

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2014.02.004

橡胶减振支座动态性能仿真分析研究

方建辉¹, 丁智平¹, 卜继玲², 黄友剑², 李飞¹, 白晓鹏¹

(1. 湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘要: 基于 Mooney-Rivlin、Ogden 3 阶和 Van der Waals 三种橡胶超弹材料本构模型, 考虑载荷频率、载荷幅值、载荷均值诸因素影响, 分别建立风力发电机橡胶减振支座有限元模型, 对橡胶减振支座动态性能进行数值模拟。通过橡胶支座动态承载测试实验, 分析不同橡胶材料本构模型对橡胶弹性元件仿真精度的影响。橡胶减振支座仿真分析与动态承载实验结果的误差分析显示, 压剪变形载荷工况适合选用 Van der Waals 模型; Mooney-Rivlin 模型适合中、小变形载荷工况; Ogden 3 阶模型则更适合较大变形载荷工况。为提高橡胶弹性元件有限元仿真精度, 应根据所受载荷工况选用合适的橡胶材料本构模型。

关键词: 橡胶; 有限元; 本构模型; 弹性刚度; 误差

中图分类号: TQ332; U467.4*97 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-9833(2014)02-0016-07

Simulation Research on Dynamic Performance of Rubber Damping Brackets of Wind Turbine

Fang Jianhui¹, Ding Zhiping¹, Pu Jiling², Huang Youjian², Li Fei¹, Bai Xiaopeng¹

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. Zhuzhou Time New Material Technology Co., Ltd., Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract: Based on three hyperelastic rubber material constitutive models of Mooney-Rivlin, Ogden 3 order and Van der Waals, and taking into consideration of influencing factors of load frequency, load amplitude and load mean value, the finite element models of rubber damping brackets of wind driven generator were established respectively and the dynamic properties of rubber damping brackets were made numerical simulation. Through rubber brackets dynamic bearing test, the effects of constitutive models of different rubber materials on simulation accuracy of rubber elastic parts were analyzed. The analysis of rubber damping bracket simulation and dynamic bearing test result error both indicated that Van der Waals model was suitable for compressing and shearing deformation load cases, Mooney-Rivlin model was for small or medium deformation load cases and Ogden 3 order model was for large deformation load cases. The appropriate rubber material constitutive model needs to be selected to improve the precision of FEA according to load cases.

Keywords: rubber; finite element; constitutive model; dynamic stiffness; error

1 研究背景

橡胶作为一种独特的弹性阻尼材料被广泛应用

于各种隔振系统中, 其承受动态载荷的性能决定橡胶弹性元件减振性能的好坏, 因此模拟仿真橡胶材

收稿日期: 2013-12-25

基金项目: 湖南省教育厅重点科研基金资助项目(08A014), 湖南省十二五机械工程重点学科基金资助项目(湘教发[2011]76号)

作者简介: 方建辉(1985-), 男, 湖南岳阳人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为机械结构强度理论及应用,

E-mail: 446997887@qq.com

料的动态性能,对于防止弹性元件的刚度失效是非常必要的。由于橡胶具有几何及材料双重非线性,给橡胶产品的力学性能分析带来了很大的困难,且采用传统的解析方法时遇到大应变非线性问题总是引入过多的假设。近年来基于数值算法的各种大型有限元分析软件的出现,为解决橡胶产品大应变非线性问题提供了有效途径,其分析结果也逐渐应用到橡胶产品设计中。

橡胶材料力学性能的研究涉及多方面,如疲劳^[1-5],本构关系^[6]等。目前,橡胶隔振器的静态性能计算方法的研究相对成熟,采用有限元方法^[7-9]进行分析是较为常用的方法。为工程应用预测,采用的材料本构模型,可分成3类^[10]:1)基于分子统计热力学理论的本构模型;2)以应变不变量表示的应变能密度函数;3)以主伸长率表示的应变能函数。用统计热力学法研究弹性体材料可追溯到1940年,该方法试图从硫化橡胶的理论模型中得出它的弹性本质^[11]。Millard F. Beatty等人^[12]进一步提出了准Wu和Van der Giessen模型,可统一推导出多种非高斯统计模型,并提出以变形不变量表示的唯象法本构模型与分子统计热力学法本构模型之间的一些联系;A·N·詹特^[13]在《橡胶工程:如何设计橡胶配件》一书中详尽地描述了橡胶材料的本构关系。基于上述工作,在橡胶减震元件动态性能方面也取得了一些成果,M. J. García Tarrago等人^[14]对一种炭黑填充橡胶衬套的径向和轴向动态性能进行了实验,研究了径向和轴向的频率和幅值相关性,并基于实验结果建立了径向和轴向弹性刚度数学模型;C. R. Brackbill等人^[15]研究了橡胶类阻尼材料在简单剪切状态下小应变幅值和频率相关性;J. M. Horton^[16]基于经典弹性理论,对一种橡胶弹性衬套建立了径向弹性刚度预测模型。

橡胶弹性元件目前主要采用静刚度设计准则进行产品设计,不能确保产品承受动载荷时的工作可靠性,因而预测橡胶弹性元件在实际工况下动态承载性能,成为工程实际中需要解决的问题。本文利用ABAQUS有限元软件,分别使用3种不同的橡胶超弹材料本构模型,对不同实验工况的风力发电机橡胶减振支座进行动态承载性能模拟仿真,并与实验结果进行对比分析,评估有限元仿真分析的精度,为橡胶弹性元件工程设计提供更加可靠的设计依据。

2 橡胶材料本构模型

橡胶是一种同时具有超弹性和黏弹性的高聚物,

力学性质兼具有不可恢复的永久形变和可恢复的弹性形变,对橡胶元件进行有限元分析,首先要选择合适的本构模型以及获取准确的材料参数。

2.1 超弹性本构模型及参数拟合

株洲时代新材料科技股份有限公司选送了橡胶材料试样样本至美国Axel实验室,进行了单轴拉伸、平面拉伸和等轴拉伸实验,获得了较为精确的应力应变实验数据,实验数据见图1。

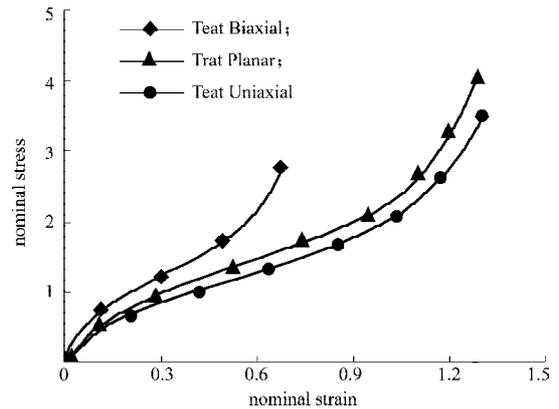


图1 橡胶材料静态基础实验数据

Fig. 1 Static experimental data of rubber material

橡胶是一种各向同性、体积近似不可压缩的高分子材料,其非线性弹性一般采用超弹性本构模型描述,最常用的有Mooney-Rivlin、Ogden、Van der Waals。3种模型中,Mooney-Rivlin本构模型在小应变和中等应变时可以较好地模拟材料特性,但不能表示对于应力应变曲线的大应变部分“陡升”行为;Ogden本构模型适合于分析拉、压工况下大变形行为;Van der Waals本构模型则具有对压剪应变状态的良好模拟能力。

1) Mooney-Rivlin 本构模型

M-R本构模型是最简单的超弹本构模型,未知精确参数的材料通常采用M-R模型,其应变势能为

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2, \quad (1)$$

式中: $\bar{\lambda}_i = J^{-\frac{1}{3}}\lambda_i$, $\bar{\lambda}_1\bar{\lambda}_2\bar{\lambda}_3 = 1$; J 是变形体积与未变形体积之比; U 为单位体积应变势能; C_{10} , C_{01} 表示超弹性系数; D_1 表示可压缩性系数; \bar{I}_1, \bar{I}_2 表示第一、二阶应变不变量。

初始剪切模量 μ_0 、体积模量 K_0 分别由以下2个公式给出:

$$\mu_0 = 2(C_{10} + C_{01}), \quad (2)$$

$$K_0 = 2/D_1. \quad (3)$$

采用M-R模型进行参数拟合,其拟合效果如图2所示。

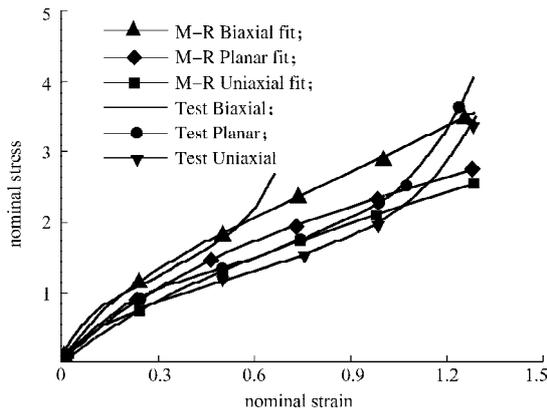


图2 M-R本构模型参数拟合

Fig. 2 Parameters fitting of M-R constitutive model

2) Ogden本构模型

Ogden本构模型的应变能采用3个主伸长率 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 作为变量, 即

$$U = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i} - 3) + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J-1)^{2i} \quad (4)$$

式中: μ_i 为初始剪切模量; α_i 为全局相互作用参数。

采用Ogden模型进行拟合, 效果见图3。

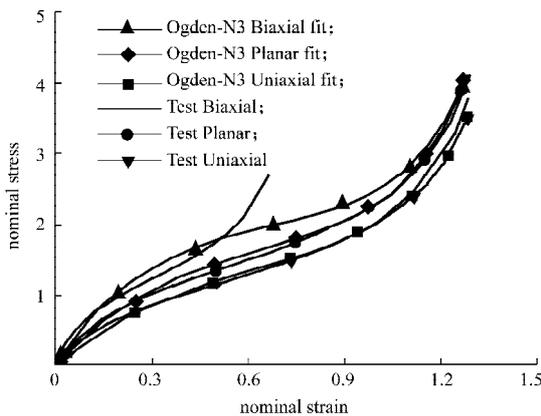


图3 Ogden本构模型参数拟合

Fig. 3 Parameters fitting of Ogden constitutive model

3) Van der Waals本构模型为

$$U = \mu \left\{ -(\lambda_m^2 - 3) [\ln(1-\eta) + \eta] - \frac{2}{3} \alpha \left(\frac{\bar{I} - 3}{2} \right)^{\frac{3}{2}} \right\} + \frac{1}{D} \left(\frac{J^2 - 1}{2} - \ln J \right) \quad (5)$$

从式(5)中可以看出, 这种模型有 $\mu, \lambda_m, \alpha, \beta$ 和 D 5个模型参数。 μ 表示初始剪切模量, λ_m 表示锁闭伸缩率, α 表示全局相互作用参数, β 表示不变量混合参数, D 表示可压缩性系数。

初始剪切模量 μ_0 、体积模量 K_0 可表示为:

$$\mu_0 = \mu, \quad (6)$$

$$K_0 = 2/D. \quad (7)$$

采用Van der Waals模型进行拟合, 效果见图4。

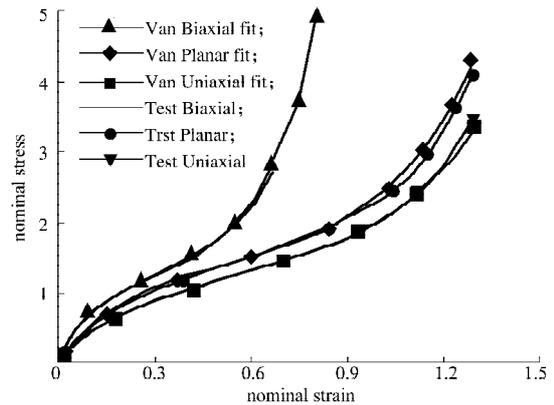


图4 Van der Waals本构模型参数拟合

Fig. 4 Parameters fitting of Van der Waals constitutive model

本文分别选择上述3种本构模型, 利用ABAQUS软件对橡胶材料静态基础实验数据进行拟合, 获得了其橡胶超弹性本构参数, 见表1。

表1 超弹性参数

Table 1 Hyperelastic parameters of constitutive models

M-R	Ogden N=3	Van
$\alpha_{10}=0.269$	$\mu_1=1.257$	$\mu=1.651$
	$\mu_2=4.081e-4$	$\lambda=3.743$
	$\mu_3=5.611e-5$	
$\alpha_{01}=0.065$	$\alpha_1=1.0985$	$\beta=7.59e-2$
	$\alpha_2=11.9830$	
$D_1=0.0001$	$\alpha_3=-10.0550$	$\eta=1.103$

2.2 黏弹性试验及参数拟合

橡胶材料的黏弹性试验包括应力松弛试验或蠕变试验。从力学角度来说, 应力松弛试验与蠕变试验是等效的, 因此测试橡胶的黏弹特性, 选择两者之一即可。本文选择应力松弛试验来拟合黏弹性参数, 其松弛模量^[17]为

$$G(t) = G_{\infty} \left[1 + \sum_{i=1}^N \beta_i \exp\left(-\frac{t}{t_i}\right) \right] \quad (12)$$

该形式为Prony级数形式, 其中 β_i 和 t_i 为黏弹性材料参数。用ABAQUS软件拟合试验数据得到黏弹性模型参数, 见表2。

表2 黏弹性参数

Table 2 Parameters of viscoelasticity

β_i	t_i
0.023 961	2.226
0.046 724	36.390
0.044 000	1 217.000

3 橡胶支座有限元模型

由于该橡胶支座结构较为复杂(见图5), 而有限元分析精度与网格质量密切相关, 采用ABAQUS

进行分析计算时,计算效率与网格量有关,为确保分析精度,提高计算效率,最终建立的轴对称单元有限元模型如图6所示。其中橡胶部分单元数量为169个,采用C3D8H单元模拟,总计单元数970个;芯轴与外套采用C3D8R单元模拟。橡胶部分材料参数见表1,芯轴与外套均为金属材料,弹性模量 E 为 $210e3$,泊松比为0.3,密度 $7.8e-9$ t/mm。

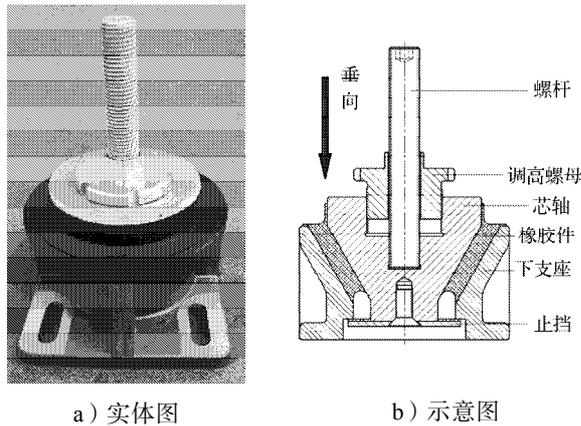


图5 橡胶支座结构

Fig. 5 The rubber bracket structure

在模型中芯轴的对称中心线上端处建立1个参考点RP-1,将芯轴一个面与该参考点耦合,参考点上施加垂向载荷,外套外表面约束固定,如图6所示。

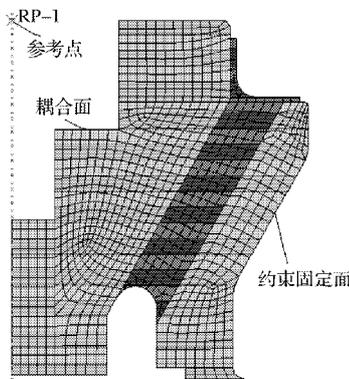


图6 橡胶支座有限元模型

Fig. 6 Finite element model of rubber brackets

4 橡胶支座动态承载性能实验

4.1 实验

橡胶弹性支座在承载过程中不仅需要满足静态刚度的要求,同时也要满足动态性能要求。本文的产品试样(见图5a)采用硬度为邵氏55°的填充橡胶材料,金属构架材料选用45号钢。为了消除试样加工时产生的内应力,产品试样须在 $(23 \pm 2)^\circ\text{C}$ 环境温度下放至少24h后进行试验。试验采用Instron8802液压伺服动态仪,动态性能测试实验在株洲时代新材

股份有限公司进行。产品弹性刚度实验具体情况见图7,实验工况见表3。

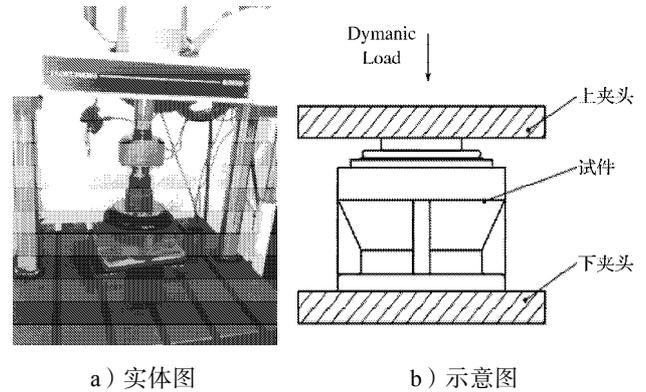


图7 橡胶支座动态性能实验

Fig. 7 Dynamic performance experiment of rubber brackets

橡胶支座动态承载性能实验按照表3设计实验工况进行,共25个实验。

表3 实验工况

Table 3 Loads of test

实验序号	频率/Hz	载荷幅值/kN	载荷均值/kN
1	5.0	1.0	21.0
2	5.0	3.0	24.5
3	5.0	5.0	10.0
4	5.0	7.0	15.0
5	5.0	8.0	18.0
6	10.0	1.0	15.0
7	10.0	3.0	18.0
8	10.0	5.0	21.0
9	10.0	7.0	24.5
10	10.0	8.0	10.0
11	15.0	1.0	24.5
12	15.0	3.0	10.0
13	15.0	5.0	15.0
14	15.0	7.0	18.0
15	15.0	8.0	21.0
16	18.0	1.0	18.0
17	18.0	3.0	21.0
18	18.0	5.0	24.5
19	18.0	7.0	10.0
20	18.0	8.0	15.0
21	22.0	1.0	10.0
22	22.0	3.0	15.0
23	22.0	5.0	18.0
24	22.0	7.0	21.0
25	22.0	8.0	24.5

4.2 弹性刚度计算理论

有限元分析所获得的力-位移数据,通过椭圆法^[18],可以获得仿真弹性刚度与阻尼因子,其刚度模型^[17]如式(8),即

$$F = K'x \pm h\sqrt{x_0^2 - x^2}, \quad (8)$$

式中: K' 表示弹性刚度;

h 表示 K' 与阻尼因子 η 的乘积。
 将式 (8) 利用二维图进行表示, 如图 8 所示。

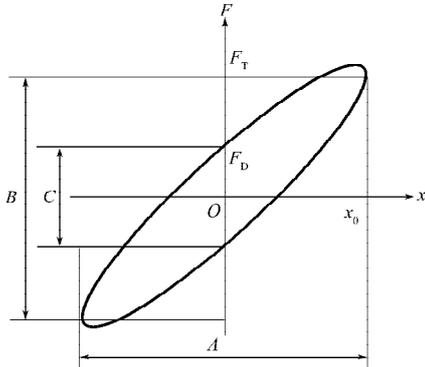


图 8 力-位移的滞回曲线

Fig. 8 Hysteresis curve of force - displacement

K' 可通过式 (9) 计算得到:

$$K' = \frac{F_T}{x_0} = \frac{B}{A} * \frac{b}{a} \quad (9)$$

式中: A 为最大位移在迟滞回线上的双幅长度;

B 为与最大位移对应的传递力在迟滞回线上的双幅长度;

a 为椭圆图上横坐标单位长度代表的位移;

b 为椭圆图上纵坐标单位长度代表的力;

F_T 为载荷达到最大值时的传递力。

η 可通过式 (10) 得到:

$$\eta = \frac{F_D}{F_T} = \frac{C}{B}, \quad (10)$$

式中: C 表示位移为零时传递力在迟滞回线上的双幅长度;

F_D 表示位移为零时对应的传递力。

4.3 仿真结果与实验验证

根据每种实验工况下的有限元分析结果, 结合式 (9) ~ (10) 计算弹性刚度与阻尼因子值, 用表 2 动态性能实验结果进行验证, 所得结果见图 9~10。

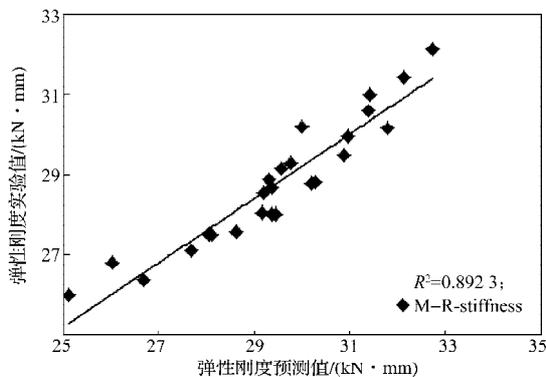


图 9 M-R 模型的弹性刚度仿真与实验结果

Fig. 9 Elastic stiffness simulation of M-R model and experimental results

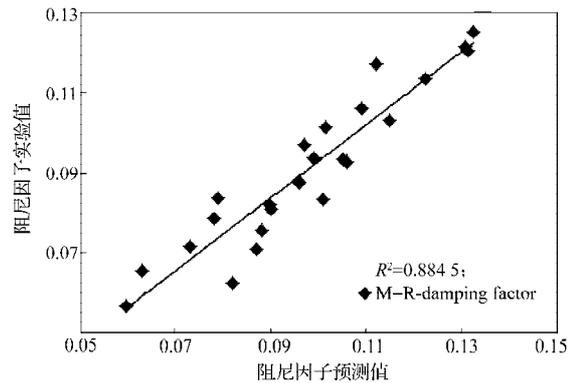


图 10 M-R 模型的阻尼因子仿真与实验结果

Fig. 10 Damping factor simulation of M-R model and experimental results

验证结果显示, 三种模型弹性刚度预测值与阻尼因子均呈一定的相关性。采用 M-R 本构模型的仿真预测结果集与实验数据较为接近, 具有良好相关性 (相关系数见图 9~10)。

Ogden3 阶模型的仿真预测结果相关性较低 (相关系数见图 11~12)。

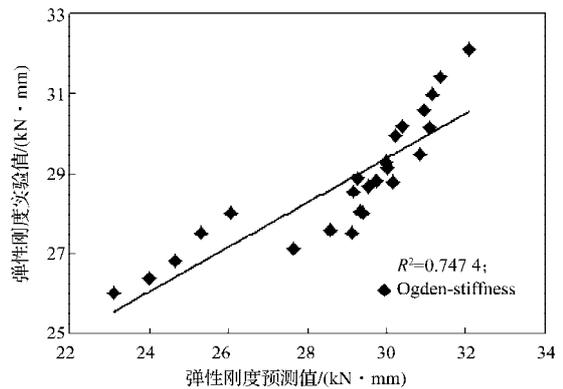


图 11 Ogden 模型的弹性刚度仿真与实验结果

Fig. 11 Elastic stiffness simulation of Ogden model and experimental results

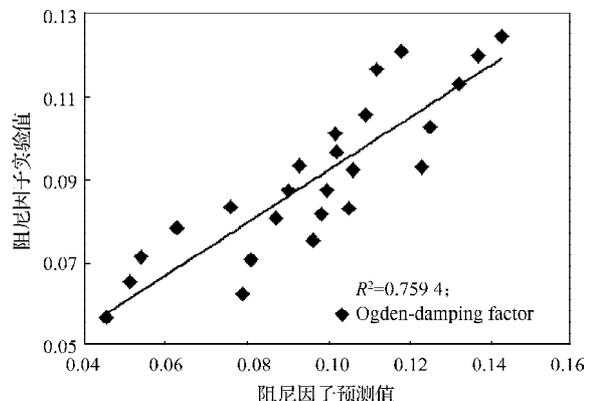


图 12 Ogden 模型的阻尼因子仿真与实验结果

Fig. 12 Damping factor simulation of Ogden model and experimental results

Van der Waals 本构模型的仿真预测结果与实验结果相关性最好 (相关系数见图 13~14)。

从本构模型的适用工况类型分析, 不同的本构模型适合的承载工况不同, 选择合适的本构模型对于提高有限元仿真精度有很大的影响。

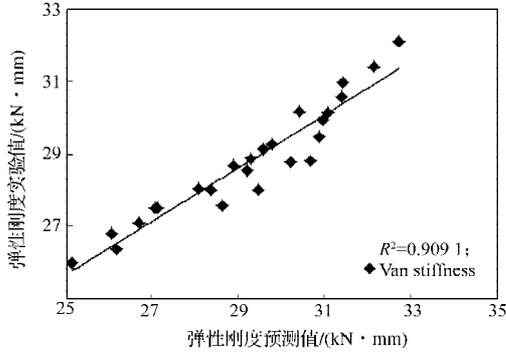


图 13 Van der Waals 模型的弹性刚度仿真与实验结果

Fig. 13 Elastic stiffness simulation of Van der Waals model and experimental results

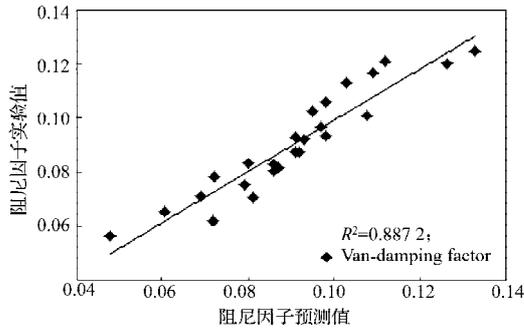


图 14 Van der Waals 模型的阻尼因子仿真与实验结果

Fig. 14 Damping factor simulation of Van der Waals model and experimental results

5 误差分析

将 3 种本构模型进行仿真分析的结果见表 4。

表 4 仿真误差分析
Table 4 Simulation error analysis %

相对误差	本构模型		
	M-R	Ogden3 阶	Van
弹性刚度	5.403	10.943	5.022
阻尼因子	15.800	32.116	7.280

注: 相对误差 = $\frac{|\text{实验值} - \text{预测值}|}{\text{实验值}}$ 。

由表 4 与实验值对比可知, Van der Waals 与 Mooney-Rivlin 模型仿真结果均比较理想, 其中 Van der Waals 模型精度较高, 而用 Ogden3 阶模型则误差较大。由于本文橡胶支座承受压缩剪切变形载荷, 处于小变形范围, 因此合适压缩剪切变形模拟的 Van der Waals 模型精度较高, 适合于中、小变形模拟的 Mooney-Rivlin 模型也能获得良好仿真结果, 而比较合

适大变形模拟的 Ogden3 阶模型仿真效果较差。由此可见, 针对橡胶产品的载荷工况, 选取合适的本构模型尤为重要。

6 结论

1) 分别基于 3 种不同橡胶超弹性本构模型, 建立了风力发电机橡胶减振支座有限元模型, 对其动态承载性能进行有限元数值模拟, 应用动载荷下的力一位移滞回曲线数据, 结合弹性刚度计算理论得到橡胶支座弹性刚度与阻尼因子预测值。

2) 进行橡胶减振支座承受压剪载荷动态承载性能测试实验, 并将实验值与仿真预测值进行对比分析。实验值与预测值的相关性分析和误差分析表明: 对于本文分析的橡胶减振支座, Van der Waals 模型仿真精度较好, 其次是 Mooney-Rivlin 模型, Ogden3 阶模型较差。

3) 选用橡胶本构模型进行有限元仿真, 应考虑橡胶弹性元件承受的载荷工况。对于压剪变形载荷工况, 适合选用 Van der Waals 模型; Mooney-Rivlin 模型适合中、小变形载荷工况; 而 Ogden3 阶模型则更适合较大变形载荷工况。

参考文献:

- [1] 丁智平, 陈吉平, 宋传江, 等. 橡胶弹性减振元件疲劳裂纹扩展寿命分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(22): 58-64.
Ding Zhiping, Chen Jiping, Song Chuanjiang, et al. Analysis of Fatigue Crack Growth Life for Rubber Vibration Damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(22): 58-64.
- [2] 杨荣华, 丁智平, 卜继玲, 等. 橡胶球铰疲劳裂纹扩展寿命预测[J]. 湖南工业大学学报, 2013, 27(2): 48-53.
Yang Ronghua, Ding Zhiping, Bu Jiling. Prediction of Fatigue Crack Growth Life for Rubber Bushing[J]. Journal of Hunan University of Technology, 2013, 27(2): 48-53.
- [3] Mars W V, Fatemi A. A Literature Survey on Fatigue Analysis Approaches for Rubber[J]. International Journal of Fatigue, 2002, 24(9): 949-961.
- [4] Wang Bo, Lu Hongbing, Gyuo-Ho Kim. A Damage Model for the Fatigue Life of Elastomeric Materials[J]. Mechanics of Materials, 2002, 34(8): 475-483.
- [5] Saintier N, Cailletaud G, Piques R. Multiaxial Fatigue Life Prediction for a Natural Rubber[J]. International Journal of Fatigue, 2006, 28(5/6): 530-539.
- [6] 徐明. 橡胶类超弹性材料本构关系研究及有限元分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2002.

- Xu Ming. The Constitutive Relations and Finite Element Analysis of Hyperelastic Rubber[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2002.
- [7] 殷 闻, 靳晓雄, 全 光. 两种常用橡胶本构模型的有限元分析及仿真[J]. 上海电机学院学报, 2010, 13(4): 215-218.
- Yin Wen, Jin Xiaoxiong, Tong Guang. Finite Element Analysis of Rubber Constitutive Models and Simulation [J]. Journal of Shanghai Dianji University, 2010, 13(4): 215-218.
- [8] 上官文斌, 吕振华. 汽车动力总成橡胶隔振器弹性特性的有限元分析[J]. 内燃机工程, 2003, 24(6): 50-55.
- Shangguan Wenbin, Lü Zhenhua. Finite Element Analysis of Elastic Characteristics of Rubber Isolator for Automotive Powertrain[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2003, 24(6): 50-55.
- [9] 陈 莲, 周海亭. 计算橡胶隔振器静态特性的数值分析方法[J]. 振动与冲击, 2005, 24(3): 120-123.
- Chen Lian, Zhou Haiting. The Method of FEA on Static Characteristics of Rubber Isolator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(3): 120-123.
- [10] 李晓芳, 杨晓翔. 橡胶材料的超弹性本构模型[J]. 弹性体, 2005, 15(1): 50-58.
- Li Xiaofang, Yang Xiaoxiang. Constitutive Models for Hyperelastic Material of Rubber[J]. Elastomer, 2005, 15(1): 50-58.
- [11] Fazilay Laraba-Abbes, Patrick Ienny, Roland Piques. A New 'Tailor-Made' Methodology for the Mechanical Behavior Analysis of Rubber-Like Materials: II. Application to the Hyperelastic Behavior Characterization of a Carbon-Black Filled Natural Rubber Vulcanizate[J]. Polymer, 2003, 44(3): 821-840.
- [12] Boyce M C, Arruda E M. Constitutive Models of Rubber Elasticity: a Review[J]. Rubber Chemistry and Technology, 20007, 3(3): 504-52.
- [13] A·N·詹特. 橡胶工程: 如何设计橡胶配件[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 127-132.
- Gent A N. Rubber Engineering: How to Design Rubber Components[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002: 127-132.
- [14] García Tárrago M J, Kari L, Vinolas J, et al. Frequency and Amplitude Dependence of the Axial and Radial Stiffness of Carbon-Black Filled Rubber Bushings[J]. Polymer Testing, 2007, 26(5): 629-638.
- [15] Brackbill R B, Lesicutre G A, Smith E C, et al. Characterization and Modeling of the Low Strain Amplitude and Frequency Dependent Behavior of Elastomeric Damper Materials[J]. Journal of the American Helicopter Society, 2000: 34-42.
- [16] Horton J M. Stiffness of Rubber Bush Mountings Subjected to Radial Loading[J]. Rubber Chemistry and Technology, 2000, 73(2): 253-264.
- [17] 卜继玲, 黄友剑. 轨道车辆橡胶弹性元件设计计算方法[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2010: 53.
- Bu Jiling, Huang Youjian. Design and Calculation Method of Railway Vehicle Rubber Elastic Component[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2010: 53.
- [18] 中国船舶工业总公司第七研究院七零四研究所. GB/T15168—94振动与冲击隔振器性能测试方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 1994: 1-12.
- Seven zero four of the Seventh Research Institute of Shipbuilding Industry Corporation of China. GB/T15168—94 Vibration and Shock Isolators Performance Measurement Method[S]. Beijing: Standard Press of China 1994: 1-12.

(责任编辑: 申 剑)

