

277

风力机结构 动力学

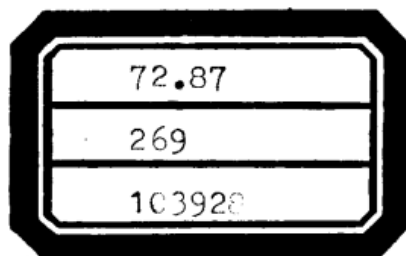
李本立 宋宪耕 贺德馨 安玉华 编著



北京航空航天大学出版社

风力机结构动力学

李本立 宋宪耕 编 著
贺德馨 安玉华



北京航空航天大学出版社

内 容 简 介

本书主要介绍风力机及其主要部件的结构动力特性。它讲述了振动响应、不稳定、气动弹性及涡致振动等。重点介绍风力机叶片结构动力特性,包括机械振动固有频率、振型的计算、叶片的气动弹性;塔架结构动力特性,包括机械响应、涡引起的塔架振动及不稳定地弛振等;风力机叶轮塔架机舱系统的动力特性,包括机械振动及气动弹性。除此之外,还介绍了风力机结构动力设计、结构动力试验等。该书主要供风能技术开发的科技工作者使用,特别是大型风力机的设计者,也可供相近学科的科技工作者参考。

图书在版编目(CIP)数据

2F61/2+
风力机结构动力学/李本立等编. —北京:北京航空航天大学出版社,1999.9

ISBN 7-81012-782-9

I. 风… II. 李… III. 风力能源-动力机械-结构动力学
IV. TK83

中国版本图书馆 CIP 数据核字(98)第 06267 号

风力机结构动力学

李本立 宋宪耕 贺德馨 安玉华 编著

责任编辑 郭维烈

责任校对 李宝田

*

北京航空航天大学出版社出版发行

(北京市学院路 37 号,邮编 100083,发行部电话 62015720)

北京宏文 印刷厂印装 各地书店经销

开本:850×1168 1/32 印张:9 75 字数:263 千字

1999 年 12 月第一版 1999 年 12 月第 1 次印刷 印数:1 000 册

ISBN 7-81012-782-9/O·041 定价:17.00 元

编者的话

能源是现代社会经济的基础。远期,能源工业面临矿物资源枯竭的问题;近期,能源工业面临全球环境污染的压力。因此,改善能源结构,利用新能源和可再生能源,已成为世界能源工业关注的热点。

风能是目前最有开发利用前景和技术最成熟的一种新能源和可再生能源。我国有丰富的风能资源,风能总储量为 32.26 亿 KW,实际可开发的风能储量为 2.53 亿 KW,风能利用有很大的潜力。虽然,相对常规能源来说,风能能量密度较低。但是,从人类发展战略高度来看,风能对中国经济、社会和环境持续协调发展将起到重要的影响。

风能利用的主要方式是风力发电。我国风力发电起步较晚,但进展较快。小型风力发电机组得到推广应用,大型风力发电机组开始进入商品化,风电场已在电力行业中占有一席之地。“八五”期间,国家计委和原国家科委分别将大型风力发电机组列入科技攻关项目。一方面,组织国内科研单位对大型风力发电机组关键技术进行联合攻关,在此基础上自行研制开发;另一方面,组织国内企业单位引进国外大型风力发电机组进行消化吸收,掌握大型风力发电机组制造技术,在此基础上进行组装或合作生产。

中国风能技术开发中心承担了大型风力发电机组空气动力学设计软件包的科技攻关项目。在中国空气动力学与发展中心的组织下,先后有山东工业大学、沈阳工业大学、航空工业总公司直升机设计所等十余个单位参加了这项研究工作,完成了风力机空气动力学设计、风力机结构动力学分析、风力机场址选择等计算软件的开发工作,并在我国自己研制的 200KW 风力发电机组上得到了应用。

“风力机结构动力学”一书正是在风力机空气动力学设计软件包

开发的基础上完成编写的。书中所涉及的内容主要是针对水平轴风力发电机组的结构动力特性进行分析的。全书共分七章:即绪论,风力机结构动力学基本概念;风力机叶片结构动力学;风力机塔架结构动力学;风力机系统结构动力学;风力机结构动力特性试验;风力机结构动力特性设计。

在本书编写过程中,崔尔杰研究员、窦秀荣博士和龙泽强高级工程师提供了很多的资料,陆启韶教授为本书进行了详尽的审阅,并提出了许多宝贵的意见。另外,中国风能技术开发中心及北京航空航天大学出版社对本书的出版给予了大力的支持。在此,编者向他们表示衷心的感谢。编者希望本书的出版能对我国风能技术的进步起到一个抛砖引玉的作用。由于编者水平的限制,书中一定有许多不足之处,恳请读者批评指正。

编者

1999年6月20日

目 录

编者的话

第一章 绪 论 (1)

第二章 风力机结构动力学基本概念 (4)

2.1 振动原理 (4)

2.1.1 单自由度振动 (5)

2.1.2 多自由度振动 (10)

2.1.3 非线性振动 (16)

2.2 气动弹性 (17)

2.2.1 经典颤振 (18)

2.2.2 失速颤振 (22)

2.3 阻 尼 (27)

第三章 风力机叶片结构动力学 (28)

3.1 概 述 (28)

3.2 叶片固有频率和振型 (29)

3.2.1 叶片固有频率和振型计算 (29)

3.2.2 影响叶片固有频率和振型的因素 (36)

3.3 叶片气动弹性稳定性分析——弹性铰链法 (48)

3.3.1 叶片运动方程 (48)

3.3.2 叶片线性气动弹性稳定性分析 (65)

3.3.3 叶片非线性气动弹性稳定性分析 (71)

3.4 叶片气动弹性稳定性分析——模态法 (102)

3.4.1 叶片运动方程 (102)

3.4.2 叶片气动弹性稳定性分析 (123)

| | |
|--------------------------------------|-------|
| 第四章 风力机塔架结构动力学 | (134) |
| 4.1 概 述 | (134) |
| 4.2 塔架固有频率和振型 | (135) |
| 4.2.1 悬臂塔架的简单雷利分析法 | (136) |
| 4.2.2 悬臂塔架的矩阵分析法 | (147) |
| 4.2.3 计算举例 | (150) |
| 4.3 风绕流塔架产生的气动力 | (154) |
| 4.3.1 风绕流圆柱体的流动 | (154) |
| 4.3.2 风绕流塔架产生的气动力的计算 | (155) |
| 4.4 风诱发的塔架振动响应 | (162) |
| 4.4.1 定常风诱发的塔架振动响应 | (162) |
| 4.4.2 非定常风诱发的塔架振动响应 | (165) |
| 4.4.3 风诱发振动响应计算举例及讨论 | (169) |
| 4.5 风诱发的塔架共振与空气动力失稳 | (172) |
| 4.5.1 涡激共振与锁定 | (172) |
| 4.5.2 风诱发的空气动力失稳 | (174) |
| 第五章 风力机系统结构动力学 | (175) |
| 5.1 概 述 | (175) |
| 5.2 风轮塔架系统结构动力稳定性分析—— 弹性铰链法 | (176) |
| 5.2.1 风轮塔架系统侧向稳定性分析 | (176) |
| 5.2.2 风轮塔架系统挥舞与俯仰稳定性分析 | (195) |
| 5.3 风轮塔架系统结构动力稳定性分析—— 综合法 | (205) |
| 5.3.1 风轮塔架系统运动方程 | (205) |
| 5.3.2 风轮塔架系统结构动力稳定性分析 | (237) |
| 5.4 传动系统结构动力特性分析 | (246) |

| | | |
|-------------|--------------------------|--------------|
| 5.4.1 | 传动系统固有频率和振型 | (246) |
| 5.4.2 | 传动系统临界转速 | (251) |
| 5.4.3 | 传动系统的稳定性分析 | (257) |
| 第六章 | 风力机结构动力特性试验 | (260) |
| 6.1 | 概 述 | (260) |
| 6.2 | 风力机结构固有特性试验 | (261) |
| 6.2.1 | 试验原理 | (261) |
| 6.2.2 | 试验方法 | (270) |
| 6.2.3 | 实 例 | (276) |
| 6.3 | 风力机结构响应特性试验 | (279) |
| 第七章 | 风力机结构动力特性设计 | (287) |
| 7.1 | 概 述 | (287) |
| 7.2 | 结构动力特性设计 | (287) |
| 7.2.1 | 动力特性设计原则 | (287) |
| 7.2.2 | 叶片动力特性设计要考虑的主要因素 | (289) |
| 7.3 | 风力机结构动力特性的控制 | (294) |
| 7.3.1 | 转子的平衡控制 | (294) |
| 7.3.2 | 动力系统控制 | (297) |
| 7.3.3 | 其它控制方法 | (298) |
| 参考文献 | | (301) |

第一章 绪 论

振动是工程结构中经常遇到的现象。风力机也不例外，它常常受到不同振动的困扰。风力机工作在千变万化的大自然之中，这就使风力机的工作环境具有自己的特点。

风时刻都在变化。据可查的记录表明，在 0.25s 内风速可以由 27m/s 突变到 37m/s，这些阵风为风力机提供了变化的气动外载，风速的恒定是一个相对的概念，即使就所谓恒定的风速来看，也是近地面风速低，空中较高，这是由于地面阻力造成的，这种风的剪流（见图 3.28）使叶片所受的气动力是变化的，就是说在风速不随时间变化情况下，气动外载也是变化的。风速不仅大小变化，方向也会变化，随着风向的变化，风轮轴作调向运动，从而产生陀螺力矩，它作用在叶片上是一种变化的惯性载荷。除此之外，对于大型风力机，叶片自身的重量也是不可忽视的载荷，这个载荷对转动的叶片是不断变化的，也是激振源。考虑风力机的弹性恢复力，以及由于叶片质量、气动不平衡等因素将会形成更多的激振源。

分析风力机的激振源可以看出，它有惯性引起的、有重力引起的、有弹性引起的，还有由气动力引起的。在风的作用下，风力机受到阻力作用，同时还有升力作用在叶片等部件上。这些空气动力是与风力机各部件的几何形状有关的。如果风力机部件，比如叶片在惯性力作用下发生弯曲和扭转变形，这些变形将会改变叶片上的气动力。这种气动力和机械振动相互作用的现象，就是气动弹性问题。如果这种相互作用是相互减弱的，则运动稳定；否则就会发生颤振和发散，出现不稳定的运动。风力机叶片在旋转平面外的弯曲运动，叫挥舞运动。这个运动与变距运动耦合，可以形成极强的经典颤振，来势凶猛，破坏力极强，是风力机必须避免的。因此，

研究风力机结构动力学,必然要包括气动弹性问题。

随着风力机的发展、柔性塔架的出现、玻璃钢叶片的应用(玻璃钢弹性模量 E 较小,刚度小,变形大),使风力机气动弹性问题更加重要。为此国外在风力机的研究中,在风力机结构动力学方面作了很多工作。我国风力机事业方兴未艾,大型风力机正在发展中。为了适应这一发展,必须研究风力机结构动力学,掌握振动、气动弹性方面的规律。风力机结构动力学包括的方面很广,涉及的振动部件也很多,本书很难全面论述,只能抓住风力机动力学的一些主要方面,及相关内容进行讨论。在风力机结构动力学的研究中,主要涉及振动的响应及稳定性、气动弹性的响应和稳定性。从风力机分析可以看出,主要的弹性振动体是叶片、塔架;机舱刚性较好,主要是以质量惯性参与振动。在研究叶片动力学时,可变距风力机的变距机构对叶片的动力学特性也有影响,在介绍叶片时,将把这个影响考虑在内,但由于各种风力机变距机构各不相同,很难作统一研究,这里只作为影响因素加以考虑。对于特定的变距控制系统,可根据其特有的情况进行特定的分析。

风力机机舱内主要有齿轮传动系统和发电机。这部分的研究也只是针对风力机特有的振动问题进行讨论,并没有对传动系统和发电机本身的动力学作全面介绍。

本书不但介绍了理论及数值分析,还对其设计和动力试验问题等作了介绍,这样可以给出一个较完整的概念。

全书除绪论外,第二章介绍了与风力机结构动力学相关的基本振动概念;第三章是典型的气动弹性问题,着重介绍叶片的振动响应和稳定性、气动弹性的响应和稳定性分析;第四章是塔架在各种风载下的响应和稳定性问题;第五章是塔架(包括机舱)和叶轮组合系统的响应和稳定性问题;第六章是风力机结构动力学的试验问题;第七章是风力机结构动力特性设计的一些问题。结构动力学试验包括极其丰富的内容,本书仅结合风力机的特点,对振动及气动弹性方面作了相应的介绍。作为振动和气动弹性研究,有限元

本是一个重要的方法,但由于篇幅所限,本书并未介绍。本书着重以相对简单的工程计算方法研究风力机振动及气动弹性,通过理论分析给出有关概念和设计思想,为风力机设计和进一步的研究打下基础。

第二章 风力机结构动力学基本概念

2.1 振动原理

振动是常见的一种运动形式,对于不旋转的物体的振动,可以定义为相对于某平衡位置的往复运动。但对于转动的物体,没有固定的平衡位置,转动着的振动叶片是沿一定的轨迹作重复性运动。例如一个转动的叶片,同时在旋转平面内作前后的弯曲运动,这种运动叫摆振;如果转动的叶片在垂直于旋转面的方向上作弯曲运动,则叫挥舞运动;如果叶片在转动中,同时绕变距轴作扭转振动则叫变距振动或扭振。挥舞、摆振、变距运动是风力机转子叶片的主要振动形式。

无阻尼且无外界激振力,只有弹性力和惯性力的振动称为自由振动。自由振动一旦产生就以某一幅值作稳定的常值振动,这种振动在自然界中实际上是不存在的。研究自由振动主要是可以确定振动的固有频率和振型等,它们与激振外力无关,而是取决于物体的质量、刚度(柔性)特性,所以称固有特性。

在自由振动的基础上加上阻尼,则会出现自然界存在的衰减振动。这种振动是受到外界的暂短扰动产生的振动,但很快消失。如再加入周期变化激振力,则形成强迫振动。这将会维持某一幅值,形成稳定振动;也会出现不稳定的共振。为了结构的安全性,共振是值得研究的现象。

在研究风力机振动时,还会遇到非线性振动。振动的要素在振动过程中可以按非线性规律变化,称非线性振动。日常生活中的打秋千就是非线性振动,这是利用人下蹲或直立改变秋千的“摆

长”。在风力机结构动力学的研究中,叶片自身重力引起的振动也是这类振动,因为重力的变化相当于刚度出现非线性项,所以是非线性问题。

2.1.1 单自由度振动

2.1.1.1 简谐振动

图 2.1 给出的是一个振动的模型,它是相当于一个刚性叶片通过弹性铰链固定在边界上。根部弹性铰的刚度系数为 k ,叶片在重力作用下,有一静变形 β_0 ,当叶片受到瞬间外力作用时,由静平衡位置移动 β 角,此时叶片在根部弹性铰作用下,产生一个恢复力矩 $k(\beta + \beta_0)$,它与重力矩 $k\beta_0$ 的方向相反,故作用在叶片上的合力矩为:



图 2.1 振动示意图

$$k(\beta + \beta_0) - k\beta_0 \quad (2.1)$$

在振动中叶片的惯性力为 $I \frac{d^2\beta}{dt^2}$,略去阻尼力,根据牛顿第二定律,可以写出振动的微分方程:

$$I \frac{d^2\beta}{dt^2} + k\beta = 0 \quad (2.2)$$

该式是一个二阶常系数线性齐次微分方程,其通解可以写成:

$$\begin{aligned} \beta &= C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t \\ \omega &= \sqrt{k/I} \end{aligned} \quad (2.3)$$

其中 I 是叶片绕根部转动的质量惯性矩,式(2.3)的常数还可以表示为另一种形式:

$$C_1 = A \sin \alpha \quad C_2 = A \cos \alpha \quad (2.4)$$

把式(2.4)代入式(2.3)则有:

$$\beta = A \sin(\omega t + \alpha) \quad (2.5)$$

这里 A 为振幅, ω 是自由振动的固有频率, $\omega t + \alpha$ 是自由振动的相位角, α 是 $t=0$ 时的初始相位。这个振动可简单地用正弦或余弦函数表示, 称简谐振动。其振幅 A 和初始相位 α 可由初始条件确定。

假如 $t=0$ 时的初始位移为 β_1 , 初始速度为 $\dot{\beta}_1$, 则:

$$A = \sqrt{\beta_1^2 + \dot{\beta}_1^2/\omega^2}$$

$$\alpha = \arctan [(\dot{\beta}_1/\beta_1)\omega] \quad (2.6)$$

简谐振动如图 2.2 所示。该振动的周期为:

$$T = 2\pi/\omega = 2\pi\sqrt{I/k} \quad (2.7)$$

其频率是周期的倒数,

$$f = 1/T = \omega/2\pi \quad (2.8)$$

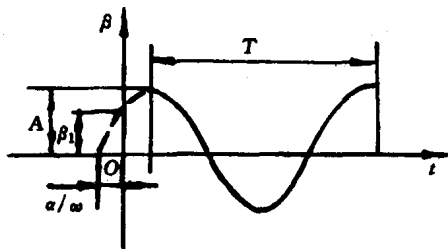


图 2.2 简谐振动

通常称 ω 为圆频率, 其单位是 (rad/s) (简称频率, 它与 f 的区别是单位不同), f 叫频率, 单位是赫兹 (Hz), 表示每秒振动次数。不论是周期 T 或 f 同 ω 都取决于振动系统本身的质量和刚度特性, 与外界初始条件无关, 所以也叫固有频率或自然频率。不难看出固有频率随质量和刚度特性而变化, 因此改变其固有频率, 也只能从质量和刚度着手进行调整, 以改变振动的状态。

自由振动实际上并不存在, 因为真实振动都是有阻尼存在的。有了阻尼之后, 振动形态就会变化。

2.1.1.2 衰减振动

工程中常见的阻尼有不同形式,如空气阻尼、材料的内摩擦形成的阻尼等。在低速运动情况下,阻尼形成的阻力通常与运动物体的速度大小成正比,方向与运动速度相反:

$$F = -\delta v \quad (2.9)$$

式中 F 表示阻力, δ 表示阻尼, v 是运动物体的速度。图 2.3 所示的振动是有阻尼的情况, 阻尼力为 $-\delta(d\beta/dt)$, 它和弹性恢复力方向相同, 可写出运动方程:

$$I\ddot{\beta} + \delta\dot{\beta} + k\beta = 0 \quad (2.10)$$

其中 $\ddot{\beta}$ 表示角加速度, 即 $\ddot{\beta} = d^2\beta/dt^2$, $\dot{\beta}$ 表示角速度, $\dot{\beta} = d\beta/dt$ 。式(2.10)是一个二阶常系数线性齐次微分方程, 其通解的形式为:

$$\beta = Ae^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d t + \alpha) \quad (2.11)$$

式中 $\zeta = \delta/(2I\omega)$ 称阻尼比, A, α 由初始条件确定:

$$\left. \begin{aligned} A &= \sqrt{\beta_1^2 + (\dot{\beta}_1 + \zeta\omega\beta_1)^2 / [\omega^2 - (\zeta\omega)^2]} \\ \omega_d &= \sqrt{\omega^2(1 - \zeta^2)} \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

$$\alpha = \arctan \{ [\beta_1 \sqrt{\omega^2 - (\zeta\omega)^2}] / (\dot{\beta}_1 + \zeta\omega\beta_1) \} \quad (2.13)$$

由式(2.11)~式(2.13)可以看出, 它不是等幅简谐振动。严格地说也不是周期运动。由图 2.3 可以看出, 它是一个往复运动, 幅值很快减小, 直至为零。与无阻尼振动相比, 把这运动叫做衰减振动。通常 $Ae^{-\zeta\omega t}$ 称为瞬间振幅, ω_d 称为衰减振动频率, 它与自由振动的频率比为:

$$\omega_d/\omega = \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.14)$$

其周期为:

$$T_d = 2\pi/\omega_d = 2\pi/\sqrt{\omega^2(1 - \zeta^2)} > T = 2\pi/\omega \quad (2.15)$$

由式(2.15)中可以看出, 衰减振动的周期大于自由振动周期,

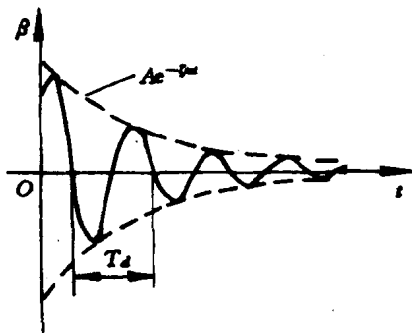


图 2.3 衰减振动

当阻尼较小时, 即 $\zeta \leq 0.05$ 时, $T_d = 1.00125T$, 可近似的认为衰减振动周期与自由振动周期相同。风力机的结构阻尼通常是比较小的, 所以上述近似是正确的。对于衰减振动, 其振幅的衰减速度是用下述方法表示的, 即经过一个周期 T_d 后, 相邻两个幅值之比的自然对数:

$$\delta = \ln \left[\frac{e^{-\zeta\omega t}}{e^{-\zeta\omega(t+T_d)}} \right] = \zeta\omega T_d = 2\pi\zeta / \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.16)$$

δ 称为对数衰减率。玻璃钢叶片的衰减系数是铝合金叶片衰减系数的 3.5 倍~4 倍, 说明玻璃钢材料的阻尼系数较大。

对于大阻尼, 即 $\zeta \approx 1$ 的情况, 此处不作讨论。

2.1.1.3 强迫振动

前面的振动都是没有激振力的情况。如果在方程(2.10)的右侧加上周期变化的激振力, 也就是在图 2.1 中给叶片加激振力, 则可得强迫振动的方程:

$$I\ddot{\beta} + \delta\dot{\beta} + k\beta = H\sin ft \quad (2.17)$$

$$\ddot{\beta} + 2\zeta\omega\dot{\beta} + \omega^2\beta = h\sin ft \quad (2.18)$$

这是二阶常系数线性非齐次微分方程, 其通解为:

$$\beta = Ae^{-\zeta\omega t} \sin(\omega\sqrt{1-\zeta^2}t + \alpha) + B\sin(ft - \varphi) \quad (2.19)$$

其中:

$$B = h / \sqrt{(\omega^2 - f^2)^2 + 4\zeta^2 \omega^2 f^2}$$

$$\varphi = \arctan (2\zeta \omega f / (\omega^2 - f^2)) \quad (2.20)$$

式(2.19)解的第一部分是衰减振动,它很快就消失,无需过多讨论。这里主要分析第二部分,这是在周期激振力作用下出现的简谐振动。其振动的频率就是激振力的频率,只是由于阻尼干扰,使之与激振力有一相位差 φ 。在强迫振动中,值得注意的是振幅的变化规律,它除与激振力幅值成正比外,更主要是受阻尼和频率影响。为分析方便,改写式(2.20)为:

$$b = \omega^2 B / h = 1 / \sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4\zeta^2 \lambda^2}$$

$$\lambda = f / \omega \quad (2.21)$$

b 称放大系数。我们由图 2.4 可以发现下面规律:

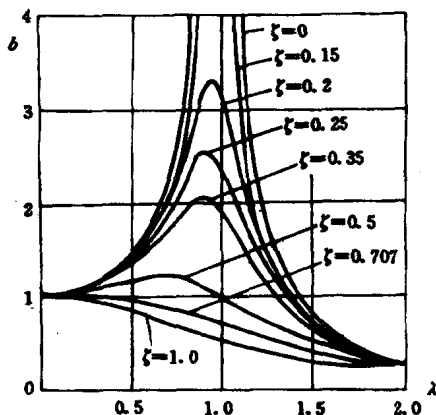


图 2.4 放大系数

(1) 当 $\lambda \ll 1$, 即 $f \ll \omega$ 时(低频段), 由不同阻尼比 ζ 给出的曲线的放大系数 b 都接近于 1。

(2) 当 $\lambda \gg 1$, 即 $f \gg \omega$ 时(高频段), 不同 ζ 值给出的曲线的放大系数都趋近于零。

(3) 当 $0 < \lambda < 1$ 时, 对于各 ζ 的曲线都有最大值。应用微分法