

实用船体防振设计

黄 达 主编



国防工业出版社

实用船体防振设计

黄 达 主编

国防工业出版社

(京)新登字106号

内 容 简 介

本书以简明的文字、丰富的图表系统地论述如何考虑防止危害船体的振动问题。全书从实用观点出发,选材新颖,图(表)文并茂,广泛收集了各种参考图表,提供切合实用的计算式和例题,力求通过图表和简易手工计算达到迅速解决实际问题的目的。

本书可供船舶设计、建造、检验、使用管理等各方面船舶工程技术人员使用。

实用船体防振设计

黄 达 主编

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号)

(邮政编码 100044)

新华书店经销

国防工业出版社印刷厂印刷

787×1092 1/32 印张14¹/₄ 313千字

1991年12月第一版 1991年12月第一次印刷 印数:001—500册

ISBN 7-118-00290-9/U·29 定价:10.10元

前 言

船体振动是造船学中正在发展的一门学科。在主要是蒸汽机作为船舶动力的年代里，船舶振动问题还不为人们所熟知。随着船舶航速的增加和大功率柴油机的采用，船舶振动问题越来越受到船舶设计、制造和使用等部门的重视。当船体振动水平大于某一程度时，不仅船上人员感觉极不舒适，而且船上精密仪器将失灵，船体结构中的应力将迅速增加，并在结构的应力集中处导致疲劳损坏。因此，防止产生危害人员和船体的振动是船舶设计人员必须考虑的问题之一。

本书从实用的角度出发，简明而又系统地论述有关船体的防振问题，力求通过图表和简易计算能迅速解决一些实际问题。本书开始是扼要地叙述为熟悉船体振动所需的一般概念和定义，提出了最常用的振动术语的简洁涵义，以便初学者对某些易于混淆之词，例如“阶”和“谐”等加以区别。然后是对于作为船体结构基本组成单元的梁和板，列出大量便于查阅的固有频率图表。

作为本书的中心内容是船体总振动和局部振动问题。在详细分析了各种激振力及其对船体的影响后，提出防振设计的原则、方法和可能采取的减振措施，同时经过选择后提供大量实用的计算式。这些计算式是理论和实船试验相结合的产物。因此通过简单的手工演算就能获得工程上允许误差范围内的结果。

与船体振动密切相关的轴系振动在书中也作了介绍：从

产生原因、对船体的危害、简单估算直至解决途径。轴系振动有时会成为船体振动的主要根源，只有了解轴系振动才能最终解决船舶的振动问题。

船体测振是一种专门技术。本书对测振只作一般性的叙述，以便读者初步了解与掌握船体测振技术。并非所有船体都需要全面进行测试，有时为了探明振源只需得知其频率，这时候由非专门人员掌握简单的仪器也能解决好这问题。还有，设计、检验等人员如能理解波形的生成，对于寻找振源解决船体振动会有好处，因此本书列入了手工分析波形的若干方法。

根据测振所得的结果，船体振动达到何种水平以及判断振动是否达到危害人体与船体的程度，唯一依据是学术团体或权威组织公布的有关衡准。新设计的船舶如能满足“衡准”的要求，则在处理发生的振动问题时将不会遇到很大的麻烦。

在我国，船体发生剧烈振动的事例是屡见不鲜的，因而船体防振问题日渐引起各方面的关注。如果在设计初期对防振问题有所考虑的话，有些振动问题不致于如此严重，解决问题所花的代价也会低得多。编者希望本书对于在设计阶段能分析振源、迅速计算出固有频率，采取相应的措施并考虑防止船体振动等方面将有所帮助。

为了推广国际单位制，同时考虑到国际单位制目前在工程上尚未普及，现就本书出现过的单位附上国际单位制简表，国际单位制与工程单位制及其他单位制的换算表作为附录。

本书由黄达主编，参加本书编写的还有温宝贵、高国权、肖启梁等。全书由陈达伟审阅。

编 者

目 录

1 绪论	1
1.1 振动的概念	1
1.2 简谐振动的特性	1
1.3 质量-弹簧系统的振动	4
1.4 振动术语	16
2 梁和板的振动	23
2.1 梁的振动	23
2.1.1 概述	23
2.1.2 梁的横向振动	29
2.1.3 梁的扭转振动	43
2.1.4 梁的弯曲-扭转耦合振动	43
2.1.5 梁的纵向振动	48
2.2 平板的振动	49
2.2.1 各种平板的固有频率	49
2.2.2 翼板的固有频率	70
2.2.3 有孔平板的固有频率	74
2.2.4 中面受力矩形板的固有频率	78
2.3 附连液体的平板振动	79
2.3.1 圆板和扇形板	80
2.3.2 矩形板	81
2.3.3 矩形箱壁板	91
3 激振力	94
3.1 螺旋桨激振力	94
3.1.1 概述	94
3.1.2 表面力的近似计算	97
3.1.3 轴承力的近似计算	124

3.2 柴油机激振力	136
3.2.1 概述	136
3.2.2 惯性不平衡力和力矩	137
3.2.3 内力矩	154
3.2.4 倾复力矩	154
3.3 波浪激振力	162
3.3.1 概述	162
3.3.2 波浪激振力引起的船体垂向共振	164
4 船体总振动	166
4.1 附连水质量	166
4.1.1 概述	166
4.1.2 船体垂向振动的附连水质量	166
4.1.3 船体水平振动的附连水质量	171
4.1.4 船体扭转振动的附连水质量 惯性矩	172
4.1.5 浅水影响	180
4.2 船体固有频率	185
4.2.1 概述	185
4.2.2 船体固有频率的近似计算	185
4.2.3 船体固有频率的电算法	197
4.2.4 装载对船体固有频率的影响	204
4.3 船体特殊振动	205
4.3.1 船体水平-扭转耦合振动	205
4.3.2 尾部振动	211
4.3.3 船体的非共振振动	213
4.4 船体振动的响应	219
4.4.1 概述	219
4.4.2 船体振动的阻尼	220
4.4.3 振动响应的计算	224
4.5 船体防振设计	231
4.5.1 防振设计的一般步骤	231
4.5.2 避免共振	235
4.5.3 减小激振力	240
4.5.4 减小结构的响应	257

4.5.5 安装特殊装置	260
4.6 船体减振措施	261
4.6.1 正确掌握振动现象	262
4.6.2 振源的确 定	263
4.6.3 减振措施	263
5 船体局部振动	265
5.1 扶强板的振动	265
5.1.1 扶强板固有频率的近似计算	265
5.1.2 扶强板的附连液体影响	271
5.1.3 附加载荷的影响	272
5.1.4 扶强板的防振和减振	272
5.2 横桁材的振动	278
5.2.1 概述	278
5.2.2 横桁材振动的固有频率	280
5.2.3 横桁材水平振动的固有频率	293
5.2.4 横桁材的防振和减振	294
5.3 机舱振动	297
5.3.1 概述	297
5.3.2 双层底固有频率近似计算之一	298
5.3.3 双层底固有频率近似计算之二	304
5.3.4 机舱的防振和减振	319
5.4 上层建筑纵向振动	325
5.4.1 概述	325
5.4.2 上层建筑固有频率近似计算之一	327
5.4.3 上层建筑固有频率近似计算之二	330
5.4.4 上层建筑的防振和减振	335
5.5 驾驶室翼桥振动	339
5.5.1 翼桥的固有频率	339
5.5.2 实船数值	340
5.6 辅机基座振动	341
5.6.1 基座的固有频率	341
5.6.2 激振力频率	344
5.7 烟囱的振动	344

5.7.1	概述	344
5.7.2	轴系固有频率的近似计算	346
5.7.3	变幅数值	349
5.8	桅和起重杆的振动	350
5.9	雷达桅的振动	355
5.10	轴包架的振动	360
5.10.1	轴包架固有频率的近似计算	360
5.10.2	迁移矩阵法计算的固有频率	364
5.10.3	轴包架的附连水质量	365
5.10.4	考虑轴系耦合振动的轴包架固有频率计算	366
5.11	桨叶的振动	368
5.11.1	概述	368
5.11.2	桨叶的固有频率	369
5.11.3	螺旋桨鸣音	372
6	轴系振动	374
6.1	轴系纵向振动	374
6.1.1	概述	374
6.1.2	固有频率的估算	375
6.1.3	减振措施	380
6.2	轴系扭转振动	382
6.2.1	概述	382
6.2.2	固有频率的估算	382
6.2.3	减振措施	384
6.3	轴系横向振动	384
6.3.1	概述	384
6.3.2	固有频率的估算	384
6.3.3	减振措施	389
7	振动测试与分析	391
7.1	振动测试仪器	391
7.1.1	振动仪	391
7.1.2	记录装置	398
7.1.3	激振器	401
7.1.4	测试仪器的标定	403

7.2 振动测试方法	405
7.2.1 自由振动试验	405
7.2.2 强迫振动试验	406
7.2.3 实船振动试验	407
7.3 振动测试分析	411
7.3.1 波形分析	411
7.3.2 对数衰减率的求法	417
7.4 实船振动试验结果的整理	419
7.4.1 船体试验结果的整理	419
7.4.2 上层建筑试验结果的整理	423
8 船体振动衡准	424
8.1 概述	424
8.1.1 振动分级	424
8.1.2 船体振动衡准的分类	425
8.2 人员舒适性衡准	425
8.2.1 国际标准化组织(ISO)振动衡准	425
8.2.2 中国船体振动评价基准	434
8.2.3 其他学术团体的振动衡准	436
8.3 船体结构衡准	439
附录	441
附录1 国际单位制(SI制)基本单位与导出单位简表	441
附录2 国际单位制(SI制)与其他单位制换算系数表	441
参考文献	444

1 绪 论

1.1 振动的概念

所有具有质量和弹性的系统都能产生振动。振动一般分为两类：自由振动和强迫振动。自由振动是在干扰消除后出现的振动。系统在自由振动时单位时间所完成的周数，称为系统的固有频率。强迫振动是在外力激励下产生的。如果激励的频率与系统的一个固有频率相同，则将产生共振。因此，计算固有频率是振动研究的重要内容。

任何实际振动系统都存在某种形式的阻尼，通常认为是粘性阻尼。如果阻尼很小，则对系统的固有频率的影响很小，通常可以忽略。但在共振时，阻尼对限制共振振幅却有很大影响。

系统运动所需的独立坐标数称为系统的自由度数。一个物体理论上有无穷多自由度。但在许多情况下，物体的某些部分可假定是刚体。因此复杂系统往往可简化成为具有有限自由度的系统，即等效质量-弹簧系统来处理，且有足够的准确度。

1.2 简谐振动的特性

周期性振动中最简单的是简谐振动。简谐振动一般用正弦函数表示(如图 1.2.1)，即

$$x = A \sin \omega t \quad (1.2.1)$$

式中 x —— 物体的位移, 毫米;
 A —— 位移的幅值, 毫米;
 ω —— 圆频率或角频率, 弧度/秒。

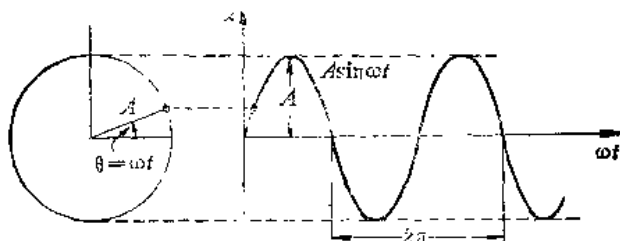


图1.2.1 简谐振动

圆频率 ω 和频率 f 、周期 T 之间有如下关系:

$$\omega = 2\pi/T = 2\pi f \text{ (弧度/秒)} \quad (1.2.2)$$

$$f = 1/T = \omega/2\pi \text{ (赫)} \quad (1.2.3)$$

$$T = 1/f = 2\pi/\omega \text{ (秒)} \quad (1.2.4)$$

对位移分别微分一次和两次, 得到物体的速度 v 和加速度 a 为

$$v = A\omega \cos \omega t$$

$$a = -A\omega^2 \sin \omega t$$

位移、速度和加速度的最大绝对值, 分别称为位移、速度和加速度的幅值

$$x = A \quad \text{毫米或厘米}$$

$$v = A\omega \quad \text{毫米/秒或厘米/秒}$$

$$a = A\omega^2 \quad \text{伽或 } g$$

1 伽 = 1 厘米/秒², g 为重力加速度, $1g = 980$ 伽。

实用上简谐振动的幅值还有用平均值、均方根值 (RMS 值) 或峰-峰值来表示。这些术语的定义见 1.4。它们之间的换算关系见表 1.2.1。

表1.2.1 简谐振动幅值各描述量的换算表

幅值	1	1.571	1.414	0.500
平均值	0.636	1	0.900	0.318
均方根值	0.707	1.111	1	0.354
峰-峰值	2.000	3.142	2.828	1

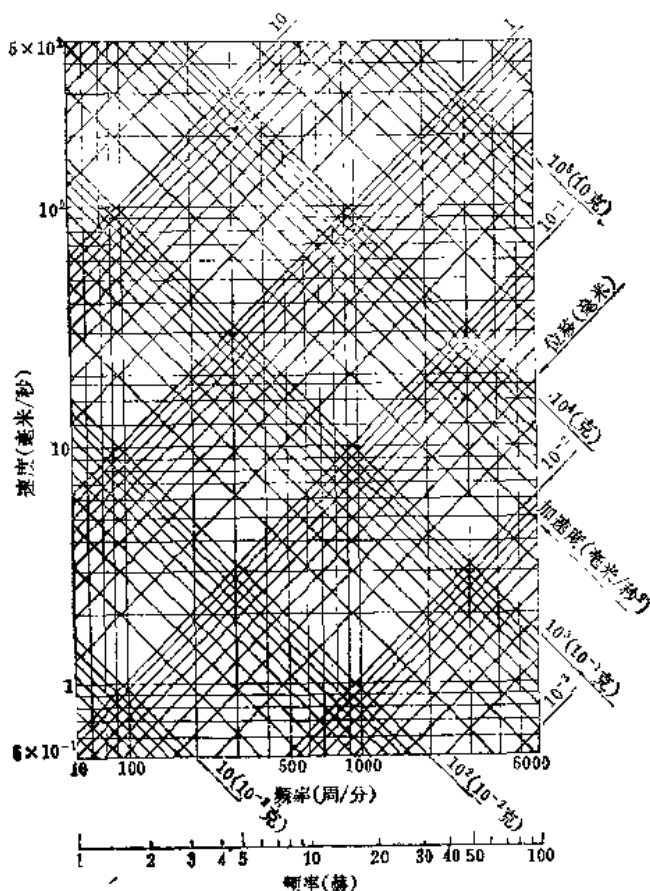


图1.2.2 简谐振动中位移、速度、加速度幅值和频率之间的关系

位移、速度、加速度和已知频率之间的等值关系见图 1.2.2。已知其中二个参数的值,可利用图 1.2.2 直接读出其他二个参数的值。此图还常用于表达振动衡准。

1.3 质量-弹簧系统的振动

研究具有粘性阻尼的质量-弹簧系统如图 1.3.1。系统受到简谐外力 $F_0 \sin \omega t$ 的激励。其中 F_0 为外力的幅值, ω 为外力的圆频率。系统的内力为

$$\text{惯性力} = m \frac{d^2 x}{dt^2}$$

$$\text{弹簧力} = kx$$

$$\text{阻尼力} = c \frac{dx}{dt}$$

系统的运动方程为

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (1.3.1)$$

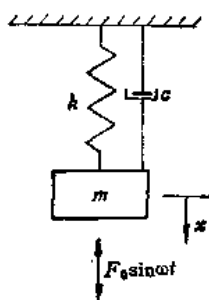


图1.3.1 有阻尼的质量-弹簧系统

单自由度系统有一个固有频率及相应的振型。系统的圆频率由解运动方程确定。令外力为零,则得有阻尼固有圆频率为

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (1.3.2)$$

式中 ω_n 为通常使用的无阻尼固有圆频率

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (1.3.3)$$

系统对外力的响应常用动力系数 α 表示:

$$\alpha = \frac{x_d}{x_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1.3.4)$$

式中 x_d ——动力位移的幅值;

x_{st} ——静力位移的幅值, $x_{st} = \frac{F_0}{k}$;

$\frac{\omega}{\omega_n}$ ——频率比, 即外力圆频率与固有圆频率之比;

ξ ——阻尼比, $\xi = \frac{c}{c_c}$;

c_c ——临界阻尼系数, $c_c = 2\sqrt{km}$ 。

共振时 ($\omega = \omega_n$), 动力系数为

$$\alpha = \frac{1}{2\xi}$$

图1.3.2是动力系数 α 与频率比 ω/ω_n 的关系曲线。由图可见, 在共振区域附近阻尼对 α 的影响甚大, 阻尼越小共振表现越剧烈。一般结构的阻尼较小, 因此力求避免发生共振。

有阻尼强迫振动时, 外力和系统响应之间存在相位角:

$$\phi = \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] \quad (1.3.5)$$

相位角与频率比间的关系见图1.3.3。由图可见, 在任何阻尼情况下, 共振时的相位角总是等于 90° , 当外力频率超过系统固有频率时, 相位角逐渐接近 180° 。

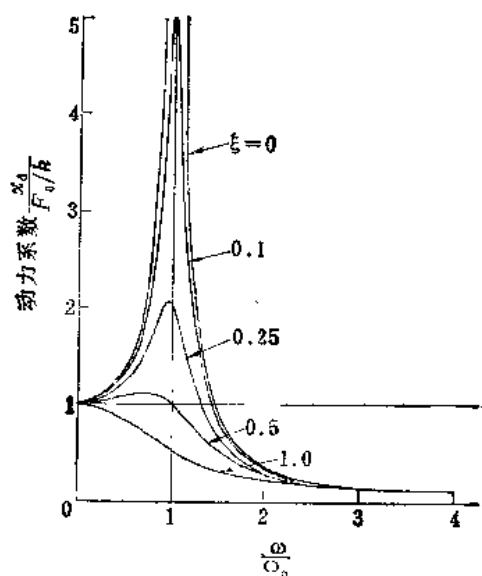


图1.3.2 单自由度系统的动力系数曲线

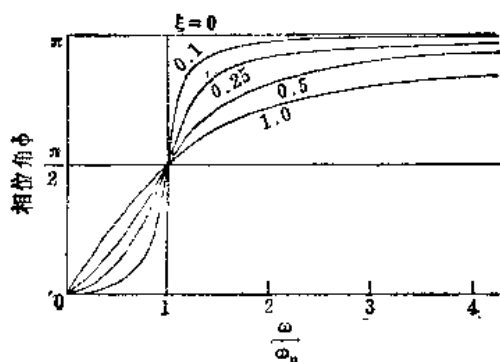


图1.3.3 外力与响应之间的相位角

具有几个质量和弹簧的系统组成多自由度系统，这些系统按自由度的数目具有相应数目的振型和固有频率。

具有分布质量和分布刚度的系统，理论上具有无数个固有频率和振型，实际上只有较低的几个振型是有实用意义的，见图 1.3.4。

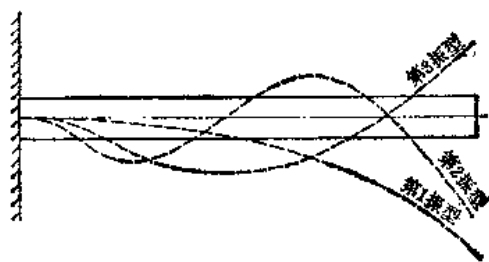


图1.3.4 分布系统的振动

1) 单自由度系统的固有频率

单自由度及其等效系统的固有频率为

$$f_n = \frac{60}{2\pi} \omega_n \quad (1.3.6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

式中 f_n ——固有频率，周/分；

k ——等效刚度或抗扭刚度，千克力/厘米或千克力·厘米/弧度，见表 1.3.1 和表 1.3.2；

m ——等效质量，千克力·秒²/厘米， $m = w/g$ ；

w ——重量，千克力；

g ——重力加速度， $g = 980$ 厘米/秒²；

ω_n ——固有圆频率，弧度/秒，见表 1.3.3。