指导性文件

GUIDANCE NOTES

GD15-2021



中国船级社

船上振动控制指南

2021

2021 年 7 月 1 日生效

中国船级社

目　录

第 1 章通则 6
1.1　概述 6
1.2 控制船上振动是达到预期居住性的有效途径 8
1.3 振动衡准含义 8
1.4　船上振动与激励关系 8
1.5 研究与解决船上振动的技术路线 11
1.6　振动分析基础 12
1.7 名词定义与振动参数 16

第 2 章 振动控制流程 20
2.1　概述 20
2.2　振动评估流程 20
2.3　防振设计 21
2.4　初步设计阶段 24
2.5　详细设计阶段 24
2.6　建造阶段 27
2.7　建造后阶段 28

第 3 章　螺旋桨激励 32
3.1　概述 32
3.2　伴流场 32
3.3　螺旋桨激励力与频率 38
3.4　轴承力 38
3.5　脉动压力 39
3.6　衡准 43
3.7　预防措施 44

第 4 章　柴油机不平衡力矩 50
4.1　概述 50
4.2　不平衡力矩 52
4.3　柴油机不平衡性能的评估 55
4.4　不平衡力矩对船体总振动的影响 58
4.5　预防措施 60

第 5 章　柴油机机架振动 63
5.1　概述 63
5.2　激励源 64
5.3　机架振动计算 71
5.4　机架振动与船体振动及轴系振动的关系 75
5.5　衡准 77
5.6　预防措施 79

第 6 章　轴系扭转振动 86
6.1 概述 86
6.2 计算模型 86
6.3 自由振动计算 91
6.4　激励源 93
6.5　响应计算一放大系数法 98
6.6　响应计算一传递矩阵法 104

6.7 衡准 107
6.8 预防措施 112
6.9 审图与检验 113

第 7 章 轴系纵向振动 115
7.1 概述 115
7.2 计算模型 116
7.3 固有频率计算 121
7.4 激励功计算 123
7.5 阻尼功计算 128
7.6 响应计算 130
7.7 衡准 132
7.8 预防措施 134
7.9 审图与检验 136

第 8 章 轴系回旋振动 138
8.1 概述 138
8.2 计算模型 139
8.3 固有频率计算 142
8.4 衡准 155
8.5 预防措施 155
8.6 审图与检验 156

第 9 章 轴系校中 157
9.1 概述 157
9.2 轴承数量及其布置 158
9.3 轴系校中原理及其校中方法 160
9.4 轴系校中完整性 170
9.5 轴系合理校中计算模型 173
9.6 轴系合理校中计算 177
9.7 关于坞内轴系校中 183
9.8 关于柴油机制造厂对轴系校中要求 184
9.9 关于安装环境温度对轴系校中影响 186
9.10 关于船体变形对轴系校中影响 189
9.11 关于螺旋桨轴直径小于 250mm 的轴系校中 194
9.12 衡准 195
9.13 审图与检验 197

第 10 章 机械振动 200
10.1 概述 200
10.2 基本原理 200
10.3 机械振动计算 203
10.4 隔振元件 208
10.5 管路振动 211
10.6 设计准则 213

第 11 章 船体梁总振动 215
11.1 概述 215
11.2 船体梁固有振动频率的估算 216
11.3 船体梁固有振动频率的详细计算 227
11.4 船体梁总振动响应计算 236
11.5 设计准则 240

第 12 章　上层建筑振动 241
12.1　概述 241
12.2　激励与传递 241
12.3　上层建筑整体振动固有频率的简化计算 242
12.4　船体—尾部—上层建筑耦合振动有限元计算 246
12.5　设计准则 248

第 13 章　局部振动 249
13.1　概述 249
13.2　梁的固有振动频率 249
13.3　板与板架的固有振动频率 251
13.4　轴支架、轴包架及螺旋桨叶片固有振动频率 257
13.5　桅杆的固有频率 267
13.6　局部结构固有特性的有限元计算 267
13.7　设计准则 270

第 14 章　振动测量 271
14.1　概述 271
14.2　振动测量要求 271
14.3　船舶振动测量 273
14.4　机械振动测量 276
14.5　轴系扭转振动测量 277
14.6　轴系纵向振动/回旋振动测量 278
14.7　振动测量报告 278

附录 1　船舶振动测量报告 280
1　基本数据 280
2　环境条件、测量状态和测量仪器 280
3　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论） 281
4　测点布置（处所名称和简图） 281
5　船舶振动测量分析结果 281
6　振幅-转速曲线（典型位置） 281
7 主要原始测量记录 281

附录 2　机械振动测量报告 282
1　基本数据 282
2　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论） 282
3　测点布置（项目名称和简图） 282
4　机械振动测量记录分析结果 282
5　主要原始测量记录 282

附录 3　机架振动测量报告 283
1　基本数据 283
2　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论） 283
3　测点布置简图 283
4 机架振动测量记录分析结果 283
5　振幅-转速曲线 283
6　主要原始测量记录 283

附录 4　轴系振动测量报告 284
1　基本数据 284
2　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论） 284

3　测点布置简图 284
4 振动测量记录分析结果： 284
5　扭振应力（扭矩）/振幅/应力-转速和许用值曲线： 284
6　主要原始测量记录 284
第 15 章　振动衡准 285
15.1 概述 285
15.2　居住性振动衡准 285
15.3　结构振动衡准 288
15.4 机械振动衡准 291
附录 5　　船舶振动问题识别和建议的补救措施 293

第 1 章通则

1.1 概述

1.1.1 目的

船舶在海上航行，会产生不同程度的振动，如振动系统固有频率与激励频率一致或接近时，会产生共振现象。对一些装置，即使不处在共振状态，但由于激励增大，也可能引起剧烈的振动。过度的船舶振动，除对人员有不利影响外，还可能引起局部结构件疲劳破坏，或机械设备故障，甚至影响船舶的正常运行。

船级社在控制船舶振动方面不断开展研究工作，但由于船舶振动的复杂性，船级社规范除轴系振动外，以前并没有把船舶振动作为入级条件。随着船舶尺度和速度的增加，船舶产生有害振动的现象仍时有发生，严重危害船舶的安全和乘员的健康。因此，船级社规范陆续推出“居住性（振动）”、“舒适性（振动）”、“舒适性（噪声）”、“结构振动”、“机械振动”和“噪声”附加标志，作为船东自愿选择的标准。

国际标准化组织（ISO）也重新编写并颁布 ISO 6954-2000《机械振动—客船和商船上有关适居性的振动测量、报告和评价指南》等。

为改善船员在船上的居住条件和工作条件，国际劳工组织（ILO）《2006 年海事劳工公约》在标准 A3.1“起居舱室和娱乐设施”、导则 B3.1.12“振动和噪声预防”及导则 B4.3“保护健康和安全及事故预防”中，分别规定应防止海员置身于达到有害水平的噪声和振动之中，“并适当考虑到相关的国际标准，以尽实际可能改进保护海员免受振动的不利影响为目标，不断审议船上的振动问题。”

因此，有效控制船上振动，是保证船舶的居住性、安全性和功能性的重要措施。

为有效控制船上有害振动的影响，并使船舶满足有关振动标准要求，特编制中国船级社（CCS）《船上振动控制指南》（以下简称指南）。

1.1.2 适用范围

（1）本指南适用于所有海上船舶、高速船、轻型船和水面舰艇的振动控制。

（2）如申请 CCS 有关振动附加标志的船舶，除另有规定外，应符合本指南的有关要求。

1.1.3 参考标准

中国船级社《船上振动控制指南》（2000）。

本指南系根据 CCS 使用经验和科研成果，并纳入国际最新有关标准要求的基础上编制而成。

本指南引用 CCS《钢质海船入级规范》和有关标准的相关内容，因此，在应用时应注意采用有关规范和标准的最新版本。

本指南主要参考有关国际标准和国家标准如下：

——ISO 6954-1984《机械振动和冲击—商船振动总体评估指南》；

——ISO 6954-2000《机械振动—客船和商船上有关适居性的振动测量、报告和评估指南》；

——ISO-20283-2-2008 关《机械振动：船上振动测量 第 2 部分：结构振动测量》；

——ISO-20283-3-2008 《机械振动：船上振动测量 第 3 部分：船上设备预安装振动测量》；

——GB/T 7452-2007/ISO 6954:2000《机械振动 客船和商船适居性 振动测量、报告和评价准则》。

1.1.4 有害振动

(1) 船舶运行时，常见的振动现象有：

—— 船体梁、上层建筑和尾部的振动；

—— 板格、板架、桅杆和机舱部位结构等的振动；

—— 推进轴系的振动；

—— 机架和机械设备的振动。

（2）引起下列现象的振动称为有害振动：

—— 船体结构和机械部件的疲劳损坏；

—— 影响到机器和设备的正常运转；

—— 影响到船上人员正常工作和生活。

1.1.5 振动控制

(1) 为在各阶段进行船舶振动的预报，本指南提供一套减小船舶振动的流程，通过统计数据、经验公式或计算机程序估算及评价振动特性，以达到设计和建造阶段就能预报或消除船上有害振动的目的。

对于营运中船舶的振动问题，可根据现有图纸资料进行必要的计算分析及实船测量，如振动量级超过规定允许值，则在实际可行的条件下，应采取合适的减振措施，以改善船舶振动的特性。

(2) 振动控制的途径有：

—— 减小激励力及其传递；

—— 调频，改变振动系统的固有频率或激励频率，防止共振的产生；

—— 增加阻尼，以消耗振动能量，达到减小振幅的目的；

—— 增加结构强度，以增强抗振能力；

—— 对主要设备安装减振器。

（3）振动控制要素为：

在主机（85%～100%）最大营运转速范围内，控制：

——主要激励力不超过规定值；

——主要激励频率与振动体主要频率之比，满足“设计准则”的要求。

1.2 控制船上振动是达到预期居住性的有效途径

1.2.1 船上振动居住性（或振动舒适性）是振动情况的综合评价，而要达到预期的振动居住性标准，就应逐项控制可能产生的振动现象。因此，本指南的振动控制流程，包括各章提供的振动控制方法，是达到预期的振动居住性的有效途径。

1.2.2 船上噪声居住性（或噪声舒适性）是噪声情况的综合评价，而要达到预期的噪声舒适性标准，就应逐项控制可能产生的噪声现象。船舶噪声包括机械噪声、流体动力噪声和电磁噪声。而船舶噪声一般伴随着振动出现。由主机、辅机和螺旋桨激励引起的船体和局部结构振动，以弹性波的形式在基座—船体结构—舱室外围结构中传递，也会辐射出二次空气噪声。因此，本指南的振动控制流程，包括各章提供的振动控制方法，也是达到预期噪声居住性的有效途径之一。

1.3 振动衡准含义

1.3.1 除 CCS《钢质海船入级规范》明确要求外，本指南有关部分也提出相应的振动衡准。

1.3.2 船舶振动衡准，是船上人员正常工作和居住场所的振动评价标准，但不作为验收或检验机器和设备的标准。

1.3.3 本指南的振动衡准，分别体现下列含义：

（1）结构振动衡准：与结构疲劳裂纹有关；

（2）机械振动衡准：与疲劳损坏或运动部件加速磨损有关；

（3）居住处所和工作处所居住性振动衡准：与船员和乘客对振动可接受程度有关；

（4）居住处所和工作处所振动舒适性衡准：与船级社对相关处所的舒服安逸环境分级有关；

（5）力和力矩限制：与产生的激励或响应有关。

1.4 船上振动与激励关系

1.4.1 由于船舶本身是一个复杂的弹性系统，在激励作用下引起的某一局部结构或设备的振动响应对另一局部结构或设备来说可能是继发性的激励，而且各种不同类型的振动之间还可能存在耦合关系。因此，船上各部分之间的振动关系是错综复杂的，但又是设计人员一开始就应引起注意的问题。

1.4.2 船舶振动的激励源有原发性的，也有继发性的，它们会引起局部性或整体性的振动。对船舶来说，不但要求原发性激励源引起的振动是可接受的，同时也要求继发性激励源引起的振动也是可以接受的。

(1) 原发性激励主要有：

——柴油机主机不平衡力矩激励；

——轴系校中不良激励；

——辅机激励；

——泵激励；

——电动机激励；

——螺旋桨激励（脉动压力和轴承力）；

——舵激励；

——紊流激励。

(2)　继发性激励主要包括：

——轴系纵向振动；

——轴系扭转振动；

——轴系回旋振动；

——柴油机机架横向振动；

——柴油机机架纵向振动。

（3）波浪也是原发性激励力，由波浪引起的船舶振动，虽然也可能导致有害振动，但一般可通过改变船舶航速和航向来减小。但随着船舶尺度增大，如船长大于 300 m，船体梁垂向振动固有频率下降，最低固有频率可低至 0.5Hz 左右，这时，波浪可能引起船体垂向振动——波激振动现象。因此，船舶在设计中应考虑波激振动对船体强度的影响。

（4）各种激励源的激励频率：可见本指南有关章的叙述。

1.4.3 为有利于分析、判断和预防船上有害振动的产生，应对船上主要激励源与振动体的关系建立基本概念。

图 1.4.3-1 展示柴油机主机船上激励源与振动的关系。图 1.4.3-2 展示涡轮机主机或电力推进船上激励源与振动的关系。

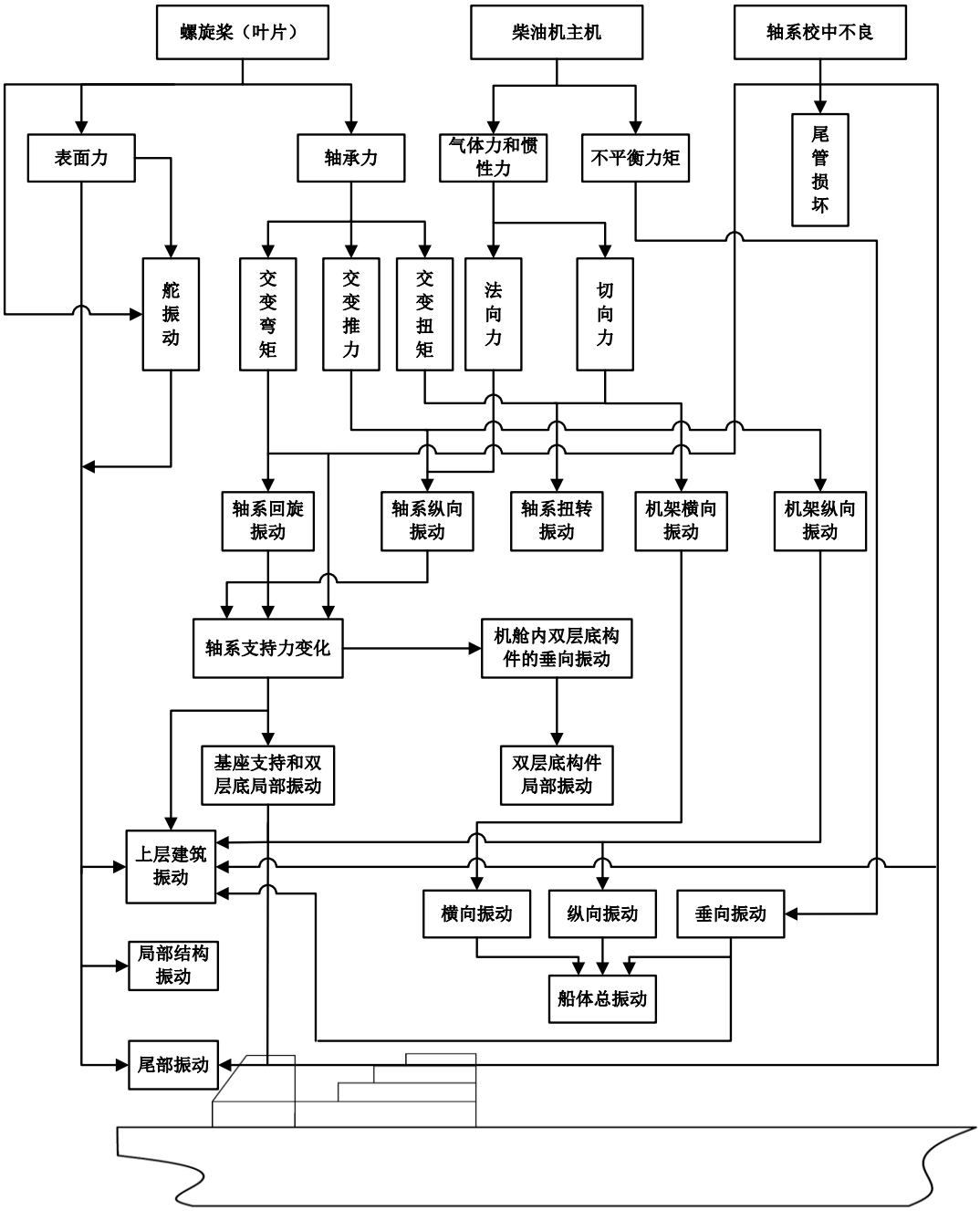


图 1.4.3-1　柴油机主机船上激励源与振动的关系

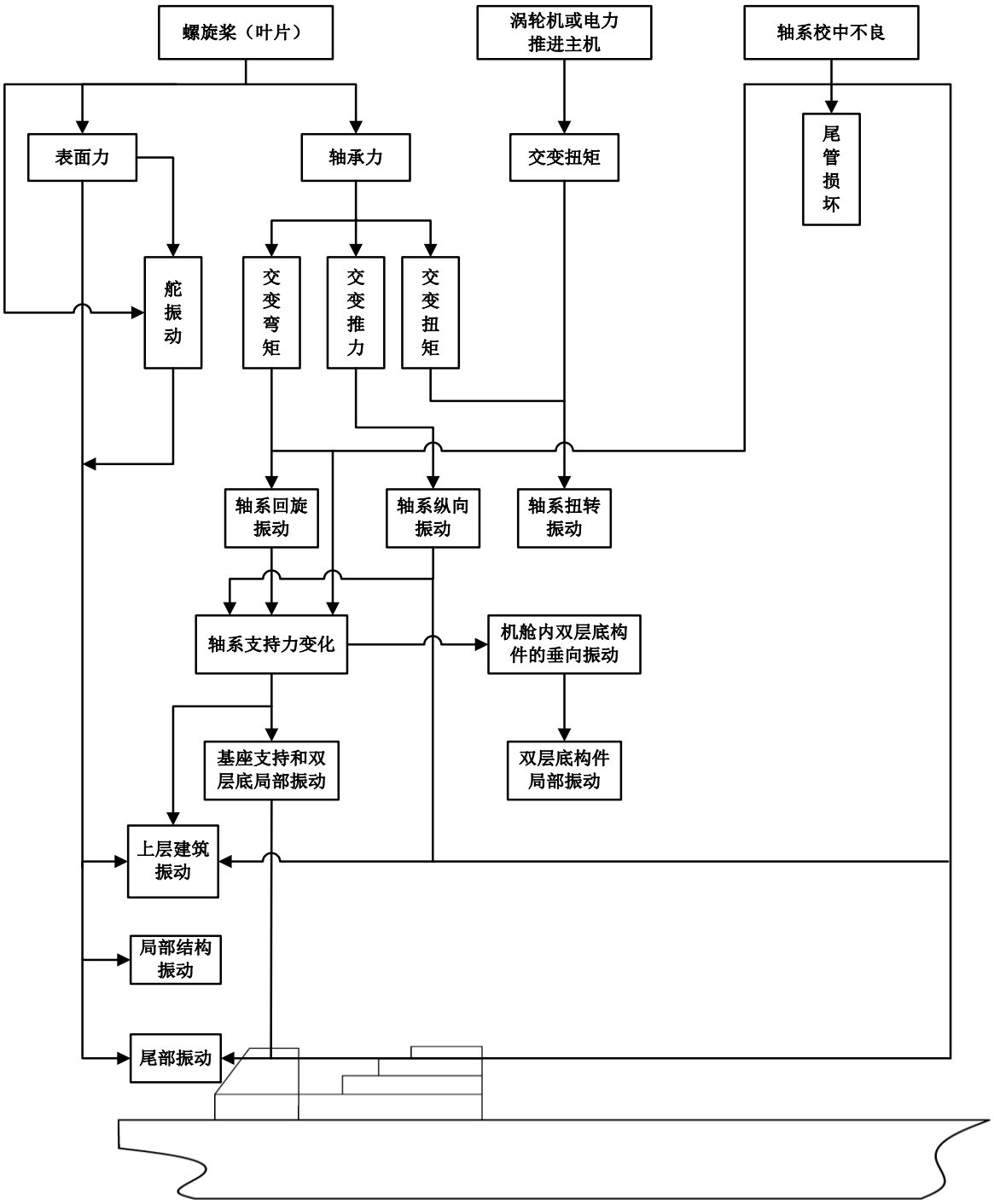


图 1.4.3-2　涡轮机主机或电力推进船上激励源与振动的关系

1.5 研究与解决船上振动的技术路线

1.5.1 如能按本指南的要求，进行必要的振动控制，不仅可避免有害振动的产生，而且也可使船舶达到预期的振动舒适性。但由于不可预计的原因，在实测时发现存在有害的船舶振动现象，或没有达到预计的振动舒适性时，就应研究和解决船上产生的振动问题。

1.5.2 研究和解决船上振动的基本方法是，首先要分析原发性激励源和继发性激励源，然后研究激励源的传递途径，再计算分析与振动体产生共振的可能性。如产生共振或强迫振动，应判

断振动量级是否超过衡准；如超过衡准，则应研究原因，提出经济有效的解决方案，如图 1.5.2 所示。

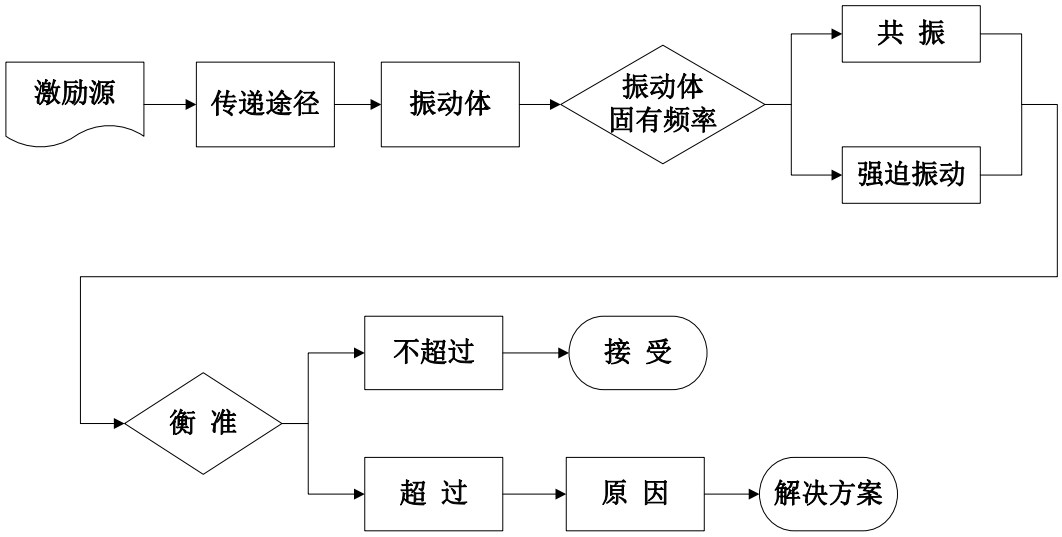


图 1.5.2 解决船上振动的技术路线

1.6 振动分析基础

1.6.1 简述

实际振动系统是十分复杂的，完全按其本来面目进行振动分析，既不可能也不必要。为此，应首先建立能代表实际系统的简化的力学模型。这个模型应保持原系统的基本振动特性，但又不过于复杂。简化的程度取决于原系统的复杂程度、要求分析的精度以及拥有的计算手段。

简化模型一般可分为两大类。离散系统模型和分布系统模型，前者又可分为集总参数模型与有限元模型。

集总参数模型由 3 种基本元件组成，即惯性元件(集中质量)、阻尼元件(没有质量的阻尼器)、弹性元件(没有质量的弹簧)。它们分别以 M、C、K 来表示。

分布系统模型由分布参数元件组成，分布参数元件通常是指质量、刚度均匀分布或按一定规律分布的连续弹性体。

显然，对于同一实际系统，可以根据不同需要简化为几种不同的模型。大多数情况下，都可近似离散为多自由度系统，甚至可以简化为单自由度系统。

在振动分析中，单自由度系统的振动特性具有基础性质，由它可以建立许多振动基本概念。

分布系统虽然理论上有无穷多个固有频率，但具有实际意义的只有几个低节/低阶固有频率及其相应的振型。

1.6.2 单自由度系统自由振动

图 1.6.2-1 为单自由度系统。

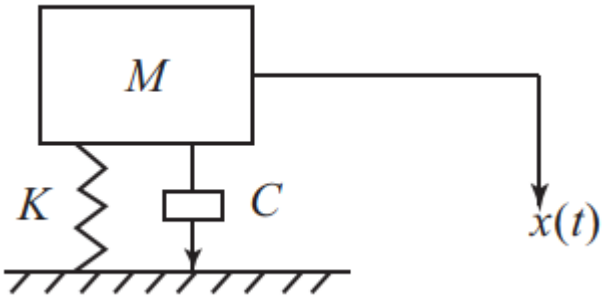


图 1.6.2-1 单自由度系统

单自由度系统运动方程式为：

$$M\ \ddot{x}+C\ \dot{x}+K\ x=0 \tag{1.6.1}$$

式中：M ——质量, kg；

C ——粘性阻尼系数，Ns/m；

K ——刚度，N/m；

x 、$\dot{x}$ 、$\ddot{x}$ ——质量 M 离静平衡位置的位移（m）、速度（m/s）、加速度（m/s2）。

如忽略系统阻尼，则振动位移 x (t)随时间的变化可用下式描述：

$$x(t)=A\sin(\omega_n t+\varphi_0) \tag{1.6.2}$$

式中：A——位移振幅，由初始条件决定；

ω_n ——系统无阻尼固有圆频率；

$$\omega_n=\sqrt{\frac{K}{M}} \tag{1.6.3}$$

φ_0——无阻尼自由振动初相角，$\varphi_0=tg^{-1}\dfrac{\omega_n x(0)}{\dot{x}(0)}$ 。

其中: $x(0)$ —— t=0 时的初始位移；

$\dot{x}$（0）——t=0 时的初始速度。

这是一个简谐振振动圆频率 ω_n 仅取决于系统的质量、刚度，而与初始条件无关。如考虑阻尼，将式（1.6.1）改写为：

$$\ddot{x}+2\xi\omega_n\ \dot{x}+\omega_n^2 x=0 \tag{1.6.4}$$

式中：ξ ——阻尼比，按下式计算：

$$\xi = \frac{C}{2M\omega_n} = \frac{C}{2\sqrt{MK}} \qquad (1.6.5)$$

在大多数工程实际问题中,阻尼比 ξ 均远小 1，此时，振动位移随时间的变化可用下式描述：

$$x(t) = A_1 e^{-\xi\omega_n t}\sin(\omega_d t + \varphi_1) \qquad (1.6.6)$$

式中：A_1——振幅，按下式计算：

$$A_1 = \sqrt{[x(0)]^2 + \frac{1}{\omega_d^2}[\dot{x}(0) + \xi\omega_n x(0)]^2}$$

ω_d——系统有阻尼固有圆频率：

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\xi^2} \qquad (1.6.7)$$

φ_1——有阻尼自由振动初相角，按下式计算：

$$\varphi_1 = tg^{-1}\left(\frac{\omega_d x(0)}{\dot{x}(0) + \xi\omega_n x(0)}\right)$$

其余符号意义与式(1.6.2)相同。

这是一个振动幅值随时间按指数规律衰减的振动，其时间历程如图 1.6.2-2 所示，振动圆频率 ω_d 小于 ω_n，但实际问题中，一般可不考虑它们间的微小差别。

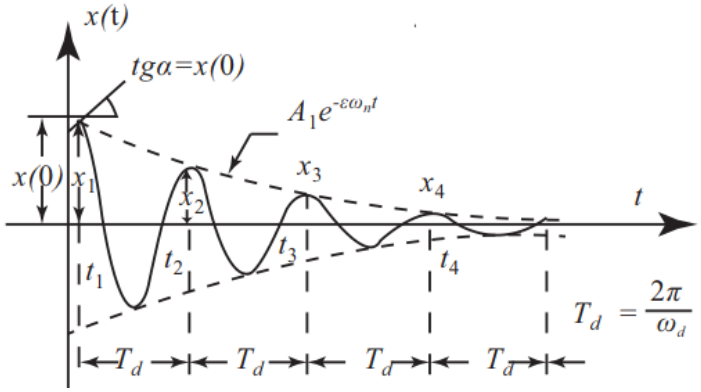


图 1.6.2-2 有阻尼自由振动

1.6.3 单自由度系统简谐激励下的振动响应

简谐激励的作用下有阻尼单自由度系统如图 1.6.3-1 所示。

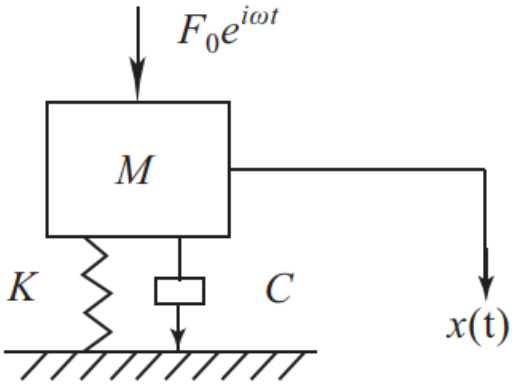


图 1.6.3-1 简谐激励作用下有阻尼单自由度系统

单自由度系统在简谐激励下的运动方程为：

$$M\ \ddot{x}+C\ \dot{x}+K\ x\ =\ F_0e^{i\omega t} \tag{1.6.8}$$

式中：F_0——激励的幅值；

ω——激励的圆频率；

其余符号意义与(1.6.1)式同。

其稳态振动响应为：

$$x(t)=A_2e^{i(\omega t-\varphi_2)} \tag{1.6.9}$$

式中：A_2——振幅：

$$A_2=\frac{A_{st}}{\sqrt{(1-\frac{\omega^2}{\omega_n^2})^2+(2\xi\frac{\omega}{\omega_n})^2}} \tag{1.6.10}$$

其中：　$A_{st}=\frac{F_0}{K}$——静位移；

φ_2——强迫振动初相角，按下式计算：

$$\varphi_2=tg^{-1}\left(\frac{2\xi(\omega/\omega_n)}{1-(\omega/\omega_n)^2}\right) \tag{1.6.11}$$

φ_2 随频率比变化的曲线称相频特性曲线，如图 1.6.3-2 所示。

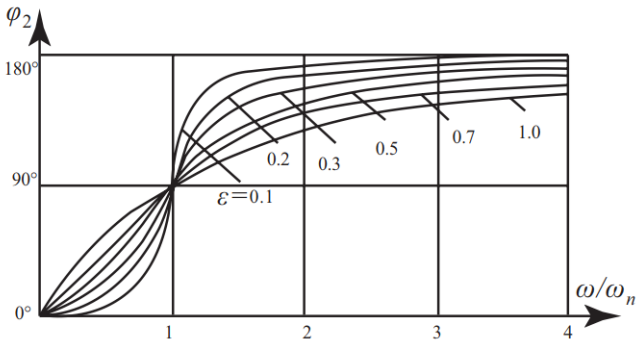


图 1.6.3-2　相频特性曲线

系统的振动响应也常用动态放大系数T_m表示：

$$T_m = \frac{A_2}{A_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-\frac{\omega^2}{\omega_n{}^2})^2 + (2\xi\frac{\omega}{\omega_n})^2}} \tag{1.6.12}$$

它随频率比ω/ω_n的变化曲线称幅频特性曲线，如图 1.6.3-3 所示。

当ω/ω_n=1 时，式(1.6.12)可写成：

$$T_m = \frac{1}{2\xi} = Q \tag{1.6.13}$$

式中：Q——品质因子，可用以描述系统阻尼特性。

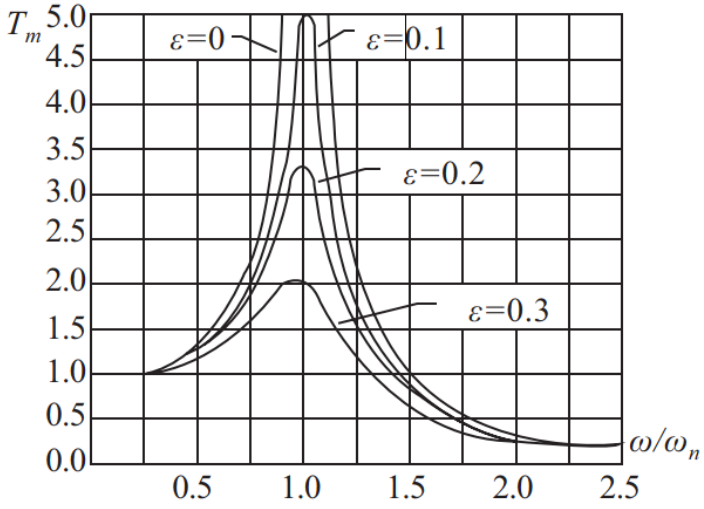


图 1.6.3-3　幅频特性曲线

1.7 名词定义与振动参数

1.7.1 本指南所用的主要名词定义如下：

(1) 位移：系指表征物体或质点相对于某参考位置变化的矢量，mm。

(2) 速度：系指表征位移对时间导数的矢量，mm/s。

(3) 加速度：系指表征速度对时间导数的矢量，m/s^2。

(4) 系统：系指用以完成一定功能的各有关部分的组合。

(5) 振动：系指描述机械系统运动或位置的量值，相对于某一平均值或大或小交替地随时间变化的现象。

(6) 周期振动：系指自变量经过某一相同时间增量后，其值能再现的周期量。

(7) 振动系统：系指包含有质量和刚度的有阻尼或无阻尼的任何系统。

(8) 稳态振动：系指连续的周期振动。

(9) 简谐振动：系指随时间 t 按简谐函数规律变化的振动。

(10) 激励：系指作用于系统的外力或其他输入。

(11) 简谐次数或振动次数：系指轴每转出现的简谐波的个数，或振动频率除以轴的转速。

（12） 叶片次：螺旋桨叶片在不均匀伴流场产生激励力的简谐次数，为叶片数的整倍数，可称为叶片次、2 倍叶片次等。

（13） 叶频：螺旋桨叶片在不均匀伴流场产生激励力的频率，等于螺旋桨叶片次乘以螺旋桨转动频率。

(14) 响应：系指系统受激励作用后的输出。

(15) 自由振动：系指激励或约束去除后出现的振动。

(16) 受迫(强迫)振动：系指由稳态激励产生的稳态振动。

(17) 频率：系指单位时间振动次数，每秒振动次数用赫兹 Hz 表示；每分钟振动次数用 1/min 表示。

(18) 固有频率：系指由系统的质量和刚度所决定的振动频率，n 个自由度系统，一般具有 n 个固有频率，从小到大顺序排列，分别称为 1 节/阶（节点）固有频率、2 节/阶(节点)固有频率，n 节/阶(节点)固有频率等。

(19) 振动模态：系指振动特性的一种表征，它由系统的特征值和相应的特征矢量所决定。

(20) 振幅：系指简谐振动的最大值。

(21) 相对振幅：系指系统中某点振幅与参考点振幅的比值。

(22) 振型：系指对某一振动模态，由各点相对振幅所描述的图形。

(23) 节点：系指系统某振型中相对振幅为零的位置。

(24) 波腹：系指系统某振型中相对振幅最大的位置。

(25) 共振：系指系统作强迫振动时，激励频率有任何微小改变均会使系统响应下降的振动状态。

(26) 共振频率：系指出现共振时的频率。

(27) 共振转速：系指激起共振时的转速，亦称临界转速。

(28) 圆频率：系指每 2π 秒振动的次数，用 rad / s 或 1 / s 表示；亦称角频率。

(29) 相位：系指将自变量的某值作为基准值来测量时，周期函数的超前的周期分数值，用度表示；亦称相角。

(30) 相位差：系指同频率的两个周期函数的相角之差，亦称相角差。

1.7.2 振动参数

(1) 振动主要参数。

在本指南中，船舶居住性（振动），采用速度均方根作为评估船上振动的主要参数。

局部结构和机械振动，分别采用振动位移幅值、速度幅值或加速度幅值作为评估船上振动的主要参数。位移适用于较低频率，速度适用于较高频率，而加速度适用于更高频率。

轴系振动采用应力、扭矩、振幅或频率作为评估轴系振动的主要参数。

（2）振动主要参数间关系。

振动参数间关系如下：

位移 $x = A\sin\omega_n t$

速度 $v = \omega_n A\sin\left(\omega_n t + \frac{\pi}{2}\right)$

加速度 $a = \omega_n{}^2 A\sin(\omega_n t + \pi)$

其中：A——振幅，mm；

ω_n——振动频率,rad/s；

t——时间，s。

（3）振幅和均方根等关系。

对振动正弦曲线而言，振幅（峰值）、峰-峰值和均方根（rms）参数之间关系如下（见图 1.7.2 所示）：

峰-峰值 =2 A；

峰值或振幅 $=\frac{1}{2}$（峰-峰值）$=\pm A$；

均方根 $=\frac{1}{\sqrt{2}}A$。

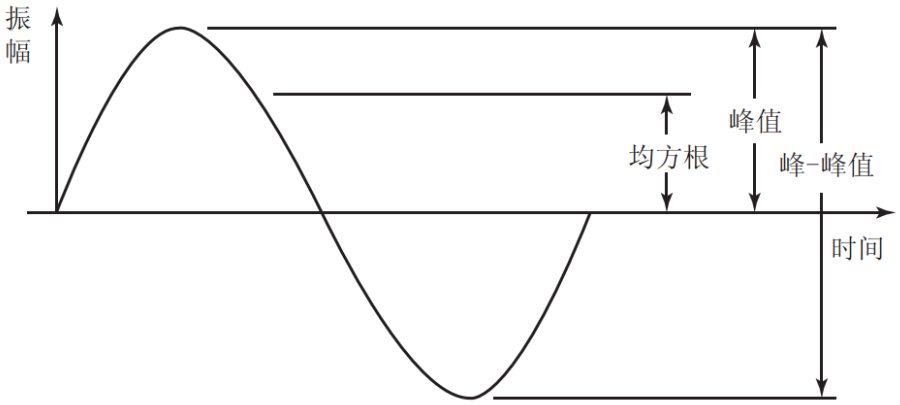


图 1.7.2　振幅与均方根等关系

第 2 章 振动控制流程

2.1 概述

为指导船舶设计、船厂对新设计建造船舶可能产生的有害振动(船体总振动、上层建筑振动、局部振动、机械设备振动和轴系振动)进行有效的控制，特制定本振动控制流程。

由于振动控制需要必要的有关船舶资料，因此，振动控制是逐步深入的过程。从船舶设计到投入运营，振动控制可分为下列 4 个阶段：

（1）初步设计阶段；

（2）详细设计阶段；

（3）建造阶段；

（4）建造后阶段。

设计者可根据具体船舶情况，在每个阶段中，参考本流程的部分过程或全过程，按照所完成的图纸与已知数据进行相应的振动计算，分别采用估算和详细计算方法，预报船舶振动特性，然后根据有关衡准进行评价，提出存在的问题和采取的必要措施，以及进一步研究方向。

一般情况下，除非有相当一致的母型船振动资料(包括振动研究报告、详细的振动计算或实船振动测试报告)，否则，对新设计船舶振动特性的掌握，总是随着设计过程的逐步深入而逐渐深化的。

2.2 振动评估流程

2.2.1 振动评估流程

图 2.2.1 是振动评估流程，供在各振动阶段进行振动控制分析参考。

船舶振动评估，实际上是对可能产生结构振动的各种激励力进行计算、分析，并与振动体的固有频率相比较，并逐步排除产生共振的可能性。

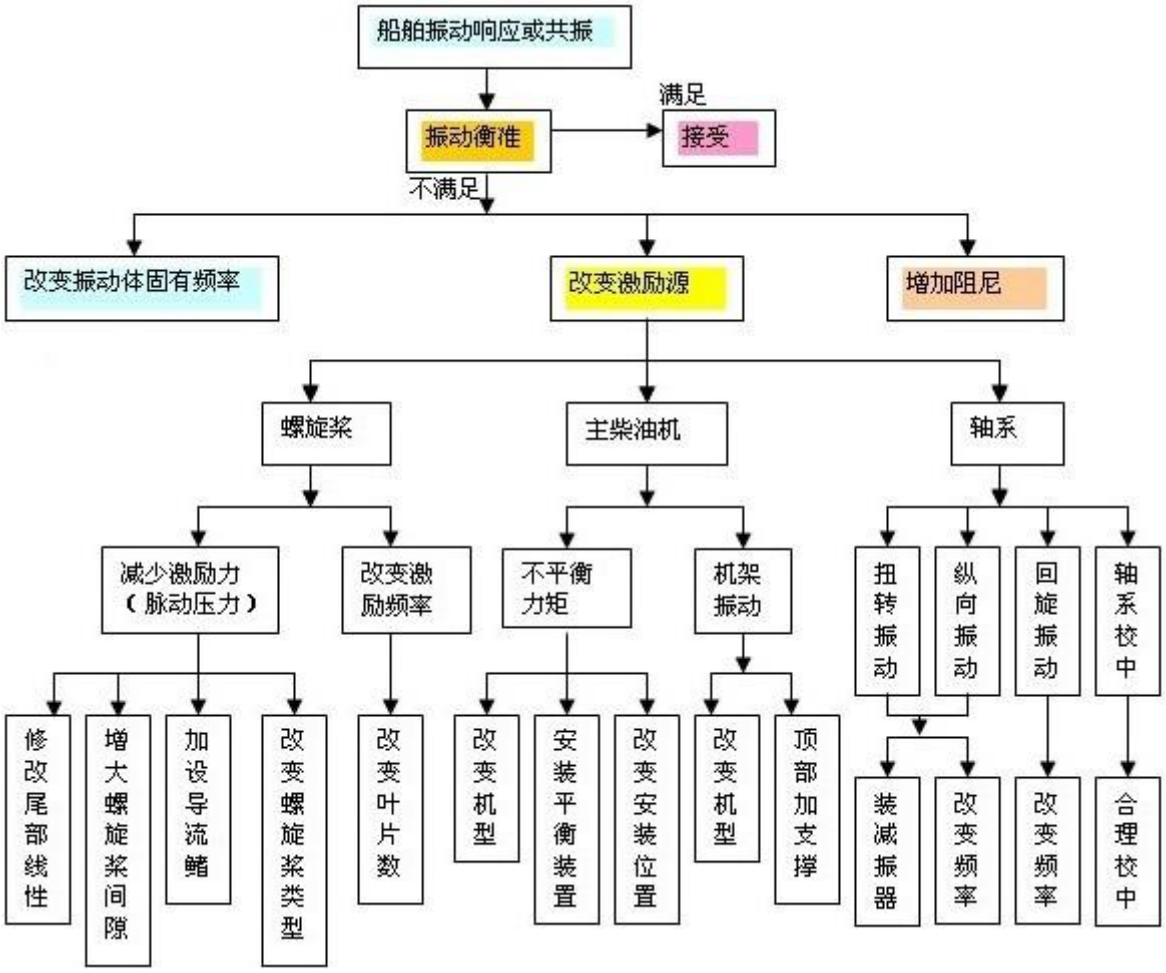


图 2.2.1　振动评估流程

2.2.2 振动评估主要内容

目前，由于船舶振动响应计算的准确性还没有达到满意的程度，因此，为防止产生强烈振动，振动评估应关注：

（1）在主机（85%～100%）最大营运转速范围内，分析确定主要激励力及其频率，且激励力应不超过规定值；

（2）在主机（85%～100%）最大营运转速范围内，分析确定振动体主要振动频率，且与主要激励频率之比应满足“设计准则”的要求。

激励频率是确定的，而激励力一般可控制在一定范围内。如激励力较大时，应尽可能准确估算相关振动体的固有频率，并使激励频率和相关振动体固有频率满足设计准则的要求。还应注意二次激励力对相关振动体的影响。

2.3　防振设计

2.3.1　简介

为防止有害振动，要求在设计阶段就进行必要的结构振动计算，并采取预防措施。但影响船

舶振动及激励大小的因素很多，它涉及到船舶总体性能、船体结构和动力装置等方面。船舶设计阶段的防振措施及营运船舶的减振措施，两者仅是对象的差异及处理角度有些不同，其基本原理是一样的，其方法有很多是相同的。船舶设计采用的防振措施，一般也适用营运船舶的减振措施，但设计阶段预防措施对已建成船舶有些却较难实施。

本指南有关各章已分别给出减小激励力或避开共振的预防措施。本节将综合叙述减小船上有害振动的有关预防措施。

2.3.2　防止共振

(1)　改变结构固有频率。

在船舶详细设计阶段或营运船舶，其船体总振动固有频率较难改变，但对船上各种局部结构，例如梁、板、板格、板架、管路等，当其固有频率与激励频率相等或接近时，通过改变结构刚性或质量而改变结构的固有频率，使之离开共振区是一种有效的减振措施。如对梁可在跨中增设支座，对板可沿长边方向加设中间加强筋，对板架可增设支柱、舱壁或强框架，对板可增设质量。

(2)　改变激励频率。

改变激励频率是避免结构共振的有效措施之一。但应首先对引起结构共振的激励源进行改变激励频率的可行性及经济性分析，如有可能，则按第 3 章至第 10 章规定的方法进行处理。

(3)　改变激励源的作用位置。

当船体梁发生第 *i* 阶共振时，把柴油机产生的不平衡力移置到第 *i* 阶主振形的节点上或节线上，把产生的不平衡力矩移置第 *i* 阶主振形的腹点上，就可避免激起该节点共振。

2.3.3　减小激励的幅值

船体或其局部结构振动响应超过评价基准时，尤其对高频振动响应，减小其振动响应最有效的方法是减小激励的幅值。具体措施应根据引起船体结构振动的激励源分析，按第 3 章至第 10 章规定的方法处理。如选择惯性力和惯性力矩得到平衡的柴油机主机；修改尾部线形，改善伴流分布；增加螺旋桨和船体的净空尺寸等。

2.3.4　减小激励的传递

减小激励的传递，消耗激励的能量，也是降低振动响应的有效方法。如在中速、高速柴油机和机座间装置隔振器，使柴油机传递到船体上的激励力减小。一般为单级隔振装置，减振要求高时，可采用浮筏技术或双层隔振。详见第 10 章。

2.3.5　船、机、轴、桨的合理匹配

（1） 柴油机主机、螺旋桨、轴系是船舶振动的激振源，合理选择它们之间及与船体的匹配，是减少船舶振动的重要因素。

（2） 注意轴系校中，设计时应计及船体可能产生的变形因素，以减少由轴系引起的轴频激励。同时还要防止过大的轴系扭转、纵向和回转振动，以减小其对船体的二次激励。

（3） 对长冲程、超长冲程低速大型柴油机，可在主机机架的两个方向设置支撑，改变机架的固有频率，防止机架的纵向和横向共振，减少机架振动对船体二次激励。

2.3.6　合理设计船体结构

合理设计船体结构，提高结构的刚度，也是降低结构响应的有效方法。结构设计时也应注意以下几个方面：

（1）保证纵向构件的连续性，尽可能使甲板、舷侧及船底结构有效连接，构成一个刚性较大的整体。

（2）避免设计大面积的板架和大跨度的梁，当需要设计无支柱甲板板架时，应采用专门的措施或非常规的结构形式。

（3）对大开口船舶，如集装箱船，应注意提高抗扭刚度，如设置抗扭箱、甲板条，防止产生不利的扭转振动。

（4）机舱内应合理设计船侧、甲板、平台等的扶强结构，主机机座与龙骨(或船底纵桁)的连接应均匀过渡，且在机舱内避免纵向呈折角线，小型船舶的机座应尽可能延伸到机舱前、后壁。

（5）对尾尖舱和尾悬体结构，应注意减小肋板、扶强材的跨距和减小板的尺度。为提高尾尖舱和尾悬体的刚性，可设置支柱、桁架或舱壁，使甲板板架与船体板架相连接；对尾悬体，则还需提高纵向刚度(设纵桁架、纵舱壁或加强的纵框架)。

（6）对尾机船舶，在整个机舱长度范围内，船体的垂向和水平方向的惯性矩急剧减小，剪切刚度也随外板减薄及船体几何形状的变化而下降，结构设计时应注意补偿所损失的刚度。补偿垂向惯性矩的办法是设置一舷到另一舷，并有大量纵向板的尾楼；补偿水平惯性矩则可设置平台；补偿剪切刚度则可在整个机舱长度上设置边舱。

（7）注意避免或缓和应力集中，特别是在机舱和尾部，由于接近激励源，在构件连续的孔槽、截面端、焊接硬点等应力集中区域，容易发生振动结构疲劳破坏。

（8）增加上层建筑的剪切刚度和支撑刚度，可以有效地提高上层建筑纵向振动的固有频率，具体措施如下：

① 上层建筑的侧壁应上下对齐；

② 对具有 4 层以上的上层建筑，应设置内纵壁；

③ 上层建筑所在主甲板下应设置强纵桁或其他强构件；

④ 主船体横舱壁与上层建筑的前端壁，应上下对齐，否则应设置大肘板连接；

⑤上层建筑的各层后端壁，应尽可能上下对齐，与主船体横向舱壁上下对齐，否则在主甲板下要设置强横桁材。

2.3.7 采用阻尼材料和装设消振装置

在受到强烈振动的外板、甲板、舱壁或其他结构表面上覆盖(包括喷射、涂抹或粘接等方法)减振涂层，造成人工阻尼，可消耗振动能量。其结构形式有自由阻尼层和约束阻尼层两种。阻尼涂层在很宽的频域内对减小振动的传递，降低振动响应，减弱结构噪声都有明显的效果。

消振装置有主动消振装置和被动消振装置两类。广泛应用于各种机械工程，对船舶主要用于局部结构及某些机械设备上，且适用于消减某一固定频率范围内的幅值。消振器也可用于消减总

振动。

2.3.8 还应注意非计算项目的防振设计，如扶手、栏杆、管路、门窗、烟囱、排气管等固定和支撑。

2.4 初步设计阶段

2.4.1 简述

在初步设计阶段，设计者应根据产品设计任务书中应给出船舶航区、设计性能指标、使用要求和船上可能采用的主要设备和推进系统，收集有关的母型船资料和主要设备的技术资料。

在决定船舶主尺度、选择主机机型和螺旋桨叶片数时，应根据船舶主要尺度或船舶类型和排水量，估算船体梁垂向振动固有频率和上层建筑振动固有频率，防止由二冲程柴油机主机不平衡力矩产生船体梁垂向共振，防止由螺旋桨叶频激励产生上层建筑共振。同时应尽可能选择不平衡力矩较小的柴油机为船舶主机。

2.4.2 振动控制设计研究内容

（1）根据本指南第 11 章给出的公式，估算船体梁垂向振动 1 阶～3 阶固有频率，并在主机常用转速范围内，避免与柴油机较大的 1 次、2 次和 4 次不平衡力矩产生共振；如预计会发生严重的振动情况，则应及时调整方案，使问题尽可能在本阶段解决。如因客观条件限制而不能在本阶段改善不利状况，则应将存在问题指出，并在详细设计阶段作进一步研究。同时，应注意螺旋桨叶片次脉动压力的影响。

（2）根据本指南第 12 章给出的公式，估算上层建筑纵向振动固有频率，并在主机常用转速范围内，避免与螺旋桨叶片次频率产生共振。

（3）应与柴油机厂索取最新二冲程柴油机不平衡力矩有关资料，并根据本指南第 4 章给出的公式，计算柴油机单位功率不平衡力矩评估值 PRU，再根据评估值 PRU 的大小，对船体总振动的影响程度进行评估，考虑是否采取防振措施。如采用平衡补偿装置，则应初步确定平衡补偿装置的形式。如需要安装在柴油机上，则订货时应予注明。

（4）向柴油机厂索取二冲程柴油机 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值资料，以及相应的机架 H 型振动、X 型和 L 型振动固有频率，根据本指南第 5 章要求进行评估。

为防止或减小机架横向振动，进而产生船体振动，建议在主柴油机顶部装设机架横向支撑。

为防止螺旋桨引起机架 L 型振动，进而产生船体振动，可在柴油机机架顶部前端加装纵向支撑。

2.5 详细设计阶段

2.5.1 简述

在详细设计阶段，船舶基本图纸已完成。已完成总布置图、结构形式、构件尺寸和主要结构图纸，主要机械设备和机舱布置图，轴系布置图，螺旋桨图等。在此基础上，可对引起船舶振动的各项激励，船体总振动，典型的局部振动，轴系的扭振振动、纵向振动和回旋振动，机械设备振动，进行较详细的计算和研究，如不满足要求，应采取改进措施。

2.5.2 振动控制设计研究内容

(1) 螺旋桨脉动压力估算。

按照已设计的线型，按本指南第 3 章要求，估算螺旋桨脉动压力，并与其衡准相比较；尽可能改善船尾伴流场的不均匀性，使其处于可接受范围；注意螺旋桨叶片数和尾型的配合，如单桨船尾部一般不能采用 V 型，而要用 U 型；同时还应考虑修改螺旋桨的参数，螺旋桨叶梢与壳板净空尺寸应满足本指南第 3 章建议值，如间隙过小，则应减小螺旋桨直径，或设置避振穴。

(2) 柴油机不平衡力矩。

对已选定的二冲程柴油机，按本指南第 4 章要求，计算并确认单位功率不平衡力矩评估值 PRU 在允许范围内，如不满足要求，则应考虑增设平衡装置，或采用隔振装置。

（3） 柴油机机架振动计算。

对已选定的二冲程柴油机，按本指南第 5 章要求，计算机架横向和纵向振动。力求避免和减小机架振动对船体的二次激励，必要时可考虑在机架上部设纵向和/或横向支撑，支撑处的船体结构应具有足够的刚性。同时，对拟采用的机架支撑的结构形式进行评估。

(4) 轴系振动和校中计算。

按本指南第 6 章、第 7 章和第 8 章的要求，计算轴系扭转振动、纵向振动固有频率及其响应，以及回旋振动固有频率，计算结果应满足规范的要求，否则应修改设计或增设减振措施。应考虑轴系振动对船体的二次激励。同时，按本指南第 9 章要求，进行轴系校中计算。

对低速二冲程柴油机，为避免轴系纵向振动引起机架纵向振动或上层建筑纵向振动，一般选择主机可考虑安装纵向减振器。

（5）机械振动计算。

按本指南第 10 章要求，计算主要机械设备系统的固有振动频率，并与可能产生的激励频率相比较，使之满足设计准则的要求。

同时，应考虑机械设备和管路的防振措施、布置和安装要求。

(6) 船体梁振动计算。

按本指南第 11 章要求，用有限元法计算船体梁固有频率，应满足设计准则的要求。同时进行振动影响估算。

由于船体梁垂向振动，主要是由二冲程柴油机的 1 次、2 次和 4 次不平衡力矩产生的，不平衡力矩产生船体垂向总振动的条件如下：

① 某次不平衡力矩频率与船体垂向总振动某阶频率相同；

② 相关的不平衡力矩达到一定的数值；

③ 主柴油机安装在相关船体垂向总振动的节点处。

在常用转速范围内，避免激励频率和总振动频率相同或相近。当不满足设计准则要求时，对船体总振动固有频率较难改变，则应根据激励源情况，分别考虑改变激励频率或减小激励力。

(7) 上层建筑固有振动频率计算。

按本指南第 12 章要求，用有限元法计算上层建筑固有振动频率，应满足设计准则的要求。

应防止螺旋桨产生的叶频次激励(其频率为螺旋桨转速乘以叶片数)，通过船体结构传递到上层建筑而产生共振。

应防止由二冲程柴油机作用在曲轴上的径向力，引起轴系的纵向振动，进而通过推力轴承和船体传递到上层建筑而产生共振。二冲程柴油机径向力的主要简谐次数，与柴油机气缸数有关，详见本指南第 12 章。如柴油机已安装轴系纵向振动减振器，则可不必考虑轴系纵向振动的影响。

（8）局部振动计算。

按本指南第 13 章要求，计算机舱板架、机舱底板、螺旋桨上方船底壳板、螺旋桨叶片、平台、桅杆等典型结构的局部振动固有频率；对大型平台结构（如面积超过 40m^2），应采用有限元法进行多个固有频率计算；并与主要激励频率相比较，应满足设计准则的要求。

在常用转速范围内，如不满足设计准则要求时，对局部振动，则可通过改变结构型式，或增加支持结构，或增加质量，可达到改变固有频率的目的；或改变齿轮箱传动比或改变螺旋桨叶片数，达到改变激励频率的目的。

2.5.3 振动控制的考虑

在详细设计阶段，振动控制设计应注意考虑以下主要方面：

(1) 局部结构，如螺旋桨上方船壳外板、机舱船底板架、船体尾部等螺旋桨激励和主机激励直接作用区域结构，应进行振动分析，以便及时发现问题，消除隐患；

(2) 螺旋桨脉动压力是船舶尾部振动、上层建筑振动和局部振动的主要激励之一，修改螺旋桨设计(叶数、直径、转速等)及结构参数，是减小船舶振动尤其是减小尾部振动的有效措施；

(3) 对于主机机架和轴系振动，既要关注其本身的振动响应，又要注意它们可能成为激励船体振动的继发性激励源；

(4) 如通过增设减振装置减小船舶振动，则有必要根据实际结构进行详细的振动计算，并拟订今后的实船试验计划；

（5）各种减振装置如隔振器、避振穴、消振器，均应有加工和安装工艺文件，根据其不同的特性和材料的性质,提出明确而又具体的施工艺流程和质量要求,以确保减振装置的性能,同时应列出相应的维修保养要求。

2.5.4 振动预报的综合分析

通过对船上主要激励源和船体梁、上层建筑、局部结构、局部部件的振动特性研究和计算，按本指南第 1 章 1.5 的要求，进行全船性振动预报的综合分析，防止可能的疏忽而使原发性激励源或继发性激励源可能引起有害的振动。

合理设计船体结构，提高结构的刚度，也是降低结构振动响应的有效方法。因此，在船体结构设计和上层建筑设计时，应按本章 2.3 的有关要求，合理进行设计。

2.5.5 防振设计资料

防振设计研究工作结束后，应完成下列工作：

（1）船上振动计算分析报告，包括：

① 船上振动特性分析；

② 各项振动计算书；

③ 填写主要结果汇总表(见附表 1～10)。

（2）船上振动测量项目及其测点布置。

2.5.6 如申请 CCS 振动附加标志的船舶,“船上振动计算分析报告”和“船上振动测量大纲”应提交 CCS 审查。详见本指南第 15 章的要求。

2.6 建造阶段

2.6.1 简述

建造阶段包括船舶建造阶段和试航阶段。

船舶建造阶段，全船详细生产图纸和施工工艺文件已完成。由于新船振动特性除取决于船舶设计外，还与建造因素有关，故在上述图纸和文件中，应充分考虑振动控制要求，做出有关规定，提高施工质量，控制因工艺制造偏差而造成的对船舶振动的不利因素。

2.6.2 船舶建造阶段

(1) 船舶各项施工图纸及工艺文件，应满足有关规范和标准的要求。

(2) 防振措施：应编制各种防振措施的施工图纸及工艺文件，并按工艺文件要求进行安装。

(3) 减振装置：各种减振装置如隔振器、避振穴、消振器，均应编制施工图纸及工艺文件，根据其不同的特性和材料的性质,提出明确而又具体的施工工艺流程和质量要求,以确保减振装置的性能,同时应列出相应的维修保养要求，提供给船方。

（4）编制“船上振动测量大纲”。如申请 CCS 振动附加标志的船舶，测量前，“船上振动测量大纲”应经 CCS 批准，振动测量机构应经 CCS 认可。

2.6.3 船舶试航阶段

（1）在船舶试航阶段，应按“船上振动测量大纲”进行各种振动测量，测量应符合本指南第 14 章的有关要求。

（2）在船舶试航阶段，如发现振动量级超过规范或有关标准的规定时，船厂应按第 1 章 1.6 方法和本章 2.2 振动评估流程，进一步查找原因，并采取经济而有效的减振或避振措施。

（3）如手扶、栏杆、天线、桅杆、平板、管路等，新船试航时可能出现局部振动现象。局部振动现象一般包括局部结构共振，采用局部加强，可以容易达到修正目的。

（4）编制“船上振动测量报告”。如申请 CCS 振动附加标志的船舶，“船上振动测量报告”应经 CCS 批准。

2.7 建造后阶段

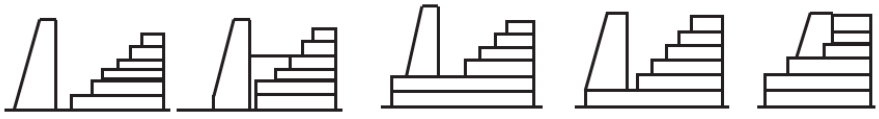
2.7.1 试航时船体振动测量，是按规定条件进行的，但在船舶营运中，如主机使用转速与振动测量时的转速不同时，也可能产生船舶振动现象。对船舶结构的共振，通过调整主机转速，可容易避开共振产生，也可减少振动响应。

2.7.2 试航振动测量时受测量点布置的限制，有的振动现象没有发现，但在船舶营运中可能产生一些局部振动现象，这时可采用适当加强方法，可有效改变共振频率和振动响应。

2.7.3 由于局部结构振动估算，往往只计算 1 阶固有频率即可，但对较大的平台结构，试航振动测量时受测量点布置的限制，可能被忽略的多阶振动，在船舶营运中会产生较大的振动响应。在这种情况下，需要进行详细的振动测量和计算，才能采取有效的解决方案。

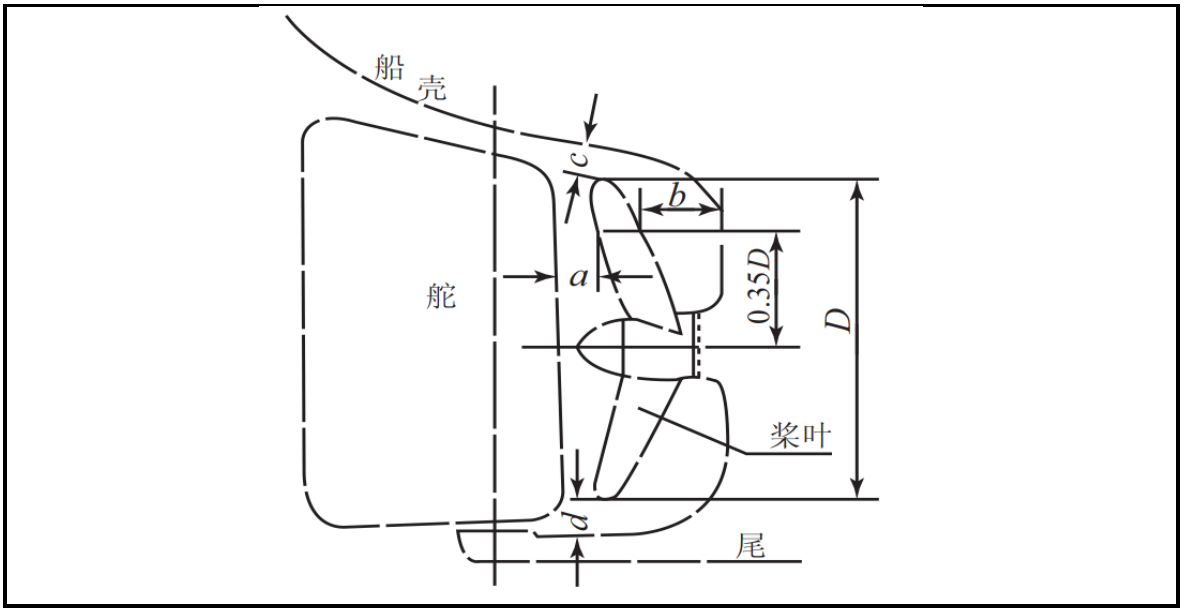
2.7.4 如使用中产生复杂的振动现象，则应按第 1 章 1.6 方法和本章 2.2 振动评估流程，进一步查找原因，进行必要的计算和测量，才能采取经济而有效的减振或避振措施。

船体总布置 **附表 1**

<table>
<tr><td colspan="2">船型</td><td colspan="6"></td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">主要尺度</td><td>两柱间长(m)</td><td>型宽(m)</td><td>型深(m)</td><td colspan="2">设计吃水(m)</td><td>排水量(t)</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td></td><td colspan="2"></td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">机舱位置</td><td colspan="2">中/中后/后</td><td colspan="2">前舱壁距 AP(m)</td><td colspan="2">后舱壁距 AP(m)</td><td>机舱长度(m)</td></tr>
<tr><td colspan="2"></td><td colspan="2"></td><td colspan="2"></td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="5">上层建筑</td><td rowspan="2">位置</td><td colspan="2">中前/中/中后/后</td><td colspan="2">前端距 AP(m)</td><td colspan="2">后端距 AP(m)</td><td>总高度(m)</td></tr>
<tr><td colspan="2"></td><td colspan="2"></td><td colspan="2"></td><td></td></tr>
<tr><td>尺度</td><td>层数</td><td></td><td colspan="2">每层长度(m)</td><td></td><td>每层面积(m^2)</td><td></td></tr>
<tr><td>结构形式</td><td colspan="7">
</td></tr>
</table>

船舶线型和螺旋桨净空间隙 **附表 2**

<table>
<tr><td>船舶线型</td><td colspan="3">特征</td><td colspan="3">伴流</td></tr>
<tr><td rowspan="2">后体线型</td><td>常规/球尾</td><td>特征值 τ</td><td>UV 型</td><td>不均匀参数 W_{Δ}</td><td>最大伴流</td><td>平均伴流</td></tr>
<tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td colspan="6">螺旋桨净空间隙（是否满足规范）</td></tr>
</table>



螺旋桨 **附表 3**

螺旋桨类型	常规桨/调距桨/导管桨/串列桨/卸载桨			桨叶形式	常规/侧斜	
桨数	桨叶数	桨叶直径(m)	螺距(m)	转速(r/min)	叶频(HZ)	空泡情况
激励力	伴流均匀性					
	脉动压力 (N/mm2)					
是否满足衡准				减振措施		

主机 **附表 4**

类型	型号	台数	气缸数	额定转速(r/min)	额定功率(kW)	不平衡力(kNm)	不平衡力矩(kNm)	单位功率不平衡力矩(Nm/kW)
二冲程柴油机						——		
四冲程柴油机								——
涡轮机			——	——		——	——	——
是否满足衡准					减振措施			

二冲程柴油机机架振动 **附表 5**

振动类型	振型	固有振动频率(Hz)	激励力频率(Hz)	减振措施
横向振动	H			
	X			
纵向振动	L			

轴系振动 **附表 6**

轴系振动类型	柴油机推进轴系/涡轮机推进轴系/柴油机齿轮传动推进轴系				
扭转振动	固有频率(Hz)	轴系扭转振动附加应力(N/mm^2)			
		曲轴	中间轴	推力轴	螺旋桨轴
	f_1 =				
	f_2 =				
	f_3 =				
	齿轮振动扭矩(kNm)		弹性联轴器扭转振动扭矩(kNm)		
	是否满足规范		减振措施		
纵向振动	固有振动频率(Hz)		齿轮振动加速度(m/s^2)		
	纵向振动振幅(mm)		是否满足规范		
	继发性激励(kN)		减振措施		
回旋振动	固有振动频率(Hz)				
	1 次正回旋临界转速（r/min ）		叶片次正回旋临界转速（r/min ）		
	是否满足规范		减振措施		

机械设备振动 **附表 7**

机械设备名称	固有振动频率(Hz)	激励力频率(Hz)	是否满足设计准则	减振措施

船体梁振动 **附表 8**

阶数	垂向固有振动频率(Hz)	纵向固有振动频率(Hz)	横向固有振动频率(Hz)	扭转固有振动频率(Hz)	激励力频率(Hz)	是否满足设计准则
1						
2						
3						
4						
5						
6						
减振措施						

上层建筑振动 **附表 9**

纵向固有振动频率(Hz)	激励力频率(Hz)	是否满足设计准则	减振措施

局部结构振动 **附表 10**

结构名称	固有振动频率(Hz)	激励力频率(Hz)	是否满足设计准则	减振措施

第 3 章　螺旋桨激励

3.1　概述

3.1.1 螺旋桨产生的激励力

螺旋桨激励是船舶振动的主要激励源之一。它可以分成两类。第一类是螺旋桨运转时引起螺旋桨附近水线面以下船体表面上的水压力产生脉动，这脉动部分的水压力称为脉动压力或表面压力，而脉动压力沿船体表面的积分称为表面力。螺旋桨脉动压力一般不会激起船体梁垂向振动，但可激起尾部振动、上层建筑振动和局部振动。大部分船舶振动是由螺旋桨脉动压力引起的。

第二类是螺旋桨在船体附近运转时由于伴流的不均匀性，各叶片在一周内的工作状态随伴流的变化而变化，从而导致各叶片上承受的力不相等而呈周期性变化，由它们形成的合力和力矩也呈周期性变化，并通过轴和轴承传给推进机械和船体，这些力称为轴承力，包括交变扭矩 Mx、交变（脉动）推力 Fx 和交变弯矩 Mz，如图 3.1.1 所示。螺旋桨轴承力不会激起船体梁振动，但交变（脉动）推力 Fx 可能通过推力轴承而激起上层建筑纵向振动。

3.1.2 螺旋桨叶片空泡对脉动压力的影响

在均匀流场中，由于螺旋桨叶片数目是有限的，当它运转时总会使流场各点处的水压力产生脉动，在均匀流场中叶片上有时也会出现空泡，但这种空泡的外观比较稳定，因而称之为定常空泡，定常空泡对脉动压力影响不大。如螺旋桨的叶片形状完全相同且叶片之间夹角完全相等，则除产生恒定的推力和扭矩外不产生其他轴承力。

当船体形成的伴流场极不均匀时，叶片进入高伴流区时叶片上往往会产生空泡，离开高伴流区时空泡消失，这种时生时灭的空泡称为非定常空泡。叶片上空泡体积的变化将在船体表面上形成极大的压力脉动，以致形成较大的表面力。但是实船测量表明，螺旋桨叶片空泡对轴承力影响不大。

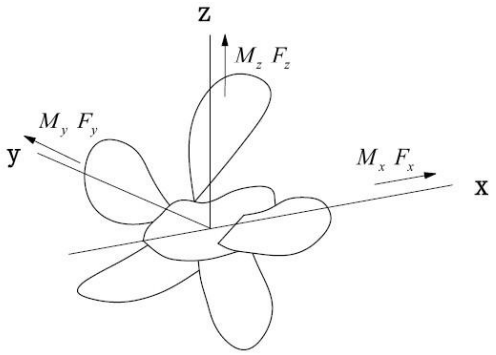


图 3.1.1　螺旋桨产生的轴承力

3.2　伴流场

3.2.1 简述

如上所述，产生螺旋桨激励力(无论是轴承力还是表面力)的主要原因，在于船尾伴流场的不均匀性。伴流可用轴向伴流、切向伴流、径向伴流等，3 个分量来描述，而它们的大小通常用伴流速度与船速的比值 W 来表示，称 W 为伴流分数。对螺旋桨激励影响较大的是轴向伴流，有时

切向伴流也影响较大。目前一般采用模型试验的方法获得伴流分布，主要有三种方法：第一种方法是采用纯网格方法，只模拟螺旋桨轴向标称伴流场，第二种方法是采用假艉加网格方法模拟螺旋桨轴向标称伴流场，由于有假艉的存在切向伴流场可部分模拟，第三种方法是采用全附体船模来模拟三向度实效伴流场。推荐采用第三种方法，特别一些切向伴流比较大的类型的船舶。对于常规单桨船舶，缺少试验资料时，也可用估算的方法得出船模的伴流场，然后作尺度修正求得实船的伴流场。

3.2.2　船模最大轴向伴流分数$W_{a\max}$的估算

螺旋桨盘面顶部的轴向伴流分数最大。如估算的最大轴向伴流分数小于 0.75 和小于方形系数C_b，此时认为尾型设计是符合减振要求的。最大轴向伴流分数可按下式估算：

$$W_{a\max}=\frac{X_2+X_3}{2}+0.01(\phi_{1.0R}+\phi_{0.7R}) \tag{3.2.1}$$

式中：X_2——尾垂线前 0.1L(L为两柱间船长)处的横剖面形状参数，按下式计算：

$$X_2=\frac{1}{2B}[3(y_4-y_1)+(y_3-y_2)]$$

B ——型宽，m；

R——螺旋桨半径，m；

y_j——对应于 j 的各水线半宽值，m；具体量法见图 3.2.2-1；

j——水线序号；

X_3——尾垂线前 0.15L 处的横剖面形状参数，计算方法与计算 X_2 相似；

$\phi_{1.0R}$——桨盘上部 1.0R 处水线未端的去流角(°)，见图 3.2.2-2；

$\phi_{0.7R}$——桨盘上部 0.7R 处水线末端的去流角(°)，见图 3.2.2-2。

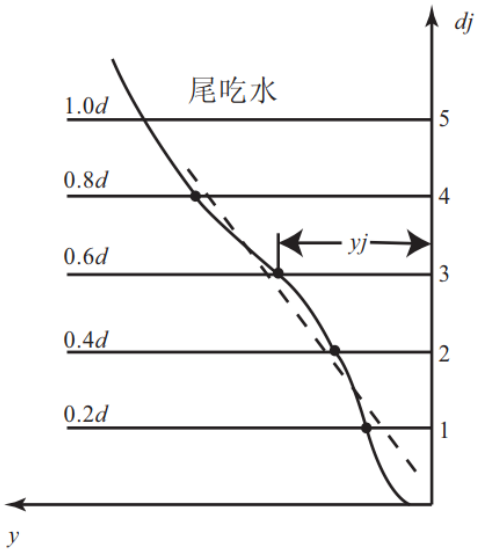


图 3.2.2-1　横剖面形状参数

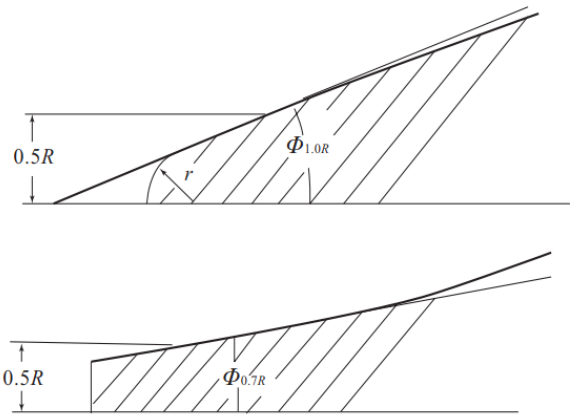


图 3.2.2-2 去流角

3.2.3 伴流梯度W_{Δ}的估算

根据一些船模实验资料，统计回归出伴流梯度W_{Δ}为下列公式之一：

$$W_{\Delta}=0.4074(X_2+X_3)+0.4074(b_1+b_2)+0.01573(\phi_{1.0R}+\phi_{0.7R})-0.6832 \tag{3.2.2}$$

$$W_{\Delta}=\frac{W_{a\max}-W_{a\min}}{1-\overline{W}_a} \tag{3.2.3}$$

式中：W_a——：$1.0R$半径上轴向伴流分数的周向平均值；

$W_{a\max}$——$1.0R$半径上轴向伴流分数的最大值；

$W_{a\min}$——$1.0R$半径上轴向伴流分数的最小值；

X_2——尾垂线前 0.1L 处横剖面形状参数，同式（3.2.1）；

X_3——尾垂线前 0.15L 处横剖面形状参数，同式（3.2.1）；

b_1——尾垂线前 0.05L 处横剖面“整流穴”特征参数，按式(3.2.4)计算；

b_2——尾垂线前 0.1L 处横剖面“整流穴”特征参数，按式(3.2.4)计算：

$$b_i=\frac{l_i}{l_i+\Delta l_i} \tag{3.2.4}$$

式中：i——肋骨站号；

l_i、Δl_i 见图 3.2.3 所示。

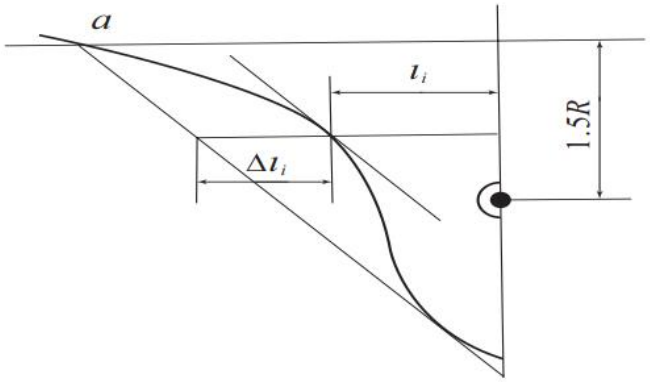


图 3.2.3　整流穴深度

3.2.4　实船标称伴流的确定

船模与实船的雷诺数不同，所以两者的伴流及其分布也不同，其间存在尺度效应。在船舶设计初始阶段，可按图 3.2.4-1 进行换算，y、z 为以螺旋桨轴为原点的盘面内的直角坐标系中的坐标点，实船伴流分布 w_s 与模型伴流分布 W_m 之间关系如下：

$$W_s(y'z) = W_m(yz) \tag{3.2.5}$$

$$y' = \frac{c_{fs}}{c_{fm}} y \tag{3.2.6}$$

式中：　$c_{fs} = \dfrac{0.075}{(\lg R_{ns} - 2)^2}$ ——实船摩擦阻力系数；

$c_{fm} = \dfrac{0.075}{(\lg R_{nm} - 2)^2}$ ——船模摩擦阻力系数；

R_{ns}——实船雷诺数；

R_{nm}——船模雷诺数。

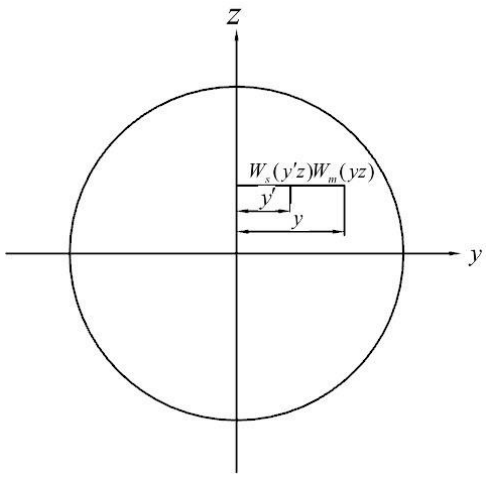


图 3.2.4-1 实船伴流分布与模型伴流分布

对于设计比较合理的船尾形状，在无详细原始资料的情况下，实船的最大轴向伴流分数可按表 3.2.4 确定，轴支架、轴包架和长轴包套如图 3.2.4-2 所示。

实船最大轴向伴流分数表　　3.2.4

螺旋桨数和船舶类型		$W_{a\max}$ （U 型尾可取下限值、 V 型尾可取上限值）
单桨船	油船、兼用船、散货船、液化石油气船、 液化天然气船	$W_{a\max}=0.6\sim0.8$
	干货船、集装箱船、滚装船	$W_{a\max}=0.5\sim0.7$
	沿海船、拖网渔船	$W_{a\max}=0.5\sim0.8$
双桨船 （见图 3.2.4-2）	轴支架	$W_{a\max}=0.2\sim0.35$
	长轴包套 A	$W_{a\max}=0.3\sim0.5$
	轴包架 B	$W_{a\max}=0.4\sim0.7$

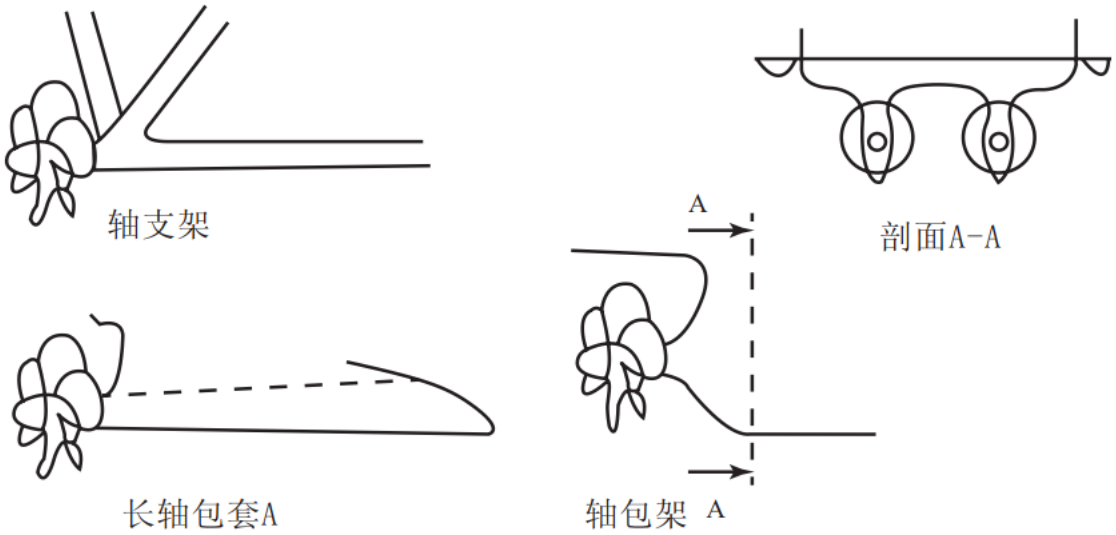


图 3.2.4-2　轴支架、轴包架和长轴包套

3.2.5 螺旋桨空泡

螺旋桨叶梢空泡数σ_n为：

$$\sigma_n = \frac{9.90 - 0.5D + h_a}{0.051(\pi n d_a)^2} \tag{3.2.7}$$

式中：D——螺旋桨直径，m；

h_a——螺旋桨轴浸深，m；

d_a——船的尾吃水，m；

n ——螺旋桨每秒转速，r / s。

3.2.6 伴流均匀性设计准则

螺旋桨伴流不均匀性越大，产生的脉动压力越大。而伴流不均匀性与船舶尾部线性有关。一般，按式（3.2.3）计算所得的伴流梯度W_Δ和式（3.2.7）计算的空泡数σ_n，如位于图 3.2.6 中的可接受区，认为伴流均匀性和尾部线型是合适的。

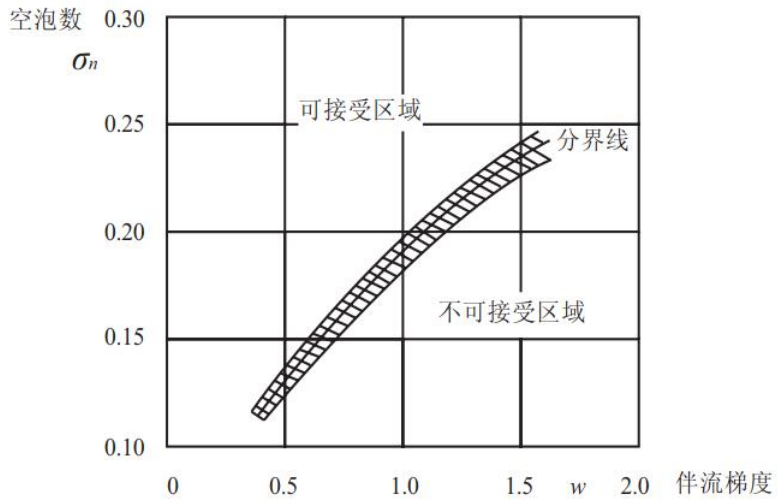


图 3.2.6 伴流均匀性设计准则

3.3 螺旋桨激励力与频率

3.3.1 激励力

螺旋桨激励力均系指在其额定转速下的值，当低于额定转速时，螺旋桨激励力随其转速减小而成转速比的平方减小。

3.3.2 激励频率

螺旋桨在不均匀伴流场中运转时，产生的激励力频率 f_s 为：

$$f_s = \frac{nZ_p\nu_p}{60} \quad \text{Hz} \tag{3.4.1}$$

式中：Z_p ——螺旋桨叶片数目；

n ——螺旋桨转速，r / min ；

ν_p ——螺旋桨激励力次数(ν_p =1，2，……，分别称为叶片次、2 倍叶片次……)。

3.4 轴承力

3.4.1 轴承力的激励作用

螺旋桨轴承力不会激起船体梁振动，但交变（脉动）推力 Fx 可能通过推力轴承而激起上层建筑纵向振动。交变扭矩 Mx、交变推力 Fx 和交变弯矩 Mz，也称激励力幅值，分别是计算轴系扭转振动、纵向振动和回旋振动的激励力之一，具体见本指南第 6 章、第 7 章和第 8 章的有关内容。

一般，奇数叶片数的螺旋桨的脉动推力，比偶数叶片数的螺旋桨的脉动推力小；而轴承力中的力矩分量，随叶片数目增加而减小。

3.5 脉动压力

3.5.1 脉动压力的激励作用

螺旋桨脉动压力一般不会激起船体梁垂向振动，但可激起尾部振动、上层建筑振动和局部振动。船上 90%的振动现象，是由螺旋桨脉动压力引起的。特别是在螺旋桨上方区域，往往由螺旋桨脉动压力而激起局部结构共振或强迫振动，进而造成结构疲劳破坏，或居住舒适性减小。

无空泡螺旋桨的脉动压力，主要是叶片次分量；而倍叶片次脉动压力，总是随着简谐数增加而单调快速下降。作为一般原则，2 倍叶片次分量是 1 次的一半，而 3 倍叶片次分量比例很小。但对大多数商船螺旋桨，在使用转速范围内，将发生螺旋桨空泡现象。对于空泡严重的螺旋桨，有时 2 倍叶片次分量也可能较大。

3.5.2 脉动压力的分布

当螺旋桨上方的船底为平底时，在螺旋桨无空泡或空泡不严重情况下，脉动压力的最大值位于沿螺旋桨轴线方向螺旋桨盘面之前 $0.1D$（D——螺旋桨直径)处，分布范围为 $D \times D$。当船底呈 V 型时，脉动压力的分布极不规则。

3.5.3 脉动压力试验与理论预报

（1）脉动压力试验。

在设计阶段评估螺旋桨诱导的脉动压力,可通过理论预报和模型试验来进行。由于空泡物理现象的复杂性，一般评估螺旋桨空泡性能和脉动压力性能，是通过螺旋桨模型试验观察螺旋桨空泡和测量脉动压力来确认。因此，螺旋桨空泡观察和脉动压力模型试验，是设计过程中十分重要的一个环节，其中模型试验技术中最关键的模拟螺旋桨伴流场。

（2）理论预报。

目前，脉动压力的理论预报方法可以分为两大类：一类是基于非定常升力面理论（unsteady lifting surface theory）或涡格法（vortex lattice method），另一类是计算流体动力学（CFD）方法。

理论预报方法与经验公式相比，可以考虑更多的细节，但过程更为复杂，需要考虑如下因素：

① 伴流尺度影响；

② 固壁因子分布；

③ 空泡诱导的脉动压力；

④ 船体振动自身诱导的脉动压力。

因此，在对理论预报结果进行处理和应用时，需要考虑上述因素的影响。

3.5.4 脉动压力的估算

（1）无空泡螺旋桨在船体表面引起的叶片次脉动压力 P_0 为：

$$P_0 = \frac{n^2 D^2}{70} \frac{1}{Z_p^{1..5}} \left(\frac{1}{d_s / R}\right)^{K_0} \quad \text{N/m2} \tag{3.5.1}$$

式中：n——螺旋桨转速，r / min；

D——螺旋桨直径，m；

Z_p——螺旋桨叶片数目；

R——螺旋桨半径，m；

$K_0 = 1.8 + \left(\frac{d_s}{R}\right)$，当 $d_s / R \le 2$ 时；

$K_0 = 2.8$，当 $d_s / R > 2$ 时。

d_s——当叶片在顶部位置时，从 $0.9R$ 处到浸入水中的计算表面的距离，如图 3.5.3-1 所示。

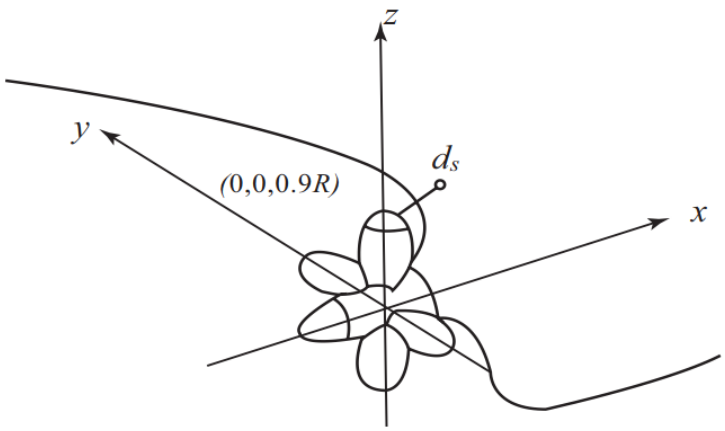


图 3.5.3-1　d_s 值

（2）由螺旋桨空泡引起的叶片次脉动压力 P_c 为：

$$P_c = \frac{n^2 D^2}{160} \frac{V_s (W_{a\max} - W_e)}{\sqrt{h + 10.4}} \left(\frac{1}{d_s / R}\right)^{K_c} \quad \text{N/m2} \tag{3.5.2}$$

式中：V_s——船速，m / s；

h_a——螺旋桨轴浸深，m；

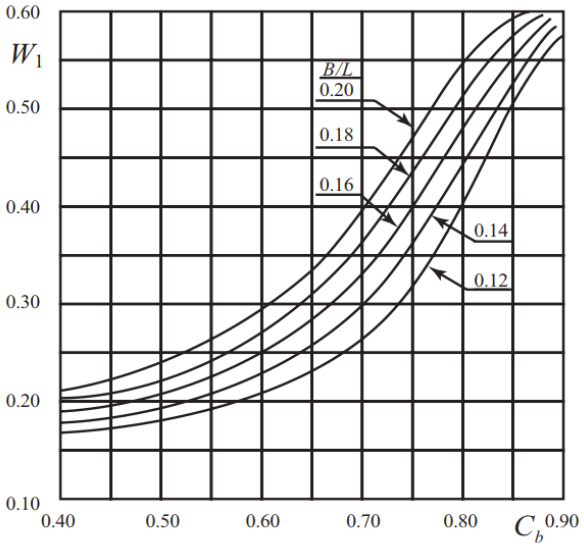
$K_c = 1.7 - 0.7(d_s / R)$；当 $d_s / R \ge 1$ 时，K_c =1；

$W_{a\max}$——最大伴流峰值；无测量资料时，可采用表 3.2.4 的数据；

W_e——实效伴流；

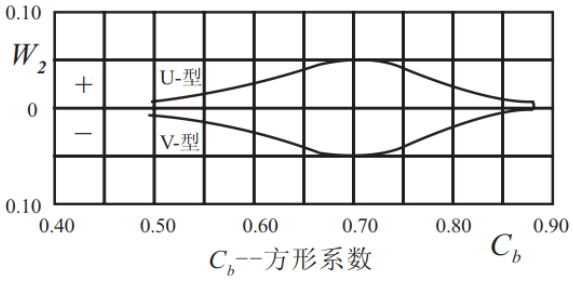
$W_e = 0.7(W_1 + W_2 + W_3)$；

W_1、W_2、W_3 按图 3.5.3-2 确定。



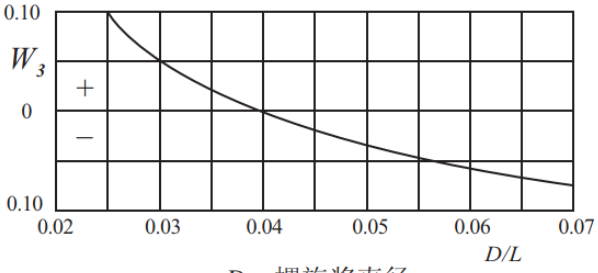
L--水线处船长　*B*--水线处船宽

（1）方形系数修正系数



C_b--方形系数

（2）形状系数修正



D--螺旋桨直径

（3）螺旋桨直径修正系数

图 3.5.3-2 有效伴流

（3）螺旋桨的总脉动压力 *P* 为：

$$P=\sqrt{P_0^2+P_c^2} \qquad \text{N / m2} \tag{3.5.3}$$

（4）螺旋桨作用在平底船上的最大脉动压力P_{max}也可按下式计算：

$$P_{max}=5.773K_1K_2\frac{N_p}{nD^3}\times10^3 \qquad \text{N/m2} \tag{3.5.4}$$

式中：N_p——螺旋桨轴功率，kW；

n——螺旋桨转速，r / min；

D——螺旋桨直径，m；

K_1——与叶片数目、叶梢间隙比有关的系数，即：

$$K_1=\left\{\frac{c}{D}[a_1(\frac{c}{D})^2+a_2(\frac{c}{D})+a_3]\right\}^{-1} \tag{3.5.5}$$

c——叶梢间隙，m；

a_i——由表 3.5.1 确定；

Z_p——螺旋桨叶片数目；

K_2——计及螺旋桨轴与船体外板夹角α的影响系数，由图 3.5.3-3 确定；α如图 3.5.3-4 所示。

系数值a_i **表 3.5.1**

a_i / Z_p	3	4	5
a_1	27.97	26.61	23.81
a_2	-6.54	-3.78	0.00
a_3	1.92	2.07	2.62

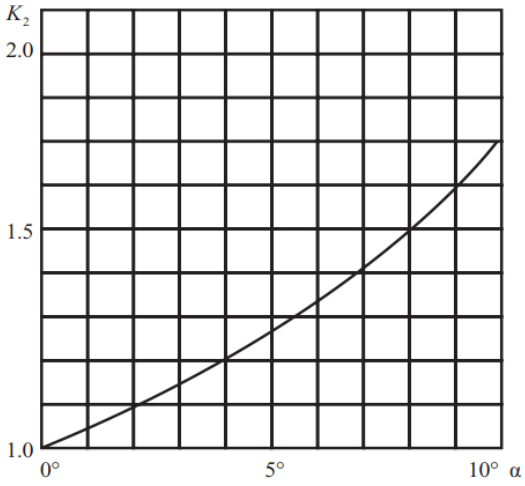


图 3.5.3-3 K_2 值

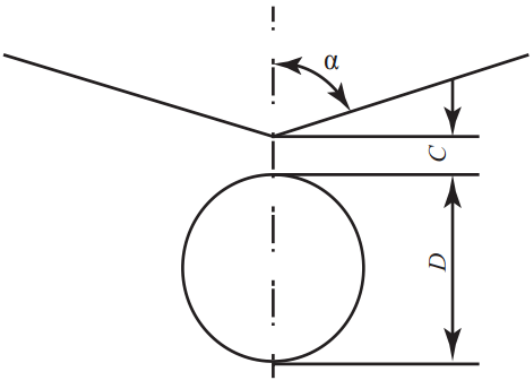


图 3.5.3-4 α 示意图

3.5.5　螺旋桨垂向脉动水压力合力的计算

作用在螺旋桨上方的垂向脉动水压力合力或表面力 F_z 可按下式计算：

$$F_z = PD^2 \quad \text{N} \tag{3.5.6}$$

式中：P ——螺旋桨总的脉动压力，N / m^2 ；按式(3.5.3)计算；

D ——螺旋桨直径，m。

3.5.6　某液货船螺旋桨脉动压力计算

某液货船在试航和使用中，船舶尾部和机舱产生严重振动现象。通过计算分析，确认螺旋桨净空值是在规范建议范围内；螺旋桨叶片次脉动压力也仍在衡准范围内，如表 3.5.6 所示。

经过计算分析，发现该批船舶在额定转速附近产生的严重振动现象，系由螺旋桨叶片次脉动压力的激励频率，刚好与尾部振动 1 阶振动频率相近，产生强烈的尾部共振现象；以及由螺旋桨 4 倍叶片次脉动压力的激励频率，刚好与直升机平台 4 阶和 5 阶局部振动频率相近，产生强烈的直升机平台局部共振现象。

螺旋桨叶片次脉动压力计算结果表　　3.5.6

叶片次脉动压力	满载工况	压载工况	衡准
无空泡螺旋桨叶片次脉动压力 P_0 （kN/m^2）	2.107	2.107	——
螺旋桨空泡引起叶片次脉动压力 P_C （kN/m^2 ）	4.387	4.720	——
总的叶片次脉动压力 P （kN/m^2）	4.867	5.170	8
螺旋桨垂向叶片次脉动水压力合力 F_Z （kN）	376.9	400.3	

3.6　衡准

3.6.1　规范建议螺旋桨的净空尺寸

从减小伴流影响来说，螺旋桨离船体越远越好，叶梢与船体之间间隙越大越好。一般情况下，螺旋桨的净空尺寸，应满足 CCS《钢质海船入级规范》第 2 篇第 2 章的建议值，如图 3.6.1 所示。本指南建议 $c=0.25D$，则建议的螺旋桨净空尺寸如下：

$a=0.12D$ in m；

$b=0.20D$ in m；

$c=0.25D$ in m；

$d=0.04D$ in m；

式中 D——螺旋桨直径，m。

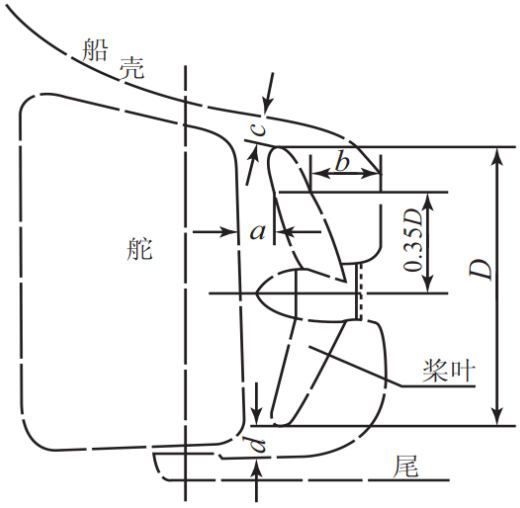


图 3.6.1 螺旋桨净空尺寸

3.6.2 螺旋桨脉动压力（最大幅值）

螺旋桨的脉动压力（最大幅值），一般应不超过表 3.6.2 值。

脉动压力衡准 **表 3.6.2**

船型	脉动压力（kN/m2）
游船、客船	2
滚装船	4
集装箱船和快速货船	6
其他货船（包括散货船和油船）	8

3.7 预防措施

3.7.1 概述

从减小船舶振动角度，有效的方法是减小激励。而减小螺旋桨激励应从船尾线型、螺旋桨参数及其他们之间匹配来综合考虑，同时也应考虑与船体结构的振动特性匹配的问题。

3.7.2　改善伴流场

在船舶设计阶段决定船尾线型时，应对螺旋桨激励、阻力、推进性能进行综合权衡考虑，对于振动要求较高的船舶，应注意改善伴流分布。

单桨船尾型与双桨船尾型是不同的，单桨船应采用U 型船尾，双桨船应采用V 型船尾。一般用尾垂线前$0.1L$ 处的横剖面形状参数$\tau_0 = a/b$ 值的大小来区分（见图 3.7.2-1），一般$\tau_0 > 0.5$ 为V 型。横剖面形状参数τ_0 值，一般应$\tau_0 < 0.5$；对于丰满型船，$\tau_0 < 0.3$ 为宜。

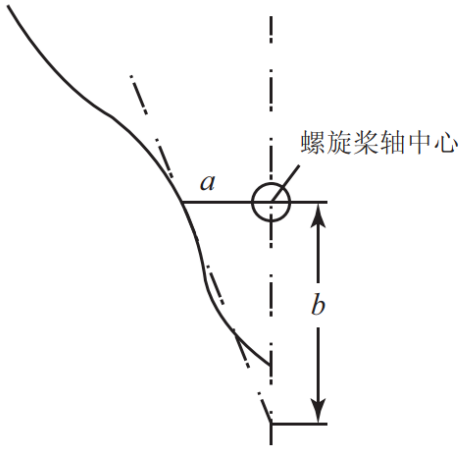


图 3.7.2-1　τ_0 的定义

大量实践证明，对于单桨船采用U 型或球型船尾，可明显改善伴流场的不均匀程度，有利于减小螺旋桨激励。

修改螺旋桨前方的横剖面形状，产生合适的舭部涡。根据伴流分布峰值在桨盘面内所处的位置对剖面进行不同的修改，以控制舭部涡的中心位置。如伴流峰在桨盘内最上方，则要求剖面的最大宽大致做到螺旋桨轴中心处，如伴流峰就在桨轴上方，宜在剖面最低部分加宽。

图 3.7.2-2 是某船尾垂线前 $0.1L$ 处的横剖面图，实线是原型，相应的伴流分布如图 3.7.2-3 所示。在桨轴上方存在一个大于 1.0 的伴流峰，且上部的伴流分布也不能接受，因此如能在盘面比较低的位置引入一个舭涡，此伴流场就有可能得以改善。对原型进行如图 3.7.2-3 中虚线所示的细小改动，其伴流分布就有很大改善，如图 3.7.2-4 所示。

去流角是船体纵中剖面与后体水线之间的夹角，增加去流角会导致平均伴流和船舶阻力增高，从而使螺旋桨的载荷加大。但是，只要去流角保持在 30° 之内，对伴流值的影响不大，且可以得到较理想的伴流分布。重要的是图 3.7.2-5 所示的最大去流角φ_m，如此角位于较前方且数值较大，则将引起严重的界层分离，产生上述不利后果；图中W_s 为尾柱半宽。

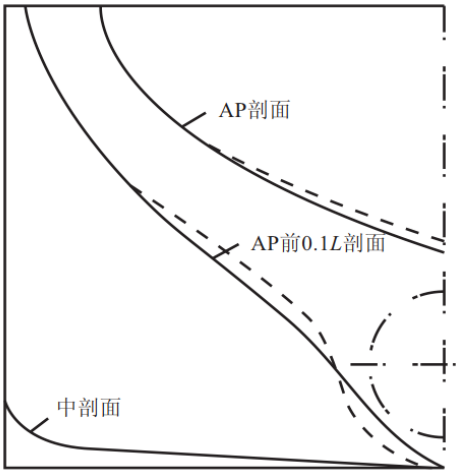


图 3.7.2-2 横剖面图

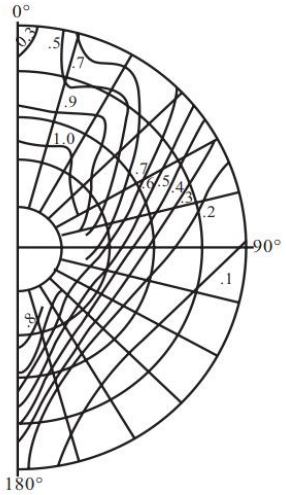


图 3.7.2-3 原型伴流分布

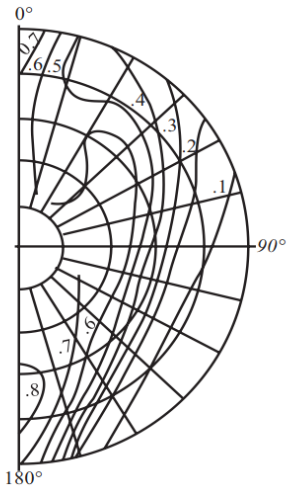


图 3.7.2-4 修改后伴流分布

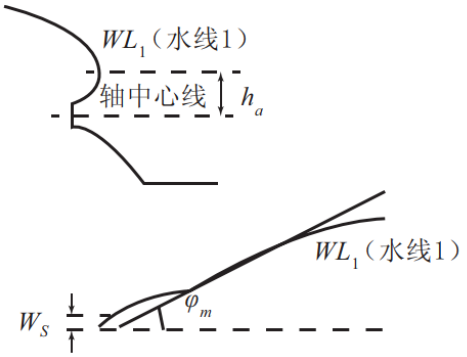


图 3.7.2-5 最大去流角

3.7.3 合理选择螺旋桨要素

（1）螺旋桨叶片数目：

① 同样情况，随螺旋桨叶数增加，一般螺旋桨直径减小，叶梢间隙加大，螺旋桨诱导的脉动压力有下降的趋势；

② 螺旋桨轴承力与桨叶数密切有关，因此应按给定的伴流场具体情况来考虑选择叶数；

③ 选取合适的桨叶数，以避免船体尾部、上层建筑和局部结构共振；

④ 避免轴系回旋振动和机架纵向振动的共振，也是选择桨叶数需考虑的因素。

（2）侧斜：

大侧斜螺旋桨可以减小螺旋桨轴承力和表面力。侧斜的大小和分布，应与伴流场的各次谐波分量一起来考虑。如配合不当，往往效果不显著，甚至会有相反效果。选择侧斜主要应从减小轴

承力着手，并检查对表面力减小的效果。

3.7.4 梢部卸载

螺旋桨常规设计中，径向载荷分布，即径向环量分布大都选择最佳环量分布形状，以求最高效率。但这时由于近梢部的载荷较大，很容易产生梢涡空泡，从而影响螺旋桨外部半径处的空泡，使螺旋桨激励增加。适当减小桨叶梢部的载荷，即采用卸载螺旋桨，可以有效地减小螺旋桨激励。

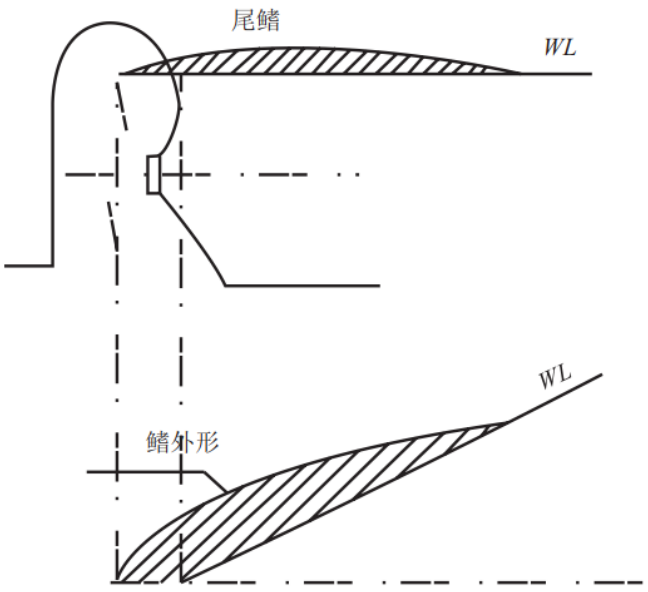
3.7.5 降低伴流场不均匀引起激励的措施

(1) 加装尾鳍：安装尾鳍可以使高伴流区流速加大、伴流场均匀化。图 3.7.5-1、图 3.7.5-2 和图 3.7.5-3 所示为 3 种不同情况下采用的布置形式。

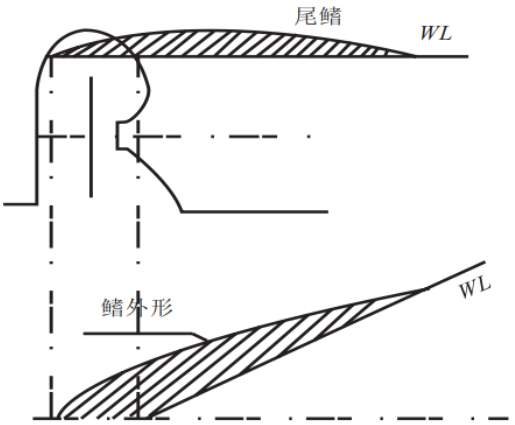
(2) 加装尾流隧道：尾流隧道可减小桨盘上方高伴流峰值，与尾鳍具有同样的效果。图 3.7.5-4 表示某单桨集装箱船采用的尾流隧道。

(3) 旋涡发生器：不理想的伴流场，有时由于尾部流动分离所造成。除上述措施外，还可以在尾部船侧安装旋涡发生器，以增加界层内流动的能量而避免分离，从而改善伴流场。图 3.7.5-5 所示为单桨船采用的旋涡发生器的形状。

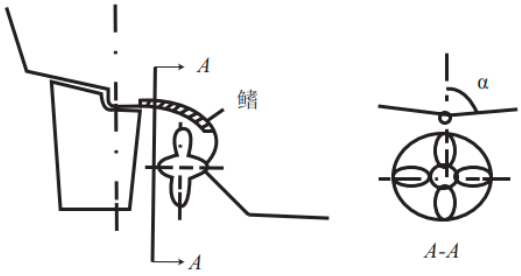
(4) 延长分水踵：如双桨船采用平底船尾，可以将分水踵延伸，将平底船尾改装成类似的双桨船尾。



3.7.5-1 减小桨叶盘面上部伴流峰值的尾鳍



3.7.5-2 减小桨盘面上部伴流峰值的尾鳍（例 2）



3.7.5-3 减小螺旋桨和船体涡流空泡的垂向鳍

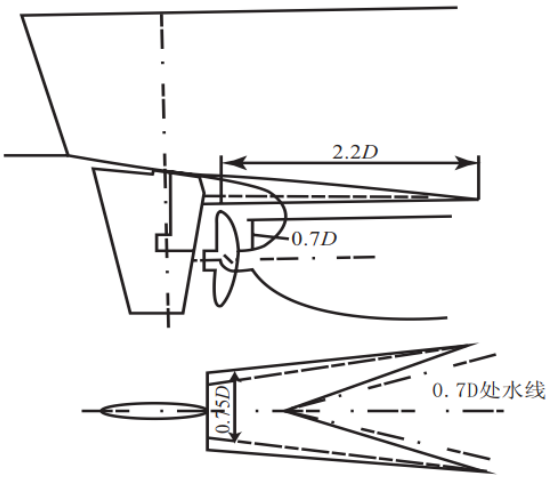
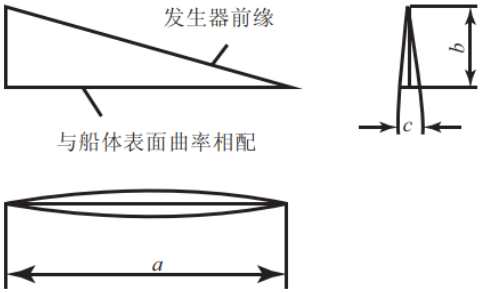


图 3.7.5-4 尾流隧道布置图



3.7.5-5 旋涡发生器的形状

3.7.6 减小螺旋桨激励能量传递的装置

减小激励的传递，消耗激励的能量，也是降低振动响应的有效方法。如在螺旋桨上方船底板上开设避振穴（图 3.7.6），可减弱传到船体的螺旋桨表面力，从而减小船舶尾部振动响应。其中阻尼避振穴仅在船底板上方开小孔，摒弃橡胶弹性元件，建造工艺简单，保养、维修工作也大大减少。

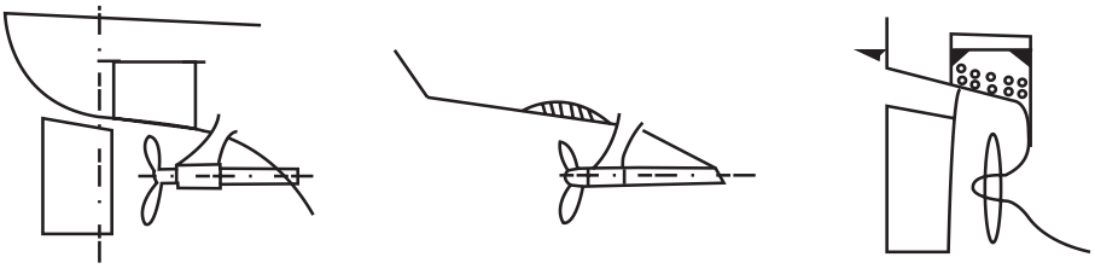


图 3.7.6 避振穴示意图

3.7.7 现代螺旋桨设计方法

船舶螺旋桨的设计过程中，应对螺旋桨的效率、空泡与空泡剥蚀、振动和噪声性能进行全面的权衡。现代船舶螺旋桨设计中，目前已经广泛采用适伴流设计方法、叶梢卸载技术、大侧斜技术等，这些技术可有效降低螺旋桨诱导的脉动压力。

第 4 章　柴油机不平衡力矩

4.1　概述

4.1.1 简述

柴油机在运转中，由燃烧气体产生交变的气体力，以及交变的往复惯性力和离心力，而这些力和力矩可能会产生下列振动现象：

（1）作用在曲轴上的切向力，可产生轴系扭转振动，进而可引起船体振动；

（2）作用在曲轴上的径向力，可产生轴系纵向振动，进而可引起船体振动；

（3）作用在十字头上的侧向力，可产生机架横向振动，进而可引起船体振动；

（4）作用在曲轴上的不平衡力矩，可引起船体总振动。

本章主要探讨柴油机外部不平衡力矩及其对船体总振动的影响分析。

4.1.2 柴油机的激励

(1) 柴油机气体力。

图 4.1.2 为每一气缸气体力的分解图示。每一气缸的气体力 P_g，可分解为两个分力：连杆力 P_c 和侧推力 P_H。在曲柄销处，连杆力 P_c 又可可分解为切向力 P_T 和径向力 P_R：

$$\vec{P}_g = \vec{P}_c + \vec{P}_H$$

$$\vec{P}_c = \vec{P}_T + \vec{P}_R$$

单位活塞面积上的这些力可按下式计算：

$$P_c = P/\cos\beta \quad \text{N/mm}^2 \tag{4.1.1}$$

$$P_H = Ptg\beta \quad \text{N/mm}^2 \tag{4.1.2}$$

$$P_T = P\sin(a+\beta)/\cos\beta \quad \text{N/mm}^2 \tag{4.1.3}$$

$$P_R = P\sin(\alpha+\beta)/\cos\beta \quad \text{N/mm}^2 \tag{4.1.4}$$

作用在曲轴上的切向力 P_T，可产生轴系扭转振动现象；作用在曲轴上的径向力 P_R，可产生轴系纵向振动现象；作用在十字头上的侧向力 P_H，可产生机架横向振动现象；进而均可引起船体振动现象。

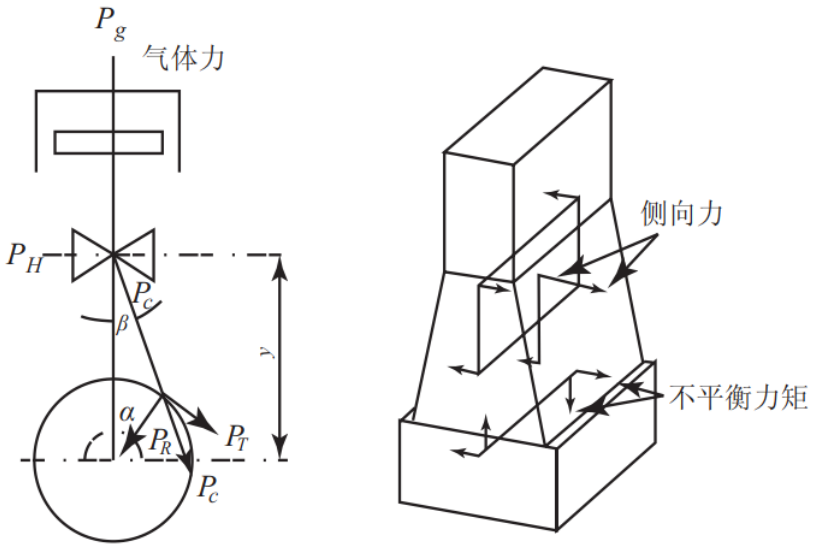


图 4.1.2 柴油机气体力分解及其影响

（2）柴油机往复惯性力。

标准活塞机构的往复惯性力力系形式与气体力力系相似。柴油机往复惯性力，是往复运动部件及连杆往复运动部分质量产生的惯性力，它们的作用线与各自的气缸中心线重合。

柴油机单缸往复惯性力P_j表示如下：

$$P_j = -m_j R\omega^2 \cos\alpha - \frac{\lambda}{4} m_j R(2\omega)^2 \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{64} m_j R(4\omega)^2 \cos 4\alpha \qquad (4.1.5)$$

式中：m_j——往复运动质量；

R——曲拐半径；

ω——角速度；

α——转角。

$\cos\alpha$、$\cos 2\alpha$和$\cos 4\alpha$分别称为 1 次往复惯性力、2 次往复惯性力、4 次往复惯性力，其余往复惯性力很小，不再考虑。

往复惯性力系中的切向惯性力是引起轴系扭转振动的激励力之一，径向惯性力是引起轴系纵向振动的激励力之一。

多缸柴油机往复惯性力产生的往复不平衡力合力（外力），二冲程直列柴油机除 2 缸 2 次外，四冲程直列柴油机除 2 缸 2 次和 4 缸 2 次外，均已平衡，即往复不平衡力为 0，不必考虑往复不平衡力的影响。

（3）柴油机回转惯性力。

柴油机回转惯性力，就是曲柄 1 次离心力，作用在主轴承上。回转惯性力的数值不随曲轴转

角而改变，方向则沿曲柄中心向外。

多缸柴油机回转惯性力产生的 1 次回转不平衡力合力（外力），均已平衡，即回转不平衡力为 0，不必考虑回转不平衡力的影响。

4.2 不平衡力矩

4.2.1 不平衡力矩含义

不平衡力矩含义如图 4.2.1-1 所示。

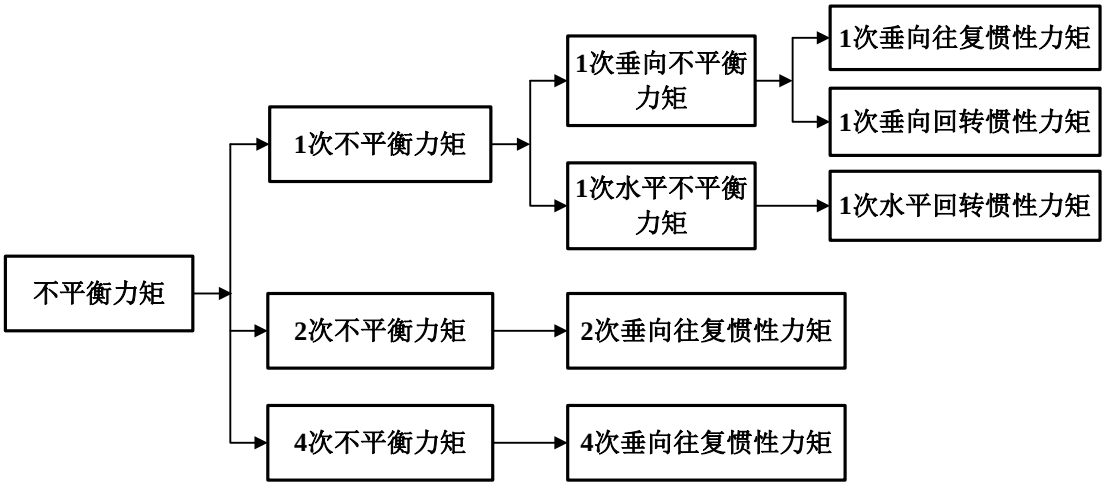


图 4.2.1-1 不平衡力矩含义

多缸柴油机 1 次、2 次和 4 次往复惯性力，产生 1 次、2 次和 4 次垂向往复不平衡力矩，作用在曲轴中心线上，引起曲轴垂向翘起现象。

多缸柴油机回转惯性力产生 1 次回转惯性力矩，可分为 1 次垂向回转惯性力矩和 1 次水平回转惯性力矩。1 次垂向回转惯性力矩，作用在曲轴中心线上，引起曲轴垂向翘起现象。1 次水平回转惯性力矩，作用在曲轴中心线上，引起曲轴左右扭动现象。

1 次垂向往复惯性力矩与 1 次垂向回转惯性力矩的代数和，称为柴油机 1 次垂向不平衡力矩。

1 次水平回转惯性力矩称为柴油机 1 次水平不平衡力矩。

1 次垂向不平衡力矩和 1 次水平不平衡力矩，可统称 1 次不平衡力矩。

2 次垂向不平衡力矩和 4 次垂向不平衡力矩，也简称 2 次不平衡力矩和 4 次不平衡力矩。

上述各种不平衡力矩可统称柴油机不平衡力矩。

如没有特别指明，本章所指不平衡力矩均为垂向。而柴油机厂提供的不平衡力矩值，系指 1 次、2 次和 4 次不平衡力矩值。船舶振动控制设计时，注意索取拟选用机型的最新资料。

图 4.2.1-2 是二冲程柴油机不平衡力矩作用的示意图。图中 M_{1H} 和 M_{1V} 分别为 1 次水平和 1 次垂向的不平衡力矩，M_{2V} 和 M_{4V} 分别为 2 次和 4 次不平衡力矩。

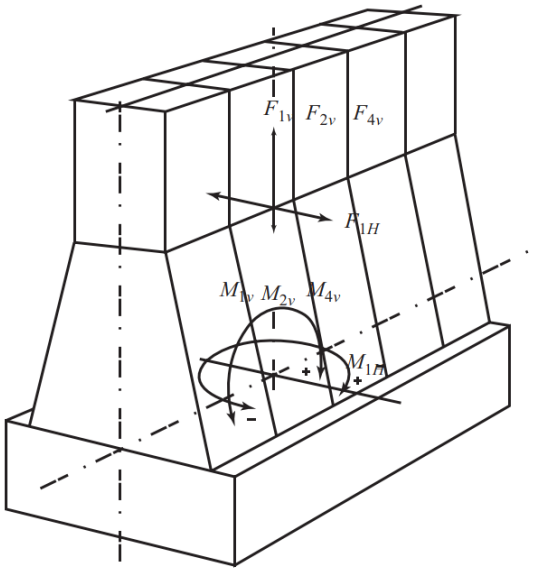


图 4.2.1-2　二冲程柴油机不平衡力矩

4.2.2 不平衡力矩值

（1）柴油机厂提供的不平衡力矩值。

在柴油机设计完成后，柴油机厂可计算出相应机型的不平衡力矩值，并连同 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值一起，供船舶振动控制设计时参考使用。下面以两种机型为例进行说明。

柴油机厂提供的不平衡力矩值 M_e，系指在柴油机额定工况时的值；在其他转速时的不平衡力矩值 M_r 为：

$$\mathrm{M}_r = \mathrm{M}_e(\frac{n_r}{n_e})^2 \tag{4.2.1}$$

式中：　n_r ——柴油机其他转速，r/min；

n_e ——柴油机额定转速，r/min。

(2) 实例 1——K90MC 型二冲程柴油机不平衡力和不平衡力矩。

表 4.2.2-1 是 MAN B&W 公司 K90MC 型二冲程柴油机不平衡力和不平衡力矩。从表 4.2.2-1 中可看出：

① 所有气缸柴油机的不平衡力均为 0；

② 不同气缸数柴油机的不平衡力矩是不同的，4 缸柴油机的 1 次和 2 次不平衡力矩均较大，5 缸和 6 缸柴油机的 2 次不平衡力矩很大，7 缸以上柴油机的 1 次和 2 次不平衡力矩不大；

③ 所有气缸柴油机的 4 次不平衡力矩均较小。

K90MC 机型二冲程柴油机不平衡力矩值表 **4.2.2-1**

气缸数		4	5	6	7	8	9	10	11	12
发火次序		1-3-2-4	1-4-3-2-5	1-5-3-4-2-6	1-7-2-5-4-3-6	1-8-3-4-7-2-5-6	1-6-7-3-5-8-2-4-9			1-8-12-4-2-9-10-5-3-7-11-6
不平衡力(kN)		0	0	0	0	0	0	0	0	0
不平衡力矩(kNm)	1 次	2505 (a) (b)	794	0	473	207	1630	291	202	0
	2 次	5322 (c)	6635 (c)	4069 (c)	1338	0	1540	34	203	0
	4 次	0	21	163	463	188	234	334	427	326

表注：(a) 对所有气缸数，作为标准， 1 次垂向和水平不平衡力矩已平衡达到相等值。

(b) 对 4 缸柴油机，如需要，通过调整平衡重，可将 1 次垂向不平衡力矩的 70%转移到 1 次水平不平衡力矩，反之亦然。

(c) 对 4、5、6 缸柴油机，可在曲轴前后端安装 2 次不平衡力矩的补偿装置，以除去 2 次不平衡力矩。

（3）实例 2——RT-flex 96C 型二冲程柴油机不平衡力和不平衡力矩。

表 4.2.2-2 是 WÄRTSILÄ 公司 Sulzer RT-flex 96C 型二冲程柴油机不平衡力和不平衡力矩。从表 4.2.2-2 中可看出：

① 所有气缸柴油机的不平衡力几乎为 0；

② 所有气缸柴油机的 1 次垂向和 1 次水平不平衡力矩基本相同；9 缸和 11 缸柴油机的 1 次不平衡力矩较大；

③ 除 8 缸和 12 缸柴油机外，其余柴油机的 2 次不平衡力矩均较大；

④ 6 缸柴油机的 4 次不平衡力矩很大，需要采取措施。WÄRTSILÄ 公司建议在船体甲板上处安装电子平衡补偿装置。

RT-flex 96C 机型二冲程柴油机不平衡力矩值 **4.2.2-2**

气缸数		6	7	8	9	10	11	12	14
功率（kW）		34320	40040	45760	51480	57200	62920	68640	80080
不平衡力(kN)	1 次垂向	0	0	0	0	43	0	0	15
	1 次水平	0	0	0	0	45	0	0	15
	2 次垂向	0	0	0	0	26	0	0	21
	4 次垂向	0	0	0	0	22	0	0	86
不平衡力矩(kNm)	1 次垂向	0	562	628	1941	51	1347	0	45
	1 次水平	0	580	628	1997	42	1388	0	45
	2 次垂向	6753	1960	0	2204	1612	1769	0	11
	4 次垂向	3450	981	399	497	489	188	690	598

4.2.3 不平衡力矩的激励频率

柴油机不平衡力矩是由其惯性力引起的，其激励频率与柴油机转速的关系为：

(1) 1 次不平衡力矩的激励频率，在数值上等于柴油机转速；

(2) 2 次不平衡力矩的激励频率，在数值上等于 2 倍柴油机转速；

(3) 4 次不平衡力矩的激励频率，在数值上等于 4 倍柴油机转速。

4.3 柴油机不平衡性能的评估

4.3.1 简述

柴油机不平衡力矩是否会引起船体总振动，取决于船体总振动固有频率的估算精度、不平衡力矩的大小和主柴油机的安装位置。

柴油机不平衡力矩不是产生船舶振动的唯一原因，更不是无法消除或减少的一种激励。通过船舶的合理设计，可以把柴油机不平衡力矩对船舶振动的影响控制在可以接受的程度内。目前，关于不平衡力矩对船体总振动激励影响的计算，还未达到工程应用要求的精度。一般是把不平衡力矩限制在一个可以接受、相对偏于安全的范围内，以控制其不会成为船上有害振动的激励源。

为此，在船舶合同设计阶段，应从柴油机厂索取其相应机型的最新不平衡力矩值，以便在船舶振动设计时使用。

4.3.2 评估值 PRU

（1）柴油机单位功率不平衡力矩评估值。

本章给出的是 MAN B&W 公司和 WÄRTSILÄ 公司给出的 1 次和 2 次不平衡力矩评估值，可供评估时参考使用。

柴油机单位功率不平衡力矩评估值 PRU：

$$\mathrm{PRU} = \frac{M_r}{n_e} \quad \mathrm{Nm/kW} \tag{4.3.1}$$

式中：M_r——不平衡力矩值，Nm；

n_e——柴油机额定功率，kW。

（2）MC 型柴油机的单位功率不平衡力矩评估值。

图 4.3.2-1 是 MAN B&W 公司 MC 型柴油机的单位功率不平衡力矩评估值 PRU，图中：

——PRU≤60：不需要安装不平衡力矩补偿装置；

——60＜PRU＜120：未必需要安装不平衡力矩补偿装置；

——120＜PRU＜220：可进一步分析评估，决定是否安装不平衡力矩补偿装置；

——PRU＞220：可能需要安装不平衡力矩补偿装置。

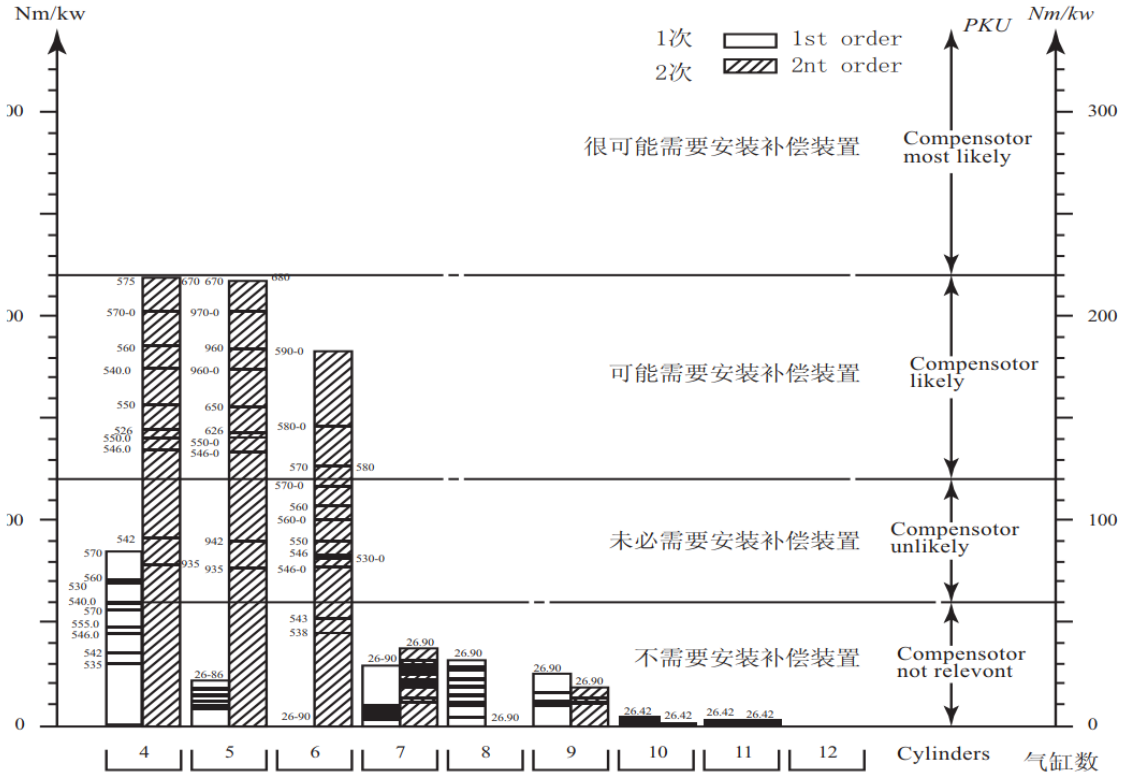


图 4.3.2-1　MC 型柴油机评估值 PRU

（3） RT-flex 96C 型柴油机的单位功率不平衡力矩评估值。

图 4.3.2-2 是 WÄRTSILÄ 公司 RT-flex 96C 型柴油机单位功率不平衡力矩评估值 PRU，图中：

——C(PRU＜60)：不需要安装不平衡力矩补偿装置；

——B(60＜PRU＜120)：未必需要安装不平衡力矩补偿装置；

——A(120＜PRU)：可能需要安装不平衡力矩补偿装置。

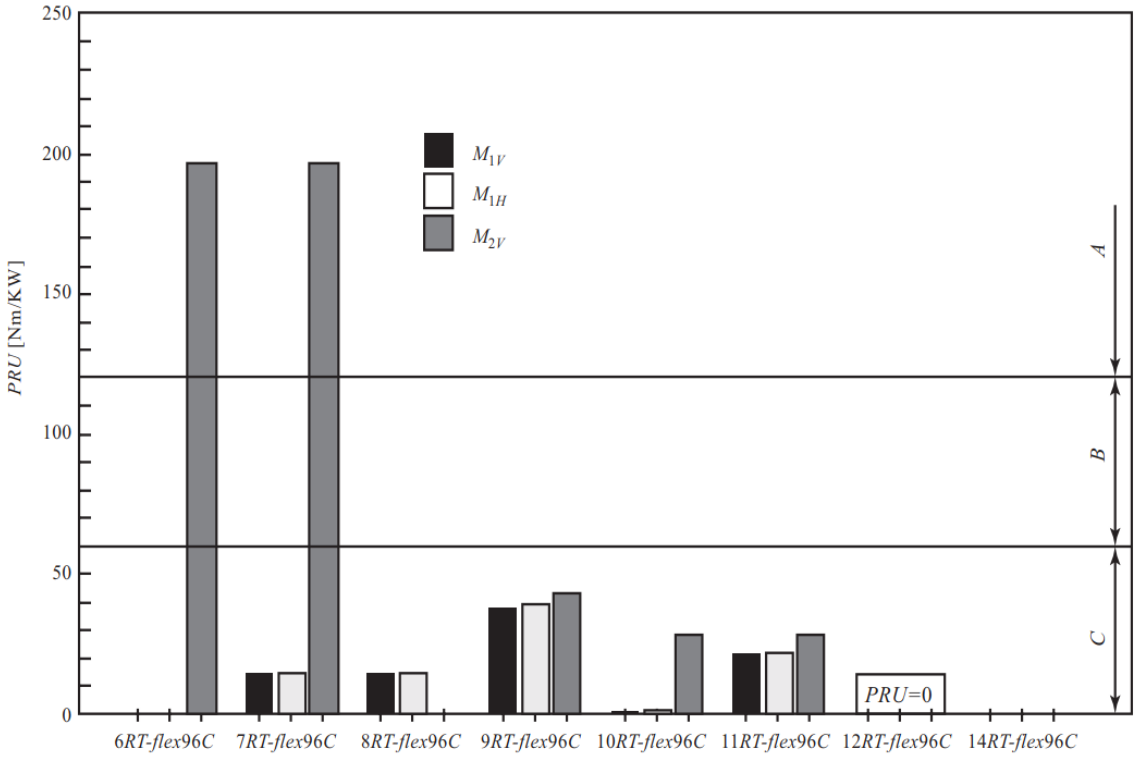


图 4.3.2-2　RT-flex 96C 型柴油机评估值 PRU

4.3.3　柴油机不平衡力矩影响分析

（1）柴油机不平衡力矩的影响因素。

柴油机不平衡力矩的大小，与柴油机惯性力、气缸数、发火顺序和转速有关。

(2) 二冲程 4 缸柴油机。

二冲程 4 缸柴油机，1 次和 2 次不平衡力矩均很大，必须采用平衡补偿装置以控制不平衡力矩的影响。例如 K90MC 4 缸柴油机，1 次不平衡力矩超过 2000Nm，评估值 PRU 约为 135；2 次不平衡力矩接近 4500Nm，评估值 PRU 约为 290 左右。

(3) 二冲程 5 缸和 6 缸柴油机。

二冲程 5 缸和 6 缸柴油机，1 次不平衡力矩对船体总振动没有影响；但 2 次不平衡力矩较大，可能引起船体总振动现象，一般需要考虑预防措施。当气缸直径较大时，2 次不平衡力矩较大，评估值 PRU 接近或超过 120，一般需要安装相应的平衡补偿装置。

(4) 二冲程 7 缸及以上柴油机。

二冲程 7 缸及以上柴油机，基本可不考虑 1 次和 2 次不平衡力矩对船体总振动的影响。

（5）二冲程柴油 4 次不平衡力矩。

二冲程柴油机 4 次不平衡力矩一般较小，对船体总振动一般不会产生影响。但对某些气缸直径较大的柴油机，如 Sulzer RT-flex 96C，6 缸柴油机的 4 次不平衡力矩很大，和/或船体总振动频

率较低，则需要考虑 4 次不平衡力矩对船体总振动的影响。

（6）四冲程 6 缸及 6 缸以上的柴油机。

四冲程 6 缸及 6 缸以上柴油机，不平衡力矩较小，一般不会成为船上有害振动的激励源。

4.4 不平衡力矩对船体总振动的影响

4.4.1 不平衡力矩产生船体垂向总振动的条件

不平衡力矩产生船体垂向总振动的条件如下：

（1）某次不平衡力矩频率与某阶船体垂向总振动频率相同；

（2）相关的不平衡力矩达到一定的数值；

（3）主柴油机安装在相关船体垂向总振动的节点处。

4.4.2 不平衡力矩激励影响的评估

在船舶设计阶段，可通过计算分析不平衡力矩对船体的激励进行评估。

(1) 不平衡力矩频率评估。

可按本指南第 11 章提供的船体总振动频率估算方法，绘出柴油机转速-频率图，以评估 1 次不平衡力矩的主机转速、2 次不平衡力矩的 2 倍主机转速、4 次不平衡力矩的 4 倍主机转速；对不平衡力矩较大的主机转速，是否较远的避开船体垂向总振动的固有频率。

（2）单位功率不平衡力矩评估值。

当某次不平衡力矩频率与某阶船体总振动频率相同时，可根据柴油机厂提供的不平衡力矩，计算柴油机单位功率不平衡力矩评估值 PRU，再根据评估值 PRU 的大小，对船体总振动的影响程度进行评估，考虑是否采取防振措施。

(3) 主机安装位置评估。

如图 4.4.2-1 所示，不平衡力矩对船体作功W与相关模态振型转角θ成正比，θ角在振动模态节点处为最大。如主机安装位置处于相关的船体垂向总振动振型曲线节点处,则共振时不平衡力矩输入船舶的能量最大，会激起强烈的船体振动。随着主机位置远离振型曲线节点，激励作用逐渐减弱。

因此，当船体垂向总振动固有频率与激励频率相同(或相近)时，主机安装位置应尽量远离的相关振型曲线的节点，以减少向船舶输入的振动能量。

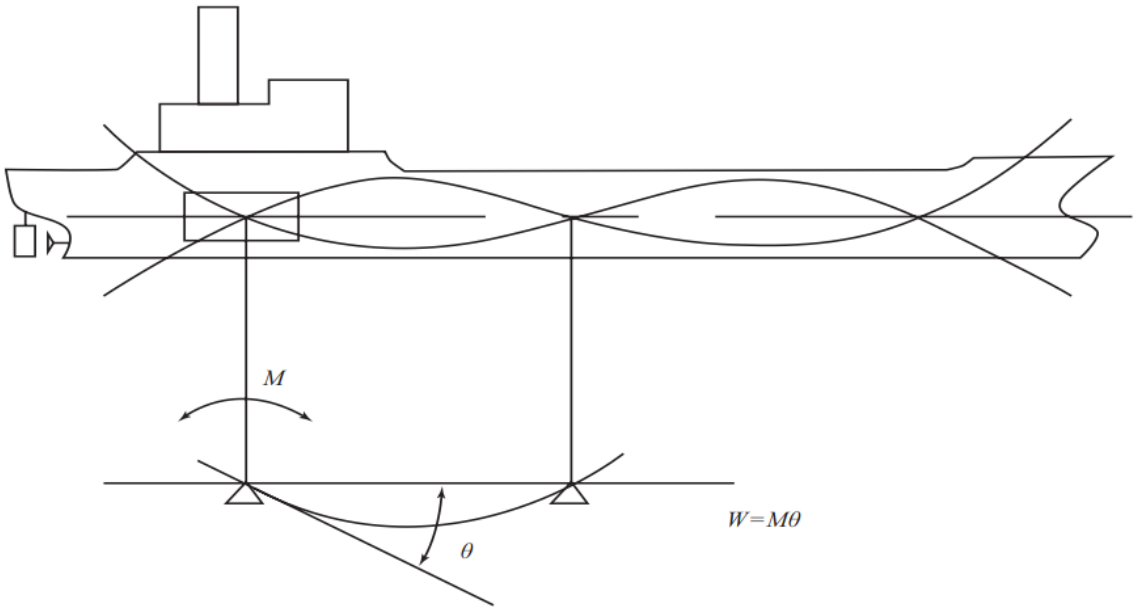


图 4.4.2-1　不平衡力和力矩的做功原理

在船舶设计阶段，可按第 11 章提供方法详细计算船体垂向总振动频率和振型，并对主机安装位置影响进行评估，决定是否需要安装平衡补偿装置和如何安装平衡补偿装置。

平衡补偿装置的安装与主机相对船体垂向总振动相关振动模态的节点位置有关。当主机位于船体垂向总振动节点处时，需在主机前后端装设平衡重，以平衡 2 次不平衡力矩 M_{2V}，如图 4.4.2-2 (1)所示；当主机位于节点后面时，只需在主机后端安装平衡重，即可平衡 2 次不平衡力矩 M_{2V}，如图 4.4.2-2（2）所示。

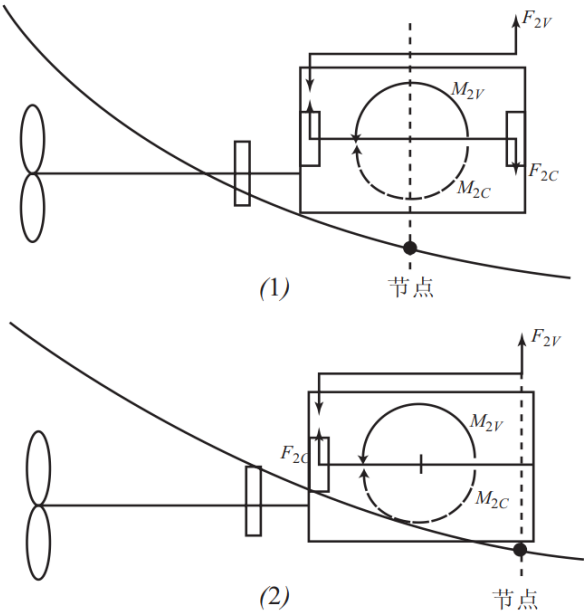


图 4.4.2-2　主柴油机安装位置的影响

4.5 预防措施

4.5.1 改变频率

当船舶总振动固有频率与主柴油机激励频率相同或相近时，应使两者尽量远离。为此，可重新决定主柴油机营运转速，以改变主柴油机激励频率；或是重新进行船舶总体设计，变化船舶质量、刚度，从而改变船舶垂向总振动的固有频率。

不过，改变主柴油机激励频率或是改变船舶垂向总振动固有频率，可供调整变化的范围有限，作用不大，应用不多。

4.5.2 柴油机平衡补偿装置

当对 PRU 评估认为不平衡力矩值较大可能产生有害振动时，普遍采用的措施是装设平衡补偿装置。

大多数平衡补偿装置安装在柴油机上，通过在柴油机上安装平衡重，可达到抵消或减少不平衡力矩的作用。一些柴油机制造厂的产品备有标准的平衡重，可用调整平衡重大小或平衡重在柴油机安装位置的方法，达到适宜的平衡补偿力矩，以满足振动控制的要求。

柴油机平衡补偿装置主要为：

（1）1 次平衡补偿装置。

1 次平衡补偿装置是布置在曲轴前、后端的一对平衡重，如图 4.5.2-1 所示，前后平衡重分别安装在曲轴前端法兰和柴油机输出端飞轮上。

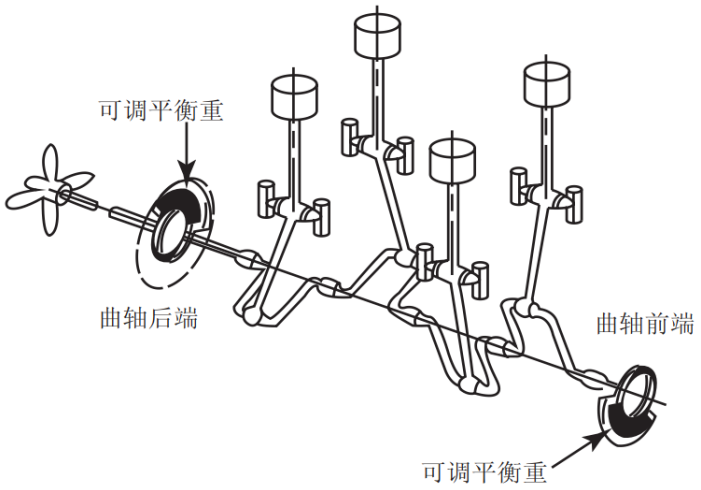


图 4.5.2-1　1 次平衡补偿装置

（2） 2 次平衡补偿装置。

柴油机 2 次平衡补偿装置，是布置在柴油机前后端的两对平衡重,如图 4.5.2-2 所示。不过，只有当主机正好位于或接近船体总振动模态的节点时，才在前后端都安装。如主机位于节点的前或后时，则在柴油机前后端安装一对平衡重即可。

（3） 组合式平衡补偿装置。

是对柴油机 1 次和 2 次不平衡力矩一起进行平衡补偿的装置，如图 4.5.2-3 所示，这种平衡补偿装置一般用在 4 缸柴油机上。

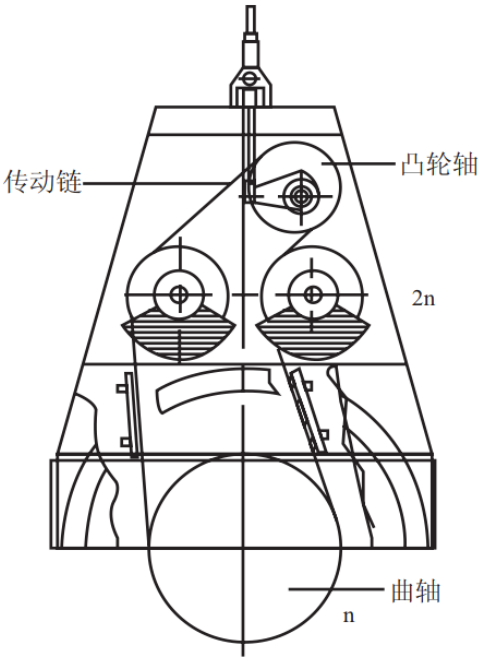


图 4.5.2-2　2 次平衡补偿装置

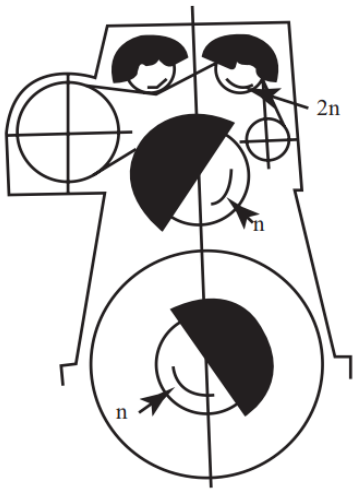


图 4.5.2-3 组合式平衡补偿装置

4.5.3 电动平衡补偿装置

电动平衡补偿装置一般安装在船体甲板上。由电动平衡补偿装置产生的船体总振动响应与柴油机不平衡力矩产生的响应正好抵消（频率相同、相位相反），可分别对柴油机 1 次或 2 次不平衡力矩进行平衡补偿，也可对 1 次和 2 次不平衡力矩一起进行平衡补偿。

图 4.5.3 是船舶甲板上设置的电动 2 次平衡补偿装置的安装示意图。

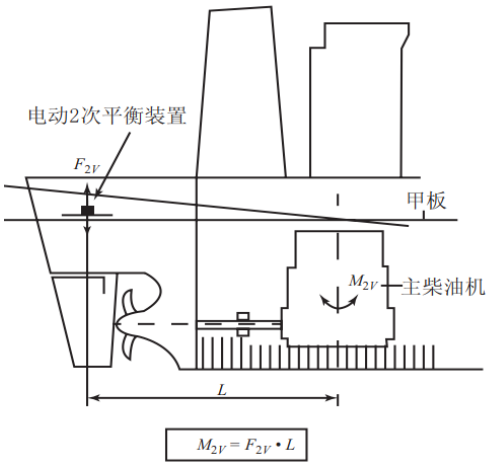


图 4.5.3　电动 2 次平衡补偿装置安装示意图

4.5.4　防振效果

合理采用平衡补偿装置，可有效控制柴油机不平衡力矩引起的有害振动，取得预期防振效果。

图 4.5.4 是在二冲程柴油机第 6 缸气缸盖测得的垂向振幅曲线。图中实线与虚线分别为柴油机安装 2 次平衡补偿装置前、后的垂向振幅曲线。从图中可看到，平衡补偿装置的效果十分明显。

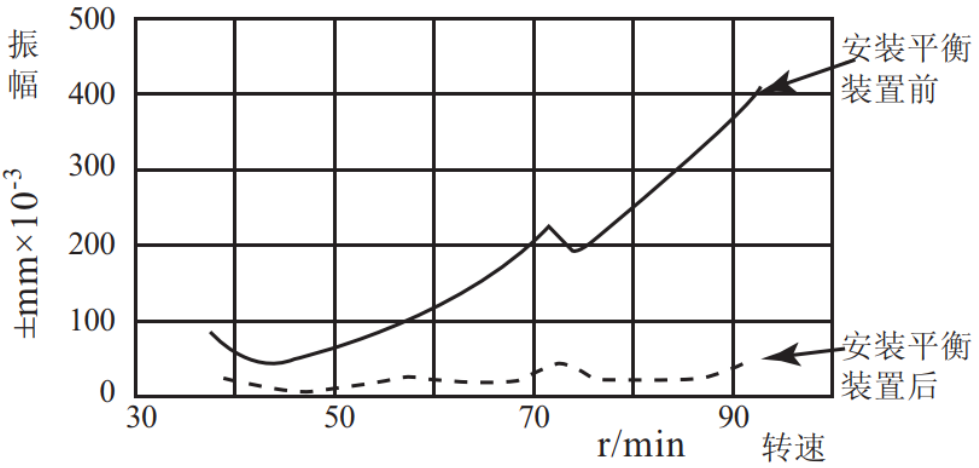


图 4.5.4　安装 2 次平衡补偿装置前后测量结果

第 5 章　柴油机机架振动

5.1　概述

5.1.1　简述

正如第 4 章 4.1.2 所述，作用在柴油机的侧向力矩，可引起柴油机的机架横向振动；随着长冲程或超长冲程船用二冲程柴油机的应用，使机架纵向振动固有频率下降，在轴系纵向振动或螺旋桨交变推力影响下，可引起柴油机的机架纵向振动；机架振动进而可能成为船体振动激励源之一。目前，二冲程柴油机机架振动仍是船上振动控制不可忽视的问题。

机架振动可能导致柴油机附件(如增压器支座)的破坏，也可能引起机舱和双层底舱的局部振动等。如某二冲程柴油主机的集装箱船舶，由于剧烈的机架纵向及横向振动，在共振转速附近产生的振动加速度值很大，致使船体上层建筑振动加速度超过允许值。

严重的柴油机机架振动能使拉杆螺栓松动、断裂；增压器晃动达到不能容忍程度；船体上层建筑振动增大，人体感觉不适；船舶操纵困难，甚至使驾驶室仪器损坏。因此，需要对机架振动进行分析评估，必要时采取措施，以对柴油机机架振动予以有效控制。

5.1.2　机架振动的类型

(1) 机架振动型式。

机架有 4 种振动型式：机架 H 型横向振动、机架 X 型横向振动、机架 X 型横向振动和机架 L 型纵向振动。由于机架 X 型横向振动的固有频率较高，在船舶运行的常用转速范围内，一般不会形成有危害的 X 型机架横向振动，故不再对 X 型振动进行讨论。图 5.1.2 所示为 H 型、X 型和 L 型振动模态。

(2) 机架 H 型横向振动。

机架 H 型横向振动(亦称 0 节点)，是各气缸顶部作同相左右移动的振动模态，简称为 H 型振动。

(3) 机架 X 型横向振动。

机架 X 型横向振动(亦称 1 节点)，是机架绕柴油机中心扭转的振动模态，简称为 X 型振动。

(4) 机架 L 型纵向振动。

机架 L 型纵向振动，是机架前后方向移动的振动模态，简称为 L 型振动。

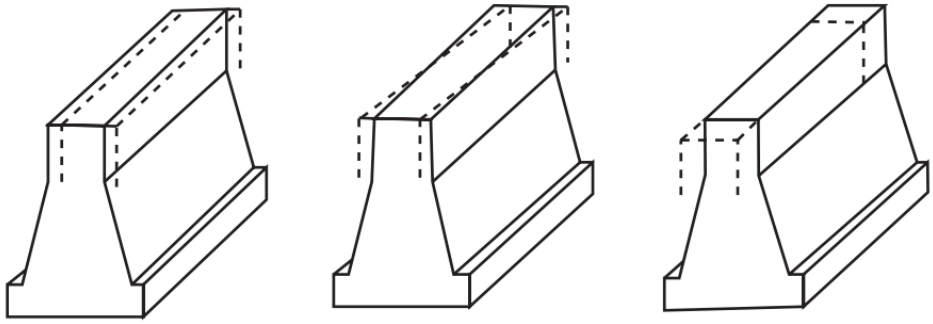


图 5.1.2　机架振动模态

5.2　激励源

5.2.1 机架 H 型振动的激励源

（1）H 型振动激励力。

在 4.1.2 中已对气体力和往复惯性力进行分析，气体压力 P_g 与往复惯性力 P_j 的合力 P，在十字头部件上分解出来的水平力，即侧向力 P'_H，由图 4.1.2 可知：

$$\left.\begin{aligned} P'_C &= (P_g + P_j)/\cos\beta \\ P'_T &= P_C \sin(\omega t + \beta) = (P_g + P_j)\sin(\omega t + \beta)/\cos\beta \\ P'_H &= P tg\beta = (P_g + P_j) tg\beta \end{aligned}\right\} \tag{5.2.1}$$

显然：　$P'_H Y = P_T R$

式中 ：Y ——曲轴中心线至十字头中心的距离；

R ——曲轴半径。

即产生机架 H 型振动的激励力是柴油机输出扭矩的反力矩 P^*_H：

$$P^*_H = P_T \frac{R}{Y} \tag{5.2.2}$$

为计算方便，取 $Y \approx L$（L 为连杆长度），代入式(5.2.2)得：

$$P^*_H = \lambda P_T \tag{5.2.3}$$

P'_H 值可按式(5.2.1) 计算，P^*_H 可按式(5.2.3)计算，称前者为第一解法，后者为第二解法。对式(5.2.1)进行富里埃(Fourier)分析，可得出各简谐次数 ν 时侧向激励力的幅值 $C_{h\nu}$ (或称侧向力简谐系数)及其初相角 θ_ν：

$$P_H = P_{H0} + \sum_{V=1}^{\infty} C_{hv} \sin(v\omega t + \theta_v) \tag{5.2.4}$$

式中：P_{Ho}——P_H 的平均值。

$$P_{Hv} = C_{h\nu} \sin(v\omega t + \theta_v)$$

多缸柴油机的 P^*_{Hv} 为：

$$P_H^* = \sum_{i=1}^{Z} C_{hv} \sin(v\omega t - v\xi i + \theta_v) \tag{5.2.5}$$

式中：ξ_i——第 i 缸相对于第 1 缸的发火延迟角；

Z ——气缸数。

对均匀发火的柴油机，当 $v = kZ$ （k =1，2，3…..)时：

$$\sum_{i=1}^{Z} \sin(v\omega t - v\xi_i + \theta_v) = Z$$

当 $v \neq kZ$ 时：

$$\sum_{i=1}^{Z} \sin(v\omega t - v\delta_i + \theta_v) = 0$$

故 H 型振动激励力的简谐次数,只能为气缸数的整数倍(kZ)，其幅值 C^*_{hv} 为：

$$C^*_{hv} = ZC_{hv} \tag{5.2.6}$$

同样亦可按式(5.2.3)，对 P_t 作富里埃分析。此时，可直接采用轴系扭转振动计算中的切向力简谐系数 c_v 乘以 λ 得 C_{hv} 的近似值。则：

$$P^*_{Hv} = \lambda c_v \sin(v\omega t + \theta_v) \tag{5.2.7}$$

$$C^*_{hv} = Z\lambda c_v \tag{5.2.8}$$

产生机架 H 型振动激励的幅值 C^*_{hv}，可分别按式(5.2.6)或按式(5.2.8)求得。

因此，H 型激励力矩的大小，与柴油机的发火次序、简谐次数、功率和转速有关。

（2）H 型振动激励频率。

H 型振动的激励频率，是主柴油机转速乘以简谐次数，如主柴油机额定转速为 100r/min,则在额定转速时，6 缸机 6 次 H 型激励频率为 600 1/min 。

5.2.2 机架 X 型振动的激励源

（1）X 型振动激励力。

柴油机第 i 缸 ν 次激励力矩 M_{Xvi}，为侧向力乘以机身中心至各气缸中心线的距离，如图 5.2.2 所示，即：

$$M_{Xvi}=\frac{\pi D^2}{4}P_{Hvi}L_i \tag{5.2.9}$$

式中：P_{Hvi}——第 i 缸 ν 次侧向力简谐值；

L_i——第 i 缸气缸中心线至机身中心的距离。

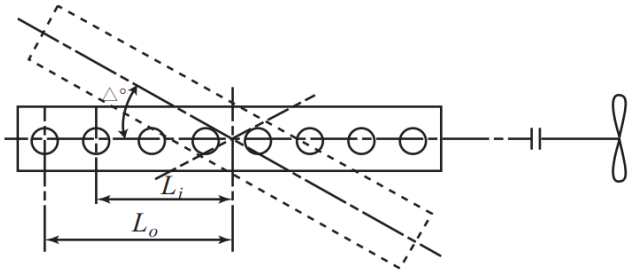


图 5.2.2　X 型振动激励力矩

式(5.2.9)亦可表达为：

$$M_{Xvi}=\frac{\pi D^2}{4}L_o x_i C_{h\nu}\sin(\nu\omega t-\nu\delta_i+\theta_\nu) \tag{5.2.10}$$

式中：$x_i=L_i/L_0$；

L_0——第 1 缸(或第 Z 缸)中心线至机身中心的距离。

X 型振动扭转角Δ 的变化为：

$$\Delta=\Delta_0\sin(\nu\omega t+\theta_\nu-\xi) \tag{5.2.11}$$

式中：Δ_0——扭转角幅值；

ξ ——响应滞后角。

全部气缸的 ν 次激励力矩在一个振动周期内作的功 E 为：

$$E=\sum_{i=1}^{Z}\int_0^{2\pi}M_{xvi}\frac{d\Delta}{dt}dt$$

$$= \frac{\pi D^2}{4} C_{hv} L_v \Delta_0 \sqrt{(\sum_{i=1}^{Z} x_i \sin \nu\delta_i)^2 + (\sum_{i=1}^{Z} x_i \cos \nu\delta_i)^2} \sin(\varphi - \xi) \quad (5.2.12)$$

$$\varphi = tg^{-1}\left\{\frac{\sum_{i=1}^{Z} x_i \sin \nu\delta_i}{\sum_{i=1}^{Z} x_i \cos \nu\delta_i}\right\}$$

共振时，激励力矩对系统输入功的达最大值 $E_{\max}$，且 $\sin(\varphi - \xi) = 1$，则：

$$E_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} C_{hv} L_0 \Delta_0 \sqrt{(\sum_{i=1}^{Z} x_i \sin \nu\delta_i)^2 + (\sum_{i=1}^{Z} x_i \cos \nu\delta_i)^2} \quad (5.2.13)$$

从式(5.2.13)可求出共振时激励力矩的相当值 M_{xv} 为：

$$M_{xv} = \frac{\pi D^2}{4} C_{hv} L_0 \sqrt{(\sum_{i=1}^{Z} x_i \sin \nu\delta_i)^2 + (\sum_{i=1}^{Z} x_i \sin \nu\delta_i)^2} = \frac{\pi D^2}{4} C_{hv} L_0 V_s \quad (5.2.14)$$

因 H 型振动激励力有 P_{Hv} 和 P_{Hv}^* 两种计算方法。所以，计算 X 型振动的激励力矩也有两个计算式：

$$M_{xv} = \frac{\pi D^2}{4} C_{hv} L_0 V_s \quad (5.2.15)$$

$$M_{xv} = \frac{\pi D^2}{4} \lambda C_v L_0 V_s \quad (5.2.16)$$

$$V_s = \sqrt{(\sum_{i=1}^{Z} x_i \sin \nu\delta_i)^2 + (\sum_{i=1}^{Z} x_i \cos \nu\delta_i)^2} \quad (5.2.17)$$

上述式中的 V_s 为 X 型激励力矩矢量和。

如二冲程 8 缸柴油机，发火顺序分别为 1—8—3—4—7—2—5—6 和 1—6—5—2—8—3—4—7，其激励力矩的矢量和 V_s 值如表 5.2.2 所示。从表中可看出，当简谐次数 ν =3、ν =5 和 ν =11 时，X 型激励力矩矢量和均为最大值，即 3 次、5 次和 11 次 X 型激励力矩最大，可能产生严重的 X 型振动。

因此，X 型激励力矩的大小，与柴油机的发火次序、简谐次数、功率和转速有关。

某柴油机 X 型振动激励力矩矢量和　　表 5.2.2

简谐次数	发火次序		简谐次数	发火次序	
	1-8-3-4-7-2-5-6	1-6-5-2-8-3-4-7		1-8-3-4-7-2-5-6	1-6-5-2-8-3-4-7
1	0.2562	0.4016	7	0.2562	0.4016

2	0	0	8	0	0
3	3.6049	3.6814	9	0.2562	0.4016
4	1.1429	0	10	0	0
5	3.6049	3.6814	11	3.6049	3.6814
6	0	0	12	1.1429	0

（2）X 型振动激励频率。

X 型振动的激励频率，是主柴油机转速乘以简谐次数，如主柴油机额定转速为 100r/min，则在额定转速时，上述 8 缸机 3 次 X 型激励频率为 300 1/min 。

5.2.3 机架 L 型振动的激励源

（1）机架 L 型振动激励力。

轴系纵向振动产生的继发性激励力和螺旋桨产生的不均匀轴向推力，通过推力轴承座可激起机架 L 型振动；使柴油机机架前后端也可能产生较大的局部纵向振动。其激励力可分别按第 7 章公式(7.4.5)及(7.4.10)进行计算。

（2）机架 L 型振动激励频率。

机架 L 型振动的激励频率，如由螺旋桨引起的，则为转速乘以叶片数；如主柴油机额定转速为 100r/min，4 叶螺旋桨，则在额定转速时，L 型振动激励频率为 400 1/min。如由轴系纵向振动引起的，则为共振转速乘以轴系纵向共振的简谐次数；如二冲程 6 缸柴油机，轴系纵向共振转速为 70 r/min，则 L 型振动激励频率为 420 1/min。

5.2.4 机架横向振动激励力矩与发火顺序关系

机架横向振动激励力的大小和引起机架横向振动的形式，与柴油机发火顺序密切有关，这反映在柴油机相对振幅矢量和C_{hv}^{*}和V_s上。

从图 5.2.4 可以看到，主谐次引起机架 H 型横向振动；副谐次引起机架 X 型横向振动。

以 10 缸机为例：原先的发火顺序为 1—9—5—6—2—10—4—3—8—7，导致 5 次激励力矩在常用转速范围内，主机产生 X 型强共振，上层建筑振动严重；后变更发火顺序为 1—8—7—3—5—9—4—2—10—6，按式(5.2.17)计算的 5 次激励力矩矢量和V_s由 3.49 降至 0.33，明显改善柴油机机架的横向振动和船体的振动。

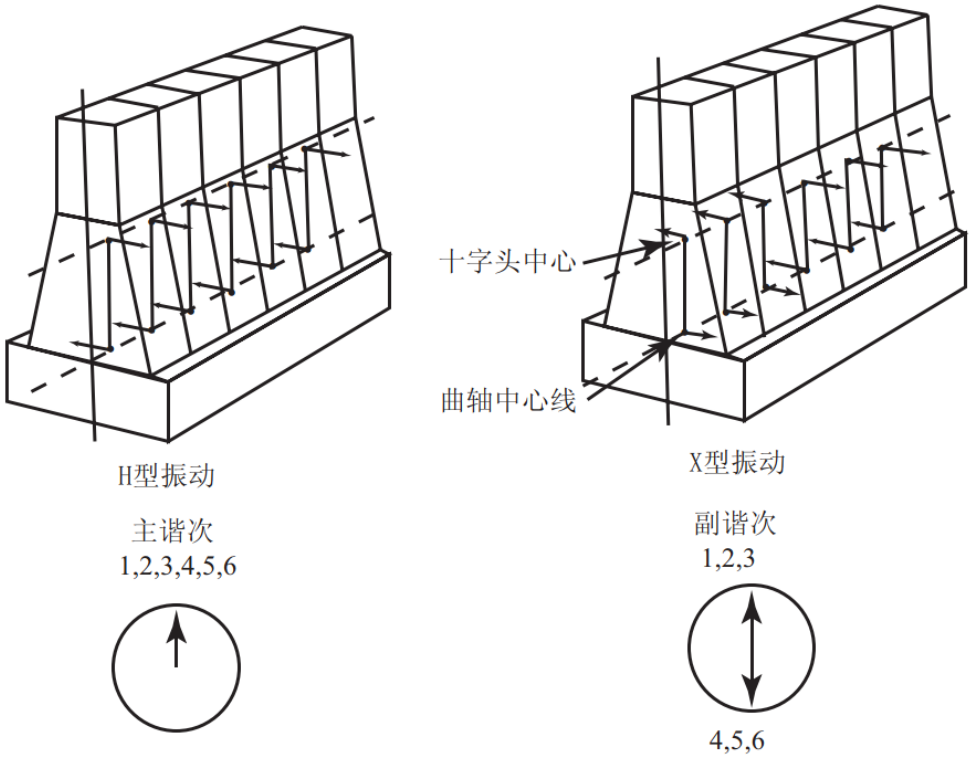


图 5.2.4　柴油机横向激励与振型的关系

5.2.5　H 型和 X 型激励力矩值

在柴油机设计完成后，柴油机厂提供相关机型的 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值，并连同不平衡力矩一起，供船舶振动控制设计时参考使用。下面以两种机型为例进行说明。

（1）实例 1——K90MC 型二冲程柴油机的 H 型激励力矩和 X 型激励力矩。

表 5.2.5-1 是 MAN B&W 公司 K90MC 型二冲程柴油机的 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值。从表中可看出：

① 对 4～9 缸柴油机，等于气缸数的 H 型激励力矩是主要的；7 缸以上柴油机的 H 型激励力矩不大；需要关注 4～6 缸柴油机的 H 型激励力矩影响；

② X 型激励力矩的较大值，随发火次序、简谐次数和气缸数而不同，需要关注 7 以上缸柴油机的 X 型激励力矩影响。

K90MC 机型二冲程柴油机 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值　　表 5.2.5-1

气缸数	4	5	6	7	8	9	10	11	12
发火次序	1-3-2-4	1-4-3-2-5	1-5-3-4-2-6	1-7-2-5-4-3-6	1-8-3-4-7-2-5-6	1-6-7-3-5-8-2-4-9			1-8-12-4-2-9-10-5-3-7-11-6
简谐次数	机架 H 型激励力矩　（kNm）								
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	747	352	0

4	2437	0	0	0	0	0	1018	830	0
5	0	2342	0	0	0	0	325	403	0
6	0	0	1680	0	0	0	97	406	0
7	0	0	0	1257	0	0	659	577	0
8	426	0	0	0	852	0	167	439	0
9	0	0	0	0	0	460	89	37	0
10	0	145	0	0	0	0	103	59	0
11	0	0	0	0	0	0	43	131	0
12	59	0	88	0	0	0	15	34	176
简谐次数	机架 X 型激励力矩 （kNm）								
1	977	317	0	188	82	650	116	80	0
2	132	164	114	33	0	37	1	5	0
3	180	635	1148	1256	1922	2306	2517	3274	4091
4	0	125	963	2738	1112	1387	1977	2526	1927
5	302	0	0	215	3220	1066	438	2009	0
6	511	57	0	34	0	2310	1503	171	0
7	116	408	0	0	10	93	1743	180	0
8	0	242	168	13	0	45	181	1015	337
9	33	10	210	23	3	33	69	127	748
10	53	0	46	131	0	12	149	95	0
11	12	4	0	86	132	10	112	148	0
12	0	33	0	7	27	121	49	56	0

（2）实例 2——RT-flex96C 型二冲程柴油机的 H 型激励力矩和 X 型激励力矩。

表 5.2.5-2 是 WÄRTSILÄ 公司 Sulzer RT-flex96C 型二冲程柴油机的 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值。从表中可看出：

① 7 缸以上柴油机的 H 型激励力矩不大，需要关注 6 缸柴油机的 H 型激励力矩影响；

② X 型激励力矩较大，而且随发火次序、简谐次数和气缸数而不同；需要关注 7 以上缸柴油机的 X 型激励力矩影响。

RT-flex 96C 机型二冲程柴油机 H 型激励力矩和 X 型激励力矩值　　表 5.2.5-2

气缸数	6	7	8	9	10	11	12	14
功率（kW）	34320	40040	45760	51480	57200	62920	68640	80080
简谐次数	机架 H 型激励力矩 （kNm）							
1	0	0	0	0	59	0	0	22
2	0	0	0	0	2	0	0	1
3	0	0	0	0	73	0	0	34
4	0	0	0	0	253	0	0	969
5	0	0	0	0	455	0	0	180
6	2088	0	0	0	203	0	0	75
7	0	1596	0	0	191	0	0	141
8	0	0	1082	672	32	0	0	69
9	0	0	0	0	8	0	0	41
10	145	0	0	0	420	0	0	156

11	0	0	0	0	15	279	0	22
12	0	88	0	0	1	0	214	3
简谐次数	机架 X 型激励力矩 （kNm）							
1	0	314	364	1082	13	751	0	24
2	1083	314	0	354	261	284	0	1
3	951	1041	1483	1799	2229	2695	3228	4223
4	1232	3501	1423	1774	1750	673	2464	2117
5	0	256	3570	1269	272	1687	0	751
6	0	35	0	2258	679	880	0	505
7	0	0	29	104	1983	174	0	674
8	183	14	0	49	200	1348	366	38
9	249	28	9	0	55	25	0	121
10	61	173	0	16	36	11	0	123
11	0	105	149	12	15	0	0	450
12	0	7	29	122	18	5	0	25

5.3 机架振动计算

5.3.1 机架横向振动固有频率的计算

机架横向振动固有频率计算，可采用简易估算法(半经验公式)。

将柴油机机架简化成图 5.3.1-1 所示的计算模型。

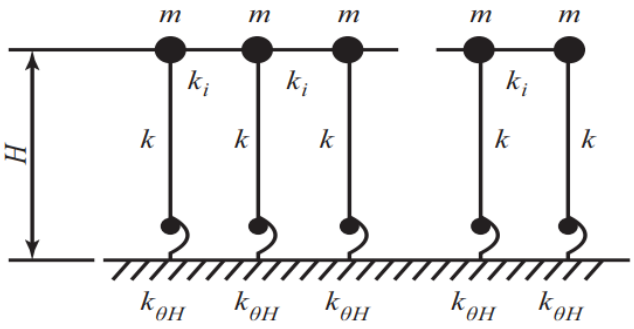


图 5.3.1-1 机架简化模型

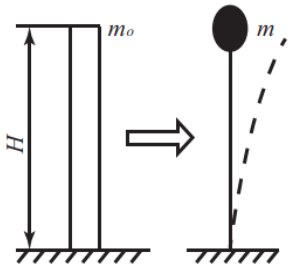


图 5.3.1-2 机架等效集中质量

图中符号说明如下：

m ——相当于 1 个气缸的等效集中质量；

k ——相当于 1 个气缸的机架等效刚度；

$k_{\theta H}$ ——安装底部的横向扭转刚度；

k_i ——气缸间的连接刚度；

H ——高度。

等效集中质量 m 是将一端固定的板状均布质量，按动能相等及挠度曲线相仿的原则，转化

成 1 端固定的等效集中质量 m，如图 5.3.1-1 和图 5.3.1-2 所示。按下式计算：

$$m \approx 0.25 m_0 \tag{5.3.1}$$

式中：m_o——板架质量。

按下列公式计算 H 型及 X 型振动的固有频率：

$$f_H = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_e}{m}} \quad \text{Hz} \tag{5.3.2}$$

$$f_X = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_e + a_x k_i}{m}} \ \text{HZ} \tag{5.3.3}$$

式中：k_e——合成刚度；按下式计算：

$$k_e = k + \frac{1}{1 + H^2(\frac{k}{k_{\theta H}})}$$

a_x——与气缸数 Z 有关的系数。如表 5.3.1 是 Sulzer RND 柴油机的 a_x 系数值。

简易估算法的系数 k_e 及 k_i 值是在实测的基础上反推而得，如根据实测的 f_H 值及估算的 m 值，代入式(5.3.2)反推其合成刚度 k_e。根据不同缸数实测的 f_H 及 f_X 值，代入式(5.3.2)与(5.3.3)反推气缸间连接刚度 k_i 及系数 a_x。

从(5.3.2)及(5.3.3)可得到下列几点结论：

（1）H 型振动的固有频率与气缸数 Z 无关；

（2）X 型振动的固有频率随气缸数 Z 有关，且随气缸数 Z 增加而明显减小。

a_x 值 **表 5.3.1**

气缸数 Z	6	7	8	9	10	11	12
a_x	0.268	0.198	0.152	0.121	0.098	0.081	0.008

5.3.2　机架三维有限元模型振动响应计算

（1）基本数据。

由于柴油机的对称性，故可取柴油机的半侧进行模化。现以 4RLA90 柴油机为例：

功率：*Ne* = 10000 kW；

转速：*n* = 90 r / min；

柴油机总质量：578 t；

发火顺序：l—4—2—3。

（2）机架有限元模型的建立。

建立坐标网络，将机架的有限元模型化为长度方向的 6 个 i 平面、垂直方向的 6 个 i 平面以及横向的 3 个 k 平面，见图 5.3.2-1 所示。

平板和梁的有限元特性，由对应的柴油机设计图纸决定。连接气缸、机架和机座的贯穿螺栓没有被划分在有限元内，假设这些结构为刚性连接。柴油机的所有运动件以及增压器均没有包括在模型内。

柴油机的质量用节点上的点质量模化。大型结构元件的质量根据它们的实际位置而定，余下部分的质量按长度方向和垂直方向在每一节点上作线性分布。

4RLA90 柴油机机架的有限元特性和质量分布模式见图 5.3.2-2 所示。

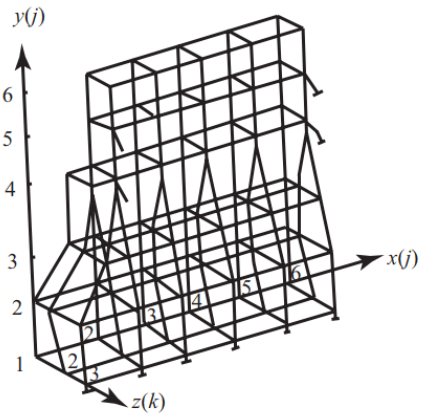


图 5.3.2-1 机架三维有限元模型

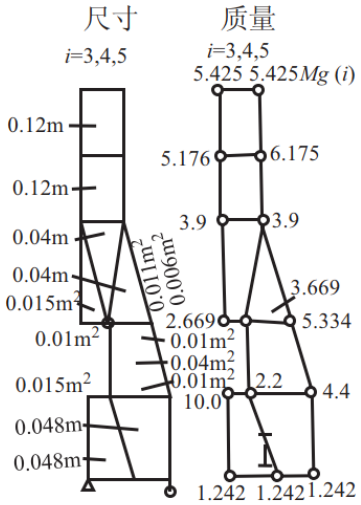


图 5.3.2-2 典型机架质量分布模型

（3）模型化原则。

不包括气缸在内的节点，用线性位移的薄板元件模化，气缸部分则用允许位移和旋转的薄壳元件进行模化。为得到非对称的振动模式，在中心平面 k=l 处，绕横向轴的旋转和沿 x 轴及 y 轴的位移均被固定。模型的外部基础由 6 个弹性支座支承，它们的刚度由柴油机机座和试验台的连接情况来确定。

（4）激励力分配原则。

引起 H 型振动激励力的幅值，在额定工况时，对该机为 $P_{H1}=96.8$ kN 及 $P_{H8}=13.2$kN，相应的频率为 f_4 = 6Hz 及 f_8 = 12Hz。

引起 X 型振动激励力的幅值为 $P_{H2}=299.4$ 及 $P_{H6}=148.3$ kN，相应的频率为 $f_2=8$ Hz 及 $f_6=9$ Hz。

这些激励力在有限元模型上的分布见图 5.3.2-3，分配原则是将作用在十字头上的力，分解到在离力位置最近的节点上。激励力的作用点，是在各气缸的结合处而不是在各气缸的中心线上，这样的分配满足等效力矩条件。

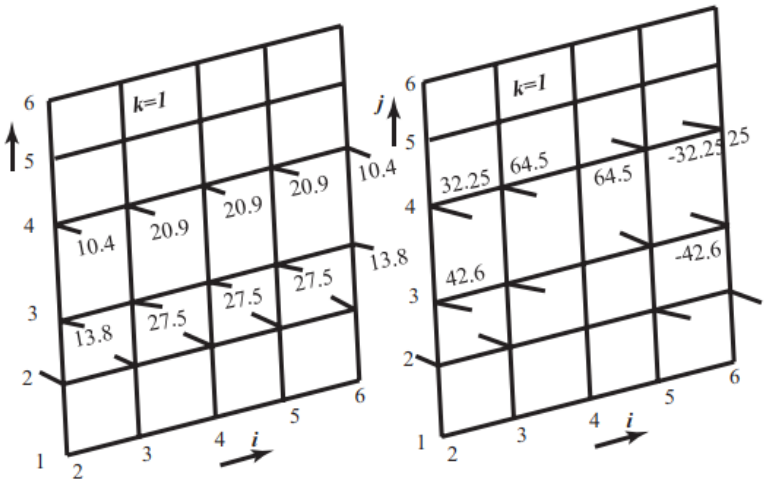


图 5.3.2-3　激励力在节点上的分布

（5）机架固有频率计算。

按前述（2）～（4）建立的柴油机有限元模型，计算其自由振动时的解，即其固有振动频率值。

（6）机架振动响应计算。

用振型叠加法计算强迫振动的幅值，机架响应一般只需用 l 节～5 节的固有频率来描述。根据实测数据，机架无支撑时的阻尼比可选为 0.03～0.04。

先按额定工况时的激励力作恒定力的响应计算，尔后再按实际激励力进行校正。机架是一个非常复杂的部件，即使在理想化的状态下，H 型振动的各缸计算幅值是不相同的，X 型振动时首尾两缸的计算幅值也是不相等的。

5.3.3 机架和船体结构之间振动系统的有限元模型

柴油机机架和船体结构之间组成一个振动系统，有的称耦合振动。由于柴油机和船体之间巨大的质量差，在分析柴油机机架的振动时，可假定用一个弹性支承来表示船体的影响。

对于中机舱船舶，主柴油机的支承刚度主要由双层底的弯曲刚度决定，因此，一个周边支承常规的双层底有限元模型足以替代船体结构。但对尾机舱，情况比较复杂。

现以一散货船舶为例，由于是尾机舱，机舱结构最低部分一直到第一层平台均需计入。

主柴油机及机舱结构均取一半作模型化处理，通过坐标网络模型化为长度方向 13 个 i 平面、垂向 7 个 i 平面和 4 个横向 k 平面，如图 5.3.3 所示。主柴油机模型比试验台上模型作进一步的简化。

主柴油机的质量按 5.3.2 叙述的原则，分配在主柴油机模型的各节点上。机舱底部结构的质量分配在底部的节点处。在双层底上下的辅机、设备、接头及管系，则作为内底板元素的附加质

量。

振动响应计算同 5.3.2（6），在进行响应计算时，阻尼比仍可取为 0.03～0.04。

附连水质量 m_W 分成几个截面，按下式估算：

$$m_W = \rho \frac{\pi}{4} b^2 J \tag{5.3.4}$$

式中：ρ =1025kg/m^3——水的密度；

b ——内底板水线处的一半宽度；

J ——对于三元流场一侧浸水的板，作曲线式振动时的修正系数，取 J 为 0.8。

5.3.4　机架纵向振动的计算

参照 5.3.1 建立纵向振动的有限元模型。底座间的联接刚度，应用纵向扭转刚度 $K_{\theta L}$ ，则可计算机架纵向振动的固有频率值。

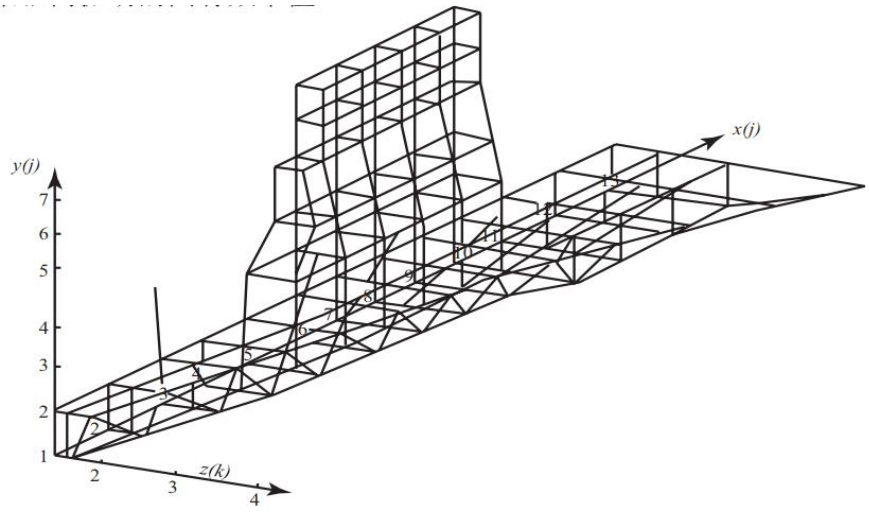


图 5.3.3 主柴油机和船体结构的有限元模型

5.4　机架振动与船体振动及轴系振动的关系

5.4.1 简述

当柴油机安装在船上时，机架、双层底、机舱的舱壁组成一个复杂的振动系统，其固有频率将相应的降低。同时，轴系振动可能产生机架振动，进而可能引起船体局部振动和上层建筑振动。反之，船体振动有可能引起机架振动。

5.4.2 机架振动与船体振动的关系

（1）机架横向型振动可引起船体产生局部振动。

当机架产生 H、X 型振动时，机架传递给柴油机的基座和尾部的垂向或横向振动的幅值，仅

为机架顶部横向振动幅值的 0.2～0.3 倍。即在一般情况下，机架横向振动对船体的影响是不大的，但当与船体产生局部共振时，将严重影响船舶的适航性。

（2）船体横向振动可诱发机架的横向振动。

包含着扭转成分的船体横向振动，对诱发机架的横向振动有着明显的影响：

① 当船体作低频振动时，机架可以认为是船体结构的一个组成部分，与船体一起振动；

② 当船体作高频振动时，由它所激起的机架顶部横向振动幅值，将为船尾横向振动幅值的两倍左右，即船体横向振动对机架的横向振动有着明显的影响。

（3）机架纵向振动可诱发上层建筑纵向振动。

当机架产生 L 型振动时，机架顶部产生较大的纵向振动，进而可诱发上层建筑纵向振动。

5.4.3 船体双层底刚度对机架振动固有频率的影响

柴油机装船后，由于船上双层底刚度影响，柴油机机架的 H 型和 X 型振动的固有频率将适当降低。在试车台上和装船后实测的固有频率相比，装船后机架横向振动频率可降低 10%左右，故可用试车台上的试验结果来推算装船后机架横向振动的固有频率。

对于机架纵向 L 型振动，由于双层底纵向刚度较弱，故在试车台上测得的机架纵向振动的固有频率远高于装船后测得的频率值，两者相差在 30％以上。在试验台上不成为问题的机架纵向振动，装船后，在常用转速区附近可能出现共振转速。特别是 4 缸和 5 缸机，易于出现与气缸数目相同的 Z 次简谐的较大振幅的纵向 L 型振动。

图 5.4.3 是一台船用柴油机的 L 型机架纵向振动测量结果示意图，并反映双层底振动。

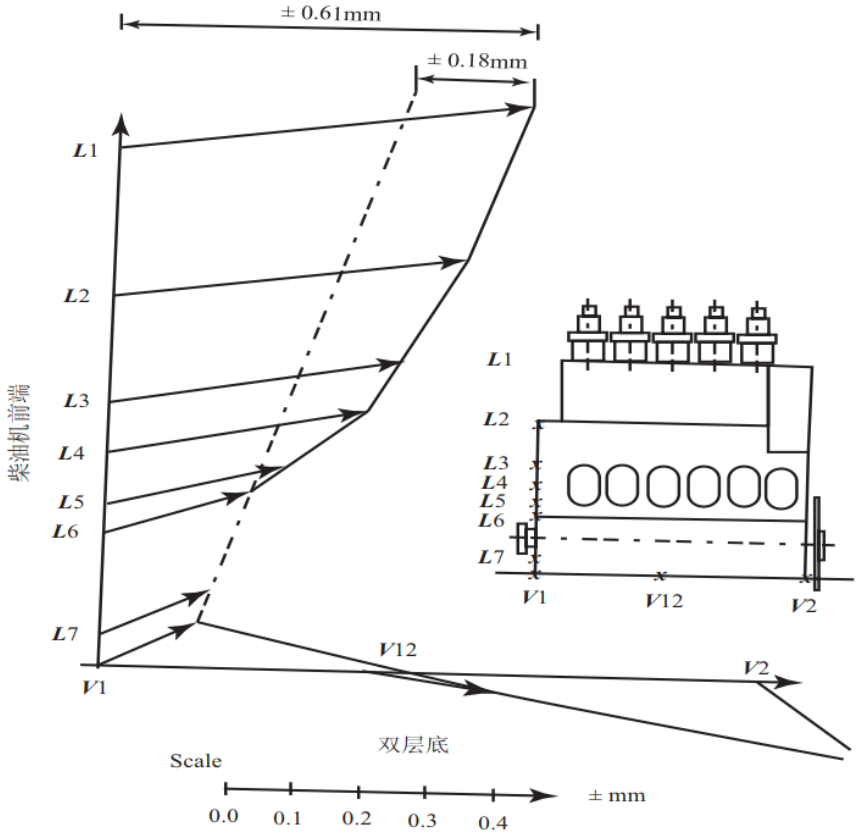


图 5.4.3　柴油机 L 型机架纵向振动测量结果

5.4.4 轴系振动可引起机架振动

（1）对于少气缸数柴油机，当轴系设计为短而粗时，由轴系扭转振动激发的螺旋桨交变推力可能达到螺旋桨平均推力的 50％左右，从而加剧机架的 L 型振动；

（2）轴系产生的扭转—纵向振动，可能激起机架的 L 型振动，进而产生上层建筑振动；

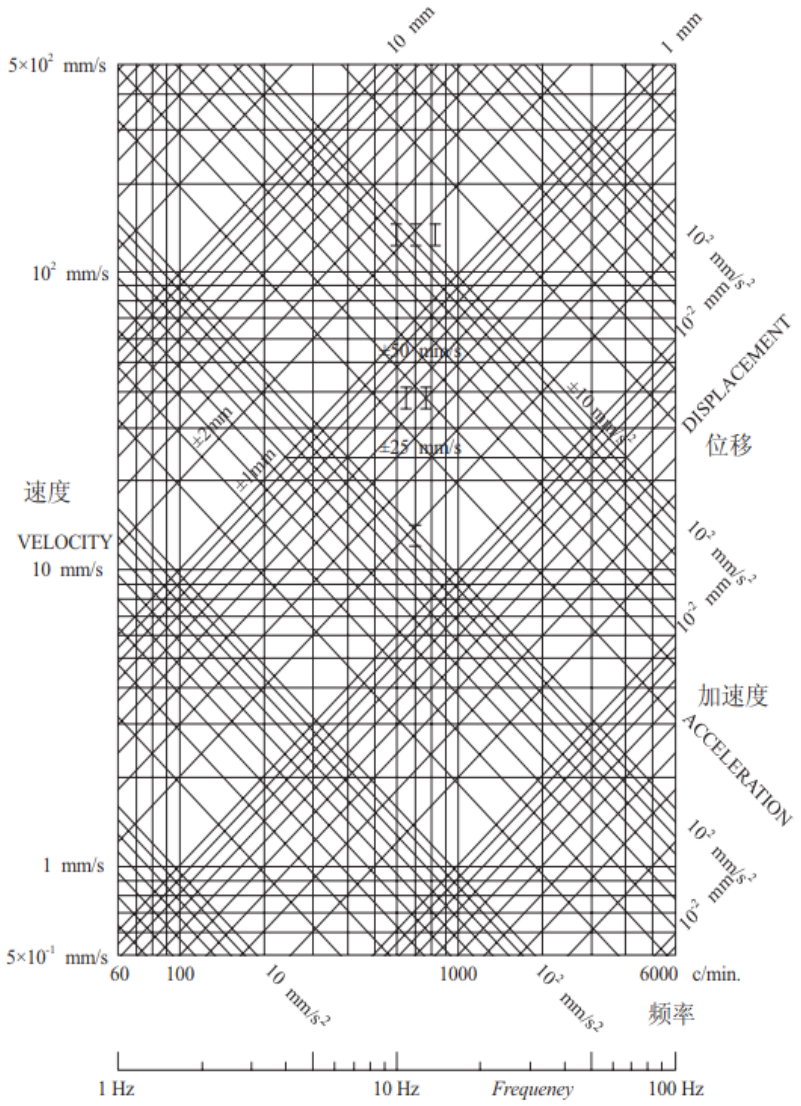
（3）轴系产生的纵向振动，可能激起机架的 L 型振动，进而产生上层建筑振动。

5.5　衡准

5.5.l 低速柴油机的振动位移或振动速度，一般应控制在第 15 章表 15.4.3 的范围内。

5.5.2 机架振动的测量位置和测量方向，应符合第 14 章表 14.4.1 的要求。

5.5.3 也可采用柴油机制造厂给出的标准或其他相关标准。图 5.5.3-1 和图 5.5.3-2 分别是 MAN B&W 公司产品和 WÄRTSILÄ 公司二冲程柴油机适用标准的两个例子，适用于主机不同工况对应转速时测量所得。

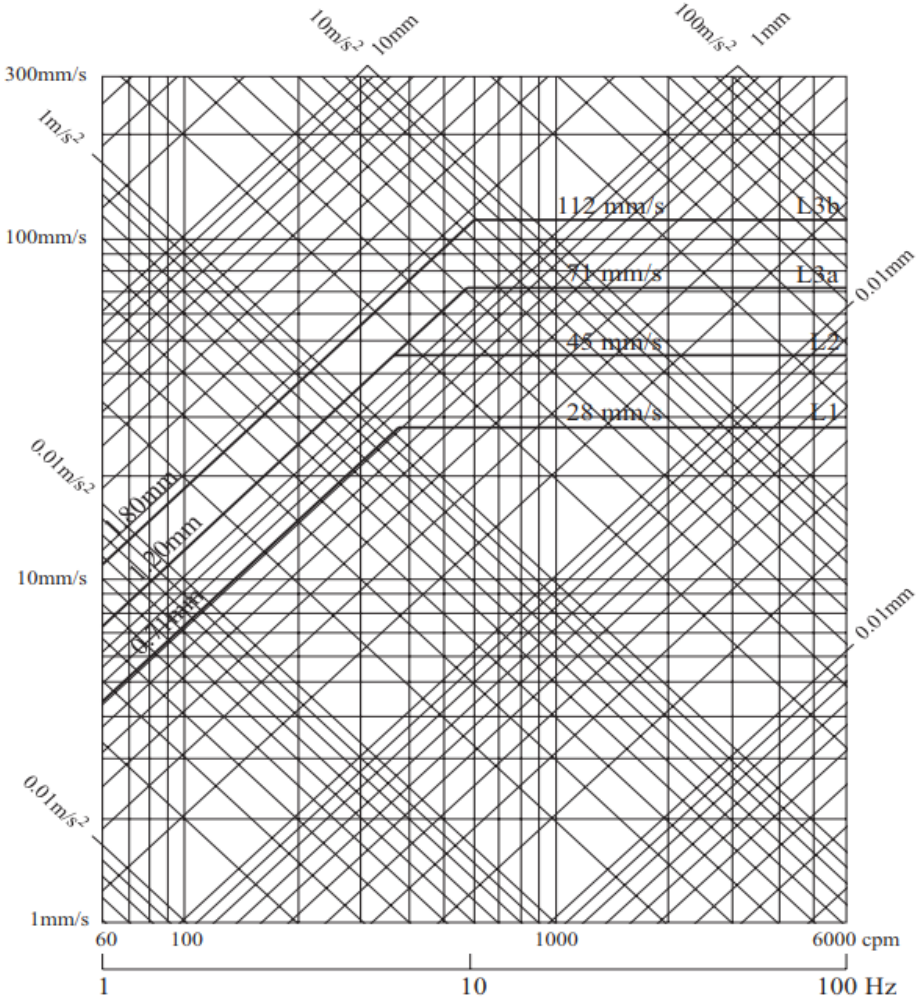


区域Ⅰ：可接受；

区域Ⅱ：一般情况下，振动不会危及柴油机。但严重时，振动响应可能导致与柴油机相连的构件损坏。

区域Ⅲ：不接受。

图 5.5.3-1　柴油机单谐次振动限制值



L1—— 机器本体等；

L2—— 平台梁等；

L3—— 高压油管 (仅 RT-flex)。

图 5.5.3-2　WÄRTSILÄ 公司二冲程柴油机接受的振动（均方根）

5.5.4 因为台架测量值不代表装船后的状态，所以除另有要求外，一般在台架测量结果可不作为合同双方的验收依据。

5.6　预防措施

5.6.1 装船后机架振动状况评估

（1）船舶设计振动评估。

在船舶初步设计阶段，应从柴油机厂索取其相应产品型号的机架振动固有频率，以及相应的机架横向激励力矩值，对机架横向振动进行评估。但从 5.3 可看出，准确计算主柴油机的机架振动固有频率是非常困难的。因此，为防止或减小机架横向振动，建议在主柴油机顶部装设机架横

向支撑，这是采用最多也是相当有效的防振措施。

为防止轴系纵向振动引起机架 L 型振动，进而产生船体振动，一般二冲程柴油机厂均在柴油机自由端安装轴系纵向振动减振器，故一般由轴系纵向振动产生的机架 L 型振动不存在问题。但螺旋桨推力可能产生机架纵向振动，故一般也在柴油机机架顶部前端加装纵向支撑。

（2）MAN B&W 公司的建议。

MAN B&W 公司强烈建议，气缸直径大于 26cm 的二冲程柴油机船舶，均需装设机架横向支撑，能有效地控制机架横向振动。

（3）WÄRTSILÄ 公司的建议。

WÄRTSILÄ 公司对 Sulzer RT-flex96C 型二冲程柴油机船舶，提出机架横向振动的对策如表 5.6.l 所示，其中：

A——需要补偿措施；

B——可能需要补偿措施；

C——不需要补偿措施。

机架横向振动对策 **表 5.6.l**

气缸数 Z	6	7	8	9	10	11	12	14
横向支撑	B	C	A	B	B	A	B	A
纵向支撑	C	C	C	C	C	C	C	C

5.6.2 机架顶部装设防振支撑

(1) 机架防振支撑的减振作用。

机架防振支撑能增加机体的刚度，提高其固有频率，避免在额定转速附近出现低谐次的共振，从而使机架的振幅明显下降。同时，摩擦式、液压式支撑具有较大的阻尼作用，进一步降低整个系统的振幅。不同支撑的减振效果如图 5.6.2-1 所示。

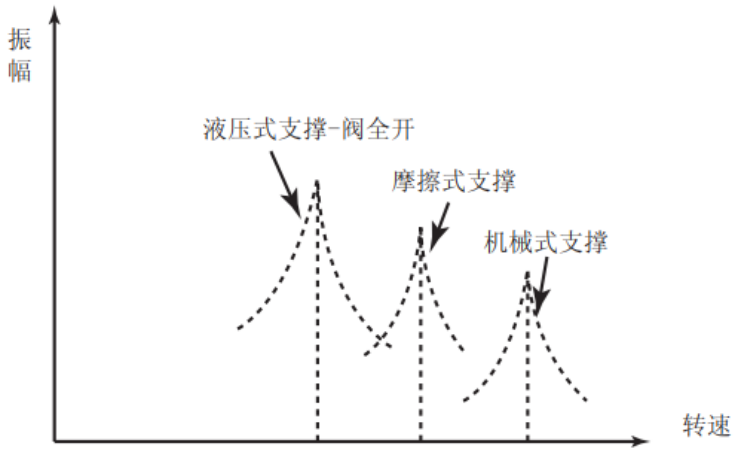


图 5.6.2-1 支撑对横向振动的影响

在主机机架上部与船舷左右侧间加装防振支撑后，通常能使机架横向振动振幅减小约 50％，固有频率提高 5％～50％。

在主机前端与机舱舱壁之间安装纵向防振支撑，同样能使机架纵向振动的振幅减小 50％以上，固有频率提高 25％左右。

(2) 机架支撑的型式。

机架支撑一般有 3 种型式：

① 摩擦式支撑：

摩擦式支撑的断面形状一般为 U 型，一端通过螺钉和机架连接，U 形梁另一端的两个侧板间嵌人一舌簧片和船体间形成摩擦式连接，摩擦系数大约为 0.4。用一个扭矩螺柱调节摩擦片之间张紧力，从而产生一定的静摩擦力。当作用在梁上的力小于静摩擦力时，摩擦式支撑的作用类似于机械式支撑，增加机体与机舱桁架梁连接为一体后的刚度，固有频率升高、振幅减小。但当此力超过静摩擦力后，边板和舌簧片之间产生相对运动，于是振动系统的部分能量转化为热能，类似于一个阻尼器，使固有频率略有上升，振幅稍有下降。

在船舶运行时，摩擦式支撑是可调节的，以适应不同装载量及船舶运行时引起的结构变形。

对于 9～12 缸的多缸柴油机的机架振动，摩擦式支撑可起到很好的减振效果。

摩擦式支撑有两种结构型式。图 5.6.2-2 所示为 U 型摩擦支撑，图 5.6.2-3 所示为双杆型摩擦支撑。

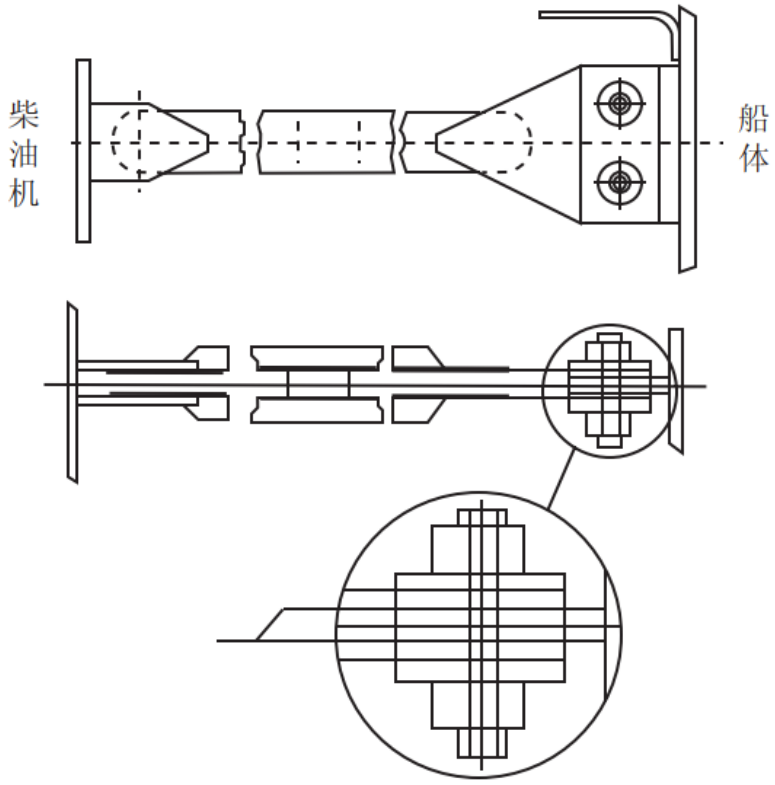


图 5.6.2-2 U 型摩擦支撑

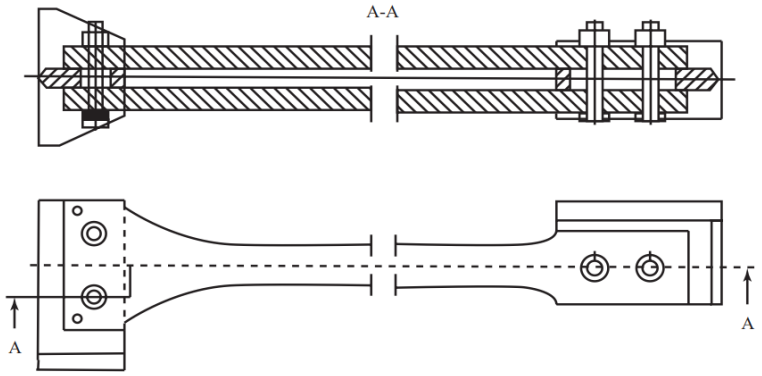


图 5.6.2-3 双杆型摩擦支撑

② 液压式支撑：

液压式支撑由 1 个充满着氮气的蓄能器、1 个装着压力表的节流阀、1 个固定在船体上装有差动活塞的液压缸以及 1 根压杆组成。图 5.6.2-4 是典型的液压式支撑。

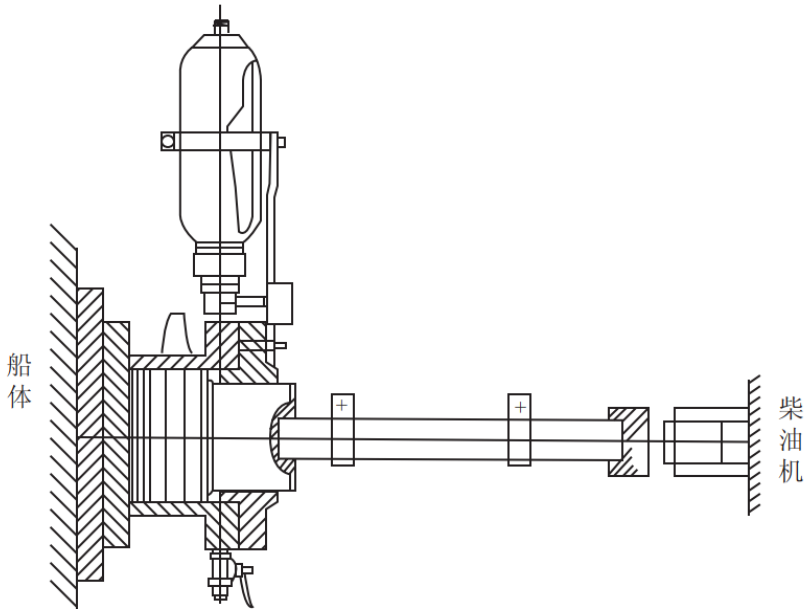


图 5.6.2-4 液压式支撑

通过节流阀开度的调节，可改变液压系统的刚度。节流阀全关时，由于油的不可压缩性，此时液压式支撑的特性和机械式支撑相似。节流阀全关的支撑不适用于低频振动的船体变形。

如将节流阀全部打开，由于振动引起的液压系统压力的变化很小，作用在压杆上的力近似常量，仅在船体变形较大时才略有变化。对机架的固有频率无影响，但由于阻尼作用，阻尼比可为机架无支撑时的 3 倍，使振幅减小。

当节流阀部分开启时，活塞的振动意味着在气缸里的油压以同一个频率变动，由于节流阀的吸收作用，高频的压力变化不可能到达液压蓄能器。对应于节流阀全关闭状态，装置的性能象一根低刚度的弹簧，在一定范围内，随着节流阀开启的大小，弹簧常数也随之而变。

节流阀开度的最终调节是在海上试航时完成。

③　机械式支撑：

图 5.6.2-5 为机械式支撑。机械式支撑压杆的一端自由地嵌入机架上的筒状支承内，另一端则以螺纹套与船体接触，转动螺纹套可调节压杆的预紧力。预紧力应足够大，从而确保压杆的静变形大于机架横向振动的幅值。

机械式支撑使主机的刚性得到明显的增加，机架的固有频率上升、振幅下降。但另一方面，机架的部分振动能量将通过支撑传递至船体，有可能加剧船体的振动。

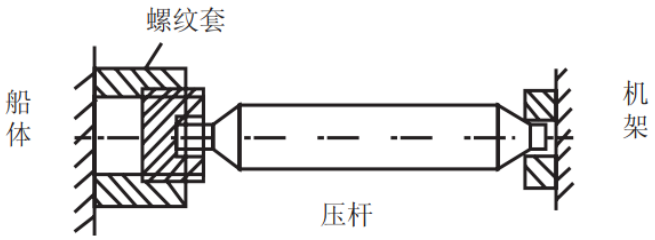


图 5.6.2-5 机械式支撑

(3) 支撑的布置。

采用防振支撑时，正确的布置与安装支撑，对防振效果影响很大。

① 横向支撑：在柴油机上部，安装侧向支撑，防止或减小机架的横向振动。一般在柴油机一侧布置侧向支撑，或安装在柴油机排气管方向一侧，或安装在柴油机燃油方向一侧，使柴油机在横向仍有一定的自由度；或安装在柴油机的两侧。图 5.6.2-6 表示这种侧向支撑布置情况。

② 纵向支撑：在柴油机机架顶部前端安装纵向支撑，防止或减少机架的纵向 L 型振动。

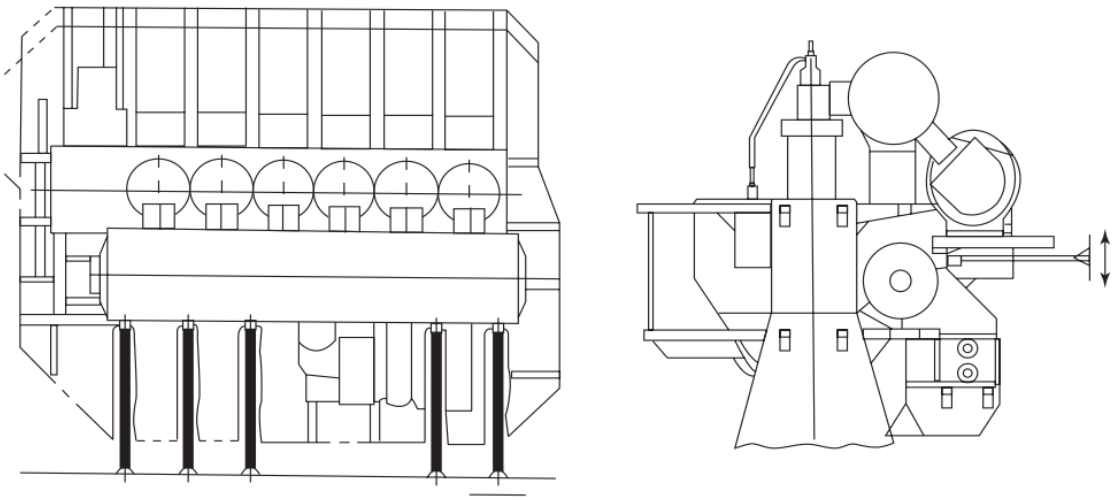


图 5.6.2-6 侧向支撑布置情况

③ 船体刚度对支撑效果的影响：加设防振支撑后，柴油机机架所增加的附加刚度，不仅取

决于支撑的刚度，且与船体的刚度、安装位置等有关。当支撑的刚度超过 10^6kN/m 后，H 型、X 型和 L 型振动的固有频率基本保持不变，如图 5.6.2-7 所示。

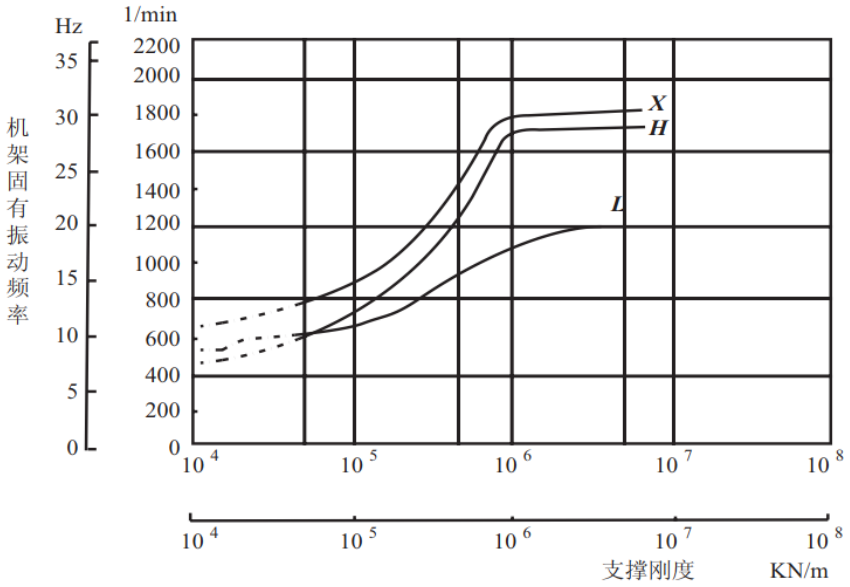


图 5.6.2-7 支撑刚度与机架固有频率的关系

④ 支撑所连接的船体应有足够的刚度：如支撑安装不正确，则支撑不但不能防止机架振动，还会使振动恶化。

某货轮，虽然主柴油机装设侧向支撑，但侧向支撑安装在油柜的板壁上，因油柜板壁的刚度很弱，航行时机舱乃至全船出现严重振动现象。在正确合理安装支撑后，问题得到解决。

图 5.6.2-8 表示支撑与船体连接安装的 3 种不同情况。当没有安装机架横向支撑时，机架 H 型振动共振转速为 80r/min，柴油机顶部的振动速度为 25mm/s，驾驶甲板的振动速度为 3mm/s；当安装横向支撑但设在油柜处，共振转速升高为 106r/min，柴油机顶部的振动速度减小为 13mm/s，但驾驶甲板的振动速度增大为 15mm/s；当安装横向支撑但设在油柜刚性处，共振转速升高为 126r/min，柴油机顶部的振动速度减小为 8mm/s，而驾驶甲板的振动速度减小为 4mm/s，满足要求。

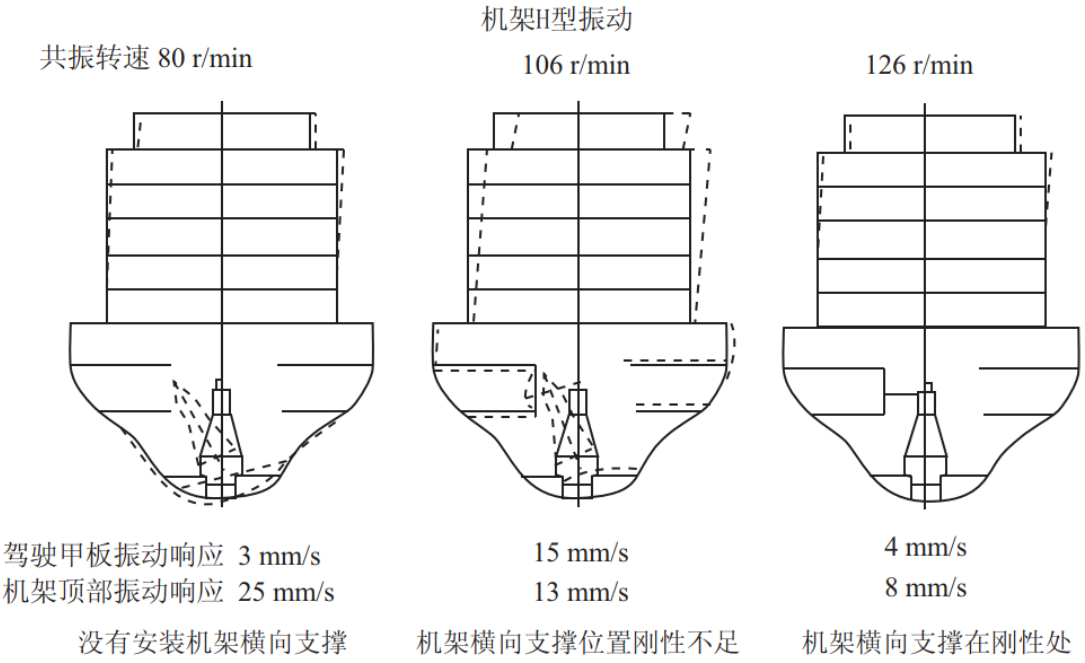


图 5.6.2-8 支撑与船体连接安装对振动的影响

(4) 支撑杆强度校核。

船舶设计时，应对机械式和液压式支撑压杆强度进行校核。压杆所受的力，应根据所选机型、H 型和 X 型可能产生最大力矩值，以及机架顶部支撑与主柴油机底座的距离来确定。

5.6.3 柴油机装设电动平衡补偿装置

如柴油机不能安装机架横向支撑，为防止或减小机架振动对船体振动的影响，也可以采用装设电动平衡补偿装置的方法，能有效控制柴油机产生的严重机架 H 型振动。

第 6 章　轴系扭转振动

6.1 概述

6.1.1 轴系扭转振动现象

船舶轴系在柴油机、螺旋桨轴承力等周期性扭矩激励下，出现绕其纵轴产生扭转变形现象，称为轴系扭转振动。

船舶推进轴系的扭转振动特性，可将轴系看成由数个集中质量并由无质量扭转弹簧相联接的离散系统，这个离散系统具有若干个扭转振动固有频率。柴油机气缸内的气体力和往复运动部件产生的惯性力，通过连杆而作用在曲柄销上的切向分量，可分解成无数个频率不同、幅值和相位亦不同的切向简谐力；螺旋桨在不均匀流场中也产生周期性的切向激励力。当某一激励的频率与推进轴系某节扭转振动固有频率相同或相近时，就产生轴系的扭转振动现象。

轴系扭转振动的激励力矩，对柴油机推进轴系，主要是柴油机气体力；对涡轮机推进轴系和电力推进轴系，主要是螺旋桨叶片次轴承力。

对国际冰区航行的船舶，如在（0.8～1.2）额定转速范围内产生轴系 1 节叶片次共振转速，则应评估最大冰块扭矩激励的影响。

CCS 于 20 世纪 80 年代研究开发的轴系扭转振动计算程序，经过不断更新完善，可用于轴系扭转振动设计、审图和轴系故障分析评估用。

6.1.2 轴系扭转振动的危害

扭转振动引起的振动扭矩／应力是交变的。当轴系在较大振动扭矩／应力的共振转速或非共振转速附近长期运转时，轴系部件会产生疲劳破坏。严重的扭转振动可能引起：

（1）曲轴、凸轮轴、推力轴、中间轴、螺旋桨轴和尾管轴扭断；

（2）减速齿轮轮齿间撞击、齿面点蚀及断齿；

（3）联轴器连接螺栓切断、橡胶联轴器撕裂；

（4）发动机零部件磨损加快；

（5）柴油机发电机组输出不允许的电压波动；

（6）由扭转振动而产生扭转一纵向振动，通过双层底而引起机架纵向振动、双层底垂向振动、船体梁垂向振动、上层建筑纵向振动、局部振动等。

6.2 计算模型

6.2.1 轴系扭转振动的基本原理

单质量有阻尼强迫振动的运动方程为：

$$I\ddot{\varphi} + C\dot{\varphi} + K\varphi = M\sin\omega t \tag{6.2.1}$$

对 n 个质量的多质量有阻尼强迫振动的扭转振动系统，在某一圆频率 ω 时，任一质量的运动方程式为：

$$I_k\ddot{\varphi}_k+C_k\dot{\varphi}_k+C_{k-1,k}(\dot{\varphi}_k-\dot{\varphi}_{k-1})+C_{k,k+1}(\dot{\varphi}_k-\dot{\varphi}_{k+1})+K_{k-1,k}(\varphi_k-\varphi_{k-1}) \tag{6.2.2}$$

$$+K_{k+1,k}(\varphi_k-\varphi_{k+1})=M_k\sin(\omega t+\psi_k)$$

方程(6.2.2)的特解 φ_k 为：

$$\varphi_k=A_k\sin(\omega t+\varepsilon_k) \tag{6.2.3}$$

式中：φ_k 、$\dot{\varphi}_k$、$\ddot{\varphi}_k$——k 质量的角位移、角速度和角加速度；

I_k——k 质量转动惯量；

C_k——k 质量阻尼系数；

$K_{k-1,k}$——阻 k -1)质量与 k 质量间轴段扭转刚度；

M_k——作用在 k 质量上的激励力矩幅值；

ψ_k——激励力矩初相角；

ω——激励力矩圆频率；

t——时间；

A_k——振幅；

ε_k——相位角。

对分支系统，除分支点质量外，其他质量的运动方程式与式(6.2.2)一致，而分支点 k 质量的运动方程为：

$$I_k\ddot{\varphi}_k+C_k\dot{\varphi}_k+\sum_{j=1}^{r}[C_{k,j}(\dot{\varphi}_k-\dot{\varphi}_j)+K_{k,j}(\varphi_k-\varphi_j)]=M_k\sin(\omega t+\psi_k) \tag{6.2.4}$$

式中：r——在分支点 k 处的分支数；

j——与 k 点相接的 j，轴段的参数；

其余符号同前。

6.2.2　响应计算方法

(1) 放大系数法。

放大系数法是扭转振动响应计算的一种经验计算法。计算时，假设共振时强迫振动的振型与频率相同的自由振动的振型相似，激励力矩输人系统的能量完全消耗在克服系统所有部件的阻尼上，用激励力矩功与系统总阻尼功相平衡的原理，来确定第 1 质量共振振幅，然后根据相应振型计算轴系各截面的应力或扭矩。

对大多数船舶轴系，采用放大系数法进行扭转振动计算，可以得到与实际情况基本吻合的满意结果。因此放大系数法应用比较普遍。

(2) 解析计算法。

解析计算法是对扭转振动方程组进行的一种精确的分析解法。本章 6.6 介绍的传递矩阵法即是其中的一种。下列情况，一般采用解析计算法进行扭转振动计算：

① 主机同时驱动发电机或专用泵等的 PTO 轴系；

② 多分支系统的轴系，如多机单桨的推进轴系；

③ 大阻尼系统的轴系，如轴系中有多个高弹性联轴器；

④ 柴油机不等间隔发火的轴系；

⑤ 柴油机一缸熄火时扭转振动计算，解析法计算结果与放大系数法相比，与实际情况更接近；

⑥ 采用放大系数法计算，当共振转速波坡出现在柴油机常用转速附近且应力／扭矩不可忽视时，采用解析计算法可获更精确的计算结果。

(3) 不能按线性系统处理的非线性系统的轴系及特殊系统，需另作考虑。

6.2.3 当量系统

进行扭转振动计算，首先要把复杂的轴系简化为线性集总参数的当量系统，该系统是由若干刚性的集中质量及连接它们的无惯量弹性轴段组成。

(1) 当量转化原则：

① 当量系统应能代表实际轴系的扭转振动特性，其自由振动计算固有频率应与实际固有频率基本相同,扭转振动振型与实际轴系的振型基本相似。当实测固有频率与计算值相差大于 5%，并且实测是正确时，应对当量参数进行调整；

② 具有较大质量的部件，如飞轮、法兰及弹性联轴器或气胎离合器的主动、从动部分等，以它们的回转平面中心作为惯量的集中点，它们之间的轴段等弹性件的惯量平分加在两端集中点上；

③ 装有液力偶合器的轴系，偶合器前后的轴系可分别作为两个独立的扭转振动系统处理；

④ 柴油机、弹性联轴器、气胎离合器、变速齿轮装置、减振器等，制造厂应提供经试验验证的扭转振动参数。

(2) 当量转化：

① 柴油机：

(a) 以每一曲柄平面的中心作为单位气缸转动惯量的集中点。对并列连杆 V 型发动机，也可以每个气缸中心线与轴线交点作为集中点，而将每个曲柄转化为两个集中质量；

(b) 单位气缸转动惯量取整个旋转周期内的平均值，并且是由所有旋转部件(曲柄销、主轴颈、曲臂、平衡块、部分连杆)的转动惯量，以及转化到曲柄销半径处的往复运动部件(活塞组、十字头、连杆的往复部件)的转动惯量组成。

(c) 轴系装有轴系纵向振动减振器时，转化时作为一个惯量质点处理。

② 扭转振动减振器：扭转振动减振器的当量转化与其型式有关：

(a) 弹性扭转振动减振器，其主、从动惯性轮应分作为两个质量点，弹性值取减振器中弹性元件的动态刚度值；

(b) 硅油减振器，一般可简化成一个由壳体惯量与惯性轮惯量之半组成的当量惯量；也可转化为由 2 个质量点组成。

③ 弹性联轴器：弹性联轴器的主动、从动部分应分作为两个质量点，其弹性值应取弹性元件的动态刚度值。盖斯林格联轴器的刚度不是固定值，与频率有关。

④ 变速系统：

(a) 从动系统应转化为与柴油机转速相同的当量系统，其当量值按下式计算：

$$I_1 = I_2 / i^2 \tag{6.2.5}$$

$$k_1 = k_2 / i^2 \tag{6.2.6}$$

式中：I_2、I_1——转化前、后转动惯量；

k_2、k_1——转化前、后刚度；

i——传动比，$i = n_1 / n_2$；

n_1——柴油机转速；

n_2——从动轴转速。

(b) 传动齿轮的转化，可以根据传动比把从动齿轮的转动惯量转化到主动轮上，作为 1 个质量点；也可将主动、从动轮转化为 2 个质量点，并假设两者之间的刚度很大(一般取系统中最大刚度的 1000 倍)。齿轮传动装置中的齿轮、离合器、轴等各部件，应取用制造厂提供的当量参数。

(c) 皮带传动的推进轴系，根据传动比把皮带传动装置后面的系统转化为与柴油机转速系统的当量系统，而皮带本身只计刚度。

⑤ 推进器：推进器转动惯量值应计入附水量，附水量大小与推进器型式有关：

(a)水螺旋桨：

—— 固定螺距螺旋桨，附水量一般取其在空气中惯量的 25％～30％，装有导流管的附水量可取 35％；

——可调螺距螺旋桨，附水量一般在满螺距时取其在空气中惯量的 50％～55%；零螺距时附水量取 2％左右；

——对于某些盘面比及螺距均比较大的螺旋桨，可考虑更大附水量。

(b) 空气螺旋桨，没有附水量。

(c) 喷水推进器，不考虑附水量。

⑥ 发电机：发电机转子作为一个惯量质点。

⑦ 垫升风机：垫升风机，不论是双进风的还是单进风的，都作为一个惯量质点。

⑧ 水力测功器：水力测功器转动惯量应计入附水量影响。附水量与水力测功器所吸收负荷有关 ，缺乏详细资料时附水量可取 35％。

⑨ 皮带传动的泵和发电机等设备：轴系通过皮带传动的泵和发电机等设备，由于皮带刚度很小而且还可能产生微量的滑移，可以认为这部分设备与原系统的扭转振动特性无关。

⑩ 液力偶合器：轴系通过液力偶合器传递时，可以认为液体的刚度很小，因此液力偶合器的主动部分以前和偶合器从动部分以后，可分别作为扭转振动特性互为独立的两个系统。

(3) 轴系刚度计算的经验公式：短轴、推力轴、中间轴、螺旋桨轴的刚度，可采用下述经验公式计算，一般误差不大：

推力轴： $K = 9.116\dfrac{d^4}{L}$ Nm / rad (6.2.7)

短轴： $K = 10.395\dfrac{d^4}{L}$ Nm / rad (6.2.8)

中间轴： $K = 8.643\dfrac{d^4}{L}$ Nm / rad (6.2.9)

螺旋桨轴： $K = 10.604\dfrac{d^4}{L'}$ Nm / rad (6.2.10)

整体法兰： $K = 10.811\dfrac{d^4}{L''}$ Nm / rad (6.2.11)

组合法兰： $K = 9.058\dfrac{d^4}{L'}$ Nm / rad (6.2.12)

$$K = 9.497\frac{d^4}{L''} \quad \text{Nm / rad} \tag{6.2.13}$$

式中：d——轴的基本直径，mm；

L——轴的总长度，mm；

L'——螺旋桨轴的总长度(到锥体大端端面)，mm；

L''——螺旋桨轴的总长度(到锥体小端端面)，mm。

6.3 自由振动计算

6.3.1 简述

通过自由振动计算得到扭转振动固有频率。目前计算均不计阻尼，是无阻尼自由振动计算。计算机进行自由振动计算时，可采用多种方法，但自由振动计算结果一般也以赫尔茨表形式表示。

6.3.2 计算范围

规范规定，一般应计算$0.8n_{\min} \sim 1.2n_e$转速范围内直到 12 次简谐的轴系情况。不同轴系，柴油机额定转速n_e及最低稳定转速$n_{\min}$不同，计算节数不同，但任何情况固有频率一般应计算到柴油机额定转速的 14.4 倍。

低速二冲程柴油机轴系，一般计算到 2 节振动频率即可，最多计算到 3 节振动频率。

中速四冲程柴油机轴系，一般要计算到 6 节振动频率。

高速四冲程柴油机轴系，需要计算到 l0 节振动频率。

个别情况，要计算到 10 节以上才能对扭转振动特性进行全面的检查。

6.3.3 固有频率

方程(6.2.2)中阻尼与激励均为零时，即得自由扭转振动方程：

$$I_k\ddot{\varphi}_k + K_{k-1,k}(\varphi_k - \varphi_{k-1}) + K_{k,k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) = 0$$

$$(k = 1，2，3，\ldots，n) \tag{6.3.1}$$

对分支系统，除分支点外自由振动方程与(6.3.1)一致外，对分支点处：

$$I_k\ddot{\varphi}_k + \sum_{j=1}^{r}[K_{k,j}(\varphi_k - \varphi_j)] = 0 \tag{6.3.2}$$

解出方程求出系统固有振动圆频率ω_n（rad / s）后，可得到固有频率值f：

$$f=\frac{\omega_n}{2\pi}\ \text{Hz} \tag{6.3.3}$$

6.3.4　共振转速n_c

根据每一振型的固有频率按下式计算共振转速n_c：

$$n_c=\frac{60f}{\nu}\quad \text{r/min} \tag{6.3.4}$$

式中：f——固有频率，Hz；

ν——简谐次数，由$\frac{f}{1.2n_e}\le\nu\le\frac{f}{0.8n_{\min}}$计算确定；

对二冲程柴油机ν=1，2，3，4，…… 12，

对四冲程柴油机ν=0.5，1，1.5，…… 12；

n_e——额定转速，r/min；

$n_{\min}$——最低稳定转速，r/min。

6.3.5　相对振幅矢量和

图 6.3.5 为扭转振动计算的当量系统图和振型图。

根据自由振动计算各节振型的各缸相对振幅，按发火顺序可得到各振型的相对振幅矢量和。

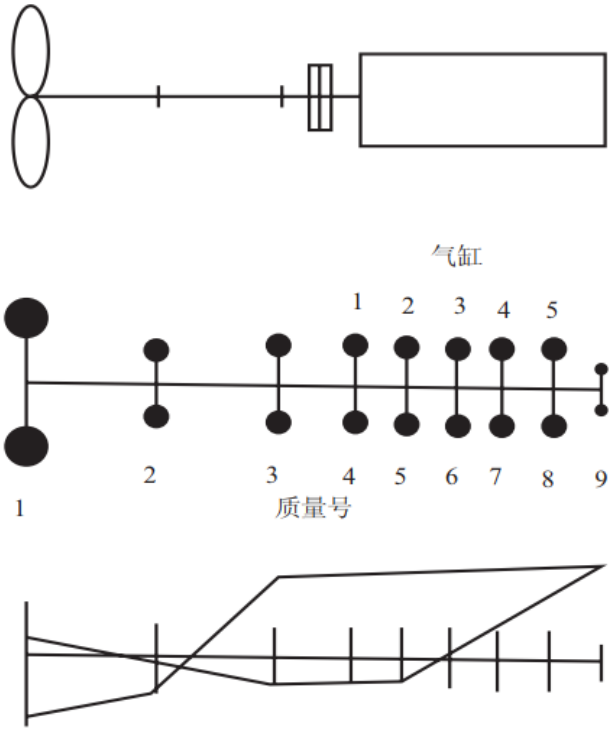


图 6.3.5 扭转振动当量系统图和振型图

6.4 激励源

6.4.1 简介

引起船舶轴系扭转振动的激励力矩有：

(1) 柴油机工作时由于气缸内气体压力变化产生的激励力矩；

(2) 柴油机曲柄连杆机构运动时往复运动质量产生的惯性力矩；

(3) 螺旋桨伴流产生的激励力矩；

(4) 发电机等接受功率部分不能均匀吸收扭矩而产生的激励力矩；

(5) 燃油泵凸轮轴等产生的激励力矩；

(6) 万向节产生的 2 次激励；

(7) 齿轮传动产生的激励，包括：

① 齿轮啮合产生的激励；

② 齿轮制造误差产生的激励；

③ 减速齿轮大齿轮不圆度引起的 2 次激励。

实际工程应用中，一般考虑前 3 种激励作用。对柴油机推进轴系，可只计入柴油机激励作用，

而螺旋桨叶片次激励力矩相对比较小，可不计入。对涡轮机推进轴系和电力推进轴系，只计入螺旋桨叶片次激励力矩的作用。

6.4.2　柴油机平均指示压力 P_i

（1） 推进用柴油机：

$$P_i = \frac{19100 N_e m_s}{ZD^2 R n_e}[\frac{1-\eta_m}{\eta_m} + (\frac{n_c}{n_e})^2] \quad \text{N / mm2} \tag{6.4.1}$$

（2）发电用柴油机：

$$P_i = \frac{19100 N_g m_s}{ZD^2 R n_e \eta_m \eta_g} \quad \text{N/mm2} \tag{6.4.2}$$

（3）空负荷运转柴油机：

$$P_i = \frac{19100 N_e m_s}{ZD^2 R n_e (\frac{1}{\eta_m - 1})} \text{ N/mm2} \tag{6.4.3}$$

式中：N_e ——柴油机额定功率，kW；

N_g ——发电机额定功率，kW；

n_e ——柴油机额定转速，r/min；

n_c ——共振转速，r / min；

Z ——气缸数；

D ——气缸直径，cm；

R ——曲拐半径，cm；

m_s ——冲程系数，四冲程柴油机 m_s =4，二冲程柴油机 m_s =2；

η_m ——柴油机额定工况下的机械效率；

η_g ——发电机效率，无确切数据时可取 0.9。

6.4.3 柴油机气体压力产生的激励力矩

(1)　柴油机激励力矩。

气体压力产生的激励力矩 M 是一周期函数，二冲程柴油机以 1 转为一周期，四冲程以 2 转为一周期，它可展开为：

$$M = M_o + \sum M_v \sin(v\omega t + \psi_v) \quad \text{Nm} \tag{6.4.4}$$

v 谐次激励力矩幅值 M_v 常表达为：

$$M_v = \frac{\pi D^2 R c_v}{4} \tag{6.4.5}$$

式中：M_o——单缸平均力矩，Nm；

M_v——v 谐次力矩幅值，Nm；

v——简谐次数；

ω——激励力圆频率，rad/s；

ψ_v——v 谐次初相位角，rad。

c_v——简谐系数，N/mm^2。

(2) 柴油机激励力矩简谐系数。

有下列几种方法获得激励力矩简谐系数 c_v：

① 柴油机制造厂提供参数计算： 根据柴油机制造厂提供的柴油机激励参数进行计算，可得到比较准确的柴油机的激励值。

② 经验法计算：单位活塞面积上气体压力产生第 v 次激励力矩简谐系数 c_v，按下式计算：

$$c_v = a_v P_i + b_v \tag{6.4.6}$$

式中: a_v、b_v——气体压力系数，四冲程柴油机由表 6.4.3 查取，二冲程柴油机应将 c_v 值加倍。

表 6.4.3 中给出的气体压力系数为通用系数。由于超长冲程柴油机的发展，强载度不断提高，采用表 6.4.3 的数值计算二冲程柴油机简谐 c_v 时，一般需要进行修正。

气体压力系数 **表 6.4.3**

v	a_v	b_v	v	a_v	b_v
0.5	0.31625	0.06127	8.5	0.00963	0.01029
1	0.30705	0.13358	9	0.00875	0.00833
1.5	0.26875	0.15686	9.5	0.00820	0.00686
2	0.21125	0.14583	10	0.00770	0.00544
2.5	0.17250	0.12868	10.5	0.00713	0.00441
3	0.14000	0.11029	11	0.00650	0.00355
3.5	0.11050	0.09314	11.5	0.00600	0.00282
4	0.08500	0.07598	12	0.00550	0.00221
4.5	0.06750	0.05882	12.5	0.00510	0.00182

5	0.04850	0.04902	13	0.00470	0.00142
5.5	0.03450	0.03970	13.5	0.00440	0.00117
6	0.02625	0.03309	14	0.00410	0.00091
6.5	0.02075	0.02598	14.5	0.00380	0.00075
7	0.01675	0.02047	15	0.00360	0.00058
7.5	0.01433	0.01598	15.5	0.00340	0.00048
8	0.01138	0.01263	16	0.00320	0.00037

③ 根据柴油机示工图计算：从$P-\alpha$ 示功图求出作用在曲柄销上的切力P_T 为：

$$P_T = P\sin a(1+\frac{\lambda\sin a}{\sqrt{1-\lambda^2\sin^2 a}})\ \text{N/mm2} \tag{6.4.7}$$

式中：$\lambda=\frac{R}{L}$——连杆长度比；

R——曲拐半径；

L——连杆长度；

a——曲柄转角。

切力P_T 展开为三角函数时：

$$P_T = c_0+\sum(a_v\cos va+b_v\sin va)\ \ \text{N/mm2} \tag{6.4.8}$$

式中：

$$\left.\begin{aligned} c_0 &= \frac{1}{\tau}\int_0^x P_i(a)da \quad N/mm^2 \\ a_v &= \frac{2}{\tau}\int_0^\tau P_i(a)\cos vada \quad N/mm^2 \\ b_v &= \frac{2}{\tau}\int_0^\tau P_i(a)\sin vada \quad N/mm^2 \\ c_v &= \sqrt{a_v^2+b_v^2} \quad N/mm^2 \\ \psi_v &= tg^{-1}(\frac{a_v}{b_v}) \quad rad \end{aligned}\right\} \tag{6.4.9}$$

其中τ 为周期，对二冲程$\tau=2\pi$，对四冲程$\tau=4\pi$。

6.4.4 往复惯性力产生的激励力矩

柴油机活塞、活塞杆及连杆等部件运动时产生的往复惯性力，在曲柄销处产生切向力P_{IT}，以及相应的激励力矩M_{IT}。切力P_{IT} 展开为三角函数级数后，一般考虑到 5 次谐次，即：

$$P_{II}=\frac{4m_BR\omega^2}{\pi D^2}[\frac{\lambda\sin\omega t}{4}-\frac{\sin 2\omega t}{2}-(\frac{3\lambda}{4}+\frac{9\lambda}{32})\sin 3\omega t-\frac{\lambda^2\sin 4\omega t}{4}+\frac{5\lambda^3\sin 5\omega t}{32}]\times 10^{-4}\ \text{N/mm}^2 \quad (6.4.10)$$

式中：m_B——往复运动质量。

6.4.5 柴油机合成切向力简谐系数

相同谐次气体力与惯性力的合成切力简谐系数$c_v^{'}$按下式计算：

$$c_v^{'}=\sqrt{c_v^2+(\frac{m_BRn_c^2}{D^2d_v})^2+2c_v\frac{m_BRn_c^2}{D^2d_v}\cos\psi_v}\ \text{N/mm2}\quad (v=1,2,3,4,5) \qquad (6.4.11)$$

系数d_v值见表 6.4.5。

系数d_v **表 6.4.5**

简谐次数v	系数 d_v
l	$36.004\lambda\times10^{-9}$
2	-71.178×10^{-9}
3	$-108.758\lambda\times10^{-9}$
4	$-36.518\lambda^2\times10^{-9}$
5	$246.5\lambda^3\times10^{-9}$

6.4.6 螺旋桨激励力矩

螺旋桨伴流引起的激励力矩，可按螺旋桨轴旋转角速度展开为三角函数级数。该激励比较小，一般只考虑叶片次的激励作用。

如没有详细螺旋桨伴流场数据，则螺旋桨叶片次激励交变扭矩M_t可按下式计算：

$$M_t=\beta\left(\frac{n_c}{n_e}\right)^2M_e\ \text{Nmm} \qquad (6.4.12)$$

式中：β——螺旋桨扭矩变化系数，如无特别指明时，可按下选取：

4 叶螺旋桨，取 0.055；

5 叶螺旋桨，取 0.015；

6 叶螺旋桨，取 0.030。

M_e——额定转速时的平均扭矩，Nmm；

n_c——共振转速，r/min；

n_e——额定转速，r/min。

6.5 响应计算一放大系数法

6.5.1 总放大系数

系统总放大系数M与各部件的放大系数有关。轴系不同，总放大系数不同，它们分别为：

(1) 柴油机推进轴系：

$$\frac{1}{M}=\frac{1}{M_e}+\frac{1}{M_d}+\frac{1}{M_p}+\frac{1}{M_h}+\frac{1}{M_r} \tag{6.5.1}$$

(2) 发电机轴系：

$$\frac{1}{M}=\frac{1}{M_e}+\frac{1}{M_d}+\frac{1}{M_g}+\frac{1}{M_h}+\frac{1}{M_r} \tag{6.5.2}$$

(3) 垫升轴系(垫升轴系为气垫船驱动垫升风机轴系)：

$$\frac{1}{M}=\frac{1}{M_e}+\frac{1}{M_d}+\frac{1}{M_b}+\frac{1}{M_h}+\frac{1}{M_r} \tag{6.5.3}$$

(4) 涡轮机推进轴系和电力推进轴系：

$$\frac{1}{\mathrm{M}}=\frac{1}{\mathrm{M}_p}+\frac{1}{M_h} \tag{6.5.4}$$

6.5.2 各部件放大系数

(1) 柴油机放大系数M_e：

$$M_e=\frac{\sum_{k=1}^{n}I_k a_k^2}{\mu_e\sum_{j=1}^{z}I_j a_j^2} \tag{6.5.5}$$

式中：Z——气缸数目；

$\mu_e=\dfrac{C_k}{I_k\omega}$——阻尼因子，由柴油机制造厂提供，一般取 0.04。

(2) 扭转振动减振器放大系数M_d：

扭转振动减振器阻尼因子μ_d或相对阻尼比(损失系数)ψ_d，一般应由制造厂提供。

① 硅油减振器 M_d：

$$M_d = \frac{\sum_{k=1}^{n} I_k a_k^2}{\mu_d I_d a_d^2} \tag{6.5.6}$$

② 阻尼弹性减振器 M_d：

$$M_d = \frac{2\pi\omega^2 \sum_{k=1}^{n} I_k a_k^2}{\psi_d K_d (\Delta a_d)^2} \tag{6.5.7}$$

式中：I_d——减振器惯量，对硅油减振器是指惯性轮惯量；

a_d——减振器相对振幅；

μ_d——阻尼因子；

K_d——减振器刚度；

ψ_d——减振器损失系数；

Δa_d——减振器主、从动端相对振幅差。

(3) 推进器放大系数 M_p：

① 水螺旋桨放大系数 M_p：

$$M_p = \frac{\nu_p n_e^3 \sum_{k=1}^{n} I_k a_k^2}{91190 a N_p a_p^2}$$ ——适用于固定螺距和可调螺距螺旋桨 (6.5.8)

$$M_p = \frac{\nu_p n_e^3 \sum_{k=1}^{n} I_k a_k^2}{273600 a N_p a_p^2}$$ ——适用于零螺距可调螺距螺旋桨

式中： ν_p——叶片次；

N_p——额定转速时螺旋桨吸收功率，kW；

a_p——螺旋桨相对振幅；

a——系数，其值可根据螺旋桨有关结构参数确定； a 值一般可近似取 30。

② 喷水推进器放大系数M_p：

$$M_p=\frac{\omega n_e^3\sum_{k=1}^{n}I_k a_k^2}{10^7\times N_e a_p^2} \tag{6.5.9}$$

③ 空气螺旋桨因阻尼非常小可忽略不计，故空气螺旋桨放大系数可不计。

(4) 轴段放大系数M_h：

$$M_h=\frac{\omega n_e^2\sum_{k=1}^{n}I_k a_k^2}{0.032\sum K_{k,k+1}(a_k-a_{k+1})^2} \tag{6.5.10}$$

式中：∑——除曲轴及弹性联轴器等弹性元件以外的所有轴段。

(5) 弹性联轴节放大系数M_r：

$$M_r=\frac{\omega n_e^2\sum_{k=1}^{n}I_k a_k^2}{0.5\psi_r K_r(\Delta a)^2} \tag{6.5.l1}$$

式中：K_r——弹性联轴器刚度，Nm / rad；

Δa——弹性联轴器主、从动端间相对振幅差；

ψ_r——损失系数(相对阻尼比)，$\psi_r=2\pi\omega C_{k,k+1}/K_{k,k+1}$，由制造厂提供。

(6) 发电机放大系数M_g应由制造厂提供；或可按以下方法计算：

① 直流发电机的M_g：

$$M_g=\frac{\omega\sum_{k=1}^{n}I_k a_k^2}{C_g a_g^2} \tag{6.5.12}$$

式中：$C_g=\xi_g T_g/n_g$——发电机阻尼系数，其中ξ=124～135；

T_g——发电机轴负荷，Nm；

n_g——发电机轴转速，r / min。

② 交流发电机，一般可不考虑发电机放大系数。

(7) 水力测功器放大系数M_w：

$$M_w = \frac{vn_e^3 \sum_{k=1}^{n} I_k a_k^2}{91190 b N_w a_w^2} \tag{6.5.13}$$

式中：b——系数，一般可取b=5；

N_w——额定转速时，水力测功器吸收功率，kW；

a_w——水力测功器相对振幅。

6.5.3 共振计算

(1) 柴油机推进轴系的共振振幅:

对柴油机推进轴系，主要激励力是柴油机气体力。则第 1 质量的共振振幅A_1按下式计算：

$$A_1 = MA_0 \text{ rad} \tag{6.5.14}$$

式中：M——系统总放大系数；

$A_0 = \dfrac{\pi D^2 c_v R \sum \vec{a}}{4\omega^2 \sum_{k=1}^{n} I_k a_k^2}$ ——平衡振幅，rad；

$\sum \vec{a}$——相对振幅矢量和。

(2) 涡轮机或电力推进轴系的共振振幅:

对涡轮机或电力推进轴系，主要激励力是螺旋桨激励扭矩。则第 1 质量的共振振幅A_1按下式计算：

$$A_1 = MA_0 \text{ rad} \tag{6.5.15}$$

式中：M——系统总放大系数；

$A_0 = \dfrac{M_t \alpha_p}{\omega^2 \sum_{k=1}^{n} I_k \alpha_k{}^2}$ ——平衡振幅，rad；

M_t——螺旋桨叶片次激励扭矩，按式(6.4.12)计算；

α_p——螺旋桨相对振幅。

(3) 共振应力:

轴段共振应力$\tau_{k,k+1}$按下式计算：

$$\tau_{k,k+1} = A_1\tau_0 \text{ N/mm}^2 \tag{6.5.16}$$

$$\tau_o = \frac{i\omega^2\sum_{k=1}^{k} I_k a_k^2}{W_{k,k+1}} \text{ N/mm}^2 \tag{6.5.17}$$

式中：$W_{k,k+1} = \dfrac{\pi d^3}{16[1-(\frac{d_o}{d})^4]}$——$k,k+1$轴段截面模量；

d_o和 d ——轴的内径和外径，mm。

(4) 振动扭矩:

① 齿轮啮合处:

(a) 主动、从动齿轮处理为两个质量时，齿轮啮合处的振动扭矩T_G按下式计算：

$$T_G = \omega^2 A_1 \sum_{k=1}^{G} I_k a_k{}^2 \text{ Nm} \tag{6.5.18}$$

式中：*G*——主动齿轮质量号。

(b) 主动、从动齿轮处理为一个质量时，齿轮啮合处的转动扭矩T_G按下式计算：

$$T_G = (\sum_{k=1}^{G-1} I_k a_k + I_{G1} a_G)\omega^2 A_1 \quad \text{Nm} \tag{6.5.19}$$

式中：*G*——齿轮质量号；

I_{G1}——主动齿轮惯量；

a_G——齿轮相对振幅。

② 弹性联轴器:弹性联轴器振动扭矩T_R按下式计算：

$$T_R = \omega^2 A_1 \sum_{k=1}^{R} I_k a_k^2 \quad \text{Nm} \tag{6.5.20}$$

式中：*R* ——弹性联轴器主动端质量号。

③ 发电机:发电机装置转子处的振动惯性扭矩T_g按下式计算：

$$T_g = \omega^2 A_1 I_g a_g^2 \quad \text{Nm} \tag{6.5.21}$$

式中：I_g——发电机转子惯量；

α_g——发电机转子相对振幅。

(4) 电角振幅:交流发电机转子处的合成振幅θ_g (电角)按下式计算：

$$\theta_g = \frac{180}{\pi} P \alpha_g A_1 \ \text{deg} \tag{6.5.22}$$

式中：*P*——发电机磁极对数。

6.5.4 非共振计算

在共振转速附近n，第 1 质量点振幅A_1'和轴段振动应力$\tau_{k,k+1}'$，可近似按下式计算：

$$A_1' = \frac{A_1}{\sqrt{[1-(\frac{n}{n_c})^2]^2 M^2 + (\frac{n}{n_c})^2}} \quad \text{rad} \tag{6.5.23}$$

$$\tau_{k,k+1}' = \frac{\tau_{k,k+1}}{\sqrt{[1-(\frac{n}{n_c})^2]^2 M^2 + (\frac{n}{n_c})^2}} \quad \text{N/mm}^2 \tag{6.5.24}$$

式中：n ——所计算工况转速，r / min；

M ——总放大系数。

6.5.5 柴油机一缸不发火时扭转振动计算

（1） 柴油机不发火气缸的平均指示压力近似为零，相应的气体简谐系数为b_v。

（2）其他气缸的平均指示压力P_{imis}：

$$P_{imis} = \frac{Z}{Z-1} P_i \ \text{N/mm}^2 \tag{6.5.25}$$

式中：Z——气缸数；

P_i——平均指示压力，按式（6.4.1）或（6.4.2）计算。

（3）相应的c_{vmis}：

$$c_{vmis} = a_v P_{v\,mis} + b_v \quad \text{N/mm}^2 \tag{6.5.26}$$

（4）柴油机一缸不发火影响系数γ：

$$\gamma = \frac{c_{vmis}\sum \vec{\alpha}_{mis}}{c_v \sum \vec{\alpha}} \tag{6.5.27}$$

式中：c_v、c_{vmis}——分别为正常发火和一缸不发火时的简谐系数；

$\sum \vec{\alpha}$——正常发火时的相对振幅矢量和；

$\sum \vec{\alpha}_{mis}$—— 一缸不发火时的相对振幅矢量和，按下式计算：

$$\sum \vec{\alpha}_{mis} = \sqrt{(\sum_{k=1}^{z} \beta_k \alpha_k \sin \nu \xi_{1,k})^2 + (\sum_{k=1}^{z} \beta_k \alpha_k \cos \nu \xi_{1,k})^2} \tag{6.5.28}$$

β_k——系数，不发火气缸$\beta_k = b_v / c_{vmis}$，其他气缸β_k=1；

$\xi_{1,k}$——发火间隔角。

（5）柴油机一缸不发火的振幅、应力和扭矩：

第 1 质量振幅A_{1miis}：

$$A_{1miis} = \gamma A_1 \quad \text{rad} \tag{6.5.29}$$

轴段应力$\tau_{misk,k+1}$：

$$\tau_{misk,k+1} = \gamma \tau_{k,k+1} \quad \text{N/mm}^2 \tag{6.5.30}$$

齿轮啮合处振动扭矩T_{gmis}：

$$T_{gmis} = \gamma T_G \quad \text{N/mm}^2 \tag{6.5.31}$$

弹性联轴器振动扭矩T_{rmis}：

$$T_{rmis} = \gamma T_R \quad \text{N/mm}^2 \tag{6.5.32}$$

6.6 响应计算一传递矩阵法

6.6.1 简述

工程上采用放大系数法进行响应计算，计算中假定振动形式与自由振动振型一致，这对小阻尼情况下的共振计算有较好的近似性，且方法简便，故得到广泛应用，但对 6.2.2(2)所述的情况，

一般需要采用解析法进行扭转振动计算。解析法的方法很多，本节介绍方法简单、计算内存小的迁移矩阵法。

6.6.2 状态矢量

状态矢量$\{Z\}_i$表示：

$$\{Z\}_i = \{X \quad Y \quad R_c \quad R_s \quad 1 \quad 1\}^T \tag{6.6.1}$$

式中：X ,Y ——角位移的余弦和正弦分量，rad；

R_c, R_s ——弹性力矩余弦和正弦分量，Nm；

i ——下标，表示系统元件编号；

6.6.3　点矩阵和场矩阵

（1）对于质量k，无分支系统的点矩阵和场矩阵：

$$[P]_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -I_k\omega^2 & -C_k\omega & 1 & 0 & -M_{ck} & 0 \\ C_k\omega & -I_k\omega^2 & 0 & 1 & 0 & -M_{sk} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6.6.2}$$

其逆向点矩阵：

$$[P]_k' = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_k\omega^2 & C_k\omega & 1 & 0 & M_{ck} & 0 \\ -C_k & I_k\omega^2 & 0 & 1 & 0 & M_{sk} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6.6.3}$$

（2）对于元件k和元件$k+1$之间轴段的场矩阵：

$$[F]_{k,k+1}=\begin{bmatrix} 1 & 0 & \dfrac{K_{k,k+1}}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & \dfrac{C_{k,k+1}\omega}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\dfrac{C_{k,k+1}\omega}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & \dfrac{K_{k,k+1}}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.6.4)$$

其逆向场矩阵：

$$[F]'_{k,k+}=\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\dfrac{K_{k,k+1}}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & -\dfrac{C_{k,k+1}}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \dfrac{K_{k,k+1}}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & -\dfrac{K_{k,k+1}}{K_{k,k+1}^2+C_{k,k+1}^2\omega^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.6.5)$$

式中：ω——振动频率，rad/s；

I_k——元件 k 的转动惯量，kgm^2；

C_k——元件 k 的外阻尼，Nms；

M_{ck}——元件 k 所受外力余弦分量，Nm；

M_{sk} ——元件 k 所受外力的正弦分量，Nm；

$K_{k,k+1}$——元件 k 与 $k+1$ 间轴段的刚度，Nm；

$C_{k,k+1}$——元件 k 与 $k+1$ 间轴段的阻尼，Nms。

(3) 各轴段弹性力矩的计算：

根据系统各元件形成点矩阵和场矩阵(如有分支点，形成分支点的点矩阵)，可得到累积传递矩阵：

$$[T]_n=[P]_n[F]_{n-1,n}[P]_{n-1}....[F]_{k,k+1}[P]_k^B[F]_{k-1,k....}[P]_2[F]_{1,2}[p]_1 \quad (6.6.6)$$

根据：$[T]_n\{Z\}_1^L=\{Z\}_n^R$

及首末端弹性力矩等于零，求出首质量 $A_1(X_1,\ Y_1)$，然后应用：

$$[F]_{k,k+1}[P]_k\{Z\}_k^L=\{Z\}_{k+1}^L\quad(k=1,2,3,\ldots\ldots,\ n) \tag{6.6.7}$$

求得主支系统各质量的振幅 $A_k(X_k,Y_k)$ 和各轴段的弹性力矩 $U_k(R_{ck},R_{sk})$。

在求得分支点 $A_k(X_k,Y_k)$ 以后，可按：

$$[F]_{k,r1}[P]_k\{Z\}_k^L=\{Z\}_{r_1}^L \tag{6.6.8}$$

及

$$[F]_{r_j},_{r_{j+1}}[P]_{r_j}\{Z\}_{r_j}^L=\{Z\}_{r_j+1}^L\qquad r_j=r_1,r_2,\ldots\ldots,n_r\text{, (r=1,2,3,…,m)} \tag{6.6.9}$$

求得各分支系统各质量振幅 $A_{r_j}(X_{r_j},Y_{r_j})$ 及各轴段的弹性力矩 $U_{r_j}(R_{Cr_j},R_{sr_j})$。

(4) 各轴段的扭转振动应力 τ_k：

$$\tau_k=\frac{\sqrt{R_{ck}^2+R_{sk}^2}}{W_{k,k+1}}\times10^{-6}\qquad \text{N/mm}^2 \tag{6.6.10}$$

式中：$W_{k,k+1}$ ——轴段抗扭截面模量，m^3；

R_{ck}、、R_{sk}——同 6.6.2。

6.6.4 激励与阻尼的选取

解析法可进行大阻尼和复杂轴系的扭转振动计算，但其精确程度，仍然取决于激励和阻尼值的确定。只有经过大量的计算与实测研究，才能给出合适的值。一般情况下，采用解析法计算时，激励与阻尼值仍可取本章所述的有关公式。

6.7 衡准

6.7.1 规范要求

扭转振动计算衡准是规范规定的内容。规范还规定，某些部件可采用制造厂提供的标准或国际船级社协会（IACS）统一要求作为衡准。

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章第 2 节规定如下：

(1) 推进轴系柴油机曲轴的扭转振动许用应力，见图 6.7.1-1 所示。

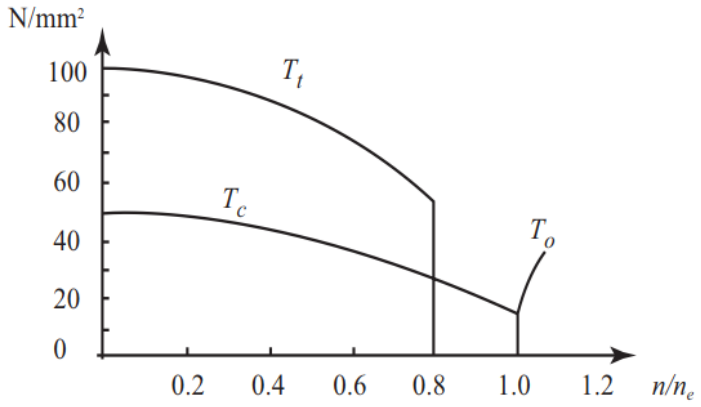


图 6.7.1-1 推进轴系柴油机曲轴的扭转振动许用应力

图中：$r = n / n_e$；

n——柴油机运转转速，r / min；

n_e——柴油机额定转速，r / min；

T——曲轴扭转振动计算应力，N / mm²；

T_c——持续运转扭转振动许用应力，N / mm²；

T_t——瞬时运转扭转振动许用应力，N / mm²。

(2) 推力轴、中间轴、螺旋桨轴和尾管轴的扭转振动许用应力，见图 6.7.1-2 所示，图中符号意义同前。

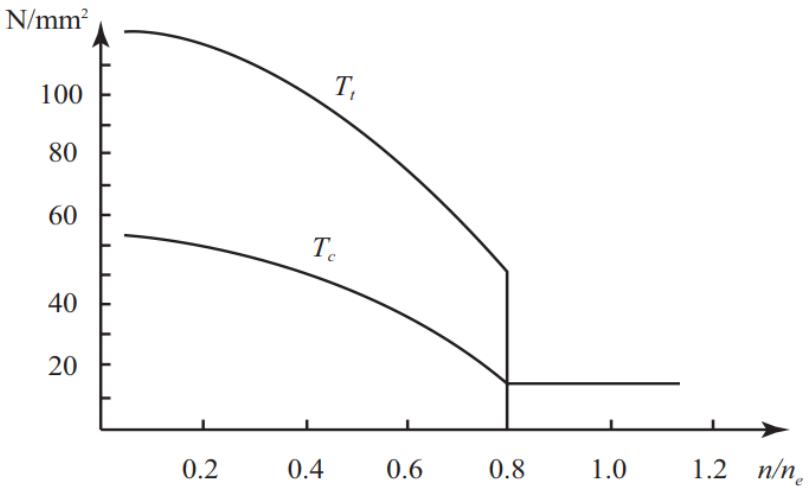


图 6.7.1-2 推力轴、中间轴、螺旋桨轴和尾管轴的扭转振动许用应力

(3) 发电用柴油机曲轴及重要用途辅柴油机曲轴与传动轴的许用扭转振动应力，如图 6.7.1-3

所示。在 r = 0.95～1.10 转速范围内，为持续运转许用扭转振动应力 T_c；在 $r < 0.95$ 转速范围内为瞬时许用扭转振动应力 T_t。

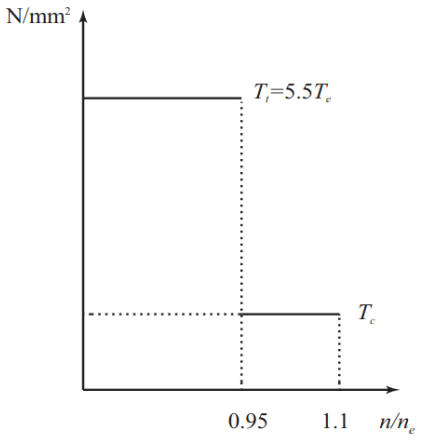


图 6.7.1-3　发电用柴油机曲轴与传动轴的许用扭转振动应力

(4)　发电机的许用振动扭矩，见图 6.7.1-4 所示，图中 M_e 为柴油机额定扭矩。这种轴系运行不允许设置转速禁区。

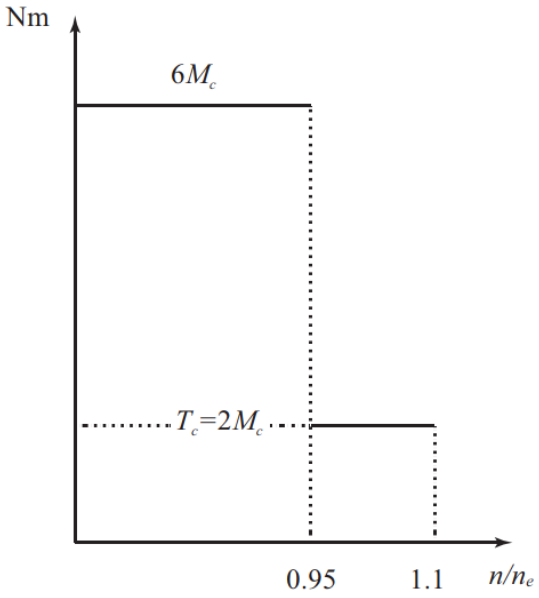


图 6.7.1-4 发电机的许用振动扭矩

(5)　齿轮许用振动扭矩，见图 6.7.1-5 所示。图中：

$M = 9550\dfrac{N_n}{n}$ ——柴油机平均扭矩，　Nm；

N_n——柴油机转速为 n 时的柴油机功率。

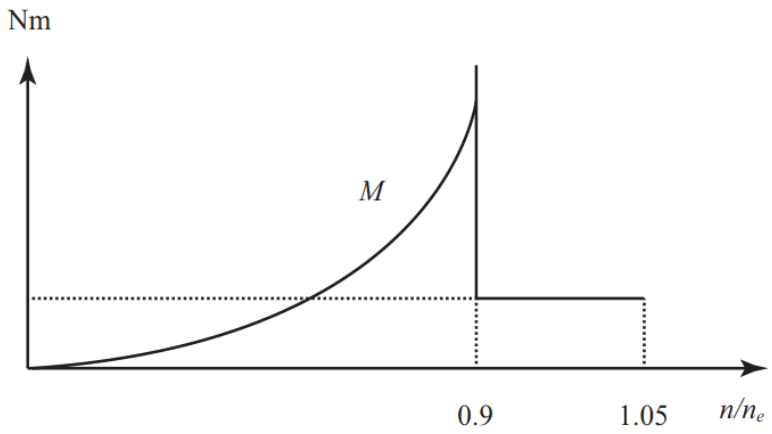


图 6.7.1-5 齿轮许用振动扭矩

6.7.2　规范许用值适用转速范围

(1) 主推进轴系运行转速禁区的设置，如图 6.7.2 所示。

(2) 轴系有稳定持续运行和瞬时运行两种运行工况，因此，主柴油机曲轴、中间轴、螺旋桨轴、尾管轴和推力轴均相应有两个许用值。其中瞬时许用值只适用 r ≤0.8 转速范围，常转速范围内不允许设置转速禁区。

（3）柴油机单机单桨推进系统，一缸熄火工况下，转速禁区的设定应确保船舶安全航行。二冲程柴油机单机单桨推进轴系，至少应为额定转速的 40%。

(4) 对齿轮啮合处振动扭矩，只有持续许用值。在 r ≤0.9 转速范围内，可设置转速禁区。

（5）驱动发电机柴油机曲轴和重要用途辅柴油机曲轴、以及传动轴的扭转振动应力许用值，在 r = 0.95～1.1 的常用转速范围为持续许用值。因此，此转速范围内不允许设置转速禁区。

(6) 发电机振动扭矩许用值，在 r = 0.95～1.1 的常用转速范围为持续许用值。因此，此转速范围内不允许设置转速禁区。

(7) 发电机转子处的合成振幅(电角)许用值为额定工况时的许用值。

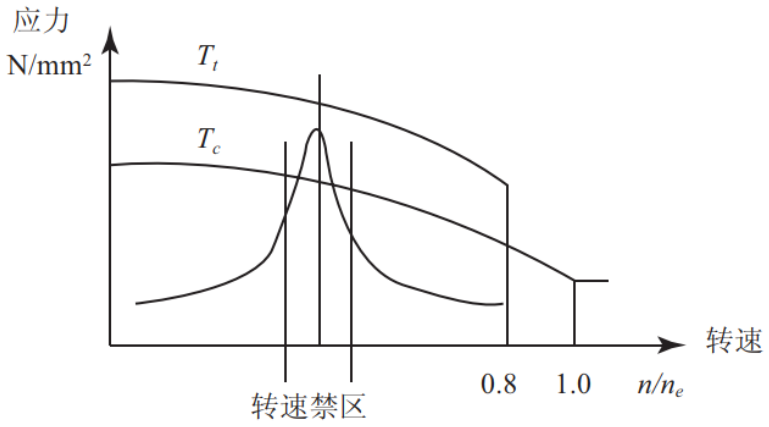


图 6.7.2 转速禁区的设置

6.7.3 曲轴扭转振动应力许用值

(1) 规范规定：应用规范许用值时需注意：

① 推进轴系柴油机曲轴和发电机组柴油机曲轴，其许用值计算是不同的；

② 曲轴扭转振动应力许用值计算时，轴的基本直径 d 系指曲柄销轴颈的直径；

③ 除球墨铸铁曲轴外，一般情况，曲轴扭转振动应力许用值可进行材料修正：

$$\tau_0 = \frac{\tau(R_m + 184)}{614} \qquad \text{N/mm}^2 \qquad (6.7.1)$$

式中：τ_o——材料修正后的轴扭转振动应力许用值，N/mm²；

τ ——规范计算曲轴扭转振动应力许用值，N/mm²；

R_m——曲轴材料最小抗拉强度，N/mm2；若 R_m >600 N/mm²，则取 600 N/mm²。

(2) 制造厂规定：制造厂可给出对应机型的扭转振动许用应力值。但如给出的许用应力超过规范规定值，则应按国际船级社协会(IACS)统一要求，提交相应的曲轴疲劳合格系数计算书供审查。

(3) 其他：在轴系计算或实测时，如发现在额定转速处存在超过规范或制造厂给定的许用值，则可用实测扭转振动应力代入合格系数的计算公式中，如仍能满足合格系数≤1.15，则对曲轴强度而言，仍是安全的。同样，应提供相应计算书供审查。

6.7.4 推力轴、中间轴、螺旋桨轴和尾管轴扭转振动应力许用值

(1) 规范规定与国际船级社统一要求规定相同。

(2) 下列情况，可对轴扭转振动应力许用值进行修正：

① 形状系数 C_k 修正：整体法兰连接的中间轴过渡圆弧为多圆弧过渡设计并经光弹试验验证后，形状系数 C_k 可以适当增大，致使轴扭转振动应力许用值增大。

例如，表 6.7.4 即为经 CCS 同意的某柴油机公司设计的中间轴的形状系数 C_k 。

中间轴的形状系数 C_k **表 6.7.4**

圆角过渡情况	应力集中相对系数 a_T	形状系数 C_k
单圆弧过渡	1.47	1.0
较大半径 3 圆弧过渡	1.15	1.28
大半径 3 圆弧过渡	1.03	1.43

注：表中应力集中相对系数 a_T 为实际扭转应力与名义扭转应力之比。

② 轴材料的抗拉强度，对于中间轴，当中间轴采用碳钢和锰钢时，如 R_m ＞760N/mm2 时，取 760N/mm2；当中间轴采用合金钢时，如 R_m ＞800N/mm2 时，取 800N/mm2。对于螺旋桨轴和尾管轴，如 R_m ＞600N/mm2 时，取 600N/mm2。

6.7.5 弹性联轴器振动扭矩许用值

一般情况，弹性联轴器振动扭矩许用值为常数，与轴系运转转速无关。但在常用弹性联轴器中，盖斯林格(Geislinger)联轴器的许用扭矩与转速有关。

弹性联轴器振动扭矩许用值由制造厂提供，可适用于放大系数法与解析计算法扭转振动计算结果的判定：

(1) 弹性联轴器许用交变扭矩，是轴系持续运转时联轴器振动扭矩应不超过的值；

(2) 弹性联轴器最大扭矩，是轴系瞬时运转时联轴器的振动扭矩应不超过的值：

① 某些弹性联轴器产品最大扭矩值为固定值；

② 某些弹性联轴器产品最大扭矩 2 个值，一个为正常瞬时状态，包括起动 / 停车等轴系运行状态下的最大扭矩值，此即规范所指的弹性联轴器瞬时最大扭矩值；另一个则是非正常瞬时状态下的最大扭矩值。

6.8 预防措施

6.8.1 改变轴系固有频率

(1) 改变轴系当量系统的惯量、刚度等，可改变轴系固有振动频率，以把危险的共振转速移开。

① 改变飞轮惯量的措施有：或在曲轴自由端装副飞轮，或在轴系中相对振幅较大处装附加惯量，可改变 1 节和 2 节共振转速及振型。

② 改变轴段刚度的措施有：

——增大轴直径，可提高 1 节共振转速，并降低轴段扭转振动应力；

——减小轴直径，可降低 1 节共振转速；

——增大轴的长度，可降低 1 节共振转速，并改变 2 节与 3 节振动振型，致使中间轴上相对振幅增大。

(2) 在 r = 0.9～1.05 范围内出现有危害的扭转振动共振时，应采用调频或调频减振方法，把共振转速移到常用转速以外，而尽可能不用减振器减小振幅的方法。

(3) 装高弹性联轴器，可有效降低 1 节共振转速，缓和齿轮箱的冲击。但应注意其他振动频率共振转速的移动情况。

6.8.2 加大阻尼

(1) 轴系安装高阻尼弹性联轴器，当主、从动端相对振幅差较大时，可收到良好减振效果。阻尼减振器应装在相对振幅较大处，其设计制造应保证完全可靠。对采用循环油供油的减振器，应设有可靠的油压指示与监控装置。营运中要定期检查，防止减振器失效造成轴系破坏。

(2) 在曲轴自由端装副飞轮或增大主机飞轮惯量，可加大 1 节振动螺旋桨相对振幅，提高螺旋桨阻尼作用，可减小 1 节振动振幅。

6.8.3 减小激励

(1) 改变发火顺序，可减小常用转速范围内的直列柴油机的副谐次和 V 型柴油机的主、副谐次的相对振幅矢量和，从而降低其激励能。但应注意其他谐次相对振幅矢量和的增大。

(2) 在曲轴自由端装副飞轮、调整主机飞轮惯量，可改变曲轴中的节点位置，降低主谐次相对振幅矢量和，减小其激励能。

6.8.4 其他

增大危险轴段的直径，可降低其扭转振动应力；或采用抗拉强度较高的材料，提高扭转振动许用应力值，可增加轴系抗扭转振动的能力。

6.9 审图与检验

6.9.1 审图

（1）检查计算参数与送审的相关图纸、计算文件等相一致；

（2）检查轴系扭转振动当量参数的准确性；

（3）使用 CCS-COMPASS 软件进行复核计算；

（4）提出审批意见；

（5）一般在下列情况提出实测要求：

① 规范规定的常用转速范围内，扭转振动计算值已达到持续运转许用值的 70％或以上时；

② 在 $r < 0.8$ 转速范围内，计算扭转振动应力为瞬时许用值的 90％或更大时；

③ 含有非常规部件的某些新颖轴系。

6.9.2 检验

（1）如审图意见提出实测要求，则验船师在审批航行试验大纲时应予确认；但一缸熄火工况不必进行扭转振动实测；

（2）确认测量单位和人员的资质；

（3）轴系扭转振动测量，符合本指南第 14 章的有关要求；

（4）审查扭转振动测量报告；

（5）确认实测频率与计算频率相差一般不超过 5%；

（6）确认实测结果仍满足规范要求；

（7）必要时，应将扭转振动测量报告转交给审图单位复核；

（8） 如实测值超过持续运转许用值，则可按实测值核定禁区范围，确认船厂在主机转速表上用红色标出。

第 7 章　轴系纵向振动

7.1　概述

7.1.1　推进轴系的纵向振动

船舶轴系在柴油机、螺旋桨轴承力周期性轴向力激励下，出现沿轴线方向产生的周期性运动现象，称为轴系的纵向振动。

船舶推进轴系的纵向振动特性，可将轴系看成由数个集中质量并由无质量纵向弹簧相联接的离散系统，这个离散系统具有若干个纵向振动固有频率。柴油机气缸内的气体力和往复运动部件产生的惯性力，通过连杆而作用在曲柄销上的径向分量，可分解成无数个频率不同、幅值和相位亦不同的径向简谐力；螺旋桨在不均匀流场中也产生周期性的轴向激励力。当某一激励的频率与推进轴系某节纵向振动固有频率相同或相近时，就产生轴系的纵向振动现象。

螺旋桨产生的周期性轴向力，也可产生轴系的纵向振动现象。

对涡轮机齿轮传动轴系、柴油机齿轮传动轴系，主要激励力是螺旋桨轴向力，可能会产生齿轮箱到螺旋桨轴系的纵向振动。

CCS 于 20 世纪 80 年代研究开发的轴系纵向振动计算程序，经过不断更新完善，可用于轴系纵向振动设计、审图和轴系故障分析评估用。

7.1.2　轴系纵向振动的危害

严重的轴系纵向振动，可引起下列机械故障与振动现象：

(1) 使曲轴曲柄处产生过大的交变弯曲应力和拉应力，甚至会产生曲轴的弯曲疲劳破坏；

(2) 使传动齿轮轮齿产生过大交变负荷，加速齿面磨损甚至损坏；

(3) 使推力轴承产生过大交变负荷；

(4) 引起柴油机机架纵向振动，进而通过双层底引起船体梁垂向振动或上层建筑纵向振动；

(5) 通过推力轴承而引起双层底构件的垂向振动、机舱构件局部振动、船体梁的垂向振动以及上层建筑纵向振动。

7.1.3　轴系纵向振动固有频率范围

轴系纵向振动特性比较复杂，这是因为纵向振动的固有频率不仅与轴系的运动件有关，而且还与推力环、推力轴承及相关的船体构件有关；曲柄的纵向刚度除与其结构尺寸有关外，还与曲柄的布置有关。气体径向简谐力作用在曲柄销上时，引起曲柄的纵向变形是比较复杂的，由轴系扭转振动产生的曲柄纵向变形与纵向振动的耦合也是很复杂的。这些复杂因素，对轴系纵向振动固有频率计算和纵向振动响应计算的精确性，均产生较大的影响。因此，在轴系设计阶段，为能进行纵向振动估算并对有害的纵向振动问题采取有效的预防措施，有必要了解在主机使用转速范围内可能出现的简谐次数。

产生纵向振动时，如轴系中不存在纵向振动节点，则称为轴系 0 节纵向振动；如轴系中存在纵向振动的 1 个节点，则称为轴系 1 节纵向振动；以此类推。

由轴系扭转振动而使曲柄产生纵向变形，其交变次数与扭转振动的简谐次数相同。当轴系扭转振动固有频率与纵向振动固有频率相同或相近时，就产生扭转一纵向耦合振动现象。

大型低速二冲程柴油机曲轴纵向刚度比较小，轴系纵向振动固有频率下降，故可能由柴油机气体力而产生轴系纵向振动现象。但四冲程柴油机气体力不会产生轴系纵向振动现象。

大型低速二冲程柴油机推进轴系的纵向振动固有频率范围如下：

0 节纵向振动频率：f_o=4.5 Hz～23.0 Hz；

1 节纵向振动频率：f_1=20.0 Hz～42.0HZ。

对少缸数短轴系，一般只出现 0 节纵向振动；对多缸机或长轴系，还会出现 l 节纵向振动。

7.1.4　轴系纵向振动与扭转振动固有频率的一般关系

0 节纵向振动频率高于 1 节扭转振动频率。气缸数相同情况下，轴系越长，0 节纵向振动和 1 节扭转振动频率下降越大，但 0 节纵向振动下降的幅度稍小一些。

0 节纵向振动频率一般低于 2 节扭转振动频率。但对长轴系，两者的频率可能接近或相等，从而可能产生扭转一纵向耦合振动现象。

短轴系的 1 节纵向振动频率可能高于 2 节扭转振动频率，长轴系的反而可能低于 2 节扭转振动频率。如两者频率相等或相近时，可能产生扭转一纵向耦合振动现象。

一般情况，需要研究的轴系纵向振动固有频率范围，应不小于主机额定转速的 14 倍。

7.1.5　需要注意的简谐次数

气体径向简谐力对系统产生激励能量大小，与柴油机发火顺序、气缸数量、冲程数及纵向振动振动型式有关。在轴系设计阶段，如能避开纵向振动相对振幅差矢量和(见 7.4.6)较大的简谐次数，一般也不会产生有害的纵向振动问题。表 7.1.5 列出需要注意的简谐次数。如装设轴系纵向振动减振器，可不考虑轴系纵向振动的影响。

需要注意的纵向振动简谐次数　　**表 7.1.5**

气缸数	0 节	1 节
5	5	—
6	9，6	—
7	7	7
8	8，5	8
9	6，5	9
10	6，5	10
12	6，5	12

7.2 计算模型

7.2.1　纵向振动力学模型

（1）轴系纵向振动当量模型。

纵向振动的力学模型应尽可能反映实际振动系统的振动特性。一般处理为由有限集中质量 m_k 和无质量弹簧(刚度为 k_k)组成的离散系统。

（2）柴油机直接推进轴系的纵向振动力学模型。

柴油机直接推进轴系的纵向振动力学模型，系从柴油机曲轴自由端到螺旋桨的整个轴系，其纵向振动力学模型如图 7.2.1-1 所示。当量参数转化原则如下：

① 把相邻两个曲柄的 $1/2$ 质量集中在主轴颈中间处；

② 推力环和飞轮处分别作为 1 个集中质量点，也可把最末半个曲柄质量集中在推力环处，或把最末半个曲柄质量及飞轮的质量集中在推力环处；

③ 轴的质量可分别集中在两端质量处或相邻集中质量处，中间轴、尾管轴(如有的话)及螺旋桨轴的质量也可分别集中在相应轴的中间处；

④ 螺旋桨的质量集中在螺旋桨的中心处；

⑤ 相邻两个集中质量之间轴的纵向刚度，作为集中质量之间弹簧的纵向刚度；

⑥ 推力环与船体之间用当量刚度 k_{th} 相连接，并作为 1 个分支点；也可把推力轴承及其轴承座质量作为 1 个集中质量，前后分别用油膜刚度和相关船体结构件刚度与推力环和船体相连接；

⑦ 当自由端安装纵向振动减振器时，则该处作为 1 个固定点，第一曲柄 $1/2$ 质量及以前的质量均集中在主轴颈中间处作为第 1 质量；第 1 点质量与固定点之间用减振器刚度 k_d 相连接。

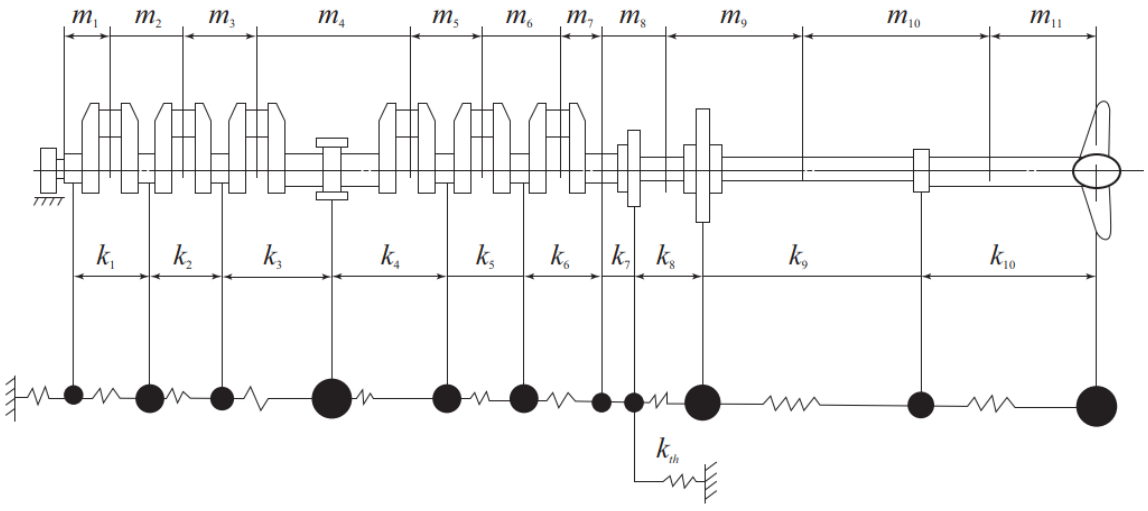


图 7.2.1-1 柴油机推进轴系纵向振动力学模

（3）齿轮传动轴系的纵向振动力学模型。

齿轮传动轴系，包括涡轮机齿轮传动轴系、柴油机齿轮传动轴系和电力推进轴系，其纵向振动力学模型，系从大齿轮到螺旋桨的整个轴系，纵向振动力学模型如图 7.2.1-2 所示。当量参数转化原则如下：

① 传动齿轮的大齿轮作为第 1 质量；

② 其他与上述（2）③～⑥相同。

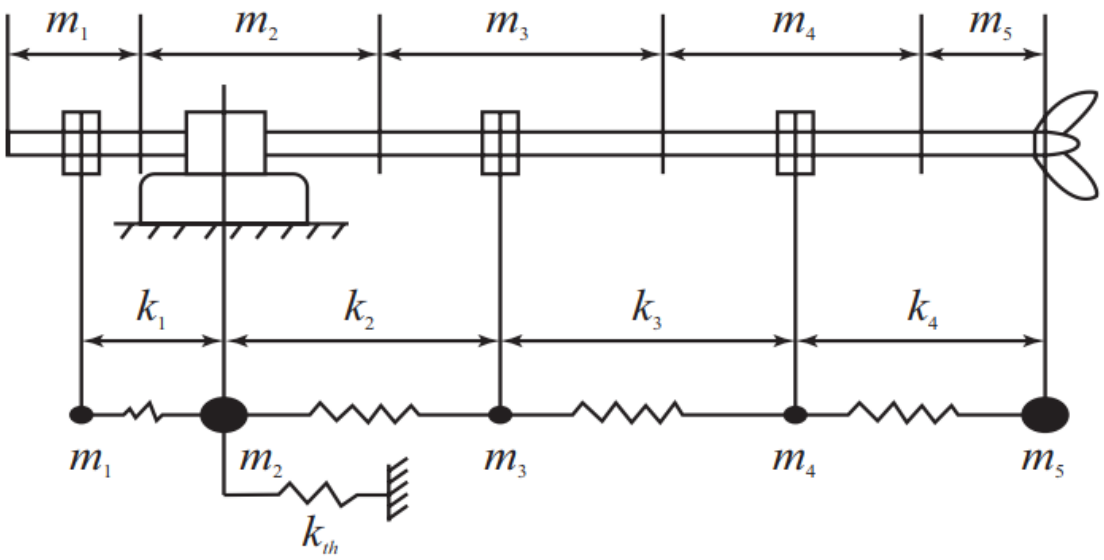


图 7.2.1-2 齿轮传动轴系的纵向振动力学模型

7.2.2 质量计算

轴系纵向振动模型中的质量可按一般公式进行计算，但应根据不同情况分别计入相关运动件的影响：

(1) 在计算单位曲柄纵向振动质量时，可不计入连杆等运动件的影响；

(2) 当推力环与船体之间简化为一个等效弹簧时，一般可不计入推力块质量的影响；

(3) 应计入螺旋桨附连水的影响，纵向振动附水质量由理论公式计算求得，也可根据经验选取。一般其附水质量为螺旋桨质量(空气中)的 60％～100％；如无特别指明，可取 60％。

7.2.3 纵向刚度计算

(1) 直轴的纵向刚度。

直轴的纵向刚度k_i按下式计算：

$$k_i = \frac{\pi E d_i^2}{4L_i} \qquad \text{N / mm} \tag{7.2.1}$$

式中:E——材料弹性模量，碳钢为 20.60×10^4 N / mm^2；

d_i——轴的直径，mm；

L_i——轴的长度，mm。

(2) 锥形轴的纵向刚度。

锥度轴的纵向刚度k_t按下式计算：

$$k_t = \frac{\pi E d_1 d_2}{4L_t} \qquad \text{N/mm} \tag{7.2.2}$$

式中：d_1——锥部小端直径，mm；

d_2——锥部大端直径，mm；

L_t——锥形轴的长度，mm。

(3) 曲轴的纵向刚度。

曲轴的纵向刚度值对轴系纵向振动的固有频率和振型影响很大，但由于曲轴结构形状和受力情况比较复杂，所以准确的曲轴纵向刚度值应由柴油机制造厂通过试验确定，或在台架上对轴系进行纵向振动固有频率测量，并结合推力轴承刚度值来校准曲轴的纵向刚度值。

(4) 推力轴承的纵向刚度。

推力轴承的纵向刚度，实际上是指推力环、油膜、推力块、推力轴承座及双层底等构件刚度的当量值。由于其结构复杂，影响因素较多，所以一般应根据实测结果确定。

一般推力轴承刚度值大于某一数值后，对纵向振动固有频率的影响很小，因此，在进行估算时，推力轴承刚度k_{th}可在下列范围内取：

$$k_{th} = (1.0 \sim 5.0) \times 10^6 \qquad \text{N / mm} \tag{7.2.3}$$

(5) 其他轴的纵向刚度。

串联轴的纵向刚度的倒数为各段轴刚度倒数之和，并联轴的纵向刚度为各段轴刚度之和：空心轴的纵向刚度为以外径与内径的直轴的刚度之差。

7.2.4 纵向振动运动方程式

图 7.2.4 所示为具有n个质量的纵向振动系统。

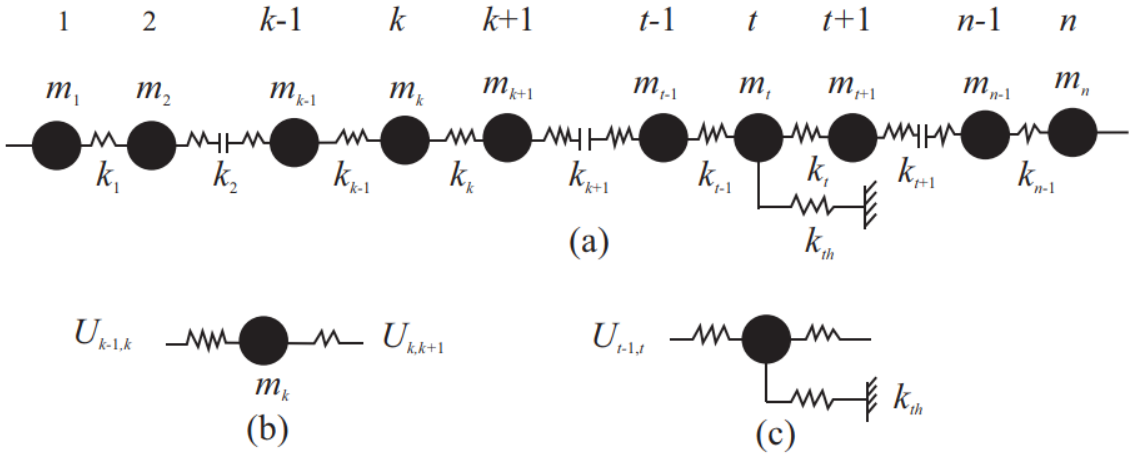


图 7.2.4　具有 n 个质量的纵向振动系统

取任一 k 质量作为分离体，则质量 m_k 所受的力有：惯性力、前后轴段产生的纵向弹性力、质量的外阻尼力、前后轴段的内阻尼力、纵向激励力。根据力的平衡原理，可建立第 k_k 质量的阻尼纵向振动的运动方程式：

$$\begin{aligned} &m_k\ddot{x}_k - k_{k-1}(x_{k-1}-x_k) - c_{ak-1}(\dot{x}_{k-1}-\dot{x}_k) + k_k(x_k - x_{k+1}) + c_{ak}(\dot{x}_k - \dot{x}_{k+1}) \\ &+ c'a_k = P^*{}_{ak}e^{i\omega t}(k = 1,2\cdots\cdots,\ n,\ k \neq t,\ k_0 = c_0 = 0) \end{aligned} \tag{7.2.4}$$

$$\begin{aligned} &m_k\ddot{x}_k - k_{t-1}(x_{t-1}-x_t) - c_{at-1}(\dot{x}_{t-1}-\dot{x}_t) + k_t(x_t - x_{t+1}) \\ &+ c_{at}(\dot{x}_t - \dot{x}_{t-1}) + k_{th}\dot{x}_t + c'_{at}\dot{x}_t = P^*{}_{at}e^{i\omega t} \end{aligned} \tag{7.2.5}$$

式中：k_{k-1}——第 $k-1$ 质量与第 k 质量之间的纵向刚度；

k_k——第 k 质量与第 $k+1$ 质量之间的纵向刚度；

x_k——第 k 质量随时间而变化的纵向位移；

$\dot{x}_k$——第 k 质量的纵向振动速度；

$\ddot{x}_k$——第 k 质量的纵向振动加速度；

c_{ak-1}——第 $k-1$ 质量与第 k 之间轴段的纵向内阻尼系数；

c'_{ak}——第 k 质量的纵向外阻尼系数；

P^*_{ak}——作用在第 k 质量上的纵向激励力的复振幅；

k_{th}——推力轴承的纵向刚度；

ω——纵向激励圆频率；

t——时间；

注脚t表示推力环处的相应参数。

当复数的纵向振动振幅为A_{ak}^{*}时，则方程(7.2.5)的特解为：

$$x_k = A_{ak}^{*} e^{i\omega t} \quad (k = 1,2,3\cdots, n) \tag{7.2.6}$$

7.2.5 纵向振动计算方法

一般情况下，令公式(7.2.4)、(7.2.5)中的激励和阻尼力为零，便可解出无阻尼自由纵向振动的固有频率和相应振型，然后按能量法或动力放大系数法来计算纵向振动响应。

7.3 固有频率计算

7.3.1 霍尔茨表

当公式(7.2.4)和(7.2.5)中的所有阻尼力及激励力为零时，则可得无阻尼自由纵向振动的方程式；即可得出轴系的纵向变形(振幅)方程和弹性(惯性)力方程。

变形方程为：

$$\left.\begin{aligned} \alpha_{ak} &= \alpha_{ak-1} \frac{U_{k-1,\ k}}{k_{k-1}} \\ \alpha_{at} &= \alpha_{at-1} - \frac{U_{t-1,\ t}}{k_{k-1}} \end{aligned}\right\} \tag{7.3.1}$$

弹性力方程为：

$$\left.\begin{aligned} U_{k,\ k+1} &= \sum_{k=1}^{k} m_k \omega_a^2 \alpha_{ak} \quad \text{— — — — — 当} k < t \text{时} \\ U_{t,\ t+1} &= \sum_{k=1}^{k} m_k \omega_a^2 \alpha_{ak} - \alpha_{ak} k_{th} \quad \text{— —当} k \geq t \text{时} \\ U_{n,\ n+1} &= \sum_{k=1}^{k} m_k \omega_a^2 \alpha_{ak} - \alpha_{ak} k_{th} = 0 \text{ — 当} k = n \text{时} \end{aligned}\right\} \tag{7.3.2}$$

公式（7.3.1）和(7.3.2)符号意义如下：

ω_a——某节纵向振动固有振动圆频率，rad/s；

α_{ak}——第k质量的纵向振动振幅，mm；

a_{at}——推力环处的纵向振动相对振幅；

$U_{k,k+1}$——第k质量与第$k+1$质量之间的纵向振动弹性力，N／mm；

$U_{t,t+1}$——力环与其后质量之间的纵向振动弹性力，N／mm；

m_k——第k集中点质量，kg；

k_{k-1}——第$k-1$质量与第k质量之间的纵向刚度，N／mm；

k_{th}——推力轴承纵向刚度，N／mm。

如曲轴自由端安装纵向振动减振器时，则式(7.3.2)变成如下形式：

$$\left.\begin{aligned} U_{k,k+1} &= \sum_{k=1}^{k} m_k \omega_a^2 \alpha_{ak} - k_a \alpha_{a1} \quad \text{——当} k < t \text{时} \\ U_{k,k+1} &= \sum_{k=1}^{k} m_k \omega_a^2 \alpha_{ak} - k_a \alpha_{a1} - k_{th} \alpha_{at} \quad \text{—当} k \geq t \text{时} \\ U_{n,n+1} &= \sum_{k=1}^{k} m_k \omega_a^2 \alpha_{ak} - k_a \alpha_{a1} - k_{th} \alpha_{at} = 0 \quad \text{—当} k = n \text{时} \end{aligned}\right\} \tag{7.3.3}$$

根据公式(7.3.1)～(7.3.3)可列成轴系自由纵向振动的霍尔茨表。

7.3.2　共振转速计算

(1) 纵向振动固有振动频率f_a为：

$$f_a = \frac{1}{2\pi}\omega_a \text{ Hz} \tag{7.3.4}$$

(2) 气体压力的径向简谐力产生的共振转速n_c为：

$$n_c = \frac{60 f_a}{\nu} \text{ r/min} \tag{7.3.5}$$

式中：ν——柴油机径向谐力的简谐次数。

(3) 螺旋桨叶片次简谐力产生的共振转速n_c为：

$$n_c = \frac{60 f_a}{i Z_p} \text{ r/min} \tag{7.3.6}$$

式中：i——分别为螺旋桨1倍叶片次简谐，2倍叶片次简谐等，一般只计算叶片次简谐即可；

Z_p——螺旋桨叶片数。

7.4 激励功计算

7.4.1 激励力

产生轴系纵向振动的激励力有：

(1) 柴油机气体压力产生的径向简谐力；

(2) 往复惯性力产生的径向简谐力；

(3) 螺旋桨在不均匀流场中产生的激励力。

7.4.2 气体压力产生的径向简谐力

从图 4.1.2 可知，作用在曲柄销处的气体径向力 P_i 随时间而变化，使曲柄产生拉压和弯曲变形。径向简谐力一般由测取不同工况下的柴油机示功图，经计算并进行简谐分析求得，通常应由柴油机制造厂提供。

图 7.4.2-1～7.4.2-4 是二冲程柴油机的第 ν 次径向简谐力幅值 $P_{n\nu}$ 及初相角 $\varphi_{n\nu}$ 与平均指示压力 P_i 的关系。

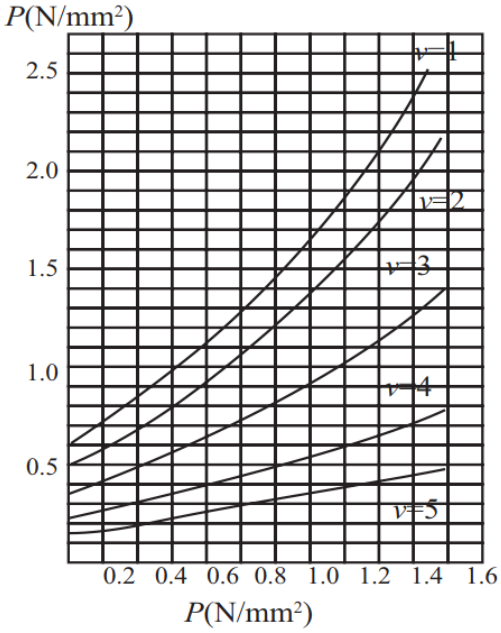


图 7.4.2-1 $P_{n\nu}$ 与 P_i 的关系（ν =1～5）

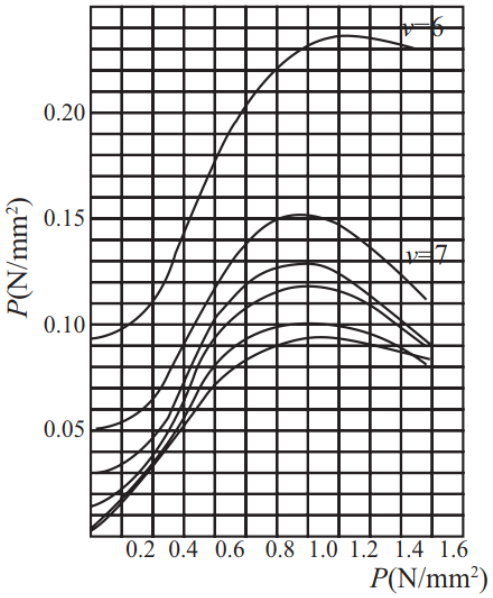
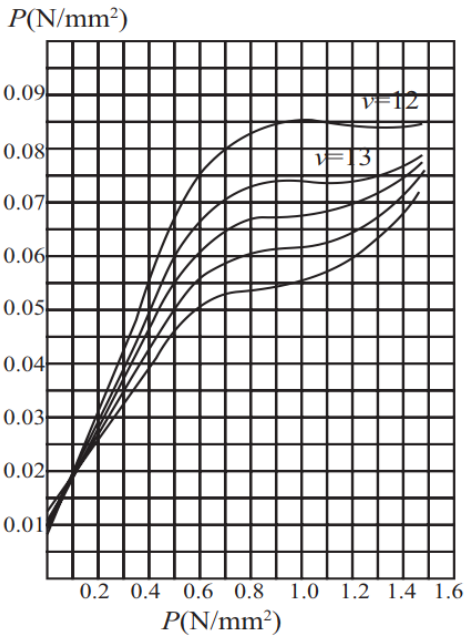


图 7.4.2-2 $P_{n\nu}$ 与 P_i 的关系（ν =6～11）



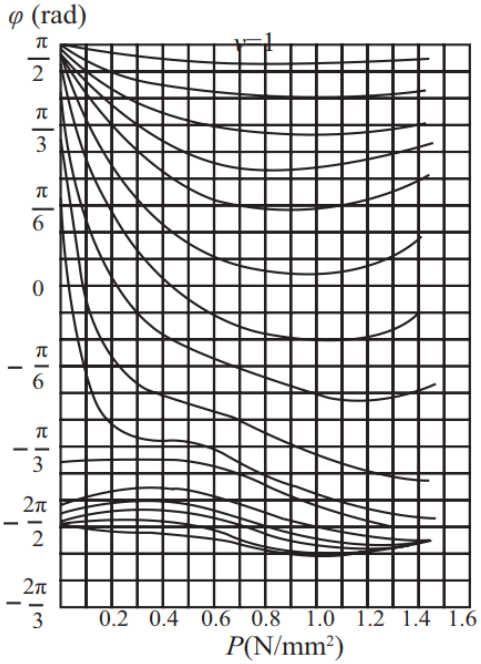


图 7.4.2-3 $P_{n\nu}$ 与 P_i 的关系（ν =12～16）图 7.4.2-4 $\varphi_{n\nu}$ 与平均指示压力 P_i 的关系

7.4.3 往复惯性力产生的径向简谐力

柴油机活塞、活塞杆及连杆运动部件，在运动中产生的往复惯力 P_j'，在曲柄销上同样也可分解为切向力和径向力，后者亦可激起轴系的纵向振动。

当简谐次数 ν ≥简时，简谐力很小，可忽略不计。对 ν =1～4 次的径向简谐力 $P_{j\nu}$ 及其初相角 $\varphi_{j\nu}$ 为：

$$\left.\begin{aligned}
P_{j1} &= 0.25P_{j0} && N/mm^2 \\
P_{j2} &= 0.5(1-\lambda)P_{j0} && N/mm^2 \\
P_{j3} &= 0.75\lambda P_{j0} && N/mm^2 \\
P_{j4} &= 0.25\lambda^2 P_{j0} && N/mm^2 \\
P_{j0} &= 9.81\frac{m_j R\omega^2}{\pi D^2/4} && N/mm^2 \\
\varphi_{j1-4} &= -\frac{\pi}{2} && rad
\end{aligned}\right\} \qquad (7.4.1)$$

式中：D——气缸直径，mm；

m_j——往复部分质量，kg；

R ——曲拐半径，mm；

λ——连杆长度比。

7.4.4　合成径向简谐力

合成径向简谐力P_r为：

$$P_r = \sqrt{P_{nv}^2 + P_{jv}^2 - 2P_{nv}P_{jv}\cos(\varphi_{nv} - \frac{\pi}{2})} \quad \text{N / m}^2 \tag{7.4.2}$$

7.4.5　当量轴向简谐力

在径向简谐力P_r作用下，曲柄变形如图 7.4.5(1)所示，在曲轴中心线方向的轴向δ_r，其大小与曲轴的结构尺寸及相邻曲柄夹角有关，若用β_r来表示其影响关系，则：

$$\delta_r = \beta_r P_r \tag{7.4.3}$$

如在曲轴中心线方向作用一轴向力P_a，则曲柄的轴向变形δ_a如图 7.4.5(2)所示，其大小也与曲轴的结构尺寸及相邻曲柄的夹角有关，若用β_a表示，则：

$$\delta_a = \beta_a P_a \tag{7.4.4}$$

令$\delta_r = \delta_a$则可得出当量轴向简谐力P_a与径向简谐力P_r的关系：

$$P_a = \frac{\beta_r}{\beta_a} P_r = \beta P_r \quad \text{N/mm}^2 \tag{7.4.5}$$

式中：β——转换系数，一般情况可按下式计算：

$$\beta = 0.125\frac{l_p}{R\theta_z} \tag{7.4.6}$$

其中：l_p——曲柄销长度，mm；

R——曲拐半径，mm；

$\theta_Z = \frac{1}{Z}\sum_{k=1}^{k}\theta_k$ ；

Z——气缸数；

$\theta_k = \frac{1}{2}\cos^2\frac{a_{av}}{2}$；

a_{av}——相邻气缸的平均夹角，（°）。

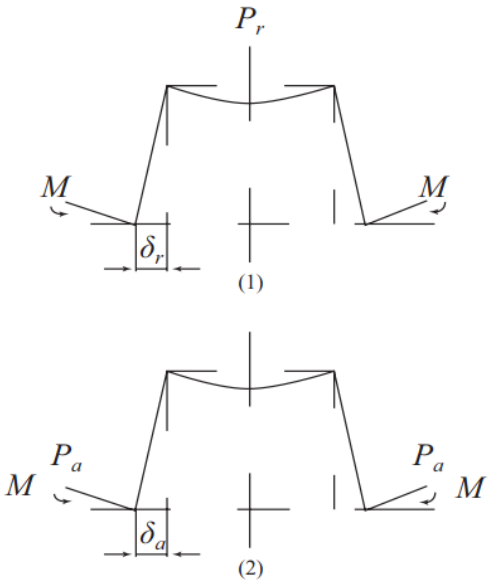


图 7.4.5 曲柄变形

7.4.6　径向简谐力所作的功

由于把每一曲柄的质量集中在主轴颈中间处，而轴向力P_a作用在第k质量与第$k+1$质量上的方向是相反的，如图 7.4.6 所示。

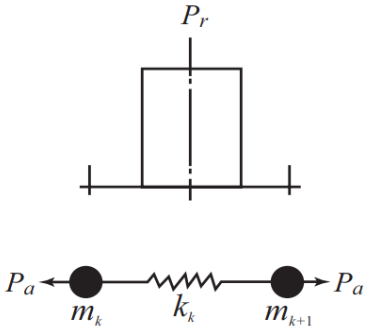


图 7.4.6 轴向力作用方向

当$\nu\omega=\omega_a$时，Z个气缸的第ν次简谐力在一个循环中所作的功W_e为：

$$W_e=\frac{\pi^2}{4}D^2\beta P_r A_{a1}\sum\Delta a_k \quad \text{N/mm} \tag{7.4.7}$$

式中$\sum\Delta a_k$称为相对振幅差矢量和，按下式计算：

$$\sum\Delta a_k=\sqrt{(\sum\Delta a_k\sin\nu\psi_{1k})^2+(\sum\Delta a_k\cos\nu\psi_{1k})^2} \tag{7.4.8}$$

式中：Δa_k—— 纵向振动相对振幅差，$\Delta a_k=a_{ak}-a_{ak-1}$；

ψ_{1k}——第 k 气缸与第 1 气缸之间的发火间隔角。

7.4.7　螺旋桨的激励功

第 3 章已经对螺旋桨的激励力进行分析，其中 F_x 即为产生轴系纵向振动的激励力。同理，在一个循环中是作的功 W_t 为：

$$W_t = \pi (F_x)_v A_{a1} a_{ap} \quad \text{Nmm} \tag{7.4.9}$$

式中：A_{a1}——第 1 质量纵向振动幅，mm；

a_{ap}——螺旋桨纵向振动幅；

$(F_x)v$——螺旋桨第 v 次激励力幅值，N。如没有详细螺旋桨伴流场数据，可按下式估算：

$$(F_x)_v = \xi_p (\frac{n}{n_e})^2 F_{x0} \tag{7.4.10}$$

式中：ξ_P——螺旋桨推力变化系数，由表 7.4.7 查取。如无特别指明时，可取其中间值。

螺旋桨推力变化系数　　**表 7.4.7**

叶片数 Z_p	叶片次（v）	推力变化系数 ξ_p	2 倍叶片次（2v）	推力变化系数 ξ_p	3 倍叶片次（3v）	推力变化系数 ξ_p
4	4	0.090～0.130	8	0.020～0.040	12	0.015～0.005
5	5	0.025～0.035	10	0.020～0.030	15	0.008～0.002
6	6	0.050～0.090	12	0.020～0.030	18	0.015～0.005

F_{xo}——在额定转速下的平均推力，由设计者提供或按下式计算：

$$F_{x0} = 1943.3 \frac{\eta \eta_t N_e}{V_s (1 - t_1)} \quad \text{N} \tag{7.4.11}$$

η——推进效率；

η_t——传递效率，中机舱 η_t=0.95，尾机舱 η_t=0.97；

t_1——推力减额系数，一般可取 t_1=0；

N_e——额定功率，kW；

V_s——船速，kn；

n ——任一转速，r / min；

n_e——额定转速，r / min。

7.5 阻尼功计算

7.5.1 阻尼力

轴系纵向振动的阻尼力有：

(1) 轴段产生轴向拉压变形而形成的迟滞阻尼力；

(2) 轴承的阻尼力；

(3) 螺旋桨在水中产生的阻尼力；

(4) 推力轴承阻尼力，包括油膜阻尼力，迟滞阻尼力等。

7.5.2 曲轴迟滞阻尼功

曲轴的迟滞阻尼功W_{ac}为：

$$W_{ac} = 0.725\times10^{-7}(C_{al} + C_{a2} + C_{a3})\pi\sum_{k=1}^{Z} U_{k}^{2},_{k+1} A_{a1}^{2} \tag{7.5.1}$$

式中：$C_{a1} = 0.405\dfrac{l_j}{d_j^2}$，1/mm；

$C_{a2} = 0.405(8R + d_p)^2\dfrac{l_p}{d_p^4}$，1/mm；

$C_{a3} = 22.918\dfrac{R^3}{BH^3}$，1/mm；

$U_{k,k+1}$——第k质量与第$k+1$质量之间的纵向振动弹性力，N / mm；

Z ——气缸数；

A_{a1}——第 1 质量纵向振动振幅，mm；

l_j——主轴颈长度，mm；

d_j——主轴颈直径，mm；

l_p——曲柄销长度，mm

d_p——曲柄销直径，mm；

B ——曲臂宽度，mm；

H——曲臂厚度，mm；

R——曲拐半径，mm。

7.5.3　传动轴迟滞阻尼功

曲轴后所有轴段的迟滞阻尼功W_{as}为：

$$W_{as}=0.725\times10^{-7}\pi\sum_{k=f-1}^{n}C_{as}U_{k,k+1}^{2}A_{a1}^{2}\quad \text{Nmm} \tag{7.5.2}$$

式中：$C_{as}=0.4505\dfrac{l_{k,k+1}}{d_{k,k+1}^{2}}$，l / mm；

$l_{k,k+1}$——第k质量与第$k+1$质量之间的轴段长度，mm：

$d_{k,k+1}$——第k质量与第$k+1$质量之间的轴段直径，mm；

$\sum_{k=f-1}^{n}$ ——表示从飞轮前一个质量算起的轴段总和。

7.5.4　轴承阻尼功

整个推进轴系在一个循环中的轴承阻尼功W_b为：

$$W_b=2\times10^{-3}\pi\xi_b\omega_a^2A_{a1}^2\sum_{k=1}^{n}m_ka_{ak}^2\qquad \text{Nmm} \tag{7.5.3}$$

式中：ξ_b——轴承阻尼比，在不考虑螺旋桨阻尼和轴段阻尼时，取$\xi_b=0.03\sim0.85$，当考虑所有阻尼时，建议取$\xi_b=0.03$；

m_k——第k质点的质量，kg。

7.5.5　螺旋桨阻尼功

螺旋桨的纵向振动阻尼功W_p为：

$$W_p=\pi c_{ap}\omega_a\alpha^2{}_{ap}A_{a1}^2\quad \text{Nmm} \tag{7.5.4}$$

式中：c_{ap}——螺旋桨的纵向振动阻尼系数，按下式计算：

$$c_{ap}=8.2047\times10^{-2}\frac{\omega_a}{v}H_pD_p^2\frac{dC_t}{dS}\qquad \text{Ns/mm}\qquad (7.5.5)$$

v——简谐次数；

H_p——螺旋桨螺距，m；

D_p——螺旋桨直径，m；

$\frac{dC_t}{dS}$——与螺旋桨盘面比和螺旋距比有关，从图 7.5.5 查取。

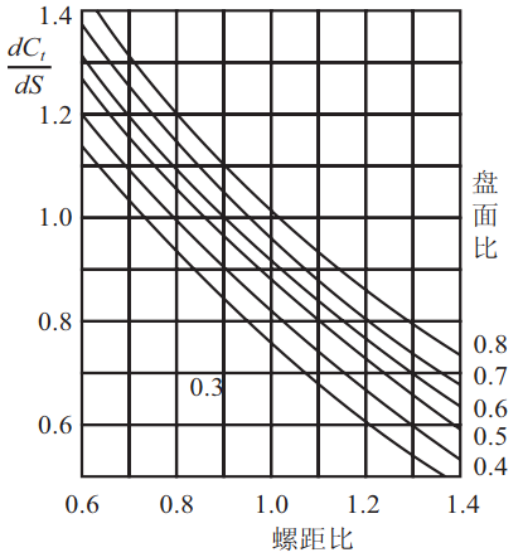


图 7.5.5　$\frac{dC_t}{dS}$ 与螺距比关系

7.6　响应计算

7.6.1　柴油机直接推进轴系纵向振动响应计算

(1) 纵向振动计算的能量法。

当轴系纵向振动共振时，则产生纵向振动的激励功等于阻尼功，因此可计算第 1 质量的共振振幅 A_{a1}。

(2) 柴油机激励力单独作用时的纵向振动振幅。

柴油机气体力和惯性力产生的激励功等于所有阻尼功，即：

$$W_a=W_{ac}+W_{as}+W_b+W_p\qquad \text{Nmm}\qquad (7.6.1)$$

(3) 螺旋桨激励单独作用时的纵向振动振幅。

这时螺旋桨产生的激励功等于所有的阻尼功，即：

$$W_t = W_{ac} + W_{as} + W_b + W_p \qquad \text{Nmm} \tag{7.6.2}$$

(4) 初步设计阶段的轴系纵向振动振幅估算。

在船舶初步设计阶段，由于柴油机曲轴结构参数和螺旋桨结构参数不详，则可按下式估算纵向振动振幅：

$$W_e = W_{as} + W_b \qquad \text{Nmm} \tag{7.6.3}$$

如估算的纵向振动振幅超过允许值，则应进行详细计算。

(5) 在非共振区的第 1 质量纵向振动振幅。

在共振转速 n_c 附近的第 1 质量纵向振动振幅 A_a 为：

$$A_a = \frac{A_{a1}}{\sqrt{[1-(\frac{n}{n_c})^2]^2 M_a^2 + (\frac{n}{n_c})^2}} \tag{7.6.4}$$

式中：n——计算转速，r / min；

$M_a = \dfrac{A_{a1}}{A_{a0}}$——总动力放大系数；

A_{a0}——纵向振动平衡振幅，按下式计算：

$$A_{a0} = \frac{1000\dfrac{\pi}{4}D^2\beta R_r \sum \Delta a_k}{\omega_a^2 \sum_{k=1}^{n} m_k a_{ak}^2} \qquad \text{mm} \tag{7.6.5}$$

7.6.2　齿轮传动轴系的响应计算

(1) 纵向振动计算的能量法。

对涡轮机和电力推进以及柴油机齿轮传动轴系，纵向振动计算模型，是从螺旋桨到传动大齿轮为止；主要激励力是螺旋桨产生的轴向推力。这时螺旋桨产生的激励功等于所有阻尼功，即：

$$W_a = W_{as} + W_b + W_p \quad \text{Nmm} \tag{7.6.6}$$

(2) 在共振区的齿轮处纵向振动振幅。

共振转速 n_c 附近的齿轮处（第 1 质量）纵向振动振幅 A_{a1} 为：

$$A_{a1}=\frac{\xi_p(n/n_c)^2F_{x0}\alpha_{ap}}{0.725\times10^{-7}\sum_{k=1}^{n}C_{as}U_{k,k+1}^2+2\times10^{-3}\xi_p\omega_a^2\sum_{k=1}^{n}m_k\alpha_{ak}^2+C_{ap}\omega_{ap}^2}\quad \text{mm} \qquad (7.6.7)$$

7.6.3　轴系纵向振动产生的继发性激励力

(1) 由轴系纵向振动产生的作用在推力轴承处的激励力。

当发生轴系纵向振动时，在推力轴承处产生与轴系纵向振动相同频率、相同简谐次数的继发性激励力F_{th}，其值为：

$$F_{th}=k_{th}a_{at}A_{al}\quad \text{N} \qquad (7.6.8)$$

式中：k_{th}——推力轴承纵向刚度，N / mm；

a_{at}——推力环纵向振动相对振幅。

(2) 继发性激励力对其他振动体的影响。

在常用转速范围内，当轴系纵向振动产生继发性激励力频率与其他振动体的频率相同或相近时，将对其他振动体产生强烈振动。轴系纵向振动产生的继发性激励力F_{th}通过推力轴承底座，可能激起柴油机机架的纵向振动，并进而引起上层建筑纵向振动或船体梁垂向振动、上层建筑纵向振动、机舱构件的局部振动等。

如激励力F_{th}的作用点离开振动体的自然纵向轴时，将对振动体产生相同频率、相同简谐次数的交变力矩，因而可能引起双层底构件的垂向振动、船体梁的垂向振动等。

7.7　衡准

7.7.1 简述

(1) 正如 7.1 所述，严重的轴系纵向振动不仅会引起推进轴系本身产生机械故障，而且还会产生严重的船舶振动现象。为预防和消除有害的轴系纵向振动现象的产生，除在船舶设计阶段应进行轴系纵向振动计算，使轴系轴向振动满足规范或制造厂的要求。这里仅从防止产生曲轴弯曲疲劳破坏及齿轮磨损角度提出轴系纵向振动衡准问题。

(2) 如柴油机制造厂提供相应的纵向振动振幅衡准，则应参照本社《钢质海船入级规范》第 3 篇第 9 章附录 3 要求，提供疲劳强度合格系数的计算书供审查。

7.7.2 规范要求

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇 12.3.3 对轴系纵向振动要求如下：

（1）柴油机推进轴系，在r = 0～1.0 范围内,由轴系纵向振动产生的持续运转的曲轴自由端纵振振幅，应不超过按下式计算所得的值：

$$[A_{a1}]=\frac{R[\Delta a_0]}{2(\Delta a_k)_{\max}(R+\frac{d_j}{2})}\ \text{mm} \tag{7.7.1}$$

式中: ［A_{a1}］——持续运转曲轴自由端许用纵向振动振幅，mm；

R——曲拐半径，mm。

$(\Delta a_k)_{\max}$——所计算纵向振动振型曲轴中相对振幅差的最大值，mm；

d_j——曲轴主轴颈直径，mm；

［Δa_0］——允许的曲轴臂距差的最大值 mm。

（2）瞬时运转的许用纵向振动振幅，一般可为持续运转许用值的 1.5 倍。

（3）如超过持续运转的许用值,则应设转速禁区。一般在 r =0.85 时由共振或上波坡产生的纵向振动振幅应不超过持续运转许用值，在 r =1.0 时由共振或下波坡产生的纵向振动振幅也应不超过持续运转许用值。

（4）根据制造厂提供的经验数据或详细计算资料，可采用制造厂提供的许用纵向振动振幅。

7.7.3 齿轮传动轴系的纵向振动衡准

（1）涡轮机推进轴系纵向振动衡准。

如限定齿轮处的加速度不超过 0.10g，则齿轮处的允许纵向振动振幅［A_{a1}］为：

$$[A_{a1}]=0.089\left(\frac{100}{6f_a}\right)^2\ \text{mm} \tag{7.7.2}$$

式中：f_a——轴系纵向振动频率，Hz。

（2）柴油机齿轮传动推进轴系纵向振动衡准。

如限定齿轮处的加速度不超过 0.15g，则齿轮处的允许纵向振动振幅［A_{a1}］为：

$$[A_{a1}]=0.134\left(\frac{100}{6f_a}\right)^2\ \text{mm} \tag{7.7.3}$$

7.7.4 其他

(1) 本节提出的轴系纵向振动衡准值，既适用于轴系纵向振动的响应计算，又适用于轴系纵向振动的实测结果。但当轴系纵向振动的固有频率理论计算值大于实测结果 5%时，则应进行必要的修正，以满足要求。

(2) 如实测的纵向振动振幅超过规范规定值或经核定的造机厂给定值时，则可将实测值代入疲劳强度校核合格系数，如仍能满足要求，则对曲轴安全来讲是可以接受的，详见 CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 9 章附录 3。

7.8 预防措施

7.8.1 简述

为避免由轴系纵向振动产生的轴系故障，以及船舶尾部振动和上层建筑振动，则应对轴系进行合理设计，使主机在常用转速范围内或特殊使用转速范围内的轴系纵向振动振幅不超过衡准值，否则应采取必要的调频措施，把有害的纵向振动共振转速移开。如因条件限制，采取调频措施有困难时，则应考虑采取合适的减振措施。这里仅从轴系纵向振动角度简要叙述其预防措施。

需要强调指出的是，有害的轴系纵向振动问题的最终解决，还应考虑轴系的扭转振动、回旋振动及轴系校中的计算结果，同时还应考虑螺旋桨表面力的变化情况，因此应予综合考虑。

7.8.2 调频

(1) 改变轴系的纵向刚度。

改变轴系的长度或直径，可以提高或降低轴系的纵向振动固有频率，从而可把有害的纵向振动共振转速移开。轴系纵向刚度对纵向振动固有频率的影响程度，随装置情况、振动型式以及振型曲线变化程度而不同，应通过计算来确定。

(2) 轴系中安装附加质量。

在轴系纵向振动相对振幅较大处安装附加质量，或调整主机飞轮质量，不仅可降低轴系的纵向振动固有频率，而且还可以改变振型，从而可达到避开有害的纵向振动共振转速或减小振幅的目的。附加质量的位置及大小，根据所要解决的相关振型由计算确定。

一般飞轮处的 0 节纵向振动相对振幅比较小，所以飞轮质量变化对 0 节纵向振动固有频率和振型影响不大。因此，当采用调整主机飞轮惯量方法来解决或改善轴系的扭转振动特性时，可不必顾及对轴系 0 节纵向振动的影响。但对 1 节纵向振动，随轴系布置不同，有时会产生一定的影响，应予注意。

0 节纵向振动在曲轴自由端处相对振幅比较大，如在自由端安装副飞轮，可使轴系 0 节纵向振动频率下降较大，而且振型也发生变化。这说明，当采用安装副飞轮的方法来解决或改善轴系的扭转振动特性时，应注意对纵向振动的影响，以防止有害的纵向振动共振转速落到常用转速范围内，或产生扭转一纵向耦合振动现象。

(3) 改变螺旋桨叶片数。

如纵向振动是由螺旋桨激励产生的，则改变螺旋桨叶片数，可以把有害的纵向振动共振转速移开。

(4) 改变柴油机的发火顺序。

曲轴的纵向刚度除与其结构尺寸有关外，还与相邻曲柄的夹角有关，因此，改变柴油机的发火顺序，可改变曲轴的纵向刚度值，进而改变轴系的纵向振动固有频率。

7.8.3 安装调频减振器

从公式(7.4.8)可知，相对振幅差矢量和 $\sum \Delta a_k$ 与柴油机发火顺序有关。如由于较大的副简谐产生有害的纵向振动响应，则改变柴油机发火顺序可使 $\sum \Delta a_k$ 减少，从而减少输入系统的激励能量。但应注意其他简谐的相对振幅差矢量和 $\sum \Delta a_k$ 的变化。

如由主简谐产生的，则应在曲轴自由端安装纵向振动调频减振器。由于与曲轴一体的圆盘在固定于柴油机主轴承底座横梁上的减振器液压缸内产生相对运动，这样使曲轴自由端受到一定的纵向约束作用，从而提高轴系的纵向振动固有频率；同时，由于液压油的阻尼作用，使纵向振动振幅减小，达到减振的目的。

低速二冲程柴油机推进轴系，可能产生 0 节轴系纵向振动，作为惯例，目前柴油机制造厂已设计成与主机整机供应的纵向振动调频减振器，从而在常用转速范围内无轴系纵向振动主共振转速产生。对较长轴系船舶如集装箱船，也可能 1 节轴系纵向振动，为此也需要考虑在振幅较大处安装纵向减振器。这也是避免由轴系纵向振动而引起强烈的机架纵向振动和／或上层建筑振动。

图 7.8.3-1 是 RTA 柴油机安装的纵向振动调频器与扭转振动减振器示意图。图 7.8.3-2 是调频减振效果。

为防止减振器供油不足而产生曲轴故障或机架纵向振动，减振器应设有进油压力指示与监控装置，或纵向振动振幅过大的报警装置。在日常工作中应注意维护。

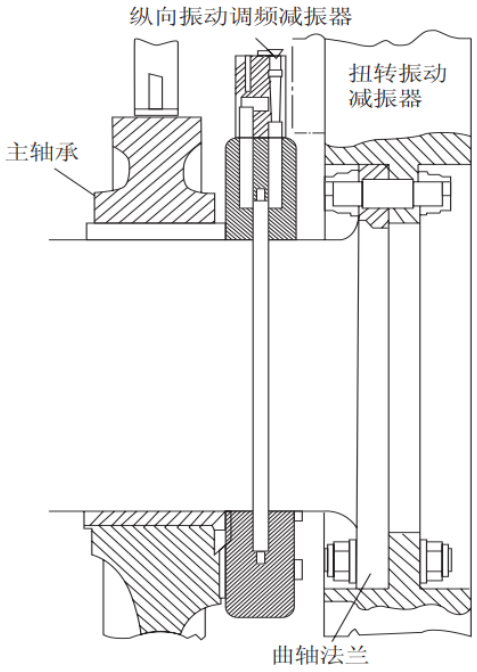


图 7.8.3-1　纵向振动调频器与扭转振动减振器示意图

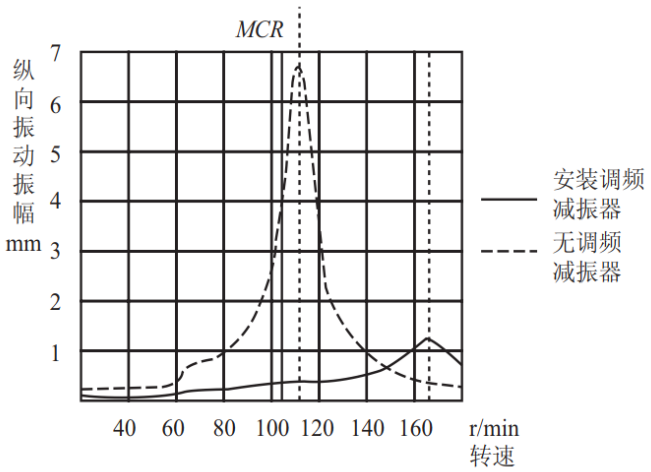


图 7.8.3-2　纵向振动调频减振效果

7.8.4　其他

(1) 如在曲轴自由端实测所得的纵向振动振幅较大，且主要是由轴系扭转振动而引起的，则应采取解决轴系扭转振动的措施来消除。

(2) 如单独计算的轴系扭转振动和纵向振动的固有频率相近或相同时，可能产生强烈的扭转一纵向耦合振动，这时应设法使两者的相关频率尽量远离。这种情况仅需在柴油机设计阶段考虑即可，在实船轴系计算中，不必计算轴系的耦合振动。

(3) 如由轴系纵向振动产生的继发性激励引起其他振动体强烈的振动响应，则应设法使继发性激励频率与振动体固有频率尽量远离，或者改变轴系纵向振动固的频率，或者减少轴系纵向振动产生的继发性激励。

(4) 如轴系纵向振动频率与船体梁某阶垂向振动频率无法远离，且激励力又比较大时，则应把柴油机推力轴尽量布置在相应船体梁垂向振动振型的波腹位置。

（5）尽管纵轴系纵向振动量级没有超过规范的规定值，但为避免轴系纵向振动产生的继发性激励作用，进而引起机架纵向振动或上层建筑纵向振动或船体梁垂向振动，低速二冲程柴油机一般均安装轴系纵向振动调频减振器。同时，柴油机制造厂应提供纵向振动调频减振器的维护保养说明书，供船员检查保养使用。

7.9　审图与检验

7.9.1 审图

（1）检查计算参数与送审的相关图纸、计算文件等相一致；

（2）检查轴系纵向振动当量参数的准确性；

（3）使用 CCS-COMPASS 软件进行复核计算；

（4）提出审批意见；

（5）如计算发现纵向振动振幅仍达到规范要求值的 70%或以上时，应提出实测要求。

7.9.2 检验

（1）如审图意见提出实测要求，则验船师在审批航行试验大纲时应予确认；

（2）确认测量单位和人员的资质；

（3）轴系纵向振动测量，符合本指南第 14 章的有关要求；

（4）审查纵向振动测量报告；

（5）确认实测结果仍满足规范要求；

（6）必要时，应将纵向振动测量报告转交给审图单位复核；

(7) 如实测值超过持续运转许用值，则可按实测值核定禁区范围，确认船厂在主机转速表上用红色标出。

第 8 章　轴系回旋振动

8.1　概述

8.1.1　推进轴系的回旋振动

推进轴系在螺旋桨或转轴上旋转的横向力矩作用下，旋转轴绕其静平衡曲线产生进动的一种振动现象，称为轴系回旋振动。

螺旋桨在不均匀的伴流场中工作时，将产生周期性的弯曲力矩作用在螺旋桨轴上，激励力的简谐次数为$v_p = iZ_P$ (i=1，2，…)，Z_P为螺旋桨叶片数。主要的简谐次数为叶片次$v = Z_p$。

其次，由螺旋桨或风机的不平衡、轴的弯曲、法兰的不平行等产生的激励力，一般只是 1 次简谐。然而，如轴系长度部分对它的两个主轴具有不同截面模数时，则亦产生 2 次简谐的激励力。具有万向节的轴系，可能产生 2 次简谐的激励力。

另外，外部的激励力通过基座和轴承，也可能引起轴系的回旋振动，简谐次数与外部激励力次数相同。

CCS 于 20 世纪 80 年代研究开发的轴系回旋振动计算程序，经过不断更新完善，可用于轴系回旋振动设计、审图和轴系故障分析评估用。

8.1.2　轴系回旋振动的危害

严重的轴系回旋振动将导致下列机械故障和振动现象：

(1) 尾管后轴承过热或早期磨损，并导致轴衬套的腐蚀；

(2) 螺旋桨轴特别是锥端键槽前面区域内产生附加交变弯曲应力，甚至出现龟裂、折断等疲劳破坏；

(3) 引起轴承反力的动力放大，进而引起船体尾部结构的振动；

(4) 尾管密封装置漏损，甚至过早损坏。

8.1.3　轴系回旋振动一般特性

一般民用商船低速大功率柴油机推进轴系，由于其 1 阶 1 次回旋振动固有频率远远高于额定转速，不会出现螺旋桨不平衡质量离心力引起的共振问题。

但对于具有人字架的轴系、螺旋桨有较多桨叶(如 5 叶或 6 叶)的轴系，或客船和高速船轴系，其 1 阶叶片次回旋振动固有频率有可能下降到额定转速以内，使轴系产生共振。

在轴系回旋振动设计中，即使已将回旋振动共振转速置于工作转速范围以上，但由于轴系校中不佳，尾管前轴承脱空，使回旋振动固有频率下降，仍可能使共振转速进入或接近工作转速范围，对此应予以足够重视。

在大型船舶中，即使在工作转速范围内不会发生回旋振动共振，但由于流体激励力较大，亦可使回旋振动响应增大到不容忽视的程度。一般情况下，随着轴系转速的升高，回旋振动幅值增大，在转速达到最大时，回旋振动幅值亦为最大。

8.2 计算模型

8.2.1 坐标系

轴系的回旋振动用一固定的空间坐标系($x-y-z$ 坐标系)描述，如图 8.2.1 所示。取螺旋桨中心的静平衡位置为坐标原点 o， x 轴指向船首方向， y 轴指向水平左舷方向， z 轴垂直向上。

推进轴系在水平、垂直平面上的投影如图 8.2.1 所示。轴线上任一点振动时的位移用 y 、z 坐标表示。螺旋桨平面的转角 θ_y,θ_z 按右手定则取与坐标轴正向一致为正。

作用在螺旋桨或轴系的力 F_y、F_z 与坐标轴的正向一致时为正，力矩(或弯矩) M_y、M_z 按右手定则取与坐标轴的正向一致时为正。

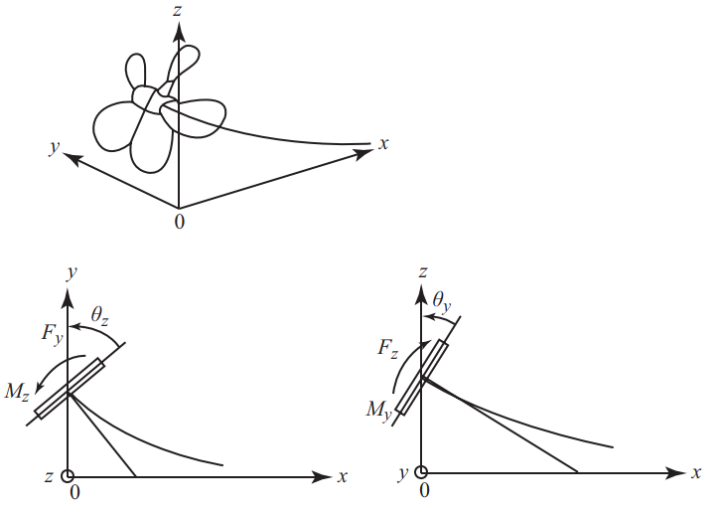


图 8.2.1　推进轴系在水平垂直平面的投影

8.2.2 轴系回旋振动模态

推进轴系的回旋振动，是在悬臂端带有螺旋桨的多点支承转轴的进动运动。螺旋桨和转轴一方面以角速度 ω_s 绕其自身的几何轴线旋转，同时该轴线又以角速度 ω_n 绕 ox 轴旋转。前一种旋转相当于自转，后一种旋转相当于公转。公转角速度 ω_n 又称进动角速度或回旋角速度。

转轴上任一载面的绝对角速度 ω，等于自转角速度 ω_s 与回旋角速度 ω_n 的矢量和。由于讨论的是微幅振动，则转轴上任一截面的绝对角速度可近似表示为：

$$\omega=\omega_s+\omega_n \tag{8.2.1}$$

当回旋角速度 ω_n 与自转角速度 ω 方向相同时，称为正回旋，反之，则称为逆回旋；如图 8.2.2 所示。

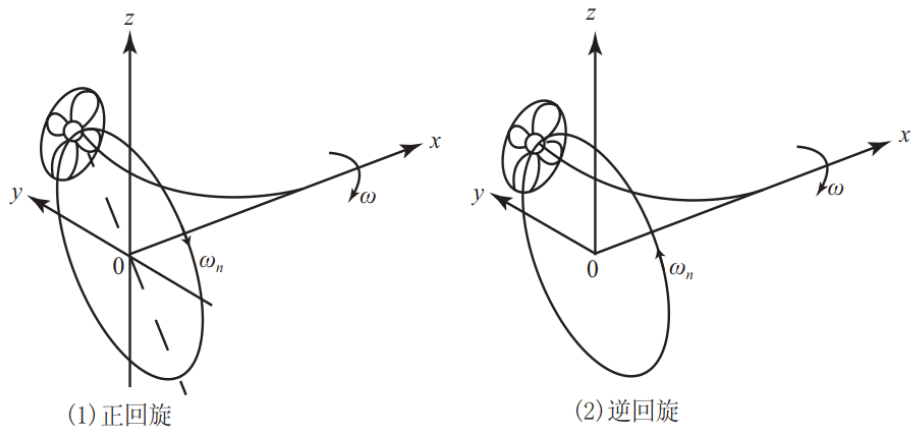


图 8.2.2　轴系正回旋与逆回旋

8.2.3　回旋自由振动方程

先讨论如图 8.2.1 所示简化模型的回旋自由振动。图中螺旋桨简化为一均质薄圆盘，其质量与转动惯量已包含附连水作用，转轴简化为一无质量弹性轴，忽略阻尼作用。回旋振动的频率方程为：

$$\begin{bmatrix} 1-m\omega_n^2\delta_{Mz} & J_d\omega_n^2\delta_{Mz} & 0 & J_p\omega\omega_n\delta_{Mz} \\ m\omega_n^2\phi_{wy} & 1-J_d\omega_n^2\ \phi_{Mz} & 0 & -J_p\omega\omega_n\phi_{Mz} \\ 0 & -J_p\omega\omega_n\delta_{Mz} & 1-m\omega_n^2\delta_{wz} & -J_d\omega_n^2\delta_{Mz} \\ 0 & -J_p\omega\omega_n\phi_{Mz} & -m\omega_n^2\phi_{wz} & 1-J_d\omega_n^2\phi_{My} \end{bmatrix} = 0 \qquad (8.2.2)$$

式中：J_p、J_d——分别为螺旋桨的极转动惯量与径向转动惯量，kgm²；

ω——螺旋桨的旋转角速度，rad / s；

θ_Z、θ_Y——螺旋桨中心处轴在计算 $x-y$ 与 $x-z$ 平面的转角，rad。

m——螺旋桨(包含附连水作用)质量，kg；

δ_w——螺旋桨处受到单位力作用时，其几何中心处产生的挠度，m / N；

ϕ_w——螺旋桨处受到单位力作用时，其几何中心处产生的轴的转角，rad / N

δ_M——螺旋桨处受到单位力矩作用时，其几何中心处产生的挠度，m / N；

ϕ_M——螺旋桨处受到单位力矩作用时，其几何中心处产生的轴的转角，rad / N；

ω_n——回旋振动频率，rad / s。

当轴不旋转时，即 $\omega=0$，式(8.2.1)就是轴系横向振动频率方程，由此求得的 ω_n 就是轴系横向振动固有频率。

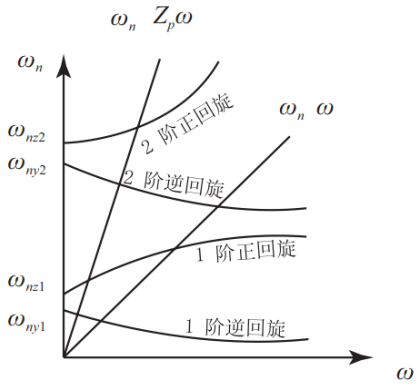
8.2.4　回旋振动固有频率

由频率方程(8.2.1)可知，回旋振动固有频率ω_n与m、J_p、J_p、δ_M、δ_w、ϕ_M、ϕ_w及ω有关，其中除螺旋桨旋转角速度ω的运转参数是变量以外，其余参数都是不变的。

这表明，轴系回旋振动固有频率ω_n，随轴系旋转角速度ω而变。造成这一特点的原因，是螺旋桨的惯性力矩(陀螺力矩)的大小随ω不同而变化。

图 8.2.1 所示的简化模型有 4 个自由度，即两个移动自由度和两个转动自由度。因此，相对于每一旋转角速度ω，由式(8.2.1)可以解得 4 个固有频率，图 8.2.4-1 为固有频率ω_n与旋转角速度ω关系曲线，分别相应于 1 阶逆回旋、1 阶正回旋、2 阶逆回旋、2 阶正回旋。曲线与纵坐标的 4 个交点ω_{y1}、ω_{z1}、ω_{y2}、ω_{z2}为轴系在水平垂直平面内横向振动固有频率。

当支承各向同性时，回旋振动固有频率ω_n与旋转角速度ω的关系曲线如图 8.2.4-2 所示。实用中，只要计算图 8.2.4-1 与图 8.2.4-2 中频率曲线与直线$\omega_n=\omega$及$\omega_n=kZ_p\omega$(Z_p为螺旋桨叶片数，k=1，2，…)相交点所对应的几个固有频率就足够。



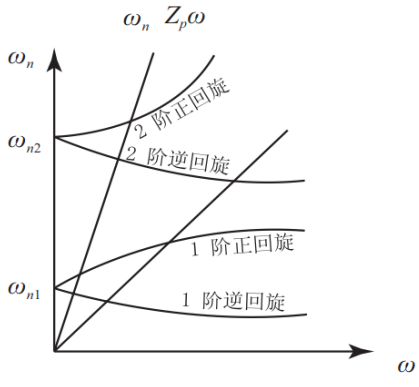


图 8.2.4-1 支承刚度各向不同时$\omega_n-\omega$　**图 8.2.4-2 支承刚度各向相同时$\omega_n-\omega$ ω**

8.2.5　影响轴系回旋振动固有频率的因素

(1) 轴承支承点位置。

回旋振动计算分析中，把轴承简化为点支承，对中间轴承、尾管前轴承，可以认为支反力沿轴向均匀分布，支承点在轴承中点位置。

对尾管后轴承，由于悬臂端螺旋桨的作用，支承反力沿轴承长度分布很不均匀，支反力合力的作用点偏向尾端，并受轴承磨损程度、船舶负载、船体变形等因素的影响。回旋振动计算时，按照以下范围确定尾管后轴承支点到轴承衬后端面的距离L：

白合金轴承：L=(1/7～1/3)L_b　mm；

铁梨木轴承：L=(1/4～1/3)L_b　mm；

橡胶轴承：L=(1/3～1/2)L_b mm；

滚珠轴承：$L = L_b/2$mm；

式中：L_b——尾管后轴承衬长度(mm)。

“赛龙”、“飞龙”及“凡是可”等经认可的复合材料轴承支点位置，油润滑时可参考白合金轴承；水润滑时可参考铁梨木轴承。

(2) 螺旋桨附水系数。

螺旋桨附水有质量和转动惯量两个作用，比较精确的值可用理论公式计算，初估时可用附加系数来表示：

质量附水系数：1.10～1.30；

极转动惯量附水系数：1.25～1.30；

径转动惯量附水系数：1.50～2.0。

(3) 轴承校中状态。

当轴系校中不良时，轴系某轴承(特别是尾管前轴承)出现负的支反力，即轴承脱空时，回旋振动固有频率将大幅度下降，可能使原先没有问题的回旋振动临界转速下降，以致落入工作转速范围内。

此外，当尾管后轴承支承点随磨损加剧而逐渐前移时，也可能使回旋振动固有频率下降。

(4) 支承刚度。

计算回旋振动时，支承刚度常用一等效弹簧处理。尾管后轴承刚度一般为$(1\sim3)\times10^9$ N／m；对水润滑的尾管后轴承，其刚度可取为 0.2×10^9 N／m。尾管前轴承与中间轴轴承刚度可取0.1×10^9N／m。

8.3 固有频率计算

8.3.1 杰斯帕公式

杰斯帕方法的简化模型如图 8.3.1 所示。

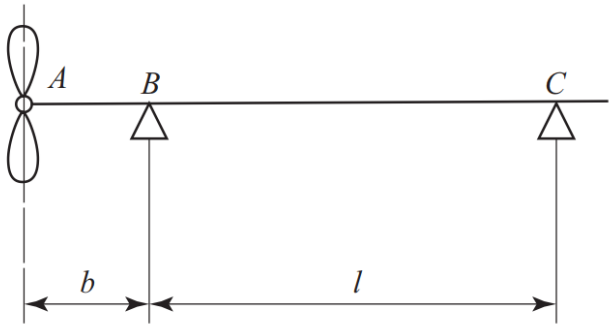


图 8.3.1 简化模型

该方法考虑螺旋桨的陀螺力矩，螺旋桨简化为薄圆盘。轴系 1 阶和 2 阶回旋振动固有频率计算如式（8.3.1），根号内分母取“号内号，则为 1 阶固有频率 f_{h1}，如取“-”号，则为 2 阶固有频率 f_{h2}：

$$f_{h1,2}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2}{Q_2\pm\sqrt{Q_2^2-Q_1Q_3}}}\qquad \text{Hz} \tag{8.3.1}$$

式中：$Q_1=\delta_w\phi_M=\delta_M\phi_w$；

$\delta_w,\phi_w,\delta_M,\phi_M$ ——同 8.2.1；

$Q_2=m_e\delta_\omega+G_g\phi_M$；

$m_e=m_p+0.38m_s$——螺旋桨等效质量，kg；

m_p——考虑附连水作用的螺旋桨质量，kg；

m_s——轴段质量，kg；

$G_g=(1-j_oh)J_d$ kgm^2；

j_o——转动惯量比，$j_o=J_p/J_d$；

J_p——考虑附连水作用的螺旋桨极转动惯量，无确切数据时，附水系数可取 1.30；

J_d——考虑附连水作用的螺旋桨径向转动惯量，无确切数据时，附水系数可取 1.60；

h——频率比，$h=\omega/\omega_n$；

ω——轴旋转角速度，rad / s；

ω_n——回旋振动角频率，rad / s；

$Q_3=4m_eG_g$。

可以看到，式(8.3.1)的Q_2、Q_3中包含因子G_g,G_g的大小与频率比h有关。计算时应预选取h值，h值一般只要取等于±一、$\pm\frac{1}{Z_p}$即可。

h为正时为正回旋，h =1 为 1 次正回旋，h =$\frac{1}{Z_p}$时为叶片次正回旋。

h 为负时为逆回旋，h =-1 为 1 次逆回旋，h =-$\frac{1}{Z_p}$ 时为叶片次逆回旋。

1 次正逆回旋的临界转速 $n_{h=\pm1}$ 为：

$$n_{h=\pm1} = 60 f_{h=\pm1} \qquad \text{r / min} \tag{8.3.2}$$

叶片次正逆回旋临界转速 $n_{h=\pm\frac{1}{Z_p}}$ 为：

$$n_{h=\pm\frac{1}{Z_p}} = 60 f_{h=\pm\frac{1}{Z_p}} \frac{1}{Z_p} \tag{8.3.3}$$

8.3.2　传递矩阵法

(1)　简化模型。

采用传递矩阵进行轴系回旋振动计算，一般采用集总元件与分布参数元件相结合的简化模型，如图 8.3.2-1 所示。

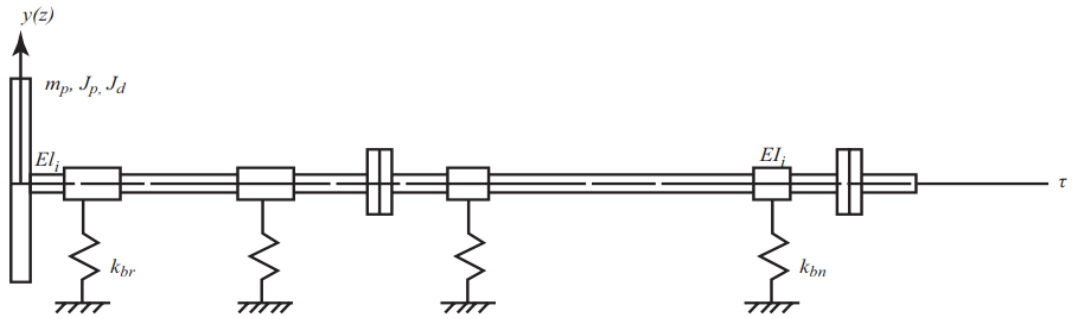


图 8.3.2-1 简化模型

具体简化原则是：

① 螺旋桨简化均质刚性圆盘元件，其质量与转动惯量作为集总参数，应考虑附连水作用；

② 螺旋桨轴、尾管轴、中间轴按自然分段为等截面均质轴段元件。为较清晰地绘制振型曲线，轴段元件可适当细分。一般可以忽略轴段回旋效应及剪力和轴向推力的影响；

③如法兰连接的弯曲刚度与轴相比要大得多，则可不考虑其弯曲变形，直接将两连接法兰作为均质刚性圆盘元件，或轴段元件。当连接螺栓弯曲变形不可忽略时，则可用一弹簧元件代替之；

④ 轴承按弹性铰支处理；

⑤ 轴系尾端螺旋桨的边界为自由端，首端边界条件按其首端元件为飞轮、齿轮箱大齿轮或高弹联轴节分别取为固定端、铰支端或自由端。对于中机型长轴系，首端边界条件对固有频率值影响不大。

对于高速船垫升轴系：

① 风机可简化为刚性圆盘处理，并考虑其陀螺效应；

② 刚性联轴器可作为一个集中质量或分布质量考虑。风机间如采用半刚性联轴器，则把联轴器分成主、从动 2 个单元考虑，并考虑其弯曲和剪切的影响；

③ 计算从泵到高弹性联轴器，高弹性联轴器的边界条件为自由端。

(2) 元件类型及状态矢量。

图 8.3.2-1 所示简化模型包含两类两端元件和一种三端元件。

第一类两端元件为：均质刚性圆盘元件；均质轴段元件。第二类两端元件为支承分支系统各元件，即集总质量元件和弹簧元件。四端元件为支承伪元件，它的两端分别与左右轴段元件相连，另外两端与水平垂直方向的支承系统相连。

第一类两端元件和三端元件的状态矢量Z_i的定义为：

$$Z_i = \{y \quad \theta_z \quad M_z \quad Q_y \quad Z \quad \theta_y \quad M_y \quad Q_z \quad \}_i^T \tag{8.3.4}$$

式中：y、z——水平、垂直方向的挠度，m；

θ_z、θ_y——水平、垂直平面内的转角，rad；

M_z、M_y——水平、垂直平面内的弯矩，Nm；

Q_y、Q_z——水平、垂直方向的剪力，N；

i——下标，表示系统元件编号。

第二类两端元件的状态矢量Z_i的定义为：

$$Z_i = \{y \quad F_y \quad z \quad F_z\}_i^T \tag{8.3.5}$$

式中：y、z——水平、垂直方向的位移，m；

F_y、F_z——水平、垂直方向的力，Nm

i——下标，表示系统元件编号。

状态矢量及其各元素还有上标L、R两种，分别表示元件的左端和右端。

如计算中不考虑支承各向异性，则第一类两端元件和四端元件状态矢量Z_i可简化为：

$$Z_i = \{y \quad \theta \quad M \quad Q\}_i^T \tag{8.3.6}$$

式中：y——挠度，m；

θ——转角，rad；

M——弯矩，N.m；

Q——剪力，N。

第二类两端元件的状态矢量Z_i可简化为：

$$Z_i = \{y_o \quad F_y\}_i^T \tag{8.3.7}$$

（3） 元件的传递矩阵。

在计算回旋振动时，一般不考虑支承各向异性，各元件传递矩阵如下：

① 均质刚性圆盘元件：

均质刚性圆盘元件在水平平面内投影的受力如图 8.3.2-2 所示。

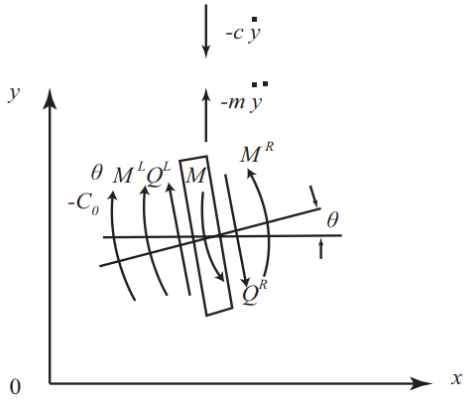


图 8.3.2-2 均质刚性圆盘元件受力

可写出其左右端面状态矢量的关系为：

$$Z_p^R = T_p Z_p^L \tag{8.3.8}$$

式中：Z_p^R、Z_p^L——圆盘元件左右端状态矢量；

T_p——圆盘元件的传递矩阵，即：

$$T_p = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & (j_0 h - 1) J_d \omega_n^2 & 1 & 0 \\ m\omega_n^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.3.9}$$

式中：J_p——圆盘元件极转动惯量，kgm^2；

J_d ——圆盘元件径向转动惯量，kgm²；

m ——圆盘元件质量，kg；

ω_n ——回旋振动圆频率，rad / s；

j_o、h ——同 8.3.1。

如不考虑圆盘的转动惯量，只作为集总质量处理，则其传递矩阵T_p可简化为：

$$T_p = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m\omega_n^{\ 2} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.3.10}$$

② 均质轴段元件：

均质轴段元件为一等截面直圆轴，它在水平平面投影的受力如图 8.3.2-3 所示。

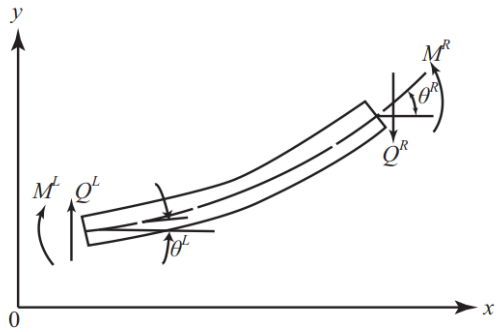


图 8.3.2-3 均质轴段元在水平平面投影的受力

根据左右两端面位移与力的关系，可写出元件两端状态矢量的关系式为：

$$Z_s^R = T_s Z_s^L \tag{8.3.11}$$

式中：T_s ——匀质轴段元件的传递矩阵，即：

$$T_s = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} & T_{14} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} & T_{24} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} & T_{34} \\ T_{41} & T_{42} & T_{43} & T_{44} \end{bmatrix} \tag{8.3.12}$$

式中： $T_{11} = c_o - P_3 c_2$；

$$T_{12}=\frac{1+P_1}{B}[B-P_2P_3]c_1+(P_2P_3^2-BP_3-BP_4)c_3]\ ;$$

$$T_{13}=c_2(1+p_1)(B+P_2K_2^2-P_2P_3)(B-P_2K_1^2-P_2P_3)/BEL(B+P_2P_4-P_2P_3)\ ;$$

$$T_{14}=(1+P_1)^2[-P_3c_1+(B+P_3^2)c_3]/BEI\ ;$$

$$T_{21}=Bc_3/(1+P_1)\ ;$$

$$T_{22}=c_o-P_4c_2\ ;$$

$$T_{23}=\frac{1}{EI}[c_1-(P_2+P_4)c_3]\ ;$$

$$T_{24}=c_2(1+P_1)/EI\ ;$$

$$T_{31}=BEIc_2/(1+p_1)\ ;$$

$$T_{32}=EI[-P_4c_1+(B-P_2P_3+P_2P_4+P_4^2)c_3]\ ;$$

$$T_{33}=co-(P_2+P_4)c_2\ ;$$

$$T_{34}=(1+p_1)[c_1-(P_2+P_3+P)C_3]\ ;$$

$$T_{41}=[BEI(c_1-(P_2+P_3)C_3]/(1+P_1)^2\ ;$$

$$T_{42}=EI[B+p_2p_4-p_2p_3]c_2/(1+p_1)\ ;$$

$$T_{43}=[-P_2c_1+(B+P_2^2+P_2P_4)c_3]/(1+P_1)\ ;$$

$$T_{44}=c_o(P_2+P_3)c_2\ ;$$

其中：$c_o=[K_2^2ch(K_1l)+K_1^2\cos(K_2l)]/(K_1^2+K_2^2)\ ;$

$$c_1=[\frac{K_2^2}{K_1}sh(K_1l)+\frac{K_1^2}{K_2}\sin(K_2l)]/(K_1^2+K_2^2)\ ;$$

$$c_2=[ch(K_1l)-\cos(K_2l)]/(K_1^2+K_2^2)\ ;$$

$$c_3=[\frac{1}{K_1}sh(K_1l)-\frac{1}{K_2}\sin(K_2l)]/(K_1^2+K_2^2)\ ;$$

$$P_1=F_xk/AG\ ;$$

$P_2 = F_x(1+P_1)/EI$；

$P_3 = \rho k\Omega^2 / G$；

$p_4 = -\rho(2h-1)\Omega^2 / E$；

$B = \rho A\Omega^2(1+P_1)^2 / EI$；

$K_{1,2} = [\sqrt{B + \frac{1}{4}(P_2 + P_4 - P_3)^2} \mp \frac{1}{2}(P_2 + P_3 + p_4)]^{\frac{1}{2}}$；

$h = \omega / \Omega$；

$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$；

$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$

$k = 1.11$；

G ——材料剪切弹性模量，N/m^3；

E ——材料弹性模量，N/m^3；

ρ ——材料密度，kg/m^3；

D、d ——轴段外径和内径，m。

③ 法兰连接螺栓弹性元件：

两轴段法兰间连接螺栓弹性元件两端面间状态矢量的关系式为：

$$Z_F^R = T_F Z_F^L \tag{8.3.13}$$

式中：Z_F^R，Z_F^L——连接螺栓左右端状态矢量；

T_F——连接螺栓的传递矩阵，即：

$$T_F = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1/k_f \\ 0 & 1 & 1/k_m & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.3.14}$$

式中：k_f——连接弹簧元件的剪切刚度，N / m；

k_m——连接弹簧元件的弯曲刚度，Nm / rad。

④ 支承元件：

支承元件为三端元件，其左右端与轴段元件相连，第三端与支承分支系统相连。

在集总参数系统模型中，支承元件一般为均质刚性圆盘元件(或集总质量元件)。其受力与变形情况如图 8.3.2-4 所示。

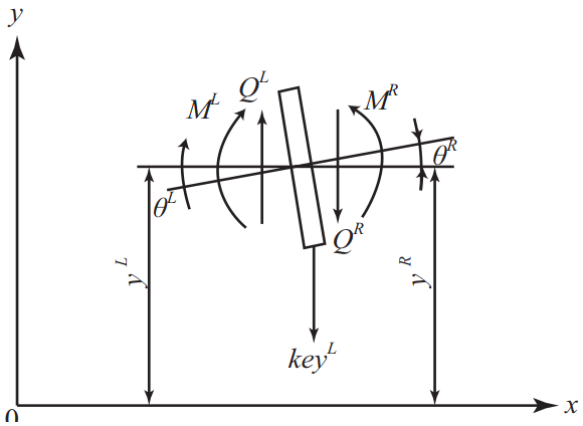


图 8.3.2-4 支承元件受力/变形

当系统以角频率ω_n作简谐振动时，可写出两端面状态矢量关系式为：

$$Z_b^R = T_b Z_b^L \tag{8.3.15}$$

式中：T_b——支承元件传递矩阵，即：

$$T_b = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & (j_0 h - 1) J_d \omega_n^2 & 1 & 0 \\ (m - k_e / \omega_n^2)\omega_n^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.3.16}$$

在混合模型中，轴段总是作为均布质量轴段元件处理的，这时的支承元件是一个无质量、无弹性的伪元件，其传递矩阵T_b可由上式简化为：

$$T_b = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -k_e & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.3.17}$$

式中：k_e——轴承等效刚度，N / mm；

m——圆盘质量，kg；

其他符号同 8.3.1。

⑤ 半刚性弹性联轴器：

半刚性弹性联轴器可分为主、从动两部分，其间状态矢量的关系式为：

$$Z_t^R = T_t Z_t^L \tag{8.3.18}$$

式中：T_t——半刚性弹性联轴器传递矩阵，即：

$$T_t = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1/k_j \\ 0 & 1 & 1/k_w & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.3.19}$$

式中：k_j——半刚性弹性联轴器的剪切刚度，N / m；

k_w——半刚性弹性联轴器的弯曲刚度，Nm / rad。

(4) 传递矩阵法(MP 法)。

传递矩阵法(MP 法)由于具有简单、灵活，易于编制程序，对计算机内存要求不高，花费机时较短等优点，是轴系振动分析的传统基本方法，至今仍得到广泛应用。

① 频率方程：

对于第 i 个元件，建立左右端状态矢量间传递矩阵：

$$\{Z\}_i^R = [T]_i \{Z\}_i^L \tag{8.3.20}$$

式中：$[T]_i$——第 i 元件的传递矩阵；

$\{Z\}_i^L$、$\{Z\}_i^R$——第 i 元件左右端状态矢量。

根据各元件的传递矩阵 $[T]_i$，可得到系统的累积矩阵 $[T]_n$：

$$[T]_n = \prod_{i=1}^{n} [T]_i \tag{8.3.21}$$

系统的传递矩阵：

$$\{Z\}_n^R = [T]_n \{Z\}_1^L \tag{8.3.22}$$

式中：$\{Z\}_n^R$、$\{Z\}_1^L$——分别为主支末始端的状态矢量。

所以，当主支末端为自由端时，其频率方程为：

$$R_{es}(\omega_n)=\begin{vmatrix} T_{r13} & T_{r14} \\ T_{r23} & T_{r24} \end{vmatrix} \tag{8.3.23}$$

同理，主支末端为固定端时频率方程为：

$$R_{es}(\omega_n)=\begin{vmatrix} T_{r33} & T_{r34} \\ T_{r43} & T_{r44} \end{vmatrix} \tag{8.3.24}$$

主支末端为铰支时频率方程为：

$$R_{es}(\omega_n)=\begin{vmatrix} T_{r13} & T_{r14} \\ T_{r33} & T_{r34} \end{vmatrix} \tag{8.3.25}$$

② 固有频率计算：

采用试算法求固有频率。固有频率计算时，一般可不计阻尼的影响，其计算步骤为：

(a) 确定频率方程ω与ω_n的关系，即给$h=\omega/\omega_n$赋值，一般只要求 1 次和叶片次，最多到 2 倍叶片次正逆回旋固有频率；

(b) 假定一系列试算频率ω_0、$\omega_0+\Delta\omega$、$\omega_0+2\Delta\omega$……。其中ω_0为试算频率初值，$\Delta\omega$为试算频率步长；

(c) 对于每一试算频率，按式(8.3.21)计算主支的累积矩阵。根据右端边界条件，按式(8.3.23)至式(8.3.25)计算频率多项式 Res(ω_n)的值。当前后两个试算频率得到的频率多项式值(称剩余值)异号时，该两试算频率间的频段上存在一个零值，也就是有一个满足边界条件的频率值，这就是系统的固有频率。可用插值法搜索求根。

③ 固有振型计算：

以末端边界自由端为例来说明。求出固有频率后，可得：

$$\theta_1^L=-\frac{T_{r13}}{T_{r14}}y_1^L=ay_1^L$$

式中：$a=-\dfrac{T_{r13}}{T_{r14}}$

则：

$$Z_1^L=\begin{Bmatrix}y\\ \theta\\ M\\ Q\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}1\\ \alpha\\ 0\\ 0\end{Bmatrix}y_1^L \tag{8.3.26}$$

由各元件的累积矩阵 T_n 即可求得各元件右端状态矢量为：

$$Z_1^R=T_1Z_1^L\begin{Bmatrix}\beta_1\\ \beta_2\\ \beta_3\\ \beta_4\end{Bmatrix}_1 y_1^L \tag{8.3.27}$$

$$Z_2^L=T_{r2}Z_1^L=\begin{Bmatrix}\beta_1\\ \beta_2\\ \beta_3\\ \beta_4\end{Bmatrix}_2 y_1^L \tag{8.3.28}$$

……

$$Z_n^R=T_{rn}Z_1^L=\begin{Bmatrix}\beta_1\\ \beta_2\\ \beta_3\\ \beta_4\end{Bmatrix}_n y_1^L \tag{8.3.29}$$

式中 β_1、β_2、β_3、β_4 分别为各元件右端截面挠度、转角、弯矩、剪力与计即螺旋桨挠度的相对比值。假设 y_1^L，由各元件右端挠度 β_1 就得到系统的固有振型。同样，由各元件右端的 β_2、β_3、β_4 就得到转角、弯矩、剪力的相对幅值曲线。

(5) 改进传递矩阵法(RMP 法)。

① 频率方程：

对于轴系较长、轴承支承和圆盘较多且支承刚度较大、固有频率较多时，传递矩阵法(MP 法)可能发生数值不稳定现象，这是频率多项式发生不规则跳动。产生不稳定现象的原因是由于系统剩余量为大数小差问题。为改善 MP 法数值不稳定现象，将采用改进传递矩阵法(RMP 法)。

将系统元件的状态矢量中 4 个元素按系统左端边界条件分为两组，一组为左端边界上具有零的元素，另一组是非零元素。

$$\{Z\}_i=\begin{Bmatrix}M\\Q\\y\\\theta\end{Bmatrix}_i=\begin{Bmatrix}U\\V\end{Bmatrix}_i \tag{8.3.30}$$

式中：$\{U\}_i=\begin{Bmatrix}M\\Q\end{Bmatrix}_i$；$\{V\}_i=\begin{Bmatrix}y\\\theta\end{Bmatrix}_i$ 。

在同一端面状态矢量 Z_i^L 中的 U_i^L, V_i^L 元件间建立 Riccati 变换关系，即：

$$[U]_i^L=[R]_i^L[V]_i^L \tag{8.3.31}$$

式中 $[R]_i^L$ ——元件 i 端 Riccati 传递矩阵。

对于第 n 个元件左端，得：

$$\begin{Bmatrix}M\\Q\end{Bmatrix}_n^R=\begin{bmatrix}R_{11}&R_{12}\\R_{21}&R_{22}\end{bmatrix}_n^R\begin{Bmatrix}y\\\theta\end{Bmatrix}_n^R \tag{8.3.32}$$

RMP 法频率方程为：

自由端：

$$R_{es}(\omega_n)=\begin{vmatrix}T_{r13}&T_{r14}\\T_{r23}&T_{r24}\end{vmatrix}=\left|R_n^R\right|\left(\prod_{i=n-1}^{0}\left|[T_{21}R+T_{22}]_i^R\right|\right)=0 \tag{8.3.33}$$

固定端：

$$R_{es}(\omega_n)=\begin{vmatrix}T_{r33}&T_{r34}\\T_{r43}&T_{r44}\end{vmatrix}=\prod_{i=n-1}^{0}\left|[T_{21}R+T_{22}]_i^R\right|=0 \tag{8.3.34}$$

简支端：

$$R_{es}(\omega_n)=\begin{vmatrix}T_{r13}&T_{r14}\\T_{r33}&T_{r34}\end{vmatrix}=(-1)^k\left|(R_{12})_n^R\right|\left(\prod_{i=n-1}^{0}\left|[T_{21}R+T_{22}]_i^R\right|\right)=0 \tag{8.3.35}$$

式中：k ——$[R_{12}]_n^R$ 的价数。

② 固有频率计算：

根据频率方程计算频率多项式 $R_{es}(\omega_n)$ 的值。当前后两个试算频率得到频率多项式值(剩余量)异号时，该两试算频率间存在一个值，也就是系统的固有频率。可用插值法求根。

③ 固有振型计算：

求得频率后，确定系统右端状态矢量各非零元素间的比例关系，然后从右到左递推求出轴端元件端面的状态矢量，求得固有振型。

(6) 共振转速计算。

共振转速n_h按下式计算：

$$n_h = 9.55|h|\omega_n \quad \text{r / min} \tag{8.3.36}$$

式中：h——计算固有频率时采用的频率比；

ω_n——频率比为h时的固有频率，rad / s。

(7) 刚性支承时轴系固有频率计算。

在某些船舶中，轴承特别是中间轴承的刚度要比轴系刚度高得多，为保证计算精度和计算时不致引起数据溢出，最好采用不同于弹性支承的计算方法。

所谓刚性支承，即该支承点的挠度为零。由于支承反力，在支承点截面处剪力将产生突变。

处理刚性支承的方法有好几种，这里只介绍一种修正传递矩阵法，即在支承点按支承条件修正传递矩阵。

刚性支承处理方法，是在刚性支承左端，按支承条件，去掉状态矢量中的一个未知元素(θ或y)，换另一个未知元素(支反力R)。在传递过程中，每遇到一个刚性支承，都这样更换一次，直到系统右端为止，根据右端边界条件，得到频率方程。

计算步骤同 8.3.2(4) ②。

8.4 衡准

8.4.1 规范要求

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇 12.4.3 对轴系回旋振动要求如下：

对具有人字架的轴系、万向轴的轴系，叶片次正回旋共振转速不应在 r=（0.85～1.0）范围内出现，1 次正回旋共振转速应大于额定转速 20% 以上。

8.5 预防措施

8.5.1 调频

(1) 改变螺旋桨叶片数。

改变螺旋桨叶片数(通常是减少叶片数)，可能把叶片次临界转速改变很多，其效果往往是其他措施所不及的，但这一措施不能调整 1 次临界转速。

(2) 改变轴系尺寸。

主要是改变轴系直径，通常都是加大螺旋桨轴轴径，使刚度增加，同时又增大质量与转动惯

量，其综合效果是增大固有频率。

(3) 调整轴承间距。

调整轴承间距，特别是调整尾管前后轴承或靠近螺旋桨的最后两个轴承之间的距离，对回旋振动固有频率影响较大。减小轴承间距，可提高固有频率，但应防止由于间距过小引起轴承负荷分配不合理。增加轴承间距，可能产生轴系的回旋振动，或轴承负荷偏大。详见第 9 章 9.2.2 轴承间距控制的建议。

(4) 轴系合理校中。

轴系校中应满足规范要求，以使轴系各轴承为正负荷，特别是尾管轴承和中间轴轴承应在各种船舶工况下，均处于正负荷状态。

8.5.2 减小激励力

在大型船舶中，由于主机功率增大，螺旋桨激励增加，即使在运转转速范围内没有产生共振，也可能使回旋振动响应大到不可忽视的程度，解决振动问题的根本途径，是减小螺旋桨的激励力。

8.6 审图与检验

8.6.1 审图

（1）检查计算参数与送审的相关图纸、计算文件等相一致；

（2）检查轴系回旋振动当量参数的准确性；

（3）使用 CCS-COMPASS 软件进行复核计算；

（4）提出审批意见；

（5）如计算发现叶片次正回旋共振转速接近 0.85 额定转速，或 1 次正回旋共振转速接近额定转速时，应提出实测要求。

8.6.2 检验

（1）如审图意见提出实测要求，则验船师在审批航行试验大纲时应予确认；

（2）确认测量单位和人员的资质；

（3）轴系回旋振动测量，符合本指南第 14 章的有关要求；

（4）审查回旋振动测量报告；

（5）确认实测结果仍满足规范要求；

（6）必要时，应将回旋振动测量报告转交给审图单位复核。

第 9 章 轴系校中

9.1 概述

9.1.1 推进轴系校中

按照要求并采用相应方法，把推进轴系的螺旋桨轴、尾管轴（如有时）、中间轴、推力轴和发动机轴（柴油机或齿轮箱）敷设成一定状态，称为轴系校中。

船舶推进轴系安装是船舶建造中重要的一环，轴系安装应按批准的轴系校中计算结果和对应的安装工艺进行。能否正确合理进行轴系校中设计和安装，直接影响到船舶轴系的安全运转，因轴系校中不良而引起的故障时有发生，特别是近年来，大型低速柴油机轴系也出现因轴系校中不良而引起的轴系故障。

CCS 根据多年研究结果，并结合国内外轴系校中的实践经验，编写本章指导性文件，以供有关方参考使用。

本章中除涉及规范内容外，还为船舶轴系校中设计、使用、审图和检验澄清一些问题，以确保规范要求与实施的一致性。此外，本章也可帮助行业改进和完善轴系校中设计方法。

CCS 于 20 世纪 80 年代研究开发的轴系校中计算程序，经过不断更新完善，可用于轴系校中设计、审图和轴系故障分析评估用。

9.1.2 推进轴系校中不良的危害

轴系校中不良可能不同程度导致下列危害出现：

（1）支承螺旋桨的轴承负荷过大，特别是轴承后端出现过大的局部负荷，加速了轴承的磨损或损坏，如图 9.1.2 所示；

（2）尾管前轴承负荷很小，甚至出现负负荷，改变轴承间距，使轴系回旋振动固有频率下降，回旋振动共振转速可能落入常用转速范围内；

（3）尾管前轴承密封装置破坏；

（4）中间轴轴承磨损或损坏；

（5）柴油机最后 1～3 个主轴承磨损或损坏；

（6）齿轮传动轴系的减速大齿轮前后两轴承的轴承负荷差过大，破坏油膜建立，导致齿轮啮合不良，严重时产生齿击振动，推力块及推力轴承发热、轴承合金烧熔等；

（7）引起船体尾部振动。

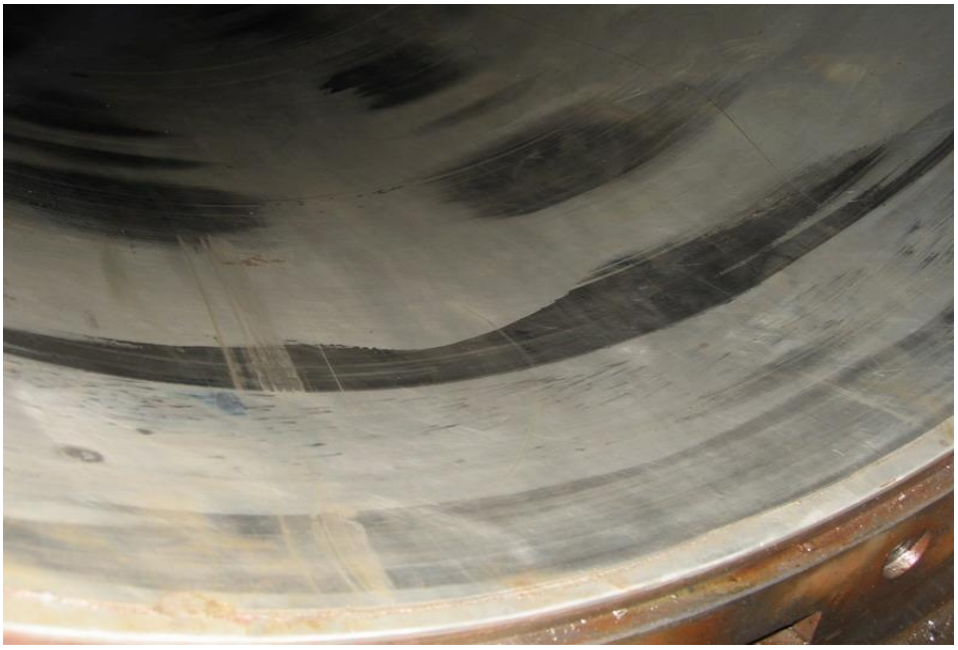


图 9.1.2 轴系校中不良而产生尾管后轴承烧熔情况

9.2 轴承数量及其布置

9.2.1 规范的规定

CCS《钢质海船入级规范》（2009）第 3 篇第 12 章轴系振动与校中有关规定如下：

主推进轴系的校中和轴承的布置，应使轴系具有合理的轴弯曲力矩和轴承反力，并使由于船体变形或轴承磨损而对轴系校中产生的影响减到最小。

轴承的数量及其布置应合理。轴承的间距既不能太小，也不能太大。轴承间距太小，由于船体变形、冷热态变化以及轴承磨损等情况而对相邻轴承的负荷影响很大，易造成轴承负荷不均，甚至超负荷。轴承间距太大，可能产生轴系的回旋振动，或轴承负荷偏大。

9.2.2 轴承间距控制的建议

在轴系设计时，对轴承数量及其布置，可按下述建议轴承间距进行控制。

（1）轴承最小间距 $L_{\min}$ 为：

$$L_{\min} \geq 5.5\sqrt{d} \quad \text{m} \tag{9.2.1}$$

式中：d ——轴承之间的轴直径(m)。

（2）轴承最大间距。

① 轴承间距 L 一般为：

$$L \leq K_1\sqrt{d} \quad \text{mm} \tag{9.2.2}$$

式中：d ——规范要求的直径，mm；

K_1=450——油润滑白合金轴承；

K_1=280——油脂润滑灰铸铁尾管轴承；

K_1=280-350——尾管和尾轴架水润滑橡胶轴承。

对转速大于 350r/min 的轴，轴承间距 L 一般为：

$$L \le K_2\sqrt{\frac{d}{n}} \quad \text{mm} \tag{9.2.3}$$

式中：d ——规范要求的直径，mm；

n ——轴转速，r/min；

K_2=8400——油润滑白合金轴承；

K_2=5200——油脂润滑灰铸铁尾管轴承、尾管和尾轴架水润滑橡胶轴承。

② 建议尾管前后轴承的间距 L 为：

$$L \le 0.3\sqrt{d} \quad \text{m} \tag{9.2.4}$$

式中：d ——螺旋桨轴的基本直径（mm）。

（3）推力轴轴承（或大齿轮轴后轴承）与其后第 1 个轴承的距离。

推力轴轴承 / 大齿轮轴后轴承，与其后第 1 个中间轴轴承或螺旋桨轴前轴承（无中间轴时）的距离 L，对轴系校中有较大的影响，特别是由于船体变形或轴承磨损后，对轴承负荷影响较大。

推力轴轴承（或大齿轮轴后轴承）与其后第 1 个轴承的距离 L 为：

齿轮传动装置的短轴系：$10d < L < 12d$ mm (9.2.5)

柴油机直接传动轴系：$6d < L < 12d$ mm (9.2.6)

式中：L ——推力轴轴承（或大齿轮轴后轴承）中心与其后第 1 个轴承中心之间的距离，mm；

d ——轴直径，mm。

（4）瓦锡兰（WÄRTSILÄ）公司建议的轴承间距。

对中间轴轴承的间距包括与柴油机最后轴承的间距，瓦锡兰公司建议为式(9.2.2)值的 70%。

9.2.3 实例计算

以中间轴直径为 200mm、螺旋桨轴直径为 250mm 进行计算，其结果如表 9.2.3 所示。

轴承间距计算 **表 9.2.3**

轴直径(mm）	轴承最小间距(m)	轴承最大间距(350 r/min 以下油润滑白合金轴承）(m)	瓦锡兰公司建议的中间轴轴承最大间距(m)	推力轴轴承中心与其后第 1 个轴承中心之间的距离(m)	大齿轮轴后轴承中心与其后第 1 个轴承中心的距离(m)
中间轴 200	2.4～2.46	4.2	3	1.2～2.4	2.0～2.4
螺旋桨轴 250	2.74～3.0	4.7～6.3			

9.3 轴系校中原理及其校中方法

9.3.1 简述

（1）轴系校中。

船舶轴系校中，就是按一定要求和方法，把螺旋桨轴、尾管轴（如有时）、中间轴、推力轴和发动机轴（柴油机或齿轮箱）敷设成一定状态，使轴承负荷、或/和轴附加弯曲应力、或/和螺旋桨轴转角等，处于允许范围内的设计和安装过程，从而保证船舶轴系的安全使用。图 9.3.1-1 所示为某集装箱船的轴系布置图。

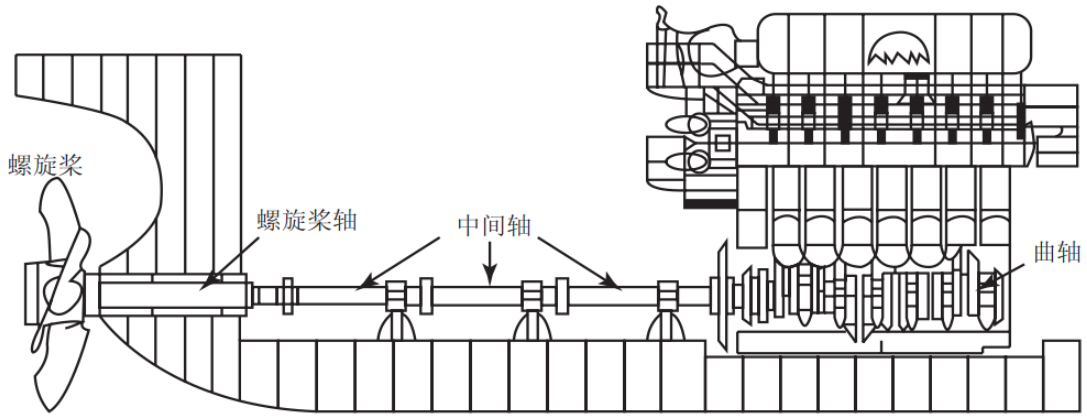


图 9.3.1-1 某集装箱船的轴系布置图

（2）轴系校中安装过程。

根据所选的轴系校中原理及其校中方法，轴系校中安装过程主要包括（适用时）：

——确定轴系参考线；

——尾管轴承斜膛孔或轴承倾斜；

——柴油机底座预先开口；

——初步确定中间轴轴承位移、齿轮箱轴承和主机轴承位移；

——调整法兰开口和偏移；

——连接法兰螺栓，轴承负荷验证测量；或轴承负荷测量、调整；

——确定中间轴轴承、齿轮箱和主机垫片高度；

——固定中间轴轴承、齿轮箱和主机底座螺栓；

——轴承负荷复核测量；

——检查齿轮箱啮合情况；

——检查曲轴臂距差。

(3) 轴系参考线。

根据船舶设计需要，推进轴系可采用不同的布置形式。推进轴系一般采用直线布置，也有采用斜线布置，而轴系校中的首要工作是确定轴系参考线——理论中心线，就是确定轴系中心线与船体基线的布置形式。

如何确定轴系参考线，由船厂决定。因为最终的轴系中心线，是由所采取的轴系校中原理及其校中方法确定的，如轴系参考线不直接作为轴系校中原理及其校中方法的一部分，则不作为检验项目。

轴系参考线可使用光学仪、激光准直仪或拉线法等方法确定，如图 9.3.1-2 和 9.3.1-3 所示。尾基准点标定板置于尾管后轴承后面，首基准点标定板一般置于机舱前舱壁上。

轴系参考线确定后，可进行尾管加工或安装。然后根据采用的轴系校中原理及其校中方法，进行轴系校中、安装。

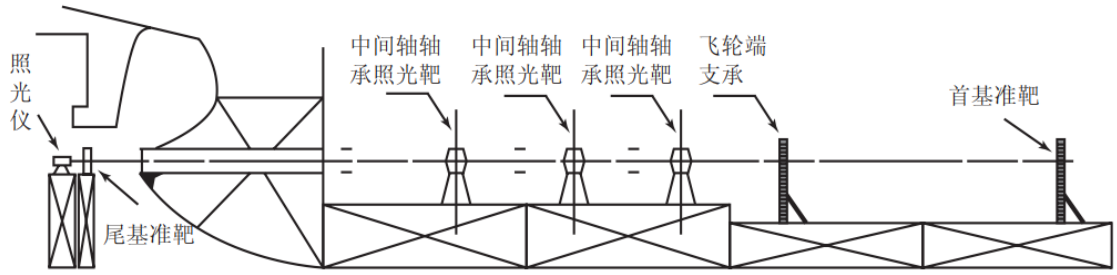


图 9.3.1-2　照光法确定轴系参考线

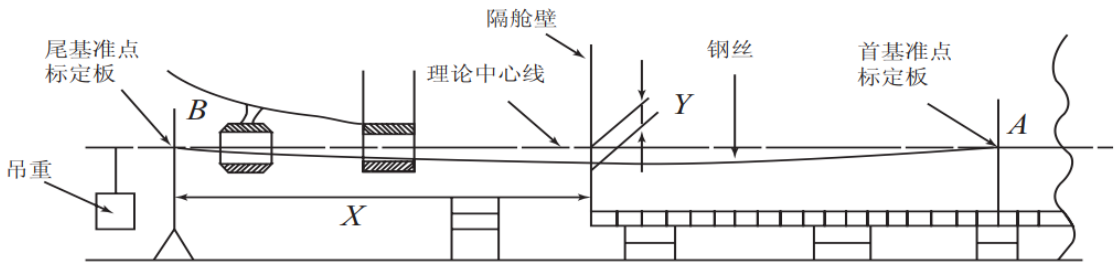


图 9.3.1-3　拉线法确定轴系参考线

（4）轴系校中原理。

船舶的主推进轴系校中，按轴系校中原理，目前可分为 3 种：轴系直线校中、轴系轴承负荷校中、轴系合理校中。民用船舶主要采用轴系直线校中和轴系合理校中。

轴系校中原理及其校中方法如图 9.3.1-4 所示。

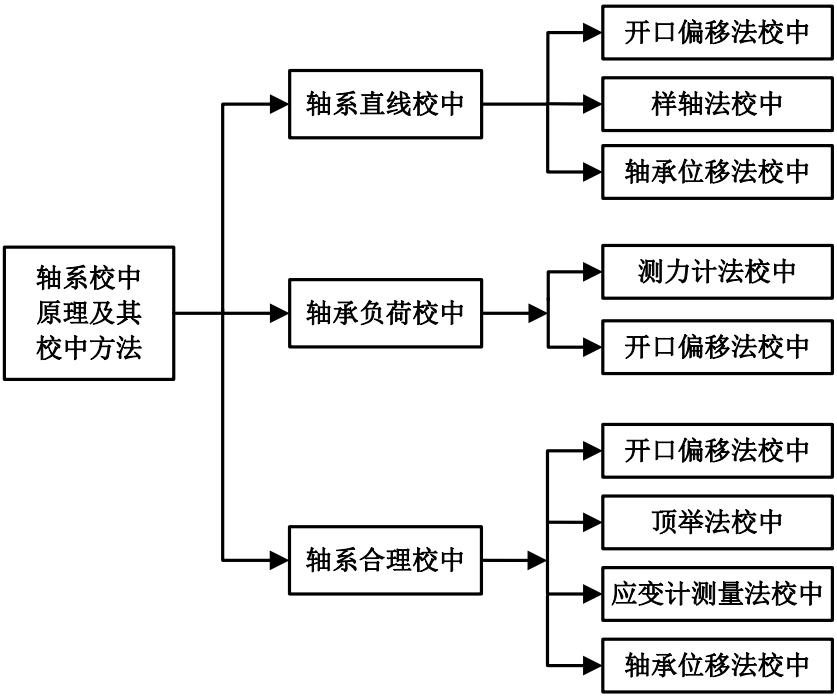


图 9.3.1-4 轴系校中原理及其校中方法

（5） 轴系校中方法

不同的轴系校中原理，可有采用几种校中方法；反之，一种校中方法，可适用于不同的校中原理。如开口偏移法校中可适用于：轴系直线校中、轴承负荷校中和轴系合理校中；轴承位移法校中可适用于：轴系直线校中和轴系合理校中。

（6）轴承位移。

轴承中心线距轴系理论中心直线的垂向距离称为轴承位移。根据坐标系规定，轴承位移相对轴系理论中心直线，一般向下为正值，向上为负值；有的向下为负值，向上为正值。

（7）开口和偏移。

理论上，如未连接两法兰达到同轴，则相邻两根轴亦同轴；反之亦然。

由于轴的自重、轴承位移、安装误差、船体变形等原因，使未连接法兰偏离理论轴心线。表示偏离理论轴心线法兰参数的名称不尽相同，但含义是相同的。本指南定义如图 9.3.1-5 所示：

开口(GAP)：系指未连接两法兰的轴心线交叉成一定角度，其与法兰直径之积称为开口；两法兰上缘轴向之间距离大于下缘轴向之间距离，称为上开口（负值）；反之为下开口（正值）。

偏移(SAG)：系指未连接两法兰的轴心线不重合，两法兰上缘或下缘之间的距离称为偏移；后轴（左）法兰高于前轴（右）法兰，偏移为正值；反之为负值。

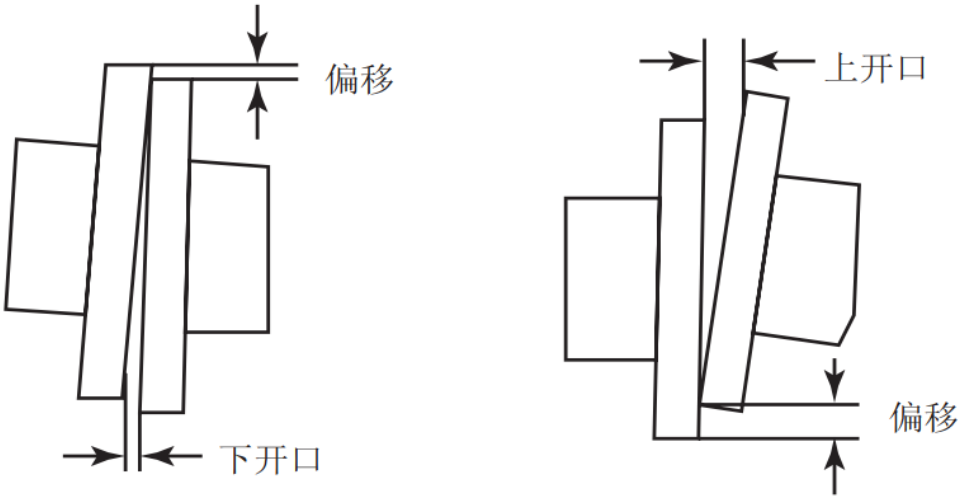


图 9.3.1-5 法兰的开口和偏移

9.3.2 轴系直线校中

（1）轴系直线校中原理。

轴系直线校中原理，就是把螺旋桨轴、尾管轴（如有时）、中间轴、推力轴和齿轮箱或柴油机排成一条直线的安装过程。轴系直线校中，过去应用比较普遍，这是因为长时间人们认为整根轴系排成直线是合理的。轴系直线校中，即所谓 0—0 校中，螺旋桨轴和尾管轴、中间轴、齿轮箱轴或柴油机轴是处在轴系理论中心线直线上；轴系中心线呈直线状态，如图 9.3.2 所示。

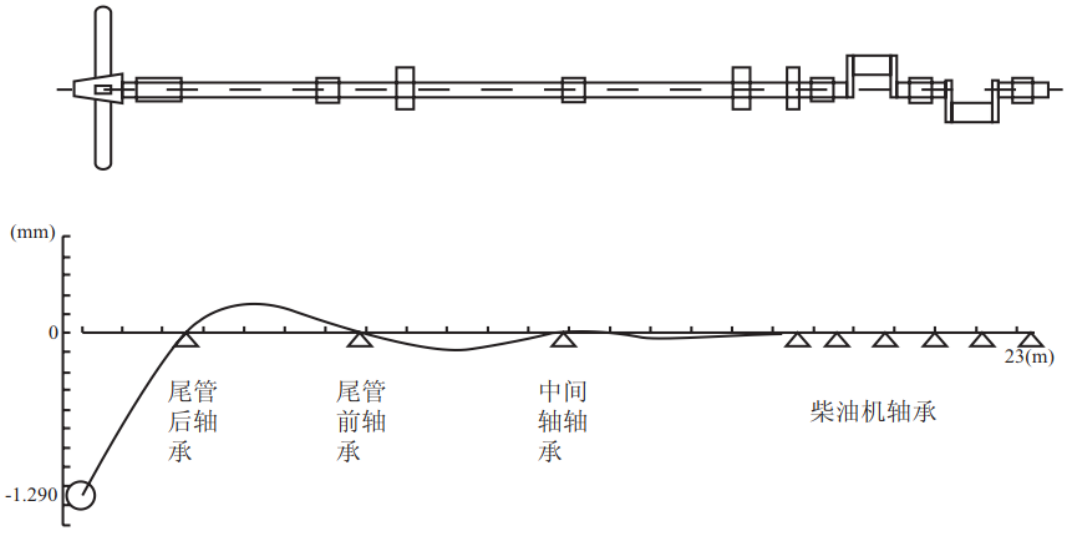


图 9.3.2 轴系直线校中轴系中心线状态

轴系直线校中可不必进行理论校中计算，因此不能反映轴系校中的实际受力及变形状况、实际轴承负荷情况。在轴系设计阶段，无法对不合理的因素致使可能出现轴系各轴承实际负荷分配不良等情况进行预报，存在一定的隐患和风险。因此，目前民用小型船舶轴系，一般可采用开口偏移法的直线校中。

凡采用确定轴系理论中心线的方法，均可适用轴系直线校中。

（2）直线校中实施。

对直线校中的实施，相应可采用 3 种方法：

① 开口偏移法校中，调整未连接的法兰开口和偏移值，使之各对法兰的开口和偏移在 0.08mm 范围内，认为轴承的位移处在一条直线上，以开口和偏移值为依据；

② 样轴法校中；

③ 轴承位移法校中，可用拉线法或光学仪器法等方法，使各轴承的位移为 0。

（3）轴系直线校中控制要素。

轴系直线校中，可从以下 4 个要素进行控制：

① 轴承的长度应满足规范的要求，或应符合设计惯例；

② 轴承的间距应布置合理，既不能太长，也不能太短；

③ 为减少轴和法兰自重的影响，安装时，应在适当位置设临时支承；并控制法兰的开口和偏移值；或采用拉线法或光学仪或激光准直仪等方法，使轴承位移为 0；

④ 主机臂距差或齿轮啮合情况，应符合制造厂的规定。

9.3.3 轴系轴承负荷校中

（1）轴承负荷校中原理。

轴承负荷校中原理，就是认为所有中间轴的自重 W 系由其支撑的所有中间轴轴承 n 平均承担，即平均负荷 $\pm P = W/n$。同时，应使尾管前轴承的附加允许负荷为 $\pm P_{尾}$（$P_{尾}$ 为尾管前轴承设计负荷），推力轴承的附加允许负荷为 $\pm 0.5P_{推}$（$P_{推}$ 为推力轴承设计负荷），但均应不超过规范规定的负荷值。

轴承负荷校中，有的称测力计法校中，就是先对螺旋桨轴和尾管轴与齿轮箱或柴油机进行初步校中，然后把轴系法兰连接螺栓全部连接起来，通过调整中间轴轴承位移——在轴承座下面安装测力计，使尾管前轴承、中间轴轴承、推力轴轴承的实际负荷，处在规定范围内的安装过程。轴承负荷校中，螺旋桨轴和尾管轴、齿轮箱轴或柴油机轴，是处在轴系理论中心线直线上，而中间轴轴承不在轴系理论中心线直线上；轴系中心线在中间轴处呈曲线状态，如图 9.3.3 所示。

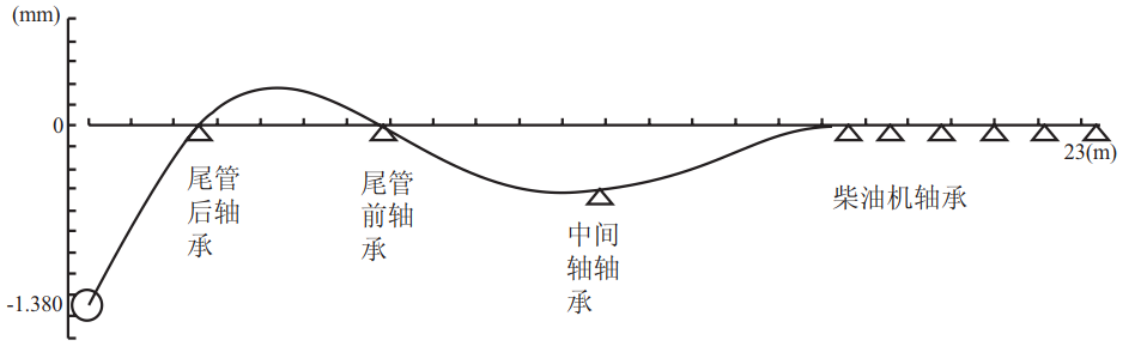


图 9.3.3 轴系轴承负荷校中轴系中心线状态

轴承负荷校中不必通过理论校中计算，因此不能反映轴系校中的实际受力及变形状况；在轴系设计阶段，无法对不合理的因素致使可能出现轴系各轴承实际负荷分配不良等情况进行预报，也不能判断轴的弯曲情况、以及尾管后轴承倾角情况等，也存在一定的隐患和风险。因此，目前小船轴系仍可采用轴承负荷法校中；军船比较多采用轴承负荷法校中。

目前，有的把轴承负荷法校中与合理校中的顶举法（Jack-up）校中相混淆，实际上，两者存在本质不同。前者是根据中间轴轴承平均负荷 $P=W/n$ 结果，仅对中间轴轴承进行负荷测量、调整的方法。后者是根据轴系合理校中计算结果，对有关轴承进行轴承负荷测量、调整的方法。

（2）轴承负荷校中实施。

对轴承负荷校中的实施，相应可采用 2 种方法：

① 测力计法校中，通过装在各中间轴轴承座上的测力计进行测量调整，使之各有关轴承负荷处在允许范围内，以有关轴承负荷为依据；

② 开口偏移法校中，根据轴承允许负荷确定各对连接法兰开口和偏移值，使之调整未连接的法兰开口和偏移值在一定范围内，以开口和偏移值为依据。

（3）轴承负荷法校中控制要素。

轴承负荷法校中，可从以下 4 个要素进行控制：

① 轴承的长度应满足规范的要求，或应符合设计惯例；

② 轴承的间距应布置合理，既不能太长，也不能太短；

③ 用测力计测量中间轴轴承的实测负荷，应满足规范的要求；中间轴轴承负荷应尽量均匀，一般为中间轴轴承平均负荷的 0.5～1.5 倍；或通过计算转化为控制法兰的开口和偏移值；

④ 主机臂距差或齿轮啮合情况，应符合制造厂的规定。

9.3.4 轴系合理校中

（1）轴系合理校中原理。

轴系合理校中原理，就是把轴承负荷、螺旋桨轴在尾管后轴承处的相对倾角、轴弯曲应力作

为限制条件，通过理论计算，以确定轴系中心线，并转化为各轴承位移的设计和安装过程。

轴系合理校中，一般螺旋桨轴和尾管轴是处在轴系理论中心线直线上，而中间轴轴承和齿轮箱轴或柴油机轴不在轴系理论中心线直线上；轴系中心线呈现曲线状态，如图 9.3.4 所示。

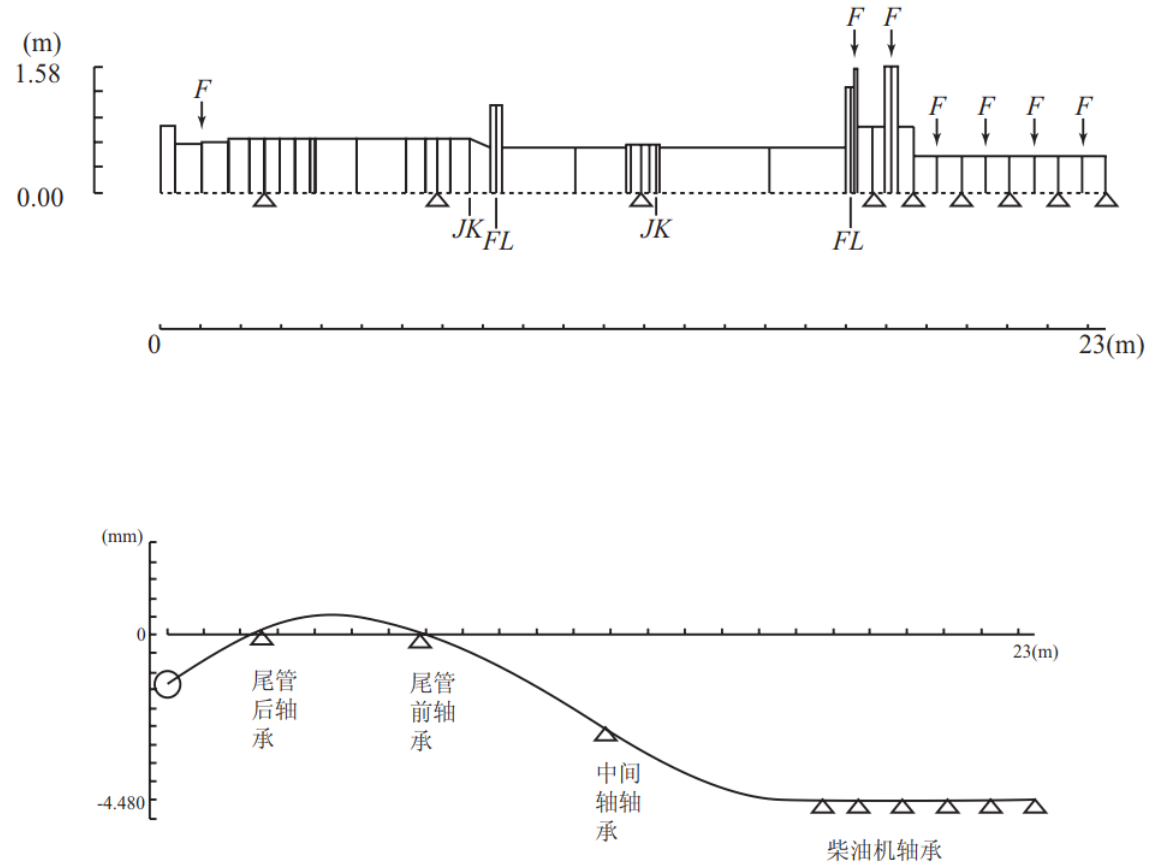


图 9.3.4 合理校中轴系中心线状态

轴系合理校中，一般通过调整合理布置轴系轴承位置达到。推进轴系沿船舶纵向直线布置，轴承位置只在平面内二维自由度变动。轴系布置图确定后，轴承纵向位置一般不再改变，轴系校中轴承位置只在垂向可调整轴承位移。推进轴系合理校中，实际上是轴系校中设计，包括轴系轴承布置、轴系校中计算、轴系校中说明（校中条件、校中步骤）、轴系校中检验。因此，合理校中可适用于所有船舶推进轴系，特别是螺旋桨轴直径在 250mm 及以上的推进轴系。

轴系合理校中计算，是使轴系校中参数满足规范要求并求得各轴承相应位移值，从而确定安装状态各轴承位移值，完成热态或运转状态、冷态和安装状态整个轴系校中的计算。

轴系合理校中设计，是轴承布置、校中计算包括相适应的安装工艺参数计算，以及轴系进行校中安装的总称。轴系校中的设计与安装是紧密联系的一个整体。

因此，能直接反映出计算的轴系中心线的轴系参数有：未连接的各法兰的开口和偏移、各轴承的负荷、各轴承的位移。

（2）轴系合理校中实施。

对轴系合理校中的实施，相应可采用 4 种方法：

① 法兰开口偏移法校中，调整未连接法兰开口和偏移值，使之符合校中计算书的要求；

轴系法兰螺栓连接后，一般用顶举实验（Jack-up Test），选 1～2 个有代表性的轴承，进行负荷测试验证；以开口和偏移值为依据；

② 顶举法（Jack-up Method）校中，调整未连接法兰开口和偏移值，仅作为中间过程；轴系法兰螺栓连接后，一般用顶举实验，测量、调整尾管前轴承到主机最后第 3 个主轴承或齿轮箱后轴承的负荷，使之符合校中计算书的要求，以测量轴承负荷值为依据；

③ 应变计测量法校中，通过直接测量轴的应变，再换算成轴承负荷，使之符合校中计算书的要求；以轴承负荷为依据；

④ 轴承位移法校中，可用光学仪或激光准直仪等方法，调整各轴承的位移，使之符合校中计算书的要求；以轴承位移为依据。

9.3.5 轴系合理校中应用情况

自 20 世纪 80 年代开始，轴系合理校中开始在国内应用，均采用开口偏移法校中，以船舶标准指导性文件《船舶推进轴系校中》（CB/Z338－1984）、ZC《船上有害振动的预防》（1986）、CCS《船上振动控制指南》（2000）进行推广的。近几年，由于柴油机厂对柴油机轴承负荷有相应要求，而且在轴系校中后又要求调试，故比较多直接采用顶举法校中，但已改变轴系校中状态。有的甚至按直线校中进行轴系定位，然后按开口偏移法确定中间轴轴承位移、齿轮箱轴承位移或/和主机轴承位移，再采用顶举法进行轴承负荷测量、调整，但易产生不一致或界限不明情况。

轴系合理校中包括：

（1）轴系静态校中。

目前轴系合理校中基本都采用静态校中。静态校中假定轴系各个轴承为刚性支点，推进轴系视为放置在刚性铰支上的连续梁。静态校中一般考虑轴系的 3 种状态：

① 热态。

热态为轴系运行时状态。热态需考虑由于柴油机机座温度升高而引起曲轴轴承的升高量，或齿轮箱机座温度升高大齿轮轴轴承的升高量，以及中间轴轴承下方双层底舱油温升高的升高量（如有时）。

热态作用载荷有：螺旋桨、轴段、柴油机飞轮、链传动的作用力、齿轮箱减速齿轮的大齿轮重量等；以及轴系运行时齿轮箱减速齿轮传递扭矩等。

② 冷态。

冷态为轴系连接安装后静止时状态。作用载荷有：螺旋桨、轴段、柴油机飞轮、齿轮箱减速齿轮的大齿轮重量、链传动的作用力等。

③ 安装状态。

安装状态为轴系所有的轴还未连接，或某几根轴已连接起来进行安装的状态。轴承位移值、作用载荷均与轴系冷态相同；但为便于安装，可考虑增加临时支承(T.S)与辅助安装外力载荷等。

（2）轴系动态校中。

轴系动态校中更接近轴系实际工作状况，能更好地提高轴系校中质量和轴系运行可靠性。

动态校中计算除考虑在轴系作用的静外力及工作温升影响外，还计入作用在轴系上的动外力和力偶、轴承的油膜及结构弹性、船体装载变形等影响。

目前，工程应用中尚未有符合定义的轴系动态校中。

（3）轴系运转状态校中。

① 运转状态校中考虑的内容。

轴系运转状态校中是更合理、更接近实际情况的轴系校中状态。

所谓轴系运转状态校中计算，系指计入轴系运转状态所产生的有关力和力矩时的校中计算。与热态校中计算相比，运转状态校中计算还应计入下列力和力矩：

——螺旋桨水动力产生的力矩；

——作用在船体上的推力；

——作用在推力轴承上的弯矩；

——齿轮力。

② 螺旋桨水动力产生的力矩。

在船舶处于满载工况时，螺旋桨产生的推力偏心一般在螺旋桨的上方，如图 9.3.5-1 所示；计入螺旋桨弯矩后，可使尾管后轴承负荷减少，尾管前轴承负荷增加，这对改善尾管轴承的润滑和受力情况是有益处的。而在船舶压载时，螺旋桨产生的推力偏心一般在螺旋桨的下方；计入螺旋桨弯矩后，可使尾管后轴承负荷增加，尾管前轴承负荷减少。一般情况下，可不必计入螺旋桨弯矩的影响。

目前，有的轴系校中计算程序，已包括满载和压载时计入螺旋桨弯矩的轴系校中计算。螺旋桨的推力偏心产生的弯矩 M_{tp}，可按下式计算：

$$M_{tp} = 0.7 T_p E_t \quad \text{kNm} \tag{9.3.1}$$

式中：T_p——螺旋桨轴向推力，kN；

E_t——在额定转速时的螺旋桨推力偏心，m；满载时，推力偏心在螺旋桨上部；压载时，推力偏心在螺旋桨下部。

作为参考，有的服务商计算时，向上偏心弯矩取轴系平均传递扭矩的 40%，向下偏心弯矩取轴系平均传递扭矩的 5%。

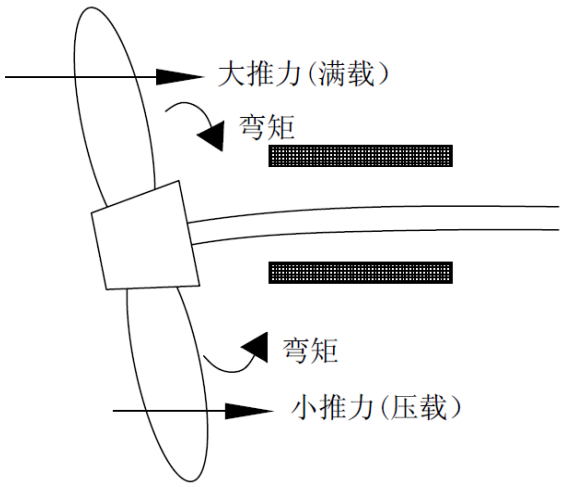


图 9.3.5-1 螺旋桨水动力

③ 作用在推力轴承上的弯矩。

而作用在推力轴上的弯矩，是由螺旋桨推力引起的。如图 9.3.5-2 所示为瓦锡兰公司所进行的分析。从抵消由船体变形引起的主机最后 1 个主轴承负荷增加来讲，推力轴上的弯矩有改善作用。瓦锡兰公司给出的弯矩 M_{th} 计算如下：

$$M_{th} = 0.7 T_p E_{th} \quad \text{kNm} \tag{9.3.2}$$

式中：T_p ——螺旋桨轴向推力，kN；

E_{th} ——推力轴承垂向偏心位移值，m。

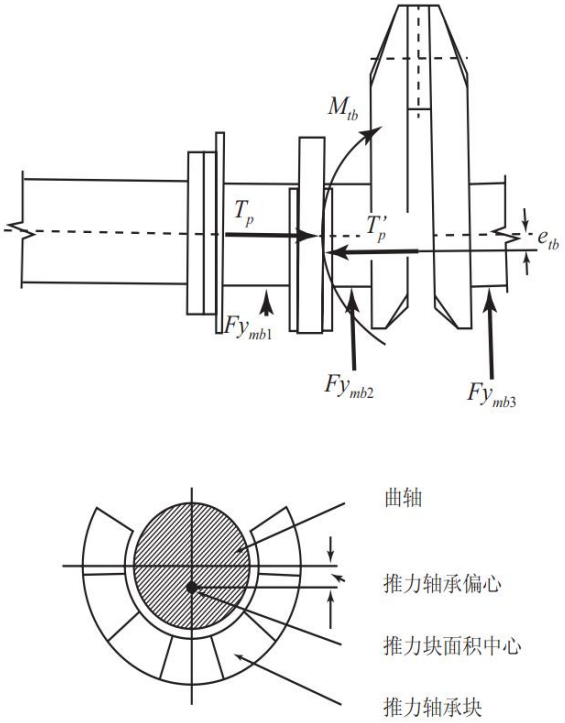


图 9.3.5-2 推力轴上的弯矩影响

④ 作用在船体上的推力。

作用在船体结构上的推力，将引起船体中拱变形，正如吃水增加一样，但其数值是比较小，可不考虑推力的影响。

⑤ 齿轮力。

计入齿轮力的校中计算，见 CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 10 章附录 1。

9.4 轴系校中完整性

9.4.1 轴系校中完整性内容

CCS《钢质海船入级规范》（2009）已对轴系校中进行全面修改，完全体现轴系校中的完整性。主要包括下列内容：

（1）适用范围；

（2）轴系校中计算；

（3）轴系校中要求（衡准)；

（4）轴系校中条件；

（5）轴系校中步骤；

（5）轴系校中检验。

9.4.2 轴系合理校中范围

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章规定轴系合理校中范围如下：

（1）主推进轴系的校中和轴承的布置，应使轴系具有合理的轴弯曲力矩和轴承反力，并使由于船体变形或轴承磨损而对轴系校中产生的影响减到最小。

（2）大型船舶轴系校中，应考虑船舶压载与满载时船体变形的影响。

（3）下列主推进轴系的轴系校中计算书包括其校中说明，应提交批准：

① 尾管后轴承处螺旋桨轴实际直径（以下简称螺旋桨轴直径）等于或大于 250mm 的轴系；

② 没有尾管前轴承的、螺旋桨轴直径等于或大于 200mm 的轴系；

③ 大齿轮由 2 个或 2 个以上小齿轮传动的具有减速齿轮的轴系；

④ 确定采用尾管轴承斜镗孔或轴承倾斜的轴系；

⑤ 轴带发电机或电动机、并作为低速推进轴一部分的轴系。

（4） 轴系校中说明，应正确体现轴系冷态校中的计算结果，且至少应包括校中条件和校中

步骤的内容。

9.4.3 校中说明

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章规定，“主推进轴系的轴系校中计算书包括其校中说明，应提交批准”。

正确的轴系校中工艺，能保证轴系的校中质量。否则，在船舶试航期间或使用一段时间后，将产生尾管轴承或/和中间轴轴承事故。

因此，为不与常规船厂轴系校中“工艺规程”相混淆，可采用“校中说明”的新提法，而且明确校中说明至少应包括轴系校中条件、轴系校中步骤的内容。

9.4.4 轴系校中条件

不管是在坞内或船台进行轴系校中，还是在漂浮状态进行轴系校中，CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章均规定轴系校中的基本条件，包括下列主要内容：

（1）推进器柱镗孔前要求

推进器柱镗孔前，到上层结构和机舱前舱壁的船体结构，一般应予完工后。

（2）重大设备应安装就位。

船舶上层建筑、主机、锅炉、发电机以及其他重大设备均已吊装就位。校中安装及检验过程中，船上应无重大设备的迁移及压载的变更。主要是防止过度焊接而最终产生结构变形而影响轴系校中。

（3）轴系区域装焊工程应结束。

轴系区域船体的加工及装焊工程应结束。主要是防止由于焊接温度变化而影响轴系校中。

（4）船舶结构温度应稳定。

船舶结构的温度应稳定并尽可能均匀。为此，确定参考线最好在早晨日出前进行，但至少应在晚上进行，这样可保证结构均匀温度分布。如在白天进行，阳光会引起结构变形，使船体影响不均，测量读数可能有极大不同。因此，了解这些不同或在早晨实施测量，都是很重要的。

（5）轴系校中的船舶工况。

在漂浮工况校中时，船舶应处于正常的漂浮工况，螺旋桨浸水状态应尽量与计算书相近。在这个阶段，船舶各系统还没有完成，即没有压载水，确认螺旋桨浸没状态应与计算书的状态相近。如螺旋桨浸没状态与计算书有较大差异时，对法兰开口和偏移可能影响不大，甚至仅有 0.01mm，仍在安装误差范围内，但对尾管前轴承的负荷影响很大。如表 9.4.4-1 是某大型油船在螺旋桨不同浸没状态的计算结果，尾管前轴承负荷可达 2 倍之多。

某大型油船在螺旋桨不同浸没状态的计算结果　　表 9.4.4-1

	50％螺旋桨浸没	100％螺旋桨浸没	两者相差（％）
尾管前轴承负荷（N）	11885	24498	增加 206
中间轴轴承负荷（N）	180127	178167	减少 1.1

再如某大型油船，安装时，如螺旋桨为全浸没状态，安装环境温度为 10℃，则应为表 9.4.4-2 所列的数据。

螺旋桨为全浸没状态计算结果 **表 9.4.4-2**

状态	轴承位移和负荷	尾管后轴承	尾管前轴承	齿轮箱后轴承	齿轮箱前轴承	尾管后轴承转角(10^{-4}rad)	Gap (mm)	Sag (mm)
冷态	轴承位移 (mm)	0	0	-0.82	-0.9	2.04	0.183	-0.238
	轴承负荷 (kN)	88	28	9.8	34			
热态	轴承位移（mm)	0	0	-0.673	-0.753	1.92		
	轴承负荷 (kN)	96.2	19	24.4	24			

安装时，如螺旋桨为部分浸没状态，安装环境温度为 10℃，则应为表 9.4.4-3 所列的数据。

螺旋桨为部分浸没状态计算结果 **表 9.4.4-3**

状态	轴承位移和负荷	尾管后轴承	尾管前轴承	齿轮箱后轴承	齿轮箱前轴承	尾管后轴承转角（10^{-4}rad）	Gap (mm)	Sag (mm)
冷态	轴承位移（mm)	0	0	-0.82	-0.9	2.14	0.187	-0.256
	轴承负荷 (kN)	95.5	24.7	10.6	33.7			
热态	轴承位移 mm)	0	0	-0.673	1.92	2.02		
	轴承负荷 (kN)	96.2	19	24.4	24			

从表 9.4.4-2 和表 9.4.4-3 可看出，热态时，螺旋桨全浸没状态的轴系校中满足规范要求，那么冷态时（根据实际安装时的机舱温度），螺旋桨全浸没和部分浸没状态的轴系校中数据是不同的。

因此，在轴系校中计算时，应根据船舶漂浮工况来确定螺旋桨的浸没情况，并应按此进行轴系校中。

9.4.5 轴系校中步骤

首先确认满足轴系校中条件后，才可进行轴系校中施工。否则，易造成轴系校中误差，甚至是造成轴系故障的原因之一。因此，CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章规定轴系校中步骤包括下列主要内容：

（1）满足轴系校中条件后，可按批准的轴系校中计算或校中工艺文件进行轴系校中。

（2）轴系安装时，如与计算条件不符而且可能影响校中结果时，例如安装时机舱的环境温度、螺旋桨浸没情况、船舶状态、柴油机主轴承负荷调整等，则应将校中计算书包括其校中说明重新提交批准，除非在计算书中已包含上述内容的影响。

（3）在轴系法兰没有连接情况下，如尾管前轴承出现脱空状态，则螺旋桨轴前法兰处向下施加的力，应符合计算书的要求。如设有临时支承，则其轴向距离应符合计算书的要求。

（4）轴系校中时，应以螺旋桨轴前法兰为基准，自尾向首调节各轴承或临时支承及柴油机（或齿轮箱）位置，调整未连接的各对法兰的开口和偏移值，并符合相应要求。

（5）在轴系校中调整过程中和完成调整的同时，应检查齿轮的啮合情况或测量柴油机曲轴臂距差，其结果应满足制造厂的要求，并做出记录。

（6）轴承参数复测合格后，应按相应技术要求配置各法兰联接螺栓、配置柴油机（或齿轮箱）垫片或浇铸环氧树脂、配置机座底脚联接螺栓，然后加以连接和紧固。

（7）对直线校中的轴系，各对法兰的开口和偏移的误差，应满足有关规范或标准的要求。

（8）对合理校中轴系，如采用法兰开口和偏移校中法，是以法兰的开口和偏移为依据，并在漂浮状态下至少选 1～2 个轴承进行负荷验证。

（9）对合理校中的轴系，如采用顶举法校中时，船厂可自行在坞内或船台调整未连接的各对法兰的偏开口和偏移值。法兰连接后，应在漂浮状态下，对尾管前轴承到主机最后 1～3 个主轴承进行负荷测量、调整。冷态实测值与计算值的误差，如在±20%左右以内，则可以接受。但主机主轴承至少为正负荷。

9.5 轴系合理校中计算模型

9.5.1 轴系合理校中计算的简化处理

(1) 计算坐标系。

① 校中计算坐标系为平面坐标系；取螺旋桨轴末端为坐标原点，轴系理论中心线为 X 轴，正向指向船首；

② 过原点垂直 X 轴为 Z 轴；轴承位移用 Z 轴坐标值代表，其值大小表示该轴承距 X 轴的垂向距离——位移；轴承位移低于 X 轴为负值，相反为正值；

③ 集中载荷、均布载荷用 Z 轴坐标值表示，其值大小代表载荷大小；载荷作用方向向下为正值，向上为负值。

(2) 轴系部件的简化。

① 螺旋桨。

螺旋桨作为集中外载荷考虑。螺旋桨重量的作用点取螺旋桨重心向螺旋桨轴线的交点，在未能确定螺旋桨重心的情况下可取自桨叶中线 0.7r 处(r 为桨叶半径)向轴线的交点，或粗略取为螺旋桨桨壳中点。校中计算用的螺旋桨重量大小与螺旋桨浸水状态有关：

(a) 螺旋桨全浸水状态重量W_p 按下式计算：

$$W_p = W_a(\rho_\rho - \rho_s)/\rho_\rho \quad \text{kg} \tag{9.5.1}$$

式中：W_a——螺旋桨在空气中的重量，kg；

ρ_ρ——螺旋桨材料的密度，kg/m3

ρ_s——海水密度，kg/m3

一般情况，可近似取：

$$W_p = 0.87W_a \quad \text{kg} \tag{9.5.2}$$

(b) 螺旋桨部分浸水状态重量W_p按下式计算：

$$W_p = W_s(\rho_\rho - \rho_s)/\rho_p + W_n \quad \text{kg} \tag{9.5.3}$$

式中：W_s——螺旋桨浸水部分的重量，kg；

W_n——螺旋桨未浸水部分的重量，kg。

一般情况，可近似取：

$$W_p = (0.935 \sim 0.947)W_a \quad \text{kg} \tag{9.5.4}$$

② 螺旋桨轴和尾管轴

螺旋桨轴和尾管轴重量作为均布载荷处理。锥形轴段可取其平均直径，并按均布载荷计入该轴段重量。螺旋桨轴螺帽及轴套，均作为相应轴段的均布载荷计入。

应考虑浸入海水或滑油的轴段所受浮力影响。浸入滑油的轴段，可近似取其在空气中重量的 90％；浸入海水的轴段，可取其在空气中重量的 87％。

③ 中间轴、推力轴、齿轮箱大齿轮轴及其法兰，均作为均布载荷处理。

④ 推力环、柴油机飞轮、齿轮箱大齿轮

一般作为集中载荷处理。其与相应轴段等同轴径的部分，按轴段均布载荷计入，其他部分按集中载荷计算，其作用点为它们的中横剖面与轴线的交点。

⑤ 尾管后轴承支点位置

螺旋桨悬臂作用使尾管后轴承实际压力中心后移，校中计算可按以下范围确定尾管后轴承支点到轴承衬后端面的距离L：

白合金轴承：$L = (\frac{1}{7} \sim \frac{1}{3})L_b$ mm

铁梨木轴承：$L = (\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3})L_b$ mm

橡胶轴承：$L=(\frac{1}{3}\sim\frac{1}{2})L_b$ mm

式中L_b为尾管后轴承衬长度(mm)。

有的计算者把尾管后轴承取 2 个支点。

“赛龙”、“飞龙”及“凡是可”等经认可的复合材料轴承支点位置，油润滑时可参考白合金轴承；水润滑时可参考铁梨木轴承。

其他材料的轴承支点位置，均取为轴承衬长度的中点。

(3) 计算截面的划分。

简化后的轴系离散处理时，一般将轴承支点的轴截面处、轴系集中载荷作用点处、轴截面变化处等位置，作为计算截面进行划分。

图 9.5.1 为某二冲程柴油机推进轴系校中计算模型图。

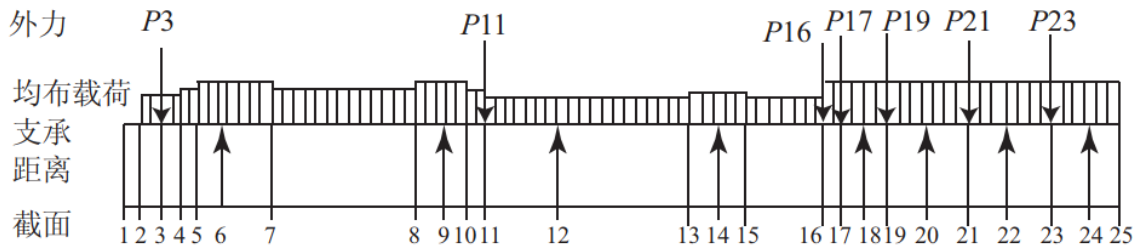


图 9.5.1 二冲程柴油机推进轴系校中计算模型图

(4) 热态轴承位移值。

校中计算应考虑轴系运转后轴承受热膨胀的升高量。应计入柴油机轴承、齿轮箱轴承和中间轴轴承（下方有油舱时）的升高量。

制造厂应提供稳定运转后柴油机和齿轮箱轴承升高量的数值。

轴承升高量可按下式计算：

$$\Delta h=\rho CH（t_1-t_2）\qquad(9.5.5)$$

式中：Δh——从安装状态到热态的轴承升高量，mm；

ρ——材料的线膨胀系数，1 / C°；

C——修正系数；一般取 1，也可以根据厂家的经验选取；

H——机座或油舱底部面板到轴承中心线距离，mm；

t_1——轴系运转时的最高温度，对柴油机轴承、齿轮箱，可取 55℃；对中间轴轴承（下方双层底舱油舱），可取 45℃；

t_2——不同安装机舱环境温度，根据可能的安装机舱温度选取，如取 0℃、10℃、20℃。

(5) 支承刚度。

校中计算不考虑轴承油膜影响，轴承一般为无弹性的刚性体；也不考虑船体变形的影响。

9.5.2 柴油机曲轴校中通用计算模型

柴油机轴系校中计算，曲轴可简化为与主轴颈等同轴径的光轴作为均布载荷处理；柴油机各缸的往复及旋转运动部件重量，包括活塞、十字头、连杆等，扣除与主轴颈等同部分的曲臂重量，均作为集中载荷迭加在相应于曲柄销中点的梁跨上。

9.5.3 MAN B&W 公司柴油机曲轴校中计算模型

MAN B&W 公司为其船用低速二冲程柴油机每种型号产品，提供相应的曲轴校中计算模型图，如图 9.5.3 所示；当量曲轴模型由下列元素组成：

（1） 柴油机曲轴当量系统结构尺寸；

（2）作用在曲轴上的载荷，包括各气缸当量集中载荷；链轮传动作用载荷；

（3）作用在飞轮处的弯矩与剪力应在规定的框图内；

（4）曲轴轴承负荷应为正值，但最后 1 个轴承负荷可为 0。

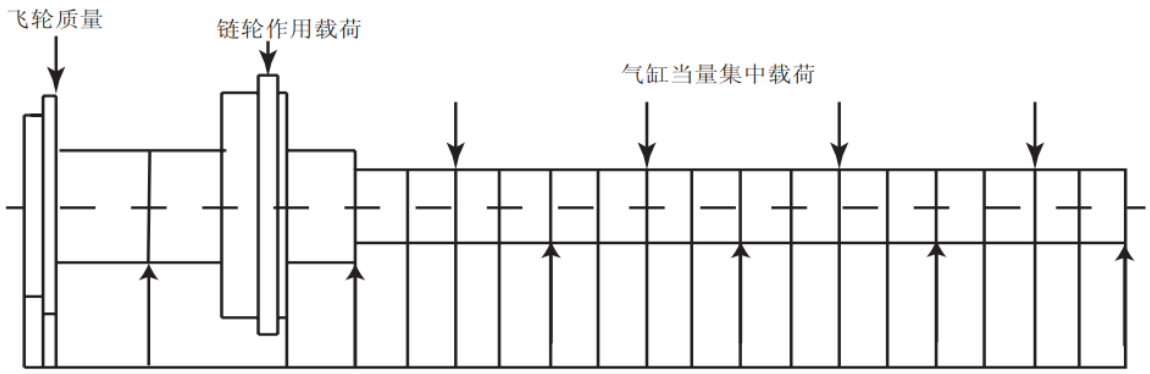


图 9.5.3 曲轴校中计算模型图

9.5.4 瓦锡兰公司柴油机曲轴校中计算模型。

瓦锡兰公司对其船用低速二冲程柴油机产品，提供相应的曲轴校中计算模型图与表。

曲轴校中计算模型图为各种机型通用，如图 9.5.4 所示；当量曲轴模型由下列元素组成：

（1）连接法兰和推力轴；

（2）曲轴采用三维有限元模型，在曲拐范围内的等效刚度圆柱体；

（3）曲拐质量、传动机构、推力环和齿轮的当量力；

（4）主轴承弹性。

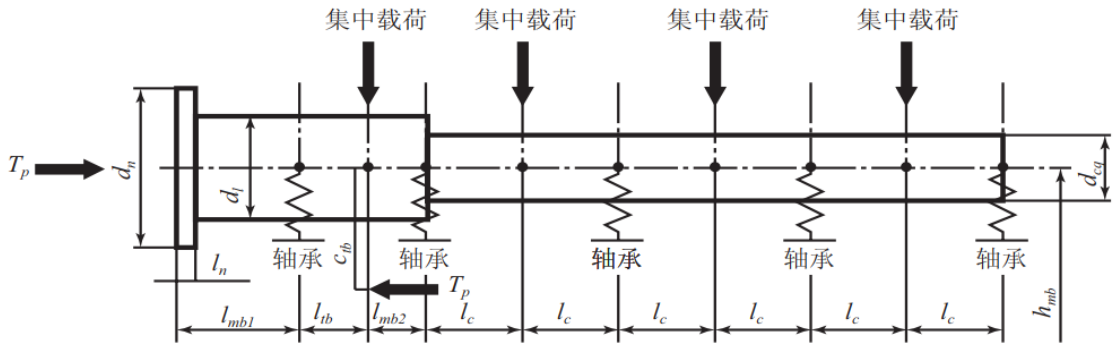


图 9.5.4　柴油机曲轴校中模型

9.6　轴系合理校中计算

9.6.1　轴系合理校中计算范围

船舶因推进轴系布置情况不同，轴系合理校中计算范围有所不同：

(1) 柴油机直接推进轴系。

低速二冲程柴油机直接传动推进轴系，螺旋桨轴和中间轴与柴油机曲轴相连接。校中计算时，一般应计算到柴油机自由端第 1 个主轴承，但至少应计算到柴油机飞轮输出端向前数第 5 个主轴承。图 9.6.1-1 为柴油机直接传动推进轴系校中计算模型。

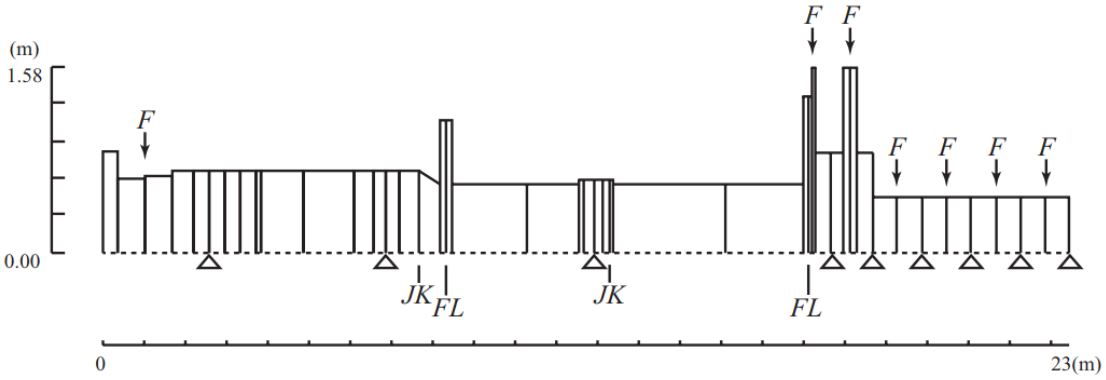


图 9.6.1-1 柴油机直接传动推进轴系校中计算模型

(2) 具有齿轮箱传动推进轴系。

具有齿轮箱传动推进轴系，螺旋桨轴或/和中间轴/短轴与齿轮箱大齿轮轴法兰相连接。校中计算时，应计算到减速齿轮大齿轮轴的前端。柴油机输出法兰与输入齿轮轴法兰采取零位对零位直接连接，不包括在校中计算内。图 9.6.1-2 为齿轮传动推进轴系校中计算模型。

带有 PTO 装置的齿轮箱可同样处理。这种轴系大部分为可调螺距螺旋桨(CPP)轴系。

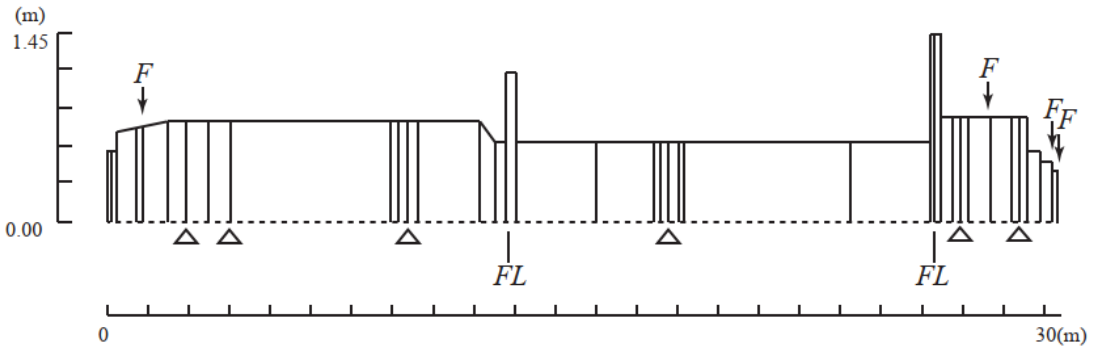


图 9.6.1-2 齿轮传动推进轴系校中计算模型

9.6.2　轴系合理校中计算方法

轴系合理校中计算可采用传递矩阵法、三弯矩法和有限元法，其理论基础是经典力学方法；各种计算方法对轴系校中计算结果没有本质区别。

(1)　传递矩阵法。

设第 i 个计算截面的状态向量 Z_i 为：

$$Z_i = \{-H \quad \theta \quad M \quad Q\}^t \tag{9.6.1}$$

式中：H ——截面挠度；

θ ——截面转角；

M ——弯矩；

Q ——轴承反力。

则第 $i+1$ 个截面的状态向量 Z_{i+1} 为：

$$Z_{i+1} = T_{i,i+1}\, Z_i \tag{9.6.2}$$

轴段传递矩阵 $T_{i,i+1}$ 为：

$$T = \begin{bmatrix} 1 & L & \dfrac{L^3}{2EI} & \dfrac{L^3}{6EI} & -\dfrac{qL^4}{24EI} \\ 0 & 1 & \dfrac{L}{EI} & \dfrac{L^2}{2EI} & -\dfrac{qL^3}{6EI} \\ 0 & 0 & 1 & L & -\dfrac{qL^2}{2} - M \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -qL - P \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{9.6.3}$$

式中： L——轴段长度；

E——轴段材料弹性模量；

I——轴段截面惯性矩；

q——均布载荷；

P——集中载荷。

(2) 三弯矩法。

将轴系中的实际轴承作为实支承，并假定除实支承外的其他截面处也有“支承”，作为虚支承处理。对每一个中间支承处列出三弯矩方程，第 i 支承处（如图 9.6.2 所示）的三弯矩方程为：

$$\begin{aligned}&\frac{L_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}}M_{i-1}+2\left(\frac{L_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}}+\frac{L_i}{E_{i-1}I_i}\right)M_i+\frac{L_i}{E_iI_i}M_{i+1}-\frac{6}{L_{i-1}}H_{i-1}+\\&6\left(\frac{1}{L_{i-1}}+\frac{1}{L_i}\right)H_i-\frac{6}{L_i}H_{i+1}=-\frac{1}{4}\frac{q_{i-1}L_{i-1}^3}{E_{i-1}I_{i-1}}+\frac{q_iL_i^3}{E_iI_i}\qquad(i=1,2,3,\ldots\ldots,n)\end{aligned}\tag{9.6.4}$$

式中：L_i——第 i 与第 i +1 支承间的跨距，mm；

M_i——第 i 支承截面上的弯矩，kN.mm；

E_i——第 i 与第 i +1 支承间轴段材料弹性模量，kN/mm^2；

I_i——第 i 与第 i +1 支承间轴段的截面惯性矩，mm^4；

q_i——第 i 与第 i +1 支承间轴段所受的均布载荷，kN/mm；

H_i——第 i 截面的挠度，mm；

P_i——集中载荷，kN。

给出边界条件，求方程解可得出计算结果。

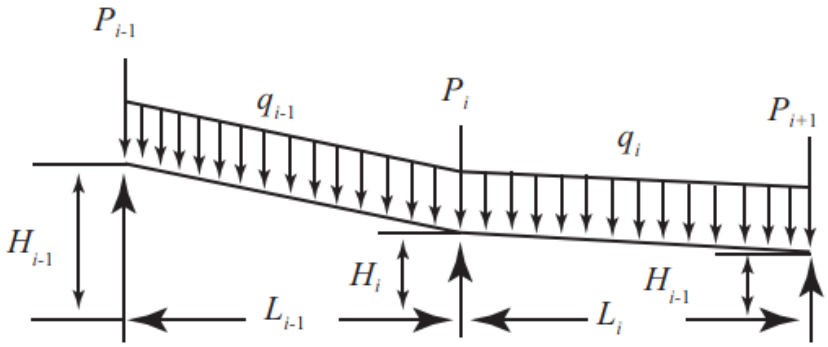


图 9.6.2　三弯矩单元图

9.6.3　轴系合理校中计算

(1)　轴系热态校中计算。

轴系热态校中计算，系在初步调整合适的轴承数量、轴承纵向位置的基础上（详见本节 9.2），通过调整轴承位移，使轴系热态校中各项轴系参数满足 CCS《钢质海船入级规范》相关要求的计算。

（2）轴系运转状态校中计算。

轴系运转状态校中计算，系指计入轴系运转状态所产生的有关力和力矩时，使轴系运转校中的各项参数满足 CCS《钢质海船入级规范》相关要求的计算。

(3)　轴系冷态校中计算。

轴承冷态校中计算，系计入轴承热膨胀量、并满足 CCS《钢质海船入级规范》相关要求的计算。如可能，应尽量考虑船舶不同工况时船体变形的影响。

(4) 轴系安装状态校中计算。

轴承安装状态校中计算，系把冷态校中计算所得的理论轴系中心线，转化为安装时的轴系参数的计算，依据校中方法而定，如：

① 未连接的各对法兰开口和偏移；

② 各轴承的轴承负荷；

③ 各轴承位移；

④ 轴承负荷顶举系数；

⑤ 临时支撑。

计算安装时轴系各对法兰未连接前的开口 Gap 与偏移 Sag 值，规定开口向下时开口值为正，后法兰较前法兰高时偏移值为正。

轴系布置不同，安装状态校中计算不同。同一轴系采用不同校中方法，轴系校中计算也不同。理论上，轴系任何安装状态都可以进行计算，而实际中，并不是轴系任何安装状都能进行正确的校中安装。因此，应采用具有良好可操作性的轴系安装状态进行计算。

9.6.4 典型轴系的法兰开口偏移安装状态

不管是采用开口偏移法校中，还是采用顶举法校中，控制未连接法兰的开口和偏移，均是轴系安装比较简便的方法，下面列出一些典型轴系的法兰开口偏移安装状态，供使用参考。

（1）螺旋桨轴和每根中间轴都布置 2 个轴承的轴系。

螺旋桨轴和每根中间轴都布置 2 个轴承的轴系，安装状态为轴系每根轴都处于未连接状态。此时，应计算轴系中每一对法兰的开口和偏移值，如图 9.6.4-1 所示。

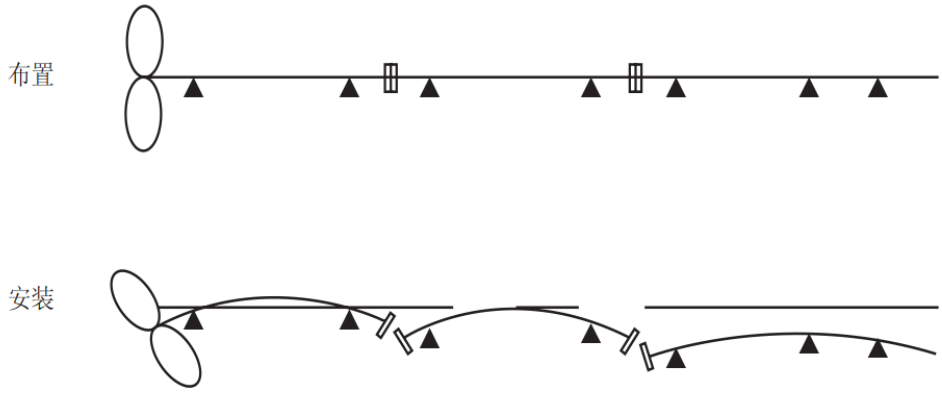


图 9.6.4-1 螺旋桨轴和每根中间轴都布置 2 个轴承的轴系

（2）含有 2 根或更多中间轴且每根中间轴只布置 1 个轴承的轴系。

含有 2 根或更多中间轴，并且每根中间轴只布置 1 个轴承的轴系。采用较多也比较简单的方法是在轴系校中安装前先将 2 根中间轴直接连接起来为 1 根轴，使安装状态与图 9.6.4-1 的安装状态相同。此时，进行校中安装状态计算不考虑已连接在一起的法兰，如图 9.6.4-2 所示。

但是，如每根中间轴分别设置 2 个临时支撑，中间轴轴承不参加安装；或是视情况，中间轴承参加安装每根中间轴只设置 1 个临时支撑；这时，对每个法兰顺次进行调整、安装也是可以的。

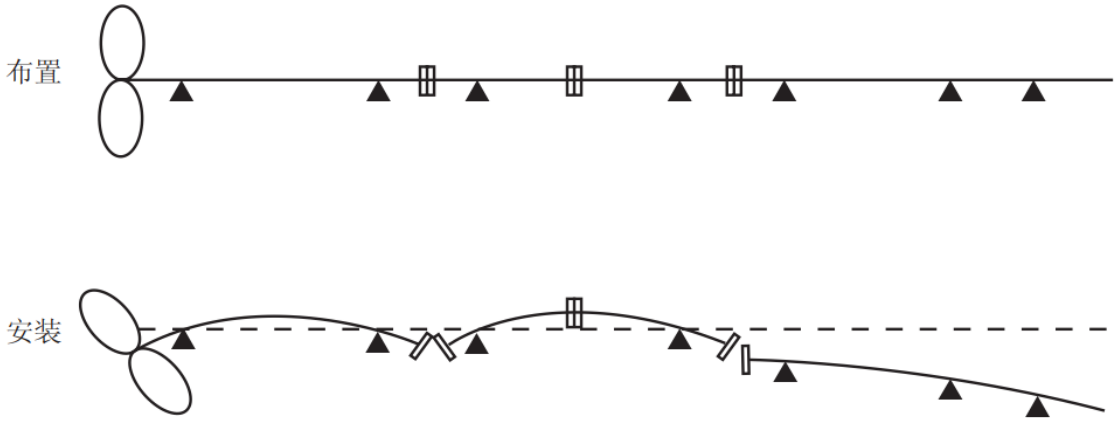


图 9.6.4-2 含有 2 根或更多中间轴且每根中间轴只布置 1 个轴承的轴系

（3）螺旋桨轴布置有 2 个轴承且与其连接的中间轴只有 1 个轴承的轴系。

螺旋桨轴布置有 2 个轴承，且与其连接的中间轴只有 1 个轴承的轴系，校中安装常有 3 种方法可采用，因此轴系校中安装状态也有不同的 3 种情况。比较常用的方法是校中安装时，中间轴增设 1 个临时支承(T.S)，此时安装状态如图 9.5.4-3 安装状态 1 所示。对于尾管轴承与中间轴轴承的位移值均为 0 时的特殊情况，可以将螺旋桨轴与中间轴先连接起来作为 1 根轴，此时安装状态如图 9.6.4-3 安装状态 2 所示。也可在中间轴上设 2 个临时支承，此时安装状态如图 9.6.4-3 安装状态 3 所示。

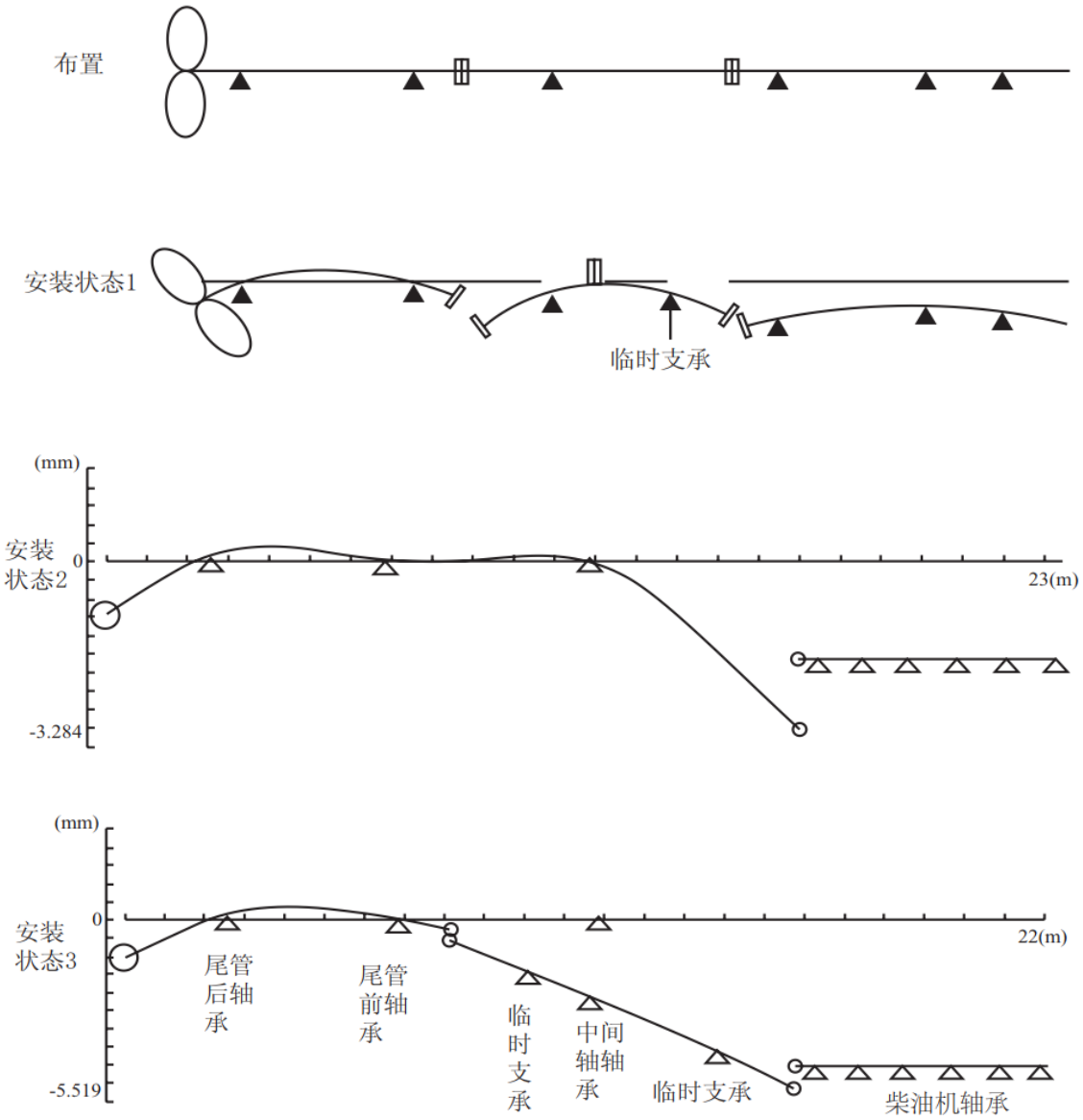


图 9.6.4-3 螺旋桨轴有 2 个轴承且与其连接的中间轴只有 1 个轴承的轴系

（4）螺旋桨轴只有 1 个轴承且与其连接的中间轴也只有 1 个轴承的轴系。

螺旋桨轴只有 1 个轴承，且与其连接的中间轴也只有 1 个轴承的轴系，可采用 2 种安装方法：一种是在螺旋桨轴前面和中间轴后面适当位置分别设临时支撑，与图 9.6.4-3 安装状态 1 情况类似；另一种是不必考虑轴承位移情况，可将螺旋桨轴与中间轴先连接起来为 1 根轴。

（5）螺旋桨轴有 2 个轴承且直接与齿轮箱轴连接的轴系。

螺旋桨轴布置有 2 个轴承，无中间轴轴承，螺旋桨轴通过一根短轴直接与齿轮箱轴连接。此时安装状态类同安装状态如图 9.6.4-4 所示。

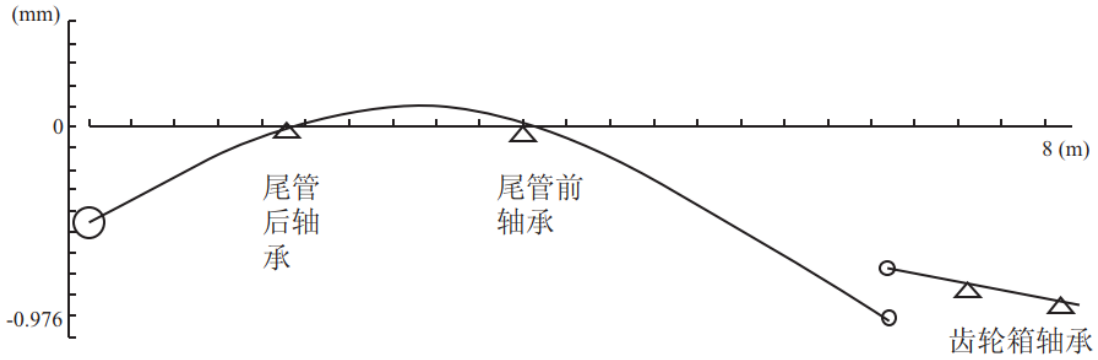


图 9.6.4-4 螺旋桨轴布置有 2 个轴承且与直接与齿轮箱轴连接的轴系

9.7 关于坞内轴系校中

上面已提及，对合理校中轴系，中国自 20 世纪 80 年代开始，一直采用法兰开口偏移法校中，是以法兰的开口和偏移为依据，并在漂浮状态下选 1～2 个轴承进行负荷验证。

为缩短船舶建造周期，近几年国内一些船厂开始尝试采用“坞内/船台轴系校中”。由于船舶在坞内/船台状态，可以认为船体没有变形；而船舶在漂浮状态，船体变形对轴系校中的影响不能忽略。

因此，如把轴系校中的“检验点”前移到坞内进行，则应计入船体变形的影响，而在漂浮状态时，仅实测验证即可。因此，CCS《钢质海船入级规范》(2006)要求，“如船舶在坞内进行轴系校中，则轴系校中计算应计入船体变形的影响，并提交坞内轴系校中计算结果”。

为达到缩短建造周期，以及由于需要再次调整主机主轴承和中间轴轴承的目的，就出现顶举法校中。顶举法校中的前提，仍然是合理校中，只不过是采用调整、测量有关轴承负荷，以达到校中计算结果而已。这时，可按漂浮状态或坞内状态轴系校中计算的开口和偏移值，进行初步轴系校中，调整轴线，然后把法兰连接起来。这种状态的轴系校中，不是实际意义上的“坞内校中”，因此法兰开口和偏移不作为“检验点”——不作为检验要求，由船厂进行控制，但仍应满载轴系校中的基本条件。

在漂浮状态下，如采用顶举法，测量、调整尾管前轴承到主机最后第 3 个主轴承的负荷，使之满足计算书的要求。

在漂浮状态下，如采用法兰开口和偏移校中法，则应以开口和偏移为依据，采用 1～2 个轴承（尾管前轴承、中间轴轴承和或主机/齿轮箱最后轴承）进行实测验证即可。

漂浮状态或坞内状态的轴系校中，主要有 3 个不同，螺旋桨重量、螺旋桨轴/尾管轴质重量和船体变形不同。考虑螺旋桨重量和螺旋桨轴/尾管轴重量影响的轴系校中计算，与漂浮状态的轴系校中计算结果比较，法兰的开口和偏移仍属安装误差范围内，但轴承负荷相差很大。因为在坞内校中阶段，是初步进行轴系校中，法兰的开口和偏移为参考点，故可采用漂浮状态或坞内状态的开口和偏移值。

正如前述，没有按校中计算结果来调整轴承负荷，将带来一定的不确定性和风险，有的船舶尾管轴承产生故障，与此有一定关系。这就是为什么“主机主轴承最小负荷，一般应不小于主轴承许用负荷的 10%；也可以接受柴油机厂规定的最低值，但应在轴系校中计算书中体现”，以及“轴系安装时，如与计算条件不符而且可能影响校中结果时，例如安装时的环境温度、螺旋桨浸

没情况、船舶状态、柴油机主轴承负荷调整等，则应将校中计算书包括其校中说明重新提交批准，除非在计算书中已包含上述内容的影响”的原因。

9.8 关于柴油机制造厂对轴系校中要求

9.8.1 MAN B&W 公司对轴系校中的要求

(1) 曲轴的轴承负荷。

MAN B&W 公司要求每一种机型曲轴轴承负荷均应为正值，并对轴承负荷值作具体规定。如对某型柴油机，轴承负荷规定如表 9.8.1 所示。

MAN B&W 公司某型柴油机轴承负荷规定　　表 9.8.1

允许轴承反力　（kN)	最大	最小
主机最后轴承（最后第 1 个主轴承）	573	0%
最后主轴承（最后第 2 个主轴承）	573	5%

（2）建议的最后第 1 和第 2 轴承负荷。

MAN B&W 公司建议，主机最后第 1 个主轴承最低静态负荷可为 0 或接近 0，主机最后第 2 个主轴承最低静态负荷可为 5%。

（3）作用在飞轮上的剪力与弯矩。

对柴油机输出法兰上的剪力和弯矩提出要求。

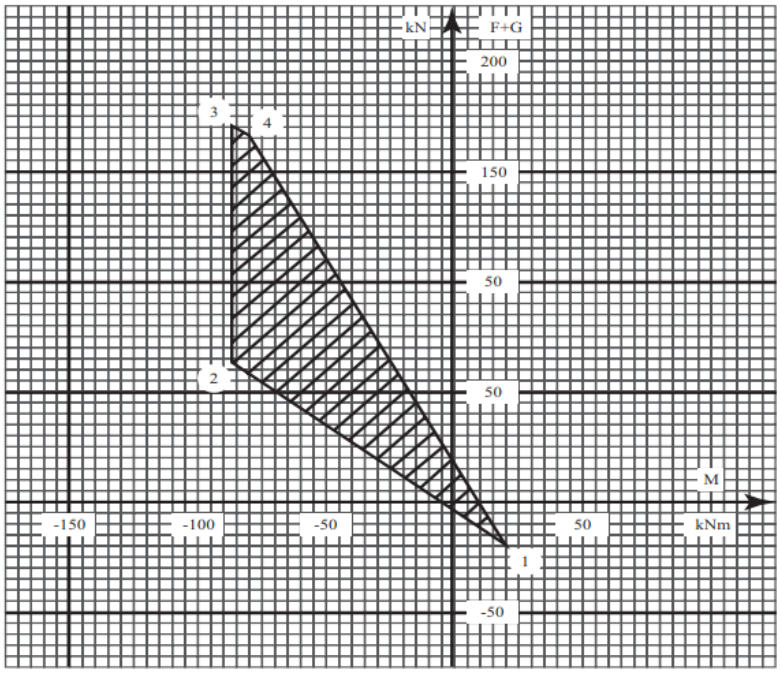
如对某型柴油机，在柴油机轴上：

——最大允许弯曲应力：15N/mm^2；

——最大允许弯矩：86kNm。

（4）弯矩与剪力框图。

冷热态校中计算所得的作用在飞轮上的剪力，加上飞轮重量的坐标值与弯矩坐标值的交点，应位于如图 9.8.1 所示的对相应柴油机规定的框图内。



	M	F
1	20.9	-19.5
2	-86.1	63.6
3	-86.1	170.7
4	-80.6	166.5

图 9.8.1　MAN B&W 公司某型油机弯矩与剪力许用框图

9.8.2 瓦锡兰（WÄRTSILÄ）公司对轴系校中的规定

（1）建议的主机最后第 1-3 轴承负荷的关系。

在轴系校中计算时，瓦锡兰公司建议主机最后 1～3 个轴承负荷的关系，如图 9.8.2 所示。如对 RT－flex82 型，计算的主机主轴承静态负荷，最后第 1 个主轴承 mb1 最低负荷可为 30kN，最后第 2 个主轴承 mb2 负荷可为（220～470）kN；且第 1 个主轴承负荷应小于第 2 个主轴承负荷，第 3 个主轴承 mb3 负荷应大于或等于第 2 个主轴承负荷（220～470）×0.9 kN。

（2）计算的与顶举试验的静态负荷差值范围。

校中计算所得的第 2 和第 3 个轴承的静态负荷，与实际情况的顶举试验静态负荷不匹配，在曲拐角为 0° 时，第 2 个轴承低 20%～30%，第 3 个轴承（在轴承后端测量）高 20%～30% 。

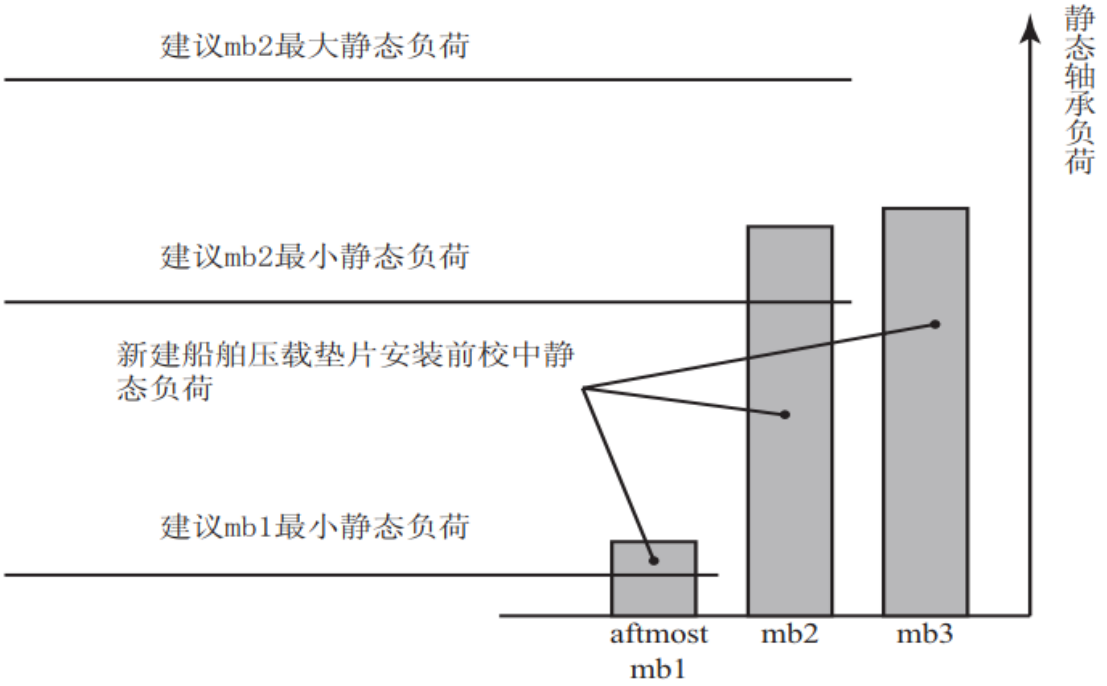


图 9.8.2 建议的主机最后 3 个轴承负荷关系

（3）考虑推力轴承弯矩的影响和螺旋桨推力弯矩的影响。

（4）不再对输出端法兰的剪力和弯矩提出要求。

以前，轴系校中计算时，对柴油机输出法兰上的剪力和弯矩应满足相应机型的要求，但瓦锡兰公司现已取消该项要求。

（5）考虑轴承刚度和轴承间隙。

9.8.3 有关说明

（1）柴油机许可证厂的这些措施，是考虑船体变形对柴油机轴承的影响而言，并没有涉及轴系其他轴承负荷、轴弯曲应力和轴承转角的影响，特别是对尾管轴承的负荷、尾管后轴承的倾角影响不明，这就存在一定的不确定性和风险，以致仍时有尾管轴承故障产生。因此，需要通过计算，全面进行评估。

（2）如船厂采纳柴油机许可证厂的上述建议，则不仅应在轴系校中计算书中予以满足，而且在轴系校中工艺文件和实际安装中，应按批准的技术文件进行安装。否则，在轴系安装中再进行调试，可能较大改变轴系校中状态，存在一定的不确定性和风险。

（3）如由于轴系设计原因，使中间轴轴承温度过高时，应适当升高主机轴承的位移，即增加主机轴承的负荷，以降低中间轴轴承负荷。

（4）应注意许可证厂对轴系校中要求的变化情况。

9.9 关于安装环境温度对轴系校中影响

9.9.1　CCS《钢质海船入级规范》要求

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章有关规定如下：

（1）轴系校中计算时，应计入柴油机或齿轮箱运转后轴承受热（如 55℃）膨胀的影响，并尽可能计入中间轴轴承下方双层底舱加热（如 45℃）膨胀的影响。

（2）轴系校中计算时，应计入实际可能的不同安装环境温度（如分别以 0℃、10℃、20℃进行计算）的影响。

（3）轴系安装时，如与计算条件不符而且可能影响校中结果时，例如安装时的环境温度、螺旋桨浸没情况、船舶状态、柴油机主轴承负荷调整等，则应将校中计算书包括其校中说明重新提交批准，除非在计算书中已包含上述内容的影响。

9.9.2　柴油机安装机舱环境温度对轴系校中结果的影响分析

安装环境温度对轴系校中的影响，根据不同船型有不同的影响，特别是对短轴系，对尾管前轴承和主机最后 1 个主轴承影响更大。

以 7S80MC 柴油机为例，柴油机厂给出的机舱环境温度为 20℃，在热态 55℃时的主机热膨胀量为 0.38mm，那么在其他安装环境温度的主机热膨胀量表 9.9.2-1 所示。

安装环境温度对膨胀量的影响　　表 9.9.2-1

安装时环境温度（℃）	温度差（℃）	在 55℃时的热膨胀量（mm）	与环境温度 20℃的膨胀量的百分比（%）
20	35	0.38	100
10	45	0.49	129
0	55	0.60	158

从表 9.9.2-1 可看出，如按安装机舱环境温度为 20℃来计入膨胀量，那么在 0℃安装时，主机热膨胀量可增大到 158%。

对中间轴轴承下方设有油柜时，由于油温不断升高，也使轴承下方结构热膨胀，也可能影响轴承的位移量。

为分析不同安装环境温度对校中热态和冷态影响，以某大型散货船为例，在安装机舱环境温度 20℃（冷态和热态温差 35℃）、10℃（冷态和热态温差 45℃）和 0℃（冷态和热态温差 55℃）情况下，进行轴系校中计算。

从表 9.9.2-2 可以看到，如轴系校中计算书中按常规冷态环境温度 20℃计算的，那么尾管前轴承和主轴承 1 的负荷是 70.43 kN 和 25.19 kN,而如船舶实际在环境温度 0℃安装时，轴系安装完成后进行轴承负荷校验应该按照尾管前轴承和主轴承 1 的负荷是 75.91 kN 和 12.31 kN,如仍然按照 20℃时的轴承负荷进行校验，轴系的安装状态与校中计算书的状态完全不一致。

某大型散货船不同安装环境温度下校中热态和冷态计算结果　　表 9.9.2-2

状态	热态（环境温度 55℃）		冷态（环境温度 20℃）		冷态（环境温度 10℃）		冷态（环境温度 0℃）	
轴承与相关参数	位移（mm）	负荷（kN）	位移（mm）	负荷（kN）	位移（mm）	负荷（kN）	位移（mm）	负荷（kN）

尾管后轴承	0．11	527.62	0.11	531.24	0．11	529.8	0．11	528.40
尾管前轴承	0．00	84.83	0.00	70.43	0．00	73.21	0．00	75.91
中间轴轴承	-2.55	.6.37	-2.55	125.46	-2.60	124.92	-2.65	124.56
主轴承 1	-4.47	111.68	-4.8	25.19	-4.894	19.01	-4.99	12.31
主轴承 2	-4.47	191.02	-4.8	260.84	-4.894	266.33	-4.99	272.26
主轴承 3	-4.47	249.44	-4.8	247.37	-4.894	247.20	-4.99	247.20
主轴承 4	-4.47	230.10	-4.8	230.66	-4.894	230.70	-4.99	230.75
主轴承 5	-4.47	292.94	-4.8	292.80	-4.894	292.78	-4.99	292.78
主轴承 6	-4.47	.3.24	-4.8	83.26	-4.894	83.26	-4.99	83.26
尾后轴承转角（rad）×10-4		4.066		4.015		4.035		4.055

通过计算分析，可得出以下结论：

（1）安装机舱环境温度对轴系校中是有影响的，特别是对短轴系，对尾管前轴承和主机最后 1 个主轴承影响更大。因此，如船舶轴系在环境温度较低时安装，应考虑安装环境温度对轴系校中的影响。

（2)在轴系校中计算书中，应分别计算安装环境温度为 20℃、10℃和 0℃时的轴系校中数据；轴系校中时，应按接近的环境温度的计算数值进行安装。

（3）中间轴轴承位移对轴系校中的影响也较大。因此，在轴系校中计算中，尽可能计入中间轴轴承下方双层底油舱加热膨胀的影响。

因此，如船舶轴系在环境温度较低时安装，应考虑安装环境温度对轴系校中的影响。校中计算时，应按实际可能的安装温度，如按 0℃、10℃、20℃，与主机或齿轮箱最高温度 55℃之差，计算热膨胀量。如为减少计算工作量，也可由船厂提出可能的最低温度进行计算，如 0℃，则温度差即为（55－0）℃来计算变形量。这实际上是适当增加轴承的位移量，以抵御船体变形对轴系校中的不良影响。现场施工和检验时，应采用和确认与上述相近温度的校中计算结果。

9.9.3　中间轴安装环境温度对轴系校中结果的影响分析

为分析不同中间轴轴承位移对轴系校中的影响，以某大型散货船轴系各轴承位移不变，仅仅改变中间轴轴承位移，对中间轴轴承在-1.9mm、-1.8mm、-1.7mm、-1.6mm、-1.5mm 和-1.4mm 情况下的轴系校中进行计算，计算结果见表 9.9.3 所示。

从表 9.9.3 中可以看到，中间轴轴承位置的变化对尾管后轴承的负荷、主轴承 3 至主轴承 6 的负荷影响较小，而对尾管前轴承、中间轴轴承和主轴承 1 的负荷影响较大，当中间轴轴承位移为-1.9mm 时，尾管前轴承和主轴承 1 的负荷分别为 59.23kN 和 51.37kN，当中间轴轴承位移为-1.7mm 时，主轴承 1 的负荷已为负值，不满足校中要求；当中间轴轴承位移为-1.4mm 时，尾管前轴承和主轴承 1 的负荷分别为-9.613 kN 和-133.22 kN，尾管前轴承已脱空。

因此，如船舶轴系在环境温度较低时安装，应考虑安装环境温度对轴系校中的影响。校中计算时，应按实际可能的安装温度，如按 0℃、10℃、20℃，与中间轴轴承下方油柜油温 45℃之差，计算热膨胀量。如为减少计算工作量，也可由船厂提出可能的最低温度进行计算，如 0℃，则温度差即为（45－0）℃来计算变形量。这实际上是适当增加轴承的位移量，以抵御船体变形对轴系校中的不良影响。现场施工和检验时，应采用和确认与上述相近温度的校中计算结果。

某大型散货船不同中间轴位移对轴系校中的影响　　表 9.9.3

状态	热态位移（mm）	中间轴承-1.9mm时各轴承负荷（kN）	中间轴承-1.8mm时各轴承负荷（kN）	中间轴承-1.7mm时各轴承负荷（kN）	中间轴承-1.6mm时各轴承负荷（kN）	中间轴承-1.5mm时各轴承负荷（kN）	中间轴承-1.4mm时各轴承负荷（kN）
尾管后轴承	0.0	541.7	546.64	551.57	556.50	561.43	566.36
尾管前轴承	0.0	59.23	45.46	31.70	17.92	4.157.92	-9.613
中间轴轴承	变化	110.31	127.97	145.62	163.28	180.93	198.59
主轴承 1	-2.7	51.37	14.45	-22.47	-59.38	-96.30	-133.22
主轴承 2	-2.48	292.38	321.16	349.94	378.71	407.49	436.26
主轴承 3	-2.26	195.62	194.76	193.90	193.05	192.19	191.33
主轴承 4	-2.04	238.34	238.57	238.79	239.02	239.25	239.48
主轴承 5	-1.82	298.52	298.46	298.41	298.35	298.30	298.24
主轴承 6	-1.61	79.75	79.77	79.77	79.78	79.79	79.80
尾管后轴承转角（rad）×10-4		4.123	4.053	3.983	3.913	3.844	3.774

9.10 关于船体变形对轴系校中影响

9.10.1 规范要求

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章规定：大型船舶轴系校中，应考虑船舶压载与满载时船体变形的影响。

9.10.2 对轴系校中影响的船体变形计算原则

船体变形对轴系校中的影响，尽管各船级社规范均有要求，但实际上，目前所有船舶包括大型船舶的轴系校中计算，并没有计入船体变形影响。考虑船体变形的影响，系指船厂在轴系校中设计时，应考虑船舶压载与满载时船体变形的影响，以便校中计算时纳入。另外，不同的船体变形计算模型，可能会得出不同的船体变形结果，而且需要通过实测来验证规范的要求。

因此，通过船体变形对轴系中心线垂向相对变形影响的有限元计算分析，研究船舶在漂浮工况、压载工况和满载工况时，轴系中心线变形的态势，即每一工况的变形状况、各种工况的相对位置，以便为轴系校中设计提供参考。

通过建立船体的“尾部－机舱－货舱”结构三维立体舱段有限元模型（如图 9.10.2 所示），并计入各种主要装载工况的重力和浮力分布载荷，计算出以基准参考线时，满载工况和压载工况相对变形与漂浮工况相对变形的差值，可以对船体“尾部－机舱－货舱”变形和轴系中心线的垂向变形态势进行预报。

确定船体变形计算的一般原则如下：

（1）船舶工况（状态）：

① 漂浮工况：即船舶下水后状态，所有压载舱为空舱，船舶主要部分已建造完成，且包括上层建筑、主机和主要设备等已安装到位；这是轴系的校中工况；

② 轻载（或压载）工况：所有货舱为空舱，所有压载舱装满或按装载手册指定的实际装载工况；

③ 满载工况：所有货舱满载，所有压载舱为空舱或按装载手册指定的实际装载工况。

（2）计算载荷：

① 考虑船舶模型区域上的所有典型特征重量，如船体结构自重（含上层建筑）、主机、主要设备、舵和螺旋桨重量；

② 各种油水、压载水、货物；

③ 各个工况对应吃水下的外部静水压力；

④ 忽略以下因素的影响：波浪载荷、螺旋桨动态力、螺旋桨推力。

（3）船体建模要求：

① 模型能正确反映机舱双层底的垂向变形；

② 模型范围至少包括从机舱前的一个货舱的前横舱壁开始向后的所有船体结构部分（包括上层建筑），机舱及机舱以后模型；

③ 主机附加刚性的影响可不予考虑；

④ 以轴承支承点作为计算取值点：白合金的尾管后轴承$d_P/3$处作为支点，d_P为螺旋桨轴直径（或取$L/4$，L为轴承长度）；其他轴承$d_P/2$处作为支点，d_P为轴承直径。计算时，分别假定以尾管前轴承处或尾管后轴承处和曲轴自由端第 1 个主轴承处的相对变形为 0，并以此作为基准参考线；

⑤ 如计算压载和满载工况之间相对变形量，为减少工作量，可不考虑轻载和满载工况之间的不变载荷（如上层建筑、主机、主要设备等），以及对分析结果影响不大的舵和螺旋桨重量。

（4）边界条件：

模型端面的前横舱壁上的所有纵向连续构件节点设为铰支约束，即节点的纵向、横向和垂向的 3 个方向上的位移为 0。

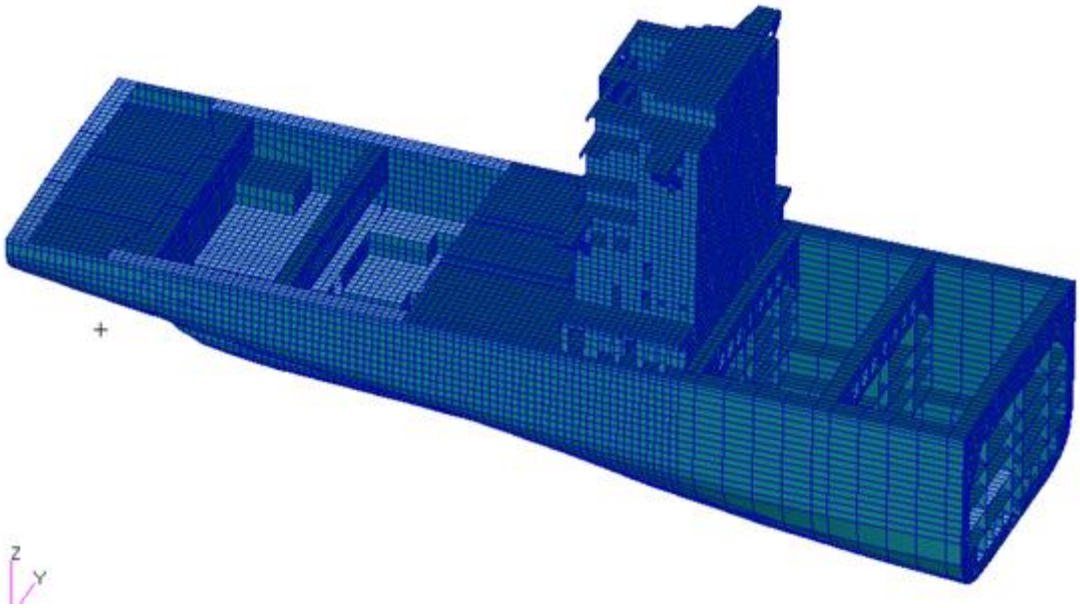


图 9.10.2 “尾部-机舱-货舱”有限元模型

9.10.3 对轴系校中影响的船体变形有限元计算基本评价

（1）通过建立船体的“尾部－机舱－货舱”结构三维立体舱段有限元模型，并计入各种主要装载工况的重力和浮力分布载荷进行有限元分析计算的方法及工作流程，可以对船体“尾部－机舱－货舱”变形和轴系中心线的垂向变形态势进行预报；

（2）该计算方法和流程具有通用性，且与船型无关；但计算得到的轴系中心线变形量值和变形态势具有其特殊性，与具体船型及实际装载情况相关。

9.10.4 典型船舶船体变形对轴系校中影响态势

（1）集装箱船推进轴系。

图 9.10.4-1 为某大型集装箱船，机舱后面有 1 个货舱，在船舶漂浮、压载、满载 3 种工况时，轴系中心线的垂向相对变形态势：

① 轴系中心线的相对变形分布呈现 “凸”形曲线，即轴系中心线中间高出两端；

②漂浮工况下的相对变形最小，满载工况下的相对变形最大；

③漂浮和压载工况下的推力轴承和曲轴后轴承处出现了拐点；

④ 每一工况下最大相对变形值出现在曲线中间位置处，轴系显得比较“软”；

⑤ 压载工况与漂浮工况相对变形差值较小，而满载工况与漂浮工况的相对变形差值较大。

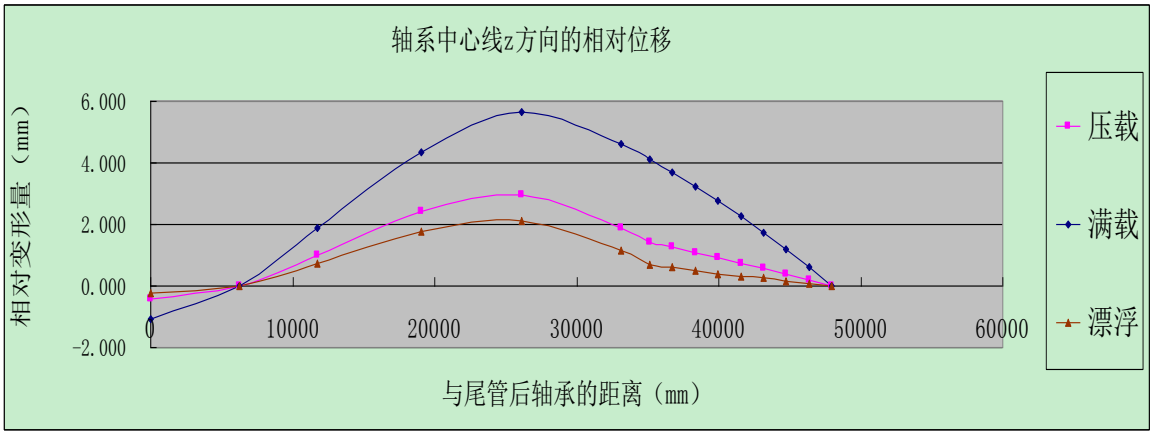


图 9.10.4-1 某大型集装箱船轴系中心线的垂向相对变形态势

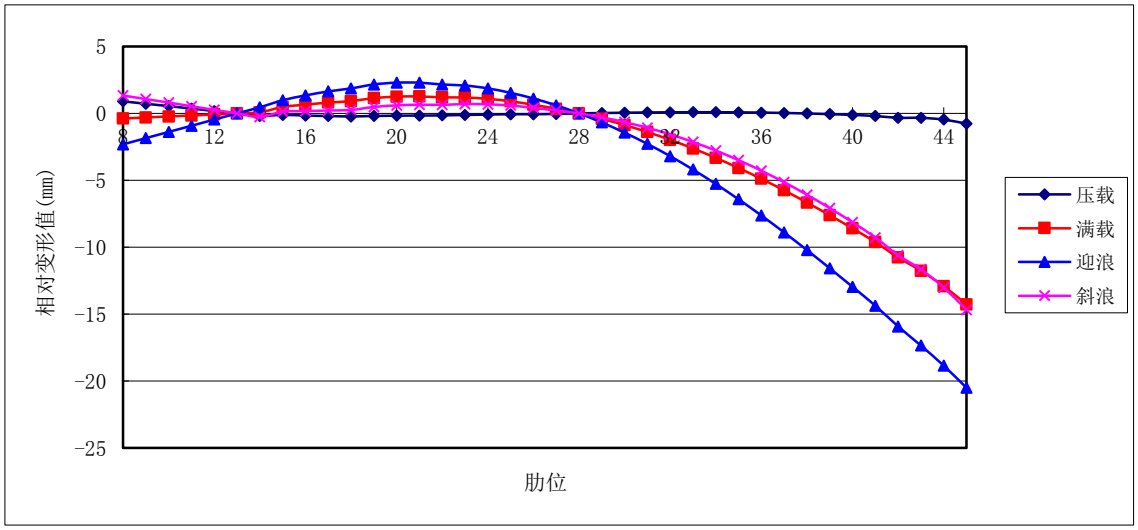
（2）液货船和散货船尾机型推进轴系。

图 9.10.4-2 为某大型油船，具有尾机型，在船舶漂浮、压载、满载 3 种工况时，轴系中心线的垂向相对变形态势（也可适用于散货船）：

① 轴系中心线的相对变形分布满载工况呈现 “凸”形曲线，即轴系中心线中间高出两端；而漂浮和压载相对变形分布则较平稳，且为向“凹”；

② 压载工况下的相对变形最小，满载工况下的相对变形最大；

③ 压载工况绝对变形比漂浮工况绝对变形大，而压载工况相对变形比漂浮工况相对变形小，同一工况下的相对变形并不一定和绝对变形成“正比”关系。



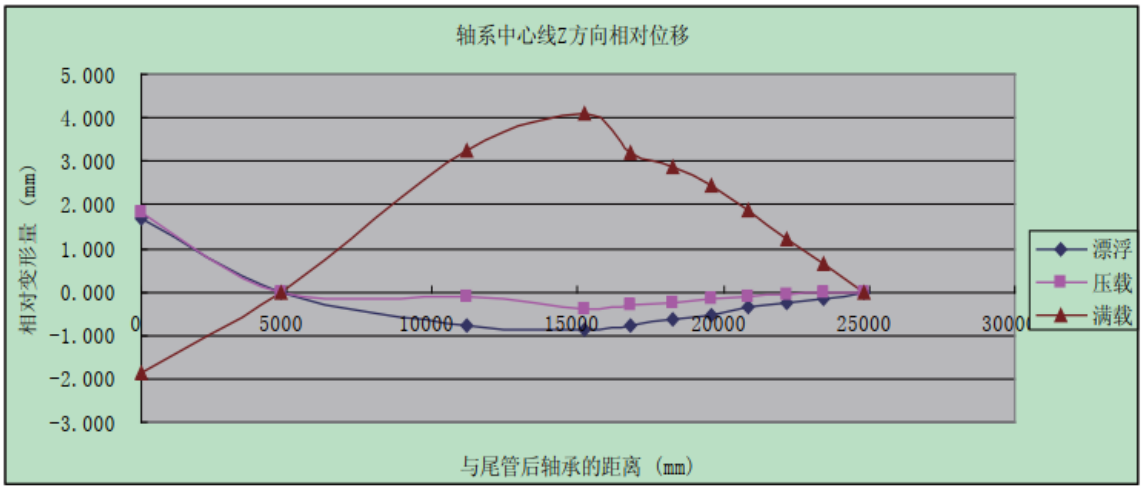


图 9.10.4-2 某大型油船轴系中心线的垂向相对变形态势

9.10.5 考虑船体变形对轴系校中影响的基本原则

（1）对轴系校中影响的船体变形计算的应用。

对轴系校中影响的船体变形有限元计算，可用来预报船体变形，虽然较为耗时费力，但可用于首制船轴系校中的设计参考，也可用于对事故案例的定性分析参考。

（2）船体变形准确值计入。

如有准确的船体变形值，则船体变形对轴系校中影响的计入，仅仅是作为一组输入参数而已——改变轴承位移值。

（3）柴油机厂采取的措施。

为防止大型低速柴油机主轴承和曲轴损坏，抵消或减少船体变形对主机主轴承负荷的影响，柴油机厂在船上安装柴油机时，采取一些的措施：

① 采取反变形的方法，使主机底座预先向下一定挠度，即预先把主轴承的位移呈“凹”状态，图 9.10.5 为 MAN B&W 公司 7S80MC 柴油机在船上安装状态；

② 主机底座为尾倾布置；表 9.10.5 是两种吨位的尾机型船舶的轴系校中计算情况。

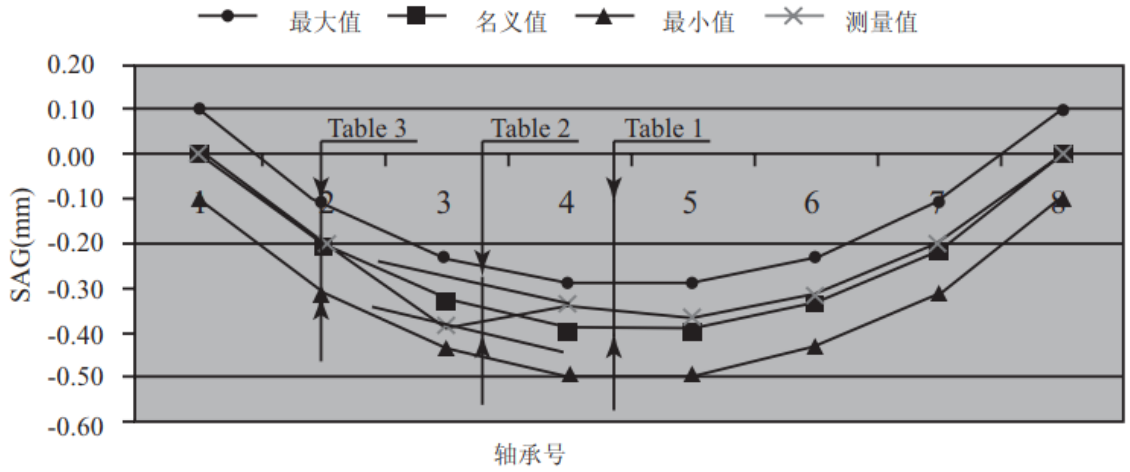


图 9.10.5　柴油机在船上安装呈“凹”状态

主机布置情况　　**表 9.10.5**

船舶吨位（万吨）	主机型号	中间轴承（冷态）位移（mm）	主机最后轴（冷态）位移（mm）	主机轴承膨胀量（mm）（55－20）℃	主机置放情况
18	6S70MC	2.55	4.80	0.33	平放
17.7	6S70MC	1.90	3.03	0.33	向尾倾斜
29.7	7S80MC	1.60	2.60	0.38	向尾倾斜

（4）轴系校中设计考虑船体变形影响的基本原则。

目前船舶轴系校中计算中，虽然没有考虑船体变形的影响，但实际上，有的也考虑中间轴轴承的膨胀量，有的采用尾管后轴承斜镗孔。采用增大主机和中间轴的位移值，相当于计入船体变形的影响，而且均满足轴系校中的要求。

根据分析研究一些船舶的轴系故障现象，可认为，在轴系校中计算时，只要计入足够的主机位移量，即可抵御船体变形对轴系校中的不良影响，因而可不必再进行耗时的船体变形量的计算、测量等研究工作，致使复杂的技术问题简单化。

因此，在轴系校中设计时，可采取以下基本原则：

① 轴承应布置在刚性基座上，而且应尽量离开船体变形最大的位置，以减少船体变形对轴承负荷的不利影响；

② 对柴油机直接推进轴系，在热态时主机主轴承的位移值，建议低于理论中心线至少 1.20*mm*；

③ 对柴油机直接推进轴系，主机最后第 1 个和第 2 个主轴承热态轴承负荷，可控制在许用负荷的 10%～40%范围内，以防止由于船体过大变形而可能使最后主轴承超负荷；

④ 要根据不同船型情况，在船舶漂浮、压载、满载 3 种工况时，轴系中心线相对变形呈现的态势，确定最大的位移量。

9.11　关于螺旋桨轴直径小于 250mm 的轴系校中

9.11.1 规范要求

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章有关规定如下：

一般，螺旋桨轴直径小于 250mm 的主推进轴系，其轴系校中计算书应提交备查。

如没有提交轴系校中计算书，则在本篇第 11 章要求的轴系强度计算书中，还应包括轴承间距的选取等，相关内容可参考 CCS《船上振动控制指南》第 9 章轴系校中的有关要求。同时，在船厂提交的轴系校中工艺文件中，还应包括校中说明的内容。

9.11.2 螺旋桨轴直径小于 250mm 轴系校中的实施

正如前面所述，对螺旋桨轴直径小于 250mm 以及尾管具有 1 个轴承的螺旋桨轴直径小于 200mm 的小船轴系校中，船厂惯例是采用直线校中。

这是船级社规范对小船轴系校中的新要求，即提高要求，但不是强制性，当然如不提交也是可以的。如不提交轴系校中计算书，也可在提交轴系强度计算的说明中，应包括轴承间距等。

如发现轴承布置不合理，船厂应把轴系校中计算书包括其校中说明，提交批准。这里所指的轴承间距，一般应为正常布置的、设有尾管装置的主推进轴系。对一些万向节、舵桨的推进轴系，不适用。

如不提交轴系校中计算书，则在船厂提交的轴系校中工艺规程中，还应包括轴系校中说明的内容。

对轴系直线校中，即过去惯用的法兰 0 对 0 校中，但由于轴自身重量的原因，未连接的轴法兰会处于下垂状态，因此，为保证轴线是直线状态，即法兰 0 对 0 校中，就应采取适当的临时支承点，如图 9.11.2 所示，对具有正常设计的法兰尺寸，临时支承点的中点到法兰端面的距离 A 为：

$$A=（0.18\sim22）L \quad m \tag{9.11.1}$$

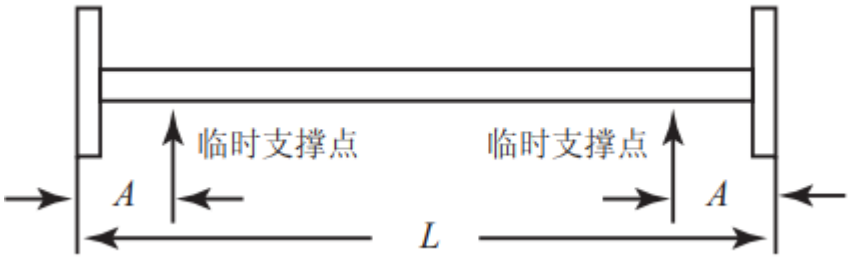


图 9.11.2 临时支承点的位置

9.12 衡准

9.12.1 规范规定

CCS《钢质海船入级规范》第 3 篇第 12 章有关规定如下：

（1）在静态下，所有轴承应为正负荷，即不应出现轴承脱空现象。轴承负荷一般应不小于相

邻两跨距间所有重量总和的 20％。

（2）轴承负荷一般应不超过下列规定值或制造厂的规定值：

尾管后轴承：《钢质海船入级规范》第 3 篇 11.2.5.1 的规定值；

尾管前轴承：0.8N/mm^2；

非金属材料尾管轴承：0.3N/mm^2；

中间轴轴承：0.8N/mm^2；

齿轮轴轴承：1.0 N/mm^2；

柴油机主轴承：柴油机厂的规定值。

（3）各轴的附加弯曲应力，一般应不超过下列值：

螺旋桨轴和尾管轴：20N/mm^2；

中间轴：20N/mm^2；

推力轴：15N/mm^2；

大齿轮轴：10N/mm^2 或齿轮箱厂的规定值。

（4） 施加到柴油机输出法兰处的弯矩和剪力，应不超过柴油机制造厂的规定值（如有要求时）。主机主轴承最小负荷，一般应不小于主轴承许用负荷的 10％；也可以接受柴油机厂规定的最低值，但应在轴系校中计算书中体现。

（5）齿轮箱大齿轮前后轴承负荷之差，应满足制造厂的有关规定。一般应不超过两轴承之间轴段与大齿轮重量之和的 20%。

但如提供轴系运转状态校中计算结果，并确认轴承结构是按运转状态合力作用角确定时，则前后轴承负荷之差可不受 20%的限制，但应满足《钢质海船入级规范》第 3 篇第 10 章附录 1 的有关要求。

（6） 在尾管后轴承支点处，螺旋桨轴与尾管后轴承的相对倾角，在静态下一般应不超过 3.5 $\times 10^{-4}$ rad。

9.12.2　有关说明

（1）由于轴系布置的原因，使尾管前轴承负荷或中间轴轴承负荷不满足不小于相邻两跨距间所有重量总和的 20％，而仍不小于中间轴轴承允许负荷的 10% ，则也可接受，但应严格控制轴承负荷测量值与计算值在±20％以内。

（2）柴油机厂对轴系校中要求，应作为校中条件而纳入轴系校中计算书中。如轴系校中计算书已得到船级社批准，安装时不能任意调整主机轴承的位移，以避免引起中间轴轴承或尾管轴承的负荷过大或过小，甚至产生故障。

（3）虽然规范对轴承负荷的最大值已有规定，但在轴系校中设计时，轴承数量及其轴向位置

的布置，应考虑使轴承负荷留有一定的余量，以防止由于船体变形使轴承超负荷，建议控制在轴承允许负荷的 80％以内。

9.13 审图与检验

9.13.1 轴系校中审图

(1) 一般要求：

① 核查轴系布置情况；

② 确认是否需要采用合理校中；

③ 确认采用的校中方法；

④ 确认轴承长度满足规范的要求；

⑤ 确认轴系校中说明符合规范要求。

（2）轴系直线校中：

① 确认轴承间距符合要求（如不提交轴系校中计算书时）；

② 确认临时支撑符合要求。

（3）轴系轴承负荷校中：

① 确认轴承间距符合要求（如不提交轴系校中计算书时）；

② 确认计算轴承负荷符合 9.3.3 的要求。

（4）轴系合理校中：

① 确认轴系校中计算书内容的完整性，并符合规范的要求；

② 确认轴系校中简图与送审轴系图纸一致；

③ 核查轴系校中简图，包括作用在轴系的所有集中载荷，以及轴系的主要结构尺寸等；

④ 确认轴系热态校中计算满足规范要求；

⑤ 确认轴系运转状态校中计算满足规范要求（适用时）；

⑥ 确认轴系冷态校中计算正确：

——考虑与热态相应轴承位移值的变化；

——确认轴承位移升高量的正确性；

——确认膨胀量考虑可能的不同安装温度。

⑦ 确认轴系安装状态计算符合冷态校中计算结果：

——确认校中说明与规范要求相符；

——确认安装时螺旋桨的状态。

9.13.2　轴系校中检验

(1) 一般要求：

① 确认船厂轴系校中安装工艺文件与批准的轴系校中计算书相符；

② 确认轴系校中说明满足规范的要求；

③ 合理轴系校中，轴系安装时，如与计算条件不符而且可能影响校中结果时，例如安装时的环境温度、螺旋桨浸没情况、船舶工况、柴油机主轴承负荷调整等，则应要求船厂将校中计算书连同其校中工艺说明重新提交批准，除非在计算书中已包含上述内容的影响；

④ 确认采取防止螺旋桨轴变动的措施（有要求时）；

⑤ 轴系合理校中的轴承负荷测量或验证，如超过计算值的±20％，则可按实测结果进行轴系校中计算，如仍满足规范其他要求时，则可以接受。

（2）直线校中轴系：

① 确认临时支承的位置符合要求；

② 在船舶漂浮工况，采用法兰开口偏移法校中时，检查各对法兰开口和偏移，其误差一般应不超过±0.08mm。

（3）轴系轴承负荷校中：

① 确认各中间轴轴承实际负荷计算正确；

② 确认各中间轴轴承实际负荷满足要求。

(4) 合理校中轴系，采用法兰开口偏移法校中：

① 确认临时支承的轴向位置符合计算书的要求；

② 在船舶漂浮工况，检查各对法兰开口和偏移，确认符合校中计算书的要求，其误差一

般不超过±0.08mm；

③ 选 1～2 个有代表性的轴承进行负荷验证，如测量尾管前轴承和 1 个中间轴轴承和或主机或齿轮箱最后轴承；对无尾管前轴承时，测量 1 个中间轴轴承和齿轮箱后轴承或主机最后轴承；一般应不超过冷态计算值的±20％。

（5）合理校中轴系，采用顶举法校中：

① 按校中计算书要求，调整未连接法兰开口和偏移，但仅作为船厂轴系校中的中间过程；

② 在船舶漂浮工况，可采用顶举法测量、调整轴承的冷态实际负荷，确认顶举位置与计算

书相同；

③ 对柴油机直接推进轴系，对尾管前轴承、中间轴轴承以及主机最后 1～3 个主轴承进行负荷测量、调整，确认符合校中计算书的要求；对具有齿轮箱推进轴系，对尾管前轴承、中间轴轴承以及齿轮箱后轴承（尽可能）进行负荷测量、调整，确认符合校中计算书的要求；实测负荷与计算值的误差，一般应不超过冷态计算值的±20％。

（6）合理校中轴系，采用轴承位移法校中：

① 在船舶漂浮工况，可用光学仪或激光准直仪等方法，调整冷态各轴承的位移，使之符合校中计算书的要求；

② 选 1～2 个有代表性的轴承进行负荷验证，如测量尾管前轴承和 1 个中间轴轴承和或主机或齿轮箱最后轴承；对无尾管前轴承时，测量 1 个中间轴轴承和齿轮箱后轴承或主机最后轴承；一般应不超过冷态计算值的±20％。

（7）轴系安装完毕后：

① 一般应检查齿轮的啮合情况；

② 检查柴油机曲轴臂距差，并应符合柴油机厂的有关规定。

（8）在试航结束后，必要时可选择性打开轴承，检查轴承情况。

第 10 章　机械振动

10.1　概述

10.1.1 船舶机械振动特点

船舶机械种类很多，规格不一。按功能可分为主机和辅机两部分；按运转特性分为往复式机械和回转式机械两大类；前者有柴油机、柱塞泵、压气机，后者有涡轮机、水泵、风机、电机等。机械运转时总会产生周期性的激励力，从而引起机械本身的振动。从它们的振动频谱图可知，这些机械振动频带宽达 2Hz～8000Hz，主要分布在 2Hz～1000Hz 的频率范围内。

船舶设备包括锅炉、焚烧炉等，这些设备本身不会产生激励力，但受到基座传递的激励力的作用，也可产生设备本身的振动。

船舶管路由于内部流体或外部激励作用，也会产生管路振动。

船舶机械包括机械、设备和管路，如没有特别指明，机械和设备可简称为机械。

10.1.2 船舶机械振动危害

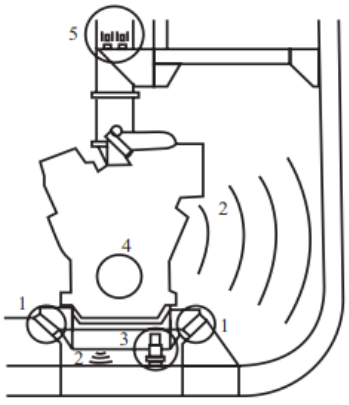
船舶机械的剧烈振动，不但会引起机械本身的疲劳损坏，而且还会通过与船体的连接部件把振动传递给相关的机构和设备。船舶设备的剧烈振动，也会影响设备的正常使用。

剧烈的管路振动，会引起管路及其附件的疲劳损坏，同时也会加剧周围的振动和噪声，并影响相连的机械的正常工作。

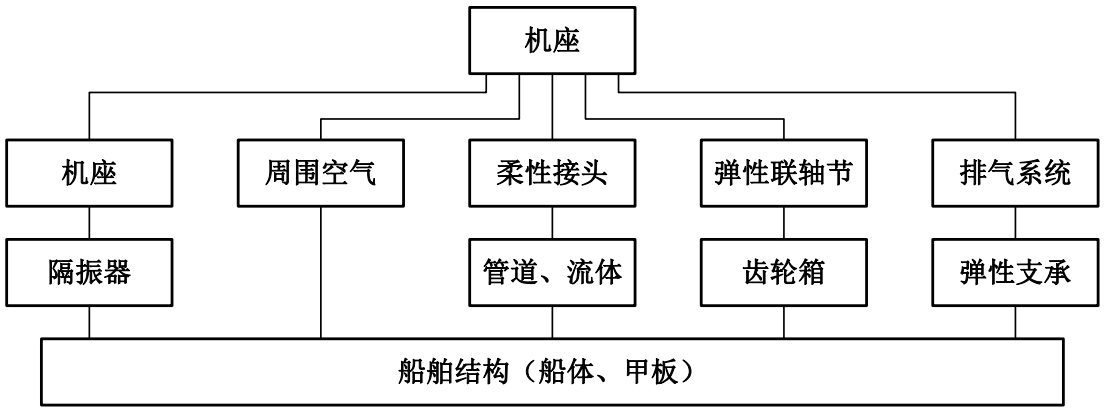
10.2 基本原理

10.2.1 机械振动传递的路径

机械产生的振动传递给基础、甲板和舱壁板后引起它们振动，并以弹性波形式沿着船体结构传播，产生结构振动(又称结构噪声)。图 10.2.1 给出柴油机振动传递路径的示意图。



(1)



（2）

图 10.2.1 柴油机振动传递路径的示意图

从图中可以看出，柴油机振动主要通过以下 5 个路径传递：

（1）机座：通过机座直接传递或经过隔振器传递到船体结构；

（2）空气：柴油机表面辐射噪声，通过空气直接传递到整个舱室，并对船体结构产生二次激励；

（3）柔性接头：通过各种柔性接头、管路及管内水、油等流体传递到舱壁等船体结构；

（4）弹性联轴节：柴油机输出端通过联轴节、齿轮箱及其支承传递到船体结构；

（5）排气系统：排气管路及管内气体振动直接或通过弹性支承传递到船体结构。

习惯上，把通过机座传至基础的传递路径称为第一通道，其余的称为第二通道。

10.2.2 隔振基本参数

隔振技术是控制机械振动系统中的 3 个基本参数：隔振系统质量、刚度和阻尼。这 3 个基本参数的作用是：

质量：在固定激励力作用下，被隔离物体质量越大，其响应的振幅越小。

刚度：在同一激励频率下，隔振器刚度小，隔振效果好，反之隔振效果差。刚度决定整个系统的隔振效率，同时又关系到系统摇摆的程度。

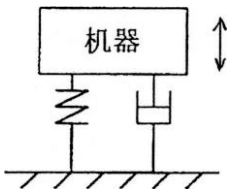
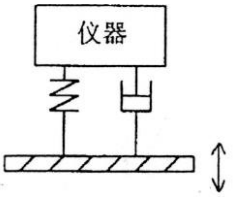
阻尼：在共振区减小共振峰，抑制共振振幅；但在隔振区为系统提供使弹簧短路的附加连接，从而提高支承的刚度，使隔振效率降低，因此对于阻尼，设计时需要仔细分析。

10.2.3 积极/主动隔振和消极/被动隔振

为减小或控制机器设备或结构振动传递，在两个结构之间的传递通道上插入弹性元件(常称隔振器)，从而使一个结构传至另一个结构的动力激励或运动激励予以降低，这就是振动隔离，简称隔振。按照振动激励方式不同，分为积极隔振(或称主动隔振)和消极隔振(或称被动隔振)两类。表 10.2.3 列出两类隔振的目的和适用对象。

积极隔振和消极隔振的概念虽然不同，但是实施方法相同，即在被隔离物体和基础之间安装隔振器(由刚度和阻尼组成的弹性元件)。其区别只是在积极隔振中使传递到基础上的力减小，周期性的激励力一部分由机器设备本身的惯性力抵消，另一部分由隔振器吸收耗散；而在消极隔振中，大部分的基础振动被隔振器吸收耗散，被隔离物体凭借惯性保持基本静止。

积极隔振和消极隔振 **表 10.2.3**

分类	图示	目的	适用对象
积极隔振		隔离或减小机器设备产生的振动通过机座、支座传递到基础，使周围环境或邻近结构不受机器设备振动的影响	运动设备、回转机械、往复机械、冲床等各种设备
消极隔振		防止周围环境的振动通过支座、机座传到需要防护的仪器设备、精密机械	电子仪器、导航设备、配电柜、贵重运输物品等等

10.2.4　绝对传递率

把有隔振器时传递给基础的激励力与刚性连接的激励力之比，称为绝对传递率T_A。

图 10.2.4 是绝对传递率T_A随频率比ω/ω_n变化曲线。从曲线中可看出：

（1）不论阻尼比取何值，只有当频率$\omega/\omega_n>\sqrt{2}$时，绝对传递率T_A才会小于 1。因此要达到振动隔离目的，单自由度隔振系统刚度的选择应满足$\omega/\omega_n>\sqrt{2}$，反之将引起振动放大。

（2）当$\omega/\omega_n>\sqrt{2}$时，随着频率比ω/ω_n增加，绝对传递率T_A值越来越小，隔振效果越来越好，但频率比ω/ω_n不宜过大，因为这要求隔振器具有很大静态压缩量，即弹簧变得很软，这样机械易摇晃，而且当频率比ω/ω_n大于 5 以后，绝对传递率T_A值变化很小，所以实际采用的频率比ω/ω_n宜在 2.5～4.5 之间。

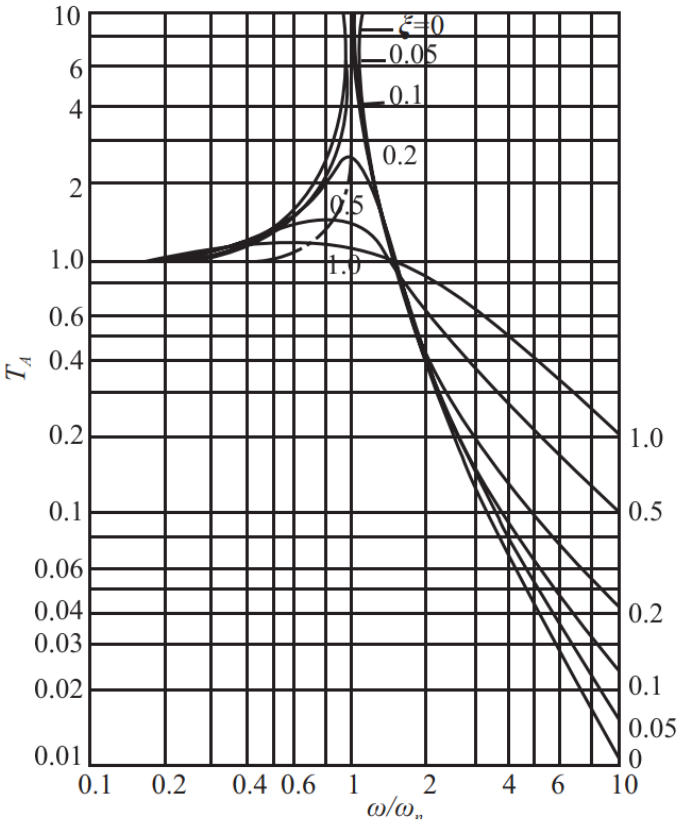


图 10.2.4　绝对传递率T_A随频率比ω/ω_n变化曲线

10.3　机械振动计算

10.3.1 简述

为防止机械振动超过衡准，应进行机械振动计算，并满足设计准则要求。

船舶机械的隔振通常是采用单层隔振系统，有时也采用双层隔振系统。单层隔振系统设计计算，可分为仅考虑 1 个方向的单自由度隔振系统和考虑空间 6 个方向的多自由度系统。

10.3.2 隔振设计资料准备

机械隔振设计时，通常只考虑垂向振动，所以可按单自由度设计计算。隔振设计前,需要准备以下资料：

（1）机械的类型、规格及转速范围；

（2）机械的质量、质心位置、安装位置及外形尺寸；

（3）安装基础的结构特性和环境条件；

（4）船主对船舶结构振动噪声的要求和指标。

10.3.3 单自由度隔振系统

（1）激励力分析。

首先判断是积极隔振还是消极隔振。如是消极隔振，则要分析所在环境的振动优势频率幅值及方向。对于机械来讲，绝大多数是属于积极隔振，则要计算分析机械最主要的激励力或激励力矩的频率、幅值和方向。当机械或振动环境为多个频率激励的振动源时，要求作出激励频谱图。

（2）系统固有频率。

系统的固有频率应根据设计要求，由所需的绝对传递率乃或隔振效率来确定。一般，隔振系统固有频率的确定，应该同时考虑隔振效果和系统的摇摆稳定性。在满足隔振效率的前提下，固有频率可设计得高一些，以增加系统的稳定性，不至于因固有频率过低，隔振器太软，从而使机器产生摇晃。

（3）基座隔振设计。

为减小被隔离物体的振幅和调整系统质心，一般是将机器安装在 1 个有足够刚度和质量的钢制或钢筋混凝土制成的隔振基座上，然后再弹性地支承在船舶基础上。隔振基座的作用是：

① 使隔振元件受力均匀，设备振幅得到控制；

② 降低隔振系统质心，提高系统稳定性；

③ 减少因设备质心位置计算误差引起耦合振动，使系统尽可能只有垂直方向振动；

④ 抑制机器通过共振转速时的振幅。

（4）机器和隔振基座的质量和质心位置确定。

对于仅考虑垂向振动的隔振系统，只需要求出机器和隔振基座的全部质量并确定公共质心位置。如要求同时考虑垂向(x 向)、纵向(y 向)和横向(z 向)3 个方向直线振动和绕 3 个方向的回转振动，则需要求出 3 根主惯性轴位置以及绕该 3 根轴的惯性矩。通过调整隔振基座的质量分布，尽可能使主惯性轴落在水平面和垂直面内。

（5）机器振幅的计算。

机器振幅 A 可由下式计算：

$$A=\frac{F_0}{\omega_n^2 m}\left|\frac{1}{1-(\omega/\omega_n)^2}\right| \tag{10.3.1}$$

式中：F_0 ——激励力幅值，N；主要指柴油机不平衡力和力矩；

m ——机器和隔振基座总质量，kg；

ω ——激励力频率，1/s；

ω_n ——隔振系统固有振动频率，1/s。

如计算的振幅 A 超过机器设备允许值时，则可增加 m 以减小 A 值，一般采取加大隔振基座的质量。当激振力是一个力矩时，在式(10.3.1)中用质量惯性矩 I 代替 m，则可计算得到角振幅。

（6）隔振器选择。

主要考虑刚度和阻尼，耐环境条件的性能。为安装维护方便，尽可能采用同一种类同一型号的隔振器。

(7) 隔振器布置。

隔振器布置应遵循下列原则：

① 在一个隔振装置中，尽可能选用相同型号的隔振器，并使每个隔振器受力相等，变形一致；

② 隔振器尽可能按机械的主惯性轴作对称布置；

③ 当机械的形状和质量分布特殊而不得不采用不同型号的隔振器时，应使隔振器的各个支承点的变形一致，以保证隔振系统在振动时保持垂直方向振动独立；

④ 为克服计算误差引起隔振器静态压缩量不一致，可把隔振器安装位置部分设计成为活动的，安装时可以调整，以保证各隔振器静态压缩量一致。

(8) 阻尼器或限位器选择。

为防止隔振系统摇摆或在启动过程中通过共振区时振幅过大，可考虑安装阻尼器或振幅限位器。

(9) 其他部件的柔性连接。

隔振系统的所有管路、动力线及仪表导线，在隔振基座上、下连接应是柔性的，以减少第二通道振动传递。

(10)检查和方案比较。

在完成隔振设计后，要检查机械隔振系统是否符合设计指标，有时需要作几个不同的方案进行比较，以满足经济性要求。同时检查所有选用的设备或附件是否符合船用要求。

10.3.4 多自由度隔振系统

(1) 多自由度隔振系统运动方程。

当机械同时受到不同方向上的激励力和激励力矩作用时，隔振设计应按 6 个自由度系统进行。参照图 10.3.4，把机械和公共隔振基座简化为质量等于 m 的刚体，取其质心位置为坐标原点，3 个坐标轴为 3 个主惯性轴，其运动方程为：

$$[M]\{\ddot{X}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{X\}=\{F\} \tag{10.3.2}$$

式中：$[M]$、$[C]$和$[K]$中：分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵；

$\{X\}=[x,y,z,a,\beta,\gamma,]^T$ ——位移向量，其中 x、y、z 为线位移，a、β、γ 为角位移；

$\{F\}=[F_x,F_y,F_Z,M_x,M_yM_z]^T$ ——力向量，其中 F_x、F_y、F_z 为激励力，M_x、M_y、M_z

为激励力矩。

对应方程(10.3.2)的隔振系统的固有频率方程式为：

$$\left|[K]-[M]\omega^2\right|=0 \qquad (10.3.3)$$

(2) 多自由度隔振系统响应计算。

关于多自由度隔振系统的固有频率、固有振型和振动响应的计算，一般都采用专用程序，由计算机完成。

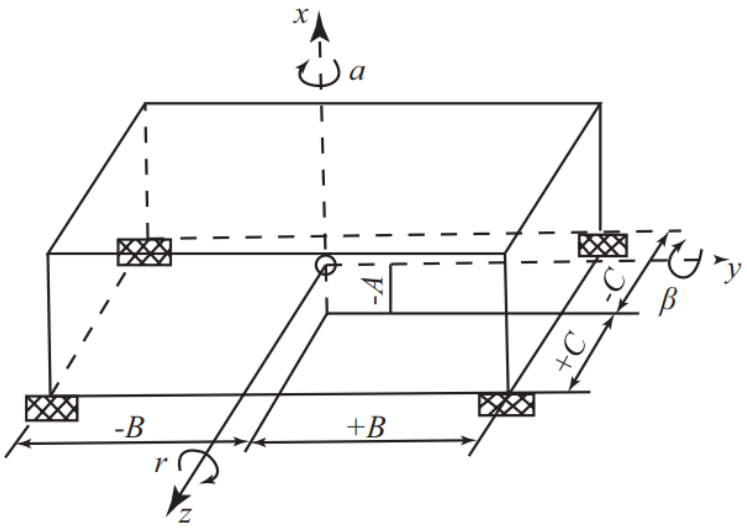


图 10.3.4 多自由度隔振系统

10.3.5 双层隔振系统

(1) 简述。

船舶机械单层隔振系统的振级落差一般为 10dB～20dB。因此，对振动噪声要求高的船舶，其机械可考虑采用双层隔振系统，即在被隔离的机械和基础之间再插入一个弹性支承的中间基座，图 10.3.5 为双层隔振系统的示意图。为降低舱内空气噪声和由此引起的二次结构振动，可以在机组外安装隔声罩，一般隔声罩安装在中间基座上。双层隔振系统的振级落差，在低频区一般可达到 30dB～40dB，高频区可达 50dB 以上。

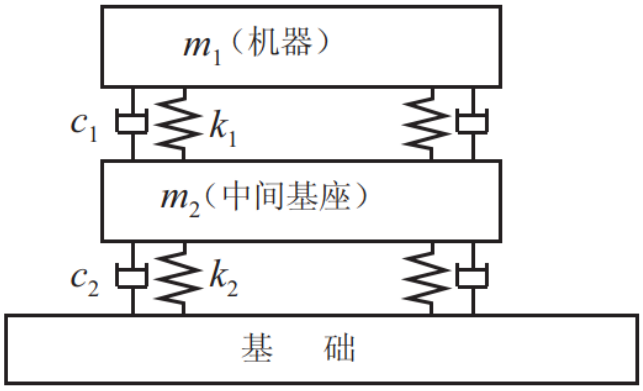


图 10.3.5 双层隔振系统示意图

(2)　双层隔振系统振动计算。

双层隔振系统包括机械和中间基座两个部分，考虑到中间基座的非刚性，一般采用有限元或试验模态方法求得中间基座的固有频率，以免与系统固有频率重合发生共振。一般中间基座作为刚体处理，根据 10.3.3 可知，这样的系统具有 12 个自由度，即机械有 6 个自由度，中间基座有 6 个自由度。它的运动方程和固有频率方程式同式(10.3.2)和式(10.3.3)形式相同，仅是$[M]$、$[C]$、$[K]$矩阵中的尺寸和元素不同，所有计算都由专用程序实现。

工程中通常关心的是垂向振动，这样可把双层隔振系统简化为两自由度振动系统，其无阻尼固有频率ω_n为：

$$\omega_n^4 - [\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_1}{m_2}]\omega_n^2 + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} = 0 \tag{10.3.4}$$

双层隔振系统的绝对传递率T_A为：

$$T_A = \frac{F_{T0}}{F_0} = \left| \frac{(a^2 - 4\zeta_1\zeta_2 a\lambda^2) + j\lambda(2\zeta_1 a^2 + \zeta_2 a)}{A - jB} \right| \tag{10.3.5}$$

式中：　F_{T0}——传递到基座上的力；

F_0——激励力；

$A = \lambda^4 - \lambda^2(a^2 + 4\zeta_1\zeta_2 a + \mu + 1) + a^2$；

$B = \lambda^3(2\zeta_2 a + 2\zeta_1\mu + 2\zeta_1) - \lambda(2\zeta_1 a^2 + 2\zeta_2 a)$；

$\mu = m_1 / m_2$；

$\omega_1 = \sqrt{k_1 / m_1}$；

$\omega_2 = \sqrt{k_2 / m_2}$；

$\lambda = \omega / \omega_1$；

$a = \omega_2 / \omega_1$；

$\zeta_1 = c_1 / 2\sqrt{k_1 m_1}$；

$\zeta_2 = c_2 / 2\sqrt{k_2 m_2}$；

$c_1 = a^2 - 4\zeta_1\zeta_2 a\lambda^2$；

$c_2 = \lambda(2\zeta_1 a^2 + 2\zeta_2 a)$。

当ζ_1《1、ζ_2《1和$\frac{\omega}{\omega_1}$》1时，则：

$$T_A = \frac{\omega_1^2 \omega_2^2}{\omega^4} \qquad (10.3.6)$$

双层隔振系统的绝对传递率与激励圆频率ω的 4 次方成反比，而单层隔振系统与ω的平方成反比，所以当激励圆频率增大一倍，双层隔振系统的绝对传递率减小 16 倍，而单层隔振系统仅减小 4 倍。这表明双层隔振系统的绝对传递率曲线，在越过共振峰后的下降斜率大，即在高频区双层隔振系统隔振效果优于单层隔振系统。

10.4 隔振元件

10.4.1 隔振元件性能

隔振元件一般分成隔振垫和隔振器两大类。前者有橡胶隔振垫、海绵橡胶、毛毡、玻璃纤维及矿棉等。后者有金属螺旋弹簧、橡胶隔振器、钢丝绳隔振器、空气弹簧等等。表 10.4.1 列出各类隔振元件的性能比较。

需要指出的是，橡胶隔振元件具有蠕变特性，即在额定负荷下，隔振元件变形在一段时间内仍不断增加，一般 48h 的滞后变形可达蠕变的 90％。所以对于船舶机械隔振装置，如主推进动力设备和柴油发电机等重要设备，在设备加载到隔振器上后，应在 48h 以后再进行校中和外接件的安装；一般机械隔振装置，应在 24h 后再进行安装。

各类隔振元件性能比较 **表 10.4.1**

性能项目	金属螺旋弹簧	不锈钢钢丝绳隔振器	橡胶隔振器隔振垫	空气弹簧	金属丝网隔振器	海绵橡胶	毛毡	玻璃纤维及矿棉
适用频率范围(Hz)	2～10	5～10	5～100	0～5	20～25	2～5	25	>10
多方向性	○	▲	▲	○	○	○	○	○
简便性	○	▲	▲	△	○	○	○	○

阻尼性能	×	▲	○	▲	○	△	△	○
高频隔振及隔声	×	○	○	▲	△	○	○	○
载荷特性的直线性	△	○	○	○	×	×	×	×
耐高、低温	▲	▲	△	△	▲	△	○	○
耐油性	▲	▲	△	△	▲	×	○	○
耐老化	▲	▲	△	△	▲	×	○	○
产品质量均匀性	▲	○	△	○	○	×	△	△
耐松弛	▲	○	○	○	△	△	△	○
耐热膨涨	▲	○	△	○	○	○	○	○
价格	便宜	高	中	高	中	中	便宜	中
质量	重	△	中	重	中	轻	轻	轻
与计算特性值一致性	▲	○	○	○	△	×	×	×
设计上的难易程度	▲	○	○	×	△	○	○	○
安装上的难易程度	△	○	○	×	○	▲	▲	○
寿命	▲	▲	△	○	○	×	△	△

表中符号说明：▲——优；○——良；∆ ——中；×——差。

10.4.2　隔振元件选择

根据隔振基本原理，隔振系统的激励力频率与固有频率之比应大于$\sqrt{2}$，一般推荐为 2.5～4.5，为此：

当固有频率 f_0 ≥20Hz～30Hz，可选用毛毡、橡胶隔振垫及一些较硬的橡胶隔振器、金属丝网隔振器。

当固有频率 f_0 ≥2Hz～10Hz，可选用金属弹簧、钢丝绳隔振器、橡胶隔振器、海绵橡胶及泡沫塑料等。

当固有频率 f_0 ≥0.5Hz～2Hz 可选用空气弹簧隔振器。

隔振元件选择另一个要点是载荷，一般应该使隔振元件所受到的静载荷为允许载荷的 80%～90%，动载荷与静载荷之和不超过其最大允许载荷。对于隔振垫，允许载荷或推荐载荷是指单位面积的载荷，并力求各个隔振元件载荷均匀。

表 10.4.2 列出船舶机械常用隔振器的特性和应用场合。

常用船用隔振器特性和应用场合　　表 10.4.2

类型	特性	应用	注意事项
橡胶隔振器	承载能力强，刚度大，阻尼比为 0.05～0.15，可做成各种形状，能自由选取 3 个方向的刚度，有蠕变效应	用于船舶主动力设备、各种机械设备的积极隔振	根据使用环境条件不同，如耐油、耐磨性、耐热性、耐酸碱性等等，选用不同的防振橡胶胶料制作的隔振器

不锈钢钢丝绳隔振器	具有较好的弹性和阻尼，承载能力强，抗冲击性能好，水平与垂向两刚度相差较大	用于各种设备的积极隔振，电子仪器仪表的消极隔振，适用抗冲击环境	安装时采用交叉方向布置，以便使水平与垂直两个方向的刚度比较接近
金属弹簧	承载能力强，变形量大，刚度小，阻尼比约为 0.01，水平刚度较垂直方向小，易晃动	用于仪器仪表的消极隔振和大激振力机械的积极隔振	当需要较大阻尼时，可增加阻尼器或与橡胶隔振器联合使用
空气弹簧	刚度由压缩空气的内能决定，阻尼比为 0.15～0.50	常用于特殊要求的精密仪器和设备的消极隔振，现开始用于对声学有特殊要求的船舶主动力设备积极隔振	空气压力要求稳定，需要有恒压空气源
海棉橡胶	刚度小，富有弹性，阻尼比为 0.1～0.15，承载能力小，性能不稳定，易老化	用于小型仪器仪表的消极隔振	许用应力很低，相对变形量应控制在 20%—35%范围内，严禁日晒雨淋，防止接触酸、碱、油

10.4.3　隔振元件的强度校核

（1）金属弹簧隔振器中的弹簧元件，按机械零件中的设计方法校核强度。

（2）橡胶隔振器的许用应力应不超过下列数值：

压缩：1 N / mm^2；

剪切：0.4 N / mm^2。

（3）橡胶隔振器的许用应变应不超过下列数值：

静载　压缩：15%；　剪切：25%；

动载　压缩：5%；剪切：10%。

（4）由于船舶倾斜和摇摆，使隔振器元件除受静载荷(自重)作用外，还要受到附加的动载荷作用，因此应进行动强度校核。

一般可只考虑船舶最大摇摆角并作为静态处理。根据船舶规范的规定，允许最大角度为：

对船舶推进和船舶安全有关的辅机，纵倾为 7.5°，横摇为 22.5°；

对应急发电机和根据法定要求安装的设备：纵倾为 10°，横摇为 22.5°。

对小型船舶，由于摇摆周期较短，则应考虑机械的惯性作用，如图 10.4.3 所示。

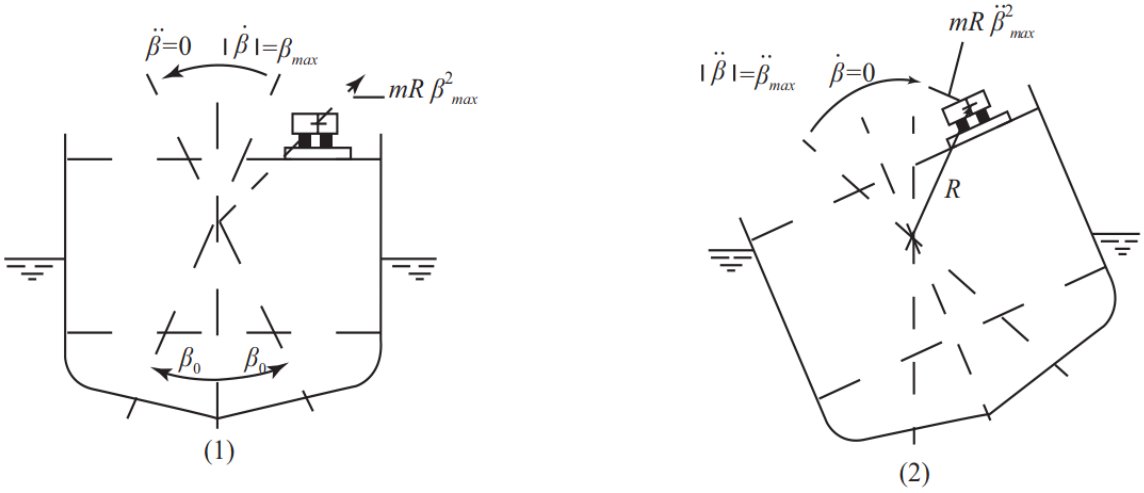


图 10.4.3　船舶动态影响

图中 m_0 为质量，摆动角位移 $\beta=\beta_0\sin\omega t$ 。图中(1)表示摆动角位移 β =0 时，$\ddot{\beta}$ =0，$|\dot{\beta}|$ = $\beta_{\max}$ 的情况；图中(2)表示摆动角位移 $\beta=\beta_0$，$|\ddot{\beta}|=\beta_{\max}$，$\dot{\beta}$ =0 的情况。可见惯性力的大小及方向均不同。这说明，动态校核应考虑几种不同情况。

10.4.4　隔振元件布置

隔振元件的布置形式，一般可分为支承式和悬挂式两种：

(1)　支承式。

根据隔振元件支承角度不同，主要分为平置式和斜置式两种。

平置式是一种常见的传统布置形式，布局简单，安装容易。在这种布置方式中，每个隔振元件的 3 个相互垂直的刚度轴各自对应地平行于所选取的参考坐标轴。

斜置式布置中，每个隔振元件的 3 个相互垂直的刚度轴相对于参考坐标轴的布置是，除一轴平行于参考坐标轴外，其他两个轴分别与参考坐标轴有一个夹角。一般斜置式的隔振元件都是成对地布置于垂向纵剖面的两侧，但每对之间的夹角可以不同。这种布置方式的最大优点是，它既有较强的横向刚度，又有足够的横摇柔度；常应用于柴油机的隔振，这样既保证有较大的横向稳定性，又满足较低的横摇固有频率的要求，以隔离由不均匀扭矩引起的横摇振动。

(2)　悬挂式。

根据舱室空间不同，主要分为悬吊式和侧挂式两种。前者常用于精密设备的隔振，后者用于小功率船舶辅机的隔振。

10.5　管路振动

10.5.1 简述

机械振动和管路内流体产生的脉动和不稳定流动引起的振动与噪声，不仅会产生剧烈的管路振动，以及引起管路及其附件的疲劳损坏，同时也会加剧周围的振动和噪声，并影响相连的机械

的正常工作。

因此，在船舶设计和安装阶段，应采取防止管路振动的适当措施。

10.5.2 管路振动的分析与计算

管路系统是一个连续弹性体结构，在管内流体脉动压力激励下将产生强迫机械振动。设计时，建议对管路系统的固有频率和机械振动进行分析计算，防止共振，并预估管路系统的振动，判断管路工作的安全可靠程度。

对于简单管路系统，如不同支承方式和质量分布的单跨管路，悬臂直角弯管和任意角度的平面弯管的固有频率计算方法，可查阅振动手册。

实际管路系统由于结构的复杂性，精确解的求取非常困难。目前一般是采用各种理论方法求取近似解，以满足工程计算的要求。其中有限元法是管路系统振动分析的一个有用的工具，有限元软件可以计算复杂管路系统的固有频率，也可以计算动力响应。

10.5.3　管路防振措施

(1) 避免管路共振。

管路固有振动频率与两支承间管路的长度有关，管路越长，固有振动频率越低。因此，可采用不同长度来改变管路固有振动频率，以避免共振的发生。

（2）管路弯曲与支承。

应尽量避免管路转弯，如不可避免时，转弯半径应尽可能大。应尽量避免管路支承间距过大和管路悬浮，否则应加设支架，而且支架处应有足够的刚性。

（3）管路附件。

管路中的阀和仪表等附件，不应安装在管路振动的波腹位置，应尽量靠近支撑点或固定点。

(4) 管路隔振。

机械振动，除通过基础沿船体结构传递外，还可以通过管路、管内工作介质以及固定管路的构件，传递至邻近结构而辐射噪声。为隔离管路振动的传递，应对管路进行隔振。一般通过设备与管路之间采用弹性元件连接实现，即在风机、水泵、空压机、柴油机进出口法兰与管路法兰之间用弹性接头连接，管路通过弹簧吊架或支架由甲板或舱壁支承。图 10.5.3 为典型的管路隔振示意图。

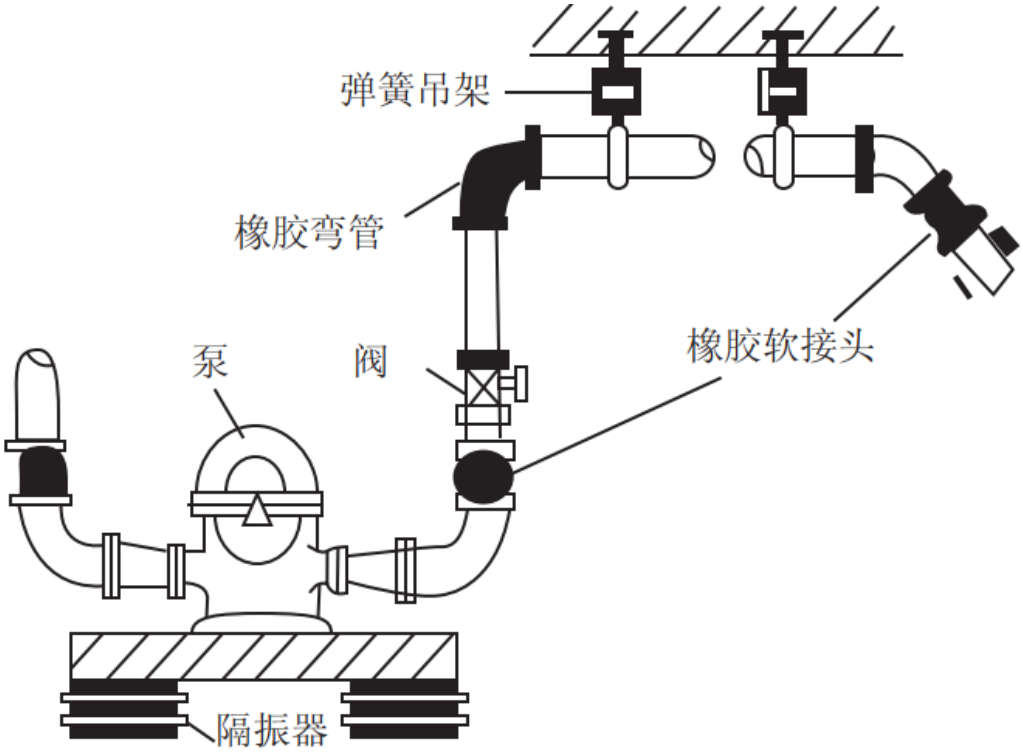


图 10.5.3 典型管路隔振示意图

(5) 管路防振弹性元件。

根据机械及管路内流体压力温度不同，管路隔振用的弹性元件即软接头，分为下列 3 种：

① 帆布或人造革制作柔性管接头，适用于进出风口压力较低的通风机管路隔振；

② 橡胶软接头，适用于工作压力小于 3N / mm^2，流体介质温度在 100℃以下管路隔振；

③ 不锈钢金属波纹管，适用于温度高于 100℃、压力高于环境大气压的工况，如柴油机、空压机和真空泵的排气口等。

(6) 注意事项。

为获得良好的管路隔振效果，软接头安装设计时需要注意下列事项：

① 软接头应配置在垂直和水平两个方向；

② 软接头应配置在靠近设备的管路上，习惯上是配置在设备管路的进、出口处；

③ 软接头不能承受轴向拉力，横向补偿位移作用小，安装时不能超过产品的极限额定值。

10.6 设计准则

10.6.1 机械振动响应计算，目前还没有达到适用的程度，因此，机械振动控制的要素是确定激励频率和振动体固有频率，并控制在一定范围内。在（85%～100%）最大营运转速围内，应避免产生共振现象。

10.6.2 在积极隔振中，激励频率和机械振动固有频率之比 ω/ω_n ，应满足 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 的要求，一般频率比选择 ω/ω_n =2.5～4.5。

10.6.3 对中低速运转的机械，由于激励频率很低，系统的固有频率可能高于某些激励频率，即不能满足 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 的要求，在这种情况下，应采取降低相关激励频率的激励力的措施。

第 11 章　船体梁总振动

11.1　概述

11.1.1 船体梁总振动形式

船体梁总振动系指整个船体产生像一根变断面梁形式的振动，它可能有下述几种振动形式：

(1) 垂向弯曲振动，见图 11.1.1-1；

(2) 水平弯曲振动，见图 11.1.1-1；

(3) 扭转振动，见图 11.1.1-2；

(4) 纵向振动，见图 11.1.1-3。

一般情况下纵向振动可不考虑；对于大开口船舶，应考虑水平振动与扭转振动的耦合。

11.1.2 引起船体梁振动的主要激励力

柴油机不平衡力矩会引起船体梁垂向总振动，其激励频率与柴油机转速的关系为：

1 次不平衡力矩的激励频率，在数值上等于柴油机转速；

2 次不平衡力矩的激励频率，在数值上等于 2 倍柴油机转速；

4 次不平衡力矩的激励频率，在数值上等于 4 倍柴油机转速。

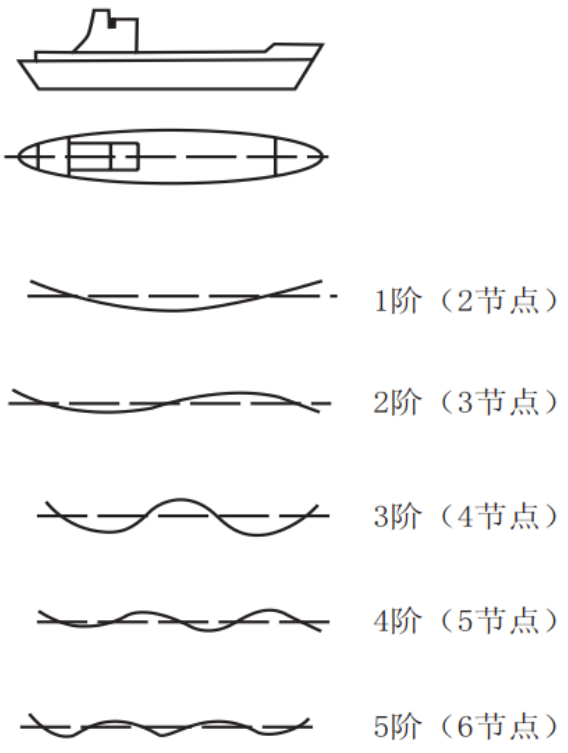


图 11.1.1-1 船体梁垂向和水平弯曲振动 1 阶～5 阶振型

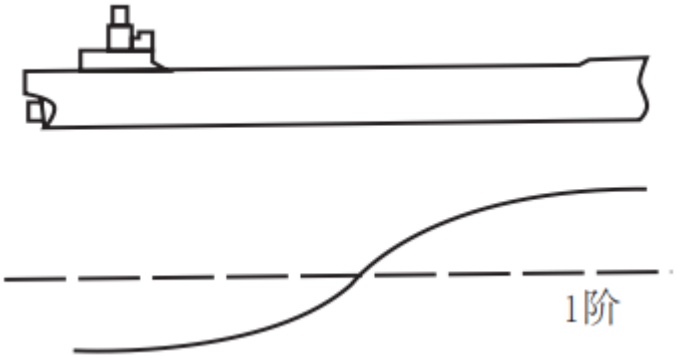


图 11.1.1-2 船体梁扭转振动 1 阶振型

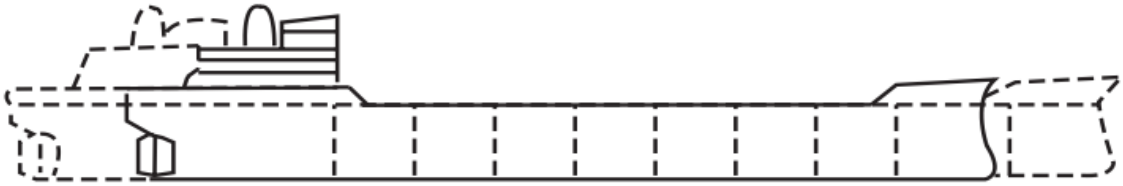


图 11.1.1-3 船体梁纵向振动振型

11.2 船体梁固有振动频率的估算

11.2.1 垂向弯曲固有振动频率的估算

(1) 当主尺度和排水量已知时，船体梁垂向弯曲振动的 1 阶（2 节点）和 2 阶（3 节点）固有振动频率 f_{iv} 可按下式计算：

$$f_{iv} = a_{iv} K_{iv} E_{iv} C_{vm} \frac{D}{L} \sqrt{\frac{B}{\Delta_v}} + b_{iv} \quad \text{Hz} \tag{11.2.1}$$

式中：i——船体梁垂向弯曲振动的节点数，2 节点振动取 i=2，3 节点振动取 i=3；

f_{iv}——节点数为 i 的船体梁垂向总振动的固有振动频率，Hz；

D——型深，m；由基线量至强力甲板的高度，对客货船则计算到上层甲板；

L——垂线间长，m；公式适用范围为 L≤230m；

B——型宽，m；

a_{iv}、b_{iv}——由船的类型和节点数确定的无因次系数；

K_{iv}——船体横剖面对中和轴的惯性矩沿船长分布形式的变化，对固有振动频率影响的无因

次修正系数；

E_{iv}——船体桥楼对固有振动频率影响的无因次修正系数；

Δ_v——包括附连水质量在内的船舶总质量，t；

C_{vm}——船体的钢材类型对船体振动影响的系数。

以上各有关系数可如下确定：

①a_{iv}、b_{iv}由表 11.2.1-1 确定。

a_{iv}、b_{iv}系数 **表 11.2.1-1**

节点数i	系数	油船	干货船	散货船	矿砂船	客货船
$i=2$	a_{2v}	0.447 $\times10^3$	0.437 $\times10^3$	0.383$\times10^3$	0.515$\times10^3$	0.335$\times10^3$
	b_{2v}	0.371	0.327	0.408	0.263	0.580
$i=3$	a_{3v}	1.290$\times10^3$	0.690$\times10^3$	0.775$\times10^3$	1.123 $\times$ 10^3	0.710$\times10^3$
	b_{3v}	0.238	1.208	0.782	0.442	0.842

②K_{iv}：2 节点振动： $K_{2v}=0.90+0.10C_b$ (11.2.2)

3 节点振动：$K_{3v}=0.85+0.15C_b$ (11.2.3)

式中：C_b——方形系数。

③ E_{iv}:

2 节点振动：$E_{2v}=\dfrac{D_e}{D}$ (11.2.4)

式中：D_e为相当型深，m；按下式计算：

$$D_e=\sqrt{D^2(1-x_1)+0.85kD_1^2(x_1-x_2)+0.67kD_2^2(x_2-x_3)+0.54kD_3^2x_3} \quad (11.2.5)$$

其中，L_1、L_2、L_3——各层桥楼长度 m；见图 11.2.1；

D_1、D_2、D_3——由船底至该层桥楼顶部的对应高度 m；

k——不同种类桥楼系数，当桥楼为上层建筑时$k=1.00$，当桥楼为甲板室时$k=0.95$；

x_1、x_2、x_3分别为：

$x_1 = \frac{L_1}{L,}$， $x_2 = \frac{L_2}{L}$， $x_3 = \frac{L_3}{L}$

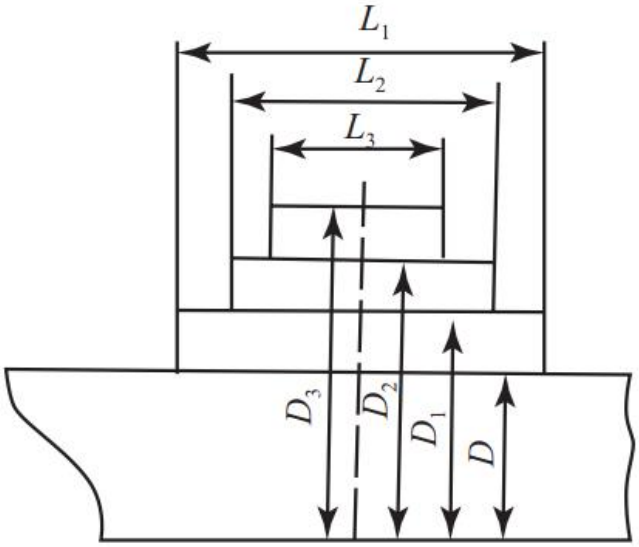


图 11.2.1 型深和桥楼尺寸示意图

3 节点振动：$E_{3v} = 1.0$ 。

④ $\Delta_v = \Delta(1+\tau)$ （11.2.6）

式中：Δ——船舶排水量，t；

τ——附连水系数，按下式确定：

$$\tau = (0.2 + \frac{B}{3d})(C_b^2 + 0.15) \qquad (11.2.7)$$

其中：d——平均吃水，m；

B——船宽，m；

C_b——方形系数。

⑤ C_{vm}：

船体采用普通钢材时，C_{vm}=1.0。

当船中部区域内的主要船体结构采用高强度钢时，C_{vm} 应按下列公式计算，取其大值：

$$C_{vm} = \sqrt{K_m} \qquad (11.2.8)$$

$$C_{vm}=0.243\sqrt{L/D} \tag{11.2.9}$$

当其中部区域内的甲板采用高强度钢时，C_{vm} 应按下列公式计算，取其大值：

$$C_{vm}=\sqrt{(1+K_m)/2} \tag{11.2.10}$$

$$C_{vm}=\sqrt{\frac{0.059L/D}{2-0.059L/D}} \tag{11.2.11}$$

式中材料修正系数：$K_m=24f_a/R_{eH}$ (11.2.12)

其中：R_{eH} ——高强度钢的标定最小上屈服点，kg / mm2；

f_a——系数；

当 $R_{eH}=313.0$ MPa 时，$f_a=1.056$；

当 $R_{eH}=352.8$ MPa 时，$f_a=1.092$。

(2) 当中剖面惯性矩已知时，船体梁垂向弯曲振动的 2 节点和 3 节点固有振动频率 f_{iv} 可按下式计算：

$$f_{iv}=A_{iv}K_{iv}E_{iv}\sqrt{\frac{I_{ov}}{\Delta_v L^3}}+B_{iv}\quad \text{Hz}\quad (i=2,3) \tag{11.2.13}$$

式中：I_{ov}——船体中剖面对水平轴的惯性矩，m^4；

A_{iv}, B_{iv}——由船舶类型和节点数所确定的系数，由表 11.2.1-2 查得。

其余各符号同 11.2.1（1）。

系数 A_{iv}、B_{iv} **表 11.2.1-2**

节点数 i	系数	油船	干货船	散货船	矿砂船	客货船
i=2	A_{2v}	0.530×10^5	0.423×10^5	0.340×10^5	0.432×10^5	0.357×10^5
	B_{2v}	0.162	0.337	0.455	0.337	0.537
i=3	A_{3v}	1.247×10^5	0.562×10^5	0.738×10^5	1.028×10^5	0.753×10^5
	B_{3v}	0.100	1.283	0.772	0.451	0.762

(3) 公式误差及适用范围：上述 11.2.1 (1)和(2)给出的公式，是根据 100 余艘不同类型船舶的资料所归纳出的，适用于船长小于 230m 的油船、干货船、散装货船、矿砂船和客货船，一般情况下误差不大于 7%。

(4) 高阶振动：

对于 3 阶以上的船体垂向弯曲振动固有振动频率 f_{iv}，按下式计算：

$$f_{iv} = a_{iv} f_{2v} \quad \text{Hz} \tag{11.2.14}$$

式中：a_{iv}——由节点数确定的系数，可由表 11.2.1-3 查得；

i——节点数，$i \geq 4$；

f_{2v}——1 阶固有振动频率，Hz。

系数 a_{iv} **表 11.2.1-3**

船舶类型 节点数 i	油船	矿砂船和散货船	货船
i =4	3.07	3.00	2.53
i =5	4.11	4.00	3.23
i =6	5.16	5.00	3.90
i =7	6.22	6.00	4.55
i =8	7.28	7.00	5.18

在高阶振动时，质量和刚度的分布以及剪切的影响增加，用上式来推算固有振动频率时精度会下降。因此，如缺乏类似船舶的经验数据，而用该式来估算高阶船体梁弯曲振动的固有振动频率时，应当谨慎。

11.2.2　采用 Kumai 公式估算垂向弯曲振动固有振动频率

当中剖面惯性矩已知时，船体梁垂向弯曲振动的 1 阶固有振动频率 f_{2v}，可按 Kumai 公式计算：

$$f_{2v} = 5.117 \times 10^4 \sqrt{\frac{I_{ov}}{\Delta_v L^3}} \quad \text{Hz} \tag{11.2.15}$$

式中：I_{ov}——船体中剖面对水平轴的惯性矩，m^4；

L——垂线间长，m；

Δ_v——包括附连水质量在内的船舶总质量，t；按下式计算：

$$\Delta_v = \left(1.2 + \frac{B}{3d}\right)\Delta$$

其中：　Δ——船舶排水量，t；

B——型宽，m；

d——平均吃水，m。

对于 2 阶（3 节点）以上的船体垂向弯曲振动固有振动频率 f_{iv}，可按下式计算：

$$f_{iv} \approx (i-1)^{\alpha} f_{2v} \quad \text{Hz} \tag{11.2.16}$$

式中：f_{2v}——1 阶（2 节点）固有振动频率，Hz；

i——节点数，$i \geq 3$；

$\alpha = 0.845$——对于普通货船；

$\alpha = 1.0$——对于散货船；

$\alpha = 1.02$——对于油船。

图 11.2.2-1 为普通货船 2 节点～5 节点、图 11.2.2-2 为散货船与油船 2 节点～6 节点船体梁固有振动频率与排水量的关系，可与 Kumai 公式结合使用。

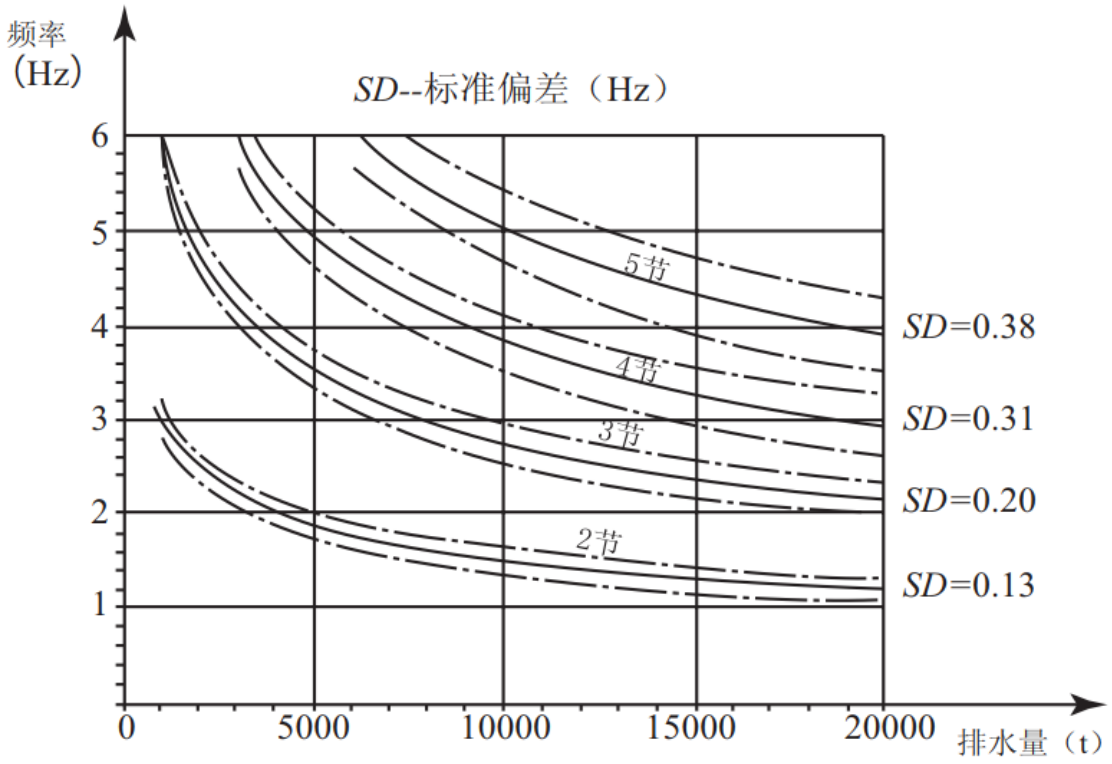


图 11.2.2-1　普通货船船体梁固有振动频率与排水量的关系

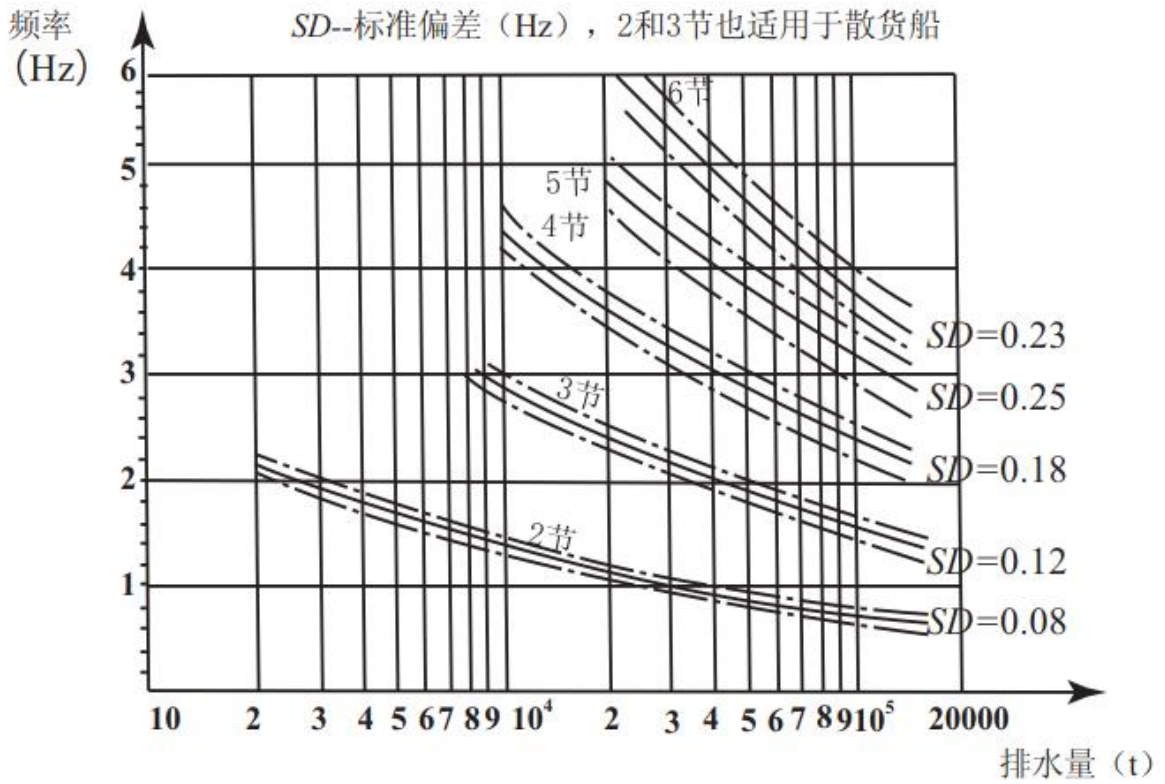


图 11.2.2-2　散货船和油船船体梁固有振动频率与排水量的关系

11.2.3　水平弯曲振动固有振动频率

(1)　当主尺度和排水量已知时，船体梁各阶水平弯曲振动固有振动频率 f_{ih} 可按下式计算：

$$f_{ih} = a_{ih} K_{ih} E_{ih} C_{hm} \frac{B}{L} \sqrt{\frac{D}{\Delta_h}} + b_{ih} \quad \text{Hz} \qquad (11.2.17)$$

式中：K_{ih} ——船体剖面对垂直轴的惯性矩沿船长的不同分布形式，对固有振动频率影响的无因次修正系数；

$a_{ih}, K_{ih}, E_{ih}, \Delta_h$ ——同 11.2.1 中有关参数，但在该式中将下标 v 改为 h 以表示水平振动；

C_{hm} ——钢材种类的影响系数；

i ——节点数；

L, B, D ——同 11.2.1。

上述各有关系数可如下确定：

①　a_{ih}, b_{ih}：由表 11.2.3-1 查得。

系数 a_{ih}, b_{ih} **表 11.2.3-1**

节点数 i	系数	油船	干货船	散货船
i =2	a_{2h}	0.547×10^3	0.542×10^3	0.493×10^3
	b_{2h}	0.373	0.120	0.290
i =3	a_{3h}	1.045×10^3	1.150×10^3	1.133×10^3
	b_{3h}	0.808	0.088	0.287

② K_{ih}：2 节点振动：$K_{2h}=0.90+0.10C_b$ (11.2.18)

3 节点振动：$K_{3h}=0.80+0.20C_b$ (11.2.19)

式中：C_b——方形系数。

③ E_{ih}：$E_{2h}=E_{3h}=1.0$ (11.2.20)

④ $\Delta_h=\Delta+0.57d^2LC_b+\dfrac{d}{2B}\Delta$ (11.2.21)

式中各符号的意义同 11.2.1。

⑤ C_{hm}：

船体采用普通钢时，C_{hm}=1.0；

船体采用高强度钢时，对不同类型的船舶，高强度钢的影响系数 C_{hm} 可按下式计算：

(a)货船、散货船、矿砂船：

舷侧为横骨架式：$C_{hm}=9.28\sqrt{\dfrac{\sqrt{dK_m}}{L+115}}$ (11.2.22)

舷侧为纵骨架式：$C_{hm}=9.22\sqrt{\dfrac{\sqrt{dK_m}}{L+115}}$ (11.2.23)

(b) 油船：

舷侧为横骨架式：$C_{hm}=9.28\sqrt{\dfrac{\sqrt{dK_m}}{L+115}}$ (11.2.24)

舷侧为纵骨架式：$C_{hm}=8.80\sqrt{\dfrac{\sqrt{dK_m}}{L+115}}$ (11.2.25)

式中：L——船长，m；

d ——计算工况时船舶平均吃水,m；

K_m ——材料换算系数，由式(11.2.12)求得。

(2) 当中剖面惯性矩已知时，船体梁水平弯曲振动的 1 阶和 2 阶固有振动频率 f_{ih} 可按下式估算：

$$f_{ih} = A_{ih} K_{ih} E_{ih} \sqrt{\frac{I_{oh}}{\Delta_h L^3}} + B_{ih} \quad \text{Hz} \ (i=2,3) \tag{11.2.26}$$

式中：I_{oh} ——船体中剖面对垂直轴的惯性矩，m^4；

L, Δ_h ——同 11.2.3（1）；

$A_{ih}, B_{ih}, K_{ih}, E_{ih}$ ——意义同 11.2.1(2)中有关参数，但该式中下标 h 表示水平方向，各值分别如下确定：

①K_{ih}：用式(11.2.18)、(11.2.19)求出；

② E_{ih}：用式(11.2.20)求出；

③ A_{ih}, B_{ih}：由表 11.2.3-2 查得。

(3) 公式误差及适用范围：上述公式是根据 100 余艘不同类型船舶的资料归纳出的，适用于船长不大于 230m 的油船、干货船和散货船，一般情况下误差不大于 7%。

系数 A_{ih}, B_{ih} **表 11.2.3-2**

节点数 i	系数	油船	干货船	散货船
i =2	A_{2h}	0.473×10^5	0.468×10^5	0.417×10^5
	B_{2h}	0.362	0.175	0.473
i =3	A_{3h}	0.827×10^5	0.907×10^5	0.875×10^5
	B_{3h}	0.987	0.620	0.988

(4) 高阶振动：对 3 阶以上的船体水平弯曲固有振动频率 f_{ih}，可按下式来推算：

$$f_{ih} = a_{ih} f_{2h} \quad \text{Hz} \quad (i \geq 4) \tag{11.2.27}$$

式中：a_{ih} ——由节点数确定的系数，可由表 11.2.3-3 查得。

用本节方法来估算高阶固有振动频率时，需要谨慎，注意事项与 11.2.1(3)相同。

系数 a_{ih} **表 11.2.3-3**

船舶类型 节点数i	油船	矿砂船
i=4	2.69	2.93
i=5	3.48	3.89
i=6	4.26	4.84
i=7	5.02	5.79
i=8	5.76	6.73

11.2.4　扭转固有振动频率

(1) 当主尺度和排水量已知时，船体 1 阶扭转振动的固有振动频率 f_{1t} 可按下式计算：

$$f_{1t}=2.53\times10^{4}\sqrt{\frac{B^{2}D^{2}t}{\Delta(B^{2}+D^{2})(B+D)L}}\ \text{Hz} \tag{11.2.28}$$

式中：t——船体外壳板的平均板厚，m；

B、D、L、Δ——同 11.2.1(1)。

(2) 当中剖面自由扭转极惯矩已知时，对无大开口的船体梁 1 阶扭转振动的固有频率 f_{1t} 按下式计算：

$$f_{1t}=0.141\times10^{3}\sqrt{\frac{I_{t}}{\Delta(B^{2}+D^{2})L}}\ \text{Hz} \tag{11.2.29}$$

式中：B、D、L、Δ——同 11.2.1(1)；

I_t——船舶中剖面的自由扭转极惯矩，m^4；计算如下：

①　对于单连周界，自由扭转极惯矩 I_t 可按下式计算：

$$I_{t}=\frac{8F^{2}}{\sum_{n}\frac{S_{n}}{t_{n}}}\quad \text{mm2} \tag{11.2.30}$$

式中：F ——周界所包围的面积之半，m^2；

S_n——等厚度的各板列的长度，m；由于船舶剖面的对称性，可只沿半个剖面计算(见图 11.2.4)；

n——段板数；

t_n——上述各段板列的厚度，m。

②　对于双连周界，应当作为两个周界来研究，两单连域间有一公共周界，此时，自由扭转极惯矩 I_t 可按下式计算：

$$I_t = 8 \times \frac{F_1^2 A_2 + 2F_1 F_2 A_{1,2} + F_2^2 A_1}{A_1 A_2 + A_{1,2}^2} \tag{11.2.31}$$

式中：F_1, F_2——每一单连周界所包围的面积之半，m^2；

A_1, A_2——分别按第 1 及第 2 周界(包括公共周界)求得的和，但计算针对半个剖面进行：

$$A_1 = \sum_n \frac{S_n}{t_n} \tag{11.2.32}$$

$$A_2 = \sum_m \frac{S_m}{t_m} \tag{11.2.33}$$

$A_{1,2}$——按半个公共周界所求得的和：

$$A_{1,2} = \sum \frac{S_k}{t_k} \tag{11.2.34}$$

式中 S_m、t_m、S_n、t_n、S_k、t_k，见图 11.2.4 所示。

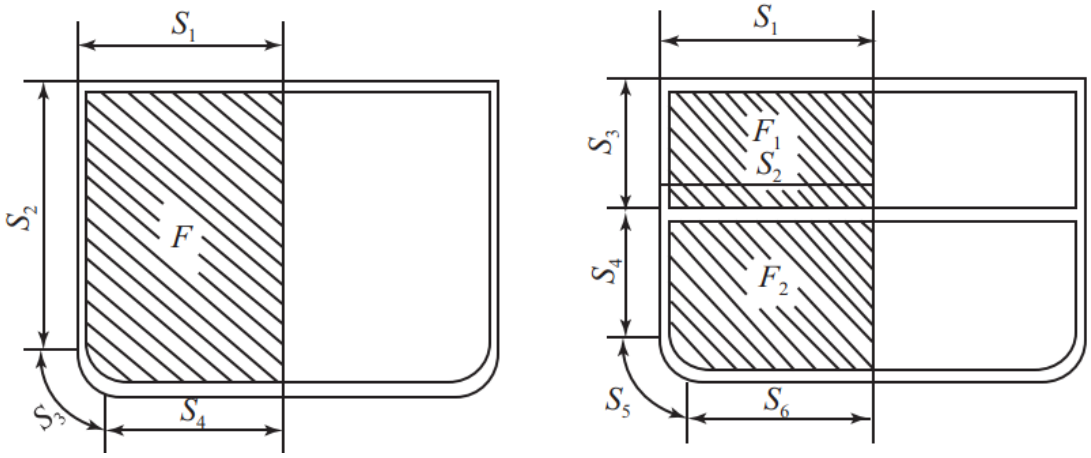


图 11.2.4　单连周界和双连周界

11.2.5 母型船比较法

(1) 根据现有母型船舶的船体梁第 1 阶垂向或水平固有振动频率资料，估算新设计船舶的船体梁固有振动频率。如设计船舶与母型船之间存在如下关系：

① 船型相同；

② 船长 L 差别不大于 10%；

③ 装载工况应相似。

(2) 在船体结构方面，如骨架形式、连续甲板与纵向舱壁数目等方面应相同，则可按下式估算新设计船舶的船体梁固有振动频率 f_n：

$$f_n = f_o\sqrt{\frac{I_n}{I_o}\frac{\Delta_o L_o^3}{\Delta_n L_n^3}} \quad \text{Hz} \tag{11.2.35}$$

式中： f_o——母型船的船体梁固有振动频率，Hz；

I_n、Δ_n、L_n——分别为新设计船舶的中剖面惯性矩(m^4)、包括附连水在内的船体总质量(t)、船长(m)；

I_o、Δ_o、L_o——分别为母型船的中剖面惯性矩(m^4)、包括附连水在内的船体总质量(t)、船长(m)；船舶的总质量Δ_1按下式计算：

$$\Delta_1 = (1.2+\frac{B}{3d})\Delta \quad \text{t} \tag{11.2.36}$$

其中： Δ——船舶排水量，t；

B——型宽，m；

d——吃水，m。

11.3 船体梁固有振动频率的详细计算

11.3.1 简述

当具有比较详细的船舶资料后，可用计算机程序计算船体梁总振动，较常用的方法有迁移矩阵法和有限元方法。迁移矩阵法的基本原理，是将变断面船体梁离散成由若干段具有均布质量的等断面梁段组成的阶梯形梁，利用每梁段之间边界连续条件及船体梁两端的边界条件求解。有限元方法，是将船体离散成板或膜单元、梁单元与质量单元等，组成刚度矩阵和质量矩阵再进行求解。

11.3.2 船体梁基本参数的决定

(1) 船体梁基本参数包括剖面惯性矩、剖面剪切面积、剖面质量的旋转惯量、船体梁质量和附连水质量。

(2) 船体梁剖面惯性矩和剪切面积。

船体梁剖面惯性矩和剪切面积，与船舶总纵强度计算中同样的方法决定。剖面惯性矩对固有最低频率的影响不大，因此在船舶设计初期，可按图 11.3.2 确定剖面惯性矩沿船长方向的分布。

剪切面积对高阶固有振动频率有较大的影响，因此在计算中应考虑剪切面积的影响，但在船舶设计阶段可以取中剖面的剪切面积 A 作为所有剖面的剪切面积。

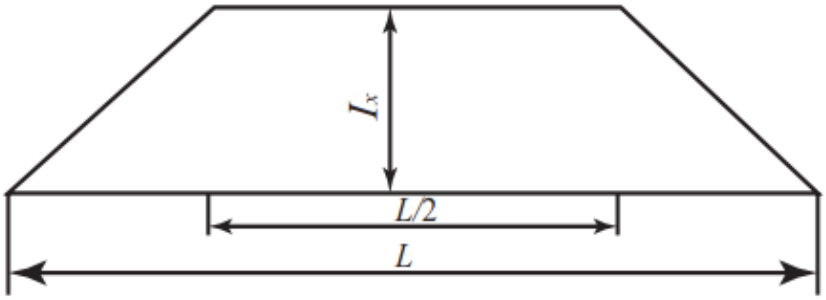


图 11.3.2 剖面惯性矩

(3) 船体梁剖面质量旋转惯量。

一般剖面质量的旋转惯量对船体梁振动固有振动频率的影响很小，可按下列公式计算：

垂向振动：$J_{iv}=\dfrac{m_{oi}D^2}{12}$ tm (11.3.1)

水平振动：$J_{ih}=\dfrac{m_{oi}B^2}{12}$ (11.3.2)

式中：D——型深，m；

B——型宽，m；

m_{oi}——第 i 段单位长度质量，t。

(4) 船体质量和附连水质量。

当船体梁振动时，在它周围的水也随之运动，这部分运动的水相当于增加船体梁的质量，称为附连水质量，船体质量与附连水质量之和称为虚质量。附连水质量对船体梁振动频率影响较大。

① 船体梁质量：船体梁质量可按船舶总纵强度计算中的计算方法进行计算。

② 附连水质量：

(a) 船体在水中作垂向振动时，各计算剖面处单位长度上附连水质量 $m_{av}(x)$ 可按下式计算：

$$m_{av}(x)=\frac{1}{2}a_v K_{vi} C_v \rho \pi b_w^2 \quad \text{t/m} \tag{11.3.3}$$

式中：a_v——浅水修正系数；浅水效应使垂向振动的附连水质量增大，故该系数大于 1。系数与 H_d/b_w 有关，由表 11.3.1-1 查得；

浅水修正系数 a_v 和狭航道修正系数 a_h **表 11.3.1-1**

H_d/b_w或H_y/d_w	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50
a_v	1.53	1.36	1.25	1.14	1.07	1.01	1.00	1.00	1.00
a_h	1.38	1.28	1.20	1.14	1.09	1.06	1.03	1.01	1.00

K_v——三维流动修正系数；该系数取决于船的长宽比L/B及振动节点数i，由表 11.3.1-2 查得；

C_v——取决于计算剖面形状及宽度与吃水比的附连水质量系数，可由表 11.3.1-3 查得。

三维流动系数K_{vi}、K_{hi}　　表 11.3.1-2

L/B或L/d	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶
5.0	0.700	0.624	0.551	0.494	0.477
6.0	0.748	0.678	0.614	0.560	0.515
7.0	0.786	0.719	0.661	0.611	0.568
8.0	0.815	0.756	0.898	0.653	0.611
9.0	0.839	0.784	0.733	0.687	0.647
10.0	0.858	0.808	0.759	0.716	0.677
11.0	0.874	0.828	0.782	0.742	0.706
12.0	0.888	0.845	0.802	0.763	0.730
13.0	0.890	0.859	0.820	0.783	0.751
14.0	0.909	0.870	0.835	0.803	0.770
15.0	0.917	0.883	0.848	0.818	0.788
20.0	0.947	0.920	0.895	0.876	0.857
25.0	0.968	0.944	0.925	0.909	0.894
30.0	0.980	0.958	0.940	0.924	0.910
35.0	0.987	0.967	0.950	0.934	0.922

垂向振动的附连水质量系数C_v　　表 11.3.1-3

β \ b_w/d_w	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
0.0	1.510	1.100	0.935	0.860	0.815	0.785	0.760	0.755	0.750	0.750
0.1	1.250	0.975	0.860	0.800	0.775	0.765	0.755	0.752	0.753	0.753
0.2	1.060	0.880	0.805	0.764	0.750	0.750	0.750	0.750	0.750	0.752
0.3	0.815	0.815	0.760	0.750	0.750	0.755	0.760	0.770	0.775	0.790
0.4	0.800	0.740	0.750	0.750	0.765	0.770	0.775	0.780	0.800	0.801
0.5	0.740	0.760	0.765	0.774	0.785	0.790	0.800	0.816	0.825	0.831
0.6	0.700	0.788	0.802	0.815	0.830	0.842	0.852	0.865	0.875	0.880
0.7	0.860	0.880	0.895	0.905	0.915	0.925	0.925	0.933	0.940	0.942
0.8	1.035	1.035	1.032	1.030	1.025	1.020	1.020	1.018	1.015	1.010
0.9	1.320	1.270	1.240	1.200	1.185	1.162	1.150	1.130	1.120	1.115
1.0	1.980	1.760	1.640	1.570	1.518	1.472	1.434	1.400	1.375	1.355

表中：β——计算剖面的面积系数：

$$\beta = \frac{F_w}{b_w d_w} \tag{11.3.4}$$

式中：F_w ——被计算剖面的水线下半个横剖面面积，m²；

b_w、d_w——被计算剖面的水线处半宽和吃水，m。

(b) 船体梁水平振动时，附连水质量m_{ah}可按下式计算：

$$m_{ah}(x) = \frac{2}{\pi} a_h K_{hi} C_h \rho d_w^2 \quad \text{t/m} \tag{11.3.5}$$

式中： a_h——狭航道修正系数，由表 11.3.1-1 查得；但第一行之值应由龙骨至岸的距离与吃水之比H_y / d_ω来决定；

K_{hi}——三维流动修正系数，根据船长与吃水之比L/d及振动阶数i由表 11.3.1-2 查得；

C_h——水平振动时的附连水质量系数，可由表 11.3.1-4 查得；

β——见公式 11.3.4。

水平振动的附连水质量系数C_h　　表 11.3.1-4

b_w/d_w / β	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
0.0	1.108	1.271	1.406	1.554	1.707	1.863	2.011	2.152	2.295	2.430
0.1	1.083	1.197	1.327	1.440	1.554	1.678	1.791	1.912	2.036	2.134
0.2	1.061	1.160	1.270	1.352	1.431	1.530	1.606	1.683	1.764	1.851
0.3	1.049	1.123	1.184	1.263	1.308	1.387	1.436	1.505	1.554	1.616
0.4	1.024	1.073	1.123	1.172	1.209	1.263	1.295	1.332	1.382	1.419
0.5	1.017	1.049	1.061	1.091	1.123	1.147	1.172	1.19l	1.221	1.246
0.6	1.012	1.024	1.036	1.061	1.061	1.073	1.086	1.086	1.098	1.110
0.7	1.007	1.012	1.012	1.036	1.036	1.036	1.036	1.036	1.036	1.036
0.8	0.997	0.997	1.004	1.009	1.009	1.012	1.012	1.012	1.024	1.026
0.9	1.002	1.002	1.012	1.036	1.049	1.049	1.049	1.061	1.061	1.061
1.0	1.049	1.073	1.098	1.110	1.123	1.140	1.160	1.165	1.184	1.197

11.3.3　利用迁移矩阵法计算船体梁固有振动频率

考虑剪切和剖面旋转影响时均匀梁自由振动微分方程为：

$$EI\frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial^4 x} + m\frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial^2 t} - (J + \frac{E\,\mathrm{Im}}{GA_s})\frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial^2 x \partial^2 t} + \frac{Jm}{GA_s}\frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial^4 t} = 0 \tag{11.3.6}$$

设自由振动位移$W(x,t)$为：

$$W(x,t) = W(x)\sin(\omega t + a) \tag{11.3.7}$$

式中：ω——固有圆频率，rad / s；

a——相位角，rad；

I ——剖面惯性矩，m^4；

m——单位长度质量，t / m；

J——单位长度质量旋转惯矩，tm；

A_s——剪切面积，m^2。

将(11.3.7)式代入(11.3.6)式得：

$$\frac{d^4W(x)}{dx^4}+\frac{m\omega^2}{EI}(\frac{EI}{GA_s}+\frac{J}{m})\frac{d^2W(x)}{dx^2}-\frac{m\omega^2}{EI}(1-\frac{J\omega^2}{GA_s})W(x)=0 \qquad (11.3.8)$$

令 $\sigma=\frac{m\omega^2}{GA_s}l^2$； $\tau=\frac{J\omega^2l^2}{EI}$； $\beta^4=\frac{m\omega^2l^4}{EI}$； l——梁长；

则（11.3.8）式可写成：

$$\frac{d^4W(x)}{d^4x}-\frac{\sigma+\tau}{l^2}\frac{d^2W(x)}{d^2t}-\frac{\beta^4-\sigma\tau}{l^4}W(x)=0 \qquad (11.3.9)$$

(11.3.9)式是关于振形$W(x)$的常系数齐次方程，其通解为：

$$W(x)=Ach\lambda_1x+Bsh\lambda_1x+C\cos\lambda_2x+D\sin\lambda_2x \qquad (11.3.10)$$

式中：$\lambda_{1,2}=\sqrt{\sqrt{\beta^4+\frac{(\sigma+\tau)^2}{4}}\pm\frac{\sigma+\tau}{2}}$

将(11.3.10)式对x微分后可得梁任一截面处的位移W、转角θ、弯矩M和剪力N，梁左右两端面的位移、转角、弯矩和剪力之间的关系可以表达成：

$$\begin{bmatrix}W\\ \theta\\ M\\ N\end{bmatrix}_R=\begin{bmatrix}F_{11}&F_{12}&F_{13}&F_{14}\\ F_{21}&F_{22}&F_{23}&F_{24}\\ F_{31}&F_{32}&F_{33}&F_{34}\\ F_{41}&F_{42}&F_{43}&F_{44}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}W\\ \theta\\ M\\ N\end{bmatrix}_L \text{ 或 } B_R=FB_L \qquad (11.3.11)$$

式中：$B_R=\begin{bmatrix}W\\ \theta\\ M\\ N\end{bmatrix}_R$ ——右端状态矢量；

$B_L=\begin{bmatrix}W\\ \theta\\ M\\ N\end{bmatrix}_L$ ——左端状态矢量；

F ——跨间矩阵，可写成：

$$F=\begin{bmatrix} c_0-\sigma c_2 & l[c_1-(\sigma+\tau)c_3] & ac_2 & al[-\sigma c_1+(\beta^4+\sigma^2)c_3]/\beta^4 \\ \beta^4 c_3/l & c_0-\tau c_2 & a(c_1-\tau c_3)/l & ac_2 \\ \beta^4 c_2/a & l/a[-\tau c_1+(\beta^4+\sigma^2)c_3] & c_0-\tau c_2 & l[c_1-(\sigma+\tau)c_3] \\ \beta^4(c_1-\sigma c_3)/al & \beta^4 c_2/a & \beta^4 c_3/l & c_0-\sigma c_2 \end{bmatrix} \quad (11.3.12)$$

式中：$c_0=\lambda[\lambda_2^2\dfrac{e^{\lambda_1}+e^{-\lambda_1}}{2}+\lambda_1^2\cos\lambda_2]$；

$c_1=\lambda[\dfrac{\lambda_2^2}{\lambda_1}\dfrac{e^{\lambda_1}-e^{-\lambda_1}}{2}+\dfrac{\lambda_1^2}{\lambda_2}\sin\lambda_2]$；

$c_2=\lambda[\dfrac{e^{\lambda_1}+e^{-\lambda_1}}{2}-\cos\lambda_2]$；

$c_3=\lambda[\dfrac{1}{\lambda_1}\dfrac{e^{\lambda_1}-e^{-\lambda_1}}{2}-\dfrac{1}{\lambda_2}\sin\lambda_2]$；

$a=\dfrac{l^2}{EI}$；$\lambda=\dfrac{1}{\lambda_1^2+\lambda_2^2}$ 。

由于船体梁是一根变截面梁，而且单位长度的质量(包括船体梁和货物质量及附连水质量)也是变化的，为此，可将船体梁近似地看成由许多等截面且质量均布的梁段组成，每段船体梁左、右端面的状态矢量问都存在式(11.3.11)的关系，如将两端完全自由的船体梁分成 n 段，则可从船体梁左自由端的状态矢量逐段迁移至右自由端的状态矢量，最后可得船体梁左、右自由端状态矢量之间的下列关系：

$$B_n=F_nF_{n-1}.....F_{i.}.....F_2F_1B_0 \quad (11.3.13)$$

式中：F_n，F_{n-1},…，F_i,…，F_1——表示各梁段的跨间矩阵；

B_n，B_0——表示船体梁右自由端及左自由端和状态矢量。

或可将式(11.3.13)改写成 $B_n=\pi B_0$，即：

$$\begin{bmatrix} W \\ \theta \\ M \\ N \end{bmatrix}_n = \begin{bmatrix} \pi_{11} & \pi_{12} & \pi_{13} & \pi_{14} \\ \pi_{21} & \pi_{22} & \pi_{23} & \pi_{24} \\ \pi_{31} & \pi_{32} & \pi_{33} & \pi_{34} \\ \pi_{41} & \pi_{42} & \pi_{43} & \pi_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W \\ \theta \\ M \\ N \end{bmatrix}_0 \tag{11.3.14}$$

根据船体梁左右自由端边界条件为：

$$M_0 = N_0 = 0\,;\quad M_n = N_n = 0 \tag{11.3.15}$$

将式（11.3.15）代入式（11.3.14）,即得：

$$\left.\begin{aligned} \pi_{31}W_0 - \pi_{32}\theta_0 = 0 \\ \pi_{41}W_0 + \pi_{42}\theta_0 = 0 \end{aligned}\right\} \tag{11.3.16}$$

为使W_0, θ_0具有零解，必须使：

$$\begin{vmatrix} \pi_{31} & \pi_{32} \\ \pi_{41} & \pi_{42} \end{vmatrix} = 0 \tag{11.3.17}$$

式(11.3.17)即为频率方程式。满足该方程式的根ω_i即为所求的船体总振动第i阶固有振动频率，当ω_i求得后，由式(11.3.12)可得每段梁端面的状态矢量直至右自由端(船首)，如假设船尾振动位移W_0为单位位移，即状态矢量为：

$$B_0 = [1 \quad \frac{-\pi_{31}}{\pi_{32}} \quad 0 \quad 0]^T \tag{11.3.18}$$

则由式(11.3.13)可得：

$$\left.\begin{aligned} &B_1 = F_1 B_0 \\ &B_2 = F_2 B_1 = F_2 F_1 B_0 \\ &\cdots\cdots\cdots \\ &B_i = F_i B_{i-1} = F_i F_{i-1} \cdots\cdots F_2 F_1 B_0 \\ &\cdots\cdots\cdots \\ &B_n = F_n B_{n-1} = F_n F_{n-1} \cdots\cdots F_i F_{i-1} \cdots\cdots F_2 F_1 B_0 = \pi B_0 \end{aligned}\right\} \tag{11.3.19}$$

由此便可得船体梁第i阶固有振形曲线$W_i(x)$。

11.3.4 利用有限元计算船体梁固有振动频率

（1）自由振动方程。

在用有限元法进行分析时，首先将结构离散成很多单元(如杆元、梁元、膜元或板元等)，通过节点处连接而构成计算模型。在此基础上计算单元刚度矩阵，再组装构成整个船体结构的刚度

矩阵；同时也采用相应的方法(如集中质量法或一致质量法)构成质量矩阵。在计算船体结构固有振动频率时，可不计阻尼影响，从而将船体梁振动问题离散化为多自由度系统的自由振动方程：

$$[M]\{\ddot{q}\}+[K]\{q\}=0 \tag{11.3.20}$$

式中：$[M]$、$[K]$——船体结构质量（含船体梁附连水质量）和刚度矩阵；

$\{q\}$——位移向量；

$\{\ddot{q}\}$——加速度向量。

设 $q=\varphi\sin\omega t$，则自由振动问题归结为求解下列方程的广义特征值问题：

$$[K]\{\varphi\}=\omega^2[M]\{\varphi\} \tag{11.3.21}$$

固有振动频率为 ω_i（i =1，2，…，n)，相应的振动振形为：

$$\{\varphi\}=\{\varphi\}_i\,(i=1,2,...,n) \tag{11.3.22}$$

ω_i 为船体梁的固有振动频率，$\{\varphi\}_i$ 为相应的固有振形，n 是离散后船体结构的自由度数。船体结构的有限元振动分析，应使用专用的或通用的计算机程序来实现。

（2）计算模型。

船体总振动三维有限元模型应包括整个船长、船宽、型深范围内的所有结构构件；有限元模型节点、单元类型的选择、单元属性，应能反映结构的刚度和质量特性。用膜(或板)、杆、梁来模拟整个船体的结构，用节点质量或质量单元来模拟设备重量或附连水影响。要保证模型每一个节点的 3 个线位移方向上都具有单元提供的刚度，以防止出现低频的局部振形。三维模型可用来计算垂向、水平、扭转振动以及分析局部振动(例如双层底、甲板室等)，也用以分析各种振动形式之间的耦合影响。

附连水质量可按 11.3.2（4）确定,也可根据流体有限元或其他计及流体和结构耦合效应的方法来计算，但数据准备的工作量会更大。

空船重量分布对振动分析结果有较大的影响。通常采用质量单元来模拟船上的大型设备，将其分布在相应的节点上，以保证设备的总重量和重心位置与实际结构保持一致。一般来说，有限元模型的重量重心与稳性资料数据的误差应在船舶总长的0.5%以内。甲板室和上层建筑在纵向、横向和垂向的重量分布也应精确描述。舱内的货物、压载水和燃油等也可通过舱室边界上的质量单元表示。

（3）装载工况。

船体振动分析的目的在于考察预定装载工况的振动特性，因此应评估满载、压载等船舶常用营运工况。设计单位、船东等可要求计算其他不同的装载工况。

（4）计算评估。

对于船体自由振动分析，应从固有振动频率与固有振型两个方面校核计算结果：

① 前 6 阶振型为刚体位移，分别为纵摇、横摇、摇首、纵荡、垂荡、横荡；刚体位移振动频率通常很低，远低于一阶振动频率。通常，商船局部振动模态不低于 4Hz，对于过低的局部振动模态，应检查有限元模型的正确性。

② 可根据船舶不同设计阶段进行的船体梁振动频率估算结果，评估有限元振动分析结果的正确性。

（5）计算算例。

某大型散货船三维有限元模型如图 11.3.2 所示，其均匀装载工况船体梁前 2 阶垂向振动振型如图 11.3.3 和图 11.3.4 所示，前 2 阶水平振动振型如图 11.3.5 和图 11.3.6 所示。

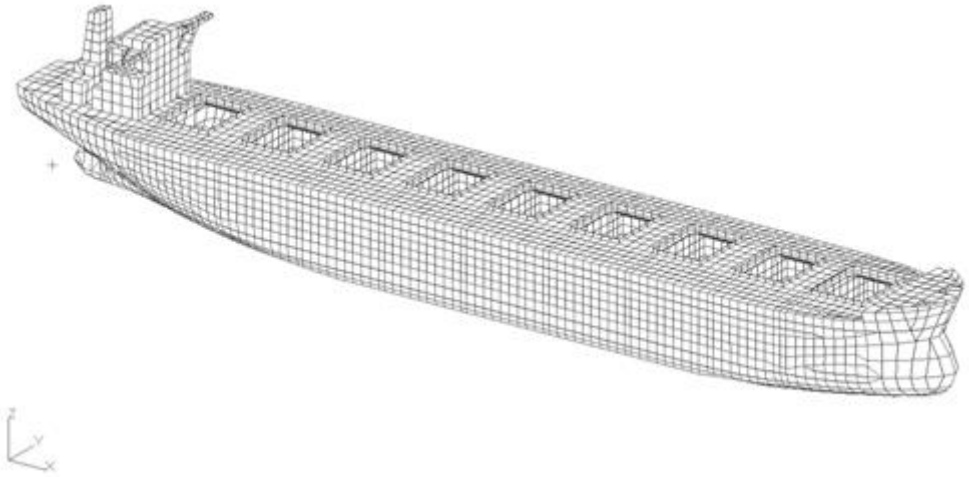


图 11.3.3　　三维有限元模型



图 11.3.4 某大型散货船垂向振动 1 阶振型（f=0.462Hz）

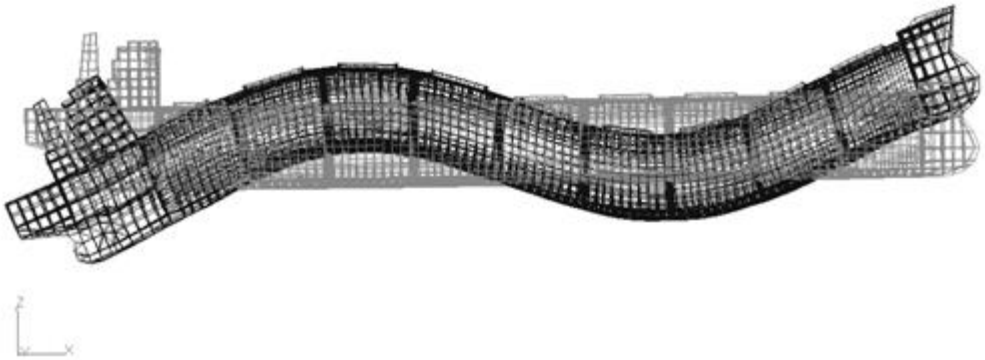


图 11.3.5 某大型散货船垂向振动 2 阶振型（f=0.943Hz）

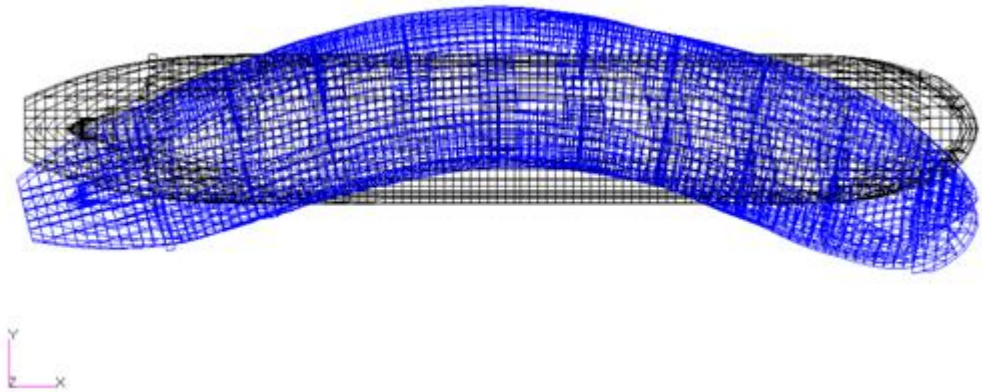


图 11.3.6 某大型散货船水平振动 1 阶振型（f=0.729Hz）

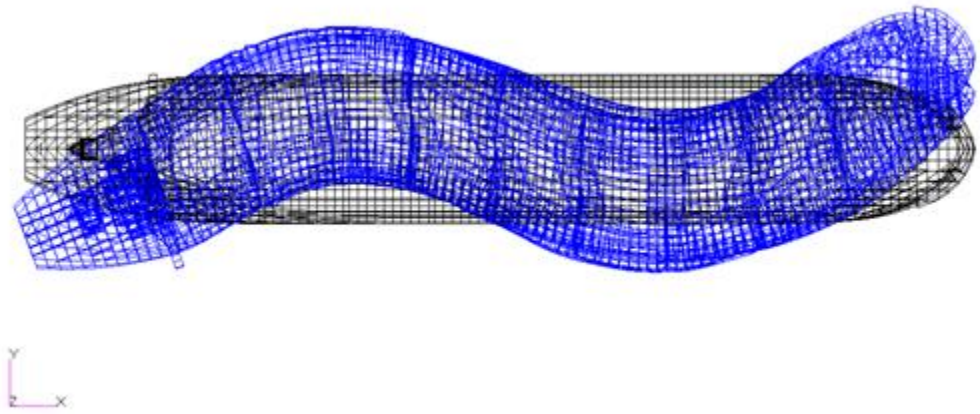


图 11.3.7 某大型散货船水平振动 2 阶振型（f=1.444Hz）

11.4 船体梁总振动响应计算

11.4.1 计算目的

船体梁总振动响应计算在于获得船体在主要激励力作用下的振动响应，从而在设计阶段对于船舶振动特性有所了解，必要时可采取相应的减振措施。振动响应评估可将计算结果与 ISO 6954（2000）比较；也可以按照 ISO 6954（1984）根据不同频率的振动幅值，确定整体频率范围内的有效值加权，详见本指南第 15 章。

11.4.2 船体梁总振动响应计算

在求得船体梁的固有振动频率 ω_i 和相应固有振动振形后，一般情况下可用振形叠加法求得船体梁对于外界激励的振动响应。

如上所述，船体梁被离散成有限数目的均匀梁段，从而求得若干个较低阶的固有振动频率和固有振形，由于船体梁阻尼随着阶数的增高而增大，在求解强迫振动响应时仅仅考虑前几阶振形的贡献就有足够的精度。为确保振形的正交性，选取激励频率最接近固有频率对应阶的附连水质量作为各阶共用的附连水质量，但是不失其计算的精度，因为振动响应的主要贡献来自最接近阶的响应。船体梁对于简谐激励的响应可写成：

$$W(x,t)=\sum_{i=1}^{n}W(x)_i\frac{F_{e(i)}}{N_{e(i)}}\frac{1}{\sqrt{(1-r_i^{\,2})^2+4r_i^{\,2}\zeta_i^{\,2}}}\sin(\omega t-\varphi_i) \tag{11.4.1}$$

式中：$W(x)_i$——i 阶的振形；

$r_i=\dfrac{\omega}{\omega_i}$；

$\zeta_i=\dfrac{C_i}{2M_{e(i)}\omega_i}$；

ω——激励频率，rad/s；

ω_i——固有圆频率，rad/s；

$\varphi_i=tg^{-1}\dfrac{2\zeta_i r_i}{1-r_i^{\,2}}$；

C_i——对应于 i 阶的阻尼系数，一般由实船试验确定，在船舶设计阶段按同类型船的试验数据或按下式计算：

$$C_i=0.5M_{e(i)}\omega_i^{\,2.45}10^{-3} \tag{11.4.2}$$

$M_{e(i)}$、$N_{e(i)}$、$F_{e(i)}$ 分别为 i 阶的相当质量、相当刚度和相当力，可按下列公式计算：

$$M_{e(i)}=\int_o^l m(x)W_i^2(x)dx \tag{11.4.3}$$

$$N_{e(i)}=\int_o^l EI(x)W_i''^2(x)dx \tag{11.4.4}$$

如在 $x=c$ 处激励为简谐力 $P(t)=P_0\sin\omega t$，则

$$F_{e(i)}=P_0W_i(c)\sin\omega t \tag{11.4.5}$$

如在 $x=c$ 处激励为简谐力矩 $M(t)=M_0\sin\omega t$，则

$$F_{e(i)}=M_0W_i'(c)\sin\omega t \tag{11.4.6}$$

由式(11.4.5)和式(11.4.6)可以看到，当激励力或激励力矩位于 i 简谐振形的节点或波腹处，即 $W_i(c)=0$ 或 $W_i'(c)=0$，此时，式(11.4.1)振动响应中的第 i 项为零。如激励频率与 i 阶固有振动频率发生共振动，此时按上述原则适当地布置激励源(如主机)的位置，可以大大地减小振动。

11.4.3 船体梁三维有限元总振动响应计算

（1）计算方法。

对于多自由度系统的运动方程强迫振动计算，求解算法的差别无非是在时域还是频域。在船体结构中，时域方法多数限定于分析抨击颤振等瞬时激励下的振动衰减分析。

在计算强迫振动响应时，经常采用振型叠加法。振型叠加法的第一步是确定一定频率范围内的固有振动频率和固有振型；固有振型转换到正交坐标系中，该过程涉及到运动方程中所有自由度的解耦；由于方程求解工作量的减少，能够计算宽频范围内的大型结构系统振动响应。

在 11.4.2 中采用船体梁理论和主坐标方法导出的船体总振动响应计算公式，同样也可以采用有限元方法对多自由度系统进行船体总振动响应计算。

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{F(t)\} \tag{11.4.7}$$

式中：$[M]$、$[C]$、$[K]$——船体结构质量、阻尼和刚度矩阵；

$\{q\}$、$\{\dot{q}\}$、$\{\ddot{q}\}$——位移、速度和加速度向量；

$\{F(t)\}$——船体激振力向量。

（2）激励源。

船舶稳态振动的主要激振源来自于螺旋桨和主柴油机。螺旋桨脉动压力可按第 3 章进行计算或者根据模型试验得到；柴油机不平衡力矩可以按第 4 章得到。一般，船体总振动主要是由柴油机不平衡力矩（1 次、2 次和 4 次）引起的。

不平衡力矩激励频率＝次数×转速/60(Hz)，不平衡力矩随转速而变化，在额定转速时达最大值。

（3）阻尼。

在进行船体总振动响应计算时应考虑阻尼的影响。阻尼不仅包括船体的外阻尼，即水动力阻尼和空气动力等阻尼，还有船体内阻尼，即包括船体构件之间的摩擦、材料内迟滞、货物阻尼等。

目前对于船体振动阻尼的了解尚不是十分充分，阻尼的影响一般统一进行考虑，很大程度上

依赖实船测试来进行确定。在船体振动强迫振动响应计算中，阻尼系数可近似取为 0.015；如可能，也可以采用更为详细的与频率相关的阻尼系数。

（4）计算位置。

对于螺旋桨或主柴油机周期性激励作用下的船体振动响应分析，可在时域或频域计算振动响应。评估船体振动响应具体位置，可根据船东需要或发证需要，主要选取船员工作、休息区域以及重要仪器设备所在区域，如驾驶甲板前端中点、驾驶甲板边缘、主甲板尾端点等。

11.4.4 某散货船船体梁垂向振动响应计算

（1）船体梁垂向振动频率计算。

某大型散货船计算船体梁垂向振动频率和共振转速如表 11.4.1 所示。从表中可看出，在主机额定转速 91r/min 以内，由柴油机 2 次不平衡力矩激励频率作用，出现 1 阶～5 阶船体梁垂向共振现象，在转速为 66r/min 时出现 5 阶共振，频率比为 0.73，不在主机常用转速范围内。已满足设计准则要求。

船体梁垂向固有振动频率和共振转速　　表 11.4.1

阶数 / 频率和转速	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶
固有振动频率（Hz）	0.46	0.94	1.4	1.8	2.2
固有振动频率（1/min）	28	57	84	108	132
1 次激励共振转速（r/min）	28	57	84	108	132
2 次激励共振转速（r/min）	14	29	42	54	66

（2）振动响应计算工况。

尽管船体梁垂向振动频率已满足设计准则要求，但为进一步研究 5 阶共振响应情况，如考虑计算误差，5 阶共振可能出现在主机常用转速范围内，则以共振转速 91r/min 来计算振动响应。同时，还以共振转速 66r/min 来计算振动响应。

（3）激励源。

在主柴油机额定转速 91r/min 时，不平衡力矩如下：

1 次不平衡力矩=0；

2 次不平衡力矩=2098kNm；

4 次不平衡力矩=141kNm。

4 次不平衡力矩很小，不必计算；故可只计算 2 次不平衡力矩的激励作用。

（4）阻尼系数：取 0.015。

（5）计算位置：船舶尾端点。

（6）计算结果评估。

采用振型叠加法，应用 MSC NASTRAN 软件进行振动响应计算。

在 91r/min 时，由 2 次不平衡力矩 2098kNm 产生船体梁垂向 5 阶共振，船舶尾端点的振动速度约为 4 mm/s；在 66r/min 时，由于 2 次不平衡力矩减小到 53%为 1111.94kNm，则船舶尾端点的振动速度约为 2.1 mm/s；根据 ISO 6954-1984 衡准，此振动属于可以接受。

11.5 设计准则

11.5.1 避免或减小船体总振动共振响应最有效的方法，是在（85%～100%）最大营运转速范围内，避免低阶固有振动频率与主要激励频率产生共振。

11.5.2 计算船体垂向固有振动频率的准确性与所采用的方法有关，因此，在设计阶段应考虑计算固有振动频率的误差范围。

第 12 章　上层建筑振动

12.1　概述

上层建筑振动系指是上层建筑整体的纵向振动和上层建筑局部构件的振动。

上层建筑纵向振动的振动位移由下列位移组成：

(1) 上层建筑剪切位移，见图 12.1.1(1)；

(2) 上层建筑下面的主船体为弹性支座引起的位移，见图 12.1.1(2)；

(3) 船体垂向振动引起的位移，见图 12.1.1(3)；

(4) 船体纵向振动引起的位移，见图 12.1.1(4)。

其中(1)和(2)两个分量是主要的。

上层建筑局部结构振动的计算，可按第 13 章要求进行。

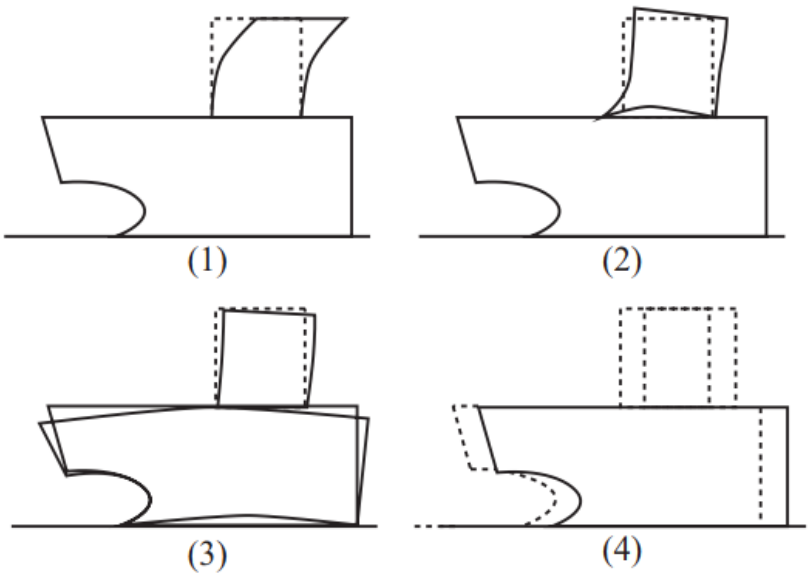


图 12.1.1　上层建筑纵向振动位移

12.2　激励与传递

12.2.1　引起上层建筑纵向振动的主要激励

(1) 由螺旋桨产生的脉动压力，通过船体结构传递到上层建筑，其主要谐次为桨叶数。

(2) 由螺旋桨产生的交变推力或轴系纵振与扭振的二次激励力引起机架纵向振动，通过双层底传递到上层建筑，其主要谐次为桨叶数或气缸数。

（3）由轴系校中不良产生的激励力，通过船体结构传递到上层建筑，其激励谐次为 1 次。

(4) 由柴油机产生的作用在曲轴上的径向力，引起轴系的纵向振动，通过推力轴承和主船体传递到上层建筑。二冲程柴油机径向力的主要简谐次数，见表 12.2.1；如已安装轴系纵向振动减振器，则可不必考虑轴系纵向振动的影响。

曲轴径向力的主要简谐次数　　表 12.2.1

缸数	5	6	7	8	9	10	12
主要激励次数	5	9,6	7	8,5	6,5,9	6,5,10	6,5

(5) 由柴油机产生的作用在曲轴上的切向力，引起曲轴扭转振动，从而引起轴系扭转一纵向振动，通过推力轴承和主船体传递到上层建筑，其激励的主要谐次，对二冲程柴油机为气缸数，对四冲程柴油机为气缸数或 1 / 2 气缸数。

12.3　上层建筑整体振动固有频率的简化计算

12.3.1 上层建筑整体纵向振动固有频率简化计算模型

如上所述，上层建筑纵向振动主要是由两部分组成，即上层建筑本身的剪切振动，另一部分是上层建筑下部主船体弹性支承所引起的振动，它可以用前围壁与主甲板交界线为旋转轴的回转振动来描述；见图 12.3.1。

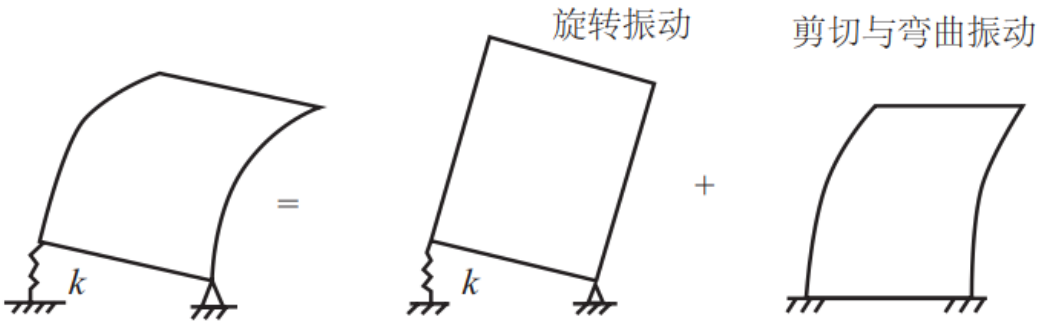


图 12.3.1　上层建筑纵向振动简化计算模型

12.3.2 上层建筑结构型式的分类

在上层建筑整体振动简化计算中，将上层建筑分为如图 12.3.2 所示的 5 种类型：

A 型——主甲板以上上层建筑和烟囱根部完全分离；

A_1 型——主甲板以上上层建筑和烟囱根部完全分离，但上层甲板室和烟囱有连接件；

B 型——2 层长甲板室以上 3 层或 4 层甲板室和烟囱是并列独立布置；

C 型——1 层长甲板室以上有 4 层或 5 层甲板室和烟囱并列独立布置；

D 型——上层建筑与烟囱在上甲板之上或长甲板室之上成为整体。

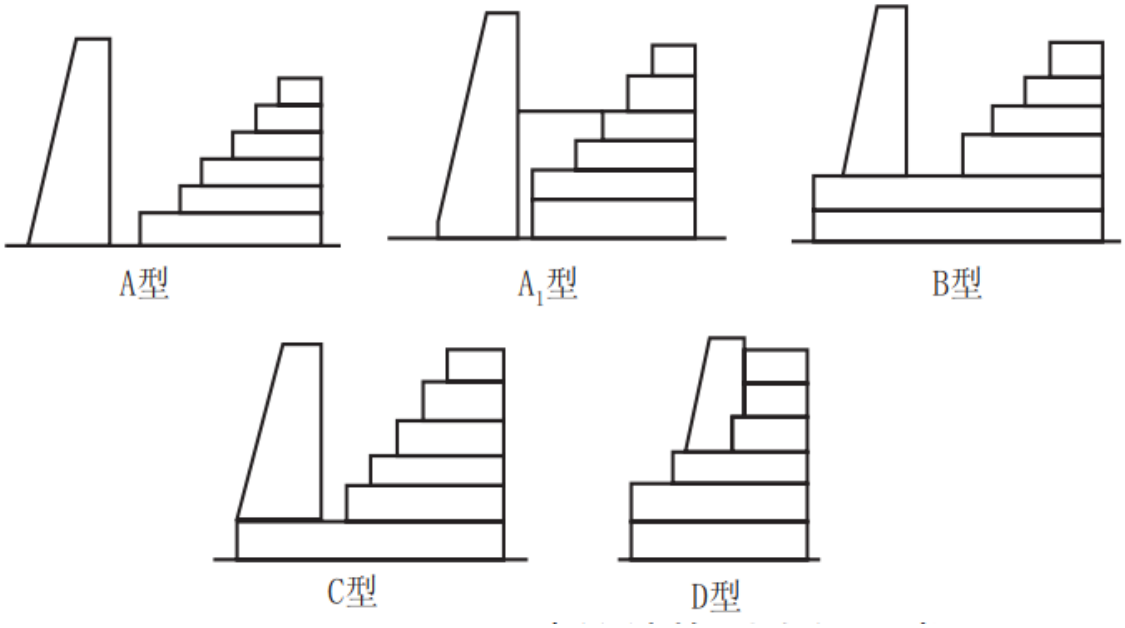


图 12.3.2　上层建筑结构型式的分类

12.3.3 上层建筑纵向振动固有频率计算

上层建筑纵向振动固有频率 f_c 按下式计算：

$$f_c = 1.07K_1 \frac{f_s}{\sqrt{1+(\frac{f_s}{f_r})}} + K_2 \quad \text{Hz} \tag{12.3.1}$$

式中： f_c ——上层建筑纵向振动固有频率，Hz；

f_s ——上层建筑仅作为剪切振动时的固有频率，Hz；根据式(12.3.2)计算；

f_r ——上层建筑回转振动固有频率，Hz；根据式(12.3.3)计算；

K_1 、 K_2 ——上层建筑类型的修正系数，见表 12.3.1。

系数 K_1 与 K_2　　**表 12.3.1**

结构型式	K_1	K_2
A 型	0.9	2.5
A_1 型	0.72	4.92
B 型、C 型、D 型	1.0	0.0

12.3.4　上层建筑仅作剪切振动时的固有频率计算

上层建筑仅作剪切振动时的固有频率 f_s 按下式计算：

$$f_s = 165.5K_3\frac{n}{h}\sqrt{\frac{K_s\sum l_i\varphi_i}{\sum l_i b_i\varphi_i}}\ \text{Hz} \qquad (12.3.2)$$

式中：n——主甲板以上的上层建筑的总层数；

h——上层建筑总高度，m；

i——甲板室自下而上的层数，取$i=1\sim n$ ；

l_i——第 i 层上层建筑的长度，m；

$K_s=\dfrac{Z}{4}$——上层建筑纵壁(包括围壁和内部连续纵舱壁)修正系数；

Z——纵壁数；

b_i——第 i 层上层建筑的宽度，m；

$\psi_i=30(\sqrt[3]{7}-\sqrt[3]{i})+1$——第 i 层甲板室剪切刚度有效系数；$i>7$ 时，ψ_i=1.0 ；

$\varphi_i=3i(i-1)+1$——各层甲板室质量有效系数；

K_3——层数修正系数，见表 12.3.2。

层数修正系数K_3 **表 12.3.2**

类型	层数	K_3
A 型、A_1 型	—	1.0
B 型、C 型、D 型	5	0.93
	6	1.0
	7	1.08

12.3.5 刚体回转固有频率计算

刚体回转固有频率 f_r 按下式计算：

$$f_r = 187.7K_4\frac{n}{h}\sqrt{\frac{K_5 n l_1^2}{h(\sum l_i b_i\varphi_i + 0.75\dfrac{l_1^3 b_1 n^2}{h^2})}}\ \text{Hz} \qquad (12.3.3)$$

式中：K_4——层数修正系数，见表 12.3.3；

层数修正系数K_4 **表 12.3.3**

类型	层数	K_4
A 型、A_1 型	——	1.0
B 型、C 型、D 型	5	0.97
	6	1.0
	7	1.04

$K_5=100K_6K_7K_8$——支座弹性系数；

$$K_6=\frac{1}{8-4(\frac{b_1}{B})^2+(\frac{b_1}{B})^3}-0.0862;$$

$$K_7=\frac{1}{\sin(-0.69\frac{l_1}{l}+0.845)\pi};$$

K_8——按下列情况选取：

$K_8=2.0$—— 当上层建筑下面的主甲板下纵横舱壁很多，能牵连主甲板下一层平台一起运动，且$l>1.2l_1$时；

$K_8=1.45$——当上层建筑第 1 层甲板室的长度$l_1=l$，且烟囱突出在 3 层以上或近似于 D 型；

$K_8=1.0$——其他情况；

l_1——上层建筑第 1 层长度，m；

b_1——上层建筑第 1 层宽度，m；

l——支持上层建筑下部主船体两横舱壁距离，见图 12.3.3；

B——船宽，m。

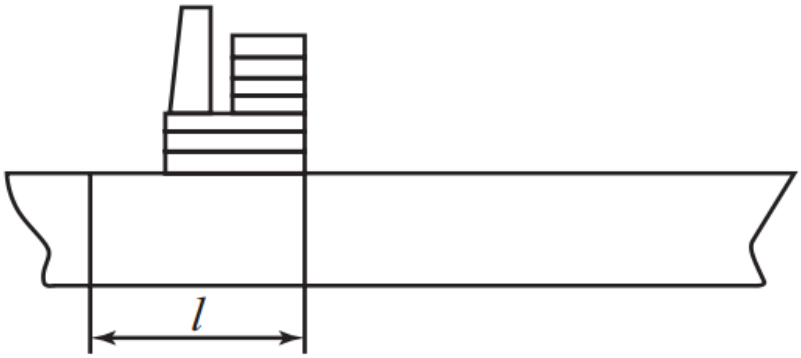


图 12.3.3 l 的确定

12.4 船体—尾部—上层建筑耦合振动有限元计算

12.4.1 简介

上层建筑作为一个整体，坐落于主甲板上，主甲板及其下方的船体结构构成上层建筑的弹性基础。上层建筑振动包括上层建筑结构整体振动和局部振动；前者是指上层建筑结构整体纵向振动、横向振动和扭转振动；后者是指上层建筑内各层甲板结构、围壁结构振动。

现代船舶通常将机舱和上层建筑布置在尾部，这样使得上层建筑更接近螺旋桨和主机两个船上主要振源，导致上层建筑经常处于较大的激励作用之下；另外为了改善驾驶视线和减少船员人数，通常将上层建筑设计得很高，沿船长方向很短；同时为减小上层建筑内的噪声污染，常将上层建筑与机舱棚和烟囱分开，这样使得上层建筑本身整体的纵向刚度降低。

此外近年来，为降低上层建筑内居住舱室噪声以及减小上层建筑整体质量和质心高度，常将上层建筑内的固定钢质围壁采用内有岩棉的铁皮轻质活动舱壁，导致上层建筑内各层甲板结构跨度增大，固有频率降低易与螺旋桨叶频和主机机架纵向激励频率遭遇，产生共振并造成有害振动。本节讨论船体—尾部—上层建筑耦合振动，有关上层建筑内部甲板结构振动参见本指南第 13 章。

12.4.2 船体—尾部—上层建筑耦合振动有限元模型

上层建筑整体振动取决于上层建筑的弯曲刚度、剪切刚度和扭转刚度以及主船体对于上层建筑的支撑程度。

为考虑船体—尾部—上层建筑之间的相互影响，一般可采用下述几种有限元模型：

（1）包括整个船体尾部在内的上层建筑三维有限元模型，如图 12.4.1 所示；该模型考虑主船体对上层建筑为弹性支撑，但未考虑上层建筑整体振动与主船体高阶振动模态之间耦合影响。

（2）尾部、机舱和上层建筑三维有限元模型，其余船体为船体梁的有限元模型，如图 12.4.2 所示；该模型为在图 12.4.1 模型的基础之上，将尾部、机舱前方船体视为船体梁；三维模型与一维模型的连接处设在主船体的横舱壁处，在该处采用刚性连接单元以保证船体尾部、上层建筑与主船体连接处剖面转角与位移的一致性。

（3）全船三维有限元模型，该模型能同时反映主船体对于上层建筑的弹性支撑以及相互之间的耦合影响，模型最为合理，但是模型比较复杂，数据工作量较大，可按实际需要选用。

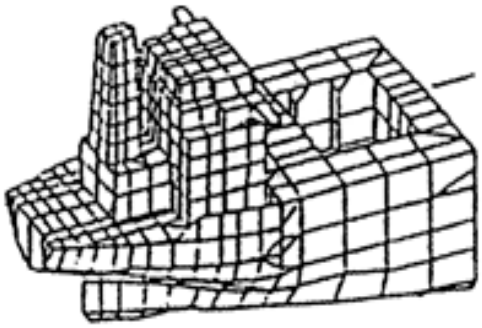


图 12.4.1 上层建筑三维有限元模型

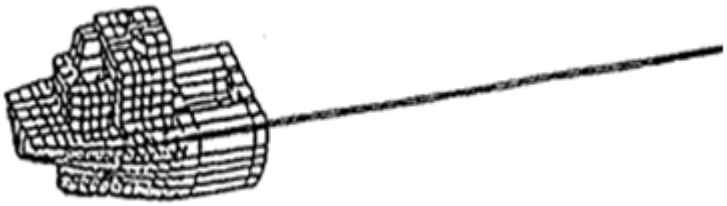


图 12.4.2 尾部、机舱和上层建筑三维有限元模型

12.4.3 计算算例

某液货船尾部—上层建筑耦合振动计算模型如图 12.4.3 所示。压载工况时，尾部—上层建筑固有振动频率和共振转速如表 12.4.1 所示，固有振动振型如图 12.4.4 所示。

主机额定转速为 83 r/min，螺旋桨为 4 叶。因此，应采取措施，以避开 81 r/min 时产生 4 阶 1 倍叶片次（4 次）共振。

尾部—上层建筑固有振动频率和共振转速　　表 12.4. 1

固有振动频率（Hz）	固有振动频率（1/min）	共振转速 n（r/min）	
		1 次激励力	叶片次激励力（4 次）
Q	325	325	81

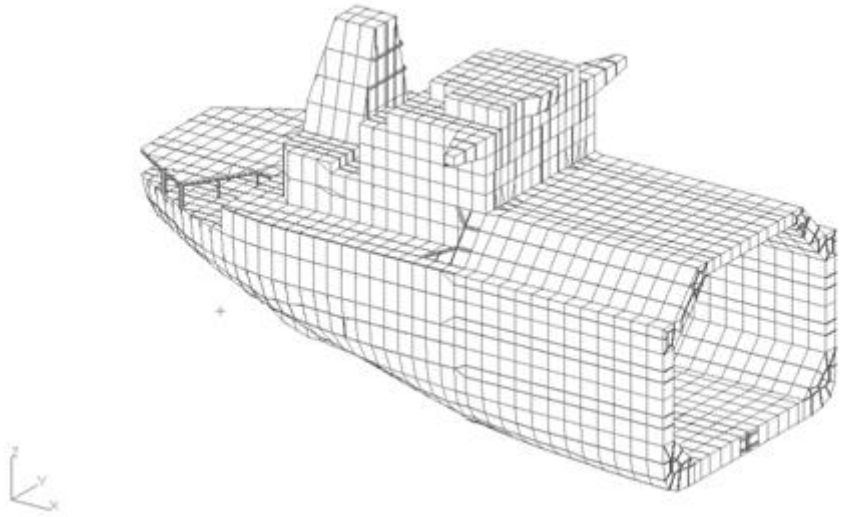


图 12.4.3　尾部—上层建筑耦合振动三维模型

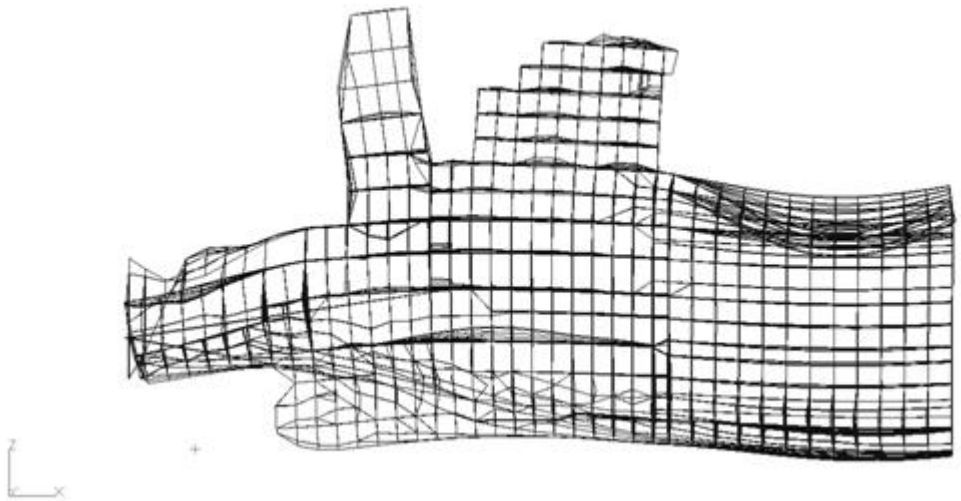


图 12.4.4 尾部—上层建筑耦合振动振型（f=5.4114Hz）

12.5 设计准则

12.5.1 避免或减小上层建筑振动共振响应最有效的方法，是在（85%～100%）最大营运转速范围内，避免上层建筑固有振动频率与主要激励频率产生共振。

12.5.2 计算上层建筑固有振动频率的准确性与所采用的方法有关，因此，在设计阶段应考虑计算固有振动频率的误差范围。

第 13 章　局部振动

13.1　概述

船上的振动问题大部分是局部结构的振动问题。这里的局部结构指的是梁、板、板架、轴包架、轴支架、螺旋桨叶片、桅杆、平台等；控制局部结构的振动，应使局部结构的固有振动频率与激励频率不相重合并保持一定的储备。

船体梁总振动与上层建筑振动，也会反映在板架局部振动中。

产生局部结构振动的激励源，可包括引起船体梁振动和上层建筑振动的有关激励源。

因此，如产生局部结构振动，应查找和分析产生的原因，即是结构本身产生的结构振动，还是船体梁总振动或上层建筑振动引起的结构振动，以便有效控制结构振动问题。

13. 2　梁的固有振动频率

13.2.1　均匀直梁的横向振动固有频率 f_m 为：

$$f_m = \frac{\lambda_m^2}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EIg}{\rho A}} \quad \text{Hz} \tag{13.2.1}$$

式中：l ——梁长，cm；

E ——材料弹性模量，kg / cm²；

I ——剖面惯性矩， cm⁴

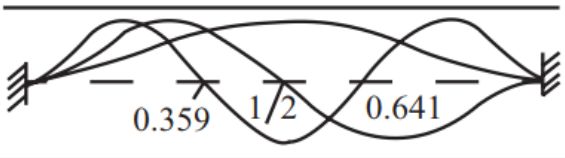
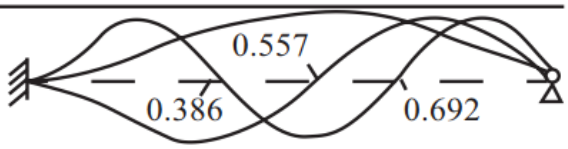
ρ ——材料密度，kg / cm³；

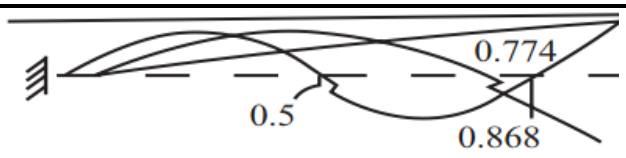
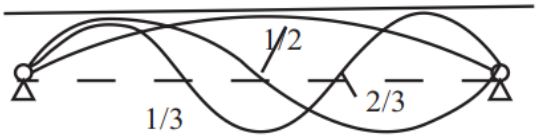
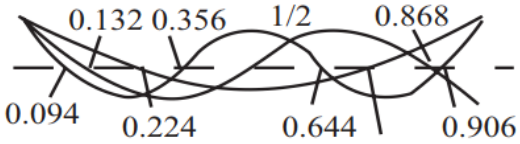
A ——截面积，cm²；

g ——981cm / s²；

λ_m ——特征值，前 3 阶的数值由表 13.2.1 确定；

特征值　　**表 13.2.1**

边界条件	振型	阶数	λ_m 值
（1）刚固-刚固		1 2 3	4.73 7.853 10.996
（2）刚固-简支		1 2 3	3.927 7.069 10.21

（3）刚固-自由		1 2 3	1.875 4.694 7.855
（4）简支-简支		1 2 3	π 2π 3π
（5）自由-自由		1 2 3	4.73 7.853 10.996

13.2.2　均匀直梁的纵向振动固有频率 f_m 为：

$$f_m = \frac{\lambda_m}{2\pi l}\sqrt{\frac{Eg}{\rho}}\ \text{Hz} \tag{13.2.2}$$

式中：l ——梁长，cm；

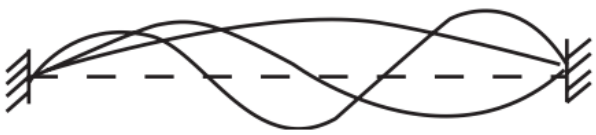
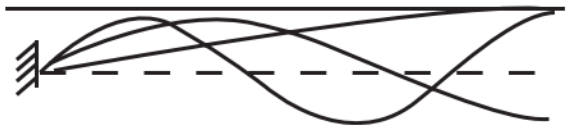
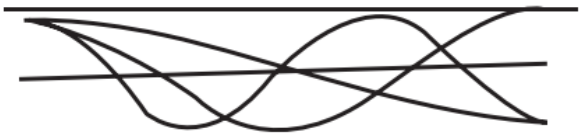
E ——材料弹性模量，kg / cm^2；

ρ ——材料密度，kg / cm^3；

g ——98lcm / s^2；

λ_m ——特征值，由表 13.2.2 决定。

特征值　　**表 13.2.2**

边界条件	振形	阶数	λ_m 值
（1）刚固-刚固		1 2 3	π 2π 3π
（2）刚固-自由		1 2 3	$\pi/2$ $3\pi/2$ $5\pi/2$
（3）自由-自由		1 2 3	π 2π 3π

13.2.3　均匀圆形或环形横截面直梁的扭转振动固有振动频率 f_m 为：

$$f_m = \frac{\lambda_m}{2\pi l}\sqrt{\frac{Gg}{\rho}} \quad \text{Hz} \tag{13.2.3}$$

式中：G——材料的剪切弹性模量，kg / cm^2；

l、λ_m、g、ρ 同式(13.2.2)。

13.3 板与板架的固有振动频率

13.3.1 板的固有振动频率

一般，船上的板在外载荷作用下变形较小，均可按绝对刚性板来处理。

(1) 空气中矩形板的固有振动频率。

① 四边铰支支持矩形板的固有振动频率 f_{mn}：

$$f_m = \frac{\pi}{2}\left(\frac{m^2}{a^2}+\frac{n^2}{b^2}\right)\sqrt{\frac{Dg}{\rho t}} \quad \text{Hz} \tag{13.3.1}$$

式中：a——矩形板的长边边长，cm；

b——矩形板的短边边长，cm：

D——板的弯曲刚度，$D=\dfrac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$,kgcm；

E——板材料弹性模量，kg / cm^2：

t——板厚度，cm；

μ——材料泊桑比；

g——981cm / s^2；

ρ——材料密度，kg/cm^3；

m、n——分别为沿边长 a、b 的半波数目。

对于矩形板来说，仅四边铰支支持的矩形板，能求得精确的固有频率解。

② 四边刚性固定矩形板的固有振动频率 f 为：

$$f = \frac{2\pi}{3}\sqrt{\frac{Dg}{\rho t}}\left(\frac{3}{a^4}+\frac{2}{a^2b^2}+\frac{3}{b^4}\right) \quad \text{Hz} \tag{13.3.2}$$

③ 一对边(a 边)刚性固定，另一对边(b 边)铰支矩形板的固有振动频率 f 为：

$$f=\frac{2}{\sqrt{3}}\pi\sqrt{\frac{Dg}{\rho t}\left(\frac{3}{16a^4}+\frac{1}{2a^2b^2}+\frac{1}{b^4}\right)}\ \text{Hz} \tag{13.3.3}$$

④ 一边（a 边)刚性固定，其余三边完全铰支矩形板的固有振动频率 f 为：

$$f=\frac{3.516}{2\pi b^2}\sqrt{\frac{Dg}{\rho t}}\quad \text{Hz} \tag{13.3.4}$$

⑤ 一对边(a 边)刚性固定，另一对边(b 边)完全铰支矩形板的固有振动频率 f 为：

$$f=\frac{7.074}{2\pi^2}\sqrt{\frac{Dg}{\rho t}}\ \text{Hz} \tag{13.3.5}$$

⑥ 四边完全铰支的正方形板的固有振动频率 f ：

$$f=\frac{7}{\pi a^2}\sqrt{\frac{Dg}{\rho t}}\quad \text{Hz} \tag{13.3.6}$$

(2) 水中矩形板的固有振动频率。

板在空气中的固有振动频率为 f_a，在水中的固有振动频率为 f_w，则

板单面接触水时：$$f_w=\frac{f_a}{\sqrt{1+\mu\left(\frac{b}{a}\right)\frac{b}{7.85t}}}\quad \text{Hz} \tag{13.3.7}$$

板双面接触水时：$$f_w=\frac{f_a}{\sqrt{1+2\mu\left(\frac{b}{a}\right)\frac{b}{7.85t}}}\quad \text{Hz} \tag{13.3.8}$$

13.3.2 板格的固有振动频率

(1) 空气中板格的固有振动频率。

板格固有频率是按带附连翼板的纵骨处理，附连翼板宽度为 1 / 6 纵骨跨距，但不大于纵骨间距 b 。

两端铰支板格的固有频率 f_a 为：

$$f_a=7.92\times10^5\sqrt{I/S}/L^2\qquad \text{Hz} \tag{13.3.9}$$

两端刚性固定板格的固有频率 f_a 为：

$$f_a=1.8\times10^6\sqrt{I/S}/L^2\ \text{Hz} \tag{13.3.10}$$

一端铰支，另一端刚性固定板格的固有频率 f_a 为：

$$f_a = 1.3\times 10^6 \sqrt{I/S}\,/\,L^2 \quad \text{Hz} \tag{13.3.11}$$

式中：L ——板格长度，cm；

I ——包括附连翼板的纵骨剖面惯性矩，cm^4；

S ——包括附连翼板的纵骨剖面面积，cm^2。

(2) 水中板格的固有振动频率。

板格在空气中的固有振动频率为 f_a，在水中的固有振动频率为 f_w，则：

板格单面接触水时：

$$f_w = \frac{f_a}{\sqrt{1+\mu(\frac{B}{L})\frac{B}{7.85t_m}}} \quad \text{Hz} \tag{13.3.12}$$

板格双面接触水时：

$$f_w = \frac{f_a}{\sqrt{1+2\mu\left(\frac{B}{L}\right)\frac{B}{7.85t_m}}} \quad \text{Hz} \tag{13.3.13}$$

式中： B ——板格宽度，cm；

t_m ——包括纵骨在内的板格相当厚度，cm；

L ——板格长度，cm；

$\mu(B/L)$——取决于板格边长比以及边界固定的无因次系数，由图 13.3.2 确定。

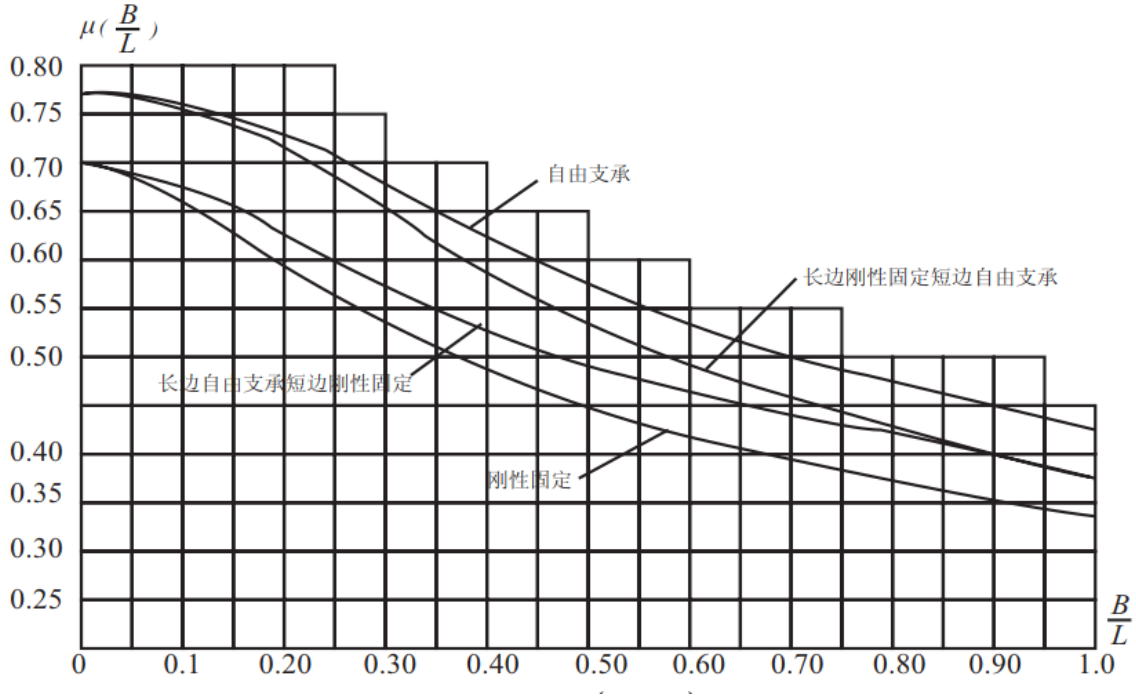


图 13.3.2 $\mu(B/L)$ 系数

13.3.3 板架固有振动频率

(1) 任意板架的固有振动频率。

一般情况下可利用相当法计算任意板架的固有振动频率。板架与其他弹性结构一样，其自由振动可以视为无限多个主振动之和，而每一个主振动对应有一个固有频率和一个固有振型，因此每一个主振动可以化为单自由度系统的振动。对应于第 i 个主振型的板架固有频率 f_i 为：

$$f_i = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_e}{M_e}} \quad \text{Hz} \tag{13.3.14}$$

式中：K_e ——对应于第 i 个主振动的板架相当刚度，kg / cm；

M_e ——对应于第 i 个主振动的板架相当质量，kgs^2 / cm。

(2) 相当刚度。

① 当图 13.3.3 所示板架第 i 个主振动主振形 $f(x,y)$ 已知时，对应的相当刚度 K_e 为：

$$K_e = \sum\int_0^L EI_i f''^2_{xx}(x,y_i)dx + \sum\int_0^B EL_j f''^2_{yy}(x_j,y)dy \tag{13.3.15}$$

式中：E ——材料弹性模量，kg/cm^2；

I_i ——第 i 根交叉构件的剖面惯性矩，cm^4；

L——交叉构件的跨距，cm；

y_i——第 i 根交叉构件在 y 方向位置的坐标，cm；

I_j——第 j 根主向梁的剖面惯性矩，cm^4；

x_j——第 j 根主向梁在 x 方向位置的坐标，cm；

B——主向梁的跨距，cm。

如交叉构件或主向梁的剖面惯性矩沿其长度方向变化时，式(13.3.15)中积分应分段进行。

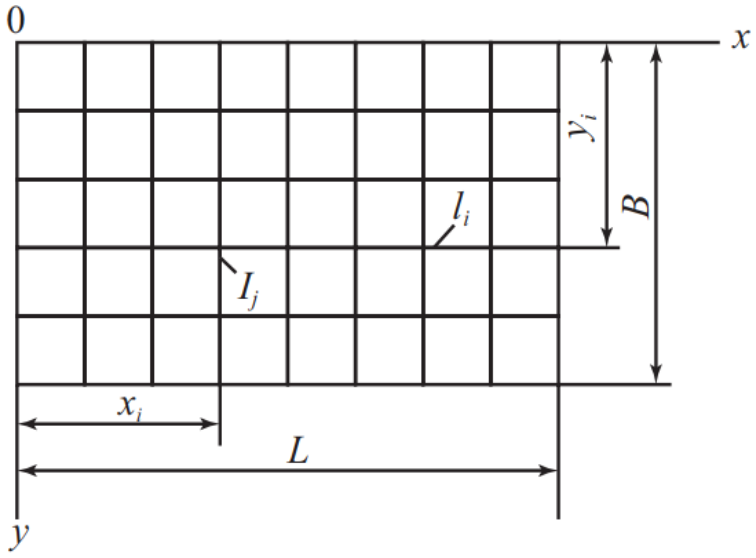


图 13.3.3 板架

② 对于主向梁和交叉构件两端弹性固定的板架，其相当刚度 K_e 为：

$$K_e = \frac{K_1}{2}\frac{E\pi^4}{L^3}\sum_{i=1}^{m} I_i \sin^2\frac{\pi y_i}{B} + \frac{K_2}{2}\frac{E\pi^4}{B^3}\sum_{i=1}^{n} I_i \sin^2\frac{\pi x_i}{l} \qquad (13.3.16)$$

式中：K_1 和 K_2——与支座力偶系数 ε 有关的系数，由下式计算：

$$\left.\begin{aligned} K_1 &= 1+3\varepsilon_1 \\ K_2 &= 1+3\varepsilon_2 \end{aligned}\right\} \qquad (13.3.17)$$

其中：ε_1 和 ε_2——分别为交叉构件和主向梁两端的支座力偶系数，自由支承时取 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0$；刚性固定时取 $\varepsilon_1=\varepsilon_2=1$。

(3) 相当质量。

相当质量 M_e 为：

$$M_e = \sum_{i=1}^{q} M_i f^2(x_i, y_i) + \sum_{i=1}^{q} J_{ix} f'^2_x(x_i, y_i) + \sum_{i=1}^{q} J_{iy} f'^2_y(x_i, y_i) + J_0 \int_0^L \int_0^B f'^2_x(x, y) dx dy$$

$$+ J_0 \int_0^L \int_0^B f'^2_y(x, y) dx dy + \int_0^L \int_0^B (m_0 + m_w) f^2(x, y) dx dy \qquad (13.3.18)$$

式中：M_i——坐标为(x_i, y_i)处的集中质量，kg；

q——集中质量的数目；

J_{ix}——集中质量相对于平行x轴的旋转轴的质量惯性矩，kgcm^2；

J_{iy}——集中质量相对于平行y轴的旋转轴的质量惯性矩，kgcm^2；

m_w——板架单位面积的附连水质量，按图 13.3.1 确定，kg / cm^2；

J_0——板架单位面积的质量惯性矩，cm^2；

m_0——板架单位面积的平均质量(其中包括双层底内的油和水)，它由式(13.3.17)决定：

$$m_0 = \frac{\rho}{g} t_m + m_{0w} \qquad (13.3.19)$$

式中：g=981cm / s^2；

m_{0w}——单位面积上油和水的质量，kg / cm2；

$$t_m = t_0 + \frac{\sum_{i=1}^{m} s_i L + \sum_{j=1}^{n} s_j B}{LB} \qquad (13.3.20)$$

ρ——材料的密度，kg / cm^3；

t_0——板架板的厚度，双层底时等于船底板和内底板厚度之和，cm；

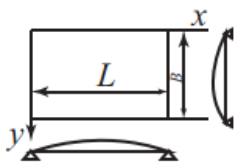
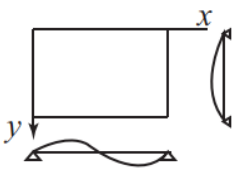
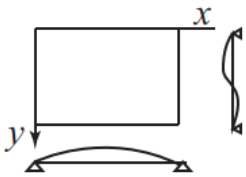
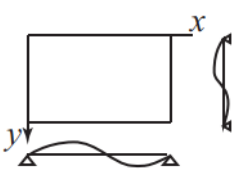
s_i——交叉构件(不包括附连翼板)的剖面面积，cm^2；

s_j——主向梁(不包括附连翼板)的剖面面积，cm^2。

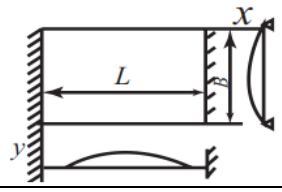
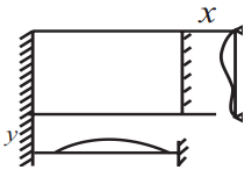
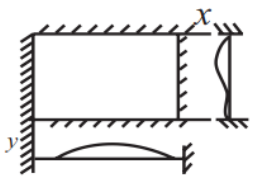
(4) 不同支承板架的固有振动频率。

只要板架的尺寸和振形$f(x, y)$已知，就可以利用上述公式确定板架的固有振动频率，但由于板架的振型一般是事先不知道的，所以应用相当法时总是根据主向梁和交叉构件的两端固定条件选择适当的振型。对于四周自由支承的板架，其低阶振型可以选用表 13.3.1 所示的形式；对于一对边自由支承、另一对边刚性固定和四周刚性固定的板架，其 1 阶振型可以选用表 13.3.2 所示的形式，表中也列出转角$f'_x(x, y)$、$f'_y(x, y)$以及$f''_{xx}(x, y)$、$f''_{yy}(x, y)$。

四周自由支承板架的振型　　表 13.3.1

				
$f(x,y)$	$\sin\frac{\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$\sin\frac{\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$	$\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{L}$
$f'_x(x,y)$	$\frac{\pi}{L}\cos\frac{\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$\frac{2\pi}{L}\cos\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$\frac{\pi}{L}\cos\frac{\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$	$\frac{2\pi}{L}\cos\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$
$f'_y(x,y)$	$\frac{\pi}{B}\sin\frac{\pi x}{L}\cos\frac{\pi y}{B}$	$\frac{\pi}{B}\sin\frac{2\pi x}{L}\cos\frac{\pi y}{B}$	$\frac{2\pi}{B}\sin\frac{\pi x}{L}\cos\frac{2\pi y}{B}$	$\frac{2\pi}{B}\sin\frac{2\pi x}{L}\cos\frac{2\pi y}{B}$
$f''_{xx}(x,y)$	$-\left(\frac{\pi}{L}\right)^2\sin\frac{\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$-\left(\frac{2\pi}{L}\right)^2\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$-\left(\frac{\pi}{L}\right)^2\sin\frac{\pi x}{L}\times\sin\frac{2\pi y}{B}$	$-\left(\frac{2\pi}{L}\right)^2\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$
$f''_{yy}(x,y)$	$-\left(\frac{\pi}{B}\right)^2\sin\frac{\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$-\left(\frac{\pi}{B}\right)^2\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$-\left(\frac{2\pi}{B}\right)^2\sin\frac{\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$	$-\left(\frac{2\pi}{B}\right)^2\sin\frac{2\pi x}{L}\times\sin\frac{2\pi y}{B}$

一对边自由支承另一对边刚性固定板架振型　　表 13.3.2

	一对边自由支承，另一对边刚性固定		四周刚性固定
			
$f(x,y)$	$\frac{1}{2}\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\sin\frac{\pi y}{B}$	$\frac{1}{2}\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\sin\frac{2\pi y}{B}$	$\frac{1}{4}\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\left(1-\cos\frac{2\pi y}{B}\right)$
$f'_x(x,y)$	$\frac{\pi}{L}\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$\frac{\pi}{L}\sin\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$	$\frac{1}{2}\frac{\pi}{L}\sin\frac{2\pi x}{L}\left(1-\cos\frac{2\pi y}{B}\right)$
$f'_y(x,y)$	$\frac{1}{2}\frac{\pi}{B}\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\cos\frac{\pi y}{B}$	$\frac{\pi}{B}\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\cos\frac{2\pi y}{B}$	$\frac{1}{2}\frac{\pi}{B}\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\sin\frac{2\pi y}{B}$
$f''_{xx}(x,y)$	$2\left(\frac{\pi}{L}\right)^2\cos\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{\pi y}{B}$	$2\left(\frac{\pi}{L}\right)^2\cos\frac{2\pi x}{L}\sin\frac{2\pi y}{B}$	$\left(\frac{\pi}{L}\right)^2\cos\frac{2\pi x}{L}\cos\frac{2\pi y}{B}$
$f''_{yy}(x,y)$	$-\frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{B}\right)^2\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\sin\frac{\pi y}{B}$	$-2\left(\frac{\pi}{B}\right)^2\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\sin\frac{2\pi y}{B}$	$\left(\frac{\pi}{B}\right)^2\left(1-\cos\frac{2\pi x}{L}\right)\cos\frac{2\pi y}{B}$

13.4　轴支架、轴包架及螺旋桨叶片固有振动频率

13.4.1 轴支架固有频率

船舶的轴支架、轴包架均位于螺旋桨所产生的交变压力场内，因此都直接承受周期变化的激

励作用。为避免这些结构发生共振，应计算出其固有频率，以便采取有效措施，使固有频率远离激励频率。

（1）图 13.4.1 所示单臂轴支架的固有频率 f 由下式计算：

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{Hz} \tag{13.4.1}$$

式中：$M = \frac{1}{g}(P_1 + P_2 + P_3 + P_4)$，kgs²/cm；

g = 981cm / s²；

P_1——螺旋桨重量，kg；

P_2——长度为 $2S$ 的螺旋桨轴重量(见图 13.4.1)，kg；

P_3——轴支架的轴毂、衬套的重量，kg；

P_4——螺旋桨的附连水质量，kg；按下式确定：

$$P_4 = \left[\psi\left(1 + 1.66\frac{H}{D}\right) + 0.083\frac{H}{D}\right]\frac{7.85 - Z}{4.85}\frac{7.40\rho_w}{\rho}P_1 \tag{13.4.2}$$

式中：$\frac{H}{D}$——螺距比；

ρ_w——水的密度，kg/cm3；

ρ——螺旋桨材料的密度，kg/cm3；

Z——螺旋桨叶片数目；

ψ——由图 13.4.2 按盘面比 a_p 确定的系数；

K——相当刚度，kg/cm；按下式计算：

$$K = \frac{3EI}{l^3} \tag{13.4.3}$$

式中: E ——材料弹性模量，kg/cm²；

I——轴支架剖面相对垂直于最小刚度平面的轴的惯性矩，cm⁴；

l——轴支架长度，cm。

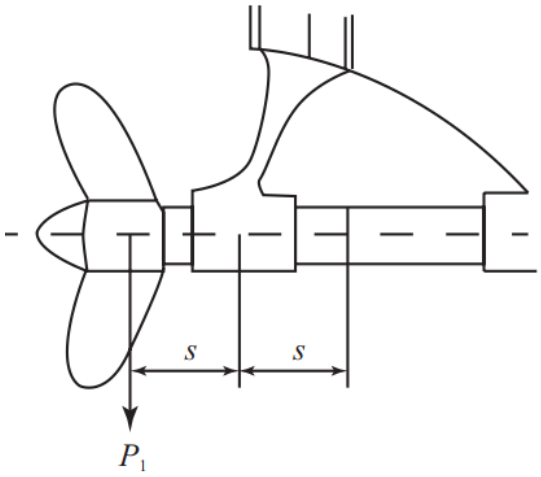


图 13.4.1　轴支架

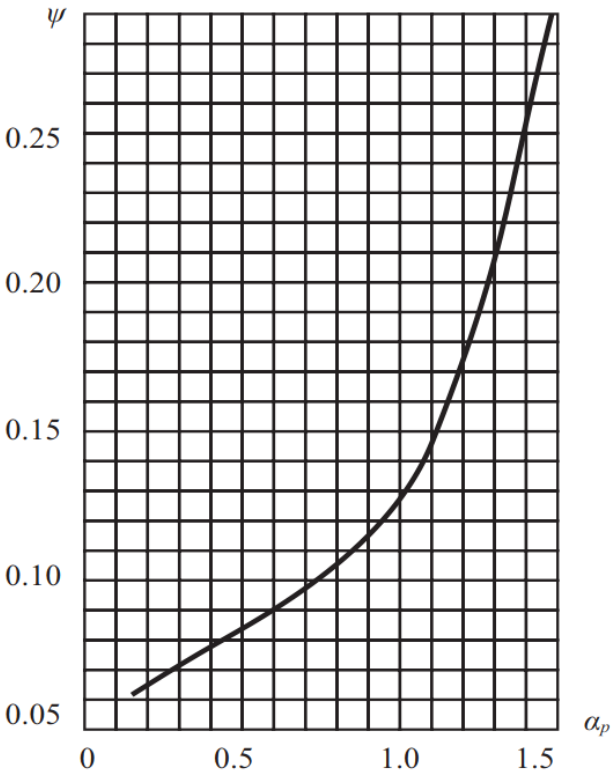


图 13.4.2　$\alpha_p \sim \psi$ 关系曲线

（2）对于如图 13.4.3 所示的双臂轴支架，其固有频率仍按式(13.4.1)计算，此时应计算 3 个方向的主振动。2 个主振动是位于 2 个臂组成的平面内，另一个主振动是垂直两个臂组成的平面。

对于前 2 个主振动的相当质量 $M_{1,2}$：

$$M_{1,2}=\frac{1}{g}\left[\left(P_1+P_2+P_4\right)\sin^2 a+P_3\right]\ \text{kgs}^2/\text{cm} \tag{13.4.4}$$

对于后者的相当质量 M_3：

$$M_3=\frac{1}{g}\left[\left(P_1+P_2+P_4\right)\cos^2 a+P_3\right]\ \text{kgs}^2/\text{cm} \tag{13.4.5}$$

式中：a ——轴线与两轴支架臂组成平面之间的夹角，如图 13.4.3 所示。

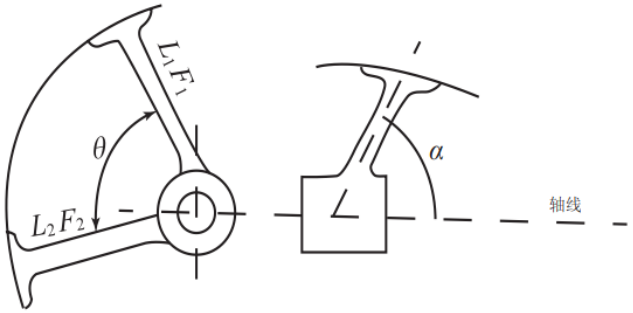


图 13.4.3　双臂轴支架

（3） 式(13.4.1)中的刚度，对于前两个主振动为：

$$K_1=K_a\sin^2\beta+K_b\sin^2(\theta+\beta)\quad \text{kg/cm} \tag{13.4.6}$$

$$K_2=K_a\cos^2\beta+K_b\cos^2(\theta+\beta)\ \text{kg/cm} \tag{13.4.7}$$

式中：$\beta=-\frac{1}{2}tg^{-1}\frac{K_b\sin 2\theta}{K_a+K_b\cos 2\theta}$；

$K_a=\frac{EF_1}{l_1}$，kg/cm；

$K_b=\frac{EF_2}{l_2}$，kg/cm；

E ——材料弹性模量，kg/cm^2；

F_1 和 F_2 ——分别为轴支架两臂的横剖面面积，cm^2；

l_1 和 l_2 ——分别为轴支架两臂的长度，cm；

θ ——轴支架臂之间的夹角，°；

（4）式(13.4.1)中的刚度，对第 3 个主振动为：

$$K_3 = 3E\frac{l_1^3 I_2 + l_2^3 I_1}{l_1^3 l_2^3} \quad \text{kg/cm} \tag{13.4.8}$$

式中：I_1 和 I_2 ——分别为轴支架两臂的剖面相对垂直于最大刚度平面的轴的惯性矩，cm^4。

（5）式(13.4.4)和(13.4.5)中的 P_1、P_2、P_3、P_4 仍按式(13.4.1)中的规定计算。

（6）上述 3 个固有频率中最小者即为所需计算的固有频率，一般情况下要求固有频率大于或等于主要激励频率。

13.4.2　轴包架固有频率

图 13.4.4 所示的所谓“对称振动”形式，把轴包架视为在自由端具有集中质量的悬臂梁，悬臂梁的横剖面也包括部分轴包板的面积(取宽度为 $0.4l$，l ——轴包架托掌的长度)，从悬臂梁的固有频率出发利用实验系数对托掌刚性不均匀性、附连水质量等进行修正。

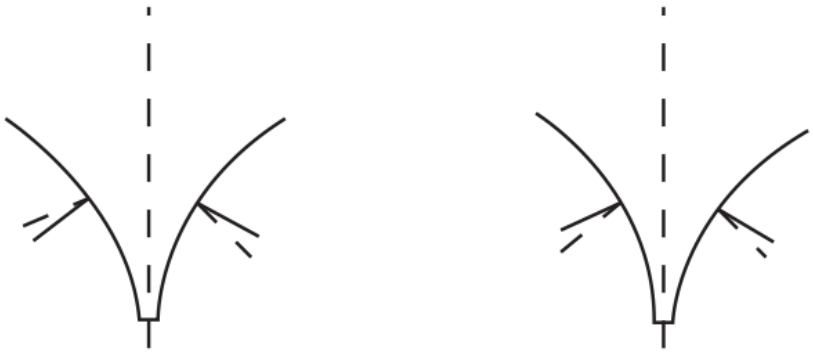


图 13.4.4　振动形式

上述对称振动的轴包架固有频率 f：

$$f = \frac{\eta}{2\pi}\sqrt{\frac{3E(I_1 + I_2)g}{(P_1 + P_2)l^3}} \quad \text{Hz} \tag{13.4.9}$$

式中：E ——材料弹性模量，kg/cm^2；

P_1 ——螺旋桨重量，kg；

P_2 ——轴包架托掌的轴毂、衬套以及轴毂之后螺旋桨轴重量之和，kg；

l ——轴包架托掌长度，cm；

η ——按轴包架托掌与水平面之间夹角 φ 由图 13.4.5 确定；

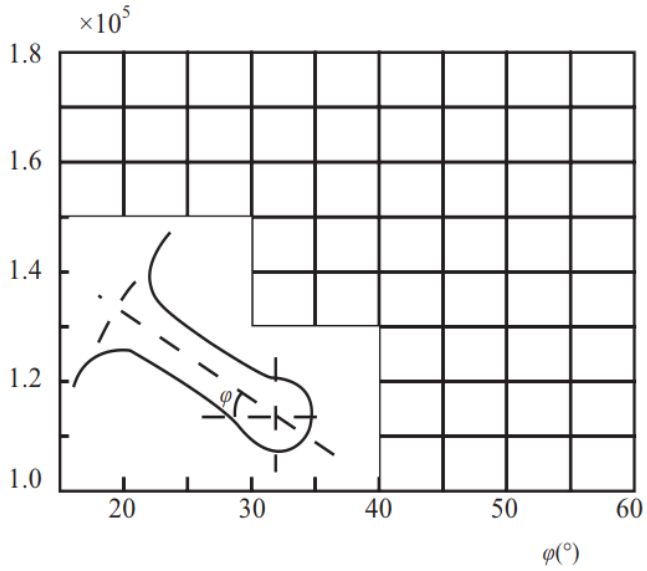


图 13.4.5　$\eta \sim \varphi$ 曲线

$g = 981\text{cm} / \text{s}^2$；

I_1 和 I_2 ——分别为轴包架托掌的横剖面惯性矩和所考虑轴包板的剖面惯性矩，如图 13.4.6 所示。如 $I = I_1 + I_2$ 沿托掌的长度方向变化较大时，可按下式计算：

$$I_1 + I_2 = \frac{I_R}{\dfrac{9}{20} + \dfrac{3}{5}\left(\dfrac{I_R}{I_m}\right) - \dfrac{1}{20}\left(\dfrac{I_R}{I_B}\right)} \quad \text{cm}^4 \tag{13.4.10}$$

式(13.4.10)中的 I_R、I_m、I_B 如图 13.4.7 所示，由 $I_R^{'}$、$I_m^{'}$、$I_B^{'}$ 的外插法求得。

对于图 13.4.4 中所示的反对称振动，其固有频率为对称振动固有频率的 0.8 倍。

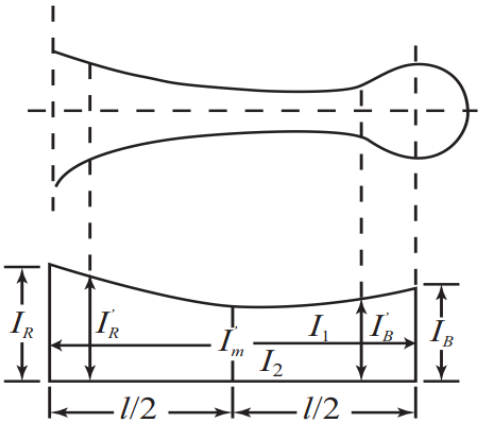


图 13.4.6　惯性矩 I_1 和 I_2

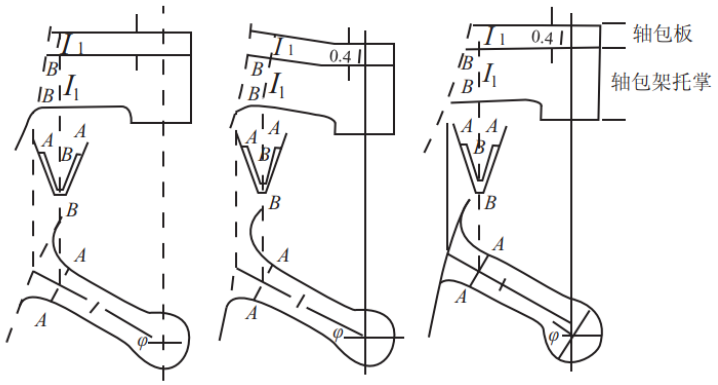


图 13.4.7 I_R、I_m 和 I_B

13.4.3　螺旋桨叶片固有振动频率

螺旋桨在非均匀流场中工作时，螺旋桨叶片所受到的力也是呈周期性变化的，如螺旋桨叶片固有振动频率与这种周期性变化力的频率一致时，叶片就会产生共振，这对叶片的强度来说是十分不利的。利用能量法和模型试验，可给出螺旋桨叶片的固有振动频率计算公式。

（1）螺旋桨叶片在空气中的固有振动频率 f_{pa} 为：

$$f_{pa}=\frac{\lambda}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EI_0}{\rho_m A_0}}\ \text{Hz} \tag{13.4.11}$$

式中：l ——叶片长度，cm；

ρ_m——叶片材料的密度，kg/cm^3；

E ——材料弹性模量，kg/cm^2；

I_0——叶片根部剖面惯性矩，cm^4；

A_0——叶片根部剖面面积，cm^2；

λ——与叶片宽、厚、挠度有关的特征值，按下式计算：

$$\lambda=\sqrt{\frac{\int_0^1 \frac{b}{b_0}\left(\frac{t}{t_0}\right)^3\left(\frac{d^2\eta}{d^2\xi}\right)^2 d\xi}{\int_0^1 \frac{b}{b_0}\left(\frac{t}{t_0}\right)\eta^2 d\xi}} \tag{13.4.12}$$

其中：$\frac{b}{b_0}$——叶片宽度对根部宽度的比值；图 13. 4. 8 为 4 种叶型的 $\frac{b}{b_0}$；

$\frac{t}{t_0}$——叶片厚度对根部厚度的比值；

η——挠度对叶梢挠度的比值；

ξ——相对叶根的无因次长度，在叶梢处ξ=1。

假定：

$$\frac{b}{b_0}=(1-\xi)(1+k\xi)+c\xi(1-\xi^{10}) \tag{13.4.13}$$

如叶片的最大宽度在$\xi=0.6$（约等于$\frac{r}{R}=0.68$）处，则：

$$k=5(c-1)\text{及}\ c=\frac{\frac{b_1}{b_0}+0.8}{1.8} \tag{13.4.14}$$

式中：b_1——叶片的最大宽度。

此时$\frac{b}{b_0}$可由下式表示：

$$\frac{b}{b_0}=(1-6\xi+5\xi)+c\xi(6-5\xi-\xi^{10}) \tag{13.4.15}$$

中等螺距的桨叶的中间剖面η约为叶梢的 1/3，故可假定：

$$\eta=\xi^2(1.5-0.5\xi) \tag{13.4.16}$$

假定叶片的厚度按线性分布：

$$\frac{t}{t_0}=(1-0.9\xi) \tag{13.4.17}$$

由此便得：

$$\lambda=\frac{8.58}{0.55+\frac{b}{b_0}} \tag{13.4.18}$$

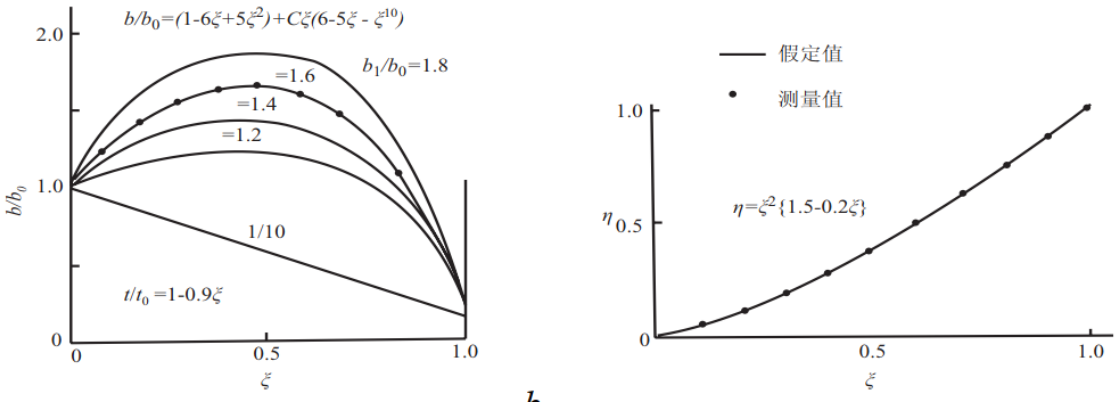


图 13.4.8 $\frac{b}{b_0}$ **与** ξ **的关系曲线**

图 13.4.9 为 λ 与 b_1/b_0 的关系曲线。

又如假定 $I_0 = c_m b_0 t_0^3$， $A_0 = c_a b_0 t_0$，将 I_0、A_0 和式（13.4.17）代入式（13.4.11）得：

$$f_{pa} = \frac{\mu}{2\pi}\frac{t_0}{l^2}\sqrt{\frac{E}{\rho_m}} \text{ Hz}$$

式中：$\mu = \frac{\lambda}{2\pi}\sqrt{\frac{c_m}{c_a}}$；

c_m ——剖面惯性矩系数；

c_a ——剖面面积系数。

根据试验得：

$$\mu = 0.305\sqrt{\frac{b_0 t_m}{b_m t_0}} \tag{13.4.19}$$

式中：t_m ——叶片的平均厚度，cm；

b_m ——叶片的平均宽度，cm。

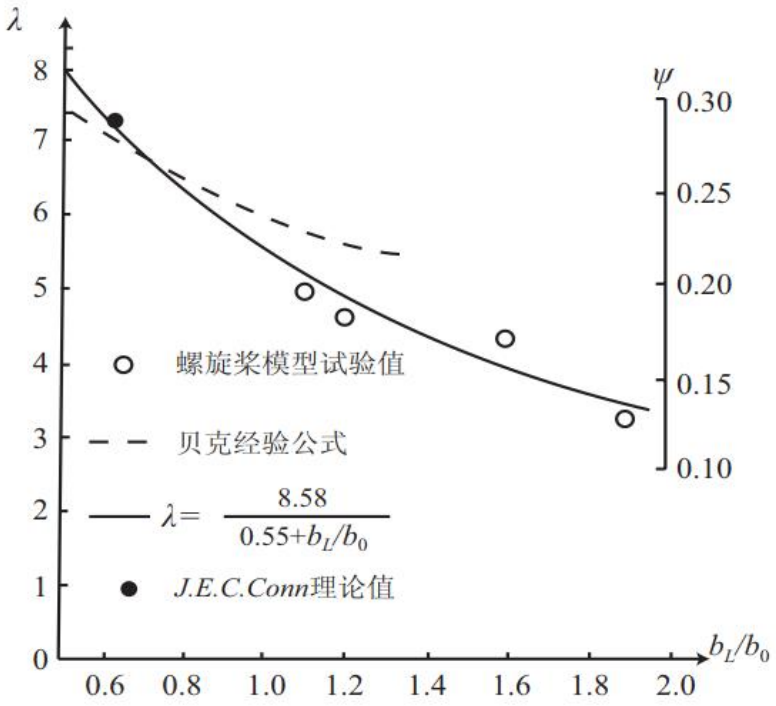


图 13.4.9　λ 与 b_1 / b_0 的关系曲线

（2）螺旋桨叶片在水中的固有振动频率 f_{pw} 为：

$$f_{pw} = f_{pa}\sqrt{\frac{1}{1+\varepsilon}} \quad \text{Hz} \tag{13.4.20}$$

式中：$\varepsilon = \dfrac{J\pi\rho_w b_0}{4c_a\rho_m t_0} r$ ——附水质量系数，见图 13.4.10；

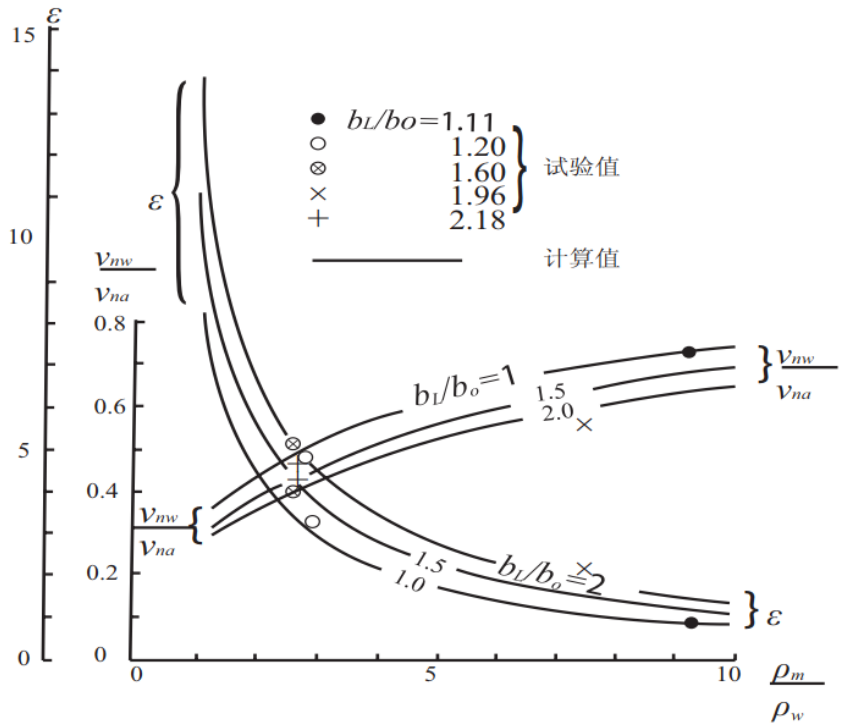


图 13.4.10 附水质量系数

ρ_w——水的密度，kg / cm^3；

r——系数，由 5 个螺旋桨模型试验结果得：

$$r = 2.61\frac{b_1}{b_0}$$

$J = 1 - 0.485\sqrt[3]{\frac{b_1}{l}}$——三向流动修正系数。

13.5 桅杆的固有频率

13.5.1 采用有限元方法计算桅杆结构系统的固有频率，一般可采用梁系模型，必要时对于筒形桅杆结构可以采用三维板壳模型，对于桅杆根部的固定情况应注意正确模拟。

13.6 局部结构固有特性的有限元计算

13.6.1 船舶局部结构振动分析方法有解析法、经验公式估算方法和有限元方法。复杂船舶局部结构难以得到解析解；经验公式估算方法因模型表达能力以及计算精度的限制，其应用也只能局限于均匀加载的平面简单板架等。

13.6.2 船上的局部结构，如梁、板、板架、轴包架，轴支架等不是一个孤立的结构，而是与其他结构相连结的，它们的边界条件严格地讲是弹性固定边界条件，因此上述计算所得的固有振动频率是相当近似的，为计及相邻构件的影响，建议采用有限元方法将相邻构件也计入有限元模型之内进行计算，再分离出指定结构的固有振动频率。

13.6.3 对于附连水的影响，可以用简化公式计算出附连水后，再均匀分布在与水接触的表面上。对于与水接触的结构，也可用流固耦合的方法来计算固有振动频率。

13.6.4 对螺旋桨上方区域大型处所或大平台，应采用有限元方法计算多阶固有振动频率。

13.6.5 如直升机平台位于船尾，前端与主甲板相连，平台下方设置若干支柱支撑。直升机平台局部板架模型，按照实际情况采用板梁组合真实模拟，有限元模型见图 13.6.1 所示，在上述支柱以及舷侧支撑处约束 z 方向自由度，在前端舱壁连接处约束 x、y、z、θ_x、θ_z 自由度。

某液货船直升机平台固有振动频率和共振转速如表 13.6.1 所示，固有振动振型如图 13.6.2～13.6.5 所示。

主机额定转速为 83 r/min，螺旋桨为 4 叶。从表 13.6.1 可知，在 81 r/min 时产生 1 阶 2 倍叶片次（8 次）共振，在 79 r/min 时产生 4 阶 4 倍叶片次（16 次）共振。因此，应采取措施予以避开。

平台固有振动频率和共振转速 **表 13.6.1**

阶数	固有振动频率（Hz）	螺旋桨激励力产生共振转速 n（r/min）				振型
		1 倍叶片次	2 倍叶片次	3 倍叶片次	4 倍叶片次	
1	10.832	163	81	54	41	图 13.6.2
2	19.014	286	143	95	71	图 13.6.3
3	19.823	297	189	99	74	图 13.6.4
4	21.081	316	158	105	79	图 13.6.5

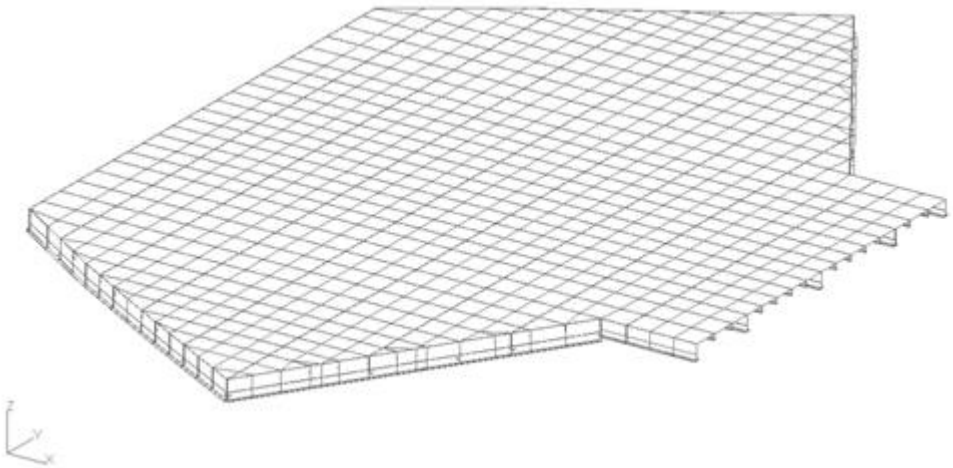


图 13.6.1 直升机平台模型

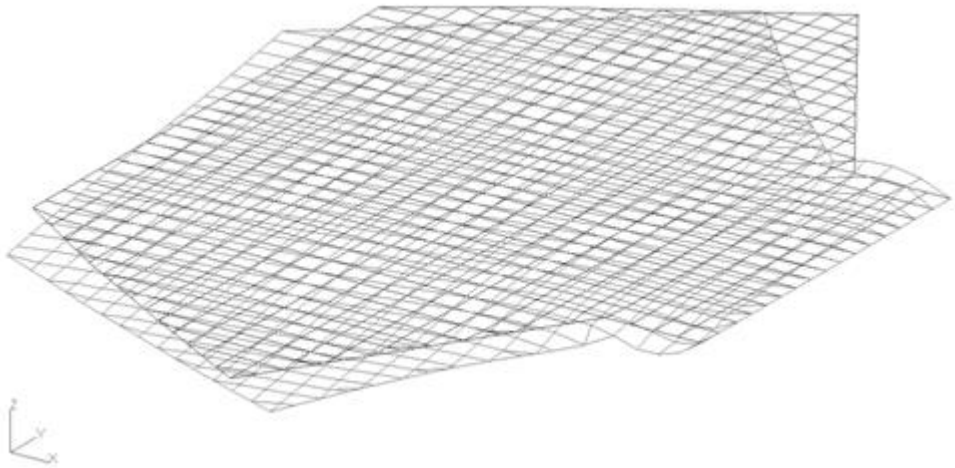


图 13.6.2　直升机平台 1 阶振型（f=10.832Hz）

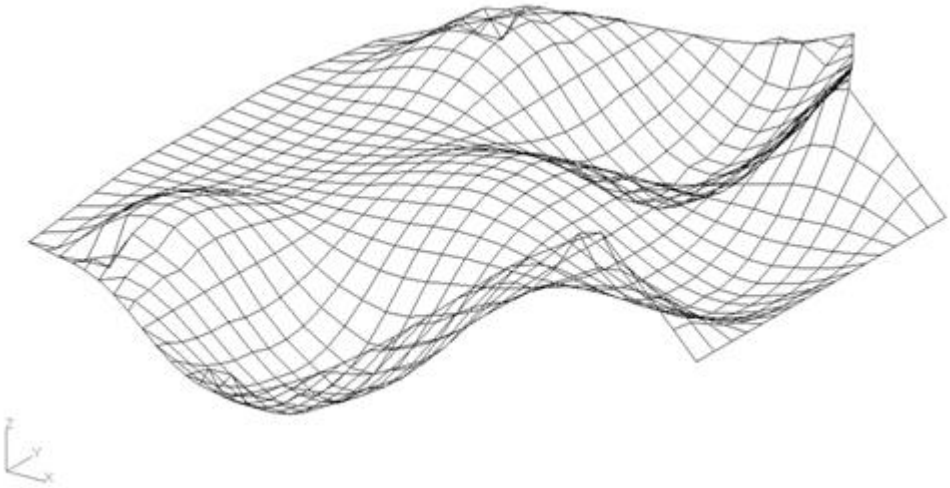


图 13.6.3　直升机平台 2 阶振型（f=19.014Hz）

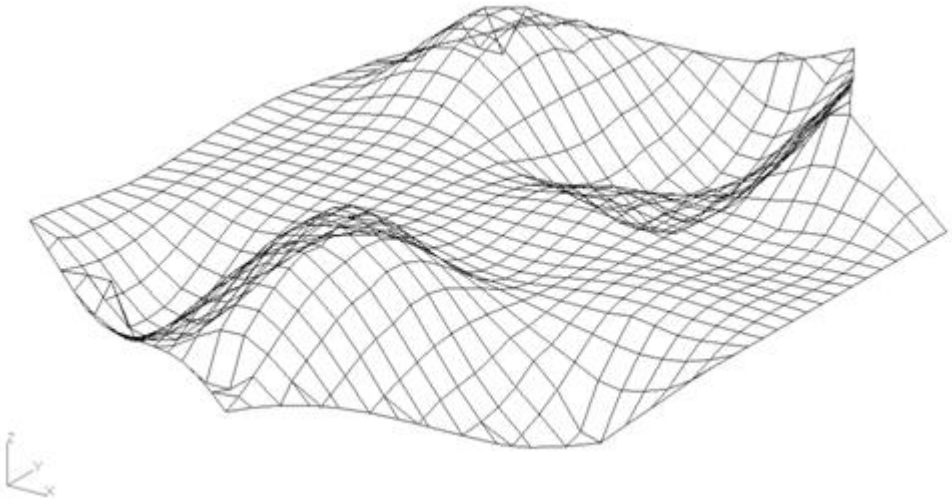


图 13.6.4　　直升机平台 3 阶振型（f=19.823Hz）

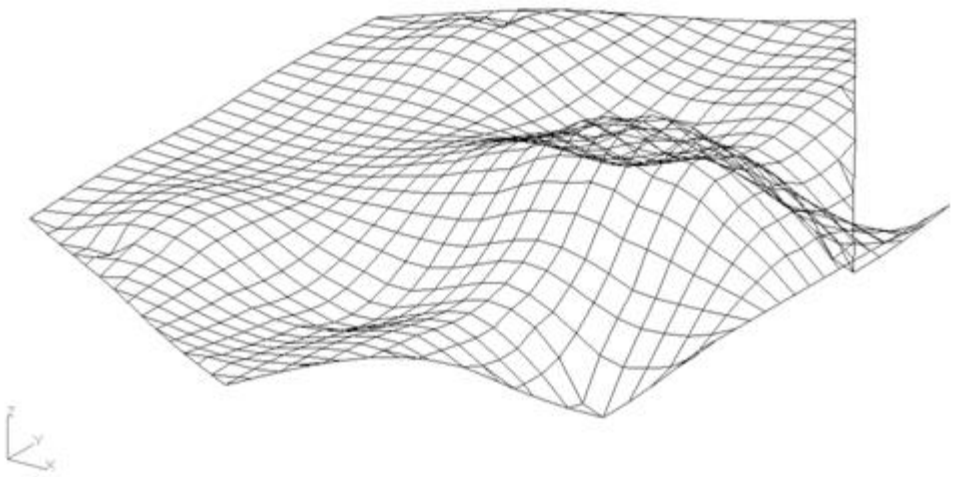


图 13.6.5　直升机平台 4 阶振型（f=21.081Hz）

13.7　设计准则

13.7.1 避免或减小局部结构振动共振响应最有效的方法，一般是在（85%～100%）最大营运转速范围内，避免最低固有振动频率与主要激励频率产生共振。

13.7.2 在螺旋桨上方区域内的大型处所或大平台结构（如面积超过 40m^2），其最低固有振动频率一般应大于 1.2×2×螺旋桨叶片数×额定转速的激励频率。

13.7.3 计算局部结构固有振动频率的准确性与所采用的方法有关，因此，在设计阶段应考虑计算固有振动频率的误差范围。

第 14 章　振动测量

14.1　概述

14.1.1 船上振动测量的目的：

(1) 通过实船振动测量，确认船舶的振动特性，符合本指南和入级规范的要求；

(2) 如通过测量发现存在有害的振动问题，或不满足本指南和入级规范的要求，则应分析产生振动的原因，以便采取必要的减振措施。

14.1.2 申请居住性（振动）附加标志 HAB（VIB）的船舶，船上振动测量应符合本章的要求。

主要参考有关国际标准为：

（1）ISO6954《机械振动——客船与商船居住性振动测量、报告和评价基准》；

（2）ISO4868《船舶结构和设备局部振动数据测量和报告规则》。

14.1.3 申请结构振动附加标志 VIB（S），或机械振动 VIB(M) 附加标志，或振动附加标志 VIB 的船舶，船上振动测量应符合本章的要求。

主要参考有关国际标准为：

（1）ISO4868《船舶结构和设备局部振动测量与报告规则》；

（2）IS0 10816—6《机械振动一测量非旋转部件来评定机器振动，第 6 部分：额定功率大于 l00 kW 的往复机械》。

14.1.4 CCS 的入级船舶，轴系振动测量应符合本章的要求。

14.1.5 申请 CCS 振动附加标志的船舶，还应符合本指南第 15 章的有关要求。

14.1.6 船上振动测量应按同意的或批准的“船上振动测量大纲”进行。但经有关方同意后，可根据实际情况适当进行调整。

14.2　振动测量要求

14.2.1 船上振动测量的内容

(1) 船舶振动测量；

(2) 机械振动测量；

(3) 机架振动测量；

(4) 轴系振动测量；

（5）振动居住性测量。

14.2.2 船上振动测量方法

(1) 单项测量；

(2) 相关项目同步测量；

(3) 综合项目同步测量。

14.2.3 船舶振动测量

(1) 船舶振动测量仪器：

① 一般应选用多通道并能长期保存记录的电子测量系统，由传感器、放大器、滤波器和记录器等组成；

② 应具有足够宽的频率范围和幅值线性，要满足被测部位的频率和幅值要求，并能适应船上温度、湿度和噪声等环境条件；

③ 仪器的灵敏度、幅频特性、幅值线性应定期进行计量检定和校验，一般不超过 1 年；以使仪器精度保持在规定的范围内；

④ 传感器应安装牢固，在整个测量过程中不应有任何移动；

⑤ 脉冲装置安装在主机或螺旋桨轴上时，要使脉冲信号与主机第 1 气缸上止点或螺旋桨某叶片位置相对应；

⑥ 在能满足测量要求前提下，可以使用单点测量的电子仪器或手持机械式测振仪。

（2）船舶振动测量的参数（适用时）：

① 振幅：位移，mm；速度，mm / s；加速度，mm / s^2；应变；

② 频率，Hz。

14.2.4 机械和轴系振动测量

(1) 机械和轴系振动测量仪器：

① 用于测量的仪器应能正确地反映测点处的振幅或变形；

② 应定期对测量仪器进行校验，一般不超过 1 年，以使仪器精度保持在规定的范围内；

③ 测量仪器系统一般由传感器、放大器、记录器及监测指示装置等组成；

④ 应具有较宽的频率范围，频率响应平直部分的允许误差为±10％以内，并能适应船上温度、湿度、振动与噪声等环境条件；

⑤ 传感器安装应牢固可靠，在整个测量过程中不应有任何移动。

（2）机械和轴系振动测量的参数（适用时）：

① 振幅：位移，mm；速度，mm / s；加速度，mm / s^2；

② 频率，Hz。

14.2.5 测量条件

（1）船舶应处于压载或满载状态，并使螺旋桨全部浸人水中。

（2）水深一般应不小于 4 倍平均吃水，如船舶一直在浅水中营运，则也可在营运水域进行。

（3）海况应不大于 3 级、且风力不大于蒲氏风级 3 级。

（4）船舶航向应尽量保持直线航行，舵角左右变化应小于±2° 。

（5）除另有说明外，主机应在 90%～100%最大营运转速，并应处于稳定运转状态；所有其他机械应处于正常运转状态。

（6）对于使用动力定位系统的海洋工程船舶，侧推装置应处于合同规定或至少功率 40％工作状态。

(7) 如不在上述条件下进行测量，则在测量报告中应予以注明。

14.3 船舶振动测量

14.3.1 测量位置和方向

(1) 测点布置应考虑可能产生的振动振幅较大处；对大型处所或大平台（如面积超过 40m^2），由于可能存在 2 阶以上垂向固有振动频率，故应结合相应振型布置多个测点。

如图 13.6.3 为直升机平台的垂向 2 阶振型，频率为 19.014Hz；图 13.6.4 为直升机平台的垂向 3 阶振型，频率为 19.823 Hz；最大变形均不在平台中央处。在测量中，可根据振动情况，适当增加和布置新的测点，测点应布置在变形最大处。

（2）所有振动测点，应布置在刚性支点上。

（3）为查明船体振动特性与振源的关系，则测量位置和测量方向，如表 14.3.1-1 所示；图 14.3.1 为某大型油船的振动测点布置情况。

查找振源的船舶振动测量位置和测量方向　　表 14.3.1-1

序号	处所名称	测量位置	测量方向
1	上(主)甲板上	纵中剖面与前缘围壁的交点	垂向、横向和纵向
2	船体尾部	甲板纵中剖面尾端处	垂向、横向和纵向
3	驾驶甲板	纵中剖面与前缘围壁的交点	垂向、横向和纵向

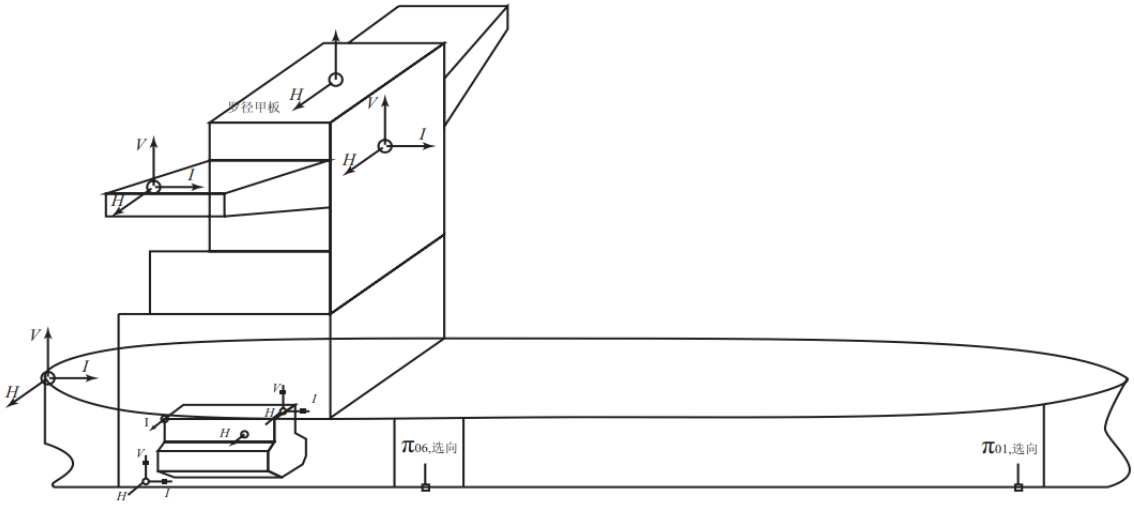


图 14.3.1　某大型油船振动测点布置

(4) 船舶居住性（振动）衡准来源于 ISO 6954，居住性（振动）衡准要求的处所范围与舒适性（振动）衡准要求的处所范围相同，所包括的处所为乘客处所、船员处所、工作处所。船舶居住性（振动）测量处所及其位置和测量方向，如表 14.3.1-2 所示。

船舶居住性振动测量位置和测量方向　　表 14.3.1-2

序号	处所名称	测量位置	测量方向
1	船员舱室	中央部位	垂向、横向和纵向
2	驾驶室、报务室、海图室	中央部位	垂向、横向和纵向
3	船员公共处所、餐厅、会议室	中央部位	垂向、横向和纵向
4	医务室	中央部位	垂向、横向和纵向
5	办公室	中央部位	垂向、横向和纵向
6	机修间	中央部位	垂向
7	机舱控制室	中央部位	垂向

(5) 船体结构振动测量位置和测量方向，如表 14.3.1-3 所示；同时还应按表 14.3.1-2 的要求布置测点。

船体结构振动测量位置和测量方向　　表 14.3.1-3

序号	处所名称	测量位置	测量方向
1	船体尾部	甲板纵中剖面尾端处	垂向、横向和纵向
2	上层建筑	中央部位	垂向、横向和纵向
3	局部结构	可能产生振动的部位	垂向、横向和纵向
4	甲板横梁	足够测点	垂向、横向和纵向
5	基座结构	基座	垂向、横向和纵向
6	舵机舱	足够测点	垂向、横向和纵向
7	舱柜结构	中央部位	垂向、横向和纵向
8	烟囱	顶端	垂向、横向和纵向
9	雷达桅杆	顶端	垂向、横向和纵向

（6）尽管有表 14.3.1-2 和表 14.3.1-3 的要求，但并不要求所有位置均测量垂向、横向和纵向

振动，如布置足够测点并能代表振动特性，则可不要求测量横向和纵向振动。

（7）船长小于 65m 的船舶，一般可只测量垂向振动。

14.3.2 测量方法

(1) 船舶振动测量可单独进行，当需要分析船舶振源时，应与机架振动、轴系扭转振动、轴系纵向振动和轴系回旋振动同步进行测量。

（2）如为查明船体振动特性与振源的关系，则主机应从最低稳定转速开始到额定转速为止，按转速分档进行测量；在共振转速附近，转速间隔应适当减少；以便做出振幅-转速曲线，如图 14.3.2 所示。

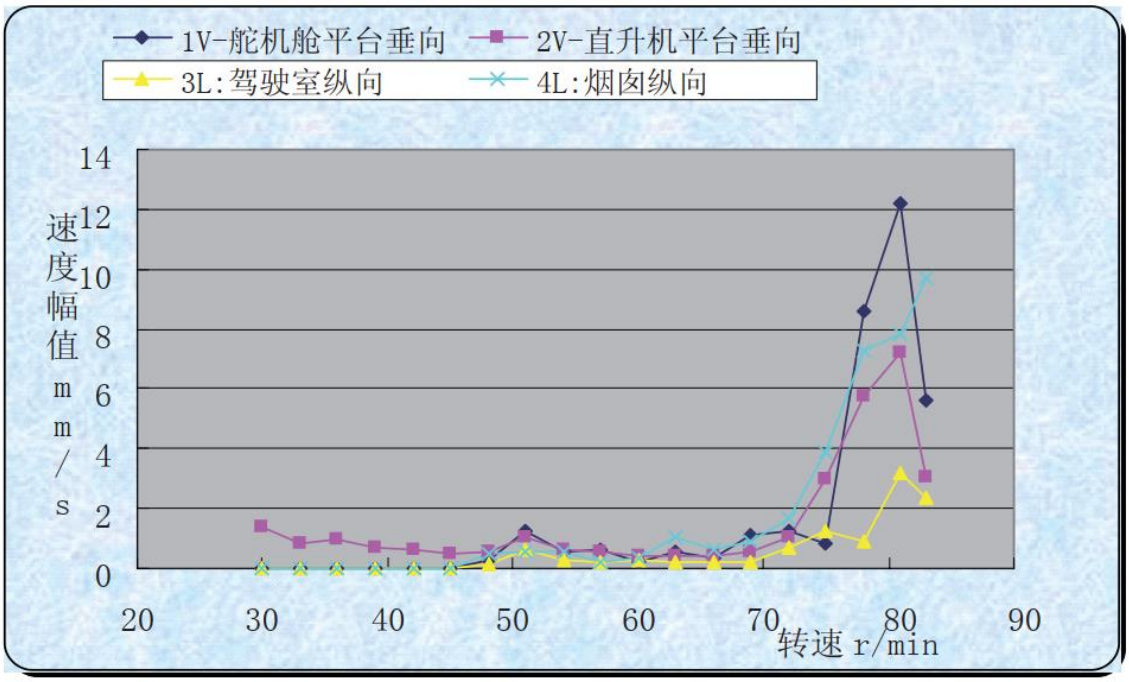


图 14.3.2 螺旋桨 4 次振动振幅-转速曲线

14.3.3 测量报告

(1) 数据采集：

① 计算机信号记录的时间应不小于 60s；

② 记录测量数据时，时标脉冲信号和振动响应信号应同步记录。

(2) 数据分析：

① 计算机分析时可采用随机截断，或整周期截断时域波形的方法；

② 用 DFT 进行频谱分析，如样本时间ΔT一般为 4s，则频率分辨率Δf按下式计算：

$$\Delta f = \frac{1}{\Delta T} \quad \text{Hz}$$

式中：ΔT ——样本时间，s。

③ 用快速傅里叶变换(FFT) 进行频谱分析，如采样频率为 f_s,采样点数为 N ，则频率分辨率 Δf 按下式计算：

$$\Delta f = \frac{f_s}{N}$$

(3) 人工分析时采用 10％最大值方法。如从 100 个基频波形中，选取 10 个振幅最大值平均后作为最大重复振幅值提供。

（4）船舶振动测量报告内容，可参见附录 1。

14.4 机械振动测量

14.4.1 测量位置和方向

（1）测点布置应取在具有代表性的刚性较强的位置。测点数目依测量对象尺寸而定，对于尺寸较小的机械测点可取少些，对于大型机械测点应取多些。

（2）机械振动测量位置和测量方向，如表 14.4.1 所示。

机械振动测量位置和测量方向　　表 14.4.1

序号	项目名称	测量位置	测量方向
1	低速柴油机	在机架顶部前后端	垂向、纵向和横向
2	中速和高速柴油机	在机架顶部前后端	横向
3	柴油机传动的发电机和推进用的电动机	在轴承前后端测量	横向
4	涡轮机传动的发电机	在轴承处	任何方向
5	增压器	在压缩端顶部	
6	涡轮机	在轴承处	任何方向
7	主推进齿轮箱	在基座和输出轴承	任何方向
8	轴系轴承	在轴中心线高度处	横向或垂向
9	电动机、分离器、液压传动马达、风扇	在轴承处	任何方向
10	螺杆心式或离心式压缩机	在轴承处	任何方向
11	往复式压缩机	在轴承处	任何方向

14.4.2 测量方法

(1) 机械振动测量可单独进行，当需要分析船舶振源时，应同步进行测量。

（2）如为研究或查找振源时，应从最低稳定转速开始到额定转速为止，按转速分档进行测量。在共振转速附近，转速间隔应适当减少。

14.4.3 测量报告

(1) 机械测量报告包括每一转速各测点的简谐次数、各方向的振动位移或速度或加速度及振

动衡准等，并做出曲线图。

（2）机械振动测量报告内容可参见附录 2，机架振动测量报告内容可参见附录 3。

14.5 轴系扭转振动测量

14.5.1 测点布置

(1) 测量角位移的仪器，测点一般应布置在柴油机的自由端。

(2) 在实船测量时，如柴油机曲轴自由端布置测量点有困难，也可把测量点布置在轴系上相对振幅较大处。

(3) 如两个不同振型的共振转速相近而相互干扰时，则除在自由端布置测量点外，一般还应在轴系其他位置布置测量点，以便把不同振型的振幅分开。

(4) 如用应变片直接测量扭转振动应力，测点一般布置在中间轴或螺旋桨轴紧靠节点处。

14.5.2 测量方法

(1) 扭转振动测量可单独进行测量；当需要分析其他振动体的振源时，应同步进行测量。

(2) 测量系统在安装以后应进行全面检查，以确保测量工作正常进行。模拟式电子测量仪器，在每航次测量前应对仪表进行标定，并应调整仪表灵敏度到正确位置；如用波形记录装置，则应记录标定信号，作为分析定量之用。每航次测量以后再标定一次作为校验。

(3) 测量时，主机从最低稳定转速开始到额定转速为止，转速分档进行测量。一般，低速机按（5～10）r / min、中速机按（10～30 ）r / min、高速机按（30～50）r / min 的速度分档，在共振转速附近，转速间隔应适当减少。

(4) 对装有高弹性联轴器或齿轮传动的轴系，测量时应注意防止在共振转速时由于过大的振动扭矩而造成弹性联轴器受损或齿面产生严重齿击。如测量时发现存在上述现象时，则应迅速越过。

(5) 为获得稳定的数据，应在主机转速稳定后进行测量。

14.5.3 测量报告

(1) 当轴系实测频率和理论计算频率误差一般小于 5%时，可用实测振幅或扭转振动应力，按计算振型推算系统各轴段的扭转振动应力、齿轮箱和弹性联轴器等处的振动扭矩。

（2）对高弹性联轴器和减振器的轴系，也可用综合法计算的振型推算轴段应力和部件扭矩。也可调整有关阻尼参数，使测点处的计算振幅与实测振幅相一致，用强迫振动计算结果来评价系统的振动特性。

(3) 测量报告包括每一转速各测点的简谐次数、振幅或应变、固有频率、各轴段的扭转振动应力、各弹性联轴器或齿轮的振动扭矩，并作出应力 / 扭矩与转速曲线图，且加绘其许用值。扭转振动测量报告内容可参见附录 4；

(4) 可根据实测结果按有关规范要求确定转速禁区范围；

(5) 所设的转速禁区，船厂应用红色标明在驾驶室和主机操纵台处的转速表上，并在操纵处设告示牌。

14.6 轴系纵向振动/回旋振动测量

14.6.1 测量布置

（1）纵向振动测量点应布置在柴油机曲轴自由端。

（2）回旋振动测量，如采用非接触式传感器测量时，一般应在振幅较大位置处布置垂向和横向测点。如采用应变仪测量时，测点应选在弯曲应力较大处。

14.6.2 测量方法

测量方法同 14.5.2。

14.6.3 测量报告

（1）测量报告应包括每一转速的简谐次数、振幅、固有频率，并做出振幅与转速曲线图，纵向振动还应加绘其许用值。纵向振动/回旋振动测量报告内容可参见附录 4；

(2) 可根据实测结果按有关规范要求确定转速禁区范围；

(3) 所设的转速禁区，船厂应用红色标明在驾驶室和主机操纵台处的转速表上，并在操纵处设告示牌。

14.7 振动测量报告

14.7.1 振动测量报告提交

（1） 完成实船振动测量后，船舶振动测量机构应结合“船上振动计算分析报告”，编制附本章要求的相应测量报告，提交给有关方。

（2）对 CCS 船级和申请振动附加标志的船舶，振动测量报告应经 CCS 确认和批准。

14.7.2 振动测量报告内容

除本章上述有关具体要求外，振动测量报告至少应包括下列内容：

（1）振动/噪声测量机构署名与签署；

（2）船舶基本数据；

（3）环境条件、船舶状态和测量仪器描述；

（4）概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论）；

（5）测点布置（项目和简图）；

（6）振动/噪声测量分析结果；

（7）振幅-转速曲线（典型位置，如有时）；

（8）主要原始测量记录。

14.7.3　测量报告确认与签署

对 CCS 船级和申请振动附加标志的船舶，验船师应与有关方一起对相关项目进行确认与签署：

（1）对测量条件进行确认；

（2）对测量项目和测量点进行确认；

（3）对测量数据进行确认；

（4）在相应记录文件上签署。

14.7.4 原始时域信号保存

（1）测量机构应保存振动测量的原始时域信号，以便备查；

（2）如 CCS 要求核查振动测量原始数据，则测量机构应提交振动测量的原始时域信号。

附录 1　船舶振动测量报告

船舶振动测量报告

1　基本数据

基本数据

船名		类别		航区	
制造厂		所属单位		出厂年月	
船体			主机		
两柱间长 L_{pp}(m)			制造厂		
型宽 B(m)			型号×台数		
型深 D(m)			额定功率(kW)		
满载吃水 d(m)			额定转速(r/min)		
满载排水量Δ(t)			缸径×冲程×缸数		
载重量 DW(t)			发火次序		
方形系数 C_b			发电机		
螺旋桨			制造厂		
类型			型号×台数		
螺旋桨转速(r/min)			额定功率(kW)		
桨数×叶数			额定转速(r/min)		
螺旋桨直径(m)			缸径×冲程×缸数		
盘面比			发火次序		

2　环境条件、测量状态和测量仪器

环境条件、测量状态和测量仪器

环境条件			
测量水域		水深(m)	
风力		浪级	
测量时船舶状态			
排水量(t)		首吃水(m)	
尾吃水(m)		平均吃水(m)	

测量期间机械状态				
主机	台数		转速(r/min)	
发电机	台数		转速(r/min)	
机舱通风机	台数		转速(r/min)	
测量仪器与测量人员				
测量仪器	传感器		放大器	
	记录器		分析仪器	
	系统标定日期			
测量人员			测量日期	

3 概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论）

4 测点布置（处所名称和简图）

5 船舶振动测量分析结果

船舶振动测量分析结果

序号	测点位置/处所名称	主机转速(r/min)	频率(Hz)	简谐次数	方向（垂向 V/横向 T/纵向 L）	速度(mm/s)或位移(mm)或加速度（mm/s^2）	衡准

6 振幅-转速曲线（典型位置）

7 主要原始测量记录

附录 2　机械振动测量报告

机械振动测量报告

1　基本数据

船名＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿机械型号＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量单位及人员＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量时间＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿测量地点＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量目的＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量仪器＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿仪器标定时间＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

2　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论）

3　测点布置（项目名称和简图）

4　机械振动测量记录分析结果

序号	项目名称	测点位置	主机转速 (r / min)	频率 (Hz)	简谐 次数	位移 （mm）	速度 (mm/s)	衡准

5　主要原始测量记录

附录 3　机架振动测量报告

机架振动测量报告

1　基本数据

船名＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿制造厂＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

主机型号＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿制造厂＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量单位及人员＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量时间＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿测量地点＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量目的＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量仪器＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿ 仪器标定时间＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

2　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论）

3　测点布置简图

4 机架振动测量记录分析结果

序号	测点位置	主机转速 (r/min)	频率 (Hz)	简谐次数	实测振幅(mm)			衡准
					垂向	横向	纵向	

L 型固有频率：

X 型固有频率：

5　振幅-转速曲线

6　主要原始测量记录

附录 4　轴系振动测量报告

扭转振动/纵向振动/回旋振动测量报告

1　基本数据

船名＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿制造厂＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量单位及人员＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量时间＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿测量地点＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量目的＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

测量仪器＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿仪器标定时间＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿＿

2　概述（至少包括：测量依据、测量条件、适用标准、测量结论）

3　测点布置简图

4 振动测量记录分析结果：

实测固有振动频率：

计算固有振动频率：

5　扭振应力（扭矩）/振幅/应力-转速和许用值曲线：

6　主要原始测量记录

第 15 章　振动衡准

15.1 概述

15.1.1 为改善船员在船上的居住条件和工作条件，国际标准 ISO 6954-1984《机械振动和冲击——商船振动总体评估指南》和 ISO 6954-2000《机械振动——客船与商船居住性振动测量、报告和评价指南》，是适用于船员和乘客对振动可接受的居住性衡准。从振动对于人员的影响角度，居住性衡准可确保人员的舒适与健康；如不超出振动极限值，一般不会发生健康伤害。

15.1.2 乘客和船员居住处所与工作处所振动舒适性衡准，是船级社规范在所述居住性衡准的基础上，对船员和乘客舒服安逸环境进行分级的表述。

15.1.3 振动居住性和振动舒适性衡准，并没反映由船体结构振动而产生的疲劳裂纹问题，也没反映由机械振动而产生的疲劳损坏或运动部件加速磨损问题。因此，也提出船体结构振动衡准和机械振动衡准问题。

15.2　居住性振动衡准

15.2.1 ISO 6954-1984 对船员和乘客居住性衡准：

ISO 6954-1984 可用于评价船体和上层建筑人员正常工作和居住场所的振动，如表 15.2.1-1 和图 15.2.1 所示，但不作为验收或检验机器和设备的标准。ISO 6954-1984 以各测点在 1Hz～100Hz 频率范围内的位移、速度或加速度的峰值作为评价指标，不管是垂向、纵向或横向振动，均可以曲线图来评价。

图中上、下限界线在≤5Hz 时为等加速度线，≥5Hz 时为等速度线。凡实测的振动响应在下界线以下为振动轻微，表明船舶振动特性良好；上界线以上为振动难以接受，不合格；用上、下界线之间的带状区反映一般感受到的并可接受的船上振动环境。

该衡准以最大重复值来评价船上振动，如实测值为均方根值(rms)，则应按下式换算成等效的最大重复值，以便与曲线图相比较：

$$\text{最大重复值}=（C_F\sqrt{2}）\times rms \qquad （15.2.1）$$

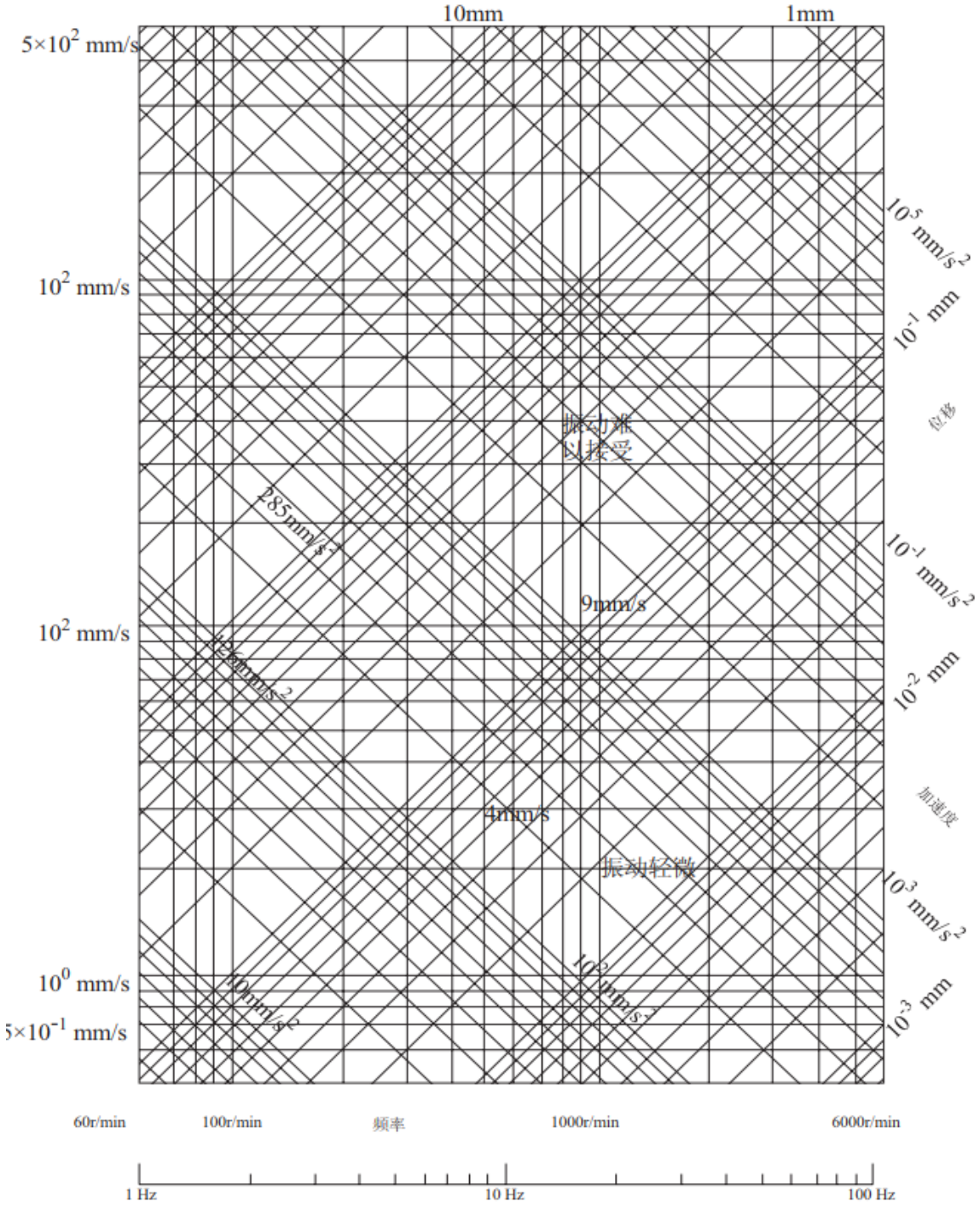
式中：$C_F\sqrt{2}$ ——等效于波峰因数(C_F=1.0 意指纯稳态正弦振动)。

对应的转换系数C_F 由测量确定，或假定C_F=1.8。

该评估过程与 ISO 2631-2 并不相同，因此引出对 ISO 6954 的修订。

ISO 6954-1984 居住性衡准　　表 15.2.1-1

曲线	频率范国	
	lHz～5Hz	5Hz～100Hz
上限	峰值加速度=285mm/s^2	峰值速度=9mm/s^2
下限	峰值加速度=126mm/s^2	峰值速度=4mm/s^2



15.2.1 ISO 6954-1984 振动评价衡准

15.2.2 ISO 6954-2000 对船员和乘客居住性衡准：

（1）适用范围。

ISO 6954-2000 反映人对振动敏感度方面的最新研究成果，适用于客船与商船居住性有关的振动评价衡准。船舶低频运动可能产生晕船的评价，可参考其他国际标准。

（2）居住性振动衡准。

ISO 6954-2000 中的振动量级，系指 1Hz～80Hz 频率范围内的频率加权振动加速度或速度的均方根，称“全频加权均方根加速度或速度”。全频加权均方根值，不再是一个峰值。

ISO 6954-2000 将船上处所分为 3 个不同区域 A（乘客处所）、区域 B（船员处所）、区域 C（工作处所），不同区域的频率加权均方根居住性振动衡准，如表 15.2.2-1 所示。

船上不同区域 1～80Hz 振动频率加权均方根居住性衡准　　表 15.2.2-1

参数 / 评价	区域分类					
	A（乘客处所）		B（船员处所）		C（工作处所）	
	加速度（mm/s^2）	速度（mm/s）	加速度（mm/s^2）	速度（mm/s）	加速度（mm/s^2）	速度（mm/s）
大于此值可能有问题	143.0	4.0	214.0	6.0	286.0	8.0
小于此值没有问题	71.5	2.0	107.0	3.0	143.0	4.0

（3）加权函数。

加权函数采用 ISO 2631-2 中的合成加权曲线，见表 15.2.2-2 或图 15.2.2 所示，加权函数适用于所有方向。

1Hz～80Hz 频率范围内 1/3 倍频程频率加权　　表 15.2.2-2

频段 Hz	速度加权 Wv	加速度加权 Wa	频段 Hz	速度加权 Wv	加速度加权 Wa
0.20	0.00221	0.0629	10.00	0.869	0.494
0.25	0.00439	0.0994	12.50	0.911	0.411
0.32	0.00870	0.156	16.00	0.941	0.337
0.40	0.0170	0.243	20.00	0.961	0.274
0.50	0.0325	0.368	25.00	0.973	0.220
0.63	0.0589	0.530	31.50	0.979	0.176
0.80	0.0979	0.700	40.00	0.978	0.140
1.00	0.147	0.833	50.00	0.964	0.109
1.25	0.201	0.907	63.00	0.925	0.0834
1.60	0.260	0.934	80.00	0.844	0.0604
2.00	0.327	0.932	100.00	0.706	0.0401
2.50	0.402	0.910	125.00	0.533	0.0241
3.15	0.485	0.872	160.00	0.370	0.0133
4.00	0.573	0.818	200.00	0.244	0.00694
5.00	0.661	0.750	250.00	0.156	0.00354
6.30	0.743	0.669	315.00	0.0995	0.00179
8.00	0.813	0.582	400.00	0.0630	0.00899

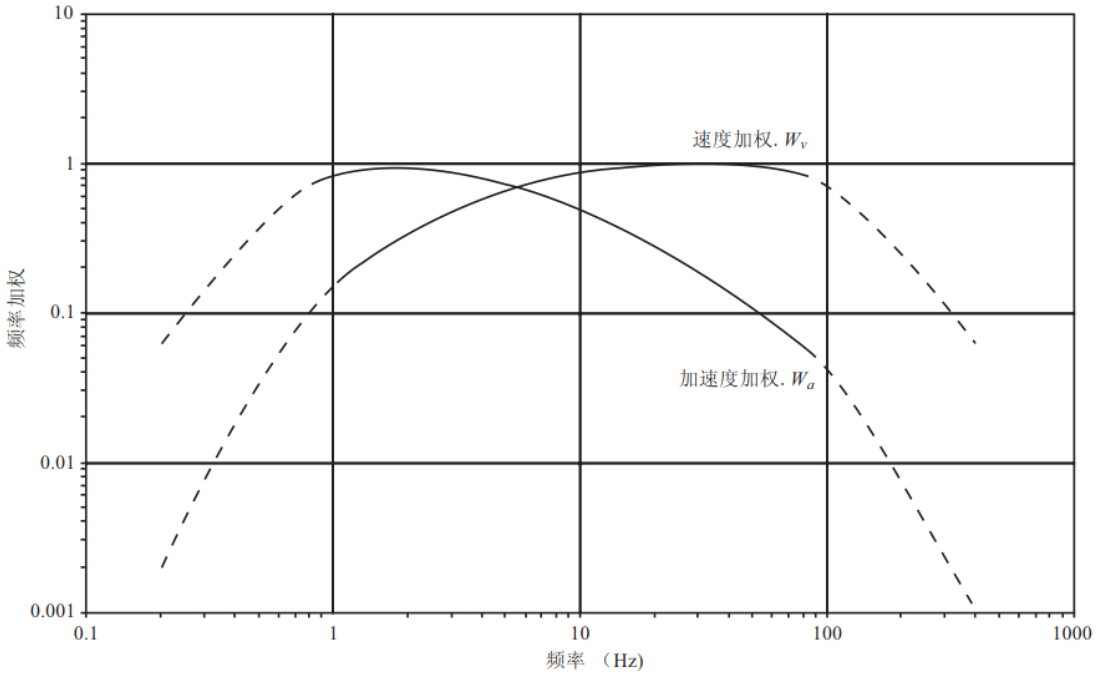


图 15-2-2　ISO 6954-2000 加权函数曲线

（4）全频加权值。

全频加权值由下式确定：

$$a_w = \sqrt{\sum_i a_{wi}^2}$$

式中：a_w——频率加权的加速度或速度；

a_{wi}——1/3 倍频程 i 次加权的加速度或速度。

15.2.3 上述区域一般范围如下：

（1）乘客处所：系指供乘客使用的处所，包括公共处所（例如餐厅、医务室、起居室、阅览和游戏室、健身室、走廊、商店）和露天甲板休闲区域。

（2）船员处所：系指仅供船员使用的处所，包括起居处所（例如船员舱室、报务室、医务室、办公室、洗衣房、餐室、休闲室）和驾驶处所（包括驾驶室、雷达室、监视位置、驾驶桥翼）。

（3）工作处所：系指仅供船员工作的处所，包括机修间、机舱控制室。

15.2.4 根据船东需要，ISO 6954-2000 也可适用于其他船舶。

15.2.5 应用 ISO 6954-2000 对船员和乘客居住性衡准时，在 1 Hz～5 Hz 范围内采用频率加权加速度均方根，在 5Hz～80Hz 范围内采用频率加权速度均方根。

15.3　结构振动衡准

15.3.1 船上居住性衡准即使符合要求，但对于居住性衡准没有包括的其他区域，仍然可能发生有害振动，如液舱结构或尾部与机舱的其他构件等。为避免过大振动的发生以减小结构破坏的风险，这就提出结构振动的衡准问题。结构振动衡准，主要考虑防止振动引起的结构疲劳裂纹。而影响结构疲劳强度的主要因素有：

（1）振动模态；

（2）结构细节（应力集中）；

（3）材料；

（4）焊接程序；

（5）制造工艺；

（6）环境（腐蚀介质）。

15.3.2 结构振动参数采用位移、或速度或加速度振幅（峰值）表征。振动频率在 1 Hz～5 Hz 范围内采用位移或加速度振幅，在 5Hz～100Hz 范围内采用速度振幅。

15.3.3 除另有约定外，船体结构振动衡准值，每一点的垂向、横向或纵向的振动位移或振动速度振幅，一般应控制在下列范围内，如图 15.3.3 所示：

（1）在 1 Hz～5Hz 频率范围内：建议小于 1.0mm；当大于 2.0mm 时，可能会产生破坏；

（2）在 5 Hz～100Hz 频率范围内：建议小于 30mm/s，当大于 60mm/s 时可能会产生破坏。

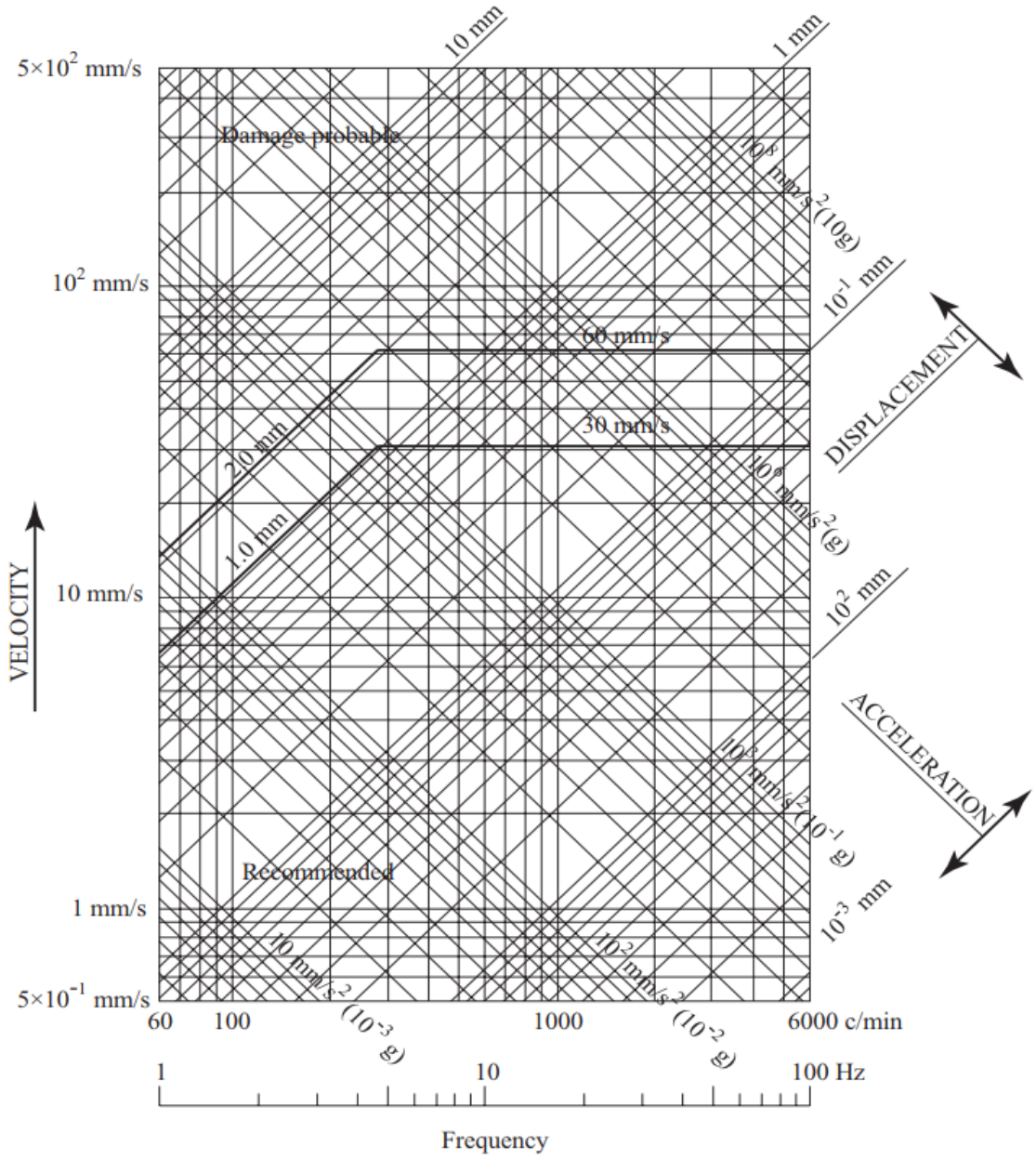


图 15.3.3　结构振动评价基准

15.3.4 除另有约定外，船长在 35m 以上的高速船、轻型船与水面舰艇船体结构振动衡准值，每一点的垂向、横向或纵向的振动参数，一般应控制在表 15.3.4 的范围内。

高速船和轻型船与水面舰艇船体结构振动衡准值　　表 15.3.4

区域	频率 1 HZ～5HZ		频率 5 HZ～100HZ
	加速度（mm/s^2）	位移（mm）	速度（mm/s）
主要区域，人员一般可以到达的甲板和安装设备的结构	160	——	5
尾部区域，人员一般可以到达的甲板和安装设备的结构	220	——	7
桅杆顶区域	——	——	15

其他结构，如对不影响人员舒适性或熟练操作，以及没有安装重要设备——如舱柜和空舱等	钢质	——	1.0	30
	铝合金	——	0.33	10

15.4 机械振动衡准

15.4.1 为避免机械的疲劳损坏或运动部件加速磨损，也应控制机械的振动参数。

15.4.2 机械振动参数采用位移振幅、或速度振幅或加速度振幅（峰值）来表征。

15.4.3 除另有约定外，机械振动应不超过表 15.4.3 的振动衡准值。

机械振动衡准 **表 15.4.3**

项目名称	频率(Hz)和 位移(mm)	频率(Hz)和 速度 (mm/s)	备注
低速柴油机	1 Hz～2.4 Hz 垂向或纵向：1.5 mm； 横向 1.0 mm	2.4 Hz～100 Hz 垂向或纵向：10 mm/s； 横向：25 mm/s	见本指南 5.5.3
中速和高速柴油机	——	4.8 Hz ～100 Hz 固定安装：15 mm/s； 弹性安装：25 mm/s	
柴油机传动的发电机和推进用的电动机	——	4 Hz ～ 100 Hz 18 mm/s	适用于固定和弹性安装
涡轮机传动的发电机	——	4 Hz ～1000 Hz 7 mm/s；	适用于固定和弹性安装
增压器	3 Hz ～ 4.8 Hz 1.0 mm	4.8 Hz～ 26.5 Hz 30 mm/s	
涡轮机	——	5 Hz ～1000 Hz 5 mm/s	适用于固定和弹性安装
主推进齿轮箱	——	4 Hz ～1000 Hz 7 mm/s	
轴系轴承	1 Hz ～2 Hz 0.4 mm	2 Hz ～100 Hz 5 mm/s	
电动机、分离器、液压传动马达、风扇	——	4 Hz～ 200 Hz 7 mm/s	
螺杆心式或离心式压缩机	——	4 Hz ～200 Hz 固定安装：7 mm/s； 弹性安装：10mm/s	
往复式压缩机	——	4 Hz ～200 Hz 30 mm/s	适用于固定和弹性安装

15.4.4 除另有约定外，船长 35m 以上的高速船、轻型船与水面舰艇的机械振动，应不超过表 15.4.4 的振动衡准值。

高速船和轻型船与水面舰艇的机械振动衡准 **表 15.4.4**

项目名称	频率和位移	频率和速度	备注

中速和高速柴油机	1 Hz ～ 4.8 Hz 0.5 mm	4.8 Hz ～ 100 Hz 15 mm/s	
柴油机传动的发电机	1 Hz ～ 3.2 Hz 0.5 mm	3.2 Hz ～ 100 Hz 10 mm/s	
涡轮机传动的发电机	1 Hz ～ 2 Hz 刚性安装：0.4 mm； 弹性安装：0.8 mm	2 Hz ～100 Hz 刚性安装：5 mm/s； 弹性安装：10 mm/s	
增压器	3 Hz ～ 4.8 Hz 1.0 mm	4.8 Hz ～26.5 Hz 30 mm/s	26.5～300Hz 加速度：5 g
涡轮机	——	5 Hz ～1000 Hz 5 mm/s	
齿轮	——	5 Hz ～1000 Hz 5 mm/s	
轴系轴承	1 Hz ～2 Hz 0.4 mm	2 Hz～100 Hz 5 mm/s	
电动机、分离器、液压传动马达、风扇	1 Hz ～2 Hz 0.4 mm	2 Hz ～ 100 Hz 5 mm/s	
螺杆心式或离心式压缩机	——	4 Hz ～200 Hz 固定安装：7 mm/s； 弹性安装：10mm/s	
往复式压缩机	1 Hz ～ 3.2 Hz 0.5mm	3.2 Hz ～ 100 Hz 10 mm/s	

附录 5 船舶振动问题识别和建议的补救措施

1. 引言

满足振动衡准的最有效方法是进行振动分析并在设计阶段应用适当的控制。船舶建造后，纠正船体结构振动问题的可用选项较少，与在初始设计阶段纳入设计中相比，营运时解决这些问题的成本更加昂贵。因此，应仔细考虑通过使用具有令人满意的营运历史的经验或采用分析方法在设计阶段纳入减振措施。

综上所述，本附录限于识别新船或营运船舶的船体结构振动问题，并列出一些常见的进行改进的补救措施以解决这些问题。如果出现船体结构的振动问题，建议考虑聘请专家进行测量、评估和解决问题。

本附录可用于补充 IMO GBS 要求，即 SOLAS 第 II-1/3-10 条，MSC 296（87）决议 GBS 验证指南中的功能要求 3.2.1.11 和 CCS 钢质海船入级规范第 9 篇第 1 部分第 10 章第 2 节的[3.1.1]。

2. 术语

阻尼：随时间或距离的能量耗散。本文中，阻尼通常是指结构振动能量的耗散。

硬安装：将机器刚性连接至其底座或基座。

隔离：为防止振动从振动结构传递到耦合的结构，通过弹性或顺应支撑将振动结构（例如，机器）耦合到另一结构（例如，基座或船体）。

共振：(1)由精确等周期的强制波或振荡造成的自由波放大或系统振荡的现象。强制波可来自施加在系统上的力或边界条件。共振振幅的增长在时间上具有线性特征。(2)处于强制振荡的系统，当激励频率的任何变化（无论多小）导致系统响应降低时存在的状态。

振动：当量值交替大于和小于某个平均值时，描述机械系统的运动或位置的量的量值随时间的变化，也称为结构噪声。

振动级：振幅的度量， 最常表示为加速度，单位 mm / s2 或速度，单位 mm / s。

3. 振动源

最相关的基本力由发动机、螺旋桨和轴产生。其他常见的振动源包括：齿轮、螺杆、推进器、风机、压缩机、泵、管道和阀门。也可能发生流动产生的振动。

3.1 机械激励 – 不平衡或未校中的机械，特别是诸如主推进发动机之类的推进机械，是过度振动的主要来源，并且会对机械附近的设备和结构在相关频率范围内产生激励力。这些激励频率与转速匹配，或者与两倍转速匹配。

3.1.1　柴油机－柴油机，无论是低速、中速还是高速－两冲程或四冲程，都会产生显著的力和力矩耦合的振动激励。取决于转速和气缸数的柴油点火力本质上脉动，这会导致在点火频率的许多谐次处产生振动分量。低速推进柴油机通常比高速柴油机更受关注，因为它们的低激励频率更可能处于船体固有频率范围内。因此，柴油机和其他往复式机械产生的力和力矩可能足以导致过度的船舶振动。这些力/力矩可能会激励机械本身，其附连的船舶基座，船体梁或船舶内的其他结构。

往复式发动机的激励可分为两部分：

- 不平衡的惯性力
- 点火力/力矩

不平衡的惯性力与旋转或往复质量有关。力的频率是轴转速的倍数。

4 冲程发动机的“点火”谐次是 2 冲程发动机的两倍。对柴油机产生的力进行分析计算并非易事，这应由柴油机供应商负责进行。

3.2 推进和轴激励 – 推进器的基本设计目的是对船舶产生稳定的推力。另外，由于在不均匀的伴流中操作并且叶片通过靠近船体和附体，推进器产生未预期的波动动力和力矩。

3.2.1　船体压力与轴承力 – 螺旋桨产生两种类型的波动力，即船体压力和轴承力。船体压力源自螺旋桨通过不均匀的进流或伴流所引起的水声压力变化。它们受垂直和水平方向上的螺旋桨-船体间隙，叶片载荷以及叶片周围局部压力场变化的影响。

轴承力由螺旋桨旋转期间叶片上的波动力引起，其在轴上产生垂直和水平力。这些垂直和水平力在支撑轴承和推力轴承上产生横向和轴向力以及力矩。这些力和力矩的频率与船体压力、轴速率、叶片速率和倍数相同。

推力轴承力沿纵向方向为推进系统提供激励。波动扭矩产生轴扭转振动。当与相同频率的垂向船体压力结合时，叶片频率的垂向轴承力沿垂向方向产生船体的整体垂向激励。类似地，组合的水平力沿水平方向激励船体。系统任何组件（螺旋桨、轴、联轴器、齿轮和发动机）的动态不平衡会增加相应的船体振动级。

3.2.2　空泡 – 如果出现空泡（由于机械力，例如螺旋桨旋转产生的机械力，液体中的低压气泡突然形成和破裂），船体压力会显著增加。同样，螺旋桨冲击频率是轴速率、叶片速率以及叶片速率的 2 倍和 3 倍倍数。

3.2.3　推进器－另一重要的振动源可能是船首或船尾推进器。这些装置可位于离起居处所相对靠近的位置，并能造成高振动。如上文针对主推进器的讨论，进流和螺旋桨设计可控制引起的振动级。

4. 结构响应

通常而言，确保船体梁振动模态的固有频率与来自任何主要激励源（螺旋桨/主机）的激励频率不一致十分重要。通常在设计阶段进行整体振动计算予以确保。但是，在航行试验或操作过程中，机械或螺旋桨激励的船体梁模态有时会提高振动级。船体梁模态的固有频率受

吃水、纵倾和沿船体梁的载荷分布的影响。

在与振动有关的检验中，还需要考虑具有足够质量和弹性的子结构，例如甲板、机械平台或甲板室。这些子结构具有的固有频率不应与主激励频率一致。这些子结构的固有频率通常高于整船的固有频率。但是，局部结构构件（如板、舱壁、部分甲板、舵和机械平台）的固有频率可能接近激励频率。安装在平台上的大型设备可能会对所产生的固有频率产生很大影响。

5. 振动评估

如果观察到振动，应意识到所经历的“不舒适”的振动级通常远低于产生结构问题所需的振动级。

如果在航行试验或营运期间根据验船师或人员经历的振动视为必要，应考虑进行振动测量。可能需要对试验计划进行更改，或者应制定试验计划，其应包括对相关测量位置和船舶操作条件的评估。这可能包括适合描述船体梁和甲板室整体振动行为的测量位置，以及起居处所和机械区域的局部位置。位置应包括潜在的“最差位置”（例如，最靠近预计产生最大振动的源或位置）。

在所有情况下，在操纵过程中或在远超出船舶正常操作范围的操作过程中预计会有振动。这种暂时经历的振动是正常的，不应视为有问题。

以下国际标准涉及振动、测量程序和评估。 建议将这些标准（尽管不限于此）作为指南：

- ISO 20283-5:2016《机械振动：船上振动测量第 5 部分：客船和商船适居性振动测量、评估和报告指南》
- ISO 8041:2005《人体对振动的响应：测量仪器》
- ISO 5348:1998《机械振动与冲击：加速度计的机械安装》
- ISO 20283-2:2008《机械振动：船上振动测量 第 2 部分：结构振动测量》

6. 测量

以下总结了对于严重振动可能相关的典型测量类型。对于所有考虑测量的与振动相关的问题，由具有振动专业知识的人员制定适当的测量程序非常重要。

6.1 整体结构 – 如果振动具有整体性，例如甲板室的纵向振动，可进行测量以确定船体梁或甲板室的振动行为。参见 ISO 20283-2。

6.2 局部结构 – 局部结构包括甲板或舱壁的板和加筋板格。对于起居处所的局部甲板区域，振动通常只涉及人体舒适问题。第 132 号建议案对此予以进一步讨论。另参见 ISO 20283-5。舱壁处（例如液舱边界）板或板格的振动可造成结构损坏。

如果存在严重或临界局部振动，则在可疑位置进行垂向、横向和/或纵向测量，以确定是否需要采取纠正措施。如果问题是板格、管道等的高度局部共振，则可能无需进一步进行振动检验。在此情况下，通常而言可通过局部加强来有效实现固有频率的改变，从而消除局部共振状态。

6.3 半整体结构 – 如果振动是半整体性，例如包括整个甲板或甲板之间的耦合，可使用确定低频下振型所需的大量点进行垂向和横向振动弯曲形状测量，同时避免局部共振。通过在船尾使用参考传感器以及便携式传感器进行该类型测量。 扭转振型可能需要分阶段的甲板边缘测量。

6.4 振动源测量 –以下测量可能与调查船体或起居区域的任何过度结构振动源有关。机械振动或螺旋桨脉动压力的测量通常与相关结构位置的测量同时进行。对于相关机械或螺旋桨的可变转速，通常拉转速进行此类测量。

6.4.1 局部机械和设备 - 如有大振幅迹象，则在机械非旋转部件上进行垂向、横向和/或纵向测量。机械和设备的类型包括柴油发电机、电动机、空气压缩机、压载泵等。通常在轴承位置和/或基座进行振动测量。

6.4.2 船壳附近螺旋桨 - 如有必要，测量船体表面压力以确认设计估算，获取设计数据或调查船体压力或潜在的空泡问题。

为最大程度减少板振动的影响，船体板的所有传感器的位置应尽可能靠近相邻肋骨或部分舱壁。

6.4.3 主机和推力轴承 - 进行垂向、横向和纵向测量，以确定采取纠正措施的必要性。在某些情况下，确定发动机工作偏转形状（ODS）的测量可能相关。进行 ODS 测量时，可使用多个固定传感器同时测量，或更常见的是使用一个固定传感器和一个或多个移动传感器。该测量耗时，并且对设备和后处理工具有高要求。 但是，它们对于故障排除可能是有用的工具。

6.4.4 横向轴振动 - 如果进行测量，则对轴进行垂向和横向振动测量。可使用额外的测量点。在船舶正常操作范围内进行测量。

为消除可能的错误，通过转动齿轮旋转轴并记录一阶信号来检查动态径向误差。对该信号定相，并相应地校正轴振动测量。

6.4.5 扭转轴振动 - 如果进行测量，则使用合适的扭转振动传感器在推进机械的自由端和/或使用应变仪在主轴上进行扭转振动测量。作为替代，并取决于系统特性，可使用沿轴系或自由端从合适位置驱动的机械扭振记录仪。

7. 补救措施

临界振动源（例如大型往复式机械）的基座通常设有厚基座顶板、硬肋板并在连接点处的两个构件之间设有局部角撑板，以提供振动力的阻尼。无论机器是否隔离安装，都应如此。

7.1 通用方法 - 试验报告应描述测量的操作条件，包括天气、海况、速度、转速、龙骨下水深以及其他相关数据。该报告应显示测量位置和合成有效值，单位 mm / s 或 mm / s2。

关于额外信息，还可记录频谱和/或具有相应频率的单峰值。随着振动控制处理设计的发展，熟悉处理设计的人员应审查图纸和其他设计信息，以验证处理设计充分反映了报告中提到的振动考虑因素。

如同开展振动充分的船舶设计，在正常实践中存在三种纠正振动不足的可能性：

i) 减少振动激励

ii) 改变固有频率以避免共振

iii) 改变现有频率以避免共振

为纠正大多数柴油机激励的过度船体振动，通常设有以下装置：

i) 防止发动机外部力矩的机械或电气力矩补偿器，或

ii) 防止发动机横向振动的焊接、液压或摩擦类型的发动机侧撑条，或

iii) 防止曲轴振动的轴向阻尼器，或

iv) 防止甲板室前后振动的动力吸振器。

安装上述装置所需的详细信息通常由发动机或设备制造商提供。

7.2 结构修改 – 消除结构共振的最具成本效益的方法通常是通过结构修改（例如，安装板格加强筋）来改变固有频率。

7.3 螺旋桨或尾流修改 – 如果来自螺旋桨的压力脉冲或轴承力是过度振动的来源，解决方案可以是修改螺旋桨设计或修改尾流以减小激励力。

7.4 机械修改 – 对于由于机械不平衡或未校中引起的振动，该情况下的“处理”是纠正机械问题。这通常是设备供应商的另一基本设计职能，负责正确选择减震器、扭转联轴器和挠性联轴器。

7.4.1 顶部撑条 – 对于例如由主机 H 力矩引起的振动，解决方案可以是安装（在某些情况下移除）顶部撑条。在一些特殊情况下，主动的顶部撑条可能相关。

7.4.2 力矩补偿器 – 在很多情况下，可通过安装力矩补偿器来限制主机动力的激励。该解决方案可用于一阶、二阶、H 力矩和 X 力矩激励。

7.4.3 弹性安装 – 如果没有固有的机械问题，弹性安装可提供一些减缓。但是，隔离安装不降低系统固有频率以下的振动，并且可能放大系统共振附近的振动。基于以下两点原因，需要仔细设计弹性安装。与硬安装的机械相比，弹性安装上机械本身的振动级实际更高。另一个关注点是，机械的激励频率不应与隔离系统的固有频率一致。为避免这种情况，应咨询专家或设备制造商并通过“机械弹性安装”系统的固有频率计算（六个自由度计算）来选择弹性安装架。固有频率越低（较软的弹性安装），对基座和相邻结构的振动影响越小。

7.4.4 基座 – 防止过度机械振动的最重要方法是设计硬基座。使用硬质板梁框架和底板系统为宜，且应为仅在纵向或横向方向的相对轻质底板系统。基座的横向板应是刚性底板

的延续；纵向板应纳入纵向硬桁材。推力轴承基座的结构也很重要，特别是对于具有万向轴（万向节）的系统。

8. 补救措施的验证

为确定振动处理措施的有效性而进行适当的验证十分重要。这可包括对受影响区域的重新测量和/或改装效果的计算或记录。需要逐案评估必要的跟踪程度。振动控制处理的性能最终取决于执行质量。与详细设计的貌似轻微偏差，或者由于不熟悉振动控制处理材料和构造而导致的疏忽大意可能会损害振动性能。因此，经常需要重新测量。