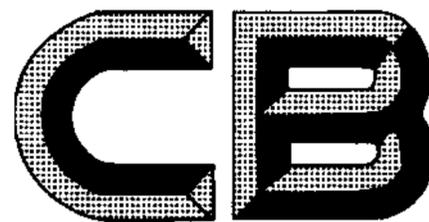


ICS 47.020.20  
U 48  
备案号: 17203-2006



# 中华人民共和国船舶行业标准

CB/Z 338—2005

代替 CB\*/Z 338-1984

---

## 船舶推进轴系校中

**Propulsion shaft alignment of ship**

2005—12—12 发布

2006—05—01 实施

---

国防科学技术工业委员会 发布

## 前 言

本指导性技术文件代替CB\*/Z 338—1984《船舶推进轴系校中》。

本指导性技术文件与CB\*/Z 338—1984相比，主要有以下变化：

- 修改了适用范围；
- 修改了校中计算前的数据准备；
- 增加了计算坐标及计算模型的建立；
- 对限制条件进行了补充；
- 增加了校中计算方法，即三弯矩方程法、传递矩阵法和有限元法；
- 增加了运转状态校中计算和带液压联轴器轴系安装计算内容；
- 修改了负荷检验法。

本指导性技术文件由中国船舶工业集团公司提出。

本指导性技术文件由中国船舶工业综合技术经济研究院归口。

本指导性技术文件起草单位：中国船舶工业综合技术经济研究院、武汉理工大学、武汉船舶职业技术学院。

本指导性技术文件主要起草人：周瑞平、徐立华、汪远、张昇平、黄政。

本指导性技术文件于1984年5月首次发布。

# 船舶推进轴系校中

## 1 范围

本指导性技术文件规定了中、低速柴油机直接传动、齿轮传动推进轴系校中的计算准备、校中状态、限制条件、校中计算模型、计算内容、施工要则、校中检验等要求。

本指导性技术文件适用于船舶推进轴系校中的计算、安装和检验。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本指导性技术文件的引用而成为本指导性技术文件的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单（不包含勘误的内容）或修订版均不适用于本指导性技术文件，然而，鼓励根据本指导性技术文件达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本指导性技术文件。

CB/T 3862 船舶机械术语 轴系及传动装置

## 3 术语和定义

CB/T 3862 确立的以及下列术语和定义适用于本指导性技术文件。

### 3.1

**三弯矩方程** three-moment equation

将实际支承作为实支承，除实支承之外的其它变截面处作为虚支承，列出的方程式。

### 3.2

**三弯矩法** three-moment method

用三弯矩方程对轴系进行校中计算的方法。

### 3.3

**改进的三弯矩方程** improved three-moment equation

在原三弯矩方程基础上进行改进的三弯矩方程。

### 3.4

**传递矩阵法** transfer matrix method

将实际轴系分解为具有简单弹性和动力性质的部件，列出各部件彼此连接端面的状态矢量，利用弹性系统各部件之间的传递关系，列出传递矩阵，根据系统各部件之间的边界条件进行求解的方法。

### 3.5

**顶举法** jack-up method

利用安装在轴承附近的液压千斤顶代替轴承来检验轴系校中后轴承实际负荷的方法。

## 4 轴系校中计算资料准备

4.1 各种传动形式的轴系在校中计算前，均应提供轴系布置图，推力轴、中间轴、艉管轴（若有）、螺旋桨轴图，轴系各组成部件的重量、尺寸，轴承位置、轴承尺寸、轴承的许用比压等。

4.2 大型低速柴油机直接传动的推进轴系在校中计算前，还应提供主机的资料，如飞轮重量、推力盘重量、曲轴尺寸、曲轴臂距差值和允差值、主轴承位置及许用负荷、活塞连杆重量、输出法兰允许弯矩和剪力等。

4.3 齿轮传动推进轴系在校中计算前，还应提供主机功率、转速、末级传动小齿轮直径、大齿轮直径、末级传动之前的传动比、斜齿轮的螺旋角与法向角、齿轮箱结构图、齿轮啮合参数、大齿轮重量、大齿轮前后轴承的许用负荷及反力差、热膨胀补偿图等。

4.4 若需进行运转状态校中，还应提供螺旋桨水动力参数。

## 5 校中状态

### 5.1 轴系直线校中

直线校中是将轴系（包括与之连接的发动机/齿轮箱）以直线状态连接安装，并进行全面的轴系校中计算。

### 5.2 轴系合理校中

5.2.1 合理校中是轴系安装普遍采用的方法。它通过校中计算确定各轴承的合理变位，使支撑螺旋桨的艉管后轴承的轴承负荷减为最小；把轴承的负荷限制在某个最大与最小之间的范围内；把轴的弯曲应力限制在允许值内；使施加到柴油机输出法兰的弯矩与剪力在允许范围内等。以确保轴系可靠运行，与之连接的发动机和齿轮箱不应因轴系校中不良而受到有害影响。轴系合理校中包括：静态校中、动态校中、运转状态校中。

5.2.2 静态校中假定轴系各轴承为刚性支承，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热态、冷态和安装状态。

5.2.2.1 热态为轴系运行时状态。热态校中计算，一般只考虑曲轴主轴承和齿轮箱大齿轮前后轴承相对冷态时的升高量，一般由制造厂提供。在未提供的情况下，升高量可按公式（1）计算。

$$\Delta h = \alpha H \Delta t \dots\dots\dots (1)$$

式中：

$\Delta h$  ——轴承升高量的数值，单位为毫米（mm）；

$\alpha$  ——材料的线膨胀系数的数值，单位为每摄氏度（1/°C）；

$H$  ——机座底部面板到轴承中心线距离的数值，单位为毫米（mm）；

$\Delta t$  ——安装的环境温度与轴系运转时的温度差的数值，一般为20°C~30°C。

5.2.2.2 冷态为轴系连接安装后静止时状态。冷态校中计算时，应考虑螺旋桨处于空气中和浸入水中两种情况。螺旋桨处于空气中，即整套轴系包括螺旋桨在空气中，相当于船台或船坞上的情况；螺旋桨浸入水中，在校中计算时，应考虑螺旋桨在水中、轴段浸水或浸油所受浮力的影响。

5.2.2.3 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。安装状态校中计算时，轴承变位值与轴系冷态相同。为便于安装，可增加临时支承与辅助安装外力载荷等。

5.2.3 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，还记入了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。

5.2.4 运转状态校中是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。运转状态校中是对带齿轮箱的推进轴系热态校中的补充。

## 6 限制条件

### 6.1 轴承的许用比压

轴系各轴承的许用比压，一般应不超过下列允许值：

- a) 白合金艉管轴承：0.8 MPa；
- b) 铁梨木艉管轴承：0.3 MPa；
- c) 橡胶艉管轴承：0.3 MPa；
- d) 复合材料艉管轴承，最大为0.3 MPa；
- e) 中间轴承：0.6 MPa；
- f) 大齿轮轴前后轴承：静态许用值为1 MPa，轴系运转状态许用值为3 MPa。

### 6.2 轴承负荷

6.2.1 轴承负荷应不小于相邻两跨距间所有重量总和的20%。

6.2.2 减速齿轮箱大齿轮轴的前、后轴承负荷差，应不超过制造厂的规定。在未提供相应数据的情况下，一般应不超过两轴承间轴段与大齿轮重量之和的20%，但如果提供轴系运转状态校中计算结果，且确认轴承轴瓦分界面是按运转状态校中计算得到的动态合力作用角确定的，此时前、后轴承负荷差可不受20%限制。

### 6.3 轴的附加弯矩应力

各轴的附加弯矩应力，一般应不超过下列允许值：

- a) 螺旋桨轴、艉轴和中间轴：20 MPa；
- b) 推力轴：15 MPa；
- c) 大齿轮轴：10 MPa。

### 6.4 输出端法兰的弯矩和应力

大型低速柴油机直接传动的推进轴系，施加到柴油机输出端法兰的弯矩和剪力，应不超过柴油机制造厂规定范围。

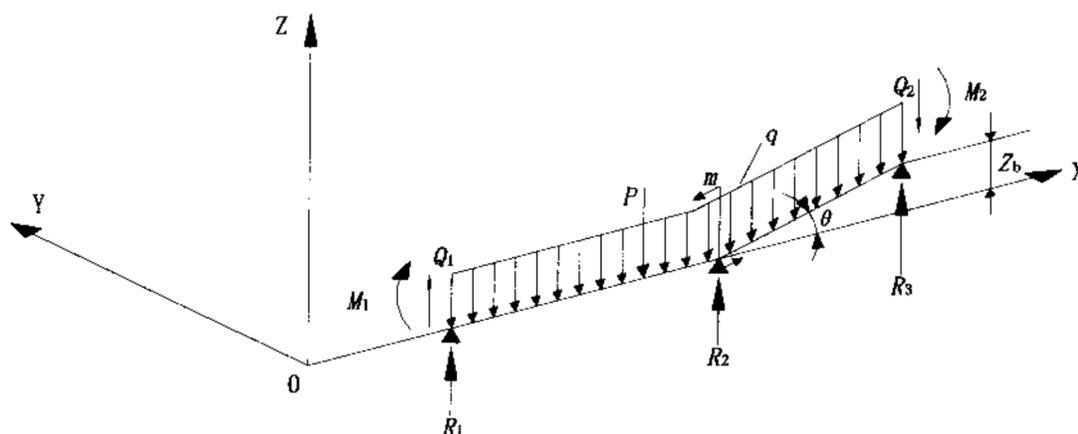
### 6.5 艉管后轴承支撑点处截面转角

艉管后轴承支撑点处截面转角一般应不超过  $3.5 \times 10^{-4}$  rad。

## 7 校中计算模型

### 7.1 坐标系建立

取螺旋桨末端为轴系坐标系原点，轴系理论中心线为X轴，正向指向船艏；过原点垂直X轴向上为Z轴正向；按右手法则，Y轴以由纸面朝内指向为正。由XOZ组成的平面称为XZ平面或垂直平面；由XOY组成的平面称为XY平面或水平面；XZ平面上各参量的符号与正方向规定如图1所示；XY平面上各参量的正方向规定同XZ平面。



P—集中载荷；q—均布载荷； $z_b$ —轴承变位； $\theta$ —轴截面转角； $Q_i$ —轴截面剪力( $i=1, 2, 3$ )；  
 $M_1, M_2$ —弯矩； $m$ —外加力偶； $R_i$ —轴承支反力( $i=1, 2, 3$ )

图1 校中计算的坐标系和符号

### 7.2 实际轴系简化

#### 7.2.1 轴系自重处理

- 7.2.1.1 校中计算时，将艉轴、中间轴、推力轴和减速齿轮箱大齿轮轴的自重均作为均布载荷处理。
- 7.2.1.2 对艉轴浸水或浸油中的部分，应考虑水及油浮力的影响；对浸油的轴段，可近似取其在空气中重量的90%，对浸水的轴段可取87%。
- 7.2.1.3 锥状轴段，可取其平均直径，按均布载荷计算轴段重量。
- 7.2.1.4 桨轴螺母、轴套均可作为相应轴段的均布载荷计入。

#### 7.2.2 载荷处理

- 7.2.2.1 作用在轴系上的载荷，如螺旋桨、连接法兰、推力盘、飞轮、减速齿轮箱大齿轮等，其与相应轴段等轴径部分，按该轴段均布载荷计入，其他部分按集中载荷计算，其作用点为各对法兰的连接面或飞轮、推力环、齿轮中横剖面与轴线交点。
- 7.2.2.2 螺旋桨重量作为集中载荷处理，当螺旋桨浸水时，应考虑浮力的影响。螺旋桨全部浸入水中时，其重量按公式(2)计算。

$$W_p = W_a (\rho_p - \rho_{sw}) / \rho_p \dots \dots \dots (2)$$

式中：

- $W_p$  ——校中计算时的螺旋桨重量的数值，单位为牛(N)；
- $W_a$  ——螺旋桨在空气中重量的数值，单位为牛(N)；
- $\rho_p$  ——螺旋桨材料的密度的数值，单位为千克每立方米( $\text{kg}/\text{m}^3$ )；

$\rho_{sw}$ ——海水密度的数值，单位为千克每立方米 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )。

在一般情况下，允许取近似值： $W_p = (0.869 \sim 0.871) W_a$ 。

7.2.2.3 螺旋桨在部分浸水时，其重量按公式(3)计算。

$$W_p = W_{sw} (\rho_p - \rho_{sw}) / \rho_p + W_{ns} \dots \dots \dots (3)$$

式中：

$W_{sw}$ ——螺旋桨浸水部分重量的数值，单位为牛 (N)；

$W_{ns}$ ——螺旋桨未浸水部分重量的数值，单位为牛 (N)。

在一般情况下，允许取近似值： $W_p = (0.935 \sim 0.947) W_a$ 。

7.2.2.4 螺旋桨重量的作用点，应取螺旋桨重心向螺旋桨轴线的垂直交点。在未确定螺旋桨重心的情况下，允许取自桨叶中线  $0.7R$  处向轴线的垂交点，或近似取桨毂中点。

7.2.3 柴油机曲轴及往复运动部件处理

7.2.3.1 将柴油机曲轴作为与主轴颈等直径的光轴，按均布载荷处理。

7.2.3.2 柴油机各缸的往复及旋转运动部件的重量，包括活塞、十字头、连杆以及扣除与主轴颈等同部分的曲臂重量后，均作为集中载荷叠加在相应于曲柄销中点的梁跨上。

7.2.4 轴承支点处理

7.2.4.1 校中计算时，考虑螺旋桨悬臂作用，靠近螺旋桨的轴承（轴承长度为  $L_b$ ），其支承点位置距该轴承后端面的距离  $L$  为：

- a) 白合金轴承： $L = (1/7 \sim 1/3) L_b$  mm
- b) 铁梨木轴承： $L = (1/4 \sim 1/3) L_b$  mm
- c) 橡胶轴承： $L = (1/3 \sim 1/2) L_b$  mm

7.2.4.2 复合材料轴承支承点位置，油润滑时参考白合金轴承；水润滑时参考铁梨木轴承。

7.2.4.3 通常情况下，靠近螺旋桨的轴承支承点位置距该轴承后端面的距离，冷态计算较热态计算取值小；对白合金轴承，当比值为 2.5 时可取 1/5。

7.2.4.4 其他轴承支承点位置，均取轴承长度的中点。

7.3 计算模型的建立

7.3.1 将实际轴系看作放置在刚性铰支上的连续梁，其长度自螺旋桨轴末端面开始，一般至柴油机输出端向前数至第二个气缸前主轴颈端面止（有特殊规定除外），或齿轮箱大齿轮轴端面止，梁上作用着均布载荷、集中载荷和外加力偶等，边界条件为自由端（有特殊规定除外）。

7.3.2 根据计算需要和轴系的实际结构，将轴系各轴承支承点处、轴上集中载荷作用点处、轴上截面参数有突变处及其他指定的轴截面处作为计算截面，并由螺旋桨轴末端向首端顺序编号，计算各截面处的挠度、转角、弯矩和剪力等状态参数。计算模型如图 2 所示。

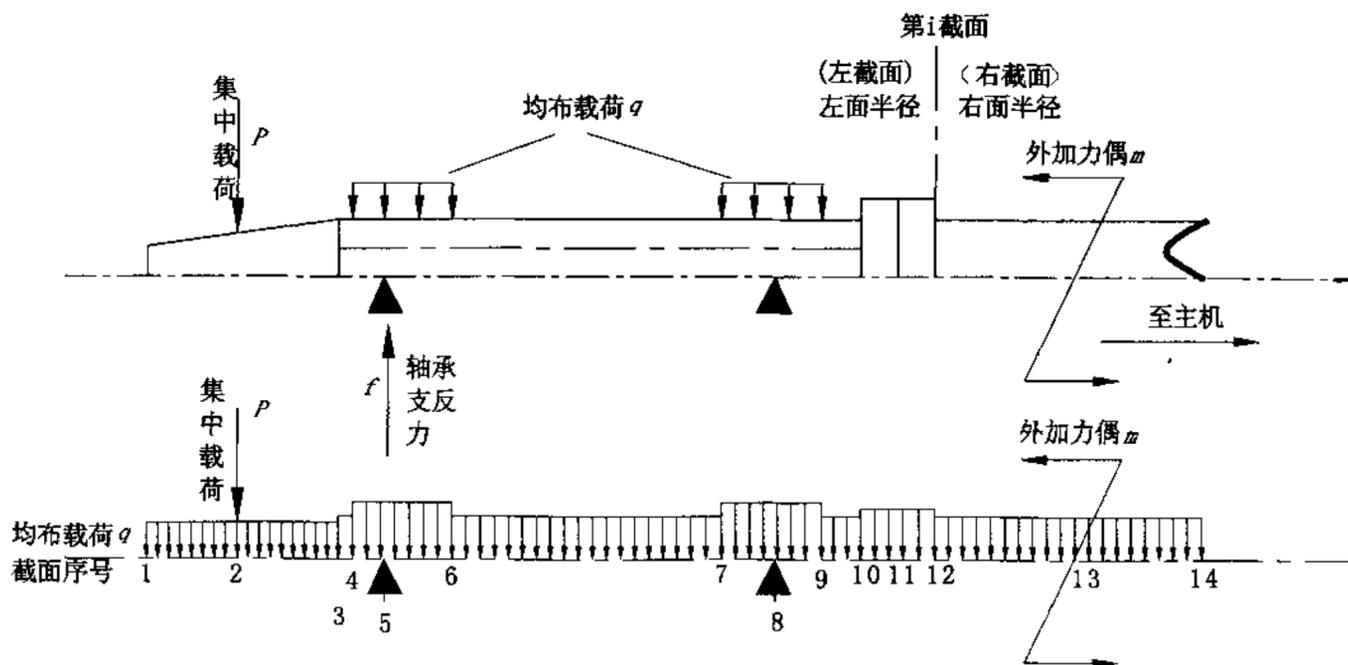


图2 计算模型

## 8 计算内容

### 8.1 轴系的直线校中计算

直线校中计算的内容有：各轴承负荷、轴承负荷影响系数及各截面处的弯矩、剪力、转角、挠度等计算；轴系布置简图、弹性曲线的绘制。

### 8.2 轴系的合理校中计算

#### 8.2.1 静态校中计算

静态校中计算一般包括：

- 直线状态下的各轴承受力计算、轴承负荷影响系数计算及各截面处的弯矩、剪力、转角、挠度计算等；
- 轴承合理变位的确定；
- 冷态时各轴承受力状态计算及各截面处的弯矩、剪力、转角、挠度计算等；
- 热态时各轴承受力状态计算、斜镗孔计算、各截面及指定计算截面处的弯矩、剪力、转角、挠度计算等；
- 安装状态时法兰曲折与法兰偏移值计算、相应冷态下的轴承负荷顶举系数计算等；带有液压联轴器或其他类似联轴器的轴系，当采用按法兰曲折与法兰偏移值安装时，由于在安装状态下，轴系结构参数、集中载荷等发生变化，应进行专门的安装状态计算。内容包括：脱开时的轴系结构参数、脱开端面处的法兰曲折与法兰偏移等。
- 轴系布置简图、弹性曲线、千斤顶顶举曲线等的绘制。

#### 8.2.2 运转状态校中计算

8.2.2.1 对具有斜齿轮、大齿轮前后支承轴承为滑动轴承的齿轮传动轴系，当末级传动大齿轮轴的前、后轴承，轴瓦分界面没有按合力布置，或热态校中时的轴承负荷值相差较大，不满足第6章限制条件的要求时，应进行轴系运转状态校中计算。

8.2.2.2 运转状态校中计算计入螺旋桨水动力产生的力和力矩、齿轮切向力、径向力、轴向力对轴系校中的影响。

8.2.2.3 运转状态校中计算可得出轴系运转状态下各轴承的负荷、轴承负荷影响系数、各截面的弯矩、剪力、转角、挠度等，同时可计算出冷态与安装状态的各项要素、末级传动大齿轮前后轴承的动态负荷大小及方向。

### 8.3 斜镗孔计算

校中计算后，当靠近螺旋桨的轴承支点处轴截面转角超过 $3.5 \times 10^{-4}$  rad时，需要采取斜镗孔技术处理，即对轴承衬套或艉轴管进行一定方向上一定角度的斜镗孔，使转角符合要求。

## 9 校中计算方法

### 9.1 三弯矩法

#### 9.1.1 三弯矩方程

三弯矩单元示意图见图3，三弯矩方程按公式(4)计算。

$$I_{i-1}M_{i-1}/(E_{i-1}I_{i-1}) + 2M_i[I_{i-1}/(E_{i-1}I_{i-1}) + I_i/(E_iI_i)] + I_iM_{i+1}/(E_iI_i) - 6z_{i-1}/I_{i-1} + 6z_i(1/I_{i-1} + 1/I_i) - 6z_{i+1}/I_i = -1/4[q_{i-1}I_{i-1}^3/(E_{i-1}I_{i-1}) + q_iI_i^3/(E_iI_i)] \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (4)$$

式中：

$I_i$ ——第*i*与第*i+1*支承间的跨距的数值，单位为米(m)；

$M_i$ ——第*i*支承截面上的弯矩的数值，单位为牛米(N·m)；

$E_i$ ——第*i*与第*i+1*支承间轴段材料的杨氏模量的数值，单位为牛每平方米(N/m<sup>2</sup>)；

$I_i$ ——第*i*与第*i+1*支承间轴段的截面惯性矩的数值，单位为四次方米(m<sup>4</sup>)；

$q_i$ ——第*i*与第*i+1*支承间轴段所受的均布载荷的数值，单位为牛每米(N/m)；

$z_i$ ——第*i*截面挠度的数值，单位为米(m)。

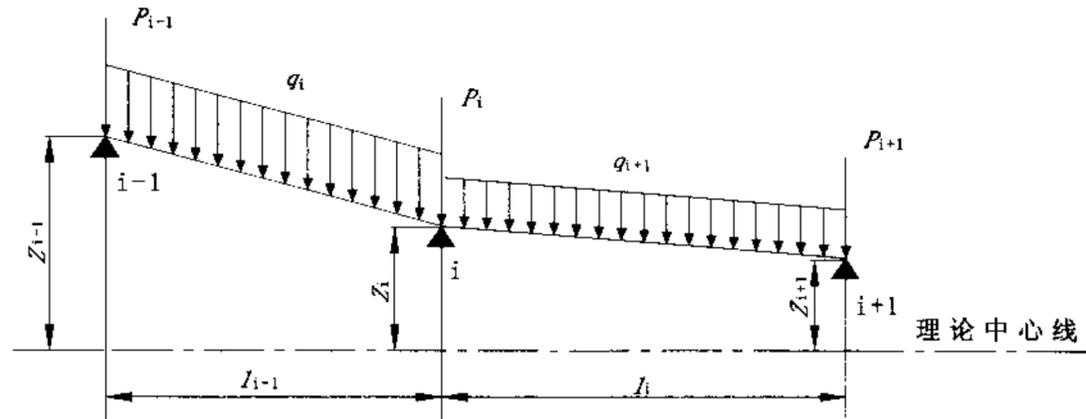


图3 三弯矩单元图

9.1.2 改进的三弯矩方程

9.1.2.1 改进的三弯矩方程按公式 (5) 计算。

$$I_{i-1}M_{i-1B}/(E_{i-1}I_{i-1}) + 2M_{iA}I_{i-1}/(E_{i-1}I_{i-1}) + 2M_{iB}I_i/(E_iI_i) + I_iM_{i+1A}/(E_iI_i) - 6z_{i-1}/l_{i-1} + 6z_i/l_{i-1} + 1/l_{i-1} - 6z_{i+1}/l_i = -1/4[q_{i-1}I_{i-1}^3/(E_{i-1}I_{i-1}) + q_iI_i^3/(E_iI_i)] \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (5)$$

9.1.2.2 各实支承的支反力  $R_i$  按公式 (6) 计算。

$$R_i = (M_{i-1B} - M_{iA})/l_{i-1} + (M_{i+1A} - M_{iB})/l_i + 1/2(q_{i-1}l_{i-1} + q_i l_i) + P_i \quad (6)$$

9.1.2.3 第  $i$  截面处的转角  $\theta_i$  按公式 (7) 计算。

$$\theta_i = I_{i-1}M_{iA}/(3E_{i-1}I_{i-1}) + I_{i-1}M_{i-1B}/(6E_{i-1}I_{i-1}) - q_{i-1}I_{i-1}^3/(24E_{i-1}I_{i-1}) - (z_{i-1} - z_i)/l_{i-1} \quad (7)$$

9.1.2.4 第  $i$  节点处左截面剪力  $Q_{iA}$  按公式 (8) 计算。

$$Q_{iA} = \sum_{j=1}^{i-1} (P_j + q_j l_j - R_j) \quad (j=1, 2, 3, \dots, n) \quad (8)$$

9.1.2.5 第  $i$  节点处右截面剪力  $Q_{iB}$  按公式 (9) 计算。

$$Q_{iB} = Q_{iA} - P_i + R_i \quad (9)$$

计入剪切变形影响的三弯矩方程按公式 (10)、公式 (11) 计算。

$$A_{s,i} = A_i / a_{s,i} \quad (10)$$

$$M_{i-1B}[I_{i-1}/(E_{i-1}I_{i-1}) - 6/(l_{i-1}G_{i-1}A_{s,i-1})] + 2M_{iA}[I_{i-1}/(E_{i-1}I_{i-1}) + 3/(l_{i-1}G_{i-1}A_{s,i-1})] + 2M_{iB}[I_i/(E_iI_i) + 3/(l_iG_iA_{s,i})] + M_{i+1A}[I_i/(E_iI_i) - 6/(l_iG_iA_{s,i})] - 6z_{i-1}/l_{i-1} + 6z_i(1/l_{i-1} + 1/l_i) - 6z_{i+1}/l_i = -1/4(q_{i-1}I_{i-1}^3/(E_{i-1}I_{i-1}) + q_iI_i^3/(E_iI_i)) \quad (11)$$

式中:

- $A_{s,i}$  ——有效减力面积的数值, 单位为平方米 ( $m^2$ ), 可近似取横截面积  $A$  值;
- $A_i$  ——第  $i$  截面处的横截面积;
- $a_{s,i}$  ——剪力系数, 无量纲;
- $G$  ——剪切模量的数值, 单位为牛每平方米 ( $N/m^2$ )。

9.2 传递矩阵法

9.2.1 设第  $i$  个计算截面的状态向量  $Z_i$  按公式 (12) 计算。

$$Z_i = \{-Y \theta M Q\}^t \quad (12)$$

式中:

- $Y$  ——截面挠度的数值, 单位为米 ( $m$ );
- $\theta$  ——截面转角的数值, 单位为弧度 ( $rad$ );
- $M$  ——弯矩的数值, 单位为牛米 ( $N \cdot m$ );
- $Q$  ——截面剪力的数值, 单位为牛 ( $N$ );

$t$  ——向量的转置, 即  $Z_i = \{-Y \ \theta \ M \ Q\}^t = \begin{bmatrix} Y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}$

9.2.2 第  $i+1$  个截面的状态向量  $Z_{i+1}$  按公式 (13) 计算。

$$Z_{i+1} = T_{i, i+1} Z_i \dots\dots\dots (13)$$

9.2.3 轴段的传递矩阵  $T_{i, i+1}$  按公式 (14) 计算:

$$T = \begin{bmatrix} 1 & L & \frac{L^2}{2EI} & \frac{L^3}{6EI} & -\frac{qL^4}{24EI} \\ 0 & 1 & \frac{L}{EI} & \frac{L^2}{2EI} & -\frac{qL^3}{6EI} \\ 0 & 0 & 1 & L & -\frac{qL^2}{2} - M \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -qL - P \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (14)$$

式中:

- $Y$  ——截面挠度的数值, 单位为米 (m);
- $M$  ——弯矩的数值, 单位为牛米 (N·m);
- $\theta$  ——截面转角的数值, 单位为弧度 (rad);
- $L$  ——轴段长度的数值, 单位为米 (m);
- $E$  ——轴段材料的弹性模量的数值, 单位为牛每平方米 (N/m<sup>2</sup>);
- $I$  ——轴段的截面惯性矩的数值, 单位为四次方米 (m<sup>4</sup>);
- $Q$  ——均布载荷的数值, 单位为牛每米 (N/m);
- $P$  ——集中载荷的数值, 单位为牛 (N)。

### 9.3 有限元法

9.3.1 在整体坐标系 {OXY} 和局部坐标系 {O<sub>e</sub>X<sub>e</sub>Y<sub>e</sub>} 中的元素  $e$  如图 4 所示。

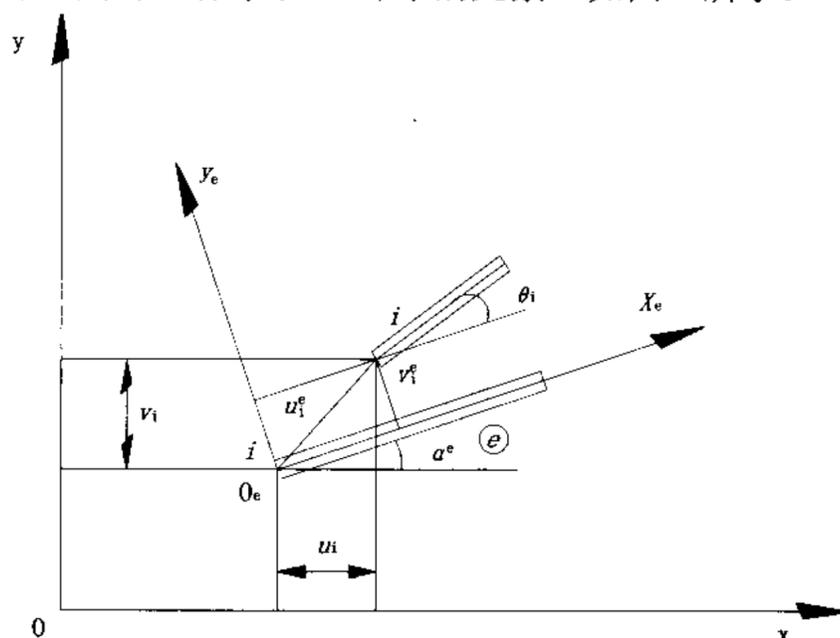


图4 整体坐标系 {OXY} 和局部坐标系 {O<sub>e</sub>X<sub>e</sub>Y<sub>e</sub>}

9.3.2 元素  $e$  在局部坐标系下的刚度阵按公式 (15) 计算。

$$[K]^e = \begin{bmatrix} \frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 & -\frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_e}{l_e^3} & \frac{6EI_e}{l_e^2} & 0 & -\frac{12EI_e}{l_e^3} & \frac{6EI_e}{l_e^2} \\ 0 & \frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{4EI_e}{l_e} & 0 & -\frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{2EI_e}{l_e} \\ -\frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 & \frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_e}{l_e^3} & -\frac{6EI_e}{l_e^2} & 0 & \frac{12EI_e}{l_e^3} & -\frac{6EI_e}{l_e^2} \\ 0 & \frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{2EI_e}{l_e} & 0 & -\frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{4EI_e}{l_e} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (15)$$

式中:

- $[K]^e$  ——元素 $e$ 在局部坐标系下的刚度阵;
- $E$  ——元素 $e$ 的弹性模量的数值,单位为牛每平方米 ( $N/m^2$ );
- $A_e$  ——元素 $e$ 的截面积的数值,单位为平方米 ( $m^2$ );
- $I_e$  ——元素 $e$ 的截面惯性矩的数值,单位为四次方米 ( $m^4$ );
- $l_e$  ——元素 $e$ 的长度的数值,单位为米 ( $m$ )。

9.3.3 元素 $e$ 在整体坐标下的刚度阵按公式(16)~公式(22)计算。

$$[\bar{K}] = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_4 & -a_1 & -a_2 & a_4 \\ a_2 & a_3 & a_5 & -a_2 & -a_3 & a_5 \\ a_4 & a_5 & a_6 & -a_4 & -a_5 & a_6/2 \\ -a_1 & -a_2 & -a_4 & a_1 & a_2 & -a_4 \\ -a_2 & -a_3 & -a_5 & a_2 & a_3 & -a_5 \\ a_4 & a_5 & a_6/2 & -a_4 & -a_5 & a_6 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (16)$$

$$a_1 = EA_e \cos^2 a_e / l_e + 12EI_e \sin^2 a_e / l_e^3 \dots\dots\dots (17)$$

$$a_2 = (EA_e / l_e - 12EI_e / l_e^3) \cos a_e \sin a_e \dots\dots\dots (18)$$

$$a_3 = EA_e \sin^2 a_e / l_e + 12EI_e \cos^2 a_e / l_e^3 \dots\dots\dots (19)$$

$$a_4 = -6EI_e \sin a_e / l_e^2 \dots\dots\dots (20)$$

$$a_5 = 6EI_e \cos a_e / l_e^2 \dots\dots\dots (21)$$

$$a_6 = 4EI_e / l_e \dots\dots\dots (22)$$

式中:

- $[\bar{K}]$  ——元素 $e$ 在整体坐标系下的刚度阵;
- $a_e$  ——整体坐标系与局部坐标系交角的数值,单位为弧度 ( $rad$ )。

9.3.4 在计入剪切变形影响后,元素 $e$ 在整体坐标下的刚度阵按公式(23)~公式(30)计算。

$$[\bar{K}] = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_4 & -a_1 & -a_2 & a_4 \\ a_2 & a_3 & a_5 & -a_2 & -a_3 & a_5 \\ a_4 & a_5 & a_6 & -a_4 & -a_5 & \frac{(2-k)a_6}{4+k} \\ -a_1 & -a_2 & -a_4 & a_1 & a_2 & -a_4 \\ -a_2 & -a_3 & -a_5 & a_2 & a_3 & -a_5 \\ a_4 & a_5 & \frac{(2-k)a_6}{4+k} & -a_4 & -a_5 & a_6 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (23)$$

$$k = 12EI / (L^2 GA / a_s) \dots\dots\dots (24)$$

$$a_1 = EA_e \cos^2 a_e / l_e + 12EI_e \sin^2 a_e / [l_e^3 (1+k)] \dots\dots\dots (25)$$

$$a_2 = \{EA_e / l_e - 12EI_e / [l_e^3 (1+k)]\} \cos a_e \sin a_e \dots\dots\dots (26)$$

$$a_3 = EA_e \sin^2 a_e / l_e + 12EI_e \cos^2 a_e / [l_e^3 (1+k)] \dots\dots\dots (27)$$

$$a_4 = -6EI_e \sin \alpha_e / [I_e^2(1+k)] \dots\dots\dots (28)$$

$$a_5 = 6EI_e \cos \alpha_e / [I_e^2(1+k)] \dots\dots\dots (29)$$

$$a_6 = (4+k) EI_e / [I_e(1+k)] \dots\dots\dots (30)$$

式中:

$[-K]^e$ ——在计入剪切变形影响后, 元素 $e$ 在整体坐标系下的刚度阵;

其他符号的含义同公式(15)。

## 10 施工要则

### 10.1 施工要求

10.1.1 校中前, 船舶已完工状态应与建造原则工艺中有关条款相一致。轴系区域的加工、装配及安装工程均应结束并检验合格, 剩下工程应不影响校中工作的质量。

10.1.2 轴系零、部件的加工、装配应符合相应的技术要求并检验合格。

10.1.3 校中检验时, 主机、发电机、锅炉及其他重大设备均已吊入就位, 船上应无重大设备的迁移及压载的变更。

10.1.4 螺旋桨、螺旋桨轴及艉轴安装应合格。螺旋桨轴及艉轴前法兰的安装位置应做出记录, 并应防止在校中时变动。

10.1.5 中间轴吊入并布置好中间轴承或临时支承。

10.1.6 轴系校中及其检验, 应在船舶下水后进行。对施工单位确能把握船舶下水后变形规律的同型船舶的后续产品, 经检验部门同意, 允许在船台或船坞内校中, 但应在船舶下水后进行复检。

10.1.7 轴系校中及检验时, 应避免在强阳光直接照射下进行, 且在轴系区域及与之相邻区域应停止震动性作业及焊接作业。

### 10.2 校中要求

10.2.1 采用按法兰曲折和法兰偏移值校中时, 应以螺旋桨轴前法兰为基准, 自艉向艏调节各轴及主机或减速齿轮箱位置, 使各对法兰偏移、法兰曲折值符合校中计算结果的要求。

10.2.2 采用按轴承变位量校中时, 应确保准直仪主光轴与螺旋桨轴轴心线重合, 并使各中间轴承对光靶中心与轴承中心线重合。按主光轴调整的各中间轴承位移量, 应符合校中计算结果规定的数值, 同时应计及螺旋桨轴或艉轴前法兰挠度对各轴承实际位移量的影响数值。对主机或减速齿轮箱的定位, 仍应以最前一根中间轴的前法兰为基准, 按校中计算结果中法兰偏移和法兰曲折值进行安装。

10.2.3 采用其他方法校中轴系时, 应使所有被测轴承上的负荷符合校中计算结果的数值。

10.2.4 轴系校中完工后, 应作出记录, 并配制各法兰连接螺栓、主机、减速齿轮箱及轴承垫片和紧固螺栓, 连接各轴并固紧各轴承及机座。

## 11 校中检验

### 11.1 检验要求

11.1.1 校中计算的原始数据, 应与轴系设计图样相一致, 轴系结构参数的简化处理应符合第7章的相关要求。

11.1.2 轴系结构参数或校中计算的原始数据更改后, 应重新计算, 并对计算结果进行复审。

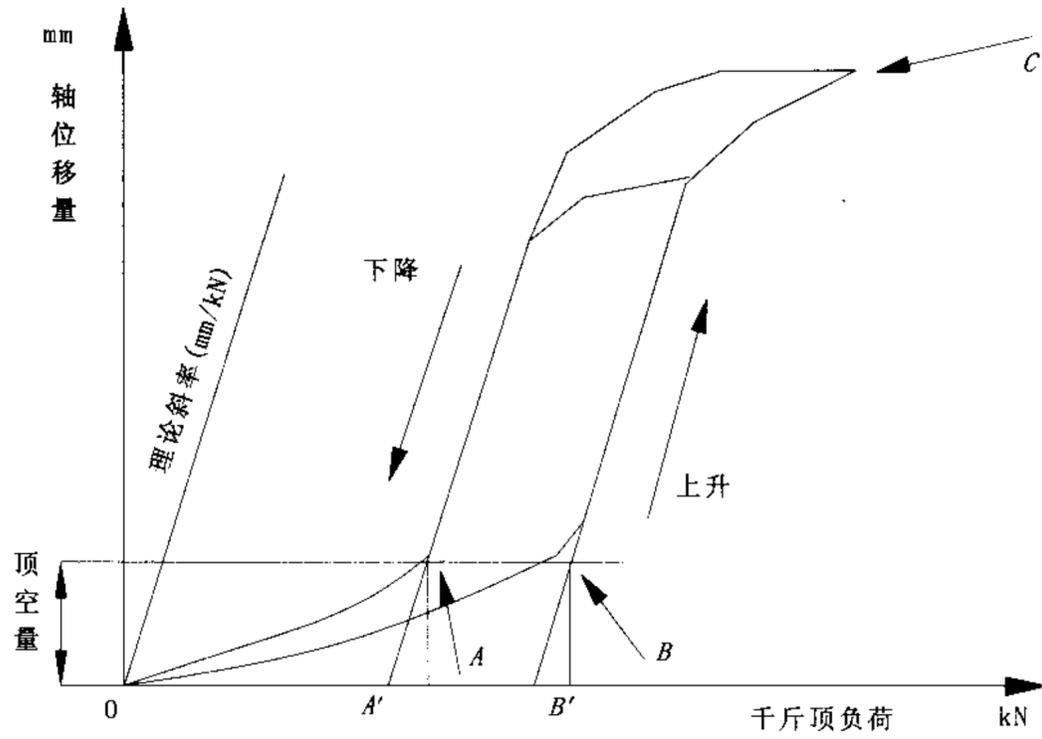
11.1.3 一般应分别在各轴法兰连接前和轴法兰连接且轴承及机座固紧后, 对校中质量进行检验。

11.1.4 各轴法兰连接前, 可采用直尺—塞尺法或两对指针等方法, 对法兰偏移、法兰曲折值进行检验。其允许误差为: 偏移不超过 $\pm 0.10$  mm、曲折不大于 $\pm D \times 10^{-4}$  mm ( $D$ 为被测法兰的外径, 单位为毫米)。

11.1.5 各轴法兰连接且轴承及机座固紧后, 可采用顶举法或其他方法, 按校中计算结果的要求, 对中间轴承的实际负荷进行检验, 其允许误差应不超过计算值的 $\pm 20\%$ , 同时, 应检验柴油机曲轴臂距差或检视齿轮啮合质量。

11.1.6 采用顶举法检验时, 应对被测轴承逐个进行, 检测设备应正确安装并准确调零。

11.1.6.1 在升压与降压过程中, 应记录千斤顶压力和千分表的稳定读数, 并绘制如图5所示的顶举曲线图。不应在千斤顶上升(或下降)过程中降压(或升压)。



注：顶空量——千斤顶数值上升了相应的挠度数值大小后，刚好把被测轴承顶空为零负荷。

图5 顶举曲线

11.1.6.2 被测轴承实际负荷为  $(A+B)/2$ 。如果  $(B-A) > 0.4 \times (A+B)/2$ ，则说明测量的数据不理想，建议重测。

### 11.2 校中结果

11.2.1 校中结果的各项技术指标应满足第6章中的规定。

11.2.2 校中质量的检验结果应作记录。

校中结果应填写检验表格，并由检验人员签署。