

CB*

全国船舶标准化技术委员会指导性技术文件

CB*/Z 337—84

船舶柴油机轴系纵振计算

1984-05-30发布

全国船舶标准化技术委员会 批准

船舶柴油机轴系纵振计算

本标准适用于大型低速柴油机推进轴系。

其他推进轴系可参照使用。

轴系的纵振计算还应符合船舶规范的有关规定。

1 纵振的基本原理

1.1 单质量有阻尼强迫振动

单质量有阻尼强迫振动的运动方程式为：

$$m\ddot{A}(t) + C_a\dot{A}(t) + KA(t) = P_0 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (1)$$

式中： m ——质量， $\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$ ；

$A(t)$ ——纵振振幅， cm ；

C_a ——纵向阻尼系数， $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$ ；

$K = \frac{\pi d^2 E}{4l}$ ——纵向刚度， kgf/cm ；

E ——轴弹性模数， kgf/cm^2 ；

d ——轴的直径， cm ；

l ——轴的长度， cm ；

P_0 ——纵向激励力幅， kgf ；

ω ——纵向激励力圆频率， $1/\text{s}$ ；

t ——时间， s 。

1.2 多质量有阻尼强迫振动

对第 k 质量 m_k ，可建立其有阻尼强迫振动的运动方程式：

$$m_k \ddot{A}_k(t) - K_{k-1} [A_{k-1}(t) - A_k(t)] - C_{a,k-1} [\dot{A}_{k-1}(t) - \dot{A}_k(t)] + K_k [A_k(t) - A_{k+1}(t)] + C_{a,k} [\dot{A}_k(t) - \dot{A}_{k+1}(t)] + C'_{a,k} \dot{A}_k(t) = P_{a,k} e^{i\omega t} \dots \dots \dots (2)$$

式中： K_{k-1} ——第 $k-1$ 与第 k 质量之间的纵向刚度， kgf/cm ；

$C_{a,k-1}$ ——第 k 与第 $k-1$ 质量之间的纵向阻尼系数， $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$ ；

$A_{k(t)}$ ——第 k 质量随时间而变化的振幅， cm ；

$C_{a,k}$ ——第 k 与第 $k+1$ 质量之间轴段的纵向内阻尼系数， $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$ ；

$C'_{a,k}$ ——第 k 质量的纵向外阻尼系数， $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$ ；

$P_{a,k}$ ——作用在第 k 质量上的纵向复数激励力幅， kgf ；

$P_{a,k} e^{i\omega t}$ ——以复数表示的作用在第 k 质量的纵向激励力， kgf ；

ω ——纵向激励力的圆频率， $1/\text{s}$ 。

公式(2)的特解为：

$$A_{k(t)} = A_{a,k} e^{i\omega t} \dots \dots \dots (3)$$

式中： $A_{a,k}$ 为复振幅。

1.3 纵振的精确计算方法

由于每个质量均具有类似公式(2)的相同表达式，所以对 n 个质量的纵振系统，如果以复数表示的 $A_{a,k}$ 和 $P_{a,k}$ 分离成实部和虚部，则可得到 $2n$ 个联立一次方程式，解出该多元一次方程式，便可求出

各质量的纵振响应。

1.4 纵振的经验计算方法

一般情况下，可按公式(2)解出无阻尼自由纵振固有频率和相应的振型，然后按能量法或动力放大系数法来计算第一质量处的纵振振幅值。

2 纵振当量系统的转化及计算

2.1 纵振当量系统的转化方法

柴油机直接推进轴系纵振当量系统转化方法如图1所示。也可把最末半个曲拐质量集中在推力环处，或把最末半个曲拐质量及飞轮的质量集中在推力环处；中间轴、尾轴、螺旋桨轴的质量集中在轴的中间。

对齿轮传动推进轴系，当量系统是从大齿轮开始，到螺旋桨为止，大齿轮作为一个集中质量点。

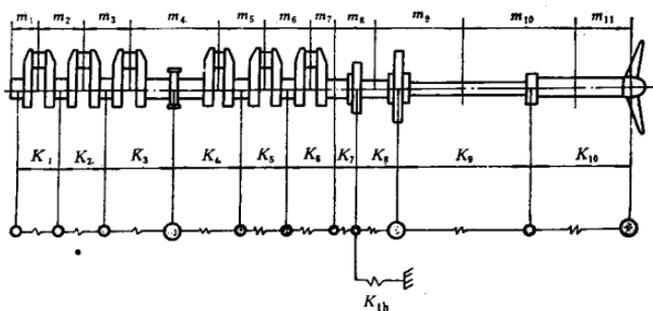


图1 纵振当量系统

2.2 质量计算

2.2.1 质量的基本计算公式为：

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\rho V}{g} \text{ kg} \cdot \text{s}^2 / \text{cm} \quad (4)$$

式中：G——重量，kg；

V——体积，cm³；

g = 981 cm/s²；

ρ——材料重度，kg/cm³。

2.2.2 推力环的附加质量：一般可不计入推力块质量的影响。也可以把推力块质量的50%集中到推力环上。

2.2.3 螺旋桨的附水质量：纵振时螺旋桨的附水质量为螺旋桨质量的60%~100%，无特别指明时，可取60%。

2.3 纵向刚度计算

2.3.1 曲轴的纵向刚度值应由柴油机制造厂提供。在没有具体数据时，每个曲拐的纵向刚度值可按下式估算（见图2）：

$$\frac{1}{K_*} = \frac{1}{E} \left[\left(\frac{1.1 R^2 l_p}{I_p} + q^2 \frac{R^3}{I_w} \right) (1 - \theta_k) - \frac{q^3 R^3}{3 I_w} + \frac{(R - d_p)}{0.2 B H} + \frac{l_p}{A_p} + \frac{l_i}{A_i} \right] \text{cm/kgf} \quad (5)$$

式中: $q = 1 - 0.28 \frac{d_p}{R}$;

$$\theta_k = \frac{1}{2} \cos^2 \frac{\alpha_k}{2}$$

$$\alpha_k = \frac{1}{2} (\alpha_{k-1, k} + \alpha_{k, k+1}) \text{——相邻曲拐夹角的平均值} (\alpha_k = 0^\circ \sim 180^\circ);$$

$\alpha_{k-1, k}$ ——第 $k-1, k$ 曲拐间夹角, $^\circ$;

$\alpha_{k, k+1}$ ——第 $k, k+1$ 曲拐间夹角, $^\circ$;

但自由端与第1曲拐的夹角取 180° ; 曲拐与链轮的夹角取 90° ; 最末曲拐与飞轮的夹角取 90° 。

$$I_p = \frac{\pi d_p^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_o}{d_p} \right)^4 \right], \text{cm}^4;$$

$$I_w = \frac{B H^3}{12}, \text{cm}^4;$$

l_p ——曲柄销长度, cm;

d_p ——曲柄销直径, cm;

d_o ——曲柄销中孔直径, cm;

A_p ——曲柄销截面积, cm^2 ;

l_i ——主轴颈长度, cm;

A_i ——主轴颈截面积, cm^2 ;

$E = 2.1 \times 10^6 \text{kgf/cm}^2$;

R ——曲拐半径, cm;

H ——曲臂厚度, cm;

B ——在 $R/2$ 处的曲臂宽度, cm。

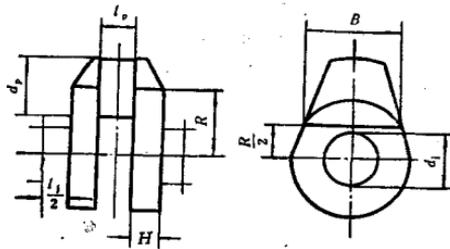


图 2

2.3.2 直轴的纵向刚度为:

$$K_i = \frac{\pi E d_i^4}{4 L_i} \text{kgf/cm} \dots \dots \dots (6)$$

式中: d_i 和 L_i 分别为轴的直径 (cm) 和长度 (cm)。

2.3.3 串联轴的纵向刚度为:

$$\frac{1}{K} = \sum_{i=1}^m \frac{1}{K_i} \text{ cmf/kg} \dots\dots\dots (7)$$

2.3.4 并联轴的纵向刚度为:

$$K = \sum_{i=1}^m K_i \text{ kgf/cm} \dots\dots\dots (8)$$

2.3.5 推力轴承的纵向刚度 K_{1b} 应通过实测确定。一般情况下可在下列范围内选取:

$$K_{1b} = 1.0 \times 10^6 - 5.0 \times 10^6 \text{ kgf/cm} \dots\dots\dots (9)$$

3 纵振固有振动频率及相应的振型计算

3.1 霍尔茨表算法

无阻尼自由纵向振动的变形方程和弹性力方程如下:

变形方程

$$a_{1,1} = 1$$

$$a_{2,2} = a_{2,1} - \frac{U_{1,2}}{K_1}$$

$$a_{3,3} = a_{3,2} - \frac{U_{2,3}}{K_{2-1}}$$

$$a_{i,i} = a_{i,i-1} - \frac{U_{i-1,i}}{K_{i-1}}$$

$$a_{n,n} = a_{n,n-1} - \frac{U_{n-1,n}}{K_{n-1}}$$

弹性力方程

$$U_{1,2} = m_1 \omega_n^2 a_{1,1}$$

$$U_{2,3} = U_{1,2} + m_2 \omega_n^2 a_{2,2}$$

$$U_{k,k+1} = \sum_{k=1}^k m_k \omega_n^2 a_{k,k}$$

$$U_{i,i+1} = \sum_{k=1}^i m_k \omega_n^2 a_{k,k} - a_{i,1} K_{1b}$$

$$U_{n,n+1} = \sum_{k=1}^n m_k \omega_n^2 a_{k,k} - a_{n,1} K_{1b} \approx 0$$

..... (10)

式中: $a_{k,k}$ ——第k质量的纵振相对振幅;

$U_{k,k+1}$ ——第k与k+1质量间的纵振弹性力;

$a_{i,i}$ ——推力环的纵振相对振幅;

$U_{i,i+1}$ ——推力环与其后一个质量间的弹性力;

ω_n ——纵振固有振动圆频率。

因此,轴系纵振固有振动频率仍可按Holzer表进行计算,选一适当的值开始运算,至到剩余力 $U_{n,n+1}$ 与第一质量的惯性力之比小于 $\pm 1\%$ 时,或两个试算频率之差小于 10^{-3} 时,即可认为所选的频率值即是该系统的某一节的纵振圆频率。一般只计算 θ 节和1节频率即可。

3.2 纵振固有频率 F_n 计算

纵振固有振动频率 F_n 为:

$$F_n = 9.55 \omega_n \quad 1/\text{min} \dots\dots\dots (11)$$

3.3 纵振的共振转速 n_c

3.3.1 由柴油机第v次径向简谐力引起的共振转速 n_c 为:

$$n_c = \frac{F_v}{v} r/\text{min} \dots\dots\dots (12)$$

3.3.2 由螺旋桨叶片引起的共振转速 n_c 为:

$$n_c = \frac{F_i}{i Z_p} r/\text{min} \dots\dots\dots (13)$$

式中: $i=1, 2$, 分别称为螺旋桨1次简谐, 2次简谐;

Z_p ——螺旋桨叶片数。

3.4 纵振振型图

以横坐标表示纵向刚度，纵坐标表示相对振幅，把各幅点的相对振幅相联接所得的曲线，即为纵振型图。

4 纵振的激励功

4.1 柴油机气体压力产生的径向简谐力

由柴油机气体压力产生的径向简谐力可根据示功图进行简谐分析得出。应由柴油机制造厂提供。

一般情况下，第 v 次简谐的径向简谐力 P_{sv} 、初相角 φ_{sv} 与平均指示压力 P_i 的关系如图 3 所示（适用于二冲程）。

4.2 平均指示压力 P_i

平均指示压力可按下式计算：

$$P_i = 143.25 \times 10^3 \frac{m_c N_c}{Z D^2 R n_c} \left[\frac{1 - \eta_m}{\eta_m} + \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 \right] \text{kgf/cm}^2 \dots\dots\dots (14)$$

式中： m_c ——冲程系数，四冲程 $m_c = 4$ ，二冲程 $m_c = 2$ ；

N_c ——柴油机额定功率，马力；

n_c ——柴油机额定转速，r/min；

Z ——气缸数；

D ——气缸直径，cm；

n ——柴油机转速，r/min；

η_m ——柴油机机械效率。

4.3 往复惯性力产生的径向简谐力

由柴油机往复重量产生的径向简谐力 P_{iv} 按下式计算，当 $v \geq 5$ 时， P_{iv} 可忽略不计：

$$\left. \begin{aligned} P_{i1} &= 0.25\lambda P_{i0} \\ P_{i2} &= 0.5(1 - \lambda^2) P_{i0} \\ P_{i3} &= 0.75\lambda P_{i0} \\ P_{i4} &= 0.25\lambda^2 P_{i0} \end{aligned} \right\} \text{kgf/cm}^2 \dots\dots\dots (15)$$

式中： λ ——连杆长度比；

$$P_{i0} = \frac{G_1 R_a^2}{\frac{\pi}{4} D^2 g}, \text{kgf/cm}^2;$$

G_1 ——单缸往复部分重量，kg·cm/s²。

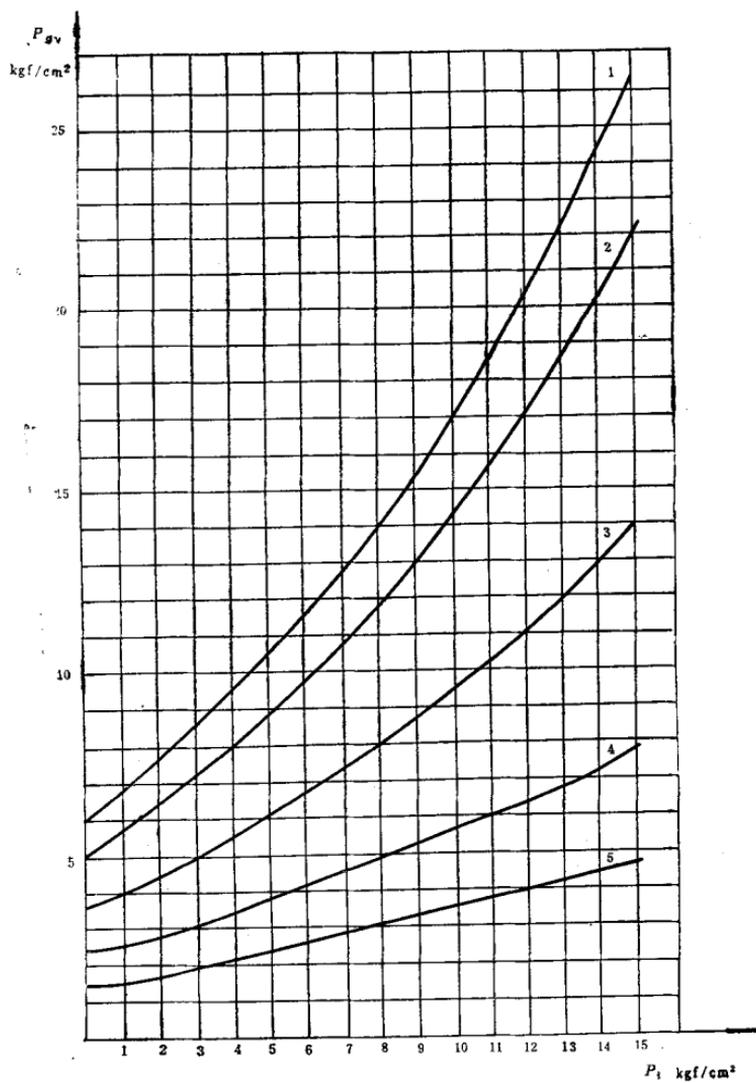


图 3a

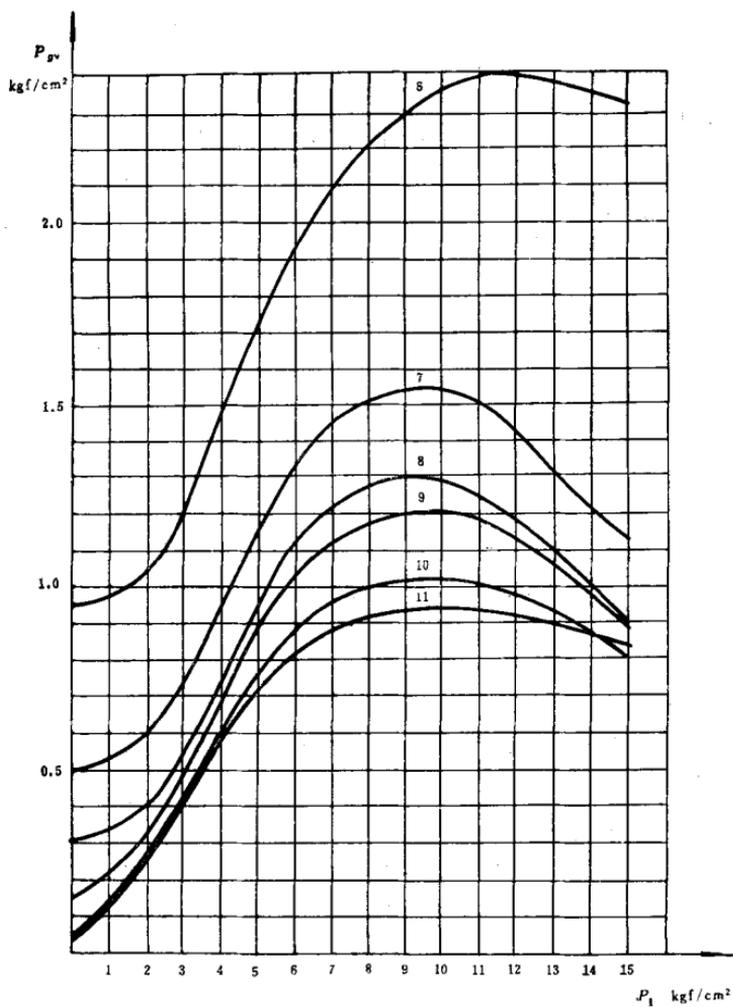


图 3b

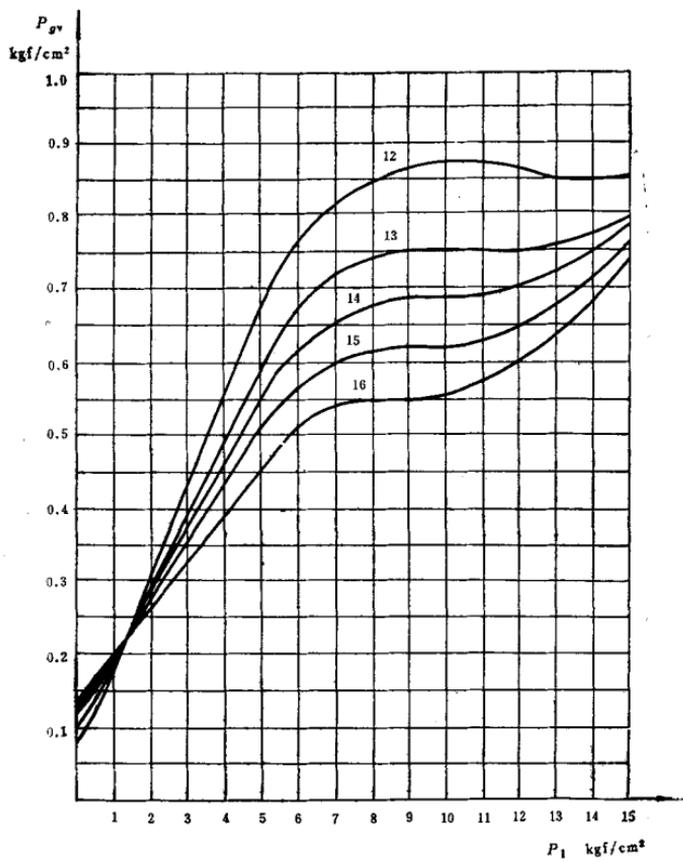


图 3c

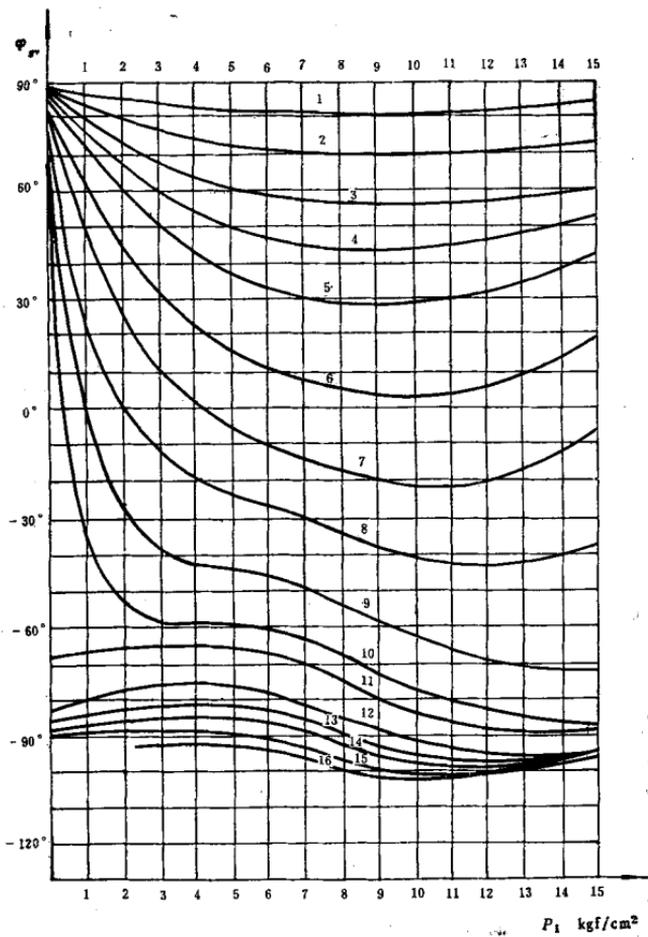


图 3d

4.4 合成的径向简谐力 P_r

$$P_r = \sqrt{P_{z_v}^2 + P_{z_{iv}}^2 + 2P_{z_v}P_{z_{iv}}\cos(\varphi_{z_v} + 90^\circ)} \quad \text{kgf/cm}^2 \dots\dots\dots (16)$$

4.5 当量轴向简谐力

当量轴向简谐力 P_e 按下式计算:

$$P_e = 0.125 \frac{I_p}{R \theta_z} P_r \quad \text{kgf/cm}^2 \dots\dots\dots (17)$$

式中: $\theta_z = \frac{1}{Z} \sum_{k=1}^Z \theta_{z_k}$

4.6 轴向简谐力所作的功

轴向简谐力在一个循环中所作的功 W_e 按下式计算:

$$W_e = \frac{\pi^2}{4} D^2 P_e A_{z_1} \sum_{k=1}^z \Delta \alpha_k \quad \text{kgf} \cdot \text{cm} \dots\dots\dots (18)$$

式中: A_{z_1} ——第一质量的纵振振幅, cm;

$\sum_{k=1}^z \Delta \alpha_k$ ——相对振幅差矢量和, 按下式计算:

$$\sum_{k=1}^z \Delta \alpha_k = \sqrt{\left(\sum_{k=1}^z \Delta \alpha_k \sin \nu \xi_{1,k} \right)^2 + \left(\sum_{k=1}^z \Delta \alpha_k \cos \nu \xi_{1,k} \right)^2} \dots\dots\dots (19)$$

其中 $\xi_{1,k}$ 为第 k 气缸与第 1 气缸之间的发火间隔角。

4.7 螺旋桨的激励功

螺旋桨激励力在一个循环中所作的功 W_T 为:

$$W_T = \xi_p \pi T_0 A_{z_1} \alpha_p \left(\frac{n_c}{n_e} \right)^2 \text{kgf} \cdot \text{cm} \dots\dots\dots (20)$$

式中: ξ_p ——系数, 按表 1 选取, 一般情况下可取其中间值;

α_p ——螺旋桨的相对振幅。

Z_p	ν	ξ_p	ν	ξ_p
4	4	0.09~0.13	8	0.02~0.04
5	5	0.025~0.035	10	0.02~0.03
6	6	0.05~0.09	12	0.02~0.03

T_0 ——在额定转速下的推力, 在没有详细资料时, 可按下式计算:

$$T_0 = 145.6 \frac{\eta \eta_i N_e}{V_s (1-t)} \text{kgf} \dots\dots\dots (21)$$

其中: η ——推进效率;

η_i ——传递效率, 中机舱 $\eta_i = 0.95$, 尾机舱 $\eta_i = 0.97$;

N_e ——额定功率, 马力;

V_s ——船速, Kn;

t ——推力减额系数，在没有详细资料时，可取 $t=0$ 。

5 纵振的阻尼功

5.1 轴系的滞后阻尼功

5.1.1 在一个循环中曲轴的滞后阻尼功 W_{ac} 为：

$$W_{ac} = 0.711 \times 10^{-8} \pi (C_{s,1} + C_{s,2} + C_{s,3}) \sum_{k=1}^n U_{k,k+1}^2 \cdot A_{k,1}^2 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中： $C_{s,1} = 0.405 \frac{I_1}{d_{k,1}^2}$ ；

$$C_{s,2} = 0.405 I_p (8R + d_p)^2 / d_p^4；$$

$$C_{s,3} = 22.918 R^2 (R - d_p) / (BH^3)。$$

5.1.2 飞轮以后轴段的滞后阻尼功 W_{a2} 为：

$$W_{a2} = 0.711 \times 10^{-8} \pi \sum_{k=t}^n C_{s2} U_{k,k+1}^2 \cdot A_{k,1}^2 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad \dots\dots\dots (23)$$

式中： $C_{s2} = 0.405 L_{k,k+1} / d_{k,k+1}^2$ ；

$L_{k,k+1}$ ——第 k 与 $k+1$ 质量间的轴长度，cm；

$d_{k,k+1}$ ——第 k 与 $k+1$ 质量间的轴直径，cm。

5.2 轴承的阻尼功

假定轴系的轴承数等于集中质量数，且轴承的位置也在集中质量处。这样，整个轴承的轴承阻尼力在一个循环中产生的阻尼功 W_b 为：

$$W_b = 2\pi \xi_b \omega_s^2 \sum_{k=1}^n m_k \alpha_{k,1}^2 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad \dots\dots\dots (24)$$

式中： ξ_b ——阻尼比， $\xi_b = 0.03 \sim 0.085$ 。一般可取 $\xi_b = 0.03$ 。

5.3 螺旋桨的阻尼功

螺旋桨的阻尼力在一个循环中所作的功 W_p 为：

$$W_p = \pi C_p \omega_s \alpha_{s,p}^2 A_{s,1}^2 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中： C_p ——螺旋桨的阻尼系数， $\text{kgf} \cdot \text{s} / \text{cm}$ ；按下式计算：

$$C_p = 8.3636 \times 10^{-2} \frac{\omega_s}{v} H_p D_p^2 \frac{dC_t}{ds} \quad \dots\dots\dots (26)$$

其中： H_p ——螺距，m；

D_p ——螺旋桨直径，m；

$\frac{dC_t}{ds}$ ——系数，根据盘面比 A_0/A 和螺距比 H_p/D_p ，从图 4 中查取。

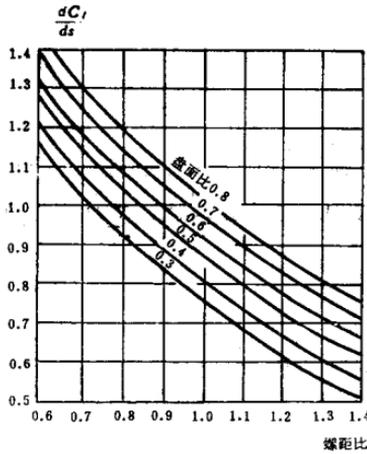


图 4

6 纵振的共振计算

6.1 假定共振时，只有与系统发生共振的简谐力才对系统输入能量，而其他所有简谐力的影响都忽略不计。这样，令所有的激励功等于所有的阻尼功，即可求出第一质量处的纵振振幅 $A_{s,1}$ 。

6.2 对柴油机直接推进轴系，由于螺旋桨激励力的相位角很难确定，所以为偏于安全，当螺旋桨叶频次简谐次数与气体径向简谐次数相同时，两者的激励功可按同相位计算，则第一质量处的纵振振幅 $A_{s,1}$ 为：

$$A_{s,1} = \left\{ 10 \left[\frac{\pi}{4} D^2 P_s \sum_{k=1}^n \Delta \alpha_k + \xi_p T_0 \alpha_{s,p} \left(\frac{n_c}{n_s} \right)^2 \right] \right\} / \left\{ 0.711 \times 10^{-8} (C_{s,1} + C_{s,2} + C_{s,3}) \right. \\ \times \sum_{k=1}^n U_{k,k+1}^2 + 0.711 \times 10^{-8} \sum_{k=1}^n C_{s,k} U_{k,k+1}^2 \\ \left. + 2\xi_b \omega_s^2 \sum_{k=1}^n m_k \alpha_{s,k}^2 + C_p \omega_s \alpha_{s,p}^2 \right\} \text{ mm} \dots \dots \dots (27)$$

当两者的简谐次数不同时，应分别计算。

6.3 对齿轮传动的推进轴系，由螺旋桨叶频次产生共振时的第一质量(大齿轮)处的纵振振幅 $A_{s,1}$ 为：

$$A_{s,1} = \frac{10\xi_p T_0 \alpha_{s,p} \left(\frac{n_c}{n_s} \right)^2}{0.711 \times 10^{-8} \sum_{k=1}^n C_{s,k} U_{k,k+1}^2 + 2\xi_b \omega_s^2 \sum_{k=1}^n m_k \alpha_{s,k}^2 + C_p \omega_s \alpha_{s,p}^2} \text{ mm} \dots \dots \dots (28)$$

6.4 在共振转速 n_c 附近的第一质量纵振振幅 A_s 为：

$$A_s = A_{s,1} \left\{ \left[1 - \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 \right]^2 M_s^2 + \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{2}} \text{ mm} \dots \dots \dots (29)$$

式中： $M_s = \frac{A_{s,1}}{A_{s,0}}$ ——纵振动力放大系数；

$$A_{s,0} = \frac{10 \cdot \frac{\pi}{4} D^2 P_s \sum_{k=1}^n \Delta \alpha_k}{\omega_s^2 \sum_{k=1}^n m_k \alpha_{s,k}^2} \text{ mm} \text{——纵振平衡振幅。}$$

6.5 作出 (0.25~1.20) n_s 范围内的第一质量纵振振幅——转速曲线。

7 纵振振幅允许值

7.1 对柴油机直接推进轴系, 连续运转时在第一质量处的纵振振幅建议不超过按下式确定的值 $[A_{s,1}]$:

$$[A_{s,1}] = \frac{R [\Delta \alpha_0]}{2 (\Delta \alpha_k) \max \left(R + \frac{d_i}{2} \right)} \text{ mm} \dots\dots\dots (30)$$

式中: $(\Delta \alpha_k) \max$ ——所计算振型曲轴中相对振幅差最大值;

$[\Delta \alpha_0]$ ——强制修理的曲轴臂距差值, mm。根据柴油机制造厂或者船舶规范的规定选取, 无特别指明时, 一般可取 $[\Delta \alpha_0] = 3.6S/10000$ (S 为冲程, mm)。

7.2 对齿轮传动的推进轴系, 连续运转时在大齿轮处的纵振振幅建议不超过按下式确定的值 $[A_{s,1}]$:

$$[A_{s,1}] = 0.134 \left(\frac{1000}{F_s} \right)^2 \text{ mm} \dots\dots\dots (31)$$

7.3 瞬时运转的纵振振幅建议不超过 7.1 和 7.2 规定的 1.5 倍。

附录 A
长连杆轴系纵向振动的计算
(补充件)

A.1 计算所必须提供的参数**A.1.1 主机**

型号	6ESDZ76/160
额定功率	9000 马力
额定转速	115r/min
气缸数	6
冲程数	2
气缸直径	76cm
活塞冲程	160cm
发火顺序	1—6—2—4—3—5
机械效率	0.90
连杆长度	298cm
单缸往复部分重量	5731kg

A.1.2 曲拐结构尺寸

l_p ——曲柄销长度	34cm
d_p ——曲柄销直径	57cm
d_{op} ——曲柄销中孔直径	20cm
l_1 ——主轴颈长度	40.5cm
d_1 ——主轴颈直径	57cm
d_{o1} ——主轴颈中孔直径	0
H ——曲臂厚度	35.5cm
R ——曲拐半径	80cm
B ——在 $R/2$ 处的曲臂宽度	90cm
E ——材料弹性模量	$2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$

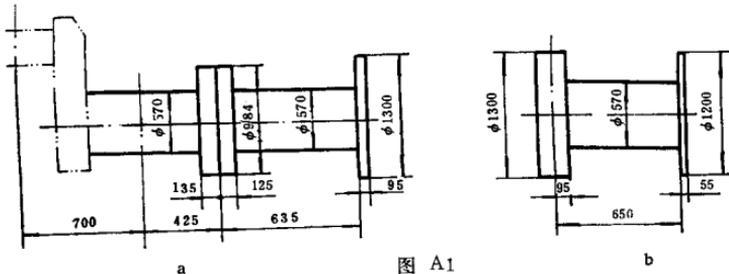
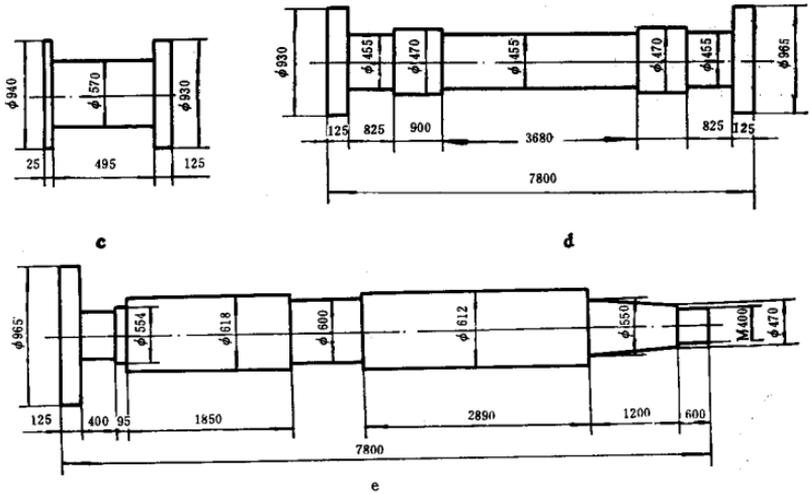
A.1.3 轴系结构尺寸如图 A1a、b、c、d 及 e 所示。

图 A1



续图 A1

A.1.4 螺旋桨参数

D_p ——螺旋桨直径	5.4m
H_p ——螺距	4.6926m
Z_p ——叶片数	4
H_p/D_p ——螺距比	0.869
A_0/A ——盘面比	0.633
G_p ——螺旋桨重量 (空气中)	16431kg

A.1.5 其他

η_t ——传递效率	尾机舱	0.97
η ——推进效率		0.55
V_r ——额定转速下的船速		14.55Kn

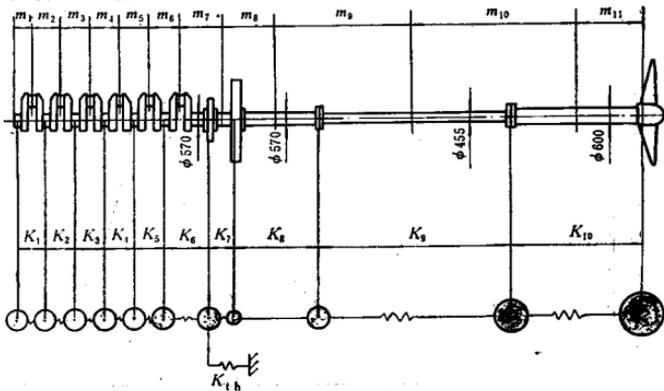


图 A2 纵振当量系统

A.2 轴系纵振固有频率的计算

A.2.1 纵振当量系统的转化, 系统的质量及轴向刚度的当量换算如图 A2 所示。

A.2.2 轴系质量及轴向刚度的计算, 其计算结果见表 A1。

表 A1

质量号	质量 m $\text{kg} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}$	刚度 K $\times 10^4 \text{kgf/cm}$
1	m_1 5.6370	K_1 1.74622
2	m_2 8.6442	K_2 1.96222
3	m_3 8.6442	K_3 2.36123
4	m_4 8.6442	K_4 2.36123
5	m_5 8.6442	K_5 1.96222
6	m_6 8.6442	K_6 2.06194
7	m_7 10.4845	K_{th} 1.57000
8	m_8 3.2836	K_7 78.7260
9	m_9 6.6178	K_8 97.2280
10	m_{10} 13.5014	K_9 4.82640
11	m_{11} 35.9653	K_{10} 8.77500

A.2.3 固有频率的计算

系统固有频率是采用霍尔茨表法进行计算, 详细情况见表 A2。

A.2.4 轴系纵振强迫振动的计算

各简谱次数下的共振转速、纵向相对振幅差矢量和、曲轴自由端振幅值、曲轴附加应力值以及许用振幅值等的计算结果详见表 A3。

A.2.5 绘制 $(0.25 \sim 1.20)n_c$ 范围内的第一质量纵振振幅—转速曲线详细情况见图 A3。

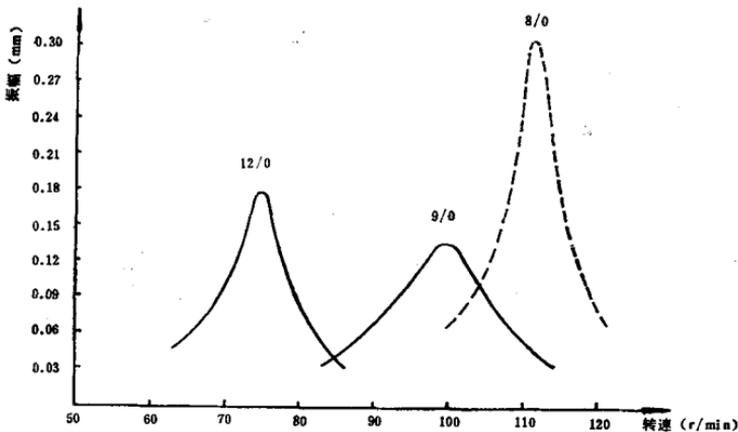


图 A3 第一质量纵振振幅—转速曲线

表 A2 纵向振动的计算

质量号	质 量 kg · s ² /cm	相 对 振 幅	惯 性 力 kgf/cm	惯性力总和 kgf/cm	刚 度 ×10 ⁸ kgf/cm	相对振幅差
$F_0 = 893.3132$			$\omega_0 = 93.5406$		$J = 0$ (0 节)	
1	5.637000	1.0000000	49322.92210	49322.92210	1.7462200	0.0282455
2	8.644200	0.9717545	73499.11566	122822.03760	1.9622200	0.0625934
3	8.644200	0.9091611	68764.83316	191586.87080	2.3612300	0.0811386
4	8.644200	0.8280225	62627.87698	254214.74780	2.3612300	0.1076620
5	8.644200	0.7203605	54484.80976	308699.55760	1.9622200	0.1573216
6	8.644200	0.5630389	42585.71620	351285.27380	2.0619400	0.1703664
7	10.484500	0.3926725	36022.92416	387308.19800	1.5700000	-0.0029112
推力轴承刚度					78.7260000	
推力轴承反力			616495.80940	-229187.61120	97.2280000	-0.0022403
8	3.283650	0.3955837	11365.69526	-217821.91600	4.8264000	-0.0403584
9	6.617800	0.3978240	23035.91140	-194786.00460	8.7750000	-0.0162987
10	13.501400	0.4381825	51764.80232	-143021.20220		
11	35.965300	0.4544812	143021.17780	-0.02446		
$F_1 = 1599.8945$			$\omega_1 = 167.5282$		$J = 1$ (1 节)	
1	5.637000	1.0000000	158206.37620	158206.37620	1.7462200	0.0905993
2	8.644200	0.9094007	220625.65920	378832.03560	1.9622200	0.1930630
3	8.644200	0.7163377	173787.50700	552619.54260	2.3612300	0.2340388
4	8.644200	0.4822988	117008.38120	669627.92400	2.3612300	0.2835928
5	8.644200	0.1987060	48207.18046	717835.10440	1.9622200	0.3658280
6	8.644200	-0.1671220	-40544.73802	677290.36620	2.0619400	0.3284724
7	10.484500	-0.4955944	-145831.08160	531459.28460	1.5700000	0.0166342
推力轴承刚度					78.7260000	
推力轴承反力			-778083.26940	1309542.55200	97.2280000	0.0129833
8	3.283650	-0.5122286	-47205.93988	1262336.61200	4.8264000	0.2413367
9	6.617800	-0.5252119	-97549.29374	1164787.32000	8.7750000	0.0996378
10	13.501400	-0.7665486	-290465.41000	874321.91040		
11	35.965300	-0.8661864	-874321.15440	0.75604		

表 A3 纵向振动的计算

谐波次	转 速 r/min	矢 量 和	平均指示 压 力 P_1 kgf/cm ²	轴向力 P_1 kgf/cm ²	自 由 端 振 幅 A_1 ,mm	曲柄销弯曲 应 力 kgf/cm ²	曲柄销 拉压应力 kgf/cm ²	曲柄销 附加应力 kgf/cm ²
$J = 0$ (0 节)								
4	223.3	0.103	9.462	5.517	1.16467	201.538	20.159	221.697
5	178.7	0.013	9.462	3.618	0.02219	3.839	0.384	4.223
6	148.9	0.607	9.462	2.345	0.66442	114.973	11.501	126.474
7	127.6	0.013	9.462	1.547	0.00985	1.705	0.171	1.876
8	111.7	0.103	8.509	1.291	0.30419*	52.638	5.265	57.903
9	99.3	0.263	6.911	1.118	0.14269	24.691	2.470	27.161
10	89.3	0.103	5.768	0.864	0.04368	7.558	0.756	8.314
11	81.2	0.013	4.923	0.690	0.00456	0.788	0.079	0.867
12	74.4	0.607	4.280	0.589	0.17685	30.602	3.061	33.663
13	68.7	0.013	3.780	0.472	0.00315	0.545	0.054	0.599
14	63.8	0.103	3.382	0.413	0.02130	3.686	0.369	4.055

允许振幅 $A_0 = 1.2464$ mm $J = 1$ (1 节)

9	177.8	0.460	9.462	1.197	0.05455	12.952	1.296	14.247
10	160.0	0.187	9.462	1.025	0.01929	4.580	0.458	5.038
11	145.4	0.090	9.462	0.939	0.00868	2.061	0.206	2.267
12	133.3	1.496	9.462	0.871	0.13521	32.106	3.211	35.318
13	123.1	0.090	9.462	0.754	0.00713	1.694	0.169	1.863
14	114.3	0.187	8.869	0.684	0.01352	3.211	0.321	3.532
15	106.7	0.460	7.842	0.614	0.03019	7.168	0.717	7.885

允许振幅 $A_0 = 0.5805$ mm

* 该数值是螺旋桨激励力与相同谐波次数的气体压力径向简谐波按同相位计算的结果,由于不清楚螺旋桨相位角的角度,故可能比实际振幅值偏大。

附加说明：

本标准由海洋运输船分技术委员会提出。

本标准由中华人民共和国船舶检验局海船规范研究所负责起草。

本标准主要起草人许运秀、钟学添、何轩轩。