

JB

中华人民共和国机械行业标准

JB/T 6520—1992

汽轮机推力轴承计算方法

1992-12-21 发布

1993-05-01 实施

中华人民共和国机械电子工业部 发布

汽轮机推力轴承计算方法

1 主题内容与适用范围

本标准规定了固定瓦推力轴承和点、线支承可倾瓦推力轴承，规定了设计计算方法，包括参数选择、性能曲线和性能计算程序。

本标准适用于汽轮机中的推力轴承（层流工况、牛顿流体），也适用于其他机组同样情况下的推力轴承。

2 符号与单位

符号与单位见表 1

表 1

符 号	名 称	单 位
A	瓦块总面积	m^2
A_m	每块瓦面积	m^2
a	计算过程中用的常数	
B	瓦块径向宽度	m
b	计算过程中用的常数	
C_v	润滑油比热	$J/(kg \cdot ^\circ C)$
D	瓦块平均直径	m
D_1	瓦块内径	m
D_2	瓦块外径	m
D_t	推力盘直径	m
D_s	瓦块支点圆直径	m
d	轴直径	m
e	支点径向偏置距	m
e'	支点周向偏置距	m
G_{xx}	瓦块倾斜参数	
H_t	推力盘厚度	m
H_w	瓦块厚度	m
h	油膜厚度	m
h_e	瓦块出口处油膜厚度,对固定瓦推力轴承 $h_e=h_m$	m
$[h_{min}]$	计及不对中时的最小许用油膜厚度	m

续表 1

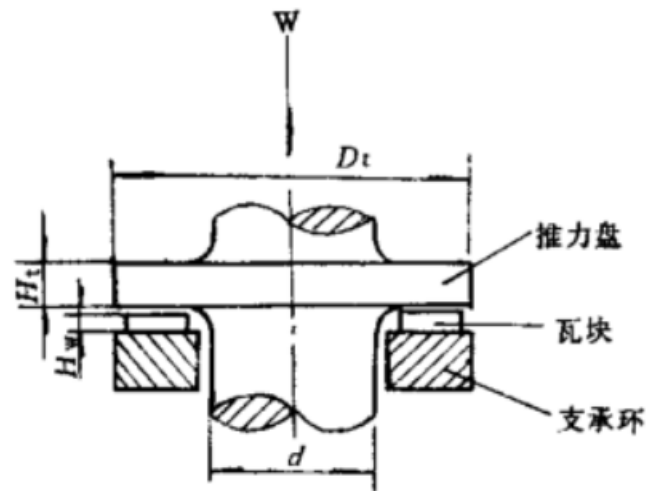
符 号	名 称	单 位
h_m	最小油膜厚度	m
$[h_m]$	最小许用油膜厚度	m
h_p	瓦倾斜节线上的油膜厚度	m
K	搅动功耗系数	
L	平均直径处的瓦块弧长	m
M	轴承总摩擦力矩	N·m/s
\bar{M}	轴承无量纲总摩擦力矩	
M_m	每块瓦的摩擦力矩	N·m/s
\bar{M}_m	每块瓦的无量纲摩擦力矩	
N	轴承总功耗	W
N_m	每块瓦的膜功耗	W
N_j	搅动功耗	W
n	推力盘转速	r/s
P_e	派克莱特数	
p_i	进入瓦块的润滑油压力	MPa
p_p	瓦块平均比压	MPa
p_q	瓦块起动平均比压	MPa
p_t	瓦块平台的起动平均比压	Mpa
Q	按 $(t_p), t_g$ 所需润滑油流量	m ³ /s
Q_j	轴承进油量	m ³ /s
Q_x	轴承内、外侧泄油量	m ³ /s
Q_{mj}	每块瓦的进油量	m ³ /s
\bar{Q}_{mj}	每块瓦的无量纲进油量	
Q_{mx}	每块瓦的内、外侧泄油量	m ³ /s
\bar{Q}_{mx}	每块瓦的无量纲内、外侧泄油量	
r	径向坐标	
R_1	瓦块内半径	m
R_2	瓦块外半径	m
R_a	表面粗糙度值	m
R_e	推力盘雷诺数 $R_e = \rho n D^2 / \eta_x$	
R_z	瓦块支点圆半径	m
S_1	温度计算系数	
S_2	温度计算系数	
t_d	性能计算用的油膜等效温度	℃

续表 1

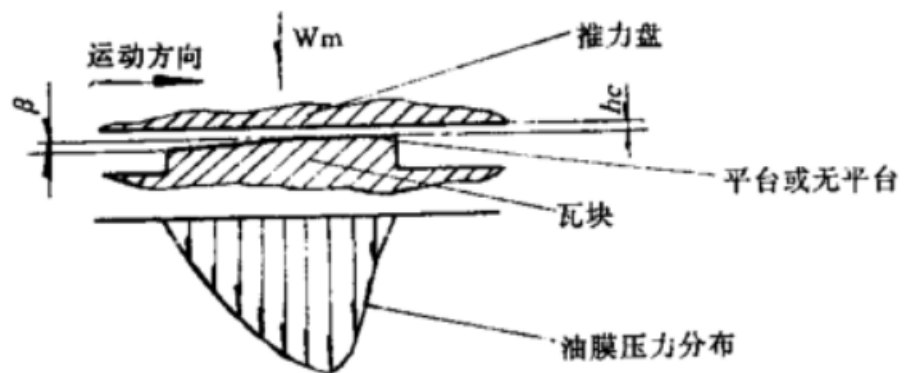
符 号	名 称	单 位
t_s	润滑油的供油温度	℃
t_j	润滑油进入瓦块的温度	℃
t_p	润滑油排油温度	℃
$[t_p]$	润滑油的许用排油温度	℃
t_x	轴承箱内的润滑油温度	℃
t_{\max}	瓦块最高温度	℃
$[t_{\max}]$	瓦块最高许用温度	℃
W	轴承总载荷	N
W_s	轴承起动总载荷	N
W_m	每块瓦所受的载荷	N
\bar{W}_m	每块瓦所受的无量纲载荷	
Z	推力瓦块数目	
α	温度计算系数	
β	瓦块坡高	m
r_p	瓦倾斜角	(°)
Δt	润滑油的平均温升	℃
η_s	对应于 t_s 的润滑油动力粘度	pa·s
η_x	对应于 t_x 的润滑油动力粘度	pa·s
θ	角座标	
θ_o	瓦块扇形角	(°)
θ_p	节线位置角	(°)
θ_s	瓦块支点角	(°)
κ	润滑油热扩散系数	m ² /s
ρ	润滑油密度	kg/m ³
φ_f	阻力系数	
ω	推力盘转动角速度	rad/s

3 轴承的结构型式

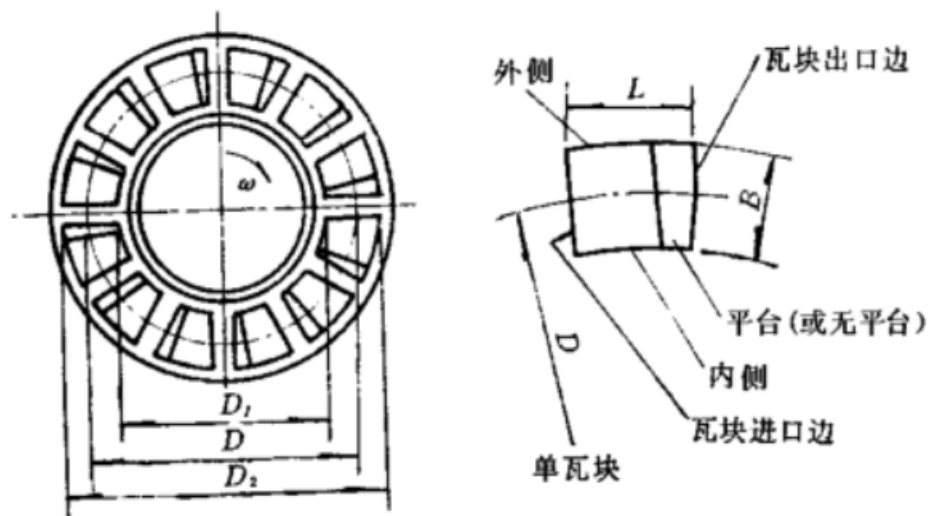
3.1 固定瓦推力轴承的结构简图见图 1



(a) 轴承零件的相对位置



(b) 推力瓦块截面和工作简图



(c) 瓦块在支承环上的布置图

图 1

3.2 点、线支承可倾瓦推力轴承的结构简图见图 2

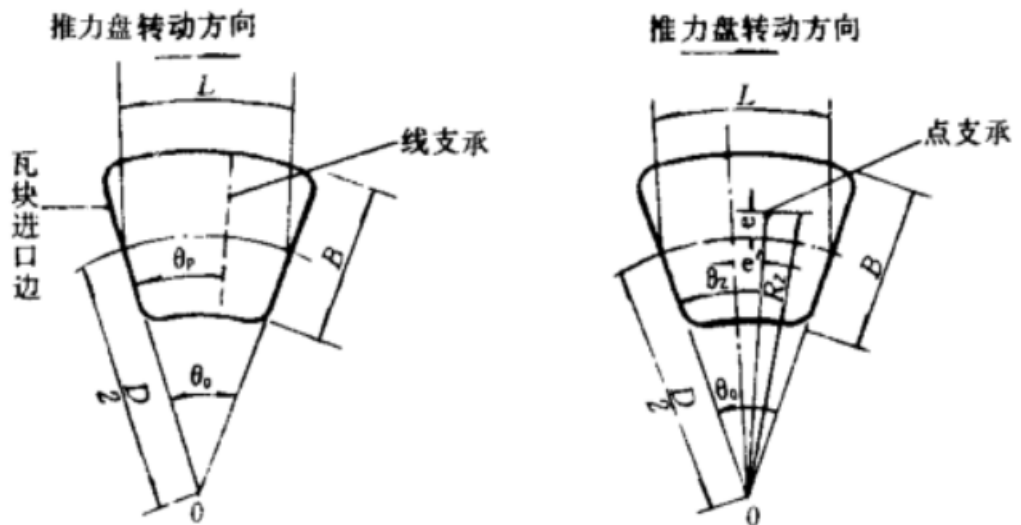
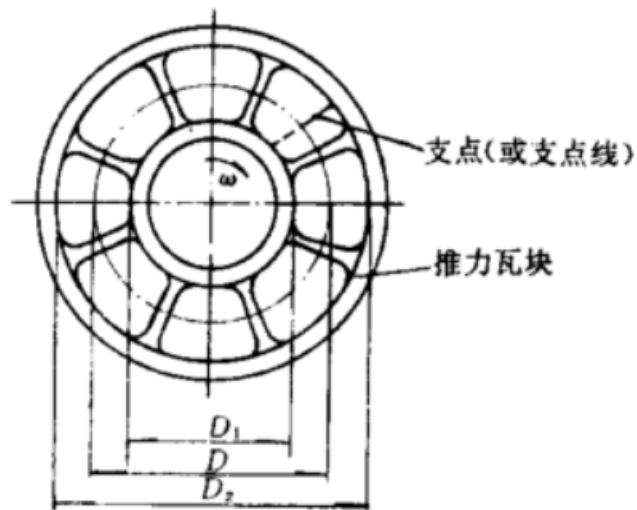
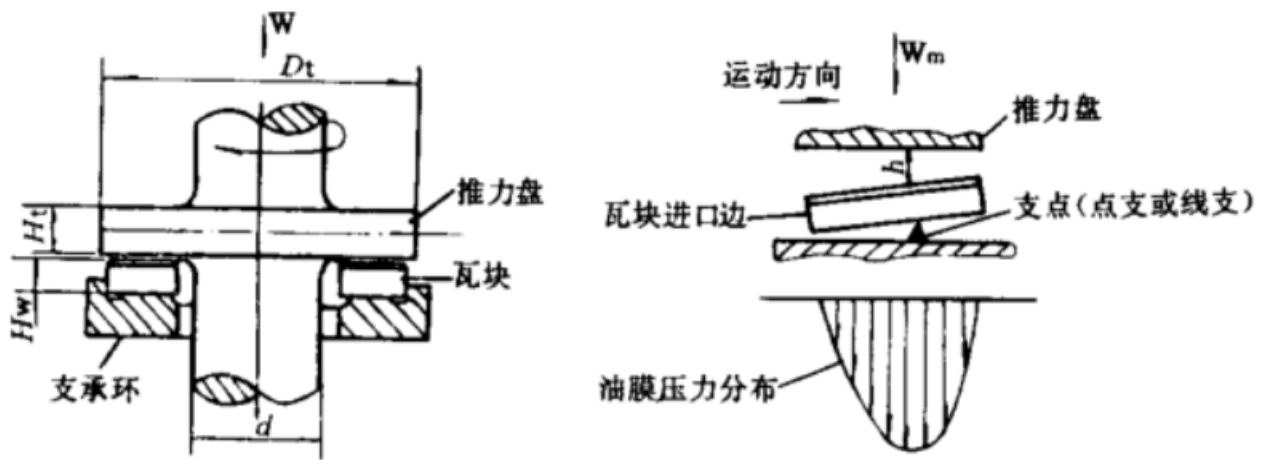


图 2

4 参数、材料和润滑的选择以及有关限制准则

4.1 参数的选择

4.1.1 瓦块的内径和外径

轴直径 d 通常根据强度和刚度要求确定。

选取瓦块内径需考虑倒圆半径、油路和配合公差，通常取 $D_1 = (1.1 \sim 1.2)d$ 。

选取瓦块半径须估取轴承的填充系数(即推力瓦块有效工作面积与理论环形面积之比)和所需瓦块总面积，一般可由式(1)或式(2)解得：

$$\text{对于固定瓦：瓦块总面积 } A = \frac{5}{6} \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{对于可倾瓦：瓦块总面积 } A = \frac{3}{4} \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \dots\dots\dots (2)$$

另外，推荐比值 D_2/D_1 对固定瓦和可倾瓦推力轴承分别不要超过图3和图4所示范围，如 D_2/D_1 值较大，最好增加 D_1 ；如 D_2/D_1 值较小，则瓦块小而数多，使轴承设计复杂、价贵，此时宜采用瓦块数较小而外径较大的轴承，可用式(3)确定外径。

$$\begin{cases} BL \approx B^2 = A/Z \\ D_2 = D_1 + 2B \end{cases} \dots\dots\dots (3)$$

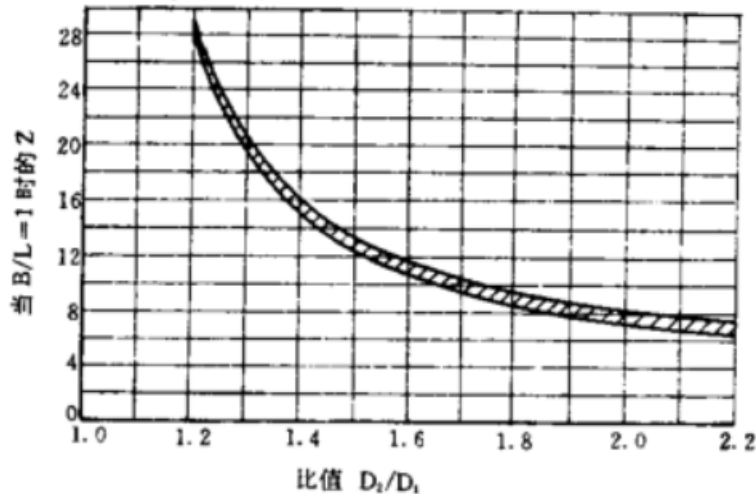


图3 固定瓦推力轴承的瓦块数

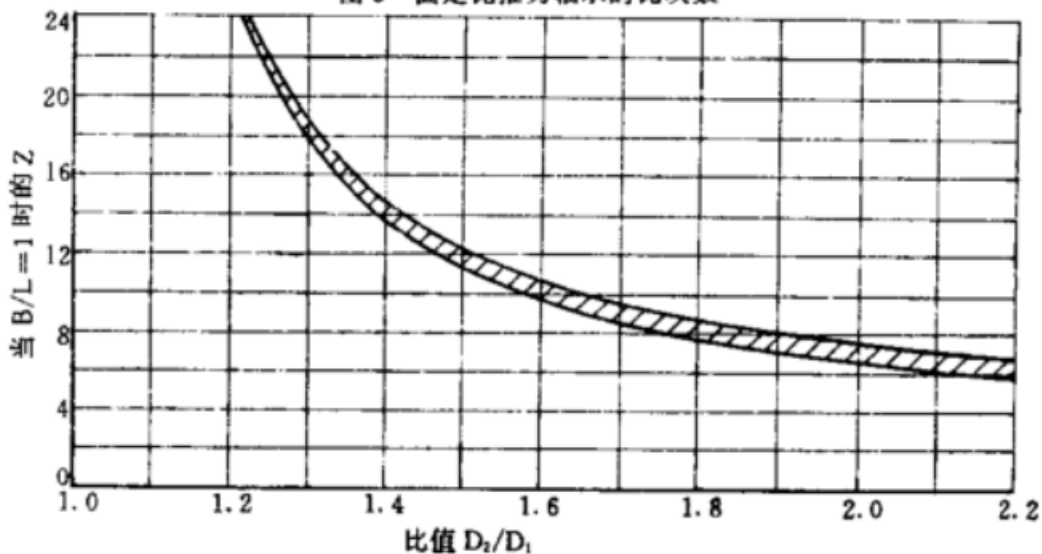


图4 可倾瓦推力轴承的瓦块数

4.1.2 瓦块宽长比

合适的瓦块面积最好采用近似方形瓦块, 即 $B/L \approx 1$, 一般 B/L 可在 $0.8 \sim 1.2$ 范围内选取。

4.1.3 瓦块总面积

瓦块总面积由轴承的运行要求或起动要求按式(4)或式(5)确定。

对于固定瓦: 如取瓦块平台长度为 $20\%L$ 则

$$\begin{cases} \text{运行要求的 } A = W/P_r \\ \text{起动要求的 } A = \frac{100}{20} \times W_q/P_q \end{cases} \dots\dots\dots (4)$$

对于可倾瓦:

$$\begin{cases} \text{运行要求的 } A = W/P_r \\ \text{起动要求的 } A = W_q/P_q \end{cases} \dots\dots\dots (5)$$

瓦块总面积应取运行要求和启动要求中之大者, 当固定瓦块总面积取决于启动要求, 则宜增大平台长度或改用可倾瓦推力轴承, 如采用高压顶起装置则可不考虑启动要求。

4.1.4 瓦块和推力盘厚度

一般瓦块厚度 H_w 可在 $(0.35 \sim 0.5)L$ 范围内选取, 推力盘厚度 H_r 大于 $0.35L$ 。

4.1.5 平台长度

加工固定瓦斜面时常留下一平台以支承起动时的载荷。平台与斜面的交线常平行于瓦块的起始边, 平台长度可取为 $(0.1 \sim 0.3)L$, 一般取 $0.2L$, 当瓦块总面积取决于启动要求时宜增加平台长度取为 $0.3L$ 。

4.1.6 瓦块坡高

参数 β/h_c 选取是否合适, 对固定瓦轴承性能影响颇大, 选取小时 ($\beta/h_c \leq 2.0$) 会导致高的工作温度和功耗, 一般取 β/h_c 为 3.0 较合适, 即瓦块坡高 $\beta = 3h_c$, 当油膜厚度很小时 (如在小型轴承中) 取上述值将使 β 值很小, 导致加工困难, 这时 β/h_c 值可适当取大些。

4.1.7 点、线支承的偏支参数

对点支承可倾瓦推力轴承:

径向偏支参数 $(R_2 - R_1)/B$ 一般在 $(0.515 \sim 0.56)$ 范围内选取, 相应的径向偏置距 $e = (0.015 \sim 0.06)B$, 偏向瓦块外侧。

周向偏支参数 θ_2/θ_0 一般在 $0.55 \sim 0.6$ 范围内选取, 相应的周向偏置距 $e' = (0.05 \sim 0.10)L$, 偏向瓦块出口边。

对线支承可倾瓦推力轴承:

周向偏支参数 θ_2/θ_0 一般在 $0.6 \sim 0.625$ 范围内选取, 相应的周向偏置距 $e' = (0.1 \sim 0.125)L$, 偏向瓦块出口边。

取上述偏支参数可使轴承有较佳的承载力, 较低的摩擦阻力和温升等。

4.1.8 瓦块数

瓦块数 Z 一般取 $6 \sim 12$ 。

对固定瓦和可倾瓦推力轴承可分别按 D_2/D_1 和 B/L 参照图 3、图 4 选取。

轴承尺寸应力求紧凑, 以节约材料和能源, 但轴承尺寸又应满足运行和起动要求以及强加的空间约束。

4.1.9 瓦块平均比压

瓦块最高平均比压 P_r 可高达 7 MPa , 此时需精心设计与加工, 以使瓦块和推力盘之间保持适当的润滑膜厚度和避免轴承温度过高, 通常取平均比压为 $1.5 \sim 2 \text{ MPa}$, 少数情况用到 3.5 MPa , 最大瞬时比压不大于 4 MPa 。当采用低粘度润滑剂时, 瓦块平均比压需低于上述值。

轴承起动时, 瓦块与推力盘之间的润滑膜尚未建立, 为保证起动性能, 对轴承衬采用轴承合金的带

平台的固定瓦推力轴承取起动平均比压 P_q 为 0.7 MPa, 对轴承衬为轴承合金的可倾瓦推力轴承起动平均比压为 1.5 MPa。

4.1.10 进油压力

进入瓦块的润滑油压力 P_j 为 0.05 MPa~0.15 MPa。

4.1.11 供油温度

供入轴承箱的润滑油温度 t_s 为 35℃~45℃。

4.1.12 进油温度

进入瓦块的润滑油温度 t_j , 对直接润滑 $t_j=t_s$, 对浸油润滑 $t_j=t_x$ 。

4.1.13 排油温度

正常排出轴承箱的润滑油温度 t_p 为 50℃~60℃, 最高许用排油温度 $[t_p]$ 为 70℃。

4.2 材料的选择

4.2.1 推力盘材料

一般用普通碳钢, 用铬合金钢易于“拉毛”, 不宜采用。

4.2.2 推力瓦块材料

一般在钢瓦表面浇铸一层轴承合金。带推力载荷起动而无高压顶起时, 青铜瓦块由于起动性能较差, 一般不宜采用。

4.3 润滑油及润滑方式的选择

4.3.1 润滑油

通常在选用润滑油时, 需同时考虑满足有关径向轴承或其他部件的润滑要求, 具体选择可运用润滑油的温粘特性曲线选用合适的润滑油, 图 5 为几种常用润滑油的温粘特性曲线。

4.3.2 润滑方式

润滑方式常见的有浸油润滑和直接润滑两种见图 6, 前者润滑油主要由内径供入, 通过外径、出口边排至轴承箱, 润滑装置较简单, 搅动损失大, 不宜用于高速, 高速宜用直接润滑, 它由供油孔分别给各瓦块供给润滑油, 油由进口边进入轴承, 通过内、外周边和出口边排出, 润滑装置较前者复杂些, 但能有效地降低搅动损失, 在可能条件下尽可能采用直接润滑。

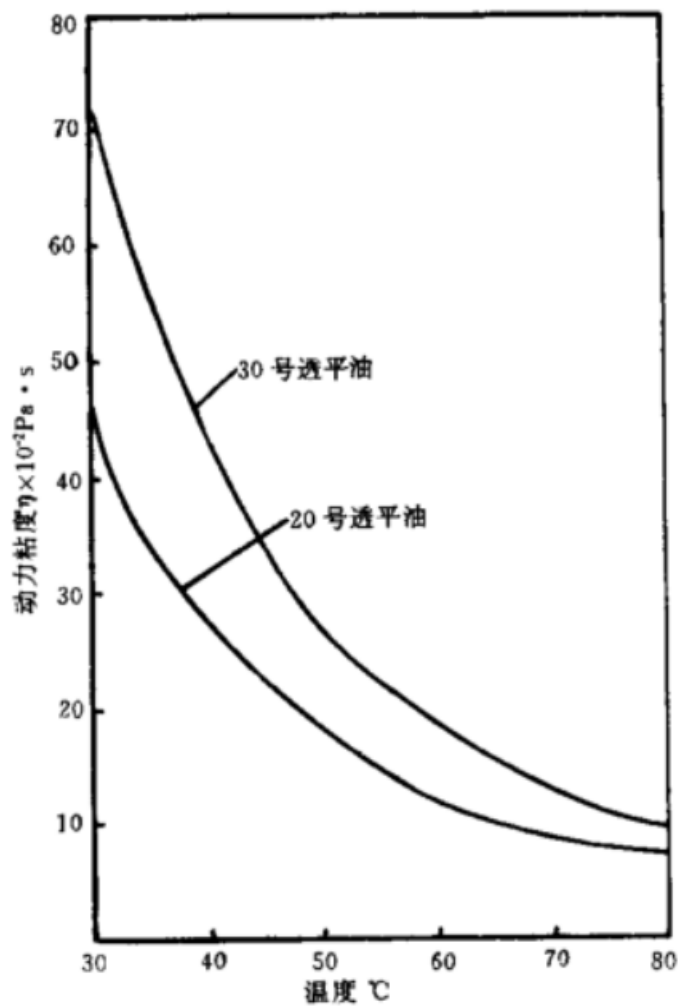


图 5 常用润滑油的温粘特性曲线

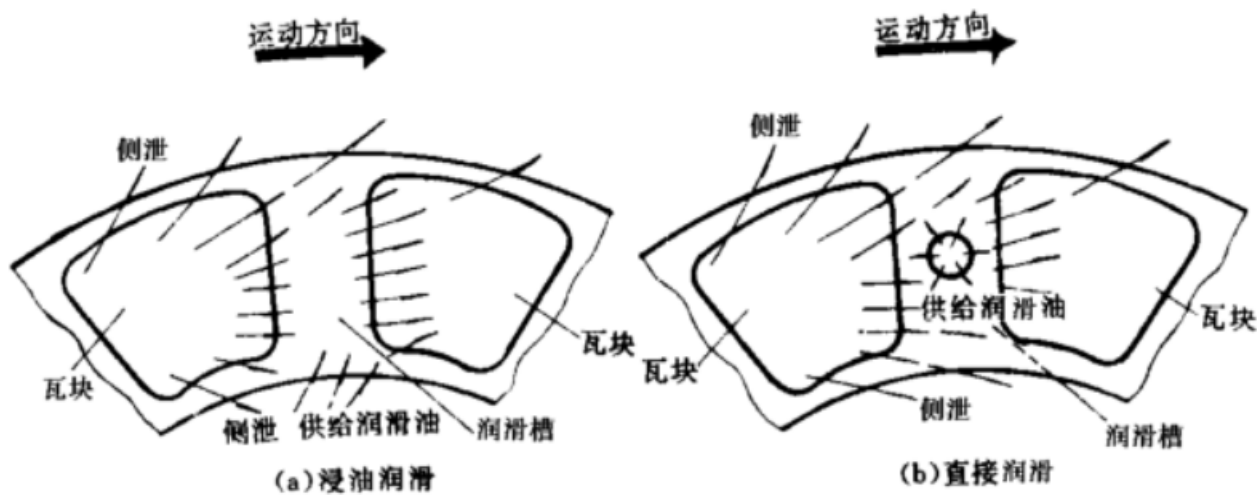


图 6 润滑系统图

4.4 有关限制准则

低速重载推力轴承通常受限于最小油膜厚度，中速、高速和重载时则受限于温度。

4.4.1 最小许用油膜厚度

为了使推力轴承能安全地工作，必须在推力盘和各瓦块间维持一定的最小油膜厚度。当不对中很小时，最小许用油膜厚度 $[h_m]$ 可按 B 值由图 7 选取。

当不对中较大时，它会使得一些瓦块的油膜厚度减少，而另外一些瓦块的油膜厚度增加，以致一些瓦块过载而导致过热，这时必须综合考虑由于制造、安装或运行引起的不对中，当缺乏不对中许用值对中时，可取其值为 $1.5 \times 10^{-4}d$ ，按式 (6) 计算

$$\text{即 } [h_m] = [h_m] + 1.5 \times 10^{-4}d \quad \dots\dots\dots (6)$$

又由于润滑油中的污垢微粒会导致表面磨损，因此在选取最小许用油膜厚度时，必须考虑滤网的网目尺寸。

瓦块、推力盘表面粗糙度应当与最小油膜厚度相一致，通常小型轴承瓦块和推力盘表面的粗糙度低于大型轴承的同类零件，表面粗糙度 Ra 值一般不宜大于最小油膜厚度与不对中许用值之差的 $1/20$ 。按式 (7) 计算

$$\text{即 } Ra \leq \frac{1}{20} (h_m - \text{不对中许用值}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

Ra 值一般可取 $(0.8 \sim 1.6) \mu\text{m}$ ，如轴承起动频繁，宜减小表面粗糙度。

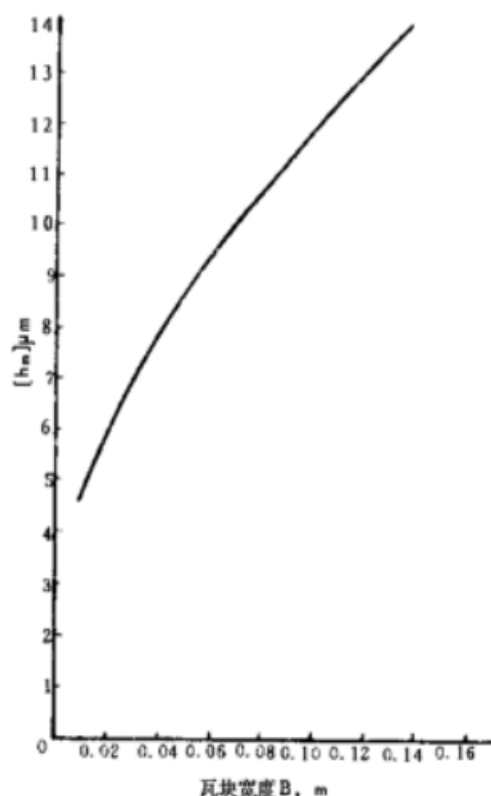


图 7 最小许用油膜厚度

4.4.2 最高许用温度

瓦块材料的屈服强度取决于温度，在一定的工作状态下，瓦块温度高将导致材料产生变形，因此通常需限定瓦块的最高许用温度。

瓦块最高许用温度取决于轴承衬材料，对轴承合金，瓦块最高许用温度 $[t_{max}]$ 为 120° 。如需在高温下工作，可采用铝—锡或铜—铅合金材料，铝—锡合金（锡含量约 40%）的最高许用温度为 $150^\circ\text{C} \sim 160^\circ\text{C}$ ，而且其耐胶合和杂质污染的能力基本上和轴承合金相同。铜—铅合金最高许用温度达 200°C 或更高，但要配以淬火的推力盘（硬度约为 300 HV）和非常好的润滑油过滤装置。采用铜可获得较高的最高许用温度，但由于其起动性能差而不宜采用。又为了使轴承能安全工作，实际上采用的最高许用温度一般比上述值低 20% 左右，以轴承合金为例，最高许用温度（报警温度）为 $90^\circ\text{C} \sim 95^\circ\text{C}$ ，停机温度为 $100^\circ\text{C} \sim 105^\circ\text{C}$ ，

正常运行瓦温不大于 85℃。

又为了防止润滑油老化变质，最高许用排油温度为 70℃。报警温度为 75℃。

5 设计计算方法和优化设计

5.1 点、线支承可倾瓦推力轴承

5.1.1 初步设计

- a. 根据载荷 W 和选取的瓦块平均比压 P_p ，按式 (8) 求出瓦块总面积 A

$$A = \frac{W}{P_p} \dots\dots\dots (8)$$

- b. 根据起动载荷 W_q 和选取的起动平均比压 P_q 按式 (9) 求出瓦块总面积 A

$$A = W_q / P_q \dots\dots\dots (9)$$

取二者总面积中之大者作为初步设计瓦块总面积，如 A 取决于起动载荷则宜采用高压顶起，当采用高压顶起时， A 则由式 (8) 计算，无需考虑起动载荷。

- c. 根据轴直径选取瓦块内径 D_1 按式 (10) 计算

$$D_1 = (1.1 \sim 1.2)d \dots\dots\dots (10)$$

- d. 根据 A 、 D_1 、确定瓦块外径 D_2 ，按式 (11) 计算

$$D_2 = (A \times \frac{4}{3} \times \frac{4}{\pi} + D_1^2)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (11)$$

如 D_2/D_1 超过图 3 荐用范围则可按前述参数选择原则适当地增、减 D_2 或 D_1 。

- e. 根据 D_1 、 D_2 确定瓦块宽度 B ，按式 (12) 计算

$$B = (D_2 - D_1) / 2 \dots\dots\dots (12)$$

- f. 选取比值 B/L ，计算 $L = B / (B/L)$ 。

- g. 根据 D_2/D_1 和 B/L 选取瓦块数 Z 按式 (13) 计算

$$Z = A / (B \times L) \dots\dots\dots (13)$$

- h. 根据 Z 确定瓦块扇形角 θ_0 按式 (14) 计算

$$\theta_0 = (\frac{3}{4} \times 360^\circ) / Z \dots\dots\dots (14)$$

i. 选取线支承的偏支参数 θ_z/θ_0 (或周向偏置距 e')，对点支承选取径向偏支参数 $(R_z - R_1)/B$ (或径向偏置距 e) 和周向偏支参数 θ_0/θ (或周向偏置距 e')。

5.1.2 性能计算

5.1.2.1 点支承可倾瓦推力轴承

- a. 按式 (15) 算出实际瓦块平均比压 P_p

$$P_p = W / (Z \times B \times L) \dots\dots\dots (15)$$

- b. 选择润滑油牌号和供油温度 t_e 。

- c. 估取等效温度 (计算温度) t_d 、确定等效粘度 η_d 。

d. 选取瓦块的无量纲倾斜参数，无量纲性能参数和其他有关无量纲参数按式 (16) 计算，几何参数见图 8。

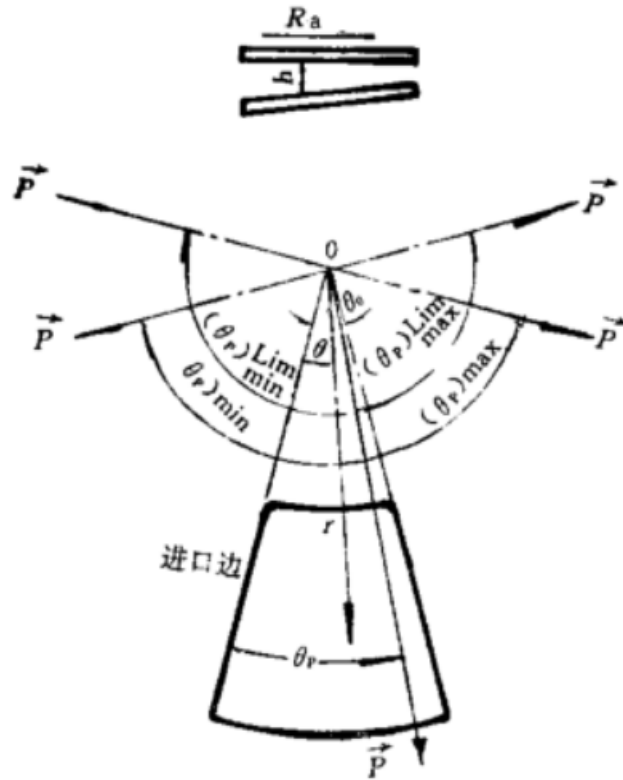


图8 油膜厚度的描述

$G_n = r_p B / h_n$, θ_p / θ_0 , θ_z / θ_0 , $\bar{R}_1 = R_1 / B$, $\bar{R}_2 = R_2 / B$.

$$\left. \begin{aligned} \bar{W}_n &= \frac{W_n h_n^3}{\eta_s \omega B^4}, \bar{Q}_{ni} = \frac{Q_{ni}}{\omega B^2 h_n}, \bar{Q}_{ni} = \frac{Q_{ni}}{\omega B^2 h_n} \\ \bar{M}_n &= \frac{M_n h_n}{\eta_s \omega B^4}, \varphi_f = \frac{\bar{M}_n}{\bar{W}_n}, \varphi_f / \bar{Q}_{ni} = \frac{PC_s B^2 \Delta t}{W_n} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

e. 根据 $\bar{R}_2 - \bar{R}_1$ 和 θ_z / θ_0 由图 A1 查得 θ_p / θ_0 、 G_n 值。

由查得的 θ_p / θ_0 值可判别瓦面油膜处于收敛还是发散, θ_p / θ_0 满足式(17) 则为全收敛油膜; θ_p / θ_0 满足式(18) 则可能产生部份收敛油膜。

$$\left(\frac{\theta_p}{\theta_0} \right)_{\min} = -\frac{\pi}{2\theta_0} + 1 \leq \frac{\theta_p}{\theta_0} \leq \frac{\pi}{2\theta_0} = \left(\frac{\theta_p}{\theta_0} \right)_{\max} \dots\dots\dots (17)$$

$$\left(\frac{\theta_p}{\theta_0} \right)_{\min}^{\text{lim}} = -\frac{\pi}{2\theta_0} < \theta_p / \theta_0 < \frac{\pi}{2\theta_0} + 1 = \left(\frac{\theta_p}{\theta_0} \right)_{\max}^{\text{lim}} \dots\dots\dots (18)$$

f. 计算最小油膜厚度 h_n 按式 (19)

根据 θ_p / θ_0 、 G_n 值由图 A2 查得 \bar{W}_n

由查得 \bar{W}_n 值及已知参数解得 h_n 。

$$h_n = \left(\bar{W}_n \frac{\eta_s \omega B^4}{W_n} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (19)$$

校核 h_n 是否大于、等于 $[h_n]$ 或 $[h_{n\min}]$ 。

如不满足则需修改参数重新计算, 直到满足要求为止。

校核 R_s 是否合适, 如不合适则需适当减小表面粗糙度或减小不对中值, 或修改参数重新计算。

g. 计算功耗 N

根据 θ_p / θ_0 、 G_n 由图 A3 查得 \bar{M}_n / \bar{W}_n 。由查得的 \bar{M}_n / \bar{W}_n 及已知参数按式(20) 求得功耗。

$$N_m = M_m \omega = \phi_f \cdot \bar{W}_m \cdot \frac{\eta_s \omega^2 B^4}{h_m} \quad (20)$$

以上为膜功耗,对于浸油润滑需计及搅动功耗,尤其在高速时,它将迅速增加。但它除与轴承、推力盘参数有关外,尚与推力盘与轴承箱间的间隙以及轴承箱的具体几何形状等有关,比较复杂,目前尚无成熟计算公式,一般通过试验确定。在缺乏数据的情况下可按式(21)估算:

$$N_j = K \rho m^3 D_i^5 (1 + \frac{4H_t}{D_i}) \quad (21)$$

式(21)中K可按推力盘雷诺数 Re 由图A6查得。

轴承总功耗按式(22)计算

$$N = Z \cdot N_m + N_j \quad (22)$$

h. 计算流量 Q_j 、 Q 按式(23)、(24)、(25)计算

根据 θ_p/θ_0 、 G_m 由图A4查得 \bar{Q}_{mj}

$$Q_{mj} = \bar{Q}_{mj} \cdot \omega B^2 h_m \quad (23)$$

$$Q_j = Z \cdot Q_{mj} \quad (24)$$

根据 t_c 与 $[t_p]$ 计算所需润滑油流量 Q

$$Q = \frac{N}{([t_p] - t_c) \rho C_v} \quad (25)$$

轴承所需润滑油流量取 Q 、 Q_j 两者中的大者。

i. 计算温度 t_d 、 t_{max}

对于直接润滑: $t_j = t_c$, $t_d = t_c + \Delta t$

其中 Δt 按式(26)计算可按 θ_p/θ_0 、 G_m 由图A5查得的 ϕ_f/\bar{Q}_{mj} 值求得

$$\Delta t = \phi_f/\bar{Q}_{mj} \times \frac{W_m}{\rho C_v B^2} \quad (26)$$

t_{max} 可由式(27)(28)求得:

$$t_{max} = t_c + \frac{23}{\rho C_v (1 + S_1)} \times (\frac{P_c}{P_c + a}) \times \frac{L}{B} \times P_p \quad (27)$$

式中: $P_c = 8.9 \pi D h_m^2 / \alpha L$ (28)

根据现有经验,建议取 $a=1$,对于矿物油 $\rho C_v = 1.7 \times 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$, $\alpha = 0.08 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。温度计算系数 S_1 见表2。

表 2

瓦块数选取情况	S_1
按 D_2/D_1 、 B/L 选取瓦块数 Z 时	0.12
实际采用的瓦块数 $= \frac{3}{4} Z$	0.22
实际采用的瓦块数 $= \frac{1}{2} Z$	0.38
实际采用的瓦块数 $= \frac{1}{4} Z$	0.45

对于浸油润滑: $t_j = t_c$, $t_d = t_c + \Delta t$;

Δt 计算公式同式(26), t_{max} 可由式(27)求得,所不同的,此时应以 t_c 取代 t_j 。

校核 t_d 是否与前面估取的 t_d 值一致,允许偏差 $(\pm (2 \sim 3)\% t_d)$ 。

是否满足 $t_{max} \leq [t_{max}]$

当上述校核均合适则设计完成。如按图A2中 \bar{W}_m 最大,图A3、图A5中 \bar{M}_m/\bar{W}_m 、 ϕ_f/\bar{Q}_{mj} 最小确定 θ_p/θ_0 、 G_m ,再按 θ_p/θ_0 、 G_m 由图A1选取最佳支点参数 \bar{R}_1 、 \bar{R}_2 、 θ_c/θ_0 ,则获得优化设计。

同样上述计算方法可用于现有轴承的性能分析。

5.1.2.2 线支承可倾瓦推力轴承

线支承可倾瓦推力轴承有两种型式，一种为径向线支承，一种为非径向线支承。前者由图 A1、A2、A3 和图 A5 可看出，它不可能获得最佳承载能力。后者则有可能，支承线可由下法定出，由图 A2 选取承载能力最佳的 θ_p/θ_0 值，按承载能力最大由图 A2 查得相应的 G_{\max} ，按求得的 θ_p/θ_0 、 G_{\max} 值由图 A1 压力中心曲线定出 $\bar{R}_1 - \bar{R}_1$ 和 θ_1/θ_0 。再由式 (29) 定出 \bar{B}_0 ， $\bar{B}_0 = \bar{B}_0/B$ ，点 S 与瓦块支点的连线即为优化的支承线，见图 9，当 $B_0 = 0$ 时，即为径向线支承。

$$\bar{R}_1 \sin \theta_1 = (\bar{R}_1 \cos \theta_1 - \bar{B}_0) \tan \theta_p \quad (29)$$

性能计算同点支承可倾瓦推力轴承。

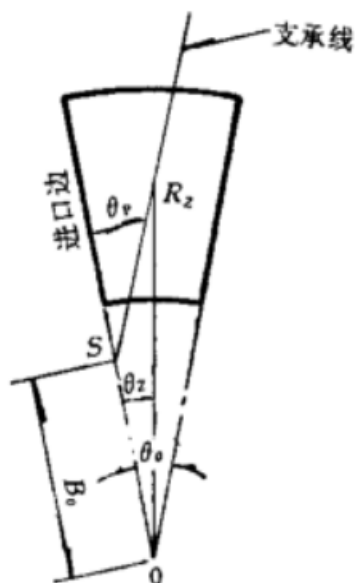


图 9 压力中心与支承线位置的关系

5.2 固定瓦推力轴承

固定瓦常见有二种，一种不带平台，一种为带平台，后者用得较多。

5.2.1 不带平台的固定瓦推力轴承

对于不带平台的固定瓦推力轴承可直接按图 A1、A2、A3 和图 A5 中承载能力最佳、功耗和温升最低的 θ_p/θ_0 、 G_{\max} 设计。设计、计算方法同点、线支承可倾瓦推力轴承，要注意此种轴承带负荷起动性能差，因此带负荷起动时，不宜采用此种推力轴承。

5.2.2 带平台的固定瓦推力轴承

5.2.2.1 初步设计

- a. 根据载荷 W 和选取的瓦块平均比压 P_p 按式 (30) 求出瓦块总面积 A

$$A = W/P_p \quad (30)$$

- b. 根据起动载荷和选取的平台的起动平均比压 P_1 按式 (31) 求出瓦块总面积 (取平台长度为 20%L) A

$$A = \frac{100}{20} W_q/P_1 \quad (31)$$

取两者总面积中之大者作为初步设计瓦块总面积。如瓦块总面积取决于起动要求则宜增加平台长度 (如取平台长度为 30% · L) 或改用可倾瓦推力轴承。

- c. 根据轴直径选取瓦块内径 D_1 ，按式 (32) 计算

$$D_1 = (1.1 \sim 1.2)d \quad \dots\dots\dots (32)$$

d. 根据 A 、 D_1 确定瓦块外径 D_2 ，按式(33)计算

$$D_2 = (A \times \frac{6}{5} \times \frac{4}{\pi} + D_1^2)^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (33)$$

如 D_2/D_1 超过图 3 荐用范围值则可按前述参数选择原则适当地增减 D_2/D_1 。

e. 根据 D_1 、 D_2 确定瓦块宽度 B ，按式(34)计算

$$B = (D_2 - D_1)/2 \quad \dots\dots\dots (34)$$

f. 选取比值 B/L

g. 根据 D_2/D_1 和 B/L 选取瓦块数 Z ，按式(35)计算

$$Z = A/(B \times L) \quad \dots\dots\dots (35)$$

h. 根据 Z 确定瓦块扇形角 θ_0 ，按式(36)计算

$$\theta_0 = (\frac{5}{6} \times 360^\circ)/Z \quad \dots\dots\dots (36)$$

i. 选用比值 β/h_c 。

5.2.2.2 性能计算

a. 按式(37)计算实际瓦块平均比压 P_p

$$P_p = W/(Z \times B \times L) \quad \dots\dots\dots (37)$$

b. 选取润滑油牌号

c. 选取等效温度(计算温度) t_d 和确定等效粘度 η_d

d. 按式(38)、(39)计算最小油膜厚度 h_m

对固定瓦推力轴承出口处油膜厚度 h_c 等于 h_m 。

根据选取的 β/h_c 、 B/L 由图 A7 查得 $\frac{\beta}{L} \sqrt{\frac{W_m}{\eta_d n D B}}$ 值，由查得的上述值 a 和 β/h_c 的比值 b ，可由下式求得 h_m

$$h_m = \frac{aL}{b} \left(\frac{W_m}{\eta_d n D B} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (38)$$

如按荐用值取 $\beta/h_c = 3$ ， $B/L = 1$ ，则上式变为

$$h_m = 0.5 (\eta_d n D B / P_p)^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (39)$$

计算瓦块坡高

对于前者 $\beta = b h_m$

对于后者 $\beta = 3 h_m$

校核 h_m 是否满足 $h_m \geq [h_m]$ 或 $[h_{min}]$

校核 β 值加工是否有困难。

如 h_m 不满足要求则需修改参数重新计算，直到满足要求为止。如 β 值加工有困难可改取较大的 β/h_m 值，重新计算。

校核 Ra 值是否满足 $Ra \leq \frac{1}{20}$ (h_m ——不对中许用值)，如不满足则需适当减少表面粗糙度或减小不对中值，或改变参数重新计算。

e. 计算功耗 N

轴承总功耗 N 由膜功耗和搅动功耗两部分组成。

每块瓦的膜功耗 N_m 可根据 β/h_c 和 B/L 值由图 A8 查得的无量纲功耗按式(40)、(41)求得，如设查得的值为 a ，则

$$N_m = a \eta_d n^2 B L / \beta \quad \dots\dots\dots (40)$$

如取 $\beta/h_c = 3$ 、 $B/L = 1$ 则上式变为：

$$N_m = 9.1 \frac{\beta}{B} n D W_m \dots\dots\dots (41)$$

如不计搅动功耗则按式(42)计算

$$N = Z \cdot N_m \dots\dots\dots (42)$$

搅动功耗可按式(34)估算

$$N_i = K \rho n^3 D_i^5 \left(1 + \frac{4H_i}{D_i}\right) \dots\dots\dots (43)$$

式中 K 可由 R_e 由图 A6 查得。

按式(44)计算总功耗

$$N = Z \cdot N_m + N_i \dots\dots\dots (44)$$

f. 计算流量 Q_j 、 Q_{ex} 和 Q

根据 β/h_e 和 B/L 值由图 A9 和图 A10 分别查得每块瓦的无量纲进油量和无量纲侧泄油量, 按式(45)、(46)和(47)计算。

设查得的值分别为 a 和 b 则

$$\begin{cases} Q_{mj} = a n D B \beta \\ Q_{ex} = b n D B \beta \end{cases} \dots\dots\dots (45)$$

$$\begin{cases} Q_j = Z \cdot Q_{mj} \\ Q_{ex} = Z \cdot Q_{ex} \end{cases} \dots\dots\dots (46)$$

如取 $\beta/h_e = 3.0$, $B/L = 1$ 则上述 $a = 1.38$, $b = 0.77$ 。

根据 t_s 与 $[t_s]$ 计算所需润滑油流量

$$Q = \frac{N}{([t_s] - t_s) \rho C_s} \dots\dots\dots (47)$$

轴承所需润滑油流量应取 Q 、 Q_j 两者中的大者。

g. 计算温度 t_d 、 t_{max}

对于直接润滑, $t_j = t_s$

$$t_{max} = t_s + \frac{P_e}{P_e + \alpha} \cdot \frac{2N_m}{\rho C_s (1 + S_1) (Q_{mj} - Q_{ex}/2)} \dots\dots\dots (48)$$

式中: $P_e = \frac{\pi}{\kappa} \frac{nD}{L} \cdot h_e^2$

$$h_e = \frac{\beta}{0.2\beta/h_e + 0.8 \ln(\frac{\beta}{h_e} + 1)}$$

$$t_d = t_s + \frac{t_{max} - t_s}{S_2} \dots\dots\dots (49)$$

对于浸油润滑: $t_j = t_s$, t_{max} 、 t_d 可分别由式(48)、(49)求得, 所不同的, 此时应以 t_s 取代 t_{js} 。

其中 α 、 ρC_s 、 κ 、 S_1 取值同可倾瓦轴承, S_2 可按表 3 选取。

表 3

推力盘工作转速 (r/s)	S_2
17	1.15
67	1.35
170	1.50

当取 $\beta/h_e = 3$ 、 $B/L = 1$ 时则按式(50)计算

$$t_{max} = t_j + \frac{18.4}{\rho C_s (1 + S_1)} \frac{P_e}{P_e + \alpha} \cdot P_p \dots\dots\dots (50)$$

式中: $P_p = \frac{1.08}{\kappa} \cdot \frac{nD}{B} \cdot \beta^2$

校核 t_d 是否与原估取的 t_d 值一致, 允许偏差 $(\pm 2 \sim 3)\% t_d$ 。

是否满足 $t_{\max} \leq [t_{\max}]$

当上述校核均满足则设计完成。按推荐选择参数时将得到良好的设计。

同样，上述计算方法亦适用于对现有轴承的性能分析。

设计计算与性能分析框图见图 10a、图 10b。计算示例见附录 A。

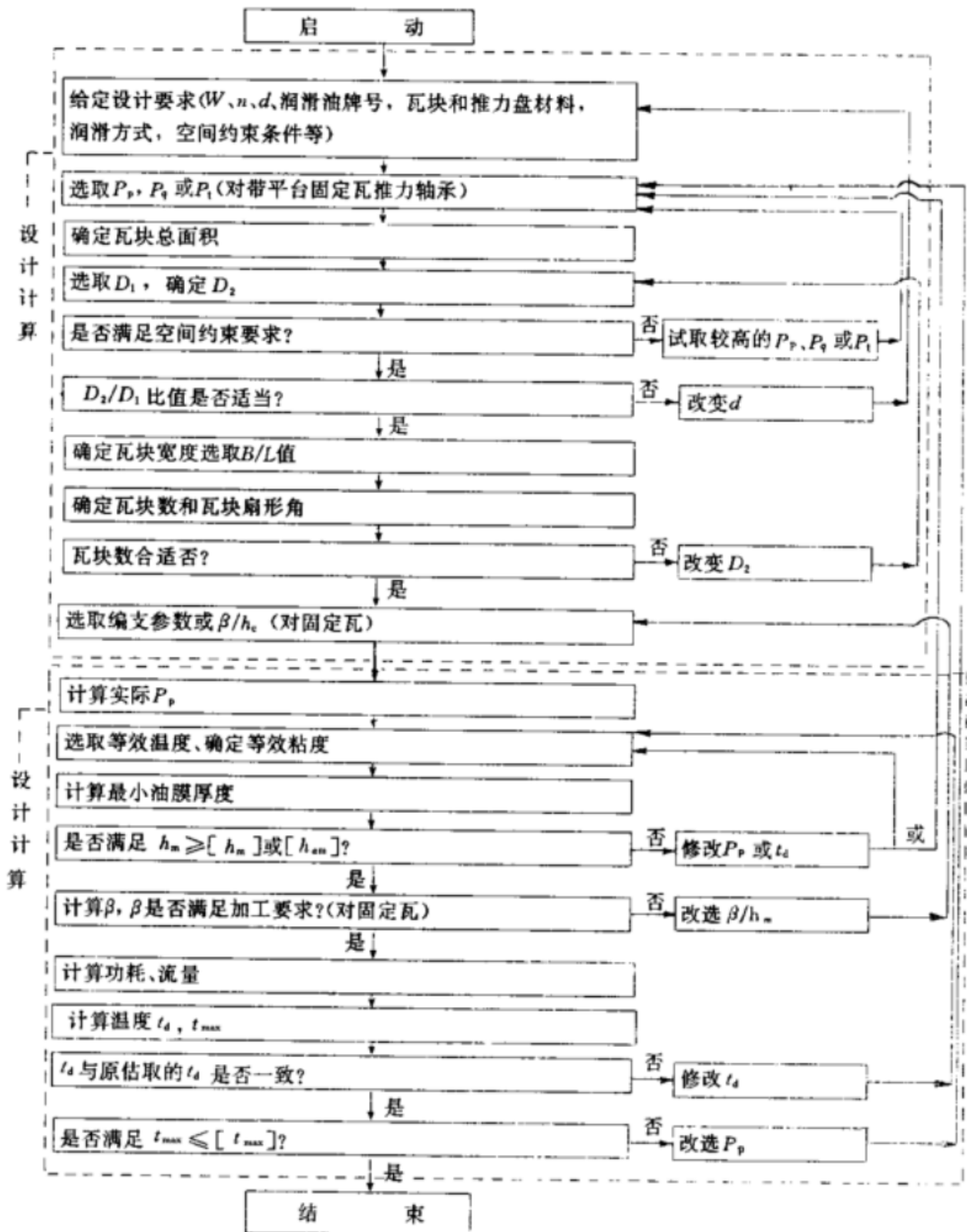


图 10a 设计计算框图

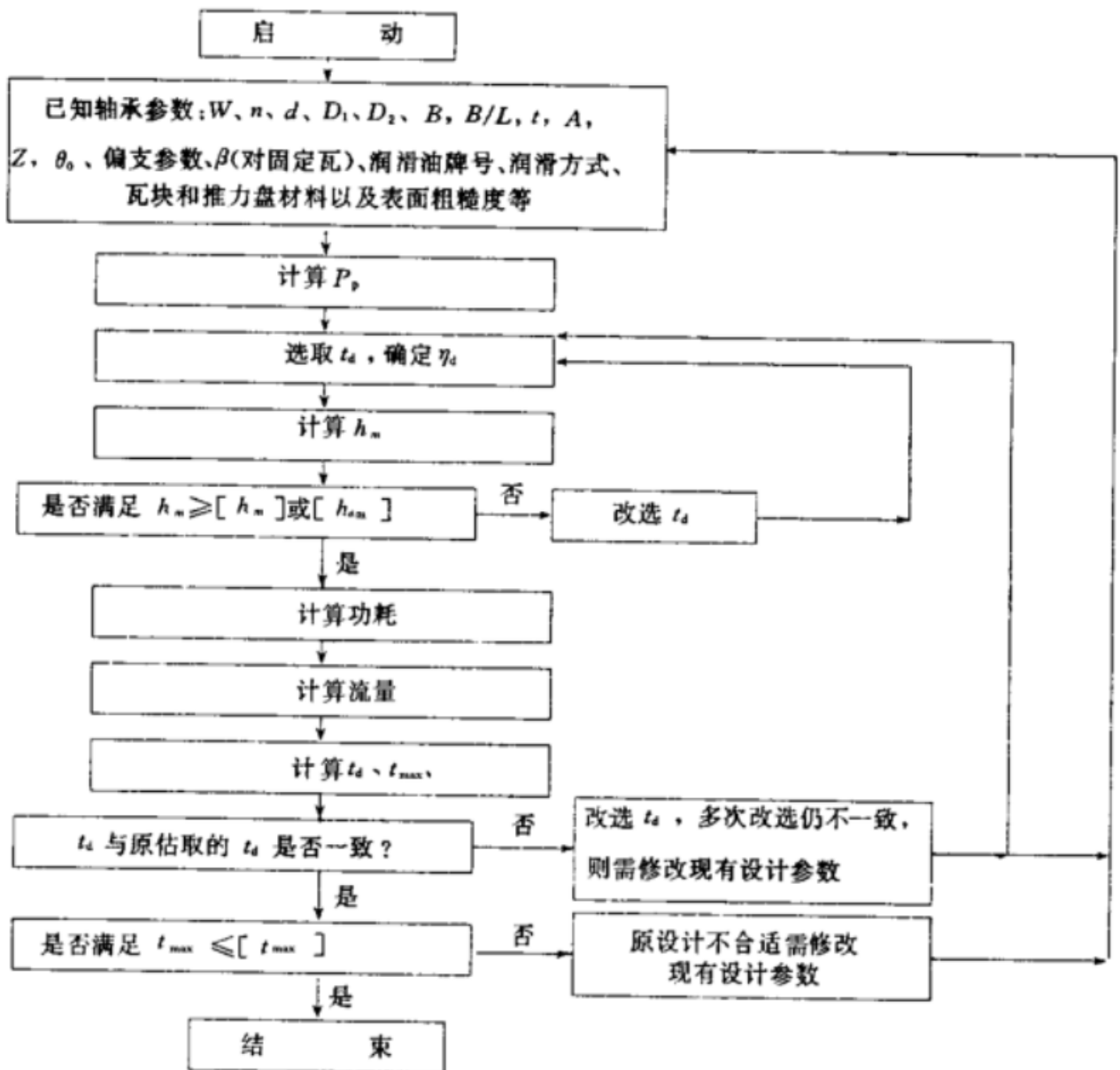


图 10b 对已有轴承的性能分析框图

附录 A 计算示例 (参考件)

A1 例 1

汽轮发电机要求一单向点支承可倾瓦推力轴承。轴直径 d 为 0.27 m, 转速 n 为 50 r/s, 工作推力载荷 W 为 169459 N, 选用 20 号透平油, 进油温度 t_i 为 45℃, 直接润滑。

A1.1 初步设计

a. 初步确定瓦块总面积 A

取瓦块平均比压 P_p 为 2 MPa, 由式 (8) 得:

$$A = \frac{W}{P_p} = \frac{169459}{2 \times 10^6} = 0.08437 \text{ m}^2$$

b. 取定瓦块内径 D_1 , 由式 (10)

$$\begin{aligned} D_1 &= (1.1 \sim 1.2)d = (1.1 \sim 1.2) \times 0.27 \\ &= (0.297 \sim 0.324) \text{ m}, \text{取 } D_1 = 0.30 \text{ m} \end{aligned}$$

c. 取定瓦块外径 D_2 , 由式 (11)

$$\begin{aligned} D_2 &= \left(A \times \frac{4}{3} \times \frac{4}{\pi} + D_1^2 \right)^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[0.08437 \times \frac{4}{3} \times \frac{4}{\pi} + (0.30)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 0.4836 \text{ m}, \end{aligned}$$

取 $D_2 = 0.5 \text{ m}$

$D_2/D_1 = 1.67$ 处于图 4 荐用范围内。

d. 确定瓦块宽度 B , 由式 (12) 得:

$$B = (D_2 - D_1)/2 = (0.5 - 0.3)/2 = 0.1 \text{ m}$$

e. 选取比值 B/L , 由 4.1.2 取 $B/L = 1.0$, $L = B/(B/L) = 0.1/1.0 = 0.1 \text{ m}$

f. 选取瓦块数 Z , 由式 (13) 得:

$Z = A/(B \times L) = 0.08437/(0.1 \times 0.1) = 8.437$ 。同样, 根据 D_2/D_1 和 B/L 值可由图 4 查得:
 $Z = 8 \sim 10$, 取 $Z = 10$ 。

g. 确定瓦块扇形角 θ_0 , 由式 (14) 得:

$$\theta_0 = \left(\frac{3}{4} \times 360^\circ \right) / Z = 27^\circ, \text{取 } \theta_0 = 30^\circ$$

h. 选取偏支参数, 由 4.1.7 建议值取 $\theta_i/\theta_0 = 0.6$, $\bar{R}_i - \bar{R}_1 = 0.53$

A1.2 性能计算

a. 计算实际瓦块平均比压 P_p

$$\begin{aligned} P_p &= W/(Z \times B \times L) = 169459/(10 \times 0.1 \times 0.1) \\ &= 1.695 \text{ MPa} \end{aligned}$$

b. 估取等效温度 t_d , 确定等效粘度 η_d

取 $t_d = 55^\circ\text{C}$, 由图查得 $\eta_d = 14.5 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

c. 计算 \bar{R}_1 , $\bar{R}_1 = R_1/B = 0.15/0.1 = 1.5$

d. 确定 θ_p/θ_0 、 G_{in} 值

根据 \bar{R}_1 、 θ_0 , 按 $\bar{R}_i - \bar{R}_1$ 和 $\bar{\theta}_i/\bar{\theta}_0$ 由图 B1 (b) 查得 $\theta_p/\theta_0 = 1.0$, $G_{\text{in}} = 1.3$

由式 (17) 得 $(\theta_p/\theta_0)_{\min} = -2$, $(\theta_p/\theta_0)_{\max} = 3$, $\theta_p/\theta_0 = 1.0$ 介于 -2 与 3 之间, 所以瓦块油膜呈全收敛。

e. 计算最小油膜厚度 h_m

根据 θ_p/θ_0 、 G_m 值由图 B2 (b) 查得 $\overline{W}_m = 0.1450$, 并由承载能力曲线可见所取瓦块参数使承载能力处于最佳。

由式(19)得:

$$\begin{aligned} h_m &= (\overline{W}_m \frac{\eta_d \omega B^4}{W_m})^{\frac{1}{3}} \\ &= [0.1450 \times \frac{14.5 \times 10^{-3} \times 314.159 \times (0.1)^4}{16945.9}]^{\frac{1}{3}} \\ &= 0.06243 \text{ mm} \end{aligned}$$

校核 h_m :

根据 $B = 0.1$ 由图 7 查得 $[h_m] = 0.01186 \text{ mm}$

由于推力轴承籍球面自位, 不考虑不对中影响。

此时 $h_m > [h_m]$, 满足要求。

校核 Ra :

$$Ra \leq \frac{1}{20} h_m = \frac{1}{20} \times 0.06243 = 0.003122 \text{ mm}, \text{ 合适。}$$

f. 计算功耗 N

根据 θ_p/θ_0 、 G_m 由图 B3 (b) 查得 $\frac{\overline{M}_m}{\overline{W}_m} = \phi_f = 21$, 并由式 (20) 得:

$$\begin{aligned} N_m &= \phi_f \overline{W}_m \cdot \frac{\eta_d \omega^3 B^4}{h_m} \\ &= 21 \times 0.1450 \times \frac{14.5 \times 10^{-3} \times (314.159)^3 \times (0.1)^4}{0.06243 \times 10^3} \\ &= 6.980 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$N = ZN_m = 10 \times 6.980 = 69.80 \text{ kW}$$

g. 计算流量 Q_j 、 Q

根据 θ_p/θ_0 、 G_m 由图 B4 (b) 查得 $\overline{Q}_{mj} = 1.89$, 并由式(23) 得:

$$\begin{aligned} Q_{mj} &= \overline{Q}_{mj} \cdot \omega B^2 h_m \\ &= 1.89 \times 314.159 \times (0.1)^2 \times 0.06243 \times 10^{-3} \\ &= 3.707 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \\ Q_j &= ZQ_{mj} = 10 \times 3.707 \times 10^{-4} \\ &= 37.07 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

根据 t_j 与 $[t_p]$ 计算 Q , $t_s = t_j$, 取 $[t_p] = 70^\circ\text{C}$, 由式(25) 得:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{N}{([t_p] - t_s) \rho C_p} \\ &= \frac{69.80 \times 1000}{(70^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}) \times 1.7 \times 10^6} \\ &= 16.42 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

取 Q_j 为轴承所需润滑油流量

h. 计算温度 t_d 、 t_m

根据 θ_p/θ_0 、 G_m 由图 B5 (b) 查得 $\phi_f/\overline{Q}_{mj} = 11.1$, 并由式(26) 得:

$$\begin{aligned} \Delta t &= \phi_f/\overline{Q}_{mj} \times \frac{W_m}{\rho C_p B^3} \\ &= 11.1 \times \frac{16945.9}{1.7 \times 10^6 \times (0.1)^3} \\ &= 11.06^\circ\text{C} \\ t_d &= t_j + \Delta t = 56.06^\circ\text{C} \end{aligned}$$

此值与原估取值相差 $1.06^{\circ}\text{C} < (2 \sim 3)\%t_d$ 。

由式(27)求 t_{max} , $t_s = t_j$

$$\begin{aligned} t_{\text{max}} &= t_j + \frac{23}{\rho C_s(1+S_1)} \times \left(\frac{P_r}{P_r + a} \right) \times \frac{L}{B} \times P_r \\ &= 45^{\circ}\text{C} + \frac{23}{1.7 \times 10^6(1+0.12)} \times \left(\frac{86.72}{86.72+1} \right) \times \frac{0.1}{0.1} \times 1.695 \times 10^6 \\ &= 65.24^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

式中: ρC_s 、 S_1 、 a 、 κ 取值见 5.1.2.1。

$$\begin{aligned} P_r &= 8.9nDh_m^2/\kappa L \\ &= 8.9 \times 50 \times 0.40 \times (0.06243)^2(10^{-3})^2/(0.08 \times 10^6 \times 0.1) \\ &= 86.72 \end{aligned}$$

$t_{\text{max}} = 65.24^{\circ}\text{C} < [t_{\text{max}}] = (90 \sim 95)^{\circ}\text{C}$, 满足要求。

A2 例 2

一固定斜面瓦推力轴承, 带平台、单向工作, 轴直径 d 为 0.135 m, 转速 n 为 50 r/s, 工作推力载荷 W 为 25480 N, 起动载荷 W_s 为工作推力载荷 W 的 10%, 选用 30 号透平油, 供油温度 t_s 为 45°C , 浸油润滑。

A2.1 初步设计

a. 初步确定瓦面总面积 A

取瓦块平均比压 P_r 为 2 MPa, 由式 (30) 得:

$$A = \frac{W}{P_r} = \frac{25480}{2 \times 10^6} = 0.01274 \text{ m}^2$$

取平台长度为 20% L 、平台平均比压 P_i 为 0.7 MPa, 由式(31)得:

$$\begin{aligned} A &= \frac{100}{20} \cdot W_s/P_i = \frac{100}{20} \cdot \frac{25480 \times 10\%}{0.7 \times 10^6} \\ &= 0.0182 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

瓦块面积取决于起动要求, 取 $A=0.0182 \text{ m}^2$

b. 取定瓦块内径 D_1 , 由式(32)得:

$$\begin{aligned} D_1 &= (1.1 \sim 1.2)d \\ &= (1.1 \sim 1.2) \times 0.135 \\ &= (0.1485 \sim 0.162)\text{m}, \text{取 } D_1 = 0.15 \text{ m} \end{aligned}$$

c. 取定瓦块外径 D_2 , 由式 (33) 得:

$$\begin{aligned} D_2 &= \left(A \times \frac{6}{5} \times \frac{4}{\pi} + D_1^2 \right)^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[0.0182 \times \frac{6}{5} \times \frac{4}{\pi} + (0.15)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 0.2243, \text{取 } D_2 = 0.225 \text{ m} \end{aligned}$$

$D_2/D_1 = 0.225/0.15 = 1.5$ 处于图 3 荐用范围内。

d. 确定瓦块宽度 B , 由式 (34) 得:

$$\begin{aligned} B &= (D_2 - D_1)/2 = (0.225 - 0.15)/2 \\ &= 0.0375 \text{ m} \end{aligned}$$

e. 选取比值 B/L , 由 4.1.2 取 $B/L=1.0$, $L=B/(B/L)=0.0375/1.0=0.0375 \text{ m}$

f. 选取瓦块数 Z , 由式 (35) 得:

$$Z = A/(B \times L) = 0.0182/(0.0375 \times 0.0375) = 12.94$$

根据 D_2/D_1 和 B/L 值由图 3 查得: $Z=12 \sim 14$, 取 $Z=12$

g. 确定瓦块扇形角 θ_0 ，由式(36)得：

$$\theta_0 = (\frac{5}{6} \times 360^\circ) / Z = (\frac{5}{6} \times 360^\circ) / 12 = 25^\circ$$

h. 选取比值 β/h_c ，由 4.1.6 取 $\beta/h_c = 3.0$

A2.2 性能计算

a. 计算实际瓦块比压 P_f

$$P_f = W / (Z \times B \times L) = 25480 / (12 \times 0.0375 \times 0.0375) \\ = 1.510 \text{ MPa}$$

b. 估取等效温度 t_d ，确定等效粘度 η_d

取 $t_d = 65^\circ\text{C}$ ，由图 5 查得 $\eta_d = 15.5 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

c. 计算最小油膜厚度 h_m

对于固定瓦推力轴承 $h_c = h_m$

由于取 $\beta/h_m = 3.0$ ， $B/L = 1$ ，由式(39)得：

$$h_m = 0.5(\eta_d n D B / P_f)^{\frac{1}{3}} \\ = 0.5(15.5 \times 10^{-3} \times 50 \times 0.1875 \times 0.0375 / 1.510 \times 10^6) \\ = 0.03033 \text{ mm}$$

瓦坡高 $\beta = 3.0 h_m = 0.09099 \text{ mm}$

校核 h_m ：

根据 $\beta = 0.0375$ 由表 7 查得 $[h_m] = 0.0077 \text{ mm}$

不对中许用值取 $1.5 \times 10^{-4} d = 1.5 \times 10^{-4} \times 0.15 = 0.0225 \text{ mm}$

$$[h_m] = 0.0077 + 0.0225 = 0.0302 \text{ mm}$$

$h_m > [h_m]$ ，满足要求。

校核 Ra ：

$$Ra \leq \frac{1}{20}(h_m - \text{不对中许用值}) = \frac{1}{20}(0.03033 - 0.0225) \\ = 0.4 \mu\text{m}$$

因此， Ra 的合适范围为 $(0.2 \sim 0.4) \mu\text{m}$ 。

d. 计算功耗 N

由于取 $\beta/h_m = 3.0$ ， $B/L = 1.0$ ，由式(41)得：

$$Nm = 9.1 \frac{\beta}{B} n D W_m \\ = 9.1 \times \frac{0.09909 \times 10^{-3}}{0.0375} \times 50 \times 0.1875 \times 2123 \\ = 478.6 \text{ W}$$

$$N = Z \cdot Nm = 12 \times 478.6 = 5.743 \text{ kW}$$

搅动功耗 N_i 由式(43)得：

$$N_i = K \rho n^3 D_i^5 (1 + \frac{4H_c}{D_i}) \\ = 0.030 \times 875 \times (50)^3 \times (0.25)^5 (1 + \frac{4 \times 0.02}{0.25}) \\ = 4.230 \text{ kW}$$

其中： $R_s = \frac{\rho n D_i^2}{\eta_s}$

$$= \frac{875 \times 50 \times (0.25)^2}{22.5 \times 10^{-3}} \\ = 121.5 \times 10^3$$

取 $\rho = 875 \text{ kg/m}^3$, $D_1 = 0.25 \text{ m}$, $t_s = 55^\circ\text{C}$, 由图 5 查得 $\eta_s = 22.5 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

根据 R_e 值由图 A6 查得 $K = 0.030$

由 4.1.4 取 $H = 0.02 \text{ m}$

总功耗: $N = Z \cdot N_m + N_f = 5.743 + 4.230 = 9.973 \text{ kW}$

e. 计算流量 Q_j 、 Q_{sx} 和 Q

由于取 $\beta/h_m = 3.0$, $B/L = 1.0$, 由式(45)得:

$$\begin{aligned} Q_{mj} &= 1.38nDB\beta \\ &= 1.38 \times 50 \times 0.1875 \times 0.0375 \times 0.09909 \times 10^{-3} \\ &= 4.81 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{mx} &= 0.77nDB\beta \\ &= 0.77 \times 50 \times 0.1875 \times 0.0375 \times 0.09909 \times 10^{-3} \\ &= 2.68 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$Q_j = Z \cdot Q_{mj} = 12 \times 4.81 \times 10^{-5} = 5.772 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{sx} = Z \cdot Q_{mx} = 12 \times 2.68 \times 10^{-5} = 3.216 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

根据 t_s 与 (t_p) 计算所需润滑油流量 Q , 取 $(t_p) = 70^\circ\text{C}$, 由式(47)得:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{N}{([t_p] - t_s) \rho C_v} \\ &= \frac{9.973 \times 1000}{25 \times 1.7 \times 10^6} \\ &= 2.347 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

取 Q_j 为轴承所需润滑油流量。

f. 计算温度 t_d 、 t_{max}

取 $t_j = t_s$, 又由于取 $\beta/h_m = 3.0$ 、 $B/L = 1.0$, 由式(50)得:

$$\begin{aligned} t_{max} &= t_s + \frac{18.4}{\rho C_v (1 + s_1)} \frac{P_e}{p_e + a} \cdot p_e \\ &= 55^\circ\text{C} + \frac{18.4}{1.7 \times 10^6 (1 + 0.12)} \times \frac{33.14}{33.14 + 1} \times 1.510 \times 10^6 \\ &= 69.16^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{其中: } P_e &= \frac{1.08}{\alpha} \frac{nD}{B} \cdot \beta^2 \\ &= \frac{1.08}{0.08 \times 10^{-6}} \cdot \frac{50 \times 0.1875}{0.0375} \times (0.09909)^3 \times (10^{-3})^2 \\ &= 33.14 \end{aligned}$$

ρC_v 、 S_1 、 a 、 α 取值见 5.1.2.1。

$$\begin{aligned} t_d &= t_s + \frac{t_{max} - t_s}{S_2} = 55^\circ\text{C} + \frac{69.16^\circ\text{C} - 55^\circ\text{C}}{1.3} \\ &= 65.89^\circ\text{C} \end{aligned}$$

其中 S_2 由表 3 查得: $S_2 = 1.3$

校核 t_{max} :

$t_{max} = 69.16^\circ\text{C} < [t_{max}] = (90 \sim 95)^\circ\text{C}$, 满足要求。

校核 t_d :

$t_d = 65.89^\circ\text{C}$ 与原估取值 65°C 相差 $0.89^\circ\text{C} < (2 \sim 3)\% t_d$ 。

附录 B
性能曲线和计算程序
(参 考 件)

B1 性能曲线

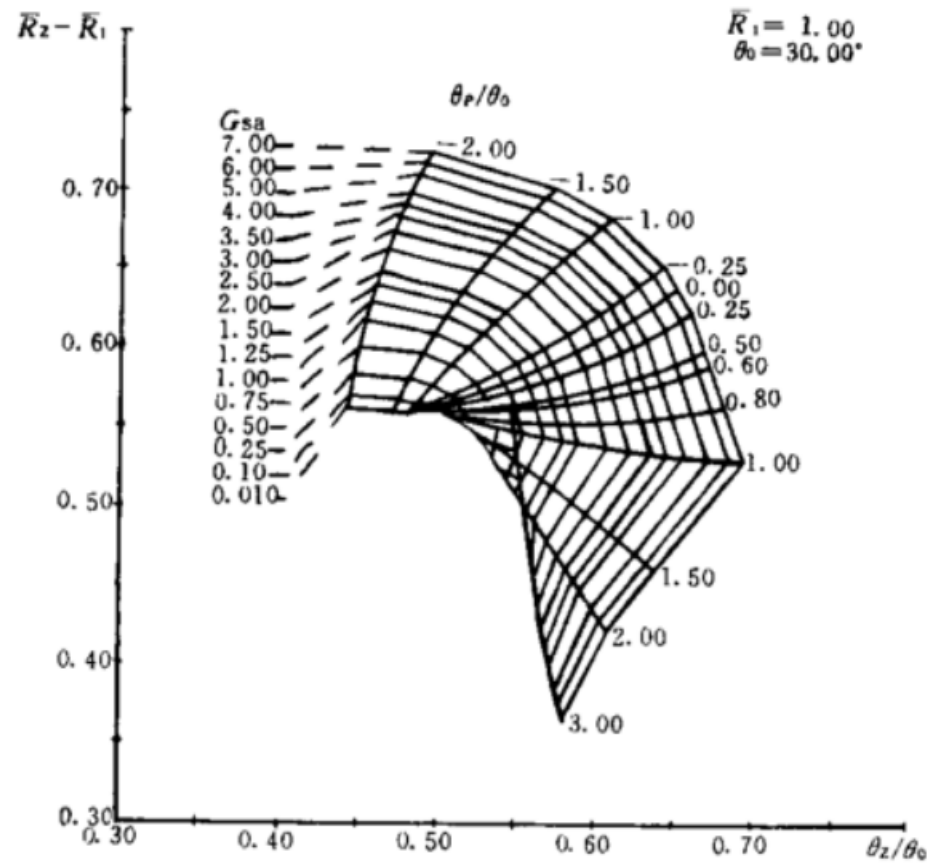


图 B1(a) 压力中心曲线

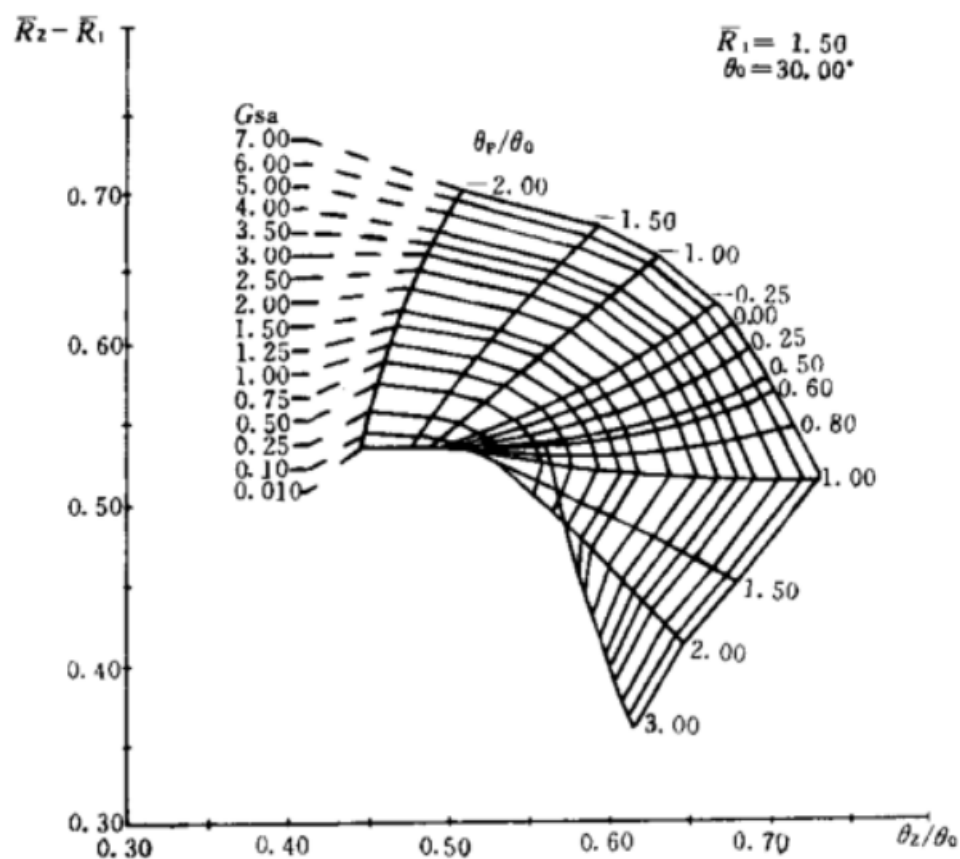


图 B1(b) 压力中心曲线

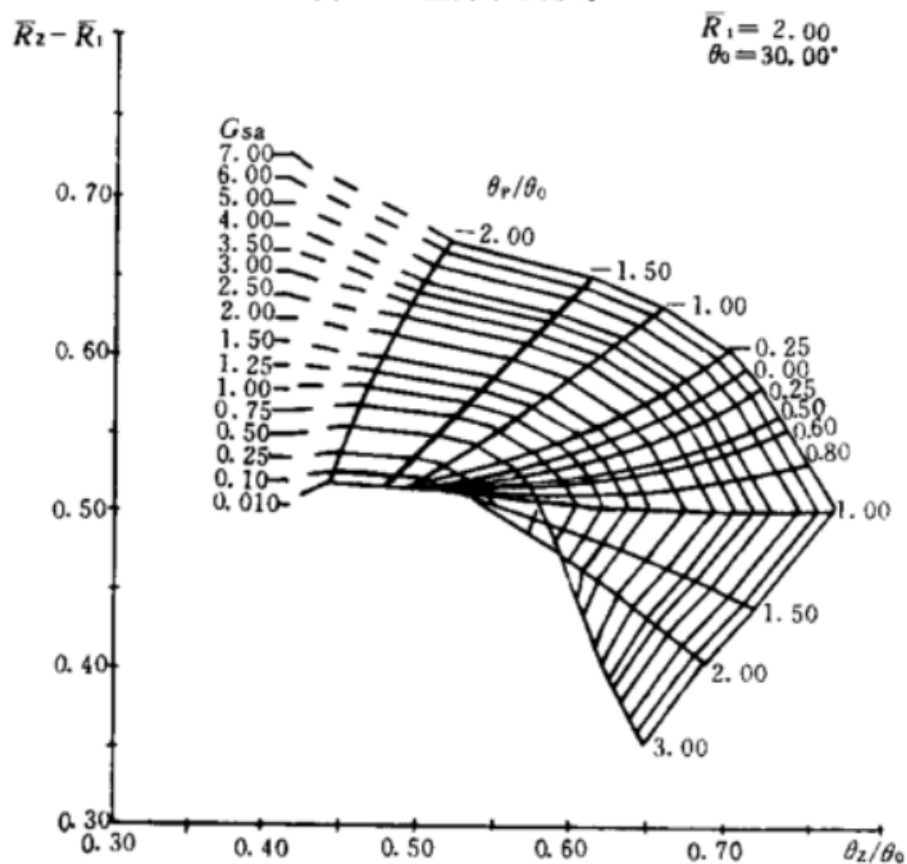


图 B1(c) 压力中心曲线

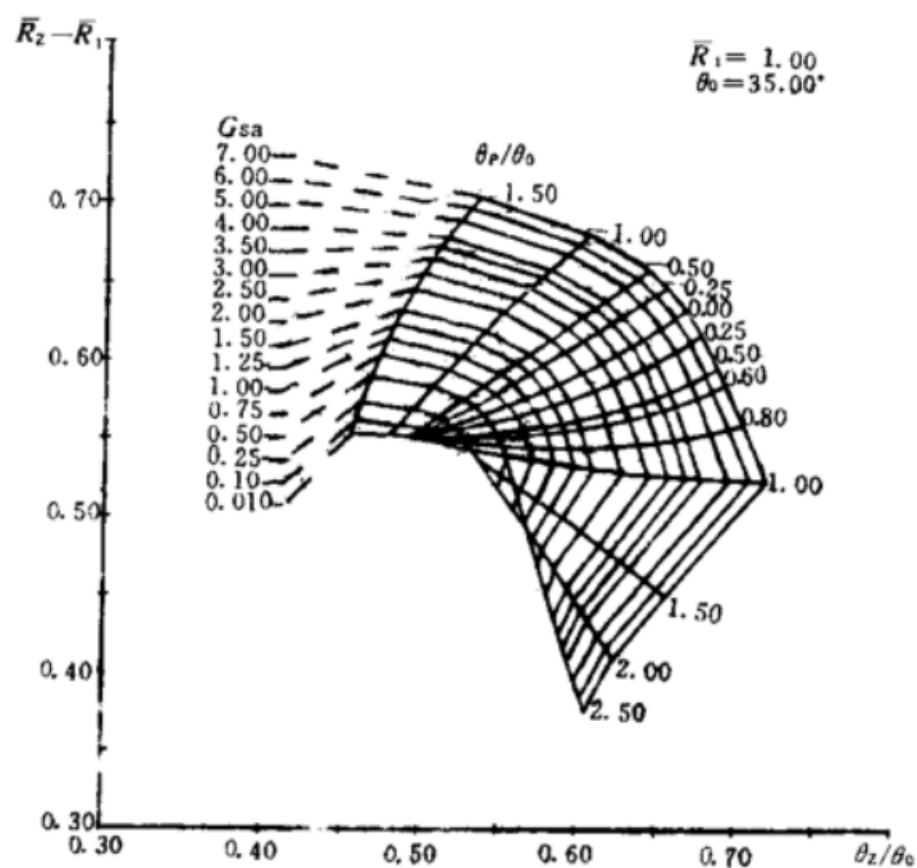


图 B1(d) 压力中心曲线

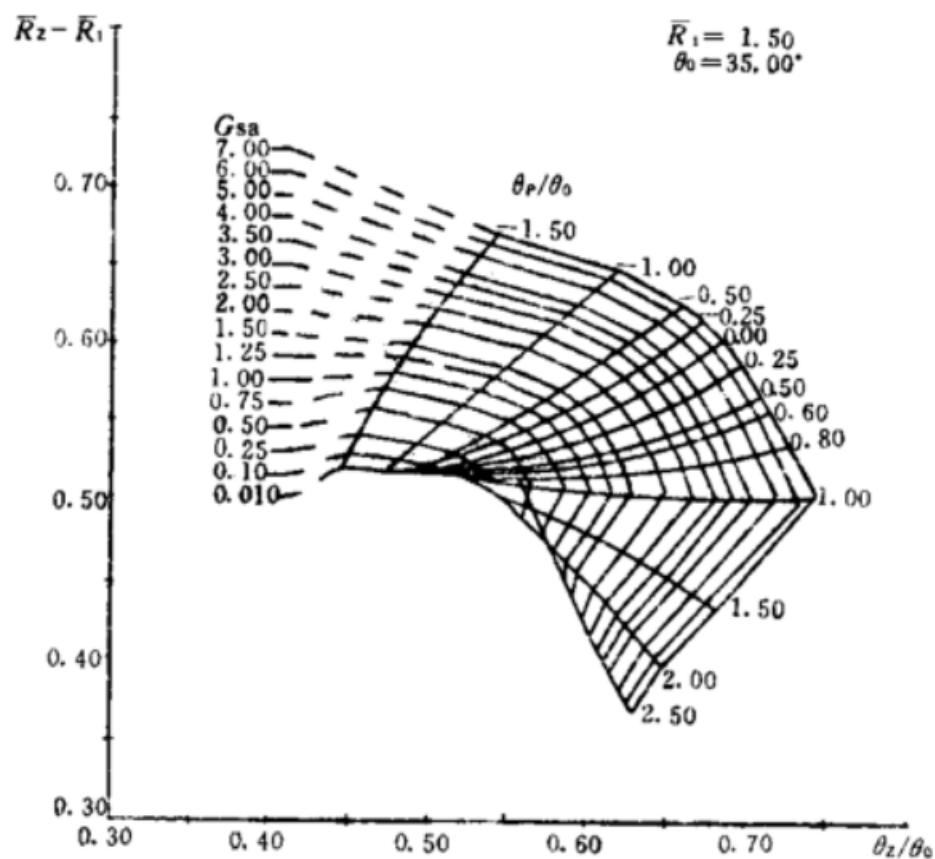


图 B1(e) 压力中心曲线

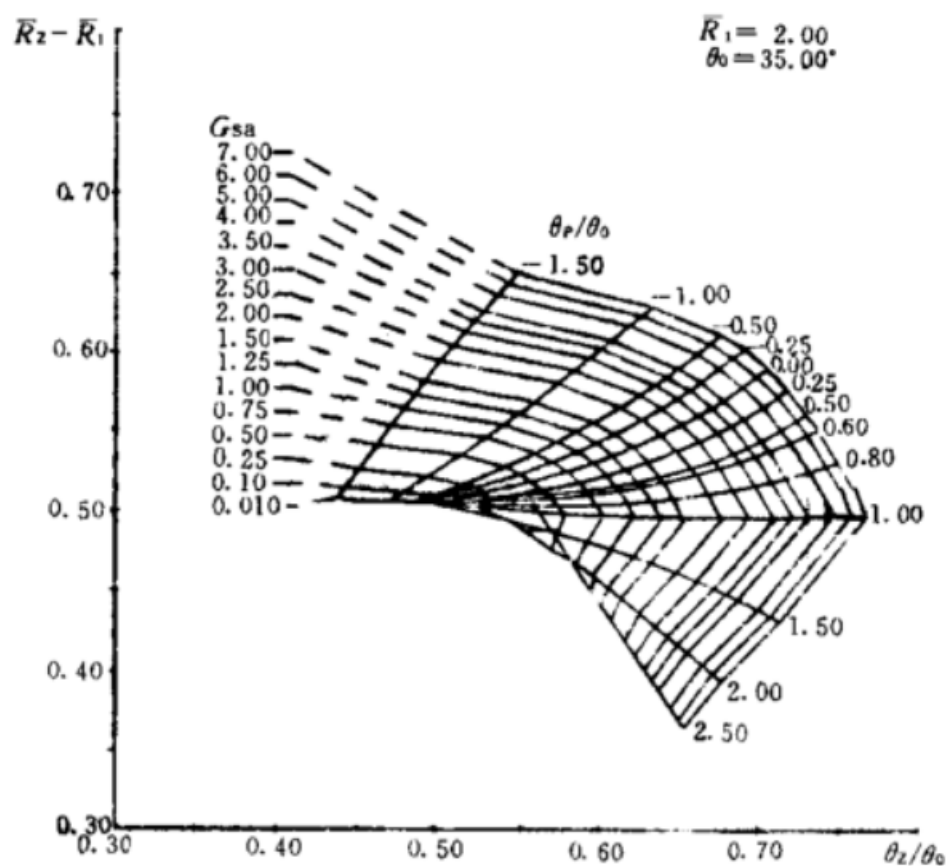


图 B1(f) 压力中心曲线

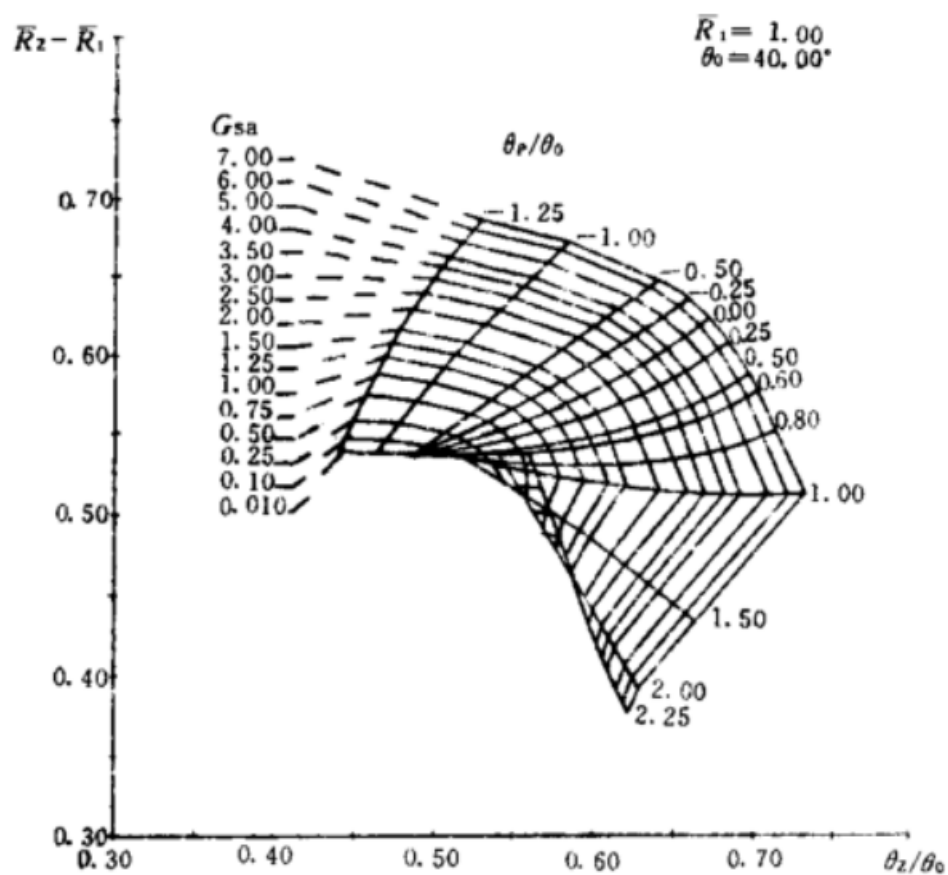


图 B1(g) 压力中心曲线

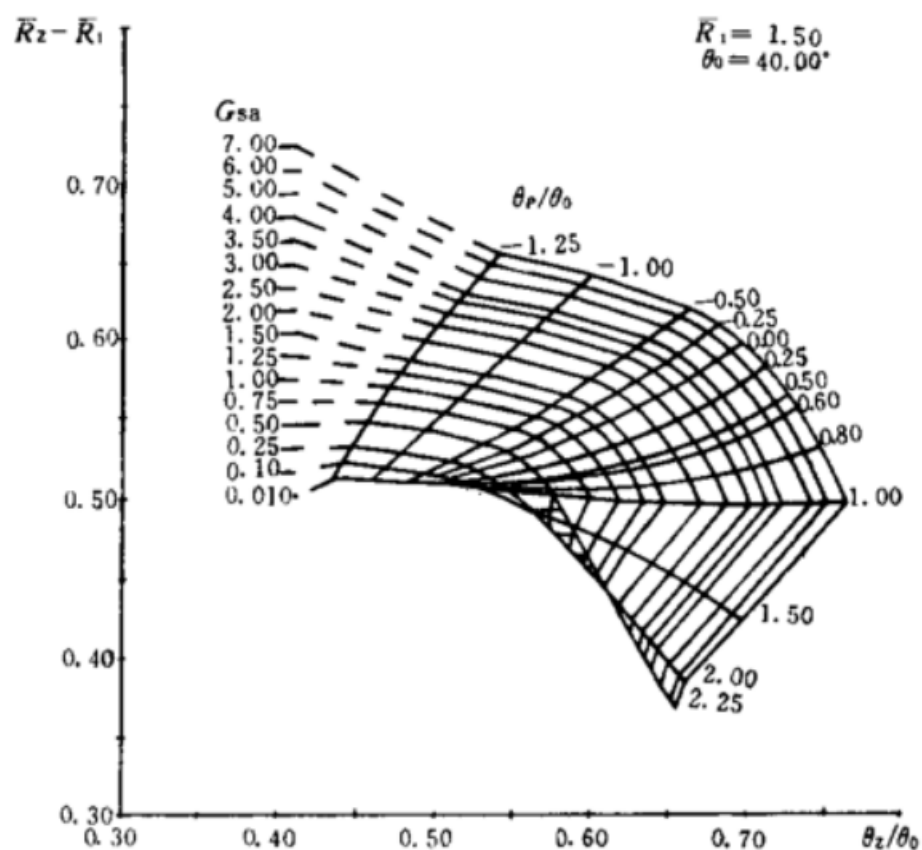


图 B1(h)压力中心曲线

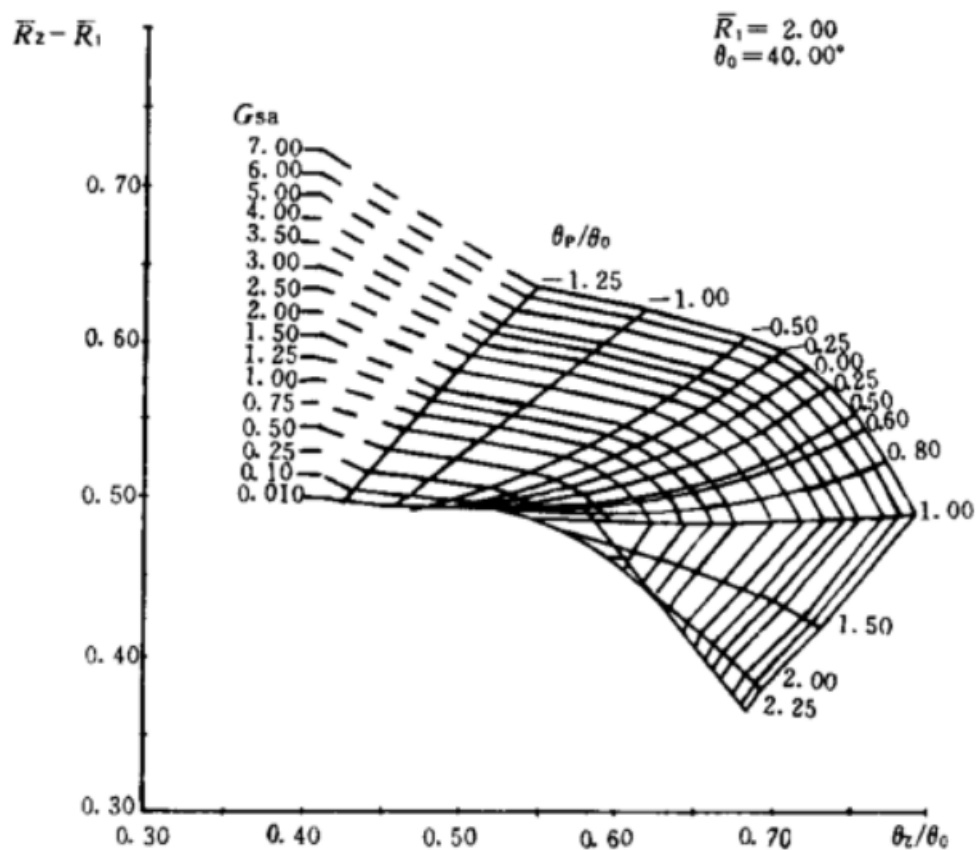


图 B1(i)压力中心曲线

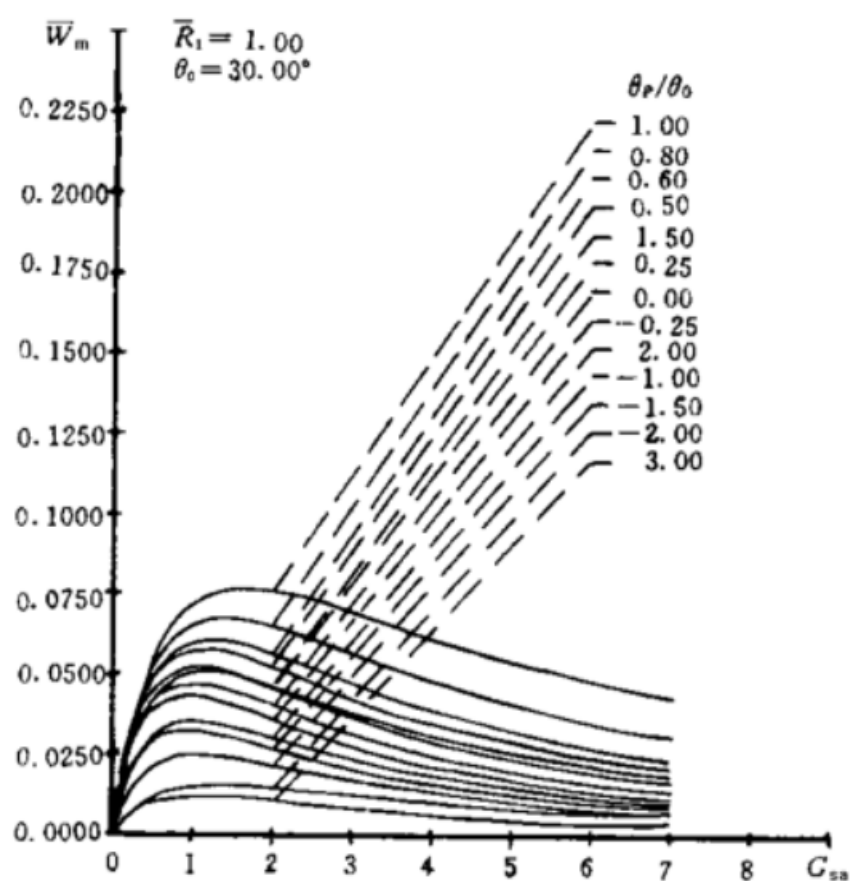


图 B2(a) 承载能力曲线

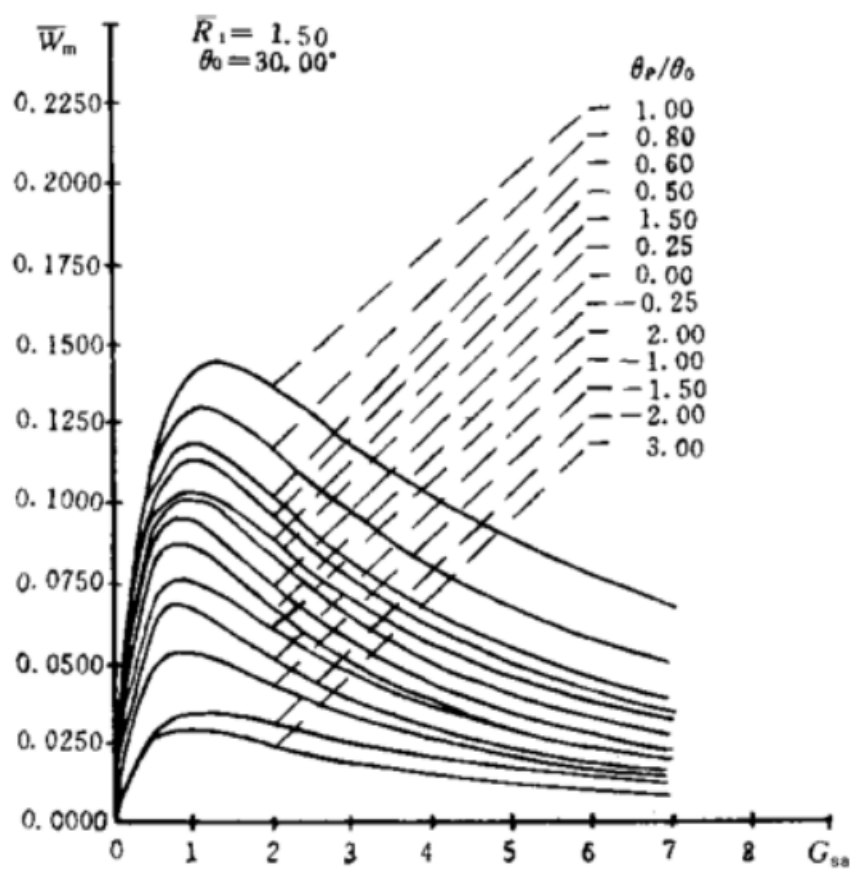


图 B2(b) 承载能力曲线

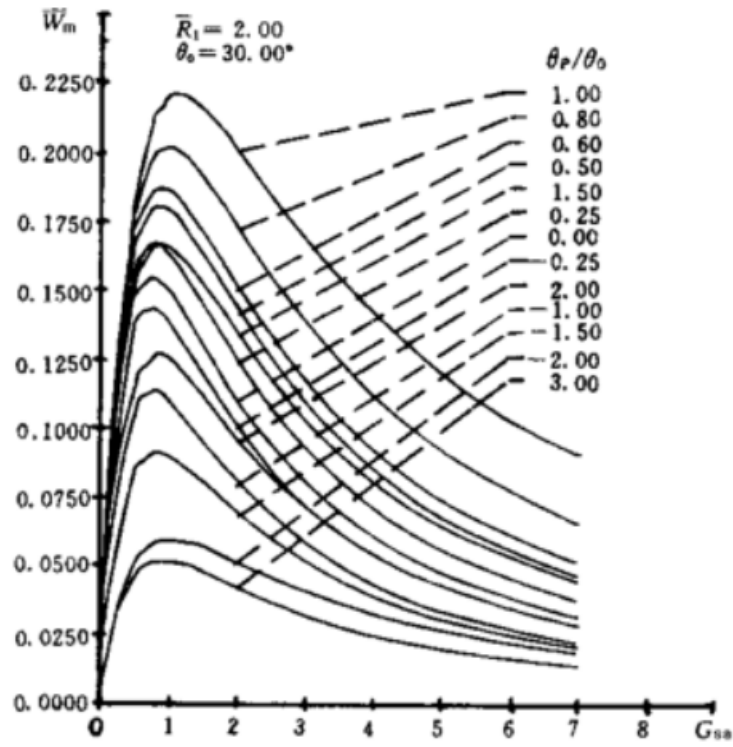


图 B2(c) 承载能力曲线

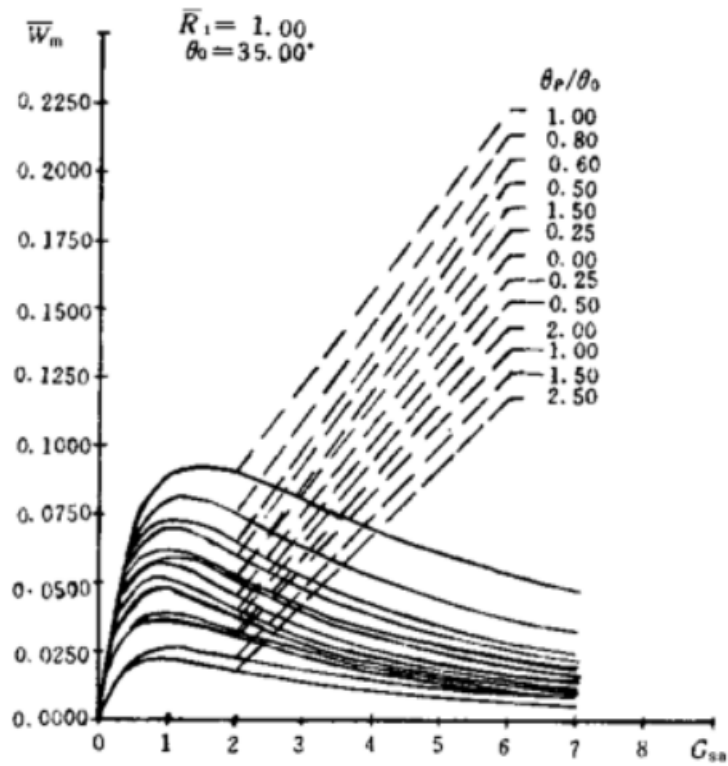


图 B2(d) 承载能力曲线

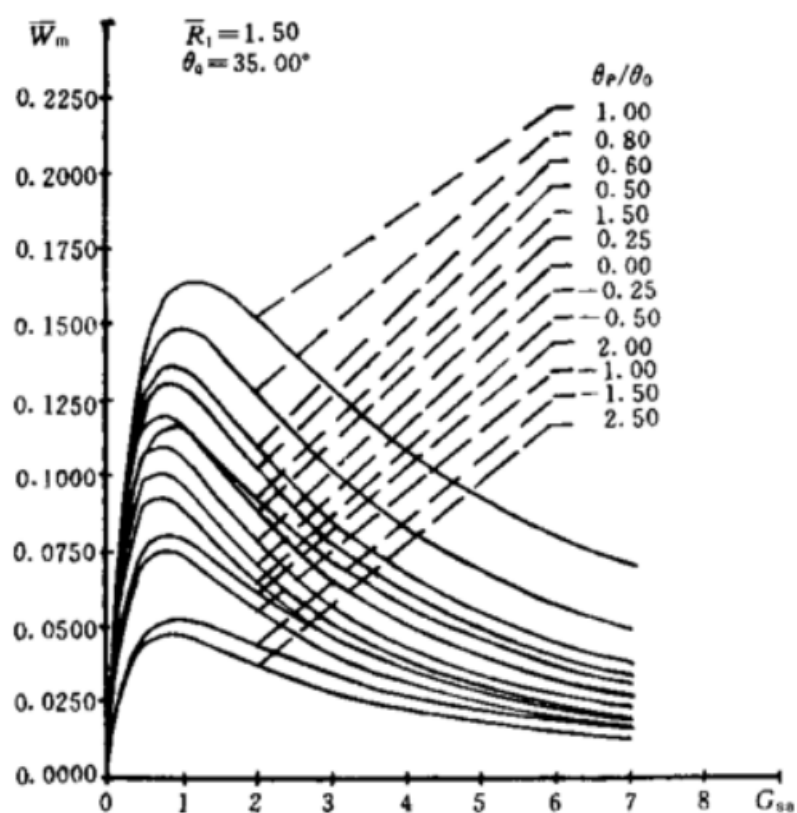


图 B2(e) 承载力曲线

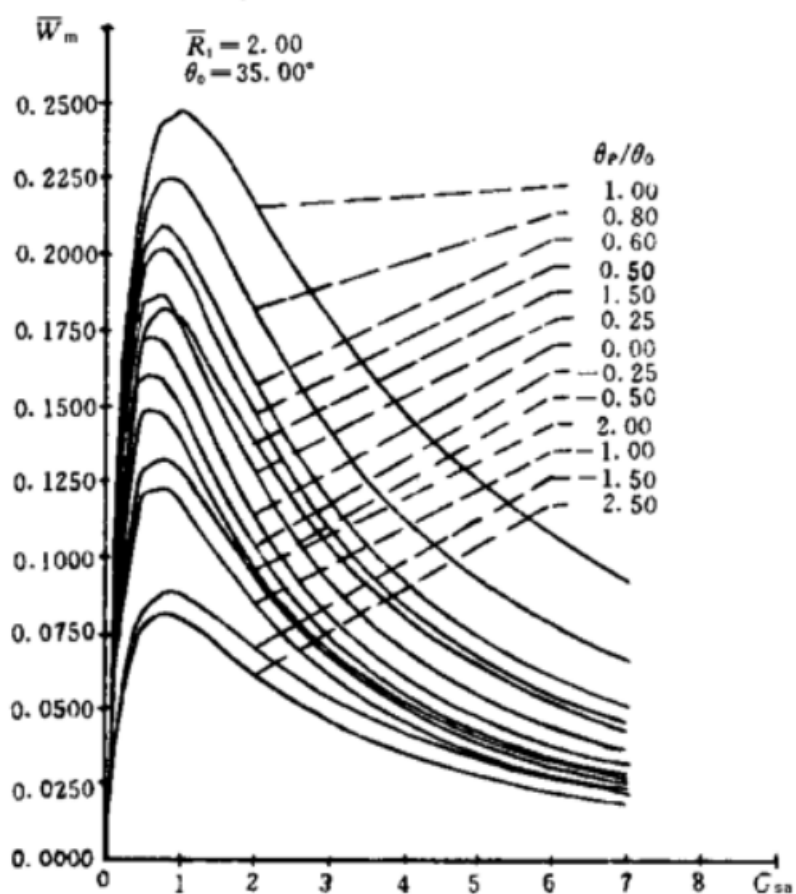


图 B2(f) 承载力曲线

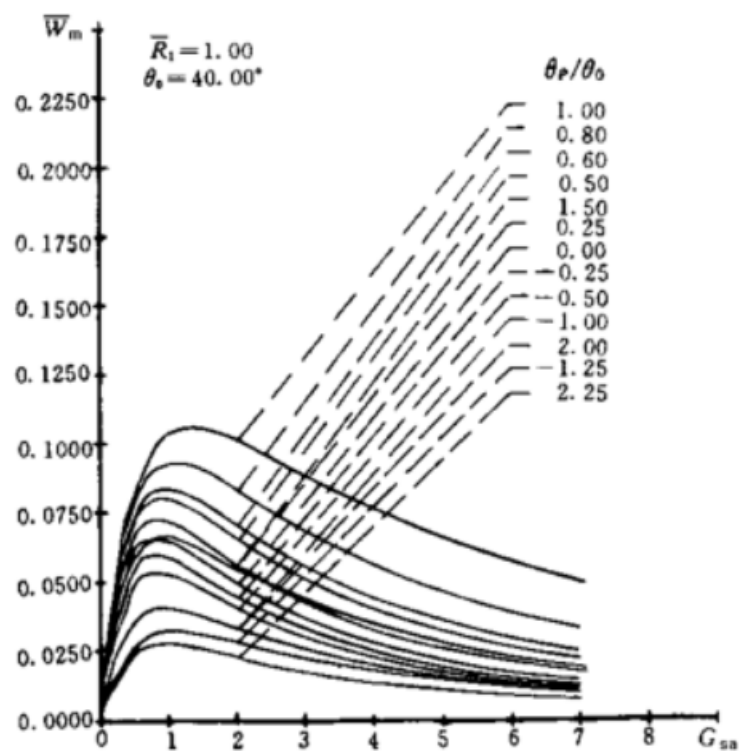


图 B2(g) 承载能力曲线

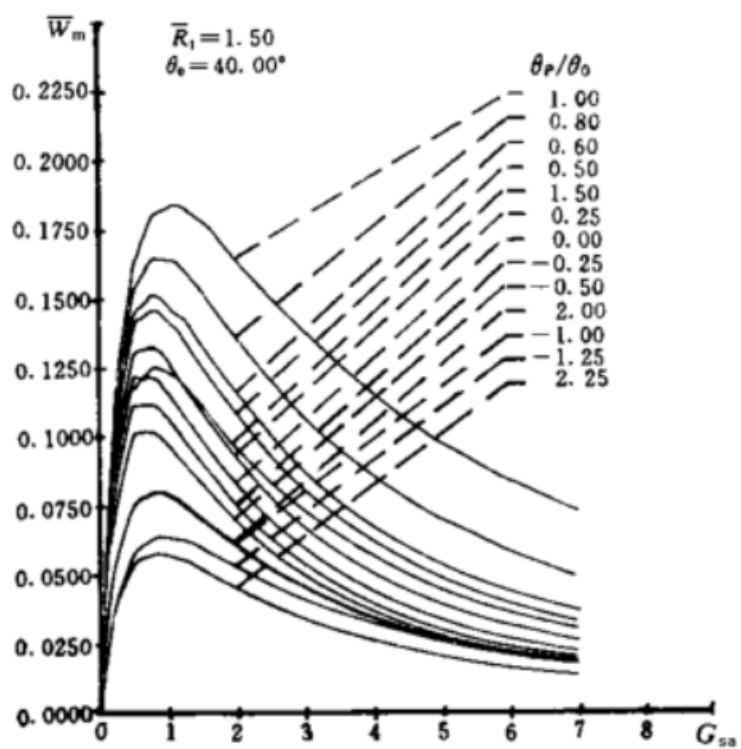


图 B2(h) 承载能力曲线

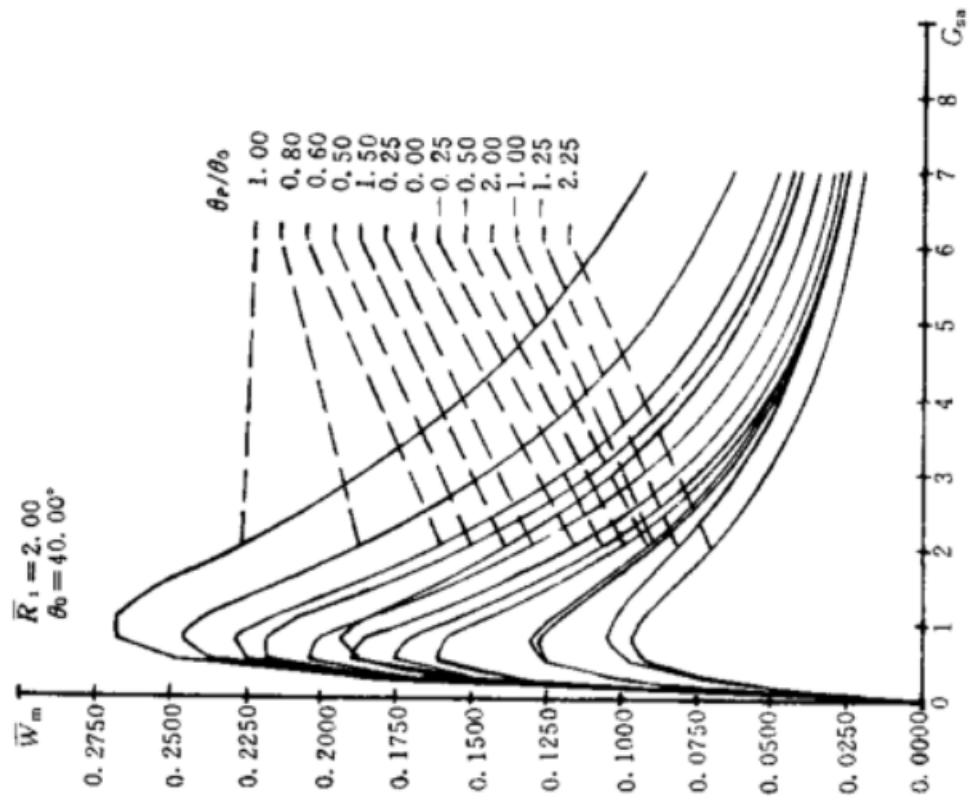


图 B2(i) 承载力曲线

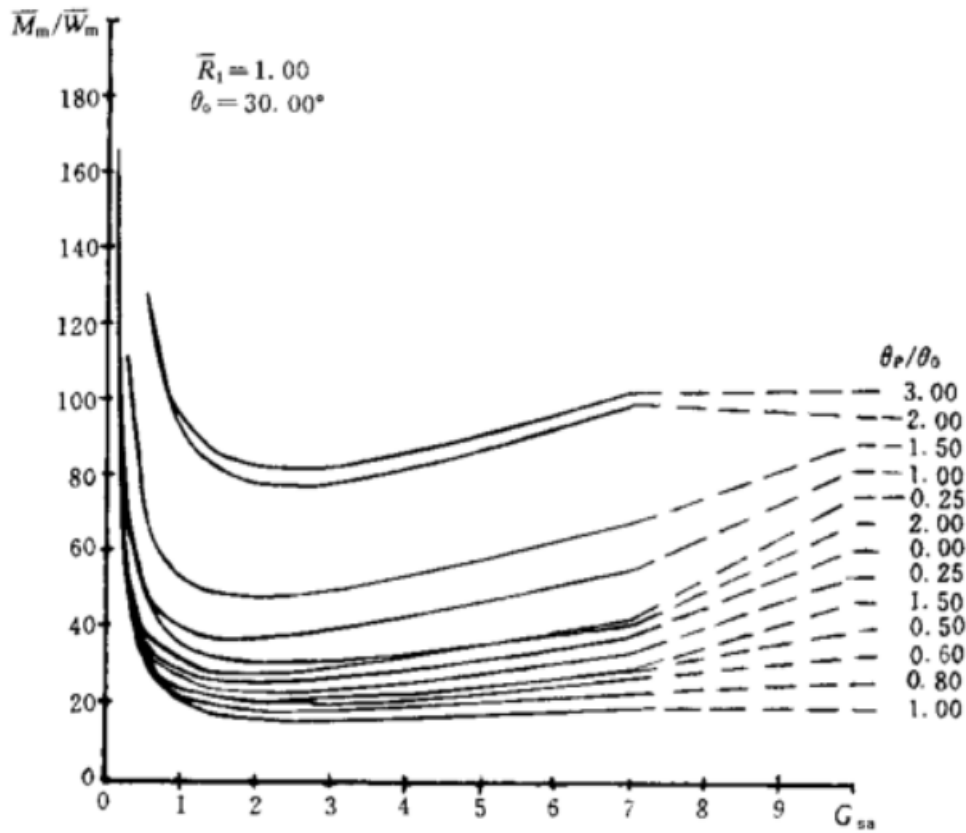


图 B3(a) 阻力系数曲线

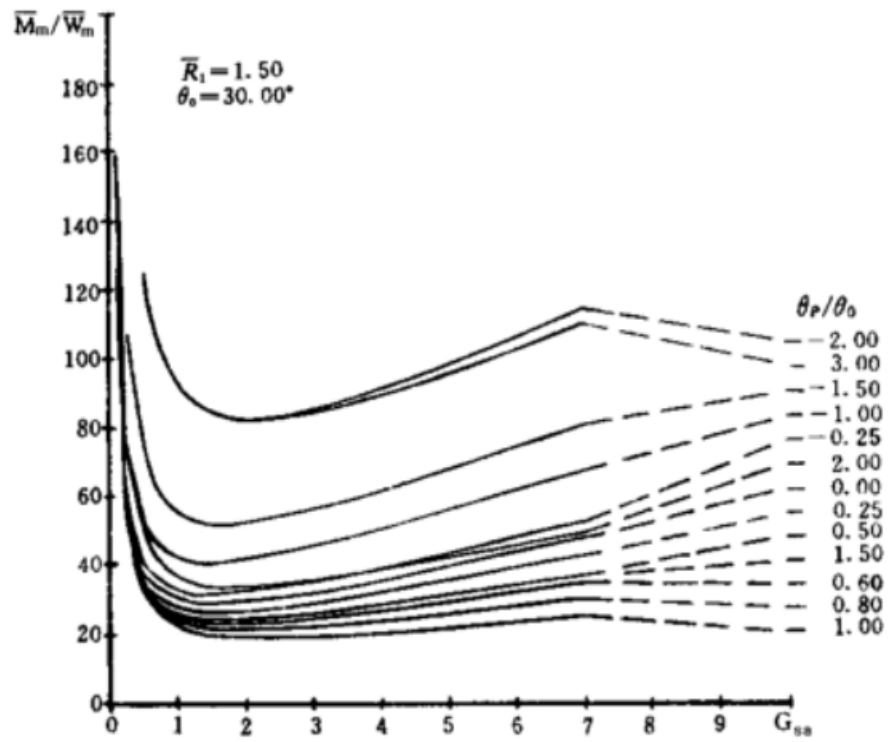


图 B3(b)阻力系数曲线

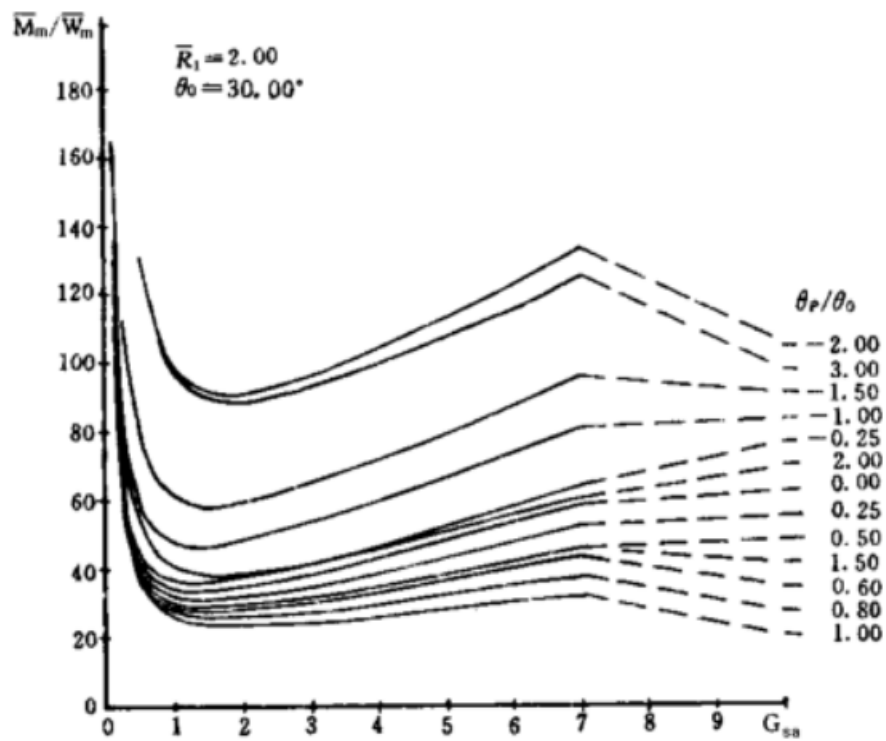


图 B3(c)阻力系数曲线

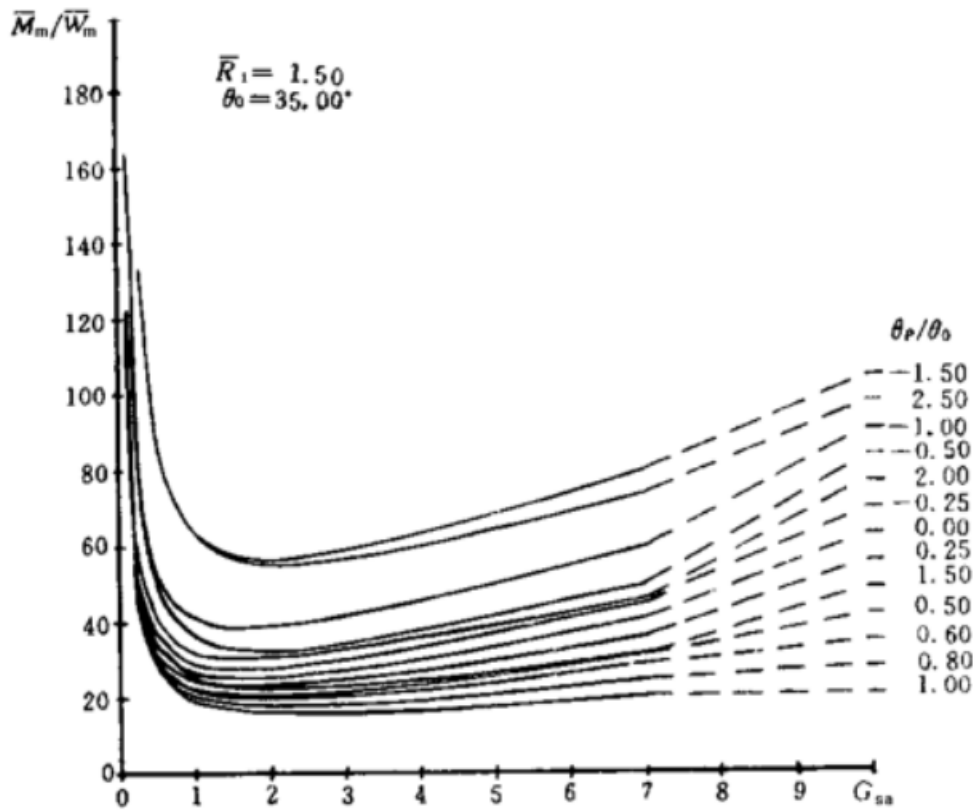


图 B3(d)阻力系数曲线

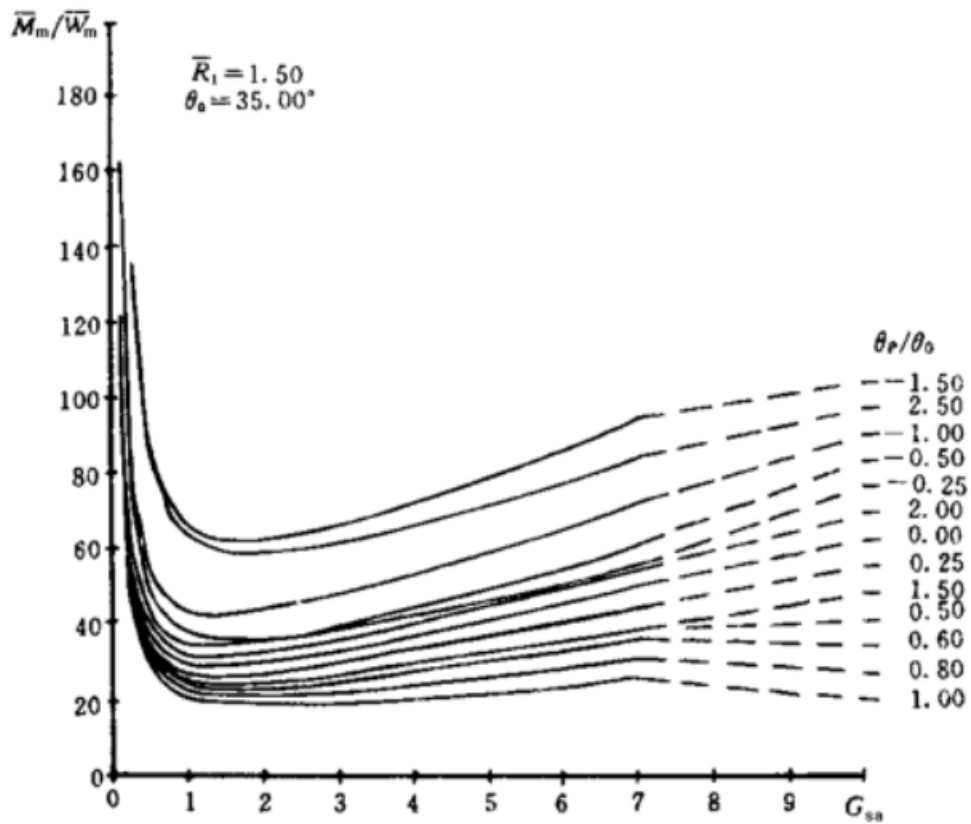


图 B3(e)阻力系数曲线

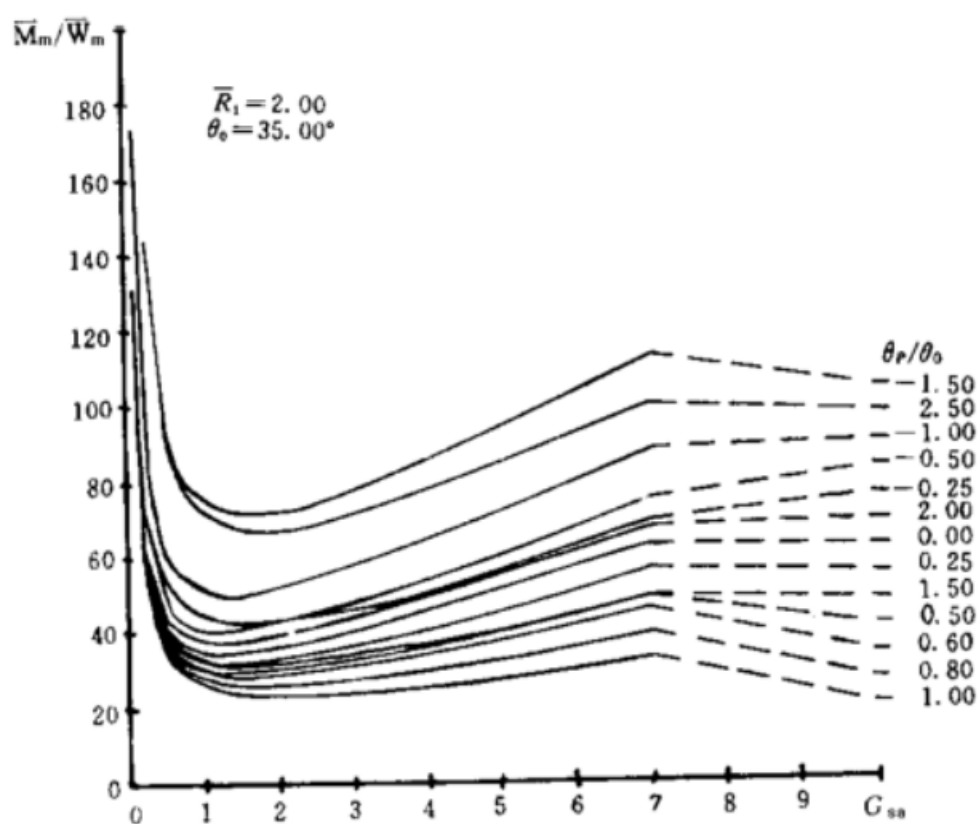


图 B3(f)阻力系数曲线

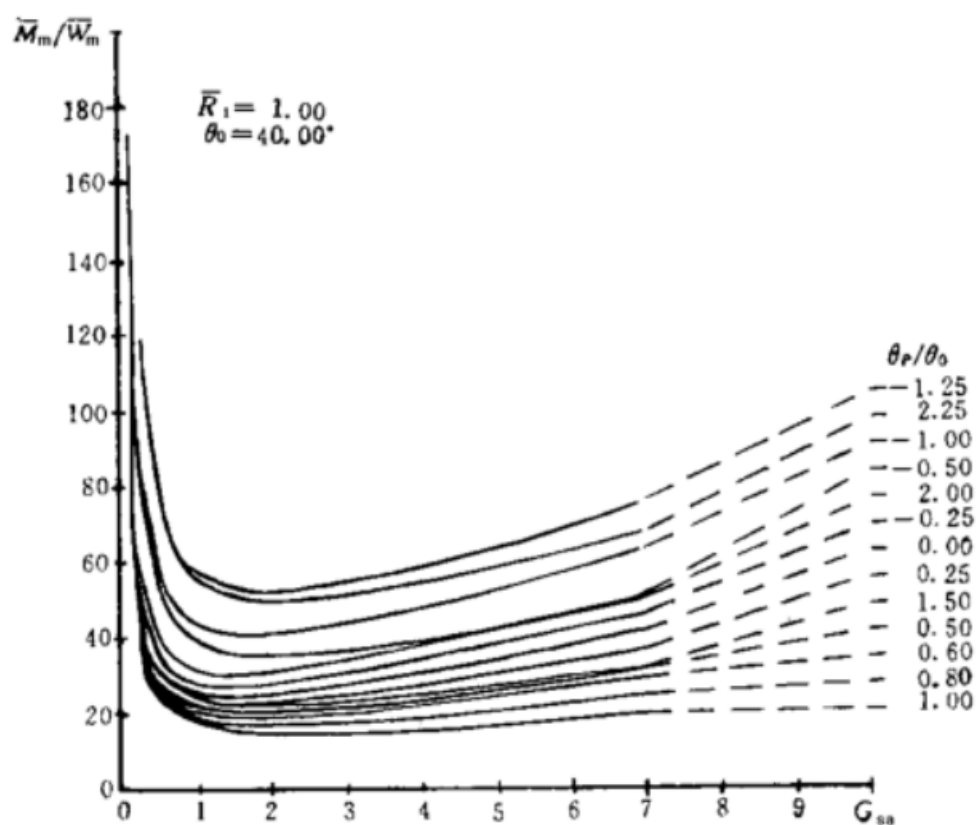


图 B3(g)阻力系数曲线

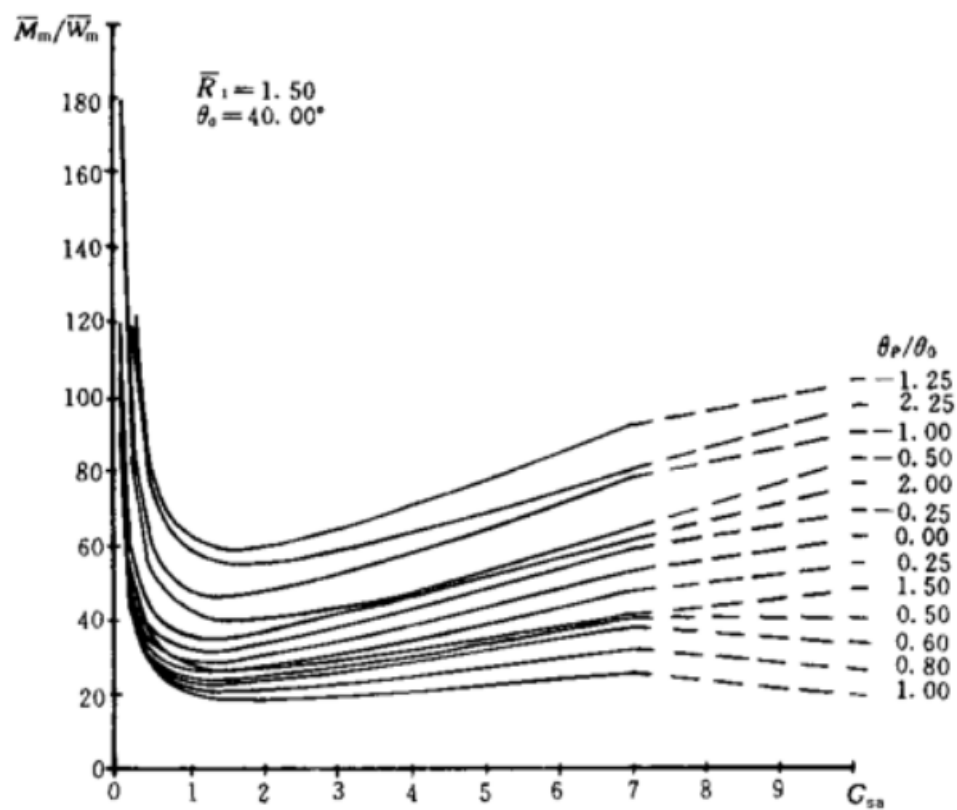


图 B3(h)阻力系数曲线

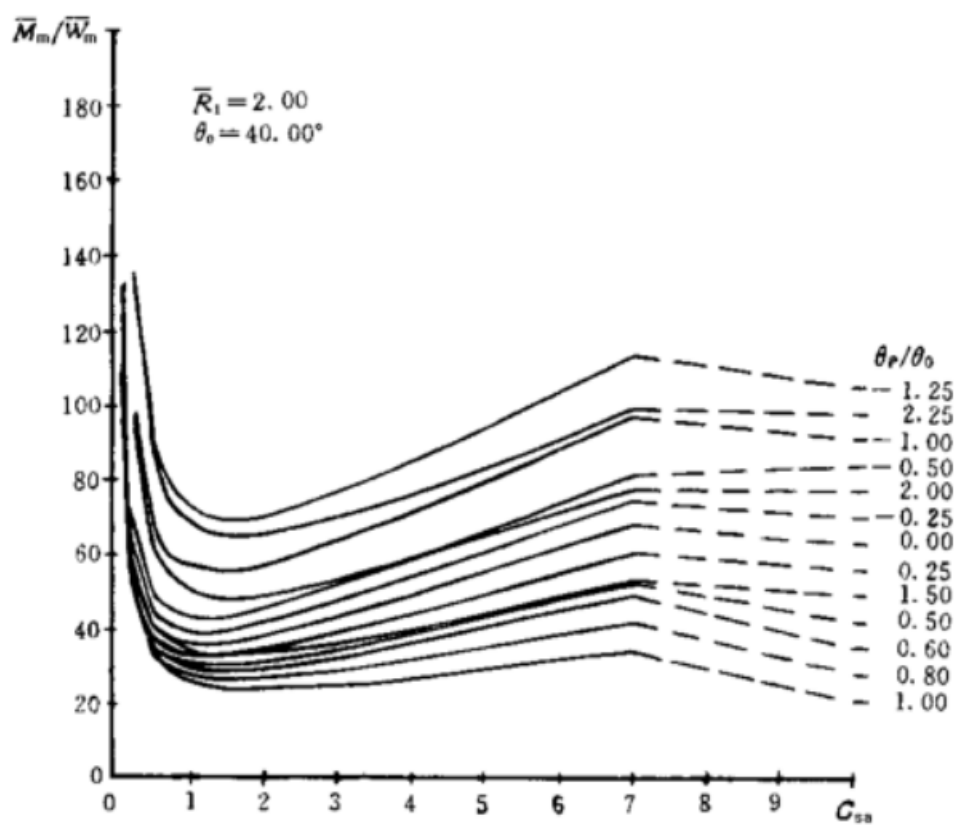


图 B3(i)阻力系数曲线

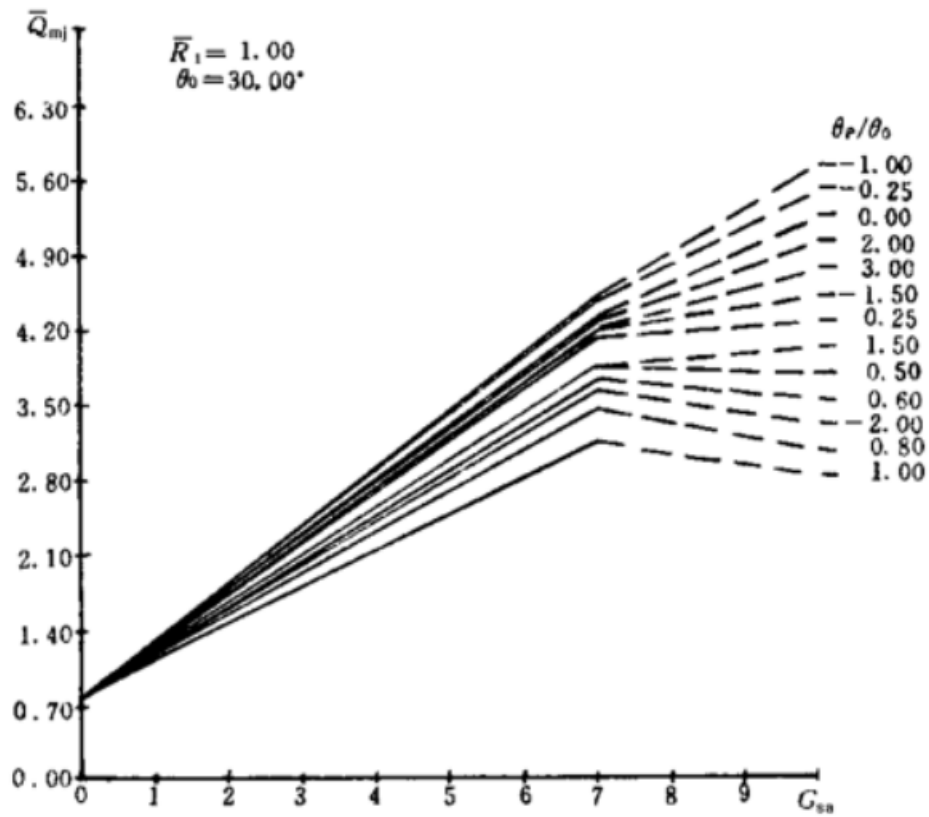


图 B4(a)无量纲进油量曲线

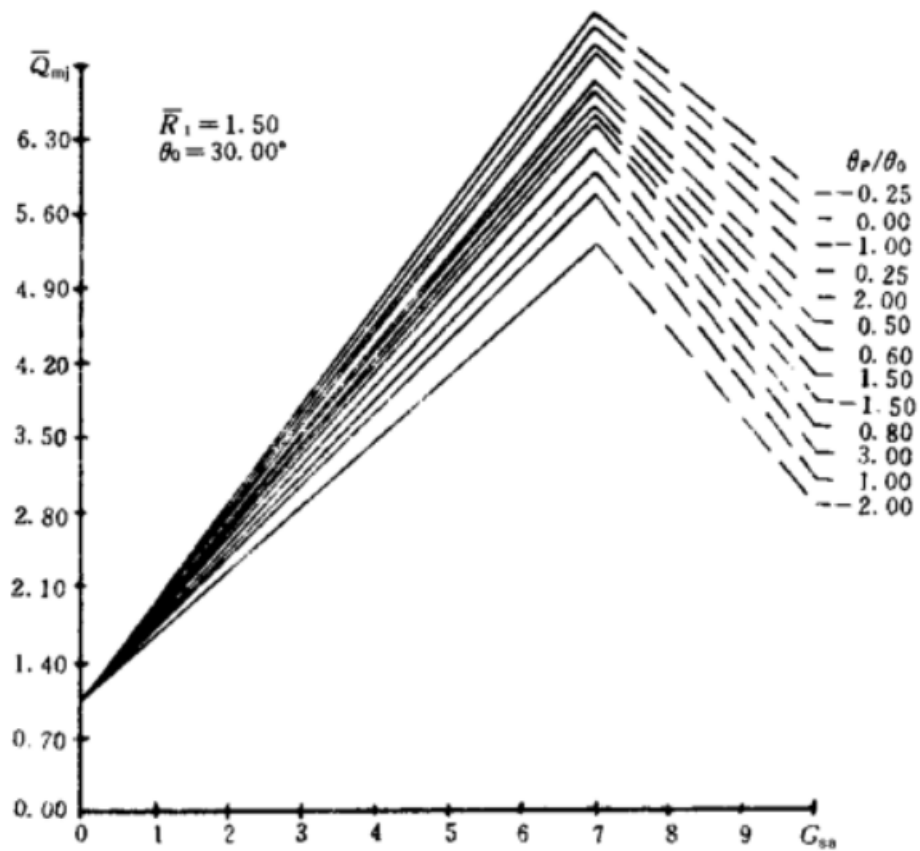


图 B4(b)无量纲进油量曲线

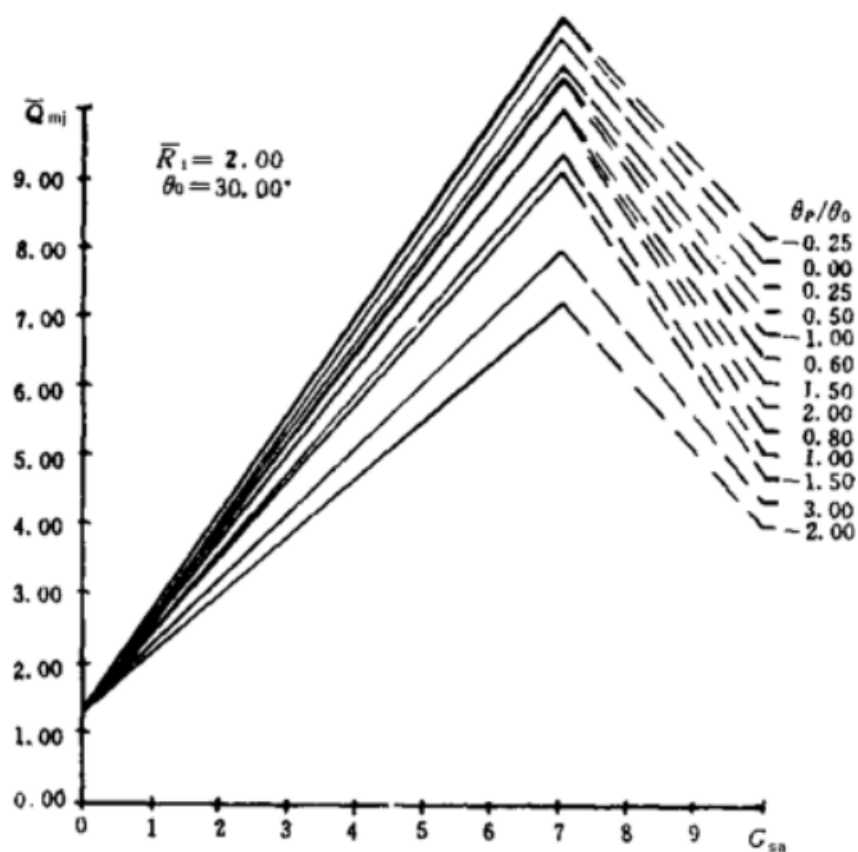


图 B4(c)无量纲进油量曲线

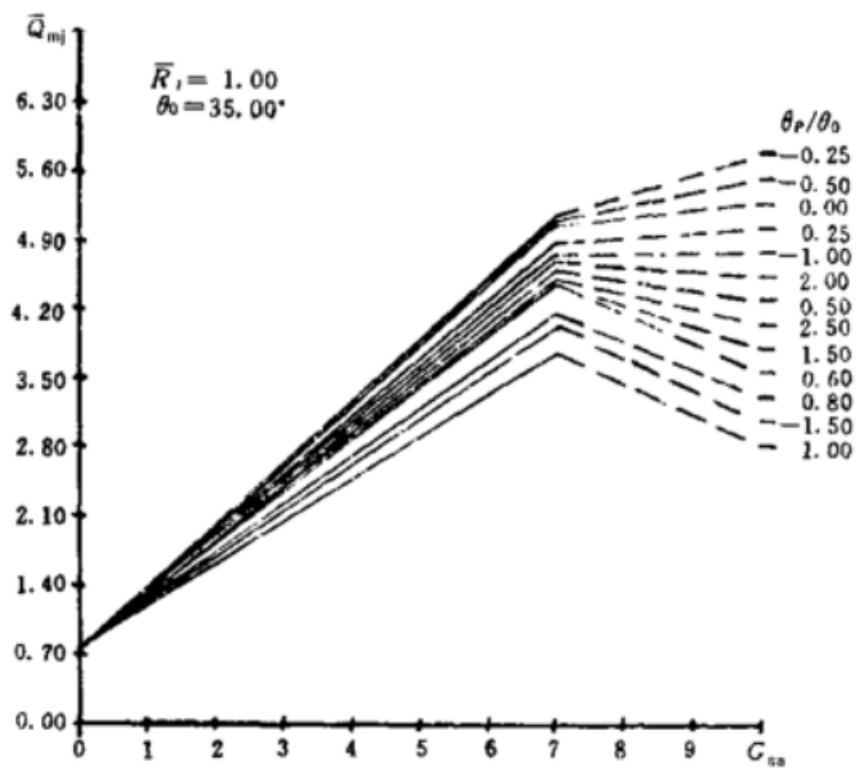


图 B4(d)无量纲进油量曲线

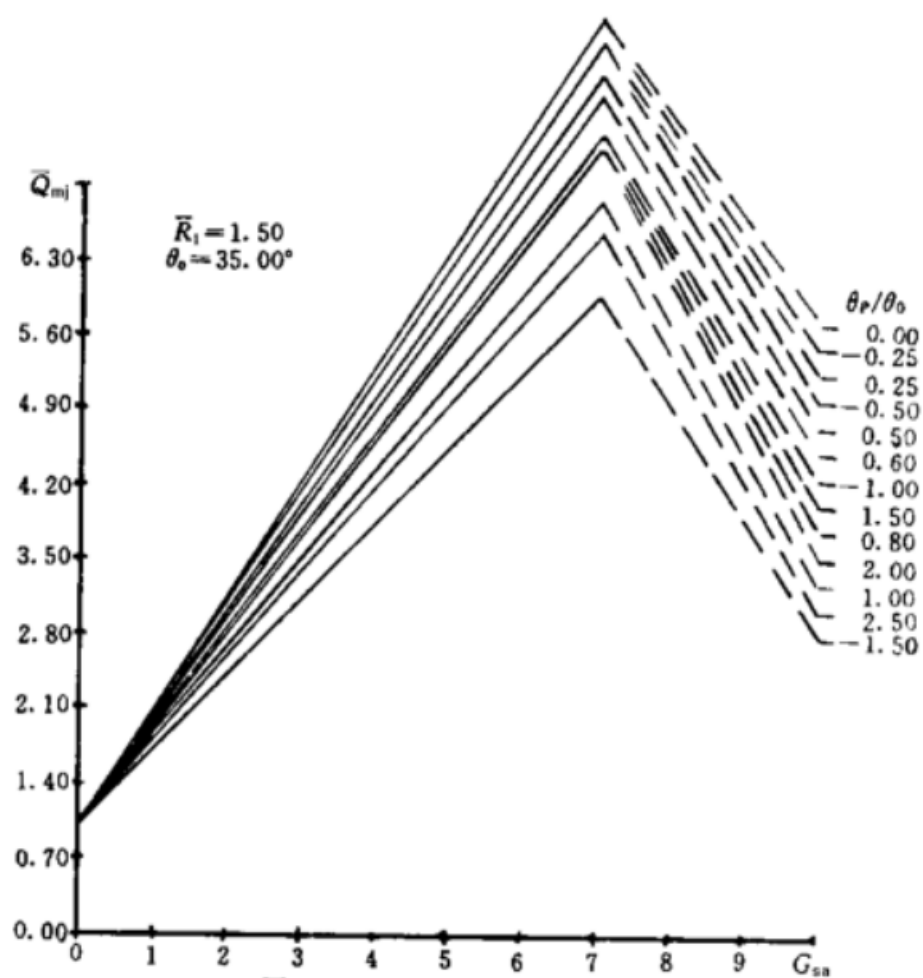


图 B4(e)无量纲进油量曲线

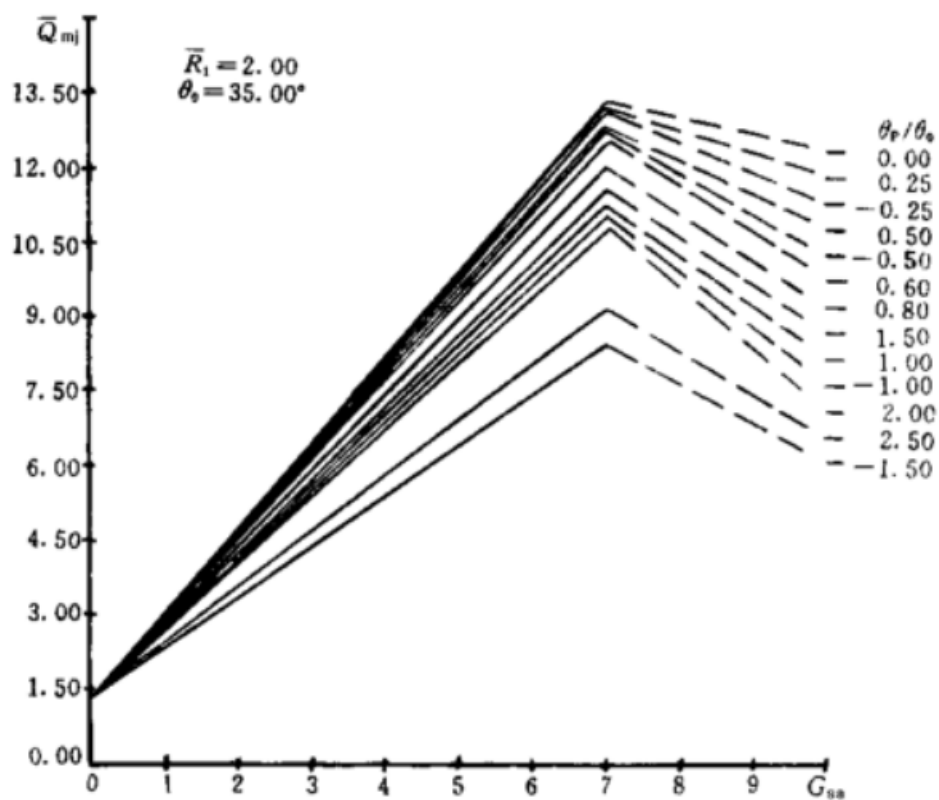


图 B4(f)无量纲进油量曲线

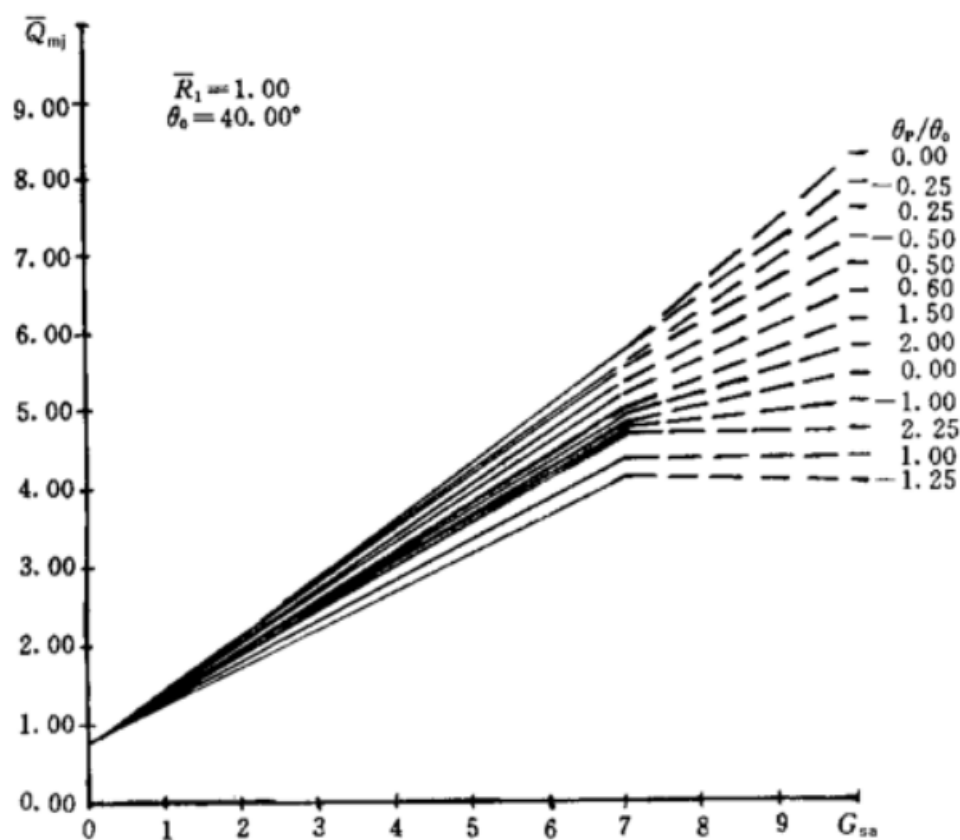


图 B4(g)无量纲进油量曲线

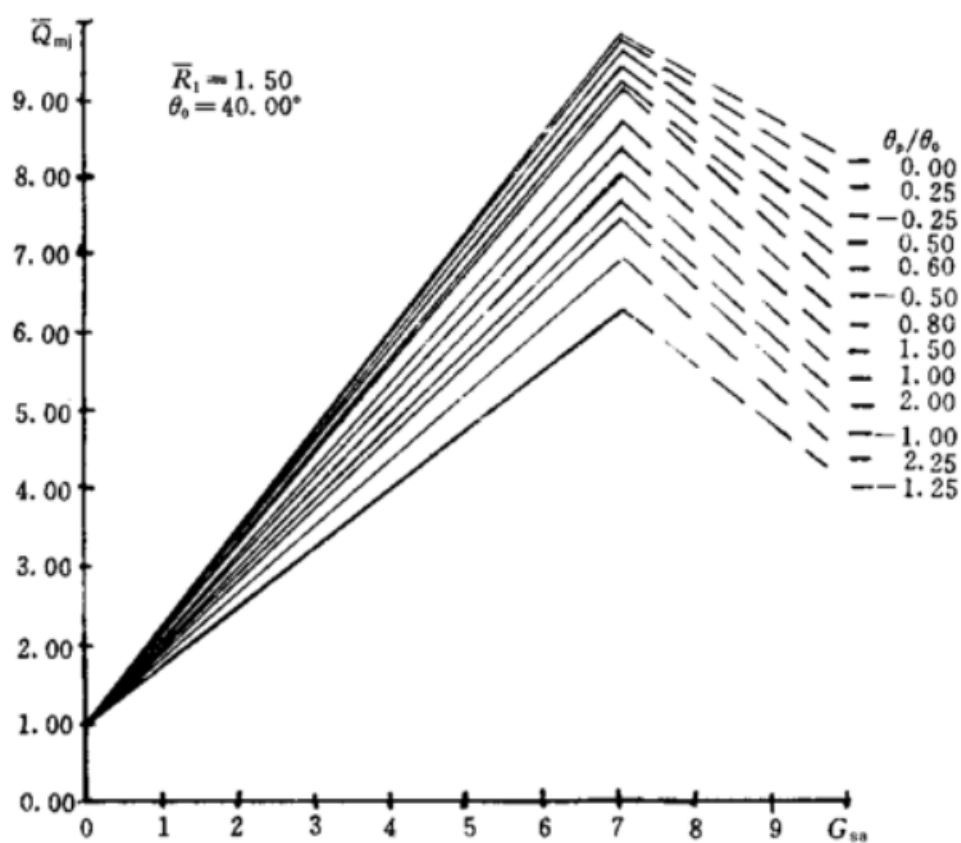


图 B4(h)无量纲进油量曲线

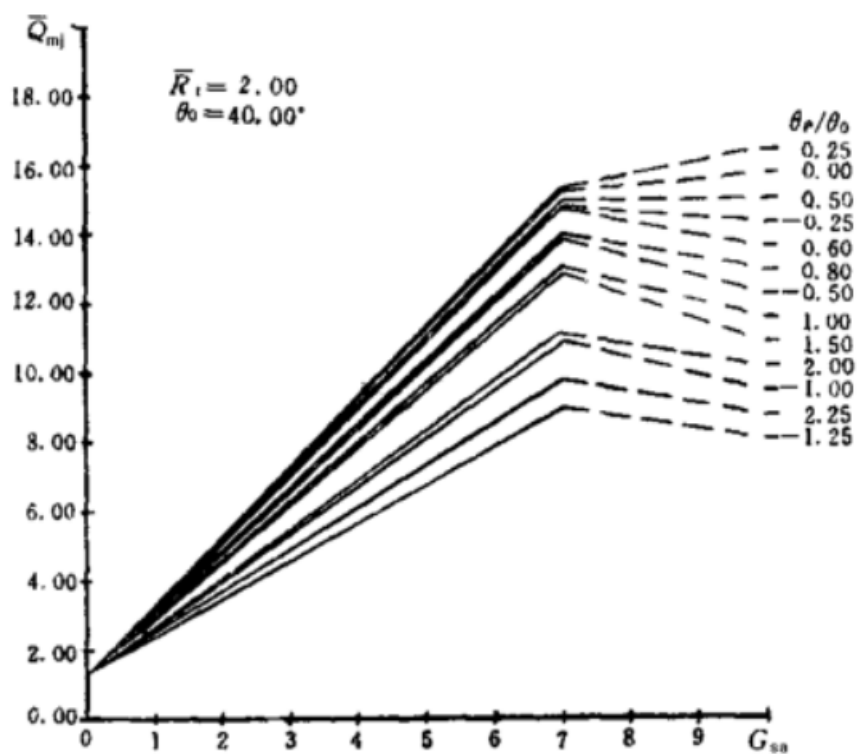


图 B4(i) 无量纲进油量曲线

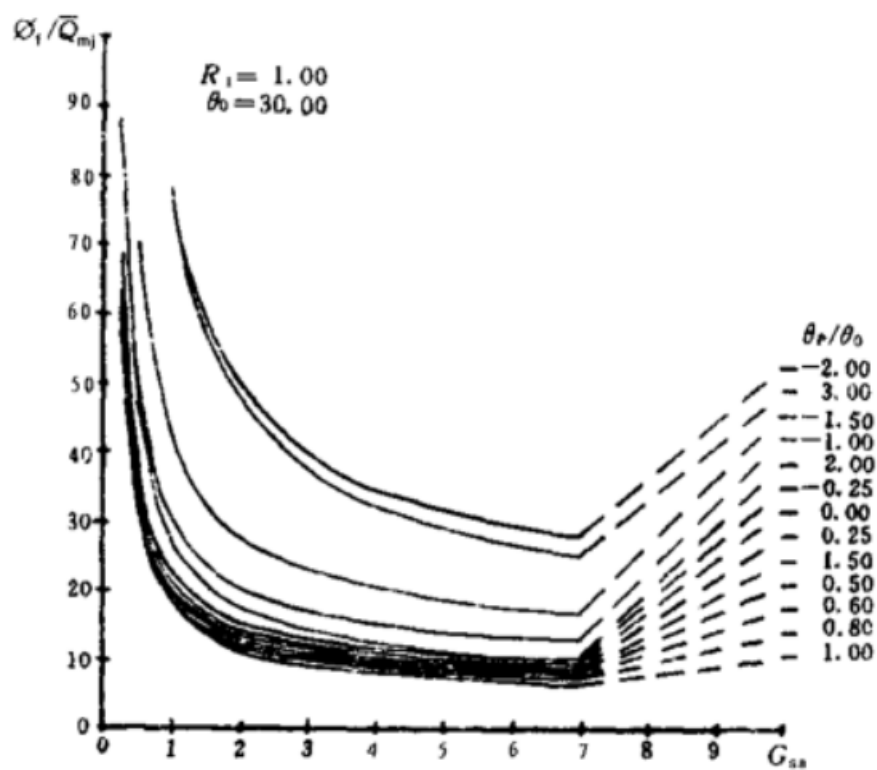


图 B5(a) 温升系数曲线

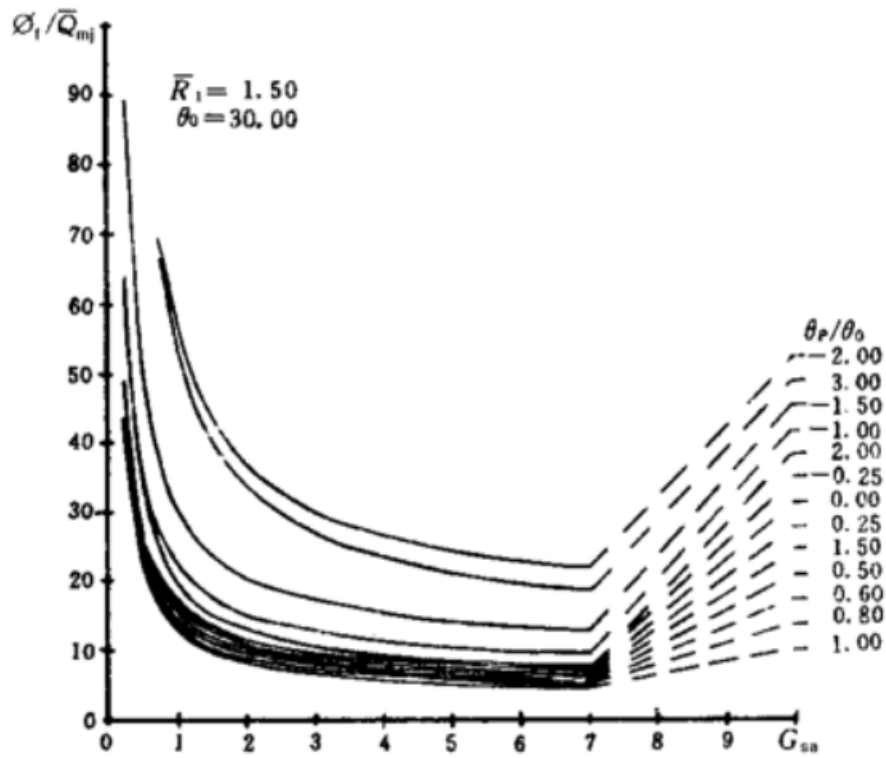


图 B5(b) 温升系数曲线

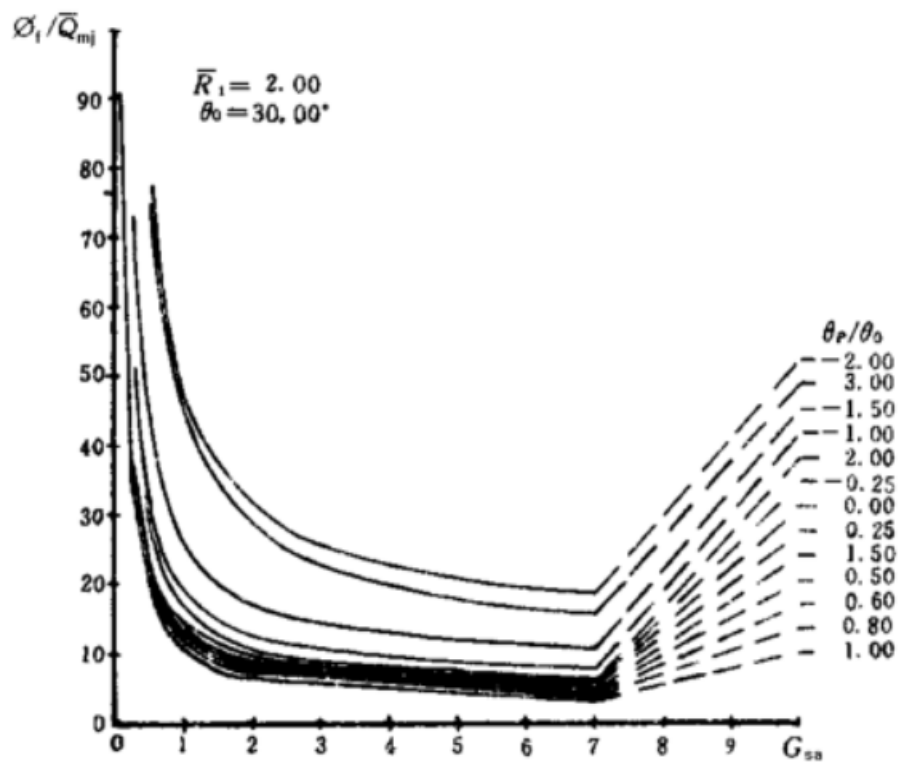


图 B5(c) 温升系数曲线

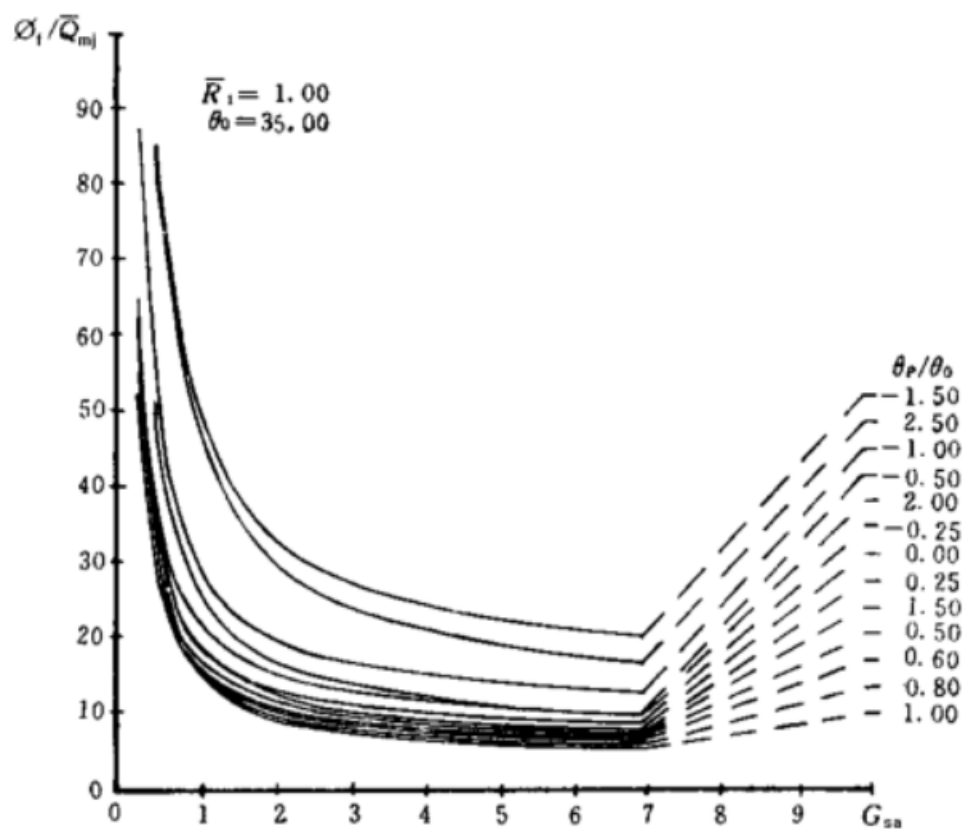


图 B5(d) 温升系数曲线

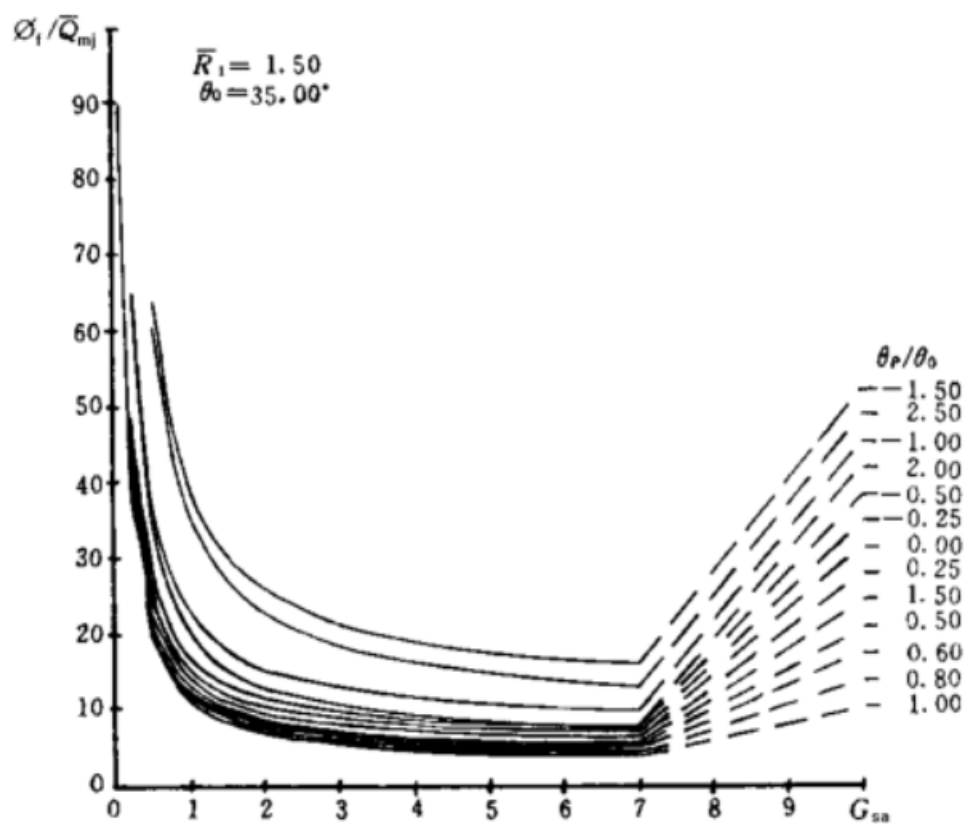


图 B5(e) 温升系数曲线

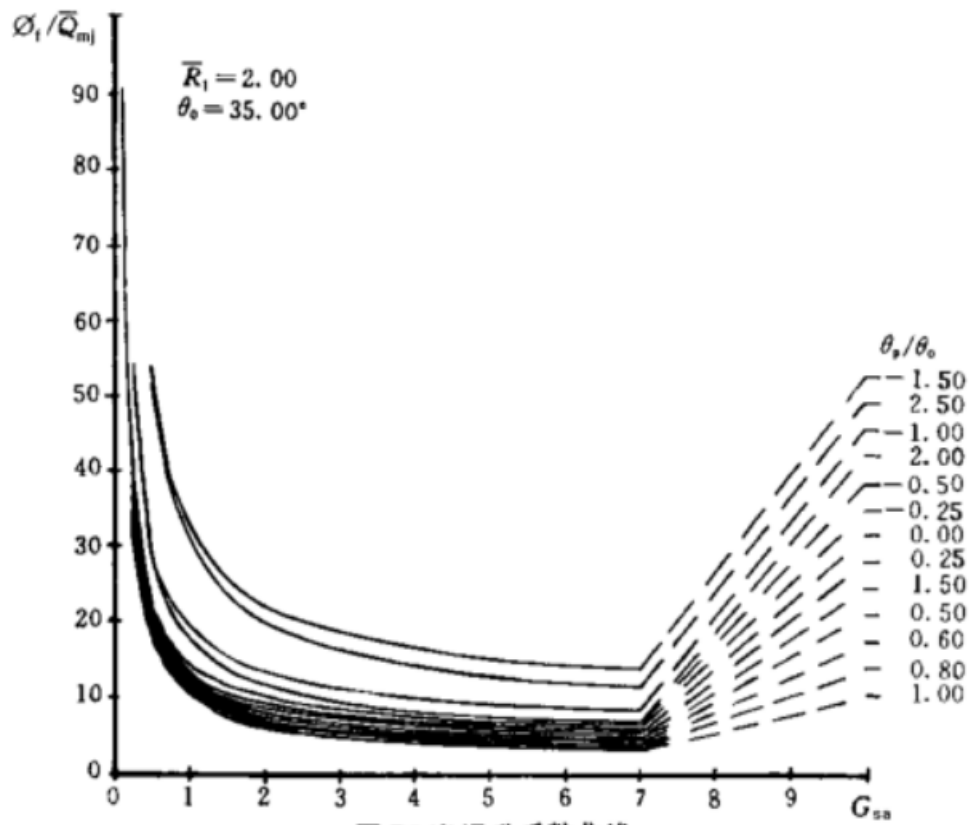


图 B5(f) 温升系数曲线

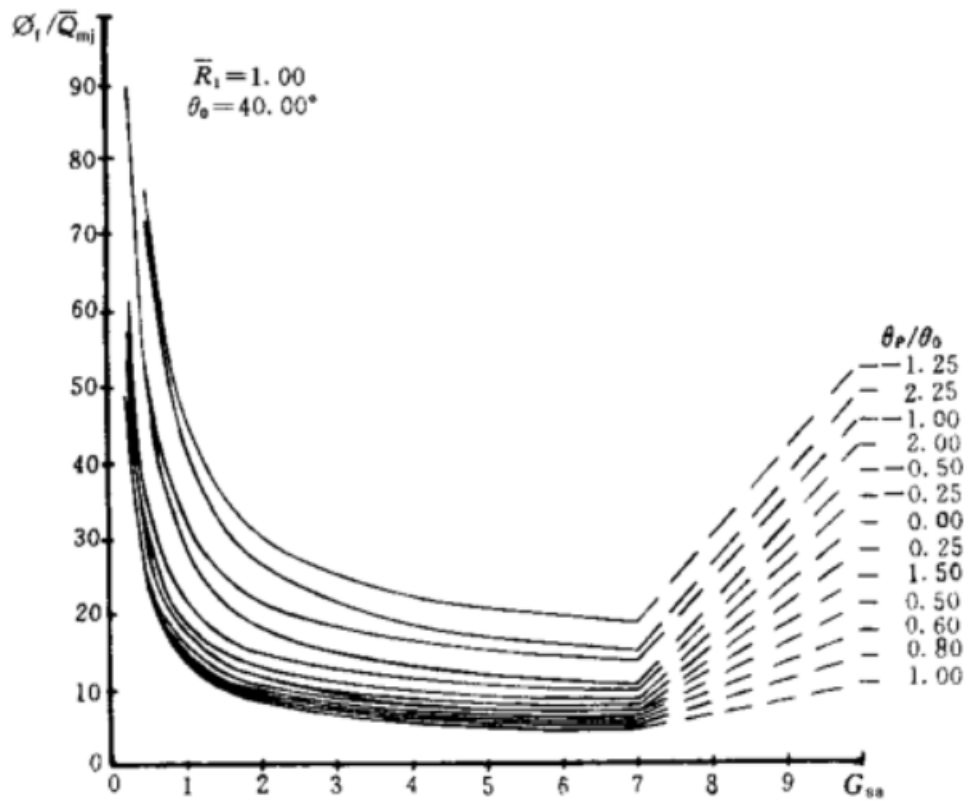


图 B5(g) 温升系数曲线

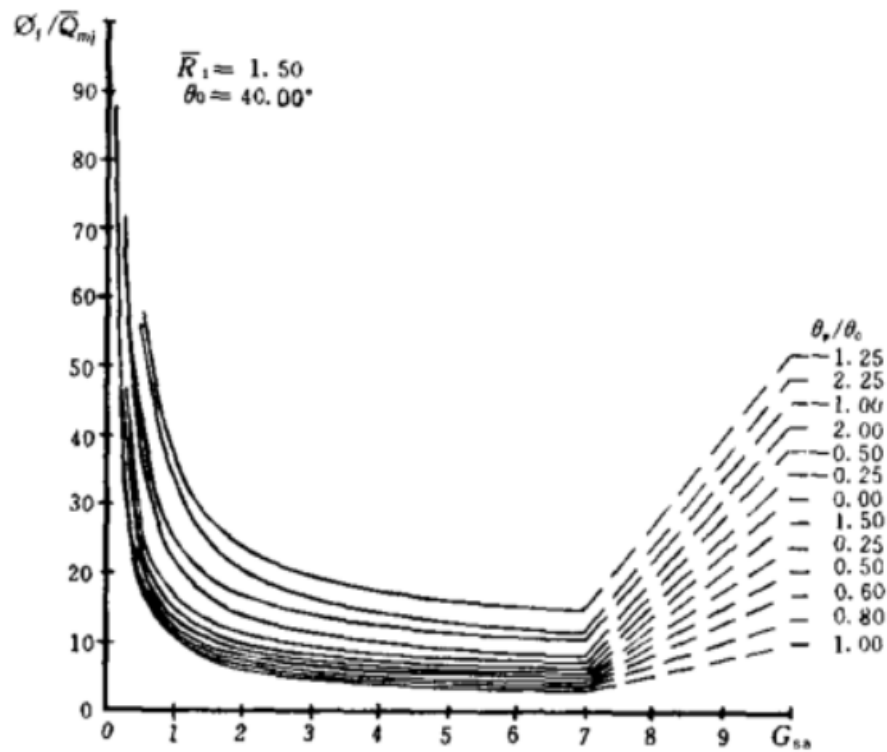


图 B5(h)温升系数曲线

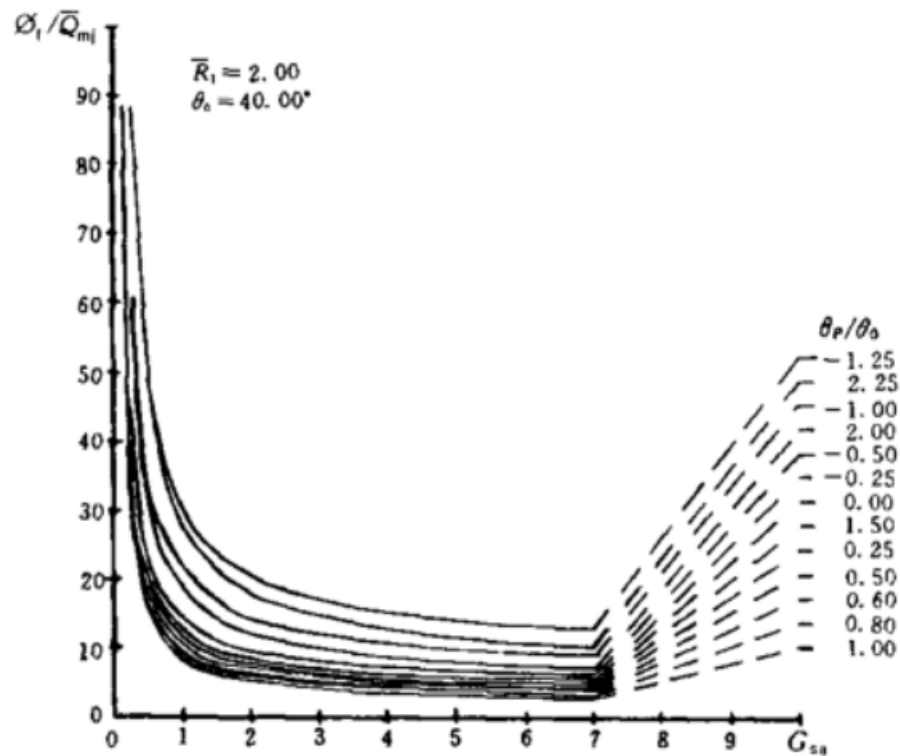


图 B5(i)温升系数曲线

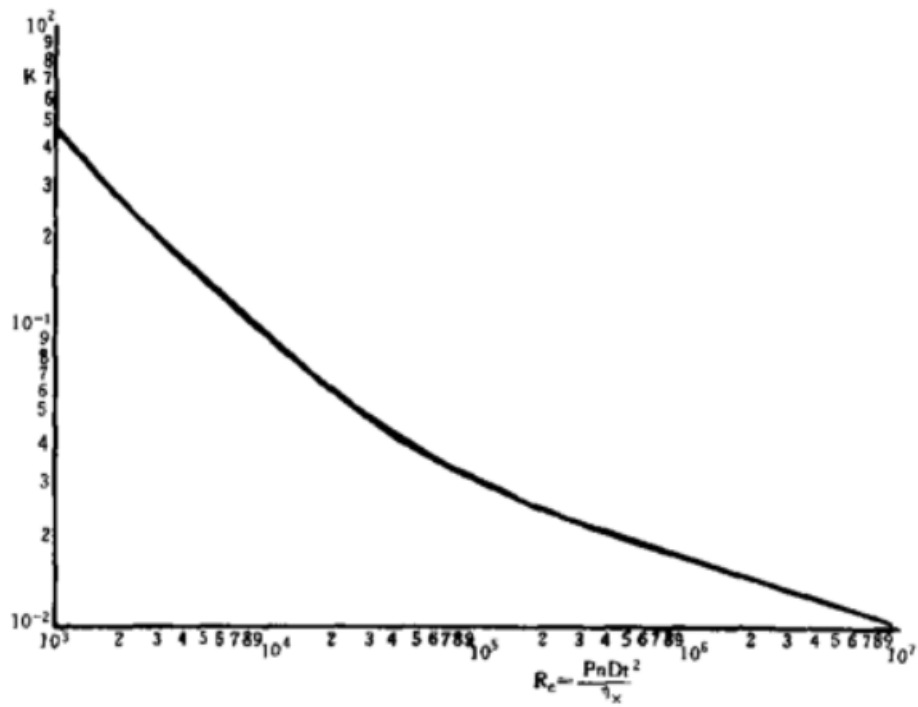


图 B6 计算搅动功耗时的系数 K 曲线

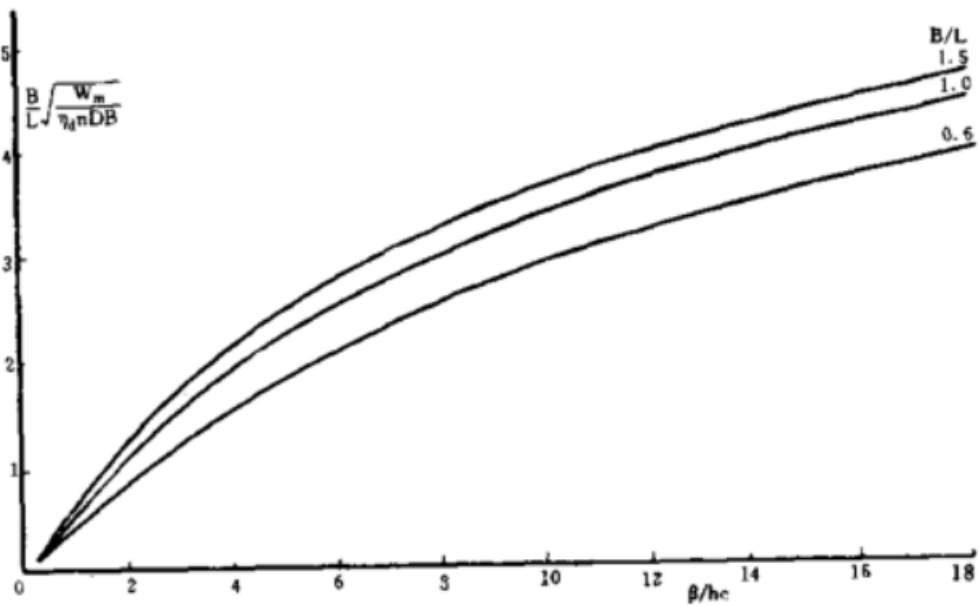


图 B7 平台单块固定瓦的承载能力曲线

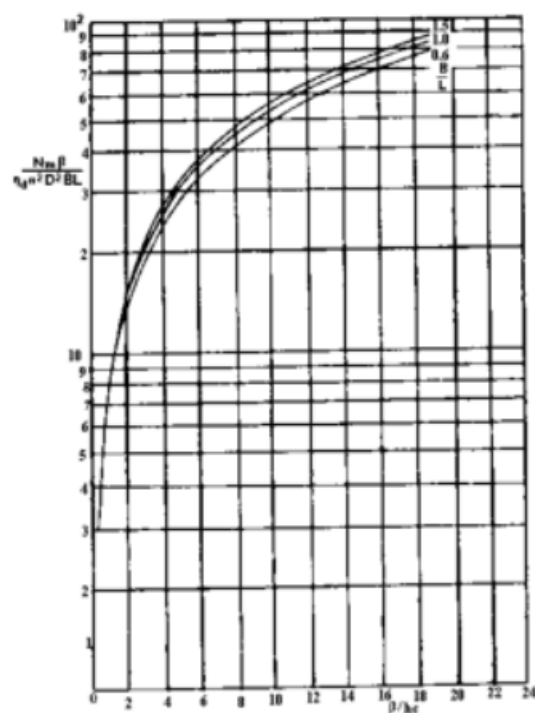


图 B8 带平台单块固定瓦的无量纲功耗曲线

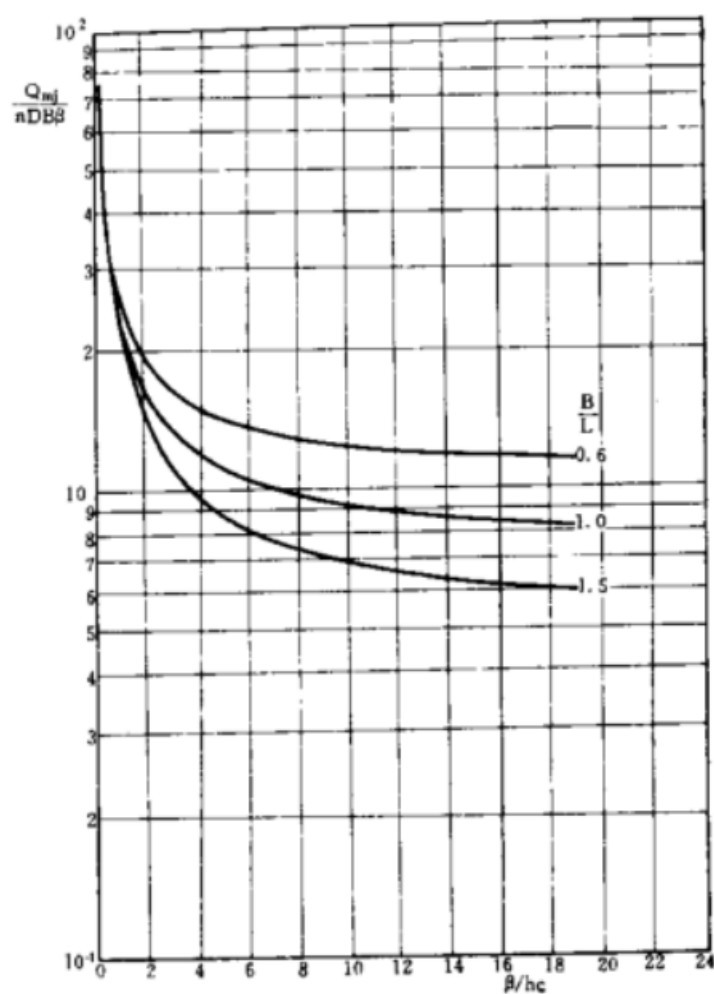


图 B9 带平台单块固定瓦的无量纲进油量曲线

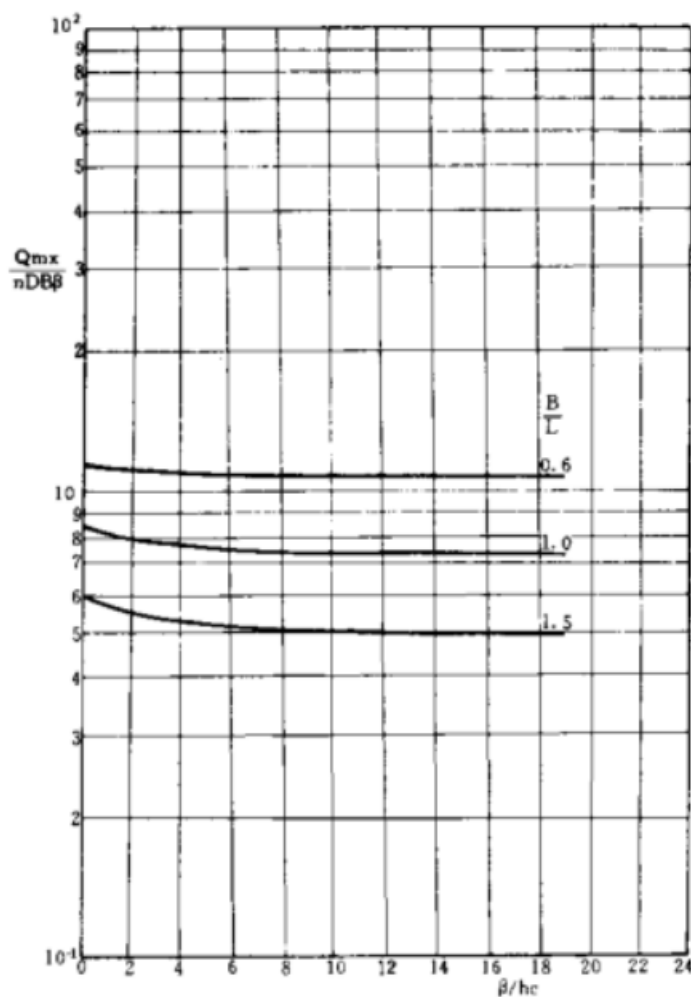


图 B10 带平台单块固定瓦的无量纲侧泄油量曲线

B2 计算程序**B2.1 使用说明****B2.1.1 输入数据：本程序输入数据均采用无格式输入**

第 1 行 M, N: M 为瓦块径向分格点数, N 为瓦块周向分格点数。

第 2 行 R1, THO, 即 \bar{R}_1 与 θ_0 , $\bar{R}_1 = \frac{R_1}{B}$ 为无量纲内径, θ_0 为瓦块扇形角, 度。

第 3 行 ISTM, 为本次计算所要算的 θ_p/θ_0 的总数。

第 4 行 THPD, 为本次计算所要算的 θ_p/θ_0 的值, 其个数等于 ISTM。

第 5 行 JSTM, 为本次计算所要算的, GSA 的总个数。

第 6 行 GPD, 为本次计算所要算的 GSA 的值, 其个数等于 JSTM。

B2.1.2 输入数据示例

21, 21,

1.0, 30.0,

13,

-2.0, -1.5, -1.0, -0.25, 0.0, 0.25, 0.5, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 16,

0.01, 0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0,

B2.2 计算程序

```

c * * * * *
c                                     THIS IS MAIN PROGRAME
c * * * * *

      DIMENSION X0(2),X(2), DX(2)
      DIMENSION THPD (20), GPD(20)
      COMMON/C3/R1, TH0, GP, THP, Su, Tcm
      COMMON/C4/W, QIN, QOUT, QR1, QR2, POW, TMAX, BWBJS,
& THWOJS, Hmin, RRhmin, THhmin, RRtmax, THtmax
      COMMON/C5/ND0,LS,LSS0,NG,LEE,MS,IBM,NG1,NG2,NAUS,THTAO,HWDR,
& G, NG3, LSS, AT, AU, CT, CU, NU, NDU, LEEU
      CALL DATAP (M, N, M1, N1, ISUM, THPD, GPD,
& ISTM, JSTM, W0)
      DO 400 IST=1, ISTM
      THP=THPD (IST)
      DO 300 JST=1, JSTM
      GP=GPD (JST)
      X0 (1) =GP
      X0 (2) =THP
      CALL FUN (X0, E0, M, N, M1, N1, W0, LIMITH, LIMITW)
      IF (LIMITH. GT. 0. AND. LIMITW. GT. 0) GOTO 100
      WRITE (* , *)' LIMITH, LIMITW=', LIMITH, LIMITW
      GOTO 200
100    CALL QMTAO (M, N, R1, TH0, Hmin, QIN, QOUT, QR1, QR2, POW)
      Isu0=Isu
      IST0=IST
      JST0=JST
      CALL RESULT (M, N, Isu0, ISUM, IST0, JST0, ISTM, JSTM)
300    CONTINUE
400    CONTINUE
200    STOP
      END

c * * * * *
c THIS SUBROUTINE IS USED TO CALCULATE THE TOTAL FORCE AND IT'S TORQUES
c * * * * *

      SUBROUTINE FUN(X,DELTe,M,N,M1,N1,W0,LIMITH,LIMITW)
      DIMENSION H(40,100),P(40,100),T(40,100),RR(40),TH(100),U(40,100)
      DIMENSION X(2)
      REAL MTAO
      COMMON/C2/AMUC,BMUC,TIN,T0,MU0,ANU0,Uhmin
      COMMON/C3/R1,TH0,GP,THP,Su,Tcm
      COMMON/C4/W,QIN,QOUT,QR1,QR2,MTAO,TMAX,BWBJS,THWOJS,Hmin,
& RRhmin,THhmin,RRtmax,THtmax
      COMMON/C5/ND0,LS,LSS0,NG,LEE,MS,IBM,NG1,NG2,NAUS,THTAO,HWDR,

```



```

&  G,NG3,LSS,AT,AU,CT,CU,NU,NDU,LEEU
COMMON/Z5/H/Z1/P/Z2/RR,TH/C188/U
GP=X(1)
THp=X(2)
CALL NCHAN(N,N1,TH0,THp,Gp,KL,W0,RRhmin,THhmin)
NREYNO=1
10  CALL HH(M,N,R1,Gp,THp,Su,TH0,LIMITH,RRhmin,THhmin,Uhmin,W0)
    IF (LIMITH.LE. 0)GOTO 1000
    CALL Hmhmin(M,N,Hmin,RRhmin,THhmin,Uhmin,deltH)
    IF (deltH.GT. 0.001)GOTO 10
    CALL REYNOL (M, N, M1, N1, TH0, R1, Hmin)
60  CALL WWS (M, N, M1, N1, R1, TH0, W, LIMITW)
    IF (LIMITW. LE. 0) GOTO 1000
    CALL BWTHWS (M, N, M1, N1, R1, TH0, W, BWBJS, THW0JS, DELTe, KW)
1000 RETURN
    END

c * * * * *
c          THIS SUBROUTINE IS USED TO READ INPUT DATA
c * * * * *
SUBROUTINE DATAP (M, N, M1, N1, ISUM,
&  THPD, GPD, ISTM, JSTM, W0)
DIMENSION U(40, 100), RR(40), TH(100), T(40, 100), SuD(20),
&  THPD(20), GPD(20)
COMMON/C2/AMUC, BMUC, TIN, T0, MU0, ANU0, Uhmin
COMMON/C3/R1, TH0, GP, THP, Su, Tcm
COMMON/C188/U/Z2/RR, TH
READ (3, *) M, N
M1=M-1
N1=N-1
READ (3, *) R1, TH0
TH0=TH0*3.1415926/180.0
READ (3, *) ISTM
READ (3, *) (THPD (I), I=1, ISTM)
READ (3, *) JSTM
READ (3, *) (GPD (J), J=1, JSTM)
W0=1.0
Uhmin=0
DO 30 I=1, M
DO 30 J=1, N
30  U(I, J) =0.
DO 40 I=1, M
40  RR(I)=FLOAT(I-1)/M1
DO 50 J=1,N

```

```

50    TH(J)=FLOAT(J-1)/N1
      RETURN
      END

c * * * * *
c      THIS SUBROUTINE IS USED TO DELIMIT MESH OF PAD
c * * * * *

      SUBROUTINE NCHAN(N, N1, TH0, THp, Gp, KL, W0, RRhmin, THhmin)
      DIMENSION RR(40), TH(100)
      COMMON/Z2/RR, TH
      Cmax=3.1415926/2./TH0
      Cmin=-Cmax+1
      IF(THp.LT.Cmin.OR.THp.GT.Cmax)THEN
      IF(THp.LT.Cmin)THEN
      N=IFIX(19/(ABS(THp-Cmin+1)))
      ELSE
      N=IFIX(19/(ABS(THp-Cmax-1)))
      END IF
      IF(N.GT.100)N=100
      N1=N-1
      DO 10 J=1,N
10    TH(J)=FLOAT(J-1)/N1
      END IF
      IF(THp.GE.1.AND.THp.LE.Cmax+0.5)THEN
      RRhmin=0.
      THhmin=1.
      ELSE IF(THp.GT.Cmax+0.5.AND.THp.LT.Cmax+1)THEN
      RRhmin=0
      THhmin=0
      ELSE IF(THp.LT.1.AND.THp.GE.Cmin)THEN
      RRhmin=1
      THhmin=1
      ELSE IF(THp.LT.Cmin.AND.THp.GT.Cmin-1.)then
      Rhmin=1.
      THhmin=1.+(THp-Cmin)
      END IF
      RETURN
      END

c * * * * *
c      THIS SUBROUTINE IS USED TO DETERMINE FILM THICKNESS
c * * * * *

      SUBROUTINE HH(M,N,R1,Gp,THp,Su,TH0 LIMITH,RRhmin,
& THhmin,Uhmin,W0)
      DIMENSION U(40,100), RR(40), TH(100), H(40,100)

```

```

COMMON/C188/U/Z2/RR,TH/Z5/H
Gp0=Gp/SQRT(W0)
Su0=Su/(W0*SQRT(W0))
DO 10 I=1, M
DO 10 J=1, N
H(I, J)=1.+Gp0*((RR(I)+R1)*SIN((THp-TH(J))*TH0)
&  -(RRhmin+R1)*SIN((THp-THhmin)*TH0))+SU0*(Uhmin-U(I, J))
10 CONTINUE
LIMITH=1
DO 30 I=1, M
DO 30 J=1, N
IF(H(I, J).LE.0)LIMITH=-1
30 CONTINUE
RETURN
END

```

```

c *****
c          THIS SUBROUTINE IS USED TO DETERMINE MINIMUM FILM
c          THICKNESS AND IT'S POSITIONS
c          *****

```

```

SUBROUTINE Hhmin(M, N, Hmin, RRhmin, THhmin, Uhmin, deltH)
DIMENSION H(40, 100), RR(40), TH(100), U(40, 100)
COMMON/Z5/H/Z2/RR,TH/C188/U
Hmin0=1.
Hmin=1.E6
DO 10 I=1, M
DO 10 J=1, N
IF (H (I, J).GT.Hmin)GOTO 10
Hmin=H(I, J)
Ihmin=I
Jhmin=J
10 CONTINUE
RRhmin=RR (Ihmin)
THhmin=TH (Jhmin)
Uhmin=U (IHMIN, JHMIN)
deltH=ABS (Hmin-Hmin0)
RETURN
END

```

```

c *****
c          THIS SUBROUTINE IS USED TO SOLVE REYNOLDS EQUATION
c          *****

```

```

SUBROUTINE REYNOL (M, N, M1, N1, TH0, R1, Hmin)
DIMENSION P(40, 100), RR(40), TH(100), H(40, 100),
&  BOUND1(40), NS(40), BOUND2(40)

```

```

COMMON/Z1/P/Z2/RR, TH/Z5/H
INTEGER BOUND1, BOUND2
A=6. * Hmin * * 2/TH0
DO 10 I=1,M
BOUND1(I)=1
BOUND2(I)=N
NS(I)=2
DO 10 J=1,N
10  P(I, J) =0
K=0
KB1=0
KB2=0
KB3=0
KB4=0
KB5=0
KB6=0
50  S1=0
S2=0
DO 200 I=2, M1
Ra=R1+.5*(RR(I)+RR(I-1))
Rb=R1+.5*(RR(I)+RR(I+1))
NI=NS(I)
NB=BOUND2(I)-1
DO 200 J=NI, NB
S=P(I, J)
H1=.5*(H(I, J)+H(I-1, J))
H2=.5*(H(I, J)+H(I+1, J))
H3=.5*(H(I, J)+H(I, J-1))
H4=.5*(H(I, J)+H(I, J+1))
C1=2.*Rb*H2* * 3/((RR(I+1)-RR(I-1))*(RR(I+1)-RR(I)))
C2=2.*Ra*H1* * 3/((RR(I+1)-RR(I-1))*(RR(I)-RR(I-1)))
C3=2.*H4* * 3/((TH(J+1)-TH(J-1))*(TH(J+1)-TH(J), * TH0*TH0*(RR(I)
& +R1))
C4=2.*H3* * 3/((TH(J+1)-TH(J-1))*(TH(J)-TH(J-1))*TH0*TH0*(RR(I)
& +R1))
F=2.*A*(RR(I)+R1)*(H4-H3)/(TH(J+1)-TH(J-1))
P(I,J)=(C1*P(I+1,J)+C2*P(I-1,J)+C3*P(I,J+1)+C4*P(I,J-1)-F)
& /(C1+C2+C3+C4)
P(I, J)=S+1.6*(P(I, J)-S)
S1=S1+ABS(P(I, J)-S)
S2=S2+P(I, J)
200 CONTINUE
DO 30 I=2,M1

```

```

      nb=bound2 (i)-1
      DO 20 J=2,NB
      IF(P(I,J).GT.0.)GOTO 30
      IF(P(I, J).LT.0. AND. P(I, J+1).GE.0)THEN
      P(I, J)=0
      BOUND1(I)=J
      GOTO 30
      END IF
      IF(P(I, J).LT.0.)P(I, J)=0
      IF(P(I, J).GT.0. AND P(I,J+1).LE.0.)GOTO 30
20    CONTINUE
30    CONTINUE
      KB7=0
      DO 70 I=2,M1
70    KB7=KB7+BOUND1(I)
      IF(KB7.EQ.KBI)THEN
      DO 80 I=2,MI
80    NS(I)=BOUND1(I)+1
      ELSE
      KB1=KB2
      KB2=KB3
      KB3=KB4
      KB4=KB5
      KB5=KB6
      KB6=KB7
      END IF
      DO 100 I=2,M1
      NI=NS(I)
      nb=bound2(i)-1
      DO 110 J=NI,NB
      IF(P(I, J).LT.0.. AND. P(I, J).LT.P(I, J+1))THEN
      BOUND2(I)=J
      GOTO 100
      END IF
110   CONTINUE
100   CONTINUE
      DO 120 I=2, M1
      JB=BOUND2 (I)
      DO 120 J=JB, N
120   P(I, J)=0.
      S=S1/S2
      K=K+1
      IF(ABS(S).GT.0.001)GOTO 50

```

```

      RETURN
      END
c * * * * *
c      THIS SUBROUTINE IS USED TO CALCULATE THE TOTAL FORCE
c * * * * *
      SUBROUTINE WWS (M, N, M1, N1, R1, TH0, W, LIMITW)
      DIMENSION P(40, 100), RR(40), TH(100), S(50)
      COMMON/Z1/P/Z2/RR, TH
      W=0
      DO 10 I=1, M
      S(I)=0
      DO 10 J=2, N1, 2
10      S(I)=S(I)+1./3.* (P(I, J-1)+4.* P(I, J)+P(I, J+1)) * (RR(I)+R1)
      & * TH(J+1)-TH(J))
      DO 20 I=2, M1, 2
      W=W+1./3.* (S(I-1)+4.* S(I)+S(I+1)) * (RR(I+1)-RR(I))
20      CONTINUE
      W=W * TH0
      LIMITW=1
      IF(W.LE.0.)LIMITW=-1
      RETURN
      END
c * * * * *
c      THIS SUBROUTINE IS USED TO CALCULATE TORQUE OF PAD
c * * * * *
      SUBROUTINE BWTHWS (M, N, M1, N1, R1, TH0, W, BWBJS, THWOJS, E,
      & KW)
      DIMENSION P(40, 100), RR(40), TH(100), SX(40), SY(40)
      COMMON/Z1/P/Z2/RR, TH
      XM=0
      YM=0
      DO 10 I=1, M
      SX(I)=0
      SY(I)=0
      DO 10 J=2, N1, 2
      SX(I)=SX(I)+1./3.* (P(I, J-1)+4.* P(I, J)
      & +P(I, J+1)) * (RR(I)+R1) * * 2 * (TH(J+1)-TH(J))
      SY(I)=SY(I)+1./3.* (P(I, J-1) * SIN(TH0 * TH(J-1))+4.* P(I, J) * SIN(TH0 *
      & TH(J))+P(I, J+1) * SIN(TH0 * TH(J+1))) * (RR(I)+R1) * * 2 * (TH(J+1)-TH(J))
10      CONTINUE
      DO 20 I=2, M1, 2
      XM=XM+1./3.* (SX(I-1)+4.* SX(I)+SX(I+1)) * (RR(I)-RR(I-1))
      YM=YM+1./3.* (SY(I-1)+4.* SY(I)+SY(I+1)) * (RR(I)-RR(I-1))

```

```

20  CONTINUE
    BWBJS=XM*TH0/W-R1
    YM=YM*TH0/W/(BWBJS+R1)
    TM=YM/SQRT(1.-YM**2)
    THWOJS=ATAN(TM)/TH0
    RETURN
    END
c *****
c      THIS SUBROUTINE IS USED TO OUTPUT CALCULATING RESULTS      *
c *****
SUBROUTINE RESULT(M, N, IU, ISUM, I, J, ISTM, JSTM)
  DIMENSION THPD(30), GPD(30),
& BWD(20, 20), THWD(20, 20), WD(20, 20), QD(20, 20), MD(20, 20), TMAXD(20,
  20)
  COMMON/C3/R1, TH0, Gp, THp, Su, Tem
  COMMON/C4/W, Qin, Qout, Qr1, Qr2, Mtao, TMAX, BWBJS,
& THWOJS, Hmin, RRhmin, THhmin, RRtmax, THtmax
  COMMON/RESU/THPD, GpD, BWD, THWD, WD, QD, MD, RRmD, THmD, RRmTD,
& THmTD, TmaxD
  REAL MTAO, MD
  WRITE(*, 3)THp, Gp, BWBJS, THWOJS, W
  WRITE(*, 4)QIN, MTAO, TMAX
3  FORMAT(1X,'THp=', F8.4,, Gp=', F8.4,
&' BWBJS=', F8.4,'THWOJS=', F8.4,'W=', E10.4)
4  FORMAT(1X,'QIN=', E10.4,'MTAO=', E10.4,'TMAX=', E11.4)
  THpD(I)=THp
  GpD(J)=Gp
  BWD(I, J)=BWBJS
  THWD(I, J)=THWOJS
  WD(I, J)=W
  QD(I, J)=QIN
  MD(I, J)=MTAO
  IF(I.EQ.ISTM.AND.J.EQ.JSTM)THEN
    WRITE(4, 8)ISTM, JSTM, R1, TH0
    WRITE(4, 17)(THpD(IA), IA=1, ISTM)
    WRITE(4, 18)(GpD(JA), JA=1, JSTM)
    WRITE(4, 14)((BWD(IA, JA), JA=1, JSTM), IA=1, ISTM)
    WRITE(4, 15)((THWD(IA, JA), JA=1, ISTM), IA=1, ISTM)
    WRITE(4, 19)((WD(IA, JA), JA=1, JSTM), IA=1, ISTM)
    WRITE(4, 20)((QD(IA, JA), JA=1, JSTM), IA=1, ISTM)
    WRITE(4, 21)((MD(IA, JA), JA=1, JSTM), IA=1, ISTM)
  END IF
14  FORMAT(1X,' BWD=', /, 100(6E11.4, 1/))

```

```

15  FORMAT (1X, 'THWD=', /, 100 (6E11. 4, /))
17  FORMAT (1X, ' THpD (I, J) =', /, 100 (6E11. 4, /))
18  FORMAT (1X, ' GpD (I, J) =', /, 100(6E11.4,/))
19  FORMAT(1X,'WD(I, J) =', /, 100(6E11.4,/))
20  FORMAT(1X,'QD(I, J) =', /, 100(6E11.4,/))
21  FORMAT(1X,'MD(I, J) =', /, 100(6E11.4,/))
8   FORMAT(1X,'ISTM, JSTM, R1, TH0=', /2I4, 2(E15.7))
1000 RETURN
      END

```

```

c * * * * *
c   THIS SUBROUTINE IS USED TO FLOW RATE AND FRICTION TORQUE
c * * * * *

```

```

      SUBROUTINE QMTAO (M, N, R1, TH0, Hmin, QIN, QOUT, QR1, QR2, MTAO)
      DIMENSION P(40, 100), H(40,100), RR(40), TH(100),
&  DQ1(40), DQ2(40), TAO(100), DS1(40)
      REAL MTAO
      COMMON/Z1/P/Z5/H/Z2/RR,TH
      S3=Hmin * * 3
      QIN=0.
      QOUT=0.
      DO 10 I=1, M
      R=R1+RR(I)
      DQ1(I)=-H(I, 1) * * 3 * (4 * P(I,2)-3 * P(I, 1) -P(I, 3))/(TH(3)-TH(1))/
&  (TH0 * R * 12. * S3)+R * H(I, 1)/(2. * Hmin)
      DQ2(I)=-H(I, N) * * 3 * (3 * P(I, N)-4 * P(I, N-1)+P(I,N-2))/(TH(N)-TH(N-
2))
&  /(TH0 * R * 12. * S3)+R * H(I, N)/(2. * Hmin)
10  CONTINUE
      CALL SIMP(DQ1, QIN, M)
      QIN=QIN * (RR(2)-RR(1))/3.0
      CALL SIMP(DQ2, QOUT, M)
      QOUT=QOUT * (RR(2)-RR(1))/3.0
      QR1=0.
      QR2=0.
      DO 20 J=1, N
      Q1=-H(1, J) * * 3 * (4 * P(2, J)-3 * P(1, J)-P(3, J))/(RR(3)-RR(1))/
&  12. * S3)
      Q2=-H(M, J) * * 3 * (3 * P(M, J)-4 * P(M-1, J)+P(M-2, J))/(RR(M)-
RR(M-2))
&  / (12. * S3)
      IF (J. EQ. 1) GOTO 15
      QR1=QR1+. 5 * (Q1+S1) * (TH (J) -TH (J-1))
      QR2=QR2+. 5 * (Q2+S2) * (TH (J) -TH (J-1))

```



```

15    S1=Q1
      S2=Q2
20    CONTINUE
      QR1=-R1*TH0*QR1
      QR2=(R1+1.)*TH0*QR2
      MTAO=0.
      DO 30 I=1, M
        R=R1+RR (I)
        S=0.
        DO 40 J=1, N
          IF (J. EQ. 1) PT= (4*P (I, 2) -3*P (I, 1) -P (I, 3)) / (TH (3) -TH (1))
          IF (J. EQ. N) PT= (3*P (I, N) -4*P (I, N-1) +P (I, N-2)) / (TH (N) -TH
(N-2))
          IF (J. GT. 1. AND. J. LT. N) PT= (P (I, J+1) -P (I, J-1)) / (TH (J+1) -TH
(J-1))
          TAO (J) = (H (I, J) *PT/ (2. *R*TH0*Hmin) +R*Hmin/H (I, J)) *R*R
40    CONTINUE
      CALL SIMP (TAO, S1, N)
      DSI (I) =S1* (TH (2) -TH (1)) /3. 0
30    CONTINUE
      CALL SIMP (DSI, MTAO, M)
      MTAO=TH0*MTAO* (RR (2) -RR (1)) /3. 0
      RETURN
      END
c * * * * *
c      THIS SUBROUTINE IS USED TO CALCULATE SIMPSON INTEGRAL      *
c * * * * *
      SUBROUTINE SIMP (D, H, K)
      DIMENSION D (K)
      M=K/2
      H=D (1) -D (K)
      DO 10 I=1, M
10    H=H+2. 0* (2. 0*D (2*I) +D (2*I+1))
      RETURN
      END

```

本程序中油膜破裂处压力边界条件有两种，即在瓦块边界处为强加边界条件，在油膜自然破裂处为雷诺边界条件。

附加说明：

本标准由中华人民共和国机械电子工业部提出。

本标准由上海发电设备成套设计研究所归口。

本标准由西安交通大学、上海发电设备成套所、东方汽轮机厂负责起草。上海汽轮机厂、哈尔滨汽轮机厂、青岛汽轮机厂 参加起草。

本标准主要起草人朱均、蒋荷英、林才珍、陈曾荣、徐华、张晓英、李卫平、孙庆、万跃秋、顾治强。

中 华 人 民 共 和 国
机 械 行 业 标 准
汽轮机推力轴承计算方法
JB/T 6520—1992

★

机械科学研究院出版发行
机械科学研究院印刷
(北京首体南路2号 邮编 100044)

★

开本 880×1230 1/16 印张 X/X 字数 XXX,XXX
19XX 年 XX 月第 X 版 19XX 年 XX 月第 X 印刷
印数 1—XXX 定价 XXX.XX 元
编号 XX—XXX

机械工业标准服务网: <http://www.JB.ac.cn>

*草庐一苇*提供优质文档，如果你下载的文档有缺页、模糊等现象或者遇到找不到的稀缺文件，请发站内信和我联系！我一定帮你解决！

本人有各种国内外标准 20 余万个， 包括全系列 **GB** 国标及国内行业及部门标准，全系列 **BSI** **EN** **DIN** **JIS** **NF** **AS** **NZS** **GOST** **ASTM** **ISO** **ASME** **SSPC** **ANSI** **IEC** **IEEE** **ANSI** **UL** **AASHTO** **ABS** **ACI** **AREMA** **AWS** **ML** **NACE** **GM** **FAA** **TBR** **RCC** 各国船级社…… 等大量其他国际标准。豆丁下载网址：

www.bzxz.net

免费标准下载网