

## 7 滚动轴承的启动力矩与旋转力矩

### 7.1 角接触球轴承的预紧量与启动力矩

角接触球轴承与圆锥滚子轴承一样，一般不单套安装，而是2套成对安装或者2套以上组合使用。

对于背靠背组合轴承和面对面组合轴承，施加预紧量可以调节轴承的刚度，其标准预紧量分为微(EL)、轻(L)、中(M)、重(H)4种。增大预紧量，轴承摩擦力矩也会增大。

角接触球轴承的启动力矩，主要是由于球与内、外圈接触面的自转摩擦产生的力矩。

轴承旋转产生的启动力矩  $M$  由式(1)表示。

$$M = M_s Z \sin \alpha \quad (\text{mN}\cdot\text{m}), \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\} \quad \dots\dots(1)$$

式中， $M_s$ ：以接触角  $\alpha$  的轴为中心的旋转摩擦

$$M_s = \frac{3}{8} \mu_s \cdot Q \cdot a E(k) \quad (\text{mN}\cdot\text{m}), \{\text{kgf}\cdot\text{mm}\}$$

$\mu_s$ ：接触面的滑动摩擦系数

$Q$ ：滚动体载荷 (N), {kgf}

$a$ ：接触椭圆的长轴半径 (mm)

$E(k)$ ：以  $k = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}$

为分母的第二种正椭圆积分

$b$ ：接触椭圆的短轴半径 (mm)

$Z$ ：球数

$\alpha$ ：接触角 (°)

接触角为  $15^\circ$  的角接触球轴承，其实验结果与式(1)  $\mu_s = 0.15$  的计算结果十分吻合。图1所示为70C及72C系列轴承摩擦力矩的计算结果。

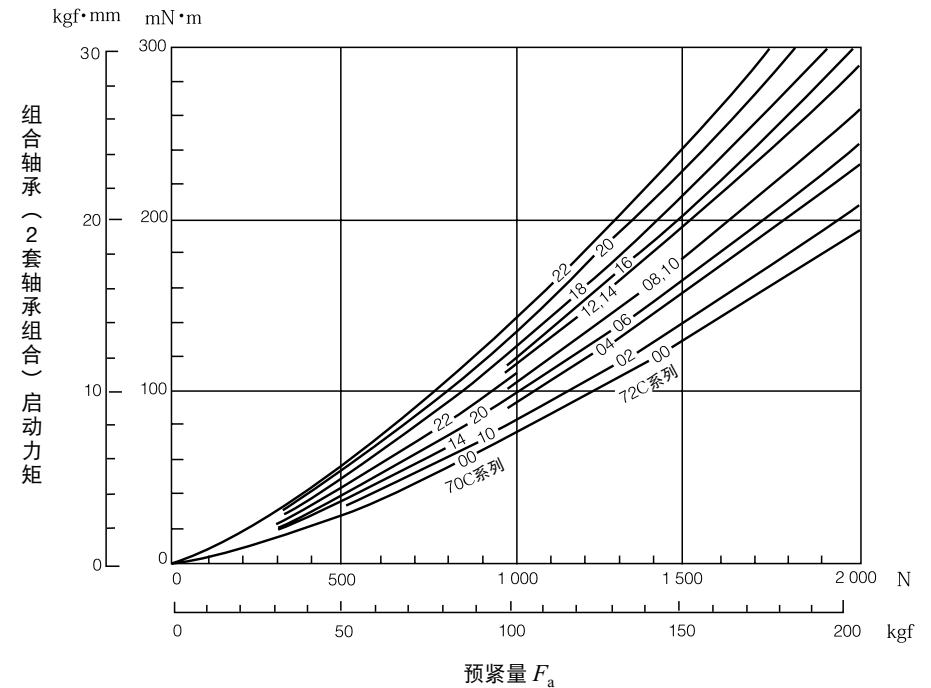


图1 角接触球轴承 ( $\alpha = 15^\circ$ ) 背靠背或面对面组合的预紧量与启动力矩

## 7.2 圆锥滚子轴承的预紧量与启动力矩

圆锥滚子轴承受轴向载荷  $F_a$  时，滚子受力平衡如式 (1)、(2)、(3) 所示。

$$Q_e = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots(1)$$

$$Q_i = Q_e \cos 2\beta = \frac{\cos 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \dots\dots\dots(2)$$

$$Q_f = Q_e \sin 2\beta = \frac{\sin 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \dots\dots\dots(3)$$

式中， $Q_e$ ：外圈作用于滚动体的载荷 (N), {kgf}

$Q_i$ ：内圈作用于滚动体的载荷 (N), {kgf}

$Q_f$ ：内圈大挡边作用于滚动体的载荷 (N), {kgf} (令  $Q_f \perp Q_i$ )

$Z$ ：滚子数

$\alpha$ ：接触角=外圈锥度的  $1/2(^\circ)$

$\beta$ ：滚子锥角的  $1/2(^\circ)$

$D_{w1}$ ：滚子大端面直径 (mm) (图 1)

$e$ ：滚子端面与挡边的接触位置 (图 1)

如图 1 所示，当外圈承受圆周切向力  $F$  时，滚子朝该方向滚动，接触点  $C$  产生与滚子旋转瞬时中心  $A$  相关的启动力矩  $e \mu_e Q_f$ 。

所以，摩擦力矩的平衡关系为

$$D_{w1} F = e \mu_e Q_f \text{ (mN}\cdot\text{m), {kgf}\cdot\text{mm}} \dots\dots\dots(4)$$

式中， $\mu_e$ ：滚子端面与内圈大挡边的摩擦系数

1 套轴承的启动力矩  $M$  如式 (5) 所示。

$$M = F Z l$$

$$= \frac{e \mu_e l \sin 2\beta}{D_{w1} \sin \alpha} F_a \text{ (mN}\cdot\text{m), {kgf}\cdot\text{mm}} \dots\dots\dots(5)$$

$D_{w1} = 2 \overline{OB} \sin \beta$ ,  $l = \overline{OB} \sin \alpha$   
代入式 (5)，则

$$M = e \mu_e \cos \beta F_a \text{ (mN}\cdot\text{m), {kgf}\cdot\text{mm}} \dots\dots\dots(6)$$

此启动力矩  $M$  只以滚子端面与内圈大挡边的滑动摩擦阻力求出。因为圆锥滚子轴承在载荷超过一定程度（相当于预紧量）时，滚子端面与内圈大挡边之间的摩擦阻力对于轴承的启动力矩起决定性作用，其他原因产生的启动力矩，可以忽略不计。在式 (5) 中， $e$  与  $\beta$  是由轴承设计时决定的参数，因此确定  $\mu_e$  值，就可以计算出启动力矩。

$\mu_e$  与  $e$  值具有一定的离散性，因而同一型号的单品轴承其启动力矩也都参差不齐。经一些实验事例证明， $e$  值用于设计时，只要按  $\mu_e = 0.20$  的平均值计算，就能推测轴承启动力矩的平均值。

各系列圆锥滚子轴承的计算结果，如图 2 所示。

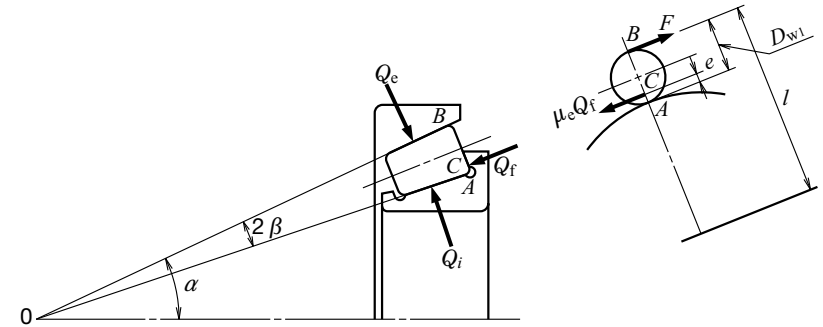


图 1

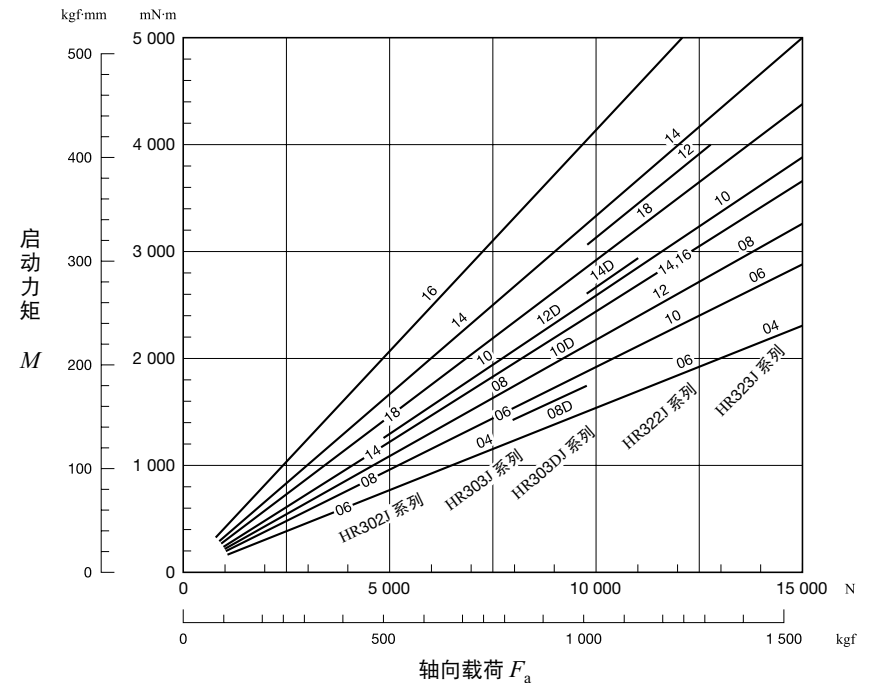


图 2 圆锥滚子轴承的轴向载荷与启动力矩

### 7.3 高速球轴承旋转力矩的计算公式

下面介绍高速球轴承采用喷油润滑，承受轴向载荷时，旋转力矩的计算公式。该公式以内径 10 ~ 30 mm 角接触球轴承的实验结果为依据，同时也适用于尺寸更大的轴承。

旋转力矩  $M$  可按式 (1) 以载荷  $M_l$  与速度  $M_v$  之和求出。

$$M = M_l + M_v \text{ (mN}\cdot\text{m)}, \{ \text{kgf}\cdot\text{mm} \} \dots(1)$$

载荷  $M_l$  是与非流体摩擦速度无关的摩擦力，按照实验表示如式 (2)。

$$M_l = 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \text{ (mN}\cdot\text{m)} \left. \vphantom{M_l} \right\} \dots(2)$$

$$= 1.06 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \{ \text{kgf}\cdot\text{mm} \}$$

式中， $D_{pw}$ ：滚动体节圆直径 (mm)

$F_a$ ：轴向载荷 (N), {kgf}

速度  $M_v$  是流体摩擦力，受转速影响，如式 (3) 所示。

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \text{ (mN}\cdot\text{m)} \left. \vphantom{M_v} \right\}$$

$$= 3.54 \times 10^{-11} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \{ \text{kgf}\cdot\text{mm} \} \dots(3)$$

式中， $n_i$ ：内圈旋转速度 (r/min)

$Z_B$ ：在外圈温度下润滑油绝对粘度 (cp)

$Q$ ：供油量 (kg/min)

粘度及供油量的影响指数  $a$  与  $b$ ，将随转速而变化，分别如式 (4)、(5) 所示。

$$a = 24n_i^{-0.37} \dots(4)$$

$$b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \dots(5)$$

图 1 是高速球轴承旋转力矩测量实例，图 2 是计算值与测量值的对比。另外，当接触角超过 30° 时，自转摩擦的将增大，按此公式计算的旋转力矩会稍小一些。

#### 例题

试求高速角接触球轴承 20BNT02 ( $\phi 20 \times \phi 47 \times 14$ ) 在下列工况下使用时的旋转力矩。

$n_i = 70\,000$  r/min

$F_a = 590$  N, {60 kgf}

喷射润滑油的粘度 10cp

供油量 1.5 kg/min

由式 (2) 得：

$$M_l = 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2}$$

$$= 0.672 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (590)^{1.2}$$

$$= 16.6 \text{ (mN}\cdot\text{m)}$$

$$M_l = 1.06 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (60)^{1.2}$$

$$= 1.7 \{ \text{kgf}\cdot\text{mm} \}$$

由式 (4) 及 (5) 得：

$$a = 24n_i^{-0.37}$$

$$= 24 \times (70\,000)^{-0.37} = 0.39$$

$$b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03$$

$$= 4 \times 10^{-9} \times (70\,000)^{1.6} + 0.03 = 0.26$$

由式 (3) 得：

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b$$

$$= 3.47 \times 10^{-10} \times (33.5)^3 \times (70\,000)^{1.4}$$

$$\times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26}$$

$$= 216 \text{ (mN}\cdot\text{m)}$$

$$M_v = 3.54 \times 10^{-11} \times (33.5)^3 \times (70\,000)^{1.4}$$

$$\times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26}$$

$$= 22.0 \{ \text{kgf}\cdot\text{mm} \}$$

$$M = M_l + M_v = 16.6 + 216 = 232.6 \text{ (mN}\cdot\text{m)}$$

$$M = M_l + M_v = 1.7 + 22 = 23.7 \{ \text{kgf}\cdot\text{mm} \}$$

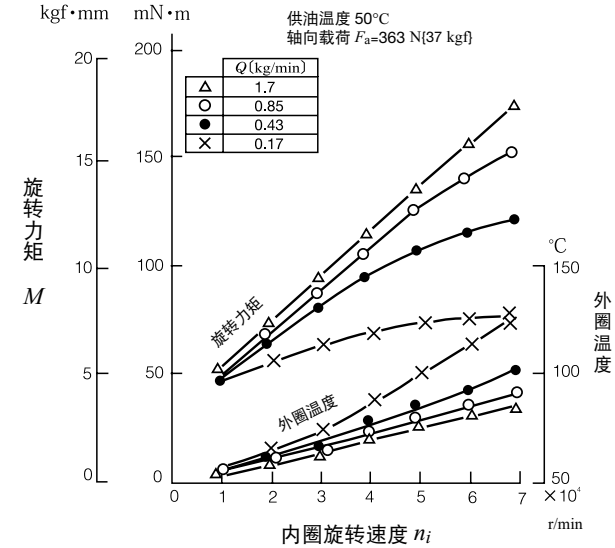


图 1 实测例

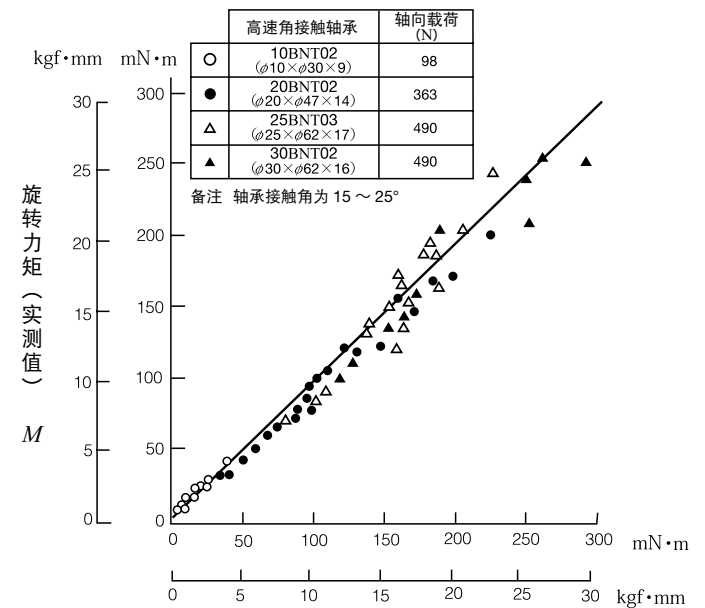


图 2 实测值与计算值的对比

### 7.4 圆锥滚子轴承旋转力矩的计算公式

圆锥滚子轴承在承受轴向载荷时，其旋转力矩的计算公式，主要基于下列2种摩擦来解析。

- (1) 滚子与内、外圈滚道面的滚动阻力（摩擦）—弹性滞后与EHL粘性滚动阻力—
- (2) 内圈挡边与滚子端面之间的滑动摩擦。

圆锥滚子轴承承受轴向载荷  $F_a$  时，经力平衡，滚子的受力如图1所示。

$$Q_c \doteq Q_i = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots(1)$$

$$Q_f = \frac{F_a \sin 2\beta}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots(2)$$

- 式中，  $Q_c$ ：外圈作用于滚动体的载荷
- $Q_i$ ：内圈作用于滚动体的载荷
- $Q_f$ ：内圈大挡边作用于滚动体的载荷
- $Z$ ：滚子数
- $\alpha$ ：接触角（外圈锥度的1/2）
- $\beta$ ：滚子锥角的1/2

另一方面，考虑作用于各部位的摩擦力时，为了简化，采用滚子中央直径  $D_w$  建立模型，如图2所示。

- 式中，  $M_i, M_c$ ：滚动阻力（力矩）
- $F_{si}, F_{sc}, F_{sf}$ ：滑动摩擦
- $R_i, R_c$ ：内、外圈滚道中央半径
- $e$ ：滚子端面与挡边的接触高度

在图2中，假设滚子的滑动摩擦力与力矩趋于平衡，则得下列公式。

$$F_{sc} - F_{si} = F_{sf} \dots\dots\dots(3)$$

$$M_i + M_c = \frac{D_w}{2} F_{sc} + \frac{D_w}{2} F_{si} + \left( \frac{D_w}{2} - e \right) F_{sf} \dots\dots\dots(4)$$

利用式(3)及(4)，求出内、外圈作用于一个滚子的旋转力矩，再乘以滚子数  $Z$ ，即得  $M$ 。

$$\begin{aligned} M &= Z (R_c F_{sc} - M_c) \\ &= \frac{Z}{D_w} (R_c M_i + R_i M_c) + \frac{Z}{D_w} R_c e F_{sf} \\ &= M_R + M_S \end{aligned}$$

即， $M$ 由滚道面产生的摩擦、力矩  $M_R$  和挡边面产生的摩擦力矩  $M_S$  组成。其中， $M_R$  与  $M_S$  分别为滚动摩擦和滑动摩擦。

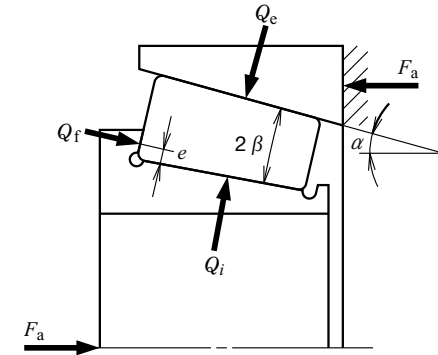


图1 滚子受力图

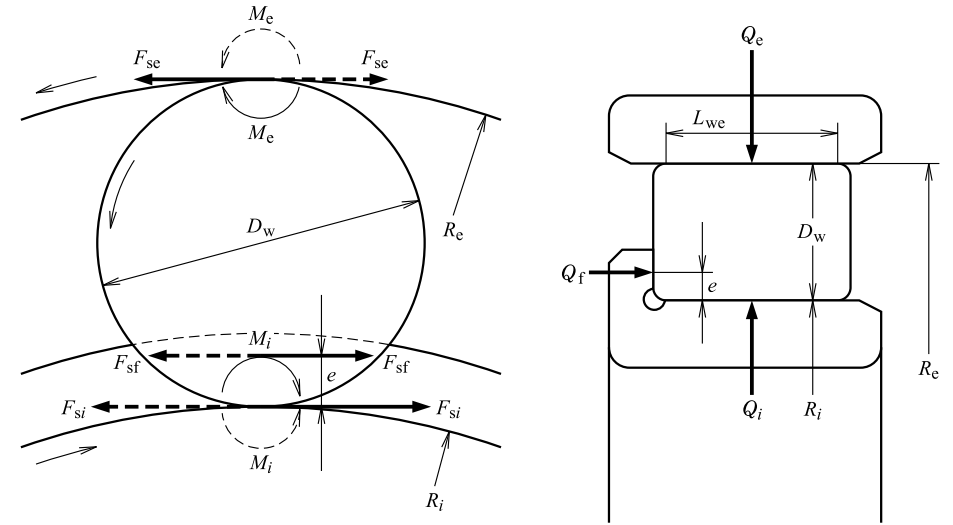


图2 摩擦部位模型

圆锥滚子轴承的旋转力矩  $M$  可以用滚道面产生的滚动摩擦力矩  $M_R$  与挡边面产生的滑动摩擦力矩  $M_S$  来表示。

$$M = M_R + M_S = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{sf} \dots\dots\dots(5)$$

**挡边面产生的滑动摩擦力矩  $M_S$**

$M_S$  中的  $F_{sf}$  是由滑动产生的切向力，故而，代入动摩擦系数  $\mu$  表示为  $F_{sf} = \mu Q_f$ 。再代入轴向载荷  $F_a$ ，可得下式。

$$M_S = e \mu \cos \beta F_a \dots\dots\dots(6)$$

这与启动力矩的公式形式相同， $\mu$  非恒值，随旋转条件及磨合情况而减小，反映在计算公式中如式 (7) 所示。

$$M_S = e \mu_0 \cos \beta F_a f'(\Lambda, t, \sigma) \dots\dots(7)$$

式中， $\mu_0 \approx 0.2$ ， $f'(\Lambda, t, \sigma)$  是随磨合情况及油膜形成而减少的函数，启动时为 1。

**滚道面产生的滚动摩擦力矩  $M_R$**

滚道面产生的滚动摩擦，几乎都是油的粘性阻力 (EHL 滚动阻力)，相当于式 (5) 中的  $M_i$ 、 $M_e$ 。虽然也有理论公式，但需要依据实验结果进行修正，添加了修正项的公式如下。

$$M_{i,e} = [f(w) \left( \frac{1}{1 + 0.29L^{0.78}} \right) \frac{4.318}{\alpha_0} (G \cdot U)^{0.658} W^{0.0126} R^2 L_{we}]_{i,e} \dots\dots(8)$$

$$f(w) = \left( \frac{kF_a}{E'D_w L_{we} Z \sin \alpha} \right)^{0.3} \dots\dots\dots(9)$$

故而，由式 (8) 及 (9) 可得  $M_R$ ：

$$M_R = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e)$$

**轴承旋转力矩  $M$**

如上所述，圆锥滚子轴承的旋转力矩  $M$  可由式 (10) 表示。

$$M = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + e \mu_0 \cos \beta F_a f'(\Lambda, t, \sigma) \dots\dots(10)$$

如图 3、图 4 所示，式 (10) 的值与实测值十分吻合，使得精确度高的旋转力矩估算成为可能。如有相关要求，请与 NSK 商洽。

(符号说明)

- $G, W, U$  : EHL 无量纲量
- $L$  : 热负荷系数
- $\alpha_0$  : 润滑油粘度的压力系数
- $R$  : 等效半径
- $k$  : 常数
- $E'$  : 等效弹性系数
- $\alpha$  : 接触角=外圈锥度的 1/2(°)
- $R_i, R_e$  : 内、外圈滚道半径 (中央)
- $\beta$  : 滚子锥角的 1/2
- $i, e$  : 分别表示内、外圈
- $L_{we}$  : 滚子有效长度

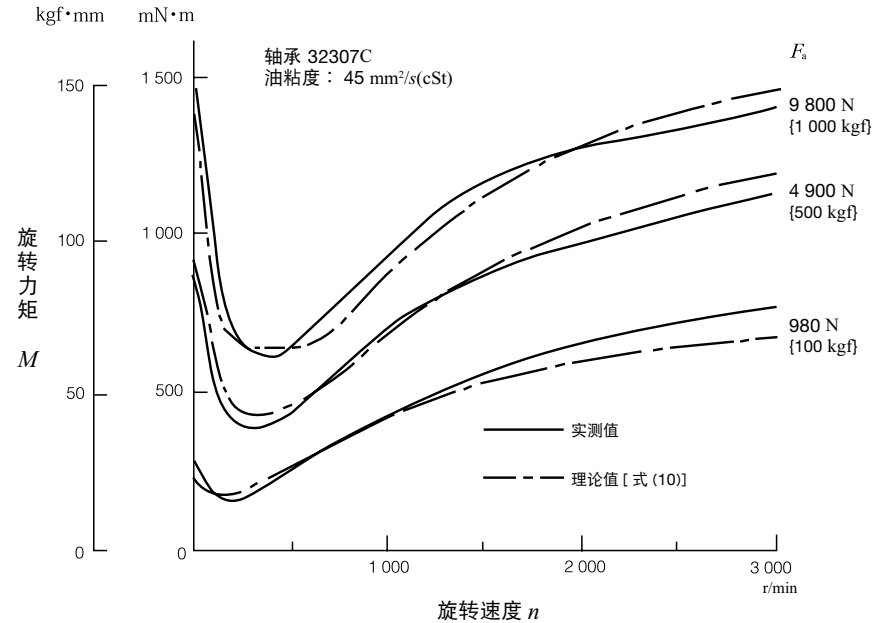


图 3 理论值与实测值的对比

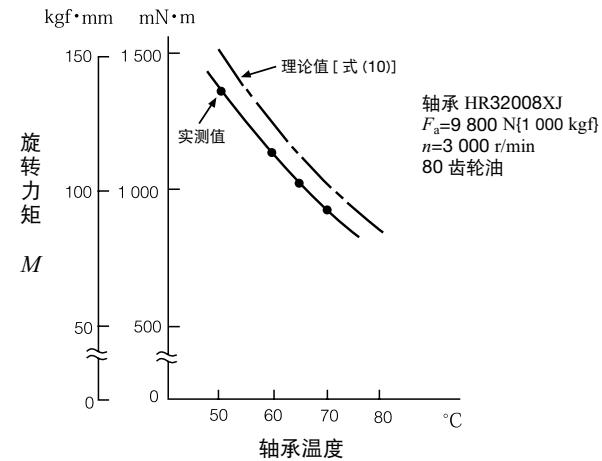


图 4 粘度变化与旋转力矩