

10.10 球轴承密封圈材料的特点与适用温度范围

密封球轴承如图 1、2 所示，是指装有密封圈的球轴承，它分为非接触型密封圈和接触型密封圈二种。

橡胶密封圈材料，常规用途采用丁腈橡胶。此外，按照不同的温度要求，分别采用聚丙烯橡胶、硅酮橡胶、氟橡胶等材料。

这些橡胶都有自己的特异性质，使用时应按目的选用。表 1 列出了各种橡胶材料的主要特点与适应温度范围。

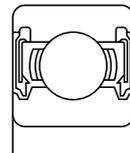
表 1 中的适用温度范围，是连续使用时的参考指标。橡胶的热老化与温度及时间有关，适宜的使用时间与频度，可能达到更大的温度范围。

非接触型密封圈唇部摩擦发热可以忽略不计，造成橡胶老化的发热因素只是环境温度及轴承温度引起的物理性变化。故而，即使受热老化硬化或失去弹性，对密封性能的影响也微乎其微，可以比接触型密封圈的适用范围更大。

相反，接触型密封圈唇部摩擦引起的磨损，受热塑性变形、硬化等都是大问题。在发生磨损及塑性变形时，与唇部滑动面的接触压力就会减小，进而产生间隙。不过，即使产生间隙，其值也在最低限度以内，故而不会明显降低防尘防漏脂等密封性能。因此，即使发生一点塑性变形或者硬度增高，往往也会无碍使用。

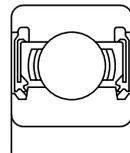
但是，在外部环境垃圾或水等较多时，轴承密封圈只作辅助密封圈使用，必须另行设计主密封圈。

如上所述，橡胶材料的适用温度范围虽是选型时的一项参考，但因耐热橡胶价格昂贵，要想选型更加经济合理，关键是应充分掌握温度要求。而且，不能只限于耐热性一点，还应充分比较各种橡胶的特性。



非接触型
橡胶密封圈
(VV)

图 1



接触型
橡胶密封圈
(DDU)

图 2

表 1 各种橡胶材料特点与适用温度范围

橡胶材料		丁腈橡胶	聚丙烯橡胶	硅酮橡胶	氟橡胶
主要特点		<ul style="list-style-type: none"> ○ 最普通的密封材料 ○ 耐油性，耐磨损性，机械性质优异 ○ 在直射日光下易老化 ○ 比其他橡胶便宜 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 耐热性，耐油性优异 ○ 永久性压应变大 ○ 耐寒性差 ○ 在高温材料中最便宜 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 耐热性与耐寒性很高 ○ 除永久性压应变外，机械性差。尤应注意撕裂强度 ○ 要注意低苯胺点矿物油，硅酮润滑脂，油的膨润问题 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 有很高的耐热性 ○ 耐油性，耐药性优异 ○ 耐寒性同于丁腈橡胶
适用温度范围 ⁽¹⁾ (°C)	非接触密封圈	- 50 ~ + 130	- 30 ~ + 170	- 100 ~ + 250	- 50 ~ + 220
	接触密封圈	- 30 ~ + 110	- 15 ~ + 150	- 70 ~ + 200	- 30 ~ + 200

注 (1) 该工作温度为橡胶密封圈材料的温度。

11 齿轮载荷计算

11.1 正齿轮、斜齿轮、人字齿轮的受力计算

齿轮与滚动轴承这两种机械零部件之间，有着十分密切的联系，许多机器的齿轮机构内几乎都装有轴承。这些齿轮机构所用轴承的额定寿命计算与轴承选型的基本参数都基于齿轮啮合点的受力状况。

齿轮啮合点的受力计算如下：

正齿轮

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

.....(N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\{\text{kgf}\}$$

$$S_1 = S_2 = P_1 \tan \alpha$$

作用于从动齿轮的力 P_2 、 S_2 大小分别与 P_1 、 S_1 大小相等，方向相反。

斜齿轮

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

.....(N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\{\text{kgf}\}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$T_1 = T_2 = P_1 \tan \beta$$

作用于从动齿轮的力 P_2 、 S_2 、 T_2 分别与 P_1 、 S_1 、 T_1 大小相等，方向相反。

人字齿轮

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)}$$

.....(N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\{\text{kgf}\}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

式中， P ：切向力 (N), {kgf}

S ：分离力 (N), {kgf}

T ：轴向力 (N), {kgf}

H ：传动动力 (kw)

n ：转速 (r/min)

d_p ：节圆直径 (mm)

α ：齿轮压力角

α_n ：齿法向压力角

β ：齿螺旋角

下标 1：主动齿轮

下标 2：从动齿轮

对于人字齿轮，因斜齿轮的轴向力互相抵消，故而只有切向力、分离力起作用。切向力、分离力、轴向力的方向，参见图 1 与图 2。

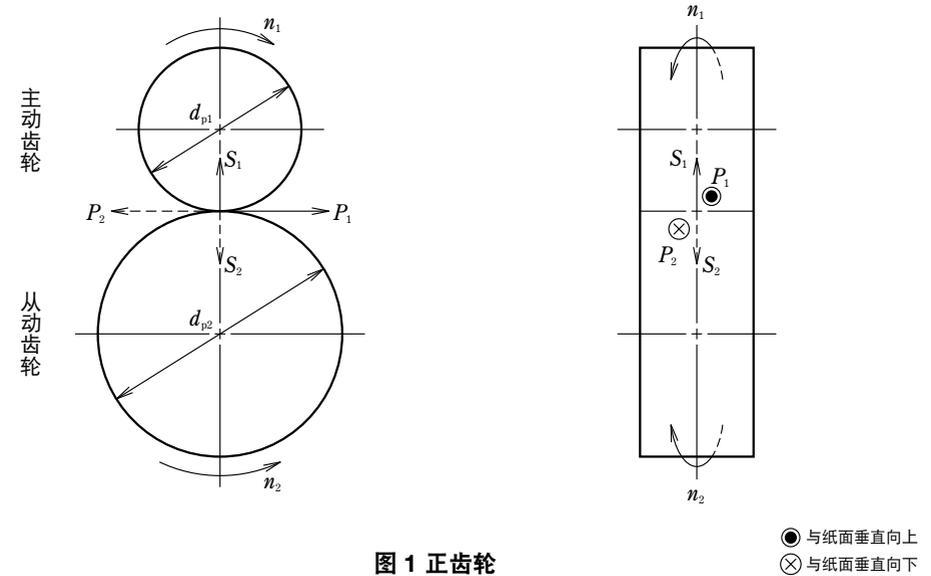


图 1 正齿轮

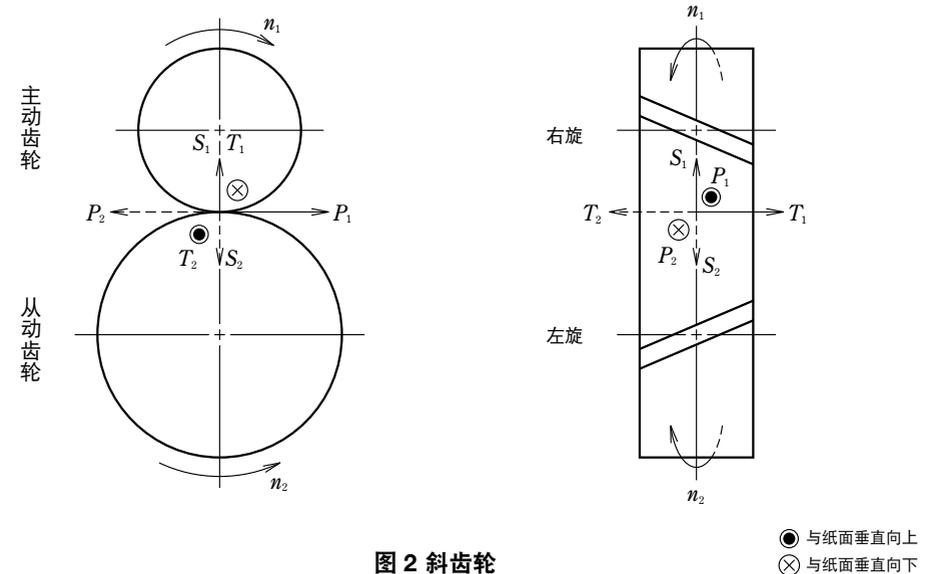


图 2 斜齿轮

斜齿轮的轴向力方向，取决于齿轮旋转方向，齿的螺旋方向及属于主动齿轮还是从动齿轮，情况各不相同，其力的方向也不同，如下所示。

轴承载荷的计算方法如下：

切向力：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots(N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\{kgf\}$$

分离力： $S_1 = S_2 = P_1 \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$

轴向力： $T_1 = T_2 = P_1 \cdot \tan\beta$

轴承 C、D 也可用同样方法求出。

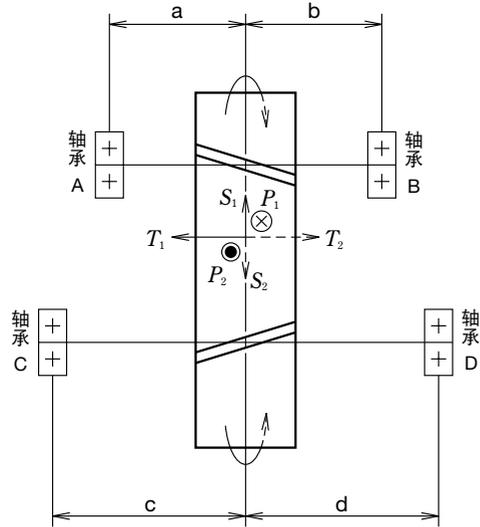


图 3

表 1

载荷分类	轴承 A	轴承 B
径向载荷	由 P_1 $P_A = \frac{b}{a+b} P_1 \otimes$ $P_B = \frac{a}{a+b} P_1 \otimes$	
	由 S_1 $S_A = \frac{b}{a+b} S_1 \uparrow$ $S_B = \frac{a}{a+b} S_1 \uparrow$	
	由 T_1 $U_A = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \uparrow$ $U_B = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \downarrow$	
联合径向载荷	$F_{rA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A + U_A)^2}$	$F_{rB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$
轴向载荷	$F_a = T_1 \leftarrow$	

力的方向按图 3 左图表示。

● 与纸面垂直向上
 ⊗ 与纸面垂直向下

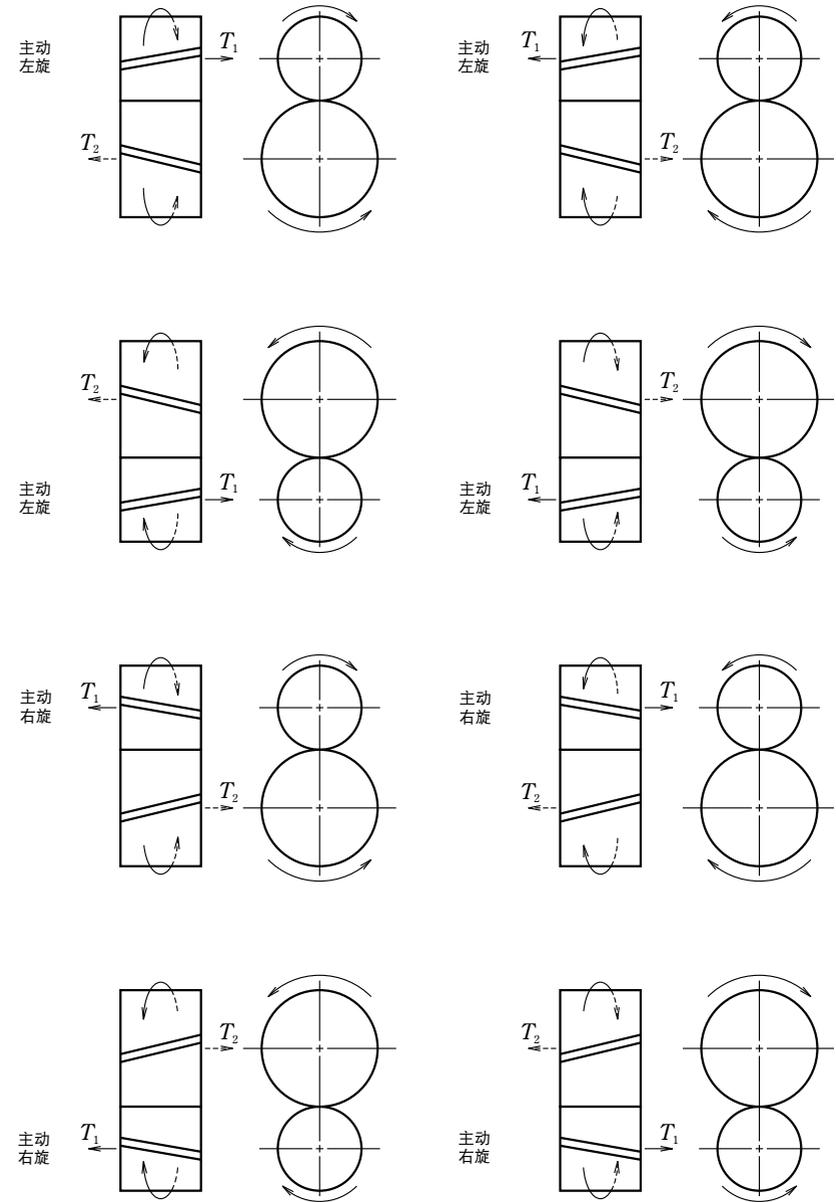
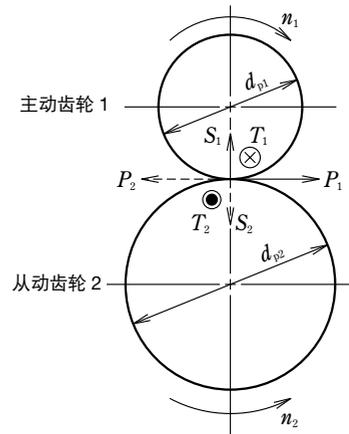


图 4 轴向力的方向

11.2 直齿锥齿轮的受力计算

直齿锥齿轮啮合点的受力计算如下：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}$$

.....(N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\{\text{kgf}\}$$

式中, $D_{m1} = d_{p1} - w \sin \delta_1$
 $D_{m2} = d_{p2} - w \sin \delta_2$

$S_1 = P_1 \tan \alpha_n \cos \delta_1$
 $S_2 = P_2 \tan \alpha_n \cos \delta_2$

$T_1 = P_1 \tan \alpha_n \sin \delta_1$
 $T_2 = P_2 \tan \alpha_n \sin \delta_2$

式中, D_m : 节圆直径 (mm)
 d_p : 节径 (mm)
 w : 齿宽 (节径母线长度) (mm)
 α_n : 齿法向压力角
 δ : 分锥角
 一般为 $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 。其中, S_1 与 T_2 (或 S_2 与 T_1) 大小相等, 方向相反。
 针对 δ 的 S/P 及 T/P 如图 3 所示, 加于轴承的载荷, 可按如下方法求出

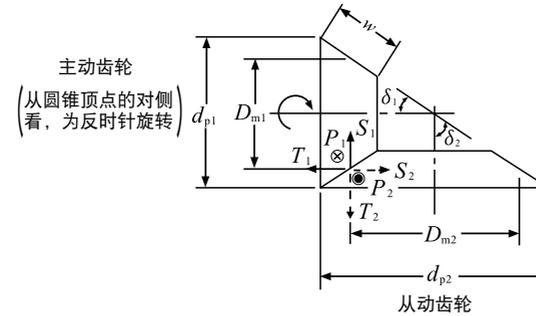


图 1

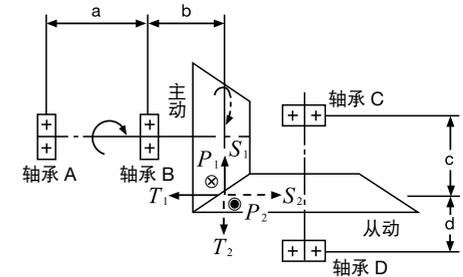


图 2

表 1

载荷分类		轴承 A	轴承 B	轴承 C	轴承 D
径向载荷	由 P	$P_A = \frac{b}{a} P_1$ ●	$P_B = \frac{a+b}{a} P_1$ ⊗	$P_C = \frac{d}{c+d} P_2$ ●	$P_D = \frac{d}{c+d} P_2$ ●
	由 S	$S_A = \frac{b}{a} S_1$ ↓	$S_B = \frac{a+b}{a} S_1$ ↑	$S_C = \frac{d}{c+d} S_2$ →	$S_D = \frac{d}{c+d} S_2$ →
	由 T	$U_A = \frac{D_{m1}}{2 \cdot a} T_1$ ↑	$U_B = \frac{D_{m1}}{2 \cdot a} T_1$ ↓	$U_C = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} T_2$ ←	$U_D = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} T_2$ →
联合径向载荷		$F_{rA} = \sqrt{P_A^2 + (S_A - U_A)^2}$	$F_{rB} = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$	$F_{rC} = \sqrt{P_C^2 + (S_C - U_C)^2}$	$F_{rD} = \sqrt{P_D^2 + (S_D + U_D)^2}$
轴向载荷		$F_a = T_1$ ←		$F_a = T_2$ ↓	

● 与纸面垂直向上
 ⊗ 与纸面垂直向下

受力方向如图 2 所示

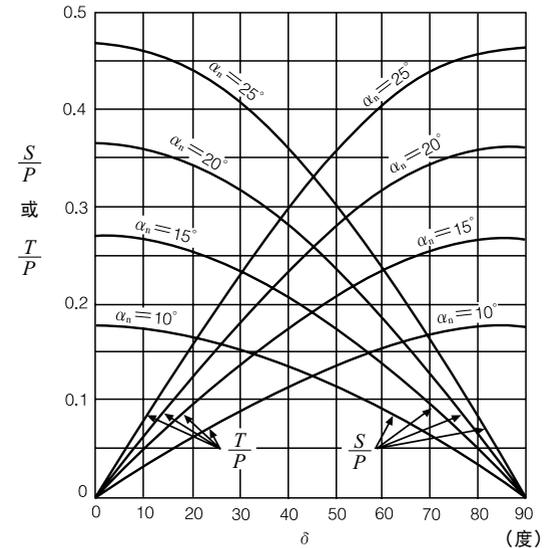


图 3

11.3 螺旋锥齿轮的受力计算

螺旋锥齿轮随齿轮旋转方向与齿螺旋方向的不同，啮合点的受力大小与方向也会不同。从齿轮圆锥顶点的对侧看，旋转方向分为顺时针旋转和逆时针旋转（参见图1）。齿螺旋方向如图2分类。

啮合点的受力计算如下：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)}$$

.....(N)

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\{\text{kgf}\}$$

- 式中， α_n ：齿法向压力角
 β ：齿螺旋角
 δ ：分锥角
 w ：齿宽 (mm)
 D_m ：节圆直径 (mm)
 d_p ：节径 (mm)

但 $D_{m1} = d_{p1} - w \sin \delta_1$
 $D_{m2} = d_{p2} - w \sin \delta_2$

分离力 S 、轴向力 T 按旋转反向及齿螺旋方向如下。

(1) 右旋顺时针，或左旋逆时针

主动齿轮

分离力

$$S_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 + \sin \beta \sin \delta_1)$$

轴向力

$$T_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 - \sin \beta \sin \delta_2)$$

轴向力

$$T_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 + \sin \beta \cos \delta_2)$$

(2) 右旋逆时针，或左旋顺时针

主动齿轮

分离力

$$S_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 - \sin \beta \sin \delta_1)$$

轴向力

$$T_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta \cos \delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 + \sin \beta \sin \delta_2)$$

轴向力

$$T_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 - \sin \beta \cos \delta_2)$$

计算结果为正 (+) 时，表示力的方向背离啮合点方向，为负 (-) 时，表示力的方向是指向啮合点方向。

一般多为 $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 。此时， T_1 与 S_2 (或 S_1 与 T_2)，大小相等，方向相反。

轴承载荷计算与 11.2 直齿锥齿轮的受力计算相同。

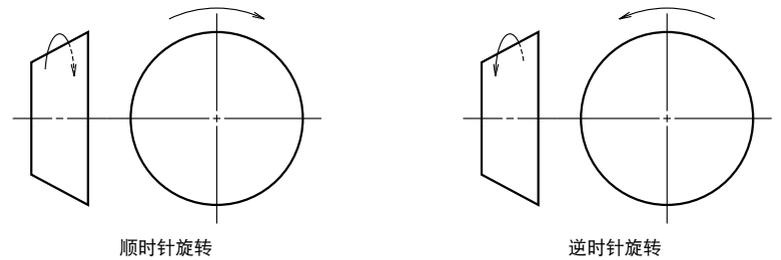


图 1

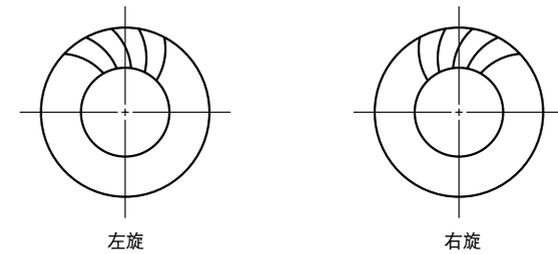


图 2

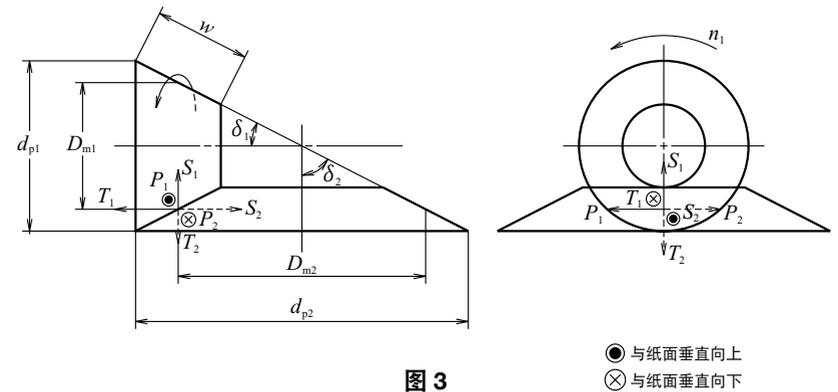


图 3

11.4 双曲线齿轮的受力计算

双曲线齿轮啮合点的受力计算如下：

$$P_1 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{\cos\beta_1 P_2}{\cos\beta_2} \dots\dots\dots(N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{\cos\beta_1 P_2}{\cos\beta_2} \dots\dots\dots\{kgf\}$$

$$P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots(N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots\{kgf\}$$

其中 $D_{m1} = D_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}$

$$D_{m2} = d_{p2} - w_2 \sin\delta_2$$

式中, α_n : 齿法向压力角

β : 齿螺旋角

δ : 分锥角

w : 齿宽 (mm)

D_m : 平均节圆直径 (mm)

d_p : 节圆直径 (mm)

z : 齿数

分离力 S 、轴向力 T 的计算, 按齿螺旋方向及齿轮旋转方向的不同, 分别如下。

(1) 右旋顺时针, 或左旋逆时针

主动齿轮

分离力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 - \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 - \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 + \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

(2) 右旋逆时针, 或左旋顺时针

主动齿轮

分离力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 - \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

轴向力

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 + \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

从动齿轮

分离力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 + \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

轴向力

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 - \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

计算结果为正 (+) 时, 表示力的方向背离啮合点方向, 为负 (-) 时, 表示力的方向是指向啮合点方向。

另外, 旋转方向及齿旋方向参考 11.3 螺旋锥齿轮的受力计算。

轴承载荷计算与 11.2 直齿锥齿轮的受力计算相同。

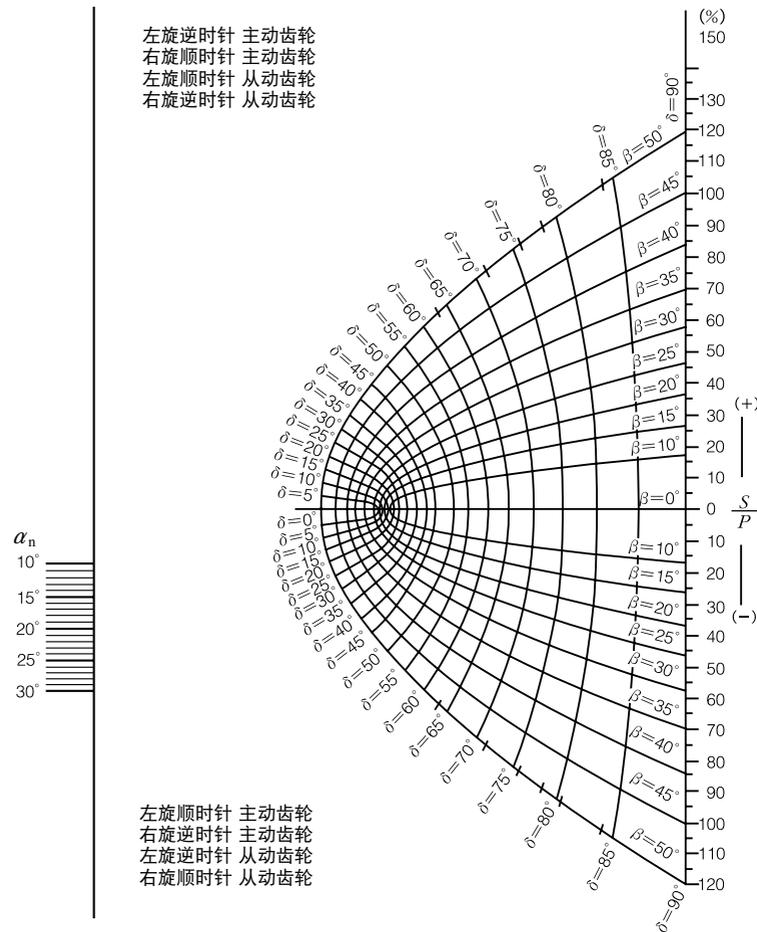
求分离力 S 与轴向力 T 的近似值及方向的计算图表如下。

(使用方法)

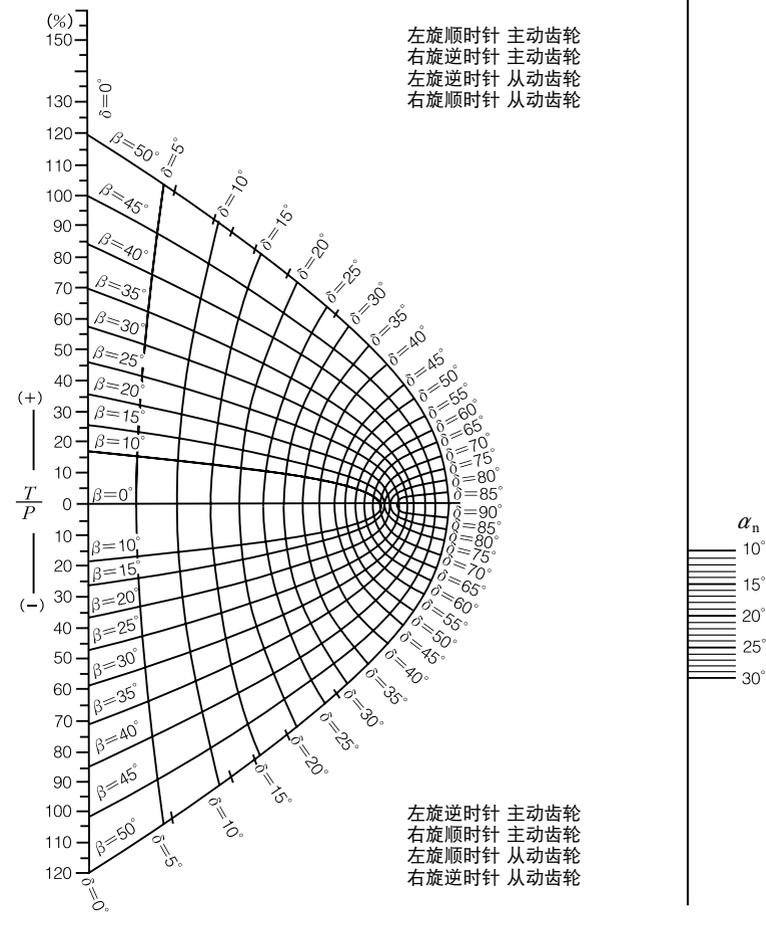
分离力 S 的求法说明如下，轴向力 T 求法类同。

1. 先在图的左竖标尺上查出齿法向压力角 α_n 值。

2. 再求分锥角 δ 与螺旋角 β 的交点，在所得 2 点中，按旋转方向及齿旋方向，选定 $\beta = 0$ 的直线上方或下方的 1 点。
3. 将上述所选 2 点连成直线，读出与右侧竖标尺交点的数值。该读值就是分离力 S 比切向力 P 的百分比。



分离力 S 计算图表



轴向力 T 计算图表