



中华人民共和国国家标准化指导性技术文件

GB/Z 22559.1—2008/ISO/TR 14179-1:2001

齿轮 热功率 第 1 部分：油池温度在 95 ℃ 时 齿轮装置的热平衡计算

Gears—Thermal capacity—
Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium
at 95 ℃ sump temperature

(ISO/TR 14179-1:2001, IDT)

2008-12-04 发布

2009-06-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 符号和单位,术语和定义	1
3 额定热功率的判据	4
4 使用条件	4
5 确定额定热功率的方法	4
6 方法 A 试验法	5
7 方法 B 额定热功率 P_T 的计算	5
8 对非标准工作条件的修正	16
附录 A (资料性附录) 锥齿轮啮合功率损耗和风阻功率损耗	18
附录 B (资料性附录) 蜗杆副啮合功率损耗	21
参考文献	23

前 言

GB/Z 22559《齿轮 热功率》包括下列 2 部分：

- 第 1 部分：油池温度在 95 ℃时齿轮装置的热平衡计算；
- 第 2 部分：热承载能力计算。

本部分为 GB/Z 22559 的第 1 部分。

本部分等同采用 ISO/TR 14179-1:2001《齿轮 热功率 第 1 部分：油池温度在 95 ℃时齿轮装置的热平衡计算》(英文版)。

本部分等同翻译 ISO/TR 14179-1:2001。

为方便使用，本部分作了下列编辑性修改：

- 按照汉语习惯对一些编排格式进行了修改；
- 用小数点“.”代替作为小数点的“,”；
- 删除了 ISO/TR 14179-1:2001 的前言和引言。

本部分的附录 A 和附录 B 为资料性附录。

本部分由全国齿轮标准化技术委员会(SAC/TC 52)提出并归口。

本部分起草单位：郑州机械研究所。

本部分主要起草人：张元国、王琦、杨旱原、王长明、王长路、陈爱闽、牛长根。

本部分为首次发布。

齿轮 热功率
第 1 部分:油池温度在 95 ℃ 时
齿轮装置的热平衡计算

1 范围

GB/Z 22559 的本部分利用分析热平衡的模型,为用矿物油润滑的单级或多级齿轮装置提供了一种计算热功率的方法。计算是根据以下标准条件进行的,最高的环境温度不高于 25 ℃,在大的房间内,油池的最高温度不高于 95 ℃;对于其他条件,要进行修正。

2 符号和单位,术语和定义

GB/Z 22559 的本部分所用的符号和单位列于表 1 中,并使用下列的术语和定义。

表 1 符号和单位

符号	意 义	单位	首次用于	参考内容
A_c	齿轮箱暴露在空气中的表面积	m^2	公式(35)	7.12
A_g	齿轮排列常数	—	公式(24)	7.9
a	载荷修正指数	—	公式(9)	表 3
B_A	海拔高度修正因数	—	公式(36)	表 10
B_D	工作时间修正因数	—	公式(36)	表 12
B_{ra}	环境温度修正因数	—	公式(36)	表 8
B_T	油池温度修正因数	—	公式(36)	表 11
D_v	周围空气速度修正因数	—	公式(36)	表 9
b	直径修正指数	—	公式(9)	表 3
b_w	配对齿轮的接触宽度	mm	公式(21)	7.4
C_0	基本静载荷	N	—	表 2
C_1	啮合摩擦因数常量	—	公式(20)	7.4
D	齿轮装置中风阻和搅油零件的外径	mm	公式(24)	7.9
D_{on}	包容滚动体的轴承直径	mm	公式(29)	图 3
D_s	轴的直径	mm	—	图 2
d_i	轴承内径	mm	公式(10)	7.3.1
d_m	轴承中径	mm	公式(9)	7.3.1
d_o	轴承外径	mm	公式(10)	7.3.1
E_p	消耗的电功率	kW	公式(34)	7.11
e	轴承因数	—	公式(13)	7.3.3
e_m	电动机效率	—	公式(34)	7.11
e_p	油泵效率	—	公式(33)	7.11
F	大齿轮或小齿轮总的齿宽	mm	公式(26)	7.9
F_a	轴承的轴向载荷分量	N	表 2	7.3.2

表 1 (续)

符号	意 义	单位	首次用于	参考内容
F_r	轴承的径向载荷分量	N	表 2	7.3.3
f_k	齿轮浸油因数	—	公式(24)	7.9
f_m	啮合摩擦因数	—	公式(15)	公式(20)
f_o	轴承浸油因数	—	公式(27)	表 5
f_1	轴承摩擦因数	—	公式(9)	表 2
f_2	圆柱滚子轴承因数	—	公式(12)	表 4
f_3	轴承密封因数	—	公式(30)	表 6
f_4	轴承密封因数	—	公式(30)	表 6
g	载荷强度修正指数	—	公式(20)	7.4
H	轴承滚动体浸在油中的深度	mm	公式(29)	图 3
H_a	啮入处的滑动比	—	公式(16)	公式(17)
H_i	啮出处的滑动比	—	公式(16)	公式(18)
h	节线速度修正指数	—	公式(20)	7.4
j	速度修正指数	—	公式(20)	7.4
K	载荷强度	N/mm ²	公式(20)	公式(21)
K_a	外部的轴向力	N	—	7.3.3
k	传热系数	kW/(m ² ·℃)	公式(35)	表 7
L	齿轮装置中风阻和搅油零件的长度	mm	公式(24)	7.9
M	啮合的机械效率	—	公式(15)	公式(16)
M_0	轴承的空载转矩	N·m	公式(27)	7.10
M_1	取决于轴承载荷的转矩	N·m	公式(9)	7.3.1
M_2	取决于圆柱滚子轴承轴向载荷的转矩	N·m	公式(11)	7.3.2
M_3	轴承密封的摩擦转矩	N·m	公式(30)	7.10
m_a	端面模数	mm	公式(23)	7.9
n	轴的转速	r/min	公式(11)	7.3.1
n_1	小齿轮转速	r/min	公式(15)	7.4
P	轴承载荷	N	公式(13)	7.3.3
P_A	传递的功率	kW	公式(3)	7.1
P_B	总的轴承损耗(所有的轴承)	kW	公式(7)	7.2
P_{bi}	单个轴承加载功率损耗	kW	公式(11)	7.3.1
P_{GWi}	单个齿轮的风阻和搅油功率损耗	kW	公式(24)	7.9
P_L	加载的损耗	kW	公式(2)	公式(3)
P_M	总的齿轮啮合损耗(所有的啮合副)	kW	公式(7)	7.2
P_{Mi}	单个加载啮合功率损耗	kW	公式(15)	7.4
P_N	空载的损耗	kW	公式(2)	公式(8)
P_T	总的油泵功率(所有的油泵)	kW	公式(8)	7.11
P_{Pm}	马达驱动油泵的功率	kW	公式(32)	公式(34)

表 1 (续)

符号	意 义	单位	首次用于	参考内容
P_{Pa}	减速器轴驱动油泵的功率	kW	公式(32)	公式(33)
P_Q	散热量	kW	公式(1)	7.12
P_S	总的油封损耗(所有的油封)	kW	公式(8)	7.8
P_{Si}	单个油封功率损耗	kW	公式(22)	7.8
P_T	基本的额定热功率	kW	公式(6)	7.1
P_{THin}	修正的额定热功率	kW	公式(36)	8
P_V	产生的热量	kW	公式(1)	公式(2)
P_W	总的风阻和搅油功率损耗(所有的啮合副)	kW	公式(8)	7.9
P_{WB}	轴承的风阻和搅油功率损耗(所有的轴承)	kW	公式(8)	7.10
P_{WBi}	单个轴承的风阻和搅油功率损耗	kW	公式(31)	7.10
P_0	轴承的当量静载荷	N	—	表 2
P_1	轴承的动载荷	N	公式(9)	表 2
p	工作油压	N/mm ²	公式(33)	7.11
Q	油的流量	L/min	公式(33)	7.11
R_f	齿面的粗糙度因数	-	公式(23)	7.9
r_{a1}	小齿轮齿顶圆半径	mm	公式(18)	7.4
r_{a2}	大齿轮齿顶圆半径	mm	公式(17)	7.4
r_{w1}	小齿轮节圆半径	mm	公式(18)	7.4
r_{w2}	大齿轮节圆半径	mm	公式(17)	7.4
T_S	油封的摩擦转矩	N·m	公式(22)	图 2
T_1	小齿轮的转矩	N·m	公式(15)	7.4
u	齿数比	—	公式(17)	7.4
v	节线速度	m/s	公式(20)	7.4
v_s	蜗杆分度圆上的滑动速度	m/s		7.6
W_t	作用在蜗杆上的切向载荷	N	—	—
Y	轴承因数	—	公式(14)	7.3.3
z_1	小齿轮齿数		公式(19)	7.4
z_2	大齿轮齿数	—	公式(19)	7.4
α_w	端面啮合角	(°)	公式(16)	7.4
β	螺旋角	(°)	公式(26)	7.9
β_w	节圆上的螺旋角	(°)	公式(15)	7.4
ΔT	温差	℃	公式(35)	7.12
K	黏度比			7.3.2
η	效率	%	公式(5)	7.1
μ	蜗杆的摩擦因数	—	—	7.6
ν	工作温度时润滑油的运动黏度	cSt	公式(20)	7.4

2.1

额定热功率

齿轮装置在没有超过规定的油池温度时能连续传递的最大功率,这个最大功率定义为额定热功率。

注 1: 额定热功率必须等于或大于实际工作传递的功率。

注 2: 在决定热流量时,不能采用工况系数。

注 3: 额定热功率的大小与具体的齿轮装置、工作条件、允许的最高油池温度和采用的冷却形式等有关。

3 额定热功率的判据

维持在允许的油池温度下工作,对齿轮装置的寿命是个关键。因此,在选用齿轮装置时,不仅要考虑额定啮合功率,还要考虑额定热功率。

原始的额定热功率判据是允许的最高油池温度。由于油的氧化和黏度的降低,过高的油池温度会影响齿轮装置的运转,降低油的黏度会引起轮齿之间和轴承接触面之间的油膜厚度降低,导致这些零件的寿命降低,为了达到齿轮装置要求的寿命和性能,必须评定和限制运转时的油池温度。

一般用限制最高的油池温度不高于 95 °C 的方法,评定齿轮装置的额定热功率;但根据齿轮制造商的经验和应用的要求,也可选择油池温度高于或低于 95 °C (见第 8 章)。

对于具有给定冷却形式的特殊齿轮装置,需要建立附加的判据。基本的额定热功率 P_T 是用试验(方法 A)或用计算(方法 B)确定的,其条件如下:

油池温度 95 °C;

环境空气温度 25 °C;

在大的房间内,环境空气流速不大于 1.4 m/s;

——海平面的空气密度;

连续运转。

4 使用条件

4.1 间断使用

间断使用时,输入功率可以超过制造商的额定热功率,只要油池温度不高于 95 °C。

4.2 不利的条件

当不利的条件存在时,齿轮装置的能力(包括额定热功率在内)会降低,一些不利的环境条件的例子是:

——封闭的空间;

——材料覆盖在齿轮装置上,使散热降低;

——高的环境温度,例如锅炉或汽轮机的房间,或与热处理设备相联结;

——海拔高的地方;

——存在太阳能或辐射热的地方。

4.3 有利的条件

在增大空气流动或低的环境温度条件下运转时,额定热功率可以增大。

4.4 附加冷却

当额定热功率不满足使用条件时,应使用一些附加冷却方法,例如:

——风冷,风扇维持风冷时的额定热功率;

——热交换器,当热量不能由对流和辐射消散时,利用热交换器可有效地吸收发生的热量。

5 确定额定热功率的方法

额定热功率可用下述两种方法中的一种确定,这两种方法是:方法 A 试验法;方法 B 计算法。

方法 A: 齿轮装置在整个工作范围内做试验, 是确定额定热功率的最准确方法, 见第 6 章。

方法 B: 齿轮装置的额定热功率是用热平衡方程计算的, 即产生的热量等于散热量, 见第 7 章(计算产生的热量的方法在 7.2~7.11 中讨论; 散热量在 7.12 中讨论)。

6 方法 A 试验法

在设计的工作条件下, 对一个具体的齿轮装置进行试验, 是确定额定热功率的最可靠方法。额定热功率试验要求测量齿轮装置的油池温度处于平稳状态, 在额定转速下空载运转, 至少一次或二次加载试验, 并要求最好有一次加载试验在油池温度 95℃ 时进行。

虽然空载试验不能得到额定热功率, 但只要测得空载运转时的功率, 可用于求近似的导热系数。

进行允许的额定热功率试验, 要遵守下面一些准则:

——在试验期间进行测量, 环境的空气温度和速度必须是稳定的。

——对于齿轮装置达到稳定油池温度所需的时间, 根据齿轮装置的尺寸和冷却形式而定。

——当油池温度变化不大于 1℃/h 时, 可近似地认为稳定状态。

在油池中不同位置的油温变化可达 15℃, 测量油温的位置应能代表大部分区域的油温, 外表温度能大体上反映油池温度的变化。反向旋转能产生不同的油池温度。

如果要详细分析热传导系数, 就要测出机壳表面积, 在热功率试验时可测量机壳外表面的温度。此外, 用风冷却时, 还要测量机壳上风速的分布。

7 方法 B 额定热功率 P_T 的计算

7.1 基础

由于热功率与齿轮的啮合摩擦因数、轴承的功率损耗有关, 所以计算额定热功率 P_T 是一个迭代的过程。

额定热功率的基础是齿轮装置传递功率 P_A 时, 损耗的功率 P_V 等于散热量 P_Q , 即:

$$P_Q = P_V \quad \dots\dots\dots (1)$$

当满足第 3 章的条件时, P_A 定义为 P_T 。

齿轮装置中产生的热量 P_V 来自载荷的功率损耗 P_L 和空载的损耗 P_N 。

$$P_V = P_L + P_N \quad \dots\dots\dots (2)$$

P_L 是输入功率 P_A 的函数。

$$P_L = f(P_A) \quad \dots\dots\dots (3)$$

把上式代入公式(1)并整理, 得到基本的热平衡方程如下:

$$P_Q - P_N - f(P_A) = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

为了确定额定热功率 P_T , 改变 P_A 直到满足公式(4), 即用不同的输入功率 P_A 计算载荷的损耗 P_L 。如果在空载时 $P_Q \leq P_N$, 则齿轮装置没有任何热承载能力, 为了增大 P_Q 必须改变设计或采用辅助的冷却方法。

当满足公式(4)时, 装置的总效率 η 可用下式计算:

$$\eta = (100 - \frac{P_L + P_N}{P_A} \times 100) \% \quad \dots\dots\dots (5)$$

齿轮装置基本的额定热功率为:

$$P_T = \frac{P_Q}{1 - \frac{\eta}{100}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

下面的热功率模型是根据一些齿轮制造商通过试验获得的经验系数建立的, 这个模型通过同轴减速器广泛试验所确认, 试验的减速器安装在基础上, 轴位于水平位置; 为了检查模型的充分(有效)性, 对

一些平行轴齿轮装置做了一些有限的试验;对于其他封闭传动结构和工作条件,一些变量的值,例如排列常数、传热系数和摩擦因数等没有合适的的数据;其他的结构和工作条件时,可对个别的变量作修正,为确保没有违反热平衡方程式,改变任何变量要求小心并做试验。

7.2 产生的热量

齿轮装置中的热量既来自载荷的损耗 P_L ,又来自空载的损耗 P_N 。

载荷的损耗由各个轴承损耗的总和 P_B 与各个齿轮副啮合损耗的总和 P_M 组成:

$$P_L = \sum P_B + \sum P_M \quad \text{..... (7)}$$

空载的损耗 P_N 由各个油封损耗的总和 P_S ,各个齿轮和轴承的风阻和搅油功率损耗的总和 P_W 、 P_{WB} 以及各个油泵消耗功率的总和 P_P 组成:

$$P_N = \sum P_S + \sum P_W + \sum P_{WB} + \sum P_P \quad \text{..... (8)}$$

在齿轮装置中每个发生的损耗必须相加在一起。

7.3 轴承功率损耗

7.3.1 径向载荷轴承

参考文献[2](49 页)提供了计算轴承中载荷的功率损耗。公式(9)给出了以每个轴承的转矩为作用载荷的函数。在表 2 中给出轴承摩擦因数 f_1 和计算载荷 P_1 的方程式;修正 P_1 和 d_m 的指数 a 和 b 在表 3 中给出。关于轴承中功率损耗的详细资料在参考文献[3]和参考文献[4]中可以找到。表 2、表 3 和表 4 中的数值是根据 SKR¹⁾ 轴承给出的,并随着制造商的数据变化而变化。

$$M_1 = \frac{f_1 (P_1)^a (d_m)^b}{1\,000} \quad \text{..... (9)}$$

式中:

M_1 随轴承载荷而定的转矩,单位为牛米(N·m);

f_1 ——轴承摩擦因数(见表 2);

P_1 ——轴承的动载荷,单位为牛(N)(见表 2);

d_m ——轴承中径,单位为毫米(mm);

a, b ——载荷修正指数、直径修正指数(见表 3)。

表 2 计算 M_1 的系数

轴承型式	f_1	P_1^a
深沟球轴承	$(0.000\,6 \sim 0.000\,9)(P_0/C_0)^{0.55b}$	$3F_a - 0.1F_r$
调心球轴承	$0.000\,3(P_0/C_0)^{0.4}$	$12Y_2 F_a - 0.1F_r$
角接触球轴承:		
单列	$0.001(P_0/C_0)^{0.33}$	$F_a - 0.1F_r$
双列,成对单列	$0.001(P_0/C_0)^{0.33}$	$1.4F_a - 0.1F_r$
四点接触球轴承	$0.001(P_0/C_0)^{0.33}$	$1.5F_a + 3.6F_r$
圆柱滚子轴承,带保持架:		
系列 10	0.000 2	F_r^c
系列 2	0.000 3	F_r^c
系列 3	0.000 35	F_r^c
系列 4,22,23	0.000 4	F_r^c

1) 这些是商业产品的例子。为了 GB/Z 22559 的本部分用户的方便,给出了这个资料。

表 2 (续)

轴承型式	f_1	P_1^a
圆柱滚子轴承, 完全布满	0.000 55	F_r^c
滚针轴承	0.002	F_r
调心滚子轴承: 系列 213 系列 222 系列 223 系列 230, 241 系列 231 系列 232 系列 239 系列 240	0.000 22 0.000 15 0.000 65 0.001 0.000 35 0.000 45 0.000 25 0.000 8	$F_r/F_a < Y_2, 1.35 Y_2 F_a;$ $F_r/F_a \leq Y_2, F_r [1 + 0.35 (Y_2 F_a/F_r)^2]$ (全系列有效)
圆锥滚子轴承: 单列 成对单列	0.000 4 0.000 04	$2 Y F_a^d$ $1.22 Y_2 F_a^d$
推力球轴承	$0.000 8 (F_a/C_0)^{0.35}$	F_a
推力圆柱滚子轴承 推力滚针轴承	0.001 5	F_a
推力调心滚子轴承: 系列 292E 系列 292 系列 293E 系列 293+ 系列 294E 系列 294	0.000 23 0.000 3 0.000 3 0.000 4 0.000 33 0.000 5	$F_a (F_{max} \leq 0.55 F_a)$ (全系列有效)
符号: P_0 ——轴承的当量静载荷, 单位为牛(N) (详见制造商的轴承表); C_0 ——基本的额定静载荷, 单位为牛(N) (详见制造商的轴承表); F_a ——轴承动载荷的轴向分量, 单位为牛(N); F_r ——轴承动载荷的径向分量, 单位为牛(N); Y_1, Y_2 ——轴向载荷系数 (详见制造商的轴承表)。		
^a 如果 $P_1 < F_r$, 则取 $P_1 = F_r$ 。 ^b 小的值用于轻系列轴承, 大的值用于重系列轴承。 ^c 承受附加轴向力的轴承见 7.3.2。 ^d 见 7.3.3。		

$$d_m = \frac{d_i + d_o}{2} \dots\dots\dots (10)$$

式中:

d_i 轴承内径,单位为毫米(mm);

d_o 轴承外径,单位为毫米(mm)。

$$P_{\text{Rk}} = \frac{(M_1 + M_2)n}{9\,549} \dots\dots\dots(11)$$

式中:

P_{Rk} 单个轴承加载功率损耗,单位为千瓦(kW);

n ——轴的转速,单位为转每分(r/min);

M_2 ——随圆柱滚子轴承的轴向载荷而定的转矩,单位为牛米(N·m)(见公式12)。

表 3 计算 M_1 的指数

轴承型式	指 数	
	载荷修正指数 a	直径修正指数 b
所有的轴承(除了调心滚子轴承外)	1	1
调心滚子轴承:		
系列 213	1.35	0.2
系列 222	1.35	0.3
系列 223	1.35	0.1
系列 230	1.5	-0.3
系列 231,232,239	1.5	-0.1
系列 240,241	1.5	-0.2

表 4 圆柱滚子轴承因数 f_2

轴 承	f_2	
	润滑剂	
	脂	油
有保持架的轴承:		
EC 设计	0.003	0.002
其他的轴承	0.009	0.006
布满滚动体的轴承:		
单列	0.006	0.003
双列	0.015	0.009

7.3.2 承受轴向载荷的圆柱滚子轴承

对于承受附加轴向载荷的圆柱滚子轴承,前面给出的总摩擦转矩方程式必须扩大,把摩擦转矩 M_2 包括进去, M_2 随轴向载荷而定:

$$M_2 = \frac{f_2 F_a d_m}{1\,000} \dots\dots\dots(12)$$

式中:

M_2 ——随轴向载荷而定的转矩,单位为牛米(N·m);

f_2 ——圆柱滚子轴承因数(见表4);

F_a 轴承的轴向载荷分量,单位为牛(N)。

引用表4中的 f_2 值时,假定黏度比 $K \geq 1.5$,并且轴承上轴向载荷与同时作用的径向载荷之比 (F_a/F_r),对于 EC 设计和完全布满滚子的单列轴承必须不超过 0.5;对于其他有保持架的轴承不超过 0.4;对于完全布满滚子的双列轴承不超过 0.25。

7.3.3 圆锥滚子轴承

单列圆锥滚子轴承的当量动载荷为：

$$\text{当 } F_r/F_t \leq e \text{ 时:} \quad P = F_t \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$\text{当 } F_r/F_t > e \text{ 时:} \quad P = 0.4F_t + YF_r \quad \dots\dots\dots(14)$$

轴承因数 e 和轴承因数 Y 可在各种轴承的轴承表中查得。

因滚道相对轴承的轴线有一个角度,当圆锥滚子轴承承受径向载荷时,在轴承内派生一个轴向载荷,当计算当量动载荷时,必须考虑进去。对于不同的轴承排列和载荷情况所要用的公式在图 1 中给出,这些公式只有把轴承调整在零间隙状态运转而没有预紧时才有效。在轴承的排列中指出,一般轴承 A 承受径向载荷 F_{rA} 和 F_{rB} 认为是正的,甚至两个载荷作用的方向与图中相反也可认为是正的。径向载荷作用在轴承的压力中心(见轴承制造商的表中尺寸 a)。此外,外部的轴向力 K_a 作用在轴(或壳)上;对于图 1 中情况 1c)和 2c),即使 $K_a=0$ 也是有效的。轴承 A 和轴承 B 的轴向载荷系数 Y 的值可从轴承表中找到,或近似地利用轴承载荷强度 K 。

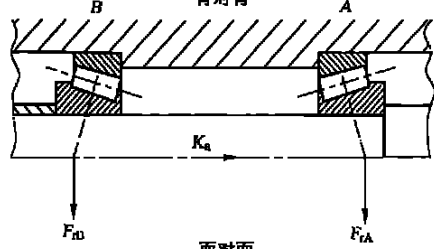
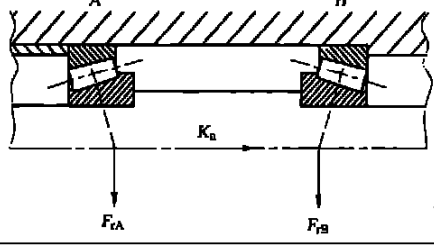
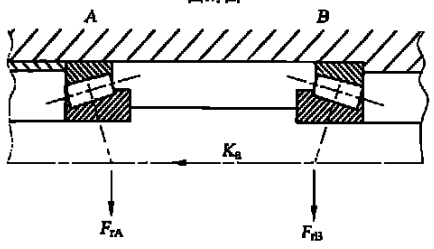
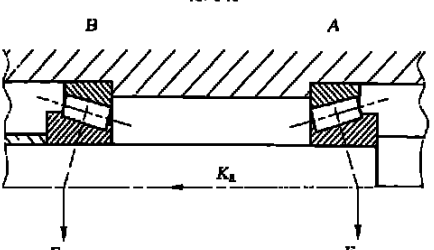
轴承的排列	载荷的情况	轴向载荷
	1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0.5 \left[\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right]$	$F_{aA} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0.5 \left[\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right]$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0.5F_{rB}}{Y_B}$
	2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0.5F_{rB}}{Y_B}$
	2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0.5 \left[\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right]$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0.5F_{rB}}{Y_B}$
	2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0.5 \left[\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right]$	$F_{aA} = \frac{0.5F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$

图 1 圆锥滚子轴承的载荷公式

7.4 直齿圆柱齿轮装置和斜齿圆柱齿轮装置的啮合功率损耗

啮合功率损耗是轮齿啮合作用和摩擦因数的函数；轮齿啮合作用包含用油膜隔离的啮合轮齿的一些滑动。啮合效率是滑动比和啮合摩擦因数^[5,6]的函数。

齿轮啮合功率损耗可用公式(15)表示。该公式包含啮合摩擦因数 f_m 和啮合的机械效率 M , f_m 是作用载荷的函数, M 说明轮齿啮合作用的机械性能,在解公式(15)之前必须解这些函数。

$$P_{Mi} = \frac{f_m T_1 n_1 \cos^2 \beta_w}{9\,549M} \quad \text{.....(15)}$$

式中:

P_{Mi} ——单个加载啮合功率损耗,单位为千瓦(kW);

f_m ——啮合摩擦因数(见公式 20);

T_1 ——小齿轮的转矩,单位为牛米(N·m);

n_1 ——小齿轮转速,单位为转每分(r/min);

β_w ——节圆上的螺旋角,单位为度(°);

M ——啮合的机械效率(见公式 16)。

啮合的机械效率 M 可按公式(16)计算,这个方程式是滑动比的函数。对于外啮合齿轮副,在啮入处的滑动比 H_s 可按公式(17)计算,在啮出处的滑动比 H_t 可按公式(18)计算,齿数比 u 按公式(19)计算。

$$M = \frac{2\cos\alpha_w(H_s + H_t)}{H_s^2 + H_t^2} \quad \text{.....(16)}$$

式中:

α_w ——端面啮合角,单位为度(°);

H_s ——啮入处的滑动比(见公式 17);

H_t ——啮出处的滑动比(见公式 18)。

$$H_s = (u+1) \left[\left(\frac{r_{a2}^2}{r_{w2}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right] \quad \text{.....(17)}$$

$$H_t = \frac{u+1}{u} \left[\left(\frac{r_{a1}^2}{r_{w1}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right] \quad \text{.....(18)}$$

式中:

u ——齿数比(见公式 19);

r_{a2} ——大齿轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);

r_{w2} ——大齿轮节圆半径,单位为毫米(mm);

r_{a1} ——小齿轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);

r_{w1} ——小齿轮节圆半径,单位为毫米(mm)。

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{.....(19)}$$

式中:

z_2 ——大齿轮齿数;

z_1 ——小齿轮齿数。

如果节线速度 v 在 $2\text{ m/s} < v \leq 25\text{ m/s}$, 载荷强度 K 在 $1.4\text{ N/mm}^2 < K < 14\text{ N/mm}^2$ 范围内, 啮合摩擦因数 f_m 可用公式(20)表达。超过这些范围时, f_m 的值必须用经验决定; 载荷强度 K 可用公式(21)计算; 指数 j 、 g 和 h 分别用于修正黏度 ν 、载荷强度 K 和切向节圆线速度 v 。

$$f_m = \frac{\nu^j K^g}{C_1 v^h} \quad \text{.....(20)}$$

式中:

ν ——运转时油池温度下油的运动黏度,单位为厘斯[cSt(mm²/s)];

K ——载荷强度,单位为牛每平方米(N/mm²);

C_1 ——啮合摩擦因数常量;

v ——切向节圆线速度,单位为米每秒(m/s)。

$$K = \frac{1\,000 T_1 (z_1 + z_2)}{2 b_w (r_{w1})^2 z_2} \quad \dots\dots\dots (21)$$

式中:

b_w ——配对齿轮的接触宽度,单位为毫米(mm)。

指数 f , g 和 h 以及常数 C_1 如下:

速度修正指数 $f = -0.223$;

载荷强度修正指数 $g = -0.40$;

节线速度修正指数 $h = 0.70$;

$C_1 = 3.239$ 。

7.5 锥齿轮装置的啮合功率损耗 P_M

锥齿轮装置的啮合功率损耗 P_M 是根据轮齿几何形状、节线速度和接触应力确定的。参考附录 A 中的计算方法。

7.6 圆柱蜗杆装置的啮合功率损耗 P_M

圆柱蜗杆装置的啮合功率损耗 P_M 与蜗杆的切向载荷 P_t 、滑动速度 v_s 、摩擦因数 μ 有关;其中切向载荷是传递功率的函数;计算方法参考附录 B。

7.7 环面蜗杆装置的啮合功率损耗 P_M

参考附录 B 中的计算方法。

7.8 油封的功率损耗 P_s

有接触唇的油封损耗是轴的转速、轴的尺寸、油池温度、油的黏度、油封浸在油中的深度及油封设计的函数,油封功率损耗可用公式(22)计算;对于用在齿轮装置中的典型油封,可用图 2 估计油封的摩擦转矩,摩擦转矩是轴直径的函数^[7]。

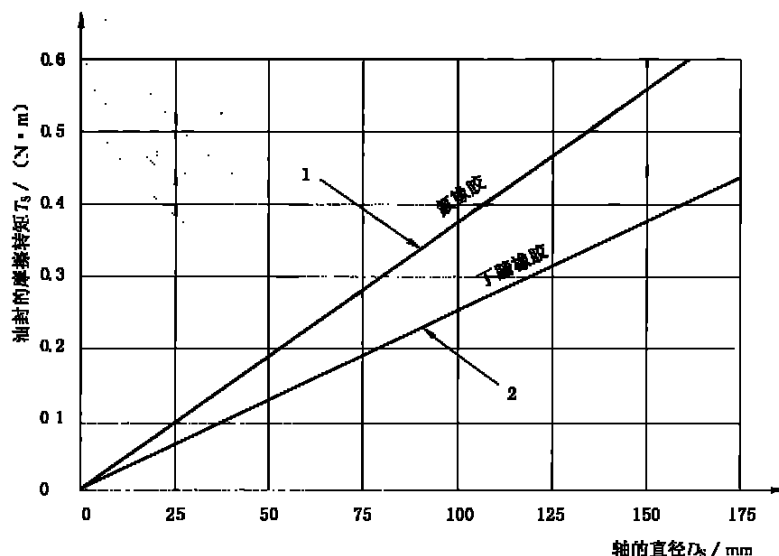
$$P_s = \frac{T_s \pi}{9\,549} \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中:

P_s ——单个油封功率损耗,单位为千瓦(kW);

T_s ——油封的摩擦转矩,单位为牛米(N·m);

π ——轴的转速,单位为转每分(r/min)。



1. $T_s = 3.737 \times 10^{-3} D_s$;

2. $T_s = 2.429 \times 10^{-3} D_s$ 。

图 2 油封的摩擦转矩

7.9 齿轮风阻和搅油功率损耗 P_w

关于齿轮风阻和搅油功率损耗公式是按 Dudley^[5]的 12.5.2 节中的公式导出的,他们对以下参数做了修正:油的黏度 ν 、齿轮浸油因数 f_g 、齿轮排列常数 A_g ,还对直径 D 的指数作了调整。

在计算齿轮风阻和摩擦损耗之前,必须确定浸油因数 f_g ,这个因数与零件浸在油中的深度有关;对于典型的齿轮减速器,相对于其他的损耗,风阻的影响是可以忽略的。零件没有浸在油中时 $f_g=0$;当零件完全浸在油中时 $f_g=1$;当零件的一部分浸入油中,可在 $f_g=0$ 和 $f_g=1$ 之间进行线性插值确定 f_g 值,例如,对于油面在轴的中心线时的齿轮, $f_g=0.50$ 。

在公式(24)、公式(25)和公式(26)中用的齿轮排列常数 A_g 为 2.00。

齿面的功率损耗要求粗糙度因数 R_t ,Dudley^[5]的表 12.5 按齿轮尺寸给出了一些数据,公式(23)给出了相当近似于 dudley 的数值。

$$R_t = 7.93 - \frac{4.648}{m_n} \quad \text{.....(23)}$$

式中:

R_t 齿面的粗糙度因数;

m_n ——端面模数。

齿轮风阻和搅油损耗包括三种型式,具有光滑外径的零件,例如轴的外径,用公式(24)计算损耗;圆盘具有光滑的侧面,例如齿轮的侧面,用公式(25)计算损耗,要说明的是公式(25)计算的值包括齿轮的两个侧面的损耗;表面有齿的零件,例如大、小齿轮的齿顶圆直径,用公式(26)计算损耗。

对于光滑的外径:

$$P_{GWi} = \frac{7.37 f_g \nu n^3 D^{4.7} L}{A_g 10^{26}} \quad \text{.....(24)}$$

对于圆盘的光滑侧面:

$$P_{GWi} = \frac{1.474 f_g \nu n^3 D^{5.7}}{A_g 10^{26}} \quad \text{.....(25)}$$

对于表面有齿:

$$P_{GWi} = \frac{7.37 f_g \nu n^3 D^{4.7} \frac{R_t}{\sqrt{\tan \beta}}}{A_g 10^{26}} \quad \text{.....(26)}$$

式中:

P_{GWi} ——单个齿轮的气阻和搅油功率损耗,单位为千瓦(kW);

f_g 齿轮浸油因数;

D ——齿轮装置中气阻和搅油零件的外径,单位为毫米(mm);

A_g ——齿轮排列常数;

F ——总的齿宽,单位为毫米(mm);

L 齿轮装置中气阻和搅油零件的长度,单位为毫米(mm);

β 螺旋角,单位为度($^\circ$),当螺旋角小于 10° 时,取 $\beta=10^\circ$ 代入公式(26)。

把减速器中每根轴上的零件分别计算损耗后,必须加在一起成为总的损耗;公式(24)用于计算齿轮与轴承之间轴的外径的功率损耗,公式(25)用于计算齿轮侧面的功率损耗,公式(26)用于计算齿面的功率损耗。

7.10 轴承的风阻和搅油功率损耗 P_{wb}

轴承的风阻和搅油功率损耗的计算是以参考文献[2]介绍的方法为基础的。与载荷无关的轴承的空载转矩 M_0 可用公式(27)和公式(28)计算。运动黏度 ν 是油池温度的函数。

如果 $\nu n < 2\,000$, 则

$$M_0 = 1.6 \times 10^{-8} f_0 d_m^2 \quad \text{.....(27)}$$

如果 $\nu n \geq 2\,000$, 则

$$M_0 = 10^{-10} f_0 (\nu n)^{\frac{1}{3}} d_m^3 \dots\dots\dots (28)$$

式中:

M_0 ——轴承的空载转矩,单位为牛米(N·m);

f_0 ——轴承浸油因数。

因数 f_0 根据轴承浸在油中的深度修正转矩 M_0 , f_0 从 $f_{0(\min)}$ 变到 $f_{0(\max)}$; 如果滚动体没有浸在油中用 $f_{0(\min)}$, 如果滚动体完全浸没在油中用 $f_{0(\max)}$; 当滚动体部分浸在油中, 在 $f_{0(\min)}$ 与 $f_{0(\max)}$ 之间进行线性插值确定 f_0 的值, 见公式(29)和图 3, $f_{0(\min)}$ 和 $f_{0(\max)}$ 的值可从表 5 查得。可用 $f_{0(\min)}$ 计算转矩 M_0 , 但必须也计算转矩 M_s 。

表 5 轴承浸油因数 f_0

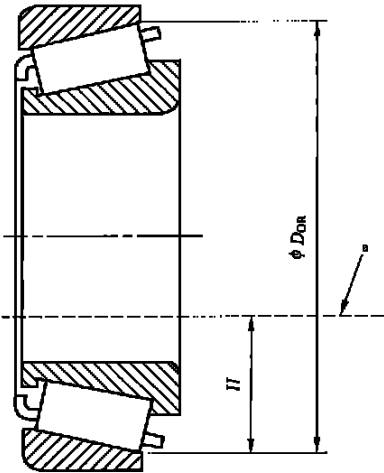
轴承型式	$f_{0(\min)}$	$f_{0(\max)}$
深沟球轴承:		
单列	2	4
双列	4	8
调心球轴承	2	4
角接触球轴承:		
单列	3.3	6.6
双列, 成对单列	6.5	13
四点接触球轴承	6	12
圆柱滚子轴承, 带保持架:		
系列 10, 2, 3, 4	2	4
系列 22	3	6
系列 23	4	8
圆柱滚子轴承, 完全布满:		
单列	5	10
双列	10	20
滚针轴承	12	24
调心滚子轴承:		
系列 213	3.5	7
系列 222	4	8
系列 223, 230, 239	4.5	9
系列 231	5.5	11
系列 232	6	12
系列 240	6.5	13
系列 241	7	14
圆锥滚子轴承:		
单列	4	8
成对单列	8	16

表 5 (续)

轴承型式	$f_{0(\min)}$	$f_{0(\max)}$
推力深沟球轴承	1.5	3
推力圆柱滚子轴承	3.5	7
推力滚针轴	5	11
推力调心滚子轴承:		
系列 292E	2.5	5
系列 292	3.7	7.4
系列 293E	3	6
系列 293	4.5	9
系列 294E	3.3	6.6
系列 294	5	10

$$f_0 = f_{0(\min)} + [f_{0(\max)} - f_{0(\min)}] \frac{H}{D_{OR}} \dots\dots\dots (29)$$

用橡胶密封的轴承,由密封产生的摩擦损耗会超过轴承自身的摩擦损耗。



^a 油面。

图 3 轴承浸油

轴承两侧密封好的密封摩擦转矩,可用下面的经验公式计算:

$$M_3 = \frac{\left(\frac{d_m}{f_3}\right)^2 + f_4}{1\ 000} \dots\dots\dots (30)$$

式中:

M_3 ——密封的摩擦转矩,单位为牛米(N·m);

f_3 ——轴承密封因数(见表 6);

f_4 ——轴承密封因数(见表 6)。

表 6 系数 f_3 和 f_4

轴承设计	轴承密封因数 f_3	轴承密封因数 f_4
深沟球轴承(2RS1), 调心球轴承(2RS2), 角接触球轴承(2RS), Y-轴承[系列 17262(00)-2RS1 和 17263(00)-2RS1]	20	10
Y 轴承(所有其他系列), 滚针轴承(2RS)	20 ^a	25 ^a
圆柱滚子轴承	10	50
^a 不用于有特殊油圈圈的 Y-轴承。		

每个轴承的功率损耗可用公式(31)计算

$$P_{\text{WB}} = \frac{(M_0 + M_3)\pi}{9\,549} \quad \dots\dots\dots(31)$$

7.11 油泵功率损耗 P_p

大多数的润滑油泵所需的功率和容量直接随着转速变化,所以给定泵的转速时,要求的功率是油的流量和油压的函数。

$$P_p = P_{p_s} + P_{p_m} \quad \dots\dots\dots(32)$$

油泵由减速器带动时,减速器轴驱动油泵的损耗 P_{p_m} 可用公式(33)计算:

$$P_{p_m} = \frac{Qp}{60e_p} \quad \dots\dots\dots(33)$$

式中:

Q ——油的流量,单位为升每分(L/min);

p ——工作油压,单位为牛每平方米(N/mm²);

e_p ——油泵效率。

由电动机驱动油泵时,马达驱动油泵的损耗 P_{p_m} 可用公式(34)计算,该公式考虑电功率的损耗和电动机、油泵的效率。

$$P_{p_m} = E_p \left(\frac{e_m}{e_p} \right) \quad \dots\dots\dots(34)$$

式中:

E_p ——消耗的电功率,单位为千瓦(kW);

e_m ——电动机效率。

7.12 散热量 P_Q

影响齿轮装置散热量的因素有:齿轮装置的表面积,空气流过齿轮装置表面的速度,油池与周围空气的温差 ΔT ,从油到齿轮箱的传热系数和齿轮箱与周围空气间的传热系数。散热量 P_Q 可用公式(35)计算:

$$P_Q = A_c k \Delta T \quad \dots\dots\dots(35)$$

式中:

A_c ——齿轮箱暴露在空气中的表面积,单位为平方米(m²);

k ——传热系数,单位为千瓦每平方米摄氏度[kW/(m²·℃)];

ΔT ——温差,单位为摄氏度(℃)。

注: A_c 是齿轮箱暴露在空气中的面积,不包括筋片、螺栓、凸台和安装的表面积。

传热系数 k 是指在整个齿轮箱外表面上的平均值,传热系数随以下因素变化:齿轮箱的材料,齿轮箱外表面清洁度,热油飞溅到的内表面范围,齿轮装置的结构和空气流过齿轮箱外表面的速度。包括在 GB/Z 22559 的本部分中的齿轮装置,典型的 k 值在 0.017 kW/(m²·℃)~0.020 kW/(m²·℃)范围内,这个范围适用于典型的齿轮装置安装在大的房间内,参考文献[8]。

轴上装风扇冷却的齿轮装置的传热系数是风扇设计、罩的设计和风扇转速的函数；它明显地随风扇的效率和流动空气所冷却外表面的部分而变化；空气速度按 70% 的齿轮箱暴露在空气中的表面积 A_c 上的平均速度确定。在齿轮装置上采用多重的风扇的效果能增加空气的平均速度，从而导致较高的传热系数。对于风冷齿轮装置的 k 值列于表 7 中。

表 7 用风扇冷却的齿轮装置的传热系数 k

风速/(m/s)	热传导系数 k /[kW/(m ² ·℃)]
2.5	0.015
5.0	0.024
10.0	0.042
15.0	0.058

8 对非标准工作条件的修正

根据具体的应用，实际的工作条件不同于第 3 章中所规定的标准条件时，把通过第 3 章规定的条件计算的额定热功率，按实际情况修正如下：

$$P_{THm} = P_T B_{ref} B_v B_A B_T B_D \dots\dots\dots (36)$$

式中：

- P_{THm} ——修正的额定热功率，单位为千瓦(kW)；
- P_T ——基本的额定热功率，单位为千瓦(kW)；
- B_{ref} 环境温度修正因数；
- B_v 周围空气速度修正因数；
- B_A ——海拔高度修正因数；
- B_T ——允许的油池温度修正因数；
- B_D ——工作时间修正因数。

B_{ref} 和 B_A 可应用于自然通风或轴上装风扇冷却， B_v 仅应用于自然冷却。

当工作条件超过表 8～表 12 的值，或采用其他的冷却型式而不是自然通风或用装在轴上的风扇冷却时，齿轮装置制造商应当考虑给出修正因数。

当环境温度低于 25℃，额定热功率计算时允许增加 B_{ref} ；反之，当环境温度高于 25℃，额定热功率要降低，见表 8。

表 8 环境温度修正因数 B_{ref}

环境温度/℃	B_{ref}
10	1.15
18	1.07
25	1.00
30	0.93
40	0.83
43	0.75
50	0.67

由于自然的或人工的风场，使空气具有超过 1.4 m/s 的稳定速度时，则增加了传热系数，允许的额定热功率增大，用 B_v 修正；反之，额定热功率降低，见表 9。

表 9 周围空气速度修正因数 B_v

环境空气速度/(m/s)	B_v
≤ 0.5	0.75
$> 0.5 \sim 1.4$	1.00
$> 1.4 \sim 3.6$	1.40
≥ 3.7	1.90

随着海拔增高空气密度降低,使因数 B_A 降低,见表 10。

表 10 海拔高度修正因数 B_A

海拔高度/m	B_A
0	1.00
750	0.95
1 500	0.90
2 250	0.85
3 000	0.81
3 750	0.77
4 500	0.72
5 250	0.68

标准的允许最高油池温度是 95 ℃, 较低的油池温度需要用 B_T 调整额定热功率(见表 11)。在某些应用场合, 允许最高的油池温度超过 95 ℃, 但应降低额定热功率, 并提供可接受的齿轮装置性能。无论如何, 应认可当工作温度高于 95 ℃时, 将引起润滑剂和接触密封的寿命降低、齿轮和轴承的表面磨损增大, 从而增加维修的频率。当考虑允许的最高油池温度超过 95 ℃时, 制造商应当考虑上面的因素。

表 11 允许的最高油池温度修正因数 B_T

最高的油池温度/℃	B_T
85	0.81
95	1.00
105	1.13

当齿轮装置不连续工作, 产生“关闭-冷却”的时间, 允许额定热功率增加, 用系数 B_D 考虑, 见表 12。

表 12 工作时间修正因数 B_D

最高的油池温度/℃	B_D
100	1.00
80	1.05
70	1.15
40	1.35
20	1.80

附录 A

(资料性附录)

锥齿轮啮合功率损耗和风阻功率损耗

A.1 目的

这个附录的目的是提供锥齿轮装置的啮合功率损耗、大小齿轮的风阻和搅油功率损耗的计算方法,以便确定额定热功率。

附录中提出的方法,由于发表时有些数据没有得到有效的证明,实际的额定热功率会与用下面方法计算的值明显不一致。

A.2 啮合功率损耗 P_M

下式用于估算锥齿装置的啮合功率损耗 P_M (见图 A.1 和图 A.2)。

$$P_M = \frac{f_m T_1 n_1 \cos^2 \beta_m}{9549M} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

f_m 摩擦因数(见公式 20);

T_1 小齿轮的转矩,单位为牛米(N·m);

n_1 小齿轮的转速,单位为转每分(r/min);

β_m 齿宽中点分度圆螺旋角,单位为度(°);

M 啮合机械效率(见公式 16)。

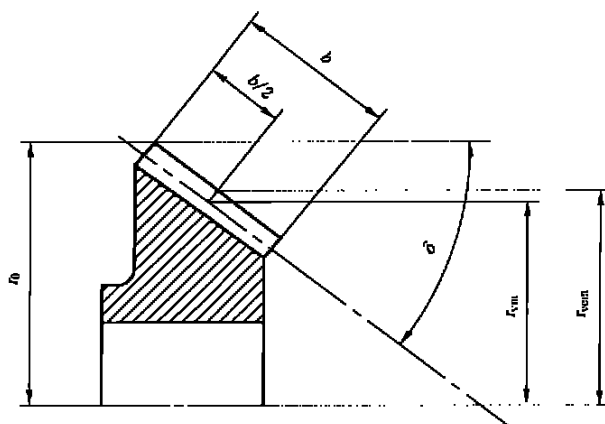


图 A.1 等高齿

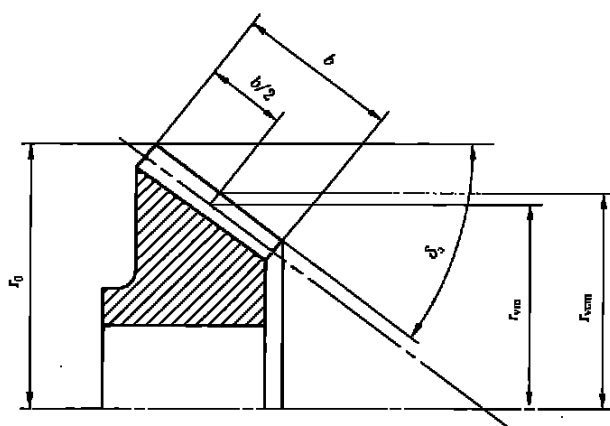


图 A.2 收缩齿

如果节线速度 v 是 $2 \text{ m/s} < v < 25 \text{ m/s}$ 和载荷强度 K 是 $1.4 \text{ N/mm}^2 < K < 14 \text{ N/mm}^2$, 则 f_m 可用公式(20)计算; 超出这些界限, f_m 的值必须用试验确定。

对于锥齿轮, 节线速度是按轮齿的大端计算的。

载荷强度 K 用下式计算:

$$K = \frac{1\,000 T_1 (z_1 + z_2)}{2 b_w r_{m1}^2 z_2} \quad \text{..... (A.2)}$$

式中:

z_1 ——小齿轮的齿数;

z_2 ——大齿轮的齿数;

b_w ——相啮合轮齿的接触宽度, 单位为毫米(mm);

r_{m1} ——齿宽中点分度圆半径, 单位为毫米(mm)。

平均机械效率的计算公式为:

$$M = \frac{2 \cos \alpha_m (H_s + H_t)}{H_s^2 + H_t^2} \quad \text{..... (A.3)}$$

式中:

α_m ——齿宽中点的端面压力角, 单位为度(°);

H_s ——啮入处的滑动比;

H_t ——啮出处的滑动比。

$$\alpha_m = \arctan \left[\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_m} \right] \quad \text{..... (A.4)}$$

式中:

α_n ——节面上的法向压力角, 单位为度(°)。

H_s 和 H_t 的值用以下公式计算:

$$H_s = (u_v + 1) \left[\left(\frac{r_{vm2}^2}{r_{vm1}^2} - \cos^2 \alpha_m \right)^{0.5} - \sin \alpha_m \right] \quad \text{..... (A.5)}$$

$$H_t = \frac{u_v + 1}{u_v} \left[\left(\frac{r_{vm1}^2}{r_{vm2}^2} - \cos^2 \alpha_m \right)^{0.5} - \sin \alpha_m \right] \quad \text{..... (A.6)}$$

式中:

u_v ——当量齿轮的齿数比;

r_{vm1} ——小齿轮齿宽中点当量齿轮分度圆半径, 单位为毫米(mm);

r_{vm2} ——大齿轮齿宽中点当量齿轮分度圆半径, 单位为毫米(mm);

r_{vm1} ——小齿轮齿宽中点当量齿轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);

r_{vm2} ——大齿轮齿宽中点当量齿轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);

α_{tm} ——齿宽中点的端面压力角,单位为度(°)。

齿宽中点当量齿轮分度圆半径的公式为:

$$r_{vm} = \frac{R_m r}{R_e \cos \delta} \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

式中:

r ——节圆半径,单位为毫米(mm);

R_m ——中点锥距,单位为毫米(mm);

R_e ——外锥距,单位为毫米(mm);

δ ——分锥角,单位为度(°)。

当量齿轮齿数比可用下式计算:

$$u_v = \frac{r_{vm2}}{r_{vm1}} \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

齿宽中点当量齿轮齿顶圆半径可用下式计算:

$$r_{vm} = r_{vm} + h_{am} \quad \dots\dots\dots (A.9)$$

式中:

h_{am} ——齿宽中点齿顶高,单位为毫米(mm)。

如果已知锥齿轮大端上的齿顶高和顶锥角,在齿宽中点的齿顶高可用下式计算:

$$h_{am} = h_{ac} - \frac{b_{tm}(\delta_a - \delta)}{2} \quad \dots\dots\dots (A.10)$$

式中:

b_{tm} ——齿宽,单位为毫米(mm);

h_{ac} ——大端的齿顶高,单位为毫米(mm);

δ_a ——顶锥角,单位为度(°);

δ ——分锥角,单位为度(°)。

A.3 齿轮的风阻和搅油功率损耗 P_{wc}

7.9 和公式(23)~公式(26)可用于计算锥齿轮的风阻和搅油功率损耗,因用轮齿大端的几何尺寸计算,得到的值偏于保守。

附录 B

(资料性附录)

蜗杆副啮合功率损耗

B.1 目的

这个附录的目的是提供一个计算蜗杆副啮合功率损耗的方法,用于确定额定热功率。

附录中提出的方法,由于发表时有些数据没有得到有效的证明,实际的额定热功率会与用以下的方法计算的值明显不一致。

蜗杆啮合功率损耗通常是蜗杆装置总损耗中唯一最大的组成部分,并且和工作的摩擦因数有关。AGMA 提供了一个通用的摩擦因数值,这个因数仅和节线速度有关。但是工作中的摩擦因数也会受以下因素影响,例如:载荷、材料、接触(装配组件之间)、表面粗糙度、表面精度、硬度、几何尺寸、润滑和温度等。采用具有不同速比的较小中心距(35 mm~75 mm)装置在不同速度下进行试验,结果指出工作中的摩擦因数显著的扩散。若利用参考文献[9]中表 5 和表 7 中的摩擦因数按下面的方法计算,结果和实际的啮合功率损耗、额定的热功率明显不同;但是,采用能较好地代表工作条件的摩擦因数,则计算出的啮合功率损耗与实际值十分吻合。

B.2 圆柱蜗杆副的啮合功率损耗 P_M

圆柱蜗杆副的啮合功率损耗 P_M 与以下因素有关:蜗杆的切向载荷 W_t , 滑动速度 v_s 和摩擦因数 μ 等,其中切向载荷是传递功率 P_A 的函数。

由输入功率可计算切向载荷,见式(B.1):

$$W_t = \frac{P_A - P_N}{\left(\frac{n_w D_m}{1.91 \times 10^7 u} + \frac{v_s \mu}{1\,000 \cos \lambda \cos \alpha_n} \right)} \quad \text{..... (B.1)}$$

$$v_s = \frac{n_w d_m}{19\,098 \cos \lambda} \quad \text{..... (B.2)}$$

式中:

W_t ——蜗杆上的切向载荷,单位为牛(N);

P_A ——传递的功率,单位为千瓦(kW);

P_N ——空载的功率损耗,单位为千瓦(kW);

n_w ——蜗杆转速,单位为转每分(r/min);

D_m ——蜗轮分度圆直径,单位为毫米(mm);

d_m ——蜗杆分度圆直径,单位为毫米(mm);

v_s ——在蜗杆分度圆上的滑动速度,单位为米每秒(m/s);

λ ——蜗杆升角,单位为度(°);

α_n ——蜗杆分度圆上的法向压力角,单位为度(°);

u ——齿数比;

μ ——摩擦因数。

注:当用合成的润滑剂时,根据 ANSI/AGMA 6034-B92,摩擦因数值可减少 30% 用于确定啮合功率损耗。工作时的啮合功率损耗可用式(B.3)计算:

$$P_M = \frac{v_s \mu W_t}{1\,000 \cos \lambda \cos \alpha_n} \quad \text{..... (B.3)}$$

B.3 环面蜗杆副的啮合功率损耗 P_m

AGMA 标准(ANSI/AGMA 6017-E86^[10])没有直接给出确定环面蜗杆副的啮合功率损耗的计算方法,但用试验建立了典型的效率曲线,根据这些数据,计算圆柱蜗杆副的方法能用于计算环面蜗杆副的啮合功率损耗,只要把 μ 减小 30%,这样就提供了一个合理的近似的计算环面蜗杆副啮合功率损耗的公式。

蜗杆的分度圆直径可用下式计算:

$$d_m = 2C - D_m \quad \text{.....(B.4)}$$

式中:

C —中心距,单位为毫米(mm)。

参 考 文 献

- [1] AGMA 96FTM9, The Development of a Practical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives.
 - [2] SKF General Catalogue 4000, USA, 1991.
 - [3] Ball and Roller Bearings, Theory, Design and Application, Eschmann Hasbargen and Weigand, Second Edition revised by L. Hasbargen and J. Brandlein, John Wiley and Sons Ltd. , 1985.
 - [4] Roller Bearing Analysis, Third Edition, Tedric A. Harris, John Wiley and Sons Inc. , 1991.
 - [5] ANSI/AGMA 6023-A88(R2000), 1988, Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives.
 - [6] Dudley's Gear Handbook, Second Edition, Dennis P. Townsend, McGraw-Hill, Inc. , 1992.
 - [7] OS-15, 1986, Measuring Radial Lip Seal Torque and Power Consumption, Rubber Manufacturers Association.
 - [8] McADAMS, W. , H. , Heat Transmission, Third Edition, Chapter 9.
 - [9] ANSI/AGMA 6034-B92, Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors.
 - [10] ANSI/AGMA 6017-E86(R1995), Rating and Application of Single and Multiple Reduction Double-Enveloping Worm and Helical Worm Speed Reducers.
-