

509424

文集编号 83-003



齿轮强度计算标准

译文集

下 册

上海船用柴油机研究所

目 录

1. 圆柱齿轮承载能力计算——车辆齿轮应用标准 ISOTC60/WG6(秘—129)283 1983.1	1
2. 渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮接触(点蚀)强度和弯曲强度计算 AGMA218. $\times \times$ 1981.10	57
3. ISO、MAAG、AGMA和API计算方法的比较	146

圆柱齿轮承载能力计算

——车辆齿轮应用标准

ISO/TC60/WG6(秘—129)283 1983.1

目 录

1. 前 言	(2)
2. 范 围	(2)
3. 图表、公式和常数的应用范围	(3)
4. 图表、公式和常数应用范围以外情况的处理办法	(4)
5. 代号、术语和单位	(7)
6. 基本公式	(9)
7. 切向力、转矩、功率	(11)
8. 动载系数 K_V	(12)
9. 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$	(14)
10. 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$	(16)
11. 齿面接触(点蚀)强度计算用的各种系数	(17)
12. 齿根弯曲强度计算用的各种系数	(19)
13. 文 献	(24)
附录 A 使用系数 K_A	(25)
附录 B 齿面接触(点蚀)强度和齿根基本强度	(34)
附录 C 轮齿刚度	(41)
附录 D 例 题	(46)

1. 前 言

1.1 使用范围

本标准是以ISO/DIS6336/ I ~IV为基础制定的, 因此ISO/DIS6336/ I ~IV的基本规则对本标准也是适用的。本标准还制定了明确的计算规范。由于限制了使用范围, 所以对某些系数进行了近似简化计算或引用了常数。

也有些系数用归并后的更为简单的公式进行计算。

本标准的计算方法首先适用于验算(详细方法)齿轮的强度 and 安全性。这时齿轮的尺寸、材料和运转特性都是已知的; 其次, 本标准也适用于齿轮的设计计算(计算必要的尺寸)。用于设计计算时, 必须根据经验先假定载荷情况, 以便确定与载荷有关的系数。如有必要的话, 应根据以后详细计算的结果来修正尺寸。

1.2 计算结果的说明

对于某个影响系数来说, 如果具有经过验证的经验或试验结果, 那么这些数据可以代替本标准给定的系数。但在介绍计算结果时必须按ISO6336/ I 中方法A所作的规定予以说明。此外, 若应力或安全系数按ISO6336的有关部分给出时, 则承载能力也必须按这个标准严格进行计算。

1.3 力的假设

假设齿轮上的作用力时, 必须考虑作用到齿轮上的所有的力, 除了传递有效功率的力以外还应考虑诸如振动力、来自联轴器或类似装置的轴向力或径向力等等。车辆生产厂应负责提供由于传动轴系振动引起的力。

2. 范 围

2.1 承载能力的限制

a) 本标准规定了齿面接触(点蚀)强度和齿根弯曲强度的计算方法。

b) 胶合(热胶合)承载能力计算应根据基本标准ISO6336/IV进行计算。然而, 必须考虑由于驱动条件不同以及齿轮上实际转矩和转速的综合作用引起的胶合危险性。为此, 就需检查不同载荷情况下的最大转速。

c) 切线速度小于1 m/s的齿轮经常受到容许滑动磨损的限制。相应计算方法所作的假设, 见[13/1]、[13/2]、[13/3]和[13/4]。

d) 单位齿宽载荷 $F_t/b \cdot K_A \leq 50 \text{ N/mm}$ 时, 振动的危险性增加, 参照第8.1节。

2.2 转速和速度范围

齿轮输入转速见表2.1。车辆传动齿轮主要在亚临界速度区运行(用于确定动载系数 K_v)。

2.3 齿 轮

本标准适用于车用内、外直齿和斜齿圆柱齿轮传动(用于确定齿向载荷分布系数

K_{HB})。

2.4 具有持久寿命和有限寿命的齿轮

本标准适用于计算持久寿命(持久极限的计算)和有限寿命的齿轮传动。如果在起动或在运转期间出现短时间的强烈冲击,那么还应检查静强度的安全性,见附录B。

2.5 结 构

本标准适用于齿轮体、轮毂与轴的联接、轴、轴承、箱体、联接螺栓、车架、连接用联轴器等的精度、承载能力和刚度等都符合精确计算齿轮承载能力所要求的情况。

2.6 材料和热处理的要求

材料和热处理至少应符合ISO6336/1V中的ML质量要求。在没有特殊规定的情况下,可选用MQ质量等级(参照第11.5节、第12.4节和附录B)。

2.7 润 滑

润滑油应按齿轮制造厂规定的或与之商定的品种。本标准齿面接触(点蚀)强度计算和胶合承载能力计算方法是以下列条件为基础的,即在运转期间应不断供给齿面足够的油量,油的质量(粘度、洁净度、胶合承载能力…)应符合规定的或商定的要求。润滑油量应保证齿面工作温度不超过计算值。表2.1给出的为车辆常用润滑油。

2.8 输入数据

为了进行详细的计算,必须已知或能求出下列参数:

齿轮参数: Z_1 、 Z_2 、 m_n 、 a 、 b 、 x_1 、 x_2 、 α_{n1} 、 β 、 β_b 、 ε_a 、 ε_{sa} 、 ε_β 、 d_{a1} 、 d_{a2} 、 b_n ;

刀具基本齿廓;

设计和制造参数:材料、硬度、热处理、齿轮体的尺寸(小齿轮和大齿轮的转动惯量)、齿轮精度、齿面和齿根表面的粗糙度;

润滑油:粘度、工作温度和胶合承载的能力;

动力参数: P 、 T 和 F_t ,分别给出 n_1 和 V ;原动机和车辆的型式、载荷图谱。

2.9 使用范围概况(见表2.1和表2.2)

2.10 其他问题

ISO6336标准的其它部分内容为工业、高速、船用和航空齿轮的标准,并在ISO6336/1~V中给出了规定、限制和定义。

3. 图表、公式和常数的应用范围

本标准的图表、公式和常数适用于以下范围。

3.1 转速和速度范围

按第2.2节规定,转速和速度范围为亚临界速度区(用于确定系数 K_v)、 $V > 1 \text{ m/s}$ (避免磨损的影响,参照第2.1节)。

3.2 齿数范围

原则上对齿数没有限制。但在大齿根圆角,尤其是齿数少的情况下,要注意系数

$Y_{dr,1T}$ 的变化。

3.3 模数范围

法向模数 $m_n < 7$ (适用于确定尺寸系数, $Z_x = Y_x = 1$)。

3.4 刀具的基本齿廓

刀具基本齿廓没有限制,但压力角、齿高、刀具齿顶圆角半径需按照ISO53的规定,或为相应的凸台型刀具。

3.5 齿顶高变位

$x_1 \geq x_2$ 和 $-0.5 \leq x_1 + x_2 \leq 2.0$ (用于确定 C'_{rk})。

3.6 螺旋角

$\beta < 45^\circ$ (用于确定 C_v)。

3.7 齿轮精度

精度取ISO4~8级,参照表2.1 (用于确定 K_v 、 $K_{H\alpha}$ 、齿面粗糙度系数 Z_R 、齿根表面粗糙度系数 Y_R)。

3.8 端面重合度

$\epsilon_a < 2.5$ (用于确定 Z_ϵ) 和 $\epsilon_{an} < 3.0$ (用于确定 Y_F)。

3.9 齿根圆角

齿根圆角参数 $q_r = S_{Fa}/(2 \cdot \rho_F)$ (参照第12.1和12.2节)。

$$1 \leq q_r \leq 8$$

(用于确定 Y_S 和 $Y_{dr,1T}$)。

3.10 材料和热处理

表面淬硬钢,渗碳淬硬或碳氮共渗(氧化) (用于确定 Z_E 、 σ_{Hlim} 、 σ_{FE} 、 C_1' 、 C_v 、 Y_ϵ 和 Y_β)。强度值见附录B。

3.11 润滑油

有添加剂或无添加剂的矿物油 (用于确定 Z_L)。

3.12 小齿轮和小齿轮轴

实心的或具有 $S_R/d_1 > 0.2$ 空心的小齿轮 (用于确定 C_v 和 K_v)。

3.13 齿 圈

对内齿轮和外齿轮,齿根圆下面的齿圈厚度 $S_R > 3.5m_n$ (参照ISO6336/1的第2.1节注1)。

4. 图表、公式和常数应用范围以外情况的处理办法

如果图表、公式和常数的使用范围超过了第3节的限制,又没有其它标准可供使用时,仍然可以使用本标准。具体用法如下:

- 按本标准制定的图表、公式和确定常数的基本法则,去求有关的系数;
- 按基本标准中的计算程序去求有关的系数值,但要考虑到应用本标准的特点和

规律性。除此以外,还应遵循ISO6336/1第1·3节对A方法所作的规定。关于计算结果的说明见第1·2节。

表2·1 使用范围概况:客车和载重卡车

车 辆	等 级	F_t/b N/mm	ISO 精度 等级	b/d_1	模数 mm	中心距 a mm	ρ_{so}/m_s	n_1 1/min	V m/s	Z_1	v_{so} cSt	Rt 齿面 um	Rt 齿根 表面 um	使用时间 %
客 车	第一级和倒 车 转 速	800~1100	7~8	0.3~ 0.8							SAE	(2)		0.5~1.5
	第二级速度	500~750	↑	↓	1~3	60~ 100	0.2~ 0.45	3000~ 6000	6~15	11~60	75~90	3~7 ∧	到40	8~10
	第三级速度	350~600	5~8	↓							∧ ≈	≈		15~20
	第四级速度 和恒定速度	200~400	↓	0.2~ 0.4							25~ 150	(10)		70~80
	载 重 卡 车	运行速度	1400~1800		0.8~ 1.1							SAE	(3)	
第一级速度		1000~1300									75~90 ∧ ≈	4~10		根据载 荷图确 定
第二级速度		750~1000	5~8		2~6.5	90~ 160	0.2~ 0.45	1300~ 2200	4~15	11~45	25~ 150	(>10)	到40	
第三级速度		600~850												
第四级速度 和恒定速度		500~700 400~600		0.3~ 0.6										
备 注		F_t/b 由发 动机最大转 矩得到。公 共汽车的 值比带有 自动变速齿 轮箱的载重 卡车乘以 0.5后的值 还低10% ^①												
		公共 汽车 为 4~8, 客 车 在 特 殊 情 况 下 为 4	行星 齿轮 传 动的 客 车 为 0.3~ 1,载 重 卡 车 为 0.9 ~0.8	同样 适用 于行 星齿 轮传 动				在发 动机 最大 转矩 时, 齿 轮 箱 的 输 入 转 速			行星 齿 轮 用 ATF 10~30 cSt	磷化 前制 齿(测 得较 高限) 或磨 齿(测 得为 较低 限)	制齿 或 滚齿	用于直 接的或 间接的 齿轮传 动

运行参数:公里

客车:100,000

卡车和公共汽车:150~200,000

载重卡车:300~500,000

材料:

渗碳淬硬或氧化

• 无特殊说明时,按下述分类

客车和消防车

载重卡车、公共汽车和卡车

①原文为 Buses approx. 10% lower than
lorris for automatic gears x0.5.

—译者

表2·2 使用范围概况：农用拖拉机

农 用 拖 拉 机 标 准 结 构													
速度档数：标准形式常常有12~19档速度，用基本速度和速度组数表示													
等 级	变 速 器	F_1/b N/mm	ISO 精度 等级	b/d_1	模数 m_n mm	中心距 a mm	$p_{ao}/$ m_{a1}/min	n_1 r/min	V m/s	Z_1	v_{ao} cSt	齿面 R_t μm	使用 时间
连接主 动联轴 器的基 本速度 级	大 减 速 比	2~3.5	200~ 550	6, 7, 8, 9	0.25~ 0.6	3~4 80~ 125	0.2~ 125	1000~ 3500	3~15	13~28	25~ 150	6~25	取决 于齿 轮结 构和 速度 图谱
	中等减速比	1.2~2			0.15~ 0.45								
	减速比约为1	0.6~ 1.2			0.15~ 0.3								
中间速 度 级	典型田野 速度组	1.2~ 3.5	250~ 650		0.2~ 0.55			300~ 4500	1~20	13~24			
	典型道路 速度组	0.3~ 1.2	500~ 900		0.25~ 0.3								
最 后	圆柱齿轮级	4~6.5	500~ 1200		0.4~ 0.8	5.5~7	200~ 260	130~ 1000	0.5~5	9~16			100%
一 级	行星齿轮级	4.5~8	350~ 450		0.65~ 1.1	3.25~ 4.25	85~ 115	100~ 1000	0.5~3	13~14			

●按附录假设载荷。

●●为发动机额定转速时的值。

表2.2的附录假设的载荷

发动机端：

发动机的额定转矩。

在后轮驱动情况下，主动轮端：

后轴的额定转矩

$$M_{HA} = F_{G_{ao}} \cdot (\alpha + \rho) \cdot r_H$$

$F_{G_{ao}}$ 为 $P_{ao} = 40 \sim 110 \text{ kW}$ 时轴的额定载荷。

$$F_{G_{ao}} = (700 \sim 650 \text{ N/KW}) \cdot P_{ao} \text{ (kW)} ;$$

$$(\alpha + \rho) = 0.5 + 0.1 ;$$

α —移动载荷系数(牵引力、轮胎与地面的阻力)；

ρ —滚动阻力系数(滚动阻力/轮胎与地面的阻力)；

r_H —后驱动轮有效半径。

在全驱动的情况下，驱动轮端：

总重量加在驱动轮上比由后轮驱动时高10%。

总重量加在后轴齿轮上比由后轮驱动时低10%。

5. 代号、术语和单位

见基本标准ISO6336/I第2节的总目录。仅仅与某些系数计算有关的代号在相应的章节中予以介绍。

a	中心距 ¹⁾	mm
b	齿宽, 人字齿 $b = 2b_s$	mm
(b_s)	人字齿轮中一个斜齿的齿宽	mm)
i	传动比	—
u	齿数比 $Z_2/Z_1 \geq 1$ ¹⁾	—
V	线速度 (如无下标时表示分度圆上的值)	m/s
C_v	单位齿宽轮齿总刚度的平均值 (简称为啮合刚度)	N/(mm·μm)
C'	单位齿宽综合刚度 (一对齿) (简称为单齿刚度)	N/(mm·μm)
d_a	顶圆直径	mm
d_b	基圆直径	mm
d_f	根圆直径	mm
$d_{1,2}$	小齿轮及大齿轮分度圆直径	mm
f_{ma}	齿向啮合误差分量 (制造误差累积的结果)	μm
f_p	相邻节距偏差	μm
f_{pa}	法向节距偏差	μm
h_{a0}	刀具基本齿条的齿顶高	mm
m_a	法面模数	mm
m_t	端面模数	mm
$n_{1,2}$	小齿轮和大齿轮的转速	1/s
P_{ba}	法面基节	mm
P_{bt}	端面基节	mm
q	齿根圆角参数 $S_{Fa}/2\rho_F$	—
x_1, x_2	小齿轮和大齿轮的齿顶高变位系数	—
Z_s	斜齿轮的当量齿数	—
Z_1, Z_2	小齿轮和大齿轮的齿数 ¹⁾	—
(B)	人字齿轮的总齿宽, $B = b + \text{退刀槽宽度}$	mm
E	弹性模量 (杨氏模量)	
F_m	分度圆平均切向力 ($F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_V$)	N
F_t	分度圆名义切向力	N
HB	布氏硬度	—

HRC	洛氏硬度 (C刻度)	—
HV1	维氏硬度 ($F = 9.81\text{N}$)	—
HV10	维氏硬度 ($F = 98.1\text{N}$)	—
K_v	动载系数	—
K_A	使用系数	—
K_{Fa}	弯曲强度计算用齿间载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算用齿向载荷分布系数	—
K_{Ha}	接触强度 (赫兹应力) 计算用齿间载荷分配系数	—
$K_{H\beta}$	接触强度 (赫兹应力) 计算用齿向载荷分布系数	—
N	数, 指数; 应力循环数 (N_L); 临界转速比	—
P	功率 (名义功率)	kW
R_a	粗糙度算术平均值	μm
R_z	平均粗糙度	μm
S_F	弯曲强度 (抗断齿) 的计算安全系数	—
S_H	接触 (抗点蚀) 强度的计算安全系数	—
$T_{1,2}$	小齿轮、大齿轮的名义转矩	N·m
Y_F	齿形系数	—
Y_N	弯曲强度计算用寿命系数	—
Y_R	表面状况系数	—
Y_S	应力修正系数	—
Y_X	弯曲强度计算用尺寸系数	—
Y_{β}	弯曲强度计算用螺旋角系数	—
Y_z	弯曲强度计算用重合度系数	—
Z_v	速度系数	—
Z_{β}	单对齿啮合系数	—
Z_E	弹性系数	—
Z_H	区域系数	$\sqrt{N/\text{mm}^2}$
Z_L	润滑剂系数	—
Z_N	接触强度计算用寿命系数	—
Z_R	接触强度计算用粗糙度系数	—
Z_W	工作硬化系数	—
Z_x	接触强度计算用尺寸系数	—
Z_{β}	接触强度计算用螺旋角系数	—
Z_z	接触强度计算用重合度系数	—
α_a	分度圆柱上法向压力角	°

α_1	分度圆柱上端面压力角	°
α_w	端面工作压力角	°
β	螺旋角(无下标时,表示分度圆柱上的值)	°
β_b	基圆螺旋角	°
e_a	端面重合度	—
e_β	轴向重合度	—
e_γ	总重合度	—
ρ_{a0}	刀具齿顶圆角半径	mm
ρ_{ad}	当量半径	mm
ρ_c	节点处当量曲率半径	mm
ρ_F	计算截面上的圆角半径	mm
σ_B	拉伸强度	N/mm ²
σ_F	齿根应力	N/mm ²
σ_{FE}	齿根基本强度	N/mm ²
σ_{FF}	许用齿根应力	N/mm ²
σ_H	接触应力	N/mm ²
σ_{HP}	许用接触应力	N/mm ²

6. 基本公式

系数 K_v 、 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 和 $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}$ 都是起决定作用的切向力的函数,因此它们也是互相有关的。这些系数必须按下述顺序依次计算。

- 1) K_v 由起决定作用的外部切向力 $F_{teq} \approx F_t K_A$ (当量切向力)求得。
- 2) $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 由力 $F_t \cdot K_A \cdot K_v$ 求得。
- 3) $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}$ 由力 $F_t \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta}$ 求得。

6.1 齿面接触(点蚀)强度

6.1.1 接触应力(小齿轮和大齿轮要分别计算,适用于确定 Z_B)

a) 持久寿命和有限寿命:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (1)$$

b) 静强度

$$\sigma_{HS} = Z_H \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_{tmax}}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (2)$$

6.1.2 许用接触应力(小齿轮和大齿轮分别计算,按材料、循环数确定)

a) 持久寿命:

$$\sigma_{H P} = \frac{\sigma_{H l i m} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R}{S_{H m i o}} \quad (3)$$

b) 静强度:

$$\sigma_{H P S} = \frac{\sigma_{H l i m s}}{S_{H m i o}} \quad (4)$$

c) 有限寿命:

$$\sigma_{H P N} = \frac{\sigma_{H l i m N}}{S_{H m i o}} \quad (5)$$

6.1.3 校核承载能力(按a)或b)进行)

a) 计算接触应力 $\leq$ 许用接触应力

$$\sigma_H \leq \sigma_{H P} \text{ 或 } \sigma_H \leq \sigma_{H P N} \text{ 或 } \sigma_{H S} \leq \sigma_{H P S} \quad (6)$$

b) 接触强度的安全系数²⁾

$$S_H = \frac{\sigma_{H l i m} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R}{\sigma_H} \geq S_{H m i o} \quad (7)$$

$$\text{或 } S_H = \frac{\sigma_{H l i m s}}{\sigma_{H S}} \geq S_{H m i o}$$

$$\text{或 } S_H = \frac{\sigma_{H l i m N}}{\sigma_H} \geq S_{H m i o}$$

6.2 齿根弯曲强度

6.2.1 齿根应力(小齿轮和大齿轮分别计算:按 Y_F 、 Y_S 确定)

a) 持久寿命和有限寿命

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\sigma} \quad (8)$$

b) 静强度:

$$\sigma_{F S} = \frac{F_{t s t a t}}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (9)$$

6.2.2 许用齿根应力(小齿轮和大齿轮分别按齿根圆角处的 $Y_{br e l T}$ 、 $Y_{R r e l T}$ 进行计算)

a) 持久寿命

$$\sigma_{F P} = \frac{\sigma_{F E} \cdot Y_{br e l T} \cdot Y_{R r e l T}}{S_{F m i o}} \quad (10)$$

b) 静强度

$$\sigma_{F P S} = \frac{\sigma_{F E S} \cdot Y_{br e l T S}}{S_{F m i o}} \quad (11)$$

c) 有限寿命

$$\sigma_{F P N} = \frac{\sigma_{F E N}}{S_{F m i o}} \quad (12)$$

①原文为 $\sigma_{H, H S} \leq \sigma_{H P, H P S, H P N}$, 为清晰起见分写为3个公式。一校注

②原文为 $S_H = \frac{\sigma_{H l i m} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot \sigma_{H l i m s}, \sigma_{H l i m N}}{\sigma_H, H S} \geq S_{H m i o}$, 为清晰起见分写为3个公式。一校者

6.2.3 校核承载能力 (按a)或b)进行)

a) 计算齿根应力 $\leq$ 许用齿根应力

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \text{ 或 } \sigma_F \leq \sigma_{FPN} \text{ 或 } \sigma_{FS} \leq \sigma_{FPS} \ominus \quad (13)$$

b) 齿根应力的安全系数

$$S_F = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{DrelT} \cdot Y_{RrelT}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin} \text{ 或 } S_F = \frac{\sigma_{FES} \cdot Y_{DrelTS} \cdot Y_{RrelT}}{\sigma_{FS}} \geq S_{Fmin} \ominus$$

$$\text{或 } S_F = \frac{\sigma_{FNE}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin} \quad (14)$$

7. 切向力、转矩、功率

7.1 按ISO6336/1 得到下列关系式

$$F_t = \frac{2000 T_{1,2}}{d_{1,2}}$$

$$T_{1,2} = \frac{F_t \cdot d_{1,2}}{2000} = \frac{P \cdot 1000}{\omega_{1,2}} = \frac{P \cdot 159.2}{n_{1,2} [1/s]} = \frac{P \cdot 9549}{n_{1,2} [1/min]}$$

$$P = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2} [1/s]}{159.2} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2} [1/min]}{9549}$$

$$V = \frac{d_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{2000} = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2} [1/s]}{318.3} = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2} [1/min]}{19098}$$

$$\omega_{1,2} = 2 \cdot \pi \cdot n_{1,2} [1/s] = \frac{2000 \cdot V}{d_{1,2}} = \frac{\pi \cdot n_{1,2} [1/min]}{30} = \frac{n_{1,2} [1/min]}{9.549}$$

7.2 名义切向力、名义转矩、名义功率

齿轮传动的名义转矩T规定为发动机的最大转矩。变速箱内各个齿轮副的名义转矩按速比确定。

7.3 当量切向力、当量转矩、当量功率

当量切向力(转矩、功率)是相当于载荷图谱中载荷作用效应的常量切向力(转矩、功率)。即用当量切向力 F_{te} (转矩、功率)给一对齿轮加载时,其持久寿命和有限寿命强度的安全系数分别与载荷图谱加载时相同。

$$F_{teq} = F_t \cdot K_A, T_{eq} = T \cdot K_A, P_{eq} = P \cdot K_A \quad (15)$$

计算工作齿轮的强度最好根据载荷图谱先求得 F_{teq} 值,再用 F_{teq} 进行计算,见附录A。

7.4 使用系数 K_A 值

仅仅在没有确实可信的经验,或没有经过专门测量或系统的综合分析得到可靠的载荷图谱的情况下,或者在初步设计阶段,才可用第7.1节和7.2节求得的名义切向力 F_t 和

⊖原文为 $\sigma_{FP}, \sigma_{FS} \leq \sigma_{FP}, \sigma_{FS}, \sigma_{FNP}$,为清晰起见写成3个公式。

⊖原文为 $S_F = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{DrelT} \cdot Y_{RrelT}}{\sigma_F \cdot Y_{FS}}, Y_{DrelTS}, Y_{FEN}$,为清晰起见分成3个式子并补上 $\geq S_{Fmin}$ 。——校注

按附录A确定使用系数 K_A 后进行计算, 同时要注意第1·2节的规定。

8. 动载系数 K_V

按ISO6336/1第5节所述, 动载系数 K_V 是用来考虑内部动力过载的。车辆齿轮可按方法B确定, 所需的数据可以从初步设计的结构图中求得。

车辆齿轮通常在亚临界速度区($N \leq 0.85$)工作。这时应注意以下一些特点。

当 $N = \frac{1}{2}$ 或 $\frac{3}{4}$ 时, 可能出现偏振, 尤其是直齿轮。然而, 只是对于低精度齿轮或当固有频率在这个范围的情况下, 才可能有比较大的过载。这时, 应该检查主动齿轮的旋转频率能否改变(变更齿数)。

当齿轮对的主动轴与从动轴刚度不同时, 如果刚性较大的轴的刚度处于齿刚度 C_v (具有这一点, 就意味着轴的刚度转化为该轴上齿轮的基圆刚度)范围之内, 当 $N \approx 0.2 \dots 0.5$ 时, 齿轮才可能激发振动。在这种情况下, 动载系数 K_V 可能超过用公式(28)计算的数值。

行星齿轮、齿轮组件、惰轮和特殊情况下动载系数 K_V 的计算见ISO6336/1第5·6·2节。

按方法B进行计算的基本思路见ISO/DIS6336第1部分第5·3节。

8·1 其他根据和假设

- 假设齿形公差 f_t = 相邻节距偏差 f_p 。(在ISO1328中没有齿形公差这一项)。
- 齿的刚度按方法B计算, 见附录C。
- 在单位齿宽载荷低的情况下, 齿的刚度随着载荷的降低而下降。这也有可能改变共振转速, 因为在这种情况下绝对应力很小, 所以在计算承载能力时可不必考虑。——但在单位齿宽载荷 $F_t/b \cdot K_A \leq 50 \text{ N/mm}$ 时, 尤其是高速度和低精度齿轮传动(即, 当齿轮误差大于变形时)齿轮振动的危险性特别大(齿侧间隙)。

8·2 计算 K_V 所需要的影响系数

a) 临界转速比N

按照ISO/DIS6336第1部分第5·3·2节所述, N 是小齿轮转速和共振转速之比。

$$N = n_1/n_{E1} = n_1 / \left(\frac{30 \cdot 10^3}{\pi \cdot Z_1} \sqrt{\frac{C_v}{m_{red}}} \right) \quad (\text{式中: } n_1 [\text{l/min}]) \quad (16)$$

m_{red} 为转化到啮合线(基圆)上的每mm齿宽诱导质量。

$$m_{red} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2) = J_1 \cdot J_2 / (J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2) \quad (17)$$

式中, m_1 , m_2 是小齿轮和大齿轮转化到啮合线上的单位(1毫米)齿宽当量质量(与作用线有关), J_1 , J_2 是小齿轮和大齿轮单位(1毫米)齿宽上的转动惯量。

⊖原文无ISO/DIS6336字样, 一校注

$$m_{rad} = \frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \cdot \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1-q_1^2) \cdot \rho_1} + \frac{1}{(1-q_2^2) \cdot \rho_2 u^2}} \quad (18)$$

式中:

$$d_{m1} = \frac{d_{i1} + d_{e1}}{2}, \quad (19)$$

$$q_1 = \frac{d_{i1}}{d_{m1}}, \quad q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}} \quad (20)$$

符号名称见图8·1。

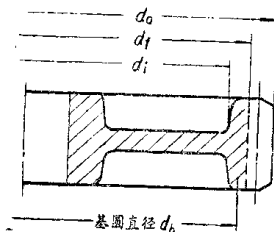


图8·1 各种直径的定义

轮辐式和腹板式齿轮的肋、圆盘和轮毂的质量可以忽略。整体式小齿轮和大齿轮可按下式计算:

$$(1-q_1^2) = 1 \text{ 和 } (1-q_2^2) = 1 \quad (21)$$

如果齿圈宽度与齿宽不一致,按齿圈宽度计算 $(1-q_1^2)$ 和 $(1-q_2^2)$ 时,只考虑与齿圈直接联结的质量,而同一轴上离齿轮较远的质量可不考虑,因为其间各部分轴的刚度通常比齿的小。

特殊情况(例如两个小齿轮驱动一个大齿轮和行星齿轮传动)的计算,见 ISO/DIS 6336的第一部分第5·6·2节。

整体式钢质小齿轮和大齿轮的临界转速比为:

$$N = 1.19 \cdot \frac{Z_1}{10} \cdot \frac{V}{100} \sqrt{\frac{10}{C_r} \cdot \frac{u^2}{1+u^2}} \quad (22)$$

总刚度 C_r (N/(mmμm)) 见附录C。在计算N时,小载荷情况下 C_r 的降低可以忽略(因为 C_r 低于齿根的刚度,因此影响降低,见第8·1节C的说明)。

b) 齿廓跑合修正量 Y_a 。

Y_a 是在开始运转时由于跑合而使节距误差减小的量。按第1部分第7·4节的规定,渗碳淬硬和氧化的齿轮用下式计算:

$$Y_a = 0.075 f_s \leq 3 \mu m \quad (23)$$

式中 f_s 是小齿轮和大齿轮的相邻节距偏差中较大的值,在绝大多数情况下,取大齿轮

的 f_{p2} , 参见ISO1328³⁾。

c) 齿轮精度等级、跑合和载荷系数G

$$G = -\frac{f_{p\text{eff}}}{F_t/b \cdot K_A}, \quad \text{其中 } F_t/b \cdot K_A \geq 100 \text{ N/mm} \quad (24)$$

式中 $f_{p\text{eff}} = f_p - Y_n$ 。

d) 与齿形修正有关的系数 B_k

$$B_k = \left| 1 - \frac{C' \cdot C_s}{F_t/b \cdot K_A} \right| \quad (25)$$

一对齿啮合时刚度 C' 按照附录C确定, $F_t/b \cdot K_A \geq 100 \text{ N/mm}$ 。

只有齿轮精度为ISO5级或更高的情况下, 才允许将齿顶修缘量 C_s 代入式(25)。齿轮精度为ISO6级或更低的情况下, 取 $B_k = 1$ 。

按ISO/6336/I第5.4.3节规定, 在齿顶不修缘的情况下(在制造期间), 可用跑合修缘量 C_s 来代替 C_s 值。 C_s 可按下式计算:

$$C_s = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{H\text{lim}}}{97} - 18.45 \right)^2 + 1.5 \quad (26)$$

按附录B选用 $\sigma_{H\text{lim}}$ 值时, 在小齿轮和大齿轮材料不同的情况下, 应分别计算小齿轮的 C_{s1} 和大齿轮的 C_{s2} 值, 并按下式计算 C_s 值:

$$C_s = 0.5(C_{s1} + C_{s2}) \quad (27)$$

进行了齿型修缘的齿轮, C_s 就是齿顶修缘量。

8.3 在亚临界速度区($N \leq 0.85$)的 K_V 值

$$K_V = N(C_{V12}C'G + C_{V3}B_k) + 1 \quad (28)$$

系数 C_{V12} 、 C_{V3} 见表8.1。单齿刚度 C' 见附录C。

表8.1 计算动载荷系数 K_V (方法B)用的系数 C_{V12} 、 C_{V3}

总重合系数	$1 < \varepsilon_V \leq 2$	$\varepsilon_V > 2$ ^①
C_{V12}	0.66	$0.32 + \frac{0.57}{\varepsilon_V - 0.3}$
C_{V3}	0.23	$\frac{0.096}{\varepsilon_V - 1.56}$

9. 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$

按照ISO6336/I第6节所述, 齿向载荷分布系数是用来考虑载荷在全齿宽上分布不均匀影响的。计算接触应力时为 $K_{H\beta}$, 计算齿根应力时为 $K_{F\beta}$ 。本标准用方法B求 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 。

①原文为 according to part 1 clause 5.6.1 C_s ……似有误, 一校注

②原文 $1 < \varepsilon_V \leq 2$ 及 $\varepsilon_V > 2$ 顺序有误, 现已更正。一校注

9·1 前提和假设

a) 在通常设计的车辆齿轮传动中, 由于轴、轴承和箱体的变形, 可以预料齿的啮合误差比较大。而且由于与轴承间隙有关的轴向力的作用, 齿轮可能因松动而处于倾斜状态。

尽管如此, 为了使载荷沿全齿宽分布得尽可能均匀以及为了获得较低的噪声, 轮齿应进行适当的齿向修正。

一般将轮齿加工成鼓形, 使加载方式或制造公差不同的啮合齿向误差得到补偿。

建立本标准的基础是载荷分布产生的变形可以忽略, 即

$$F_{\beta x} = f_{m x} \quad (29)$$

b) 轮齿刚度按照方法B确定, 见附录C。

c) 端面重合度 $1.2 < e_a < 1.9$ (用于确定轮齿刚度, 见ISO6336/I 第9·4节)。

d) 在载荷作用下, 接触斑点达到全齿宽 (即 $K_{H\beta} < 2$)。

9·2 计算 $K_{H\beta}$ 所需要的影响系数

a) 啮合齿向误差分量 $f_{m x}$ (制造误差累积的结果)。

制造误差 (齿向误差、轴线的平行度) 的平均值通常小于误差的总数和, 其原因是各个零件的误差可以部分地得到补偿。

经调整齿向啮合良好或鼓形齿的情况下, 按照第9·1节a)所述, 可以假设:

$$f_{m x} = 1.0 \cdot f_{m \beta} \quad (30)$$

不管按照公式 (30) 假设的 $f_{m x}$ 值是否符合制造的齿轮副的情况, 建议都要用加载接触斑点来检查轮齿的啮合情况。

b) 齿向跑合量 y_{β}

按照ISO6336/I 第6·7节所述, y_{β} 是由于开始运转时, 跑合使齿向啮合误差减小的值。渗碳淬硬或氧化齿轮的 y_{β} 值按下式求得:

$$y_{\beta} = 0.15 F_{\beta x} \leq 6 \mu m \quad (31)$$

9·3 $K_{H\beta}$ 的计算

按照ISO6336/I 第6·32节所述, $b_{a1}/b \geq 1$ 的齿轮由下式计算

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{C_y (f_{H\beta} - Y_\beta)}{2 F_m / b} \geq 1.05 \quad (32)$$

C_y 为啮合刚度, 见附录C; $F_m/b = F_t/b \cdot K_A \cdot K_v$, 且 $F_t/b \cdot K_A \geq 100 \text{ N/mm}$, F_t 为齿轮所传递的总名义切向力的平均值; F_m/b 为单位齿宽上的平均载荷; $f_{H\beta}$ 为齿轮啮合齿向误差⁴⁾。

9·4 $K_{F\beta}$ 的计算

基本公式见ISO6336/I 第6·3·3节。

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F}, \quad \text{其中 } N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \quad (33)$$