前　言

本标准是首次制定。

本标准等同采用 ISO 9085:2002《直齿轮和斜齿轮承载能力计算　工业齿轮应用》(英文版)。

为便于使用,本标准做了下列编辑性修改。

——按照汉语习惯对一些编排格式进行了修改;

——用小数点“.”代替作为小数的逗号“,”;

——删除了 ISO 9085:2002 的前言和引言。

为与我国的承载能力计算标准名称协调一致,本标准名称改为《渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法　工业齿轮应用》。

本标准的附录 A、附录 B 为规范性附录,附录 C、附录 D 为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国齿轮标准化技术委员会归口。

本标准由郑州机械研究所负责起草。

本标准主要起草人:王琦、张元国、杨星原、王长路、陈爱闽。

渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算方法　工业齿轮应用

1　范围

本标准规定了工业用直齿轮和斜齿轮接触强度与弯曲强度校核计算方法。

本标准中的计算公式并不适用于其他形式的轮齿损伤，如塑性变形、微点蚀、胶合、表层压溃、焊合以及磨损，也不能应用于预料不到的齿廓破坏的振动条件下。弯曲强度公式可应用于轮齿齿根圆角处折断，而不能用在轮齿工作齿廓表面上的折断、齿轮齿圈的失效或齿坯辐板与轮毂的失效。本标准不适用于以锻压或烧结为最终加工方法的轮齿，也不能应用于接触斑点很差的齿轮。

本标准提供一种不同齿轮设计的对比方法，其目的不在于确保装配后传动齿轮系统的性能，也不是针对一般工程界使用，而是为有经验的齿轮设计人员所使用，他基于类似设计的知识与对所讨论的这些章节影响的了解，能为这些公式中的系数选择合理的数值。

注：使用者对本标准的计算结果应当用经验进一步确认。

2　规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准中引用而成为本标准的条款，凡是注日期引用文件，其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准，然而，鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本标准。

GB/T 1356—2001　通用机械和重型机械用圆柱齿轮　标准基本齿条齿廓(idt ISO 53:1998)

GB/T 1357　通用机械和重型机械用圆柱齿轮　模数(ISO 54:1996,IDT)

GB/T 3374—1992　齿轮基本术语(neq ISO/R 1122-1:1983)

GB/T 8539—2000　齿轮材料及热处理质量检验的一般规定(eqv ISO 6336-5:1996)

GB/T 10095.1—2001　渐开线圆柱齿轮　精度　第1部分：轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值(idt ISO 1328-1:1997)

JB/T 8830—2001　高速渐开线圆柱齿轮和类似要求齿轮承载能力计算方法(idt ISO 9084:1998)

ISO 4287:1997　产品几何量技术规范(GPS)　表面结构：轮廓方法　表面结构的术语、定义和参数

ISO 6336-1:1996　直齿轮和斜齿轮承载能力计算　第1部分：基本原理、概述和通用影响系数

ISO 6336-2:1996　直齿轮和斜齿轮承载能力计算　第2部分：齿面接触疲劳(点蚀)强度计算

ISO 6336-3:1996　直齿轮和斜齿轮承载能力计算　第3部分：齿根弯曲强度计算

ISO/TR 10495:1997　圆柱齿轮　变载荷下的使用寿命计算　按照ISO 6336规定的圆柱齿轮

3　术语和定义

本标准采用GB/T 3374中给出的术语和定义。有关代号见表1。

表 1 代号与缩略语

代 号	意 义	单 位
a	中心距	mm
b	齿宽	mm
b_β	双斜齿齿轮单螺旋线部分的齿宽	mm
b_H	齿宽(点蚀)	mm
b_F	齿宽(齿根)	mm
b_{red}	减少后的齿宽(减去齿端修缘的齿宽)	mm
b_s	辐板厚度	mm
$b_{1(II)}$	齿端修形的宽度	mm
c_γ	单位齿宽啮合刚度的平均值	N/(mm·μm)
c'	单对齿单位齿宽的最大轮齿刚度(单齿刚度)	N/(mm·μm)
$d_{a1,2}$	小轮、大轮顶圆直径	mm
$d_{an1,2}$	当量直齿轮的小轮、大轮的顶圆直径	mm
$d_{b1,2}$	小轮、大轮基圆直径	mm
$d_{bn1,2}$	当量直齿轮的小轮、大轮的基圆直径	mm
$d_{cn1,2}$	当量直齿轮的小轮、大轮单对齿啮合区外界点所在圆直径	mm
$d_{f1,2}$	小轮、大轮根圆直径	mm
$d_{m1,2}$	小轮、大轮齿高中部直径	mm
$d_{n1,2}$	当量直齿轮的小轮、大轮分度圆直径	mm
d_{sh}	弯曲强度计算的名义轴径	mm
d_{sbi}	空心轴的内径	mm
$d_{w1,2}$	小轮、大轮节圆直径	mm
d_{Nf2}	齿根圆附近一个圆的直径,包含内齿轮或相啮齿轮的较大外齿轮的可用齿廓极限尺寸	mm
$d_{1,2}$	小轮、大轮分度圆直径	mm
f_{feff}	有效齿廓的形状偏差	μm
f_{fa}	齿廓形状偏差(若公差符合 GB/T 10095.1—2001 规定,也可用齿廓总偏差值 F_a 替代)	μm
f_{ma}	因制造不精确引起的螺旋线偏差	μm
f_{pb}	端面基节偏差(根据 ISO 6336:1996 采用 GB/T 10095.1—2001 规定的公差,计算时可使用 f_{pt} 值)	μm
f_{pbeff}	有效端面基节偏差	μm
f_{sh}	由弹性变形引起的螺旋线偏差	μm
$f_{H\beta}$	螺旋线倾斜偏差(不包括螺旋线形状偏差)	μm
g_α	啮合线长度	mm
h	齿高	mm
h_a	齿顶高	mm
h_{a0}	刀具齿顶高	mm

表 1（续）

代　号	意　　义	单　位
h_{f2}	内齿轮轮齿的齿根高	mm
h_{fp}	圆柱齿轮基本齿条齿顶高	mm
h_{Fe}	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的弯曲力臂	mm
h_{Nf2}	内齿轮齿根高，包含内齿轮或相啮的较大外齿轮的可用齿面极限尺寸	mm
l	轴承跨距	mm
m_n	法向模数	mm
m_{red}	齿轮副折合到啮合线上单位齿宽的质量	kg/mm
n_E	临界转速	min^{-1}
$n_{1,2}$	小轮、大轮转速	r/min
p_{bn}	法面基节	mm
p_{bt}	端面基节	mm
p_r	刀具突出部分	mm
q	精加工毛坯余量	mm
q_s	齿根圆角参数 $s_{Fn}/2\rho_F$	—
q_{sT}	标准的基准试验齿轮齿根圆角参数	—
r_b	基圆半径	mm
s	小轮相对轴中心线的偏置量	mm
s_{Fn}	危险截面处的齿根法向弦齿厚	mm
s_R	轮缘厚度	mm
s_{pr}	残留的齿根圆角处挖根量	mm
u	齿数比 $\lvert u\rvert=\lvert z_2/z_1\rvert\geqslant 1$[a]	—
v	圆周速度（不带下标：分度圆上的圆周速度≈工作节圆上圆周速度）	m/s
$x_{1,2}$	小轮（或大轮）的变位系数	—
y_f	跑合量（齿距偏差）	μm
y_p	跑合量（齿廓偏差）	μm
y_α	齿轮副的跑合量	μm
y_β	跑合量（当量的啮合齿向偏差）	μm
z_n	斜齿轮的当量齿数	—
$z_{1,2}$	小轮、大轮齿数[a]	—
B	双斜齿轮的总齿宽（包括退刀槽）	mm
B_f	确定常数 K 的跑合参数	—
B_k	确定常数 K 的跑合参数	—
B_p	确定常数 K 的跑合参数	—
$B_{1,2}$	确定 $F_{\beta x}$ 的常数	—
B^*	确定小轮偏置的常数	—

表 1（续）

代　号	意　　义	单　位
C_a	齿顶修缘量	μm
C_{ay}	因跑合而导致的齿顶修缘量	μm
$C_{v1,2,3}$	确定常数 K 的常数	—
C_B	基本齿条系数	—
C_R	齿坯系数	—
C_β	鼓形高度	mm
$C_{1,\cdots,9}$	确定 q_s 的常数	—
E	弹性模量，杨氏模数	N/mm^2
E	计算 Y_F 的辅助值	—
F_m	分度圆柱上的平均端面力（$=F_tK_AK_v$）	N
F_t	分度圆柱上的（名义）端面切向力	N
F_{tmax}	分度圆柱上的最大端面切向力	N
F_{tH}	分度圆柱上的决定性的端面力（$=F_tK_AK_VK_{H\beta}$）	N
F_β	螺旋线总偏差	μm
$F_{\beta x}$	初始当量啮合齿向误差（跑合前）	μm
G	确定 Y_F 的辅助值	—
H	确定 Y_F 的辅助值	—
$J^*_{1,2}$	小轮、大轮单位齿宽的转动惯量	kg/mm
K	确定 K_V 的常数	—
K_V	动载系数	—
K_A	使用系数	—
$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	—
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数	—
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数	—
K_γ	啮合载荷系数（考虑对于多分支传动，各啮合副间载荷的不均匀分布）	—
$K_{1,2}$	常数	—
K'	相对转矩输入端的小轮偏置常数	—
L	危险截面上的齿根弦齿厚与载荷作用于单对齿啮合区外界点处的弯曲力臂的比值	—
N	临界转速比	—
N_F	指数（或幂）	—
N_L	载荷循环次数	—
N_S	主共振区的临界转速比	—
$M_{1,2}$	确定 $Z_{B,D}$ 的辅助值	—
P	传递功率	kW

表 1（续）

代　号	意　　义	单　位
P_{max}	最大传递功率	kW
Ra	算术平均粗糙度(按照 ISO 4287:1997 的规定)	μm
Rz	平均峰谷粗糙度(按照 ISO 4287:1997 的规定)	μm
Rz_{10}	齿轮副平均峰谷粗糙度	μm
S_F	弯曲强度的计算	—
S_{Fmin}	弯曲强度的最小安全系数	—
S_H	接触强度的计算安全系数	—
S_{Hmin}	接触强度的最小安全系数	—
$T_{1,2}$	小轮转矩(名义的)、大轮转矩	Nm
T_{max}	最大转矩	Nm
Y_F	齿形系数	—
Y_N	弯曲强度计算的寿命系数	—
Y_{NT}	在标准试验条件下弯曲强度计算的寿命系数	—
Y_{RrelT}	相对齿根表面状况系数	—
Y_S	应力修正系数	—
Y_x	弯曲强度计算的尺寸系数	—
Y_β	弯曲强度计算的螺旋角系数	—
$Y_{\delta relT}$	相对齿根圆角敏感系数	—
Y_ϵ	弯曲强度计算的重合度系数	—
Z_v	速度系数	—
$Z_{B,D}$	小轮、大轮单对齿啮合系数	—
Z_E	弹性系数	$\sqrt{N/mm^2}$
Z_H	节点区域系数	—
Z_L	润滑剂系数	—
Z_N	接触强度计算的寿命系数	—
Z_{NT}	标准试验条件下接触强度的寿命系数	—
Z_R	影响接触强度的粗糙度系数	—
Z_W	齿面工作硬化系数	—
Z_X	接触强度计算的尺寸系数	—
Z_β	接触强度计算的螺旋角系数	—
Z_ϵ	接触强度计算的重合度系数	—
α_{en}	当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的压力角	(°)
α_n	法面压力角	(°)
α_t	端面压力角	(°)
α_{wt}	节圆柱上的端面压力角	(°)

表 1（续）

代　号	意　　义	单　位
α_{Fen}	当量直齿轮单对齿啮合区外界点处的载荷作用角	(°)
α_{pn}	圆柱齿轮基本齿条法向压力角	(°)
β	分度圆柱上的螺旋角	(°)
β_b	基圆螺旋角	(°)
γ_e	确定 α_{Fen} 的辅助角	(°)
δ_{bth}	齿宽载荷均匀分布条件下相啮轮齿的综合变形	μm
ε_α	端面重合度	—
$\varepsilon_{\alpha n}$	当量齿轮的端面重合度	—
ε_β	纵向重合度	—
ε_γ	总重合度($\varepsilon_\gamma=\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta$)	—
ν	泊松比	—
θ	确定 Y_F 的辅助值	—
ρ_{a0}	刀具的顶圆半径	mm
ρ_{fp}	圆柱齿轮基本齿条的齿根圆角半径	mm
ρ_{rel}	相对曲率半径	mm
ρ_F	危险截面处齿根圆角半径	mm
ρ'	滑动层厚度	mm
σ_B	抗拉强度	N/mm^2
σ_F	齿根应力	N/mm^2
σ_{Flim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_{FE}	材料的弯曲疲劳极限$=\sigma_{Flim}\cdot Y_{ST}$($Y_{ST}=2$)	N/mm^2
σ_{FG}	齿根应力极限	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
σ_{F0}	计算齿根应力基本值	N/mm^2
σ_H	计算接触应力	N/mm^2
σ_{Hlim}	试验齿轮接触疲劳极限	N/mm^2
σ_{HG}	修正的许用接触应力极限$=\sigma_{HP}S_{Hmin}$	N/mm^2
σ_{HP}	许用接触应力	N/mm^2
σ_{H0}	计算接触应力基本值	N/mm^2
σ_S	屈服点	N/mm^2
$\sigma_{0.2}$	0.2%弹性极限应力	N/mm^2
χ^*	齿根圆角内相对应力梯度	mm^{-1}
χ_P^*	平滑抛光试验件的相对应力梯度	mm^{-1}
χ_T^*	标准试验齿轮根部的相对应力梯度	mm^{-1}
$\omega_{1,2}$	小轮、大轮的角速度	rad/s

[a] 对于外齿轮副，a、u、z_1 与 z_2 为正值；对于内齿轮副，a、u 和 z_2 为负值，z_1 为正值。

4 应用

4.1 设计、具体应用

4.1.1 概述

齿轮设计人员必须认识到各种应用场合的要求是不相同的。对具体应用场合，使用本标准的方法时，特别需要仔细考虑所有适用条件，尤其是：

——材料的许用应力与载荷循环次数；

——失效百分率的影响(失效率)；

——适当的安全系数。

为避免齿面上因应力提升装置的发生折断的设计条件，端顶修缘以及齿坯辐板或轮毂的失效，应该用普通机械设计方法分析。

对以下内容有任何改变，应在计算书中说明：

a) 如果希望有一个更精确的计算方法，或由于任何原因在 4.1 中的限制条件不适用，则相关的系数可按照基础标准或其他应用标准评价。

b) 由可靠经验而得到的系数与试验数据可用以替代根据本标准得到的各个系数。关于这一点，适用于 ISO 6336-1:1996 的 4.1.8.1 中 A 法的准则。

另一方面，承载能力计算在任何情况下应严格按照本标准执行，应力、安全系数等的分等应与本标准一致。

本标准适用以下形式的工业传动装置。

——产品目录所列闭式传动装置：设计时按名义载荷计算，按产品目录所列或库存销售。设计时实际载荷与运行条件并不完全知道。

注：对每种应用情况的实际载荷要进行计算，以选择产品目录中相应尺寸的装置。经常用根据类似应用经验确定的选择系数来降低产品目录所列的功率档次，以适应应用条件。

——用户设计的传动装置：针对一种特定的场合。在此情况下，设计时其运行条件已知或被规定。

当齿坯、轴和毂配合联结、轴承、箱体、螺纹联结、地基及联轴器等都满足精度、承载能力和刚度的要求时，才可应用本标准。

虽然本标准中叙述的方法主要目的在于校核，借助于迭代法，它也可用以确定齿轮的载荷能力。对于小轮来说，选择一种载荷并计算其抗点蚀的相应安全系数 S_{H1} 来表达迭代的目的。如果 S_{H1} 大于 S_{Hmin}，可增加载荷；如果小于 S_{Hmin}，则降低载荷。这样做到所选载荷相当于 $S_{H1}=S_{Hmin}$ 为止。对于大轮采用同样方法($S_{H2}=S_{Hmin}$)，抗轮齿折断的安全系数也一样，$S_{F1}=S_{F2}=S_{Fmin}$。

4.1.2 齿轮参数

本标准适用于下列范围。

a) 齿轮类型

——外齿和内齿渐开线直齿、斜齿及双斜齿齿轮；

——对于双斜齿齿轮，假定总的切向载荷在两条螺旋线间均匀分布；若不是这种情况(例如由于外部施加的轴向力所引起的)，必须考虑将两条螺纹线处理为两个并联的单斜齿齿轮。

b) 速度范围

——n_1 低于或等于 3 600 r/min(供电频率 60 Hz，两极电机的同步速度)[1]；

——工作转速低于临界转速范围(见 5.6 中 K_v)；

——在速度 $v<1$ m/s 时，齿轮承载能力通常受磨损的限制。

c) 齿轮精度

1) 对于更高的速度，应使用 ISO 6336:1996 或 JB/T 8830—2001。

——根据 GB/T 10095.1—2001，精度等级为 10 级或 10 级以上（影响 K_V，$K_{H\alpha}$与 $K_{H\beta}$）

d） 当量直齿轮副端面重合度范围

——$1.2<\varepsilon_\alpha<1.9$（影响 c'，c_γ，K_V，$K_{H\beta}$，$K_{F\alpha}$，$K_{H\alpha}$与 $K_{F\beta}$）

e） 螺旋角范围：

——β 小于或等于 30°（影响 c'，c_γ，K_V 与 $K_{H\beta}$）

4.1.3 小齿轮与小齿轮轴

本标准适用于与轴形成一体的小齿轮（轴齿轮）或 $s_R/d_1\geqslant0.2$ 的带孔小齿轮（影响 c'，c_γ，K_V，$K_{H\beta}$）。假定带孔的小齿轮安装在实心轴上或 $d_{sh1}/d_{sh}<0.5$ 的空心轴上（影响 $K_{H\beta}$）。

4.1.4 齿坯、轮缘

所给公式适用于齿根以下最小轮缘厚度为 $s_R\geqslant3.5\ m_n$ 的直齿轮和斜齿轮。$K_{H\beta}$的计算是假定齿轮和轴有足够的刚度，它们的变形可以略去。

4.1.5 材料

包括钢、球墨铸铁及灰铸铁（影响 Z_E、σ_{Hlim}，σ_{FE}、K_γ，$K_{H\beta}$，$K_{F\beta}$，$K_{H\alpha}$，$K_{F\alpha}$）。在本标准中使用的材料与它们的缩略语见表 2。

表 2 材料

材　　料	缩略语
钢（$\sigma_B\geqslant800\ N/mm^2$）	St
铸钢（合金的或碳的）（$\sigma_B\geqslant800\ N/mm^2$）	St(cast)
调质钢（合金的或碳的），调质处理（$\sigma_B\geqslant800\ N/mm^2$）	V
灰铸铁	GG
球墨铸铁（珠光体，贝氏体，铁素体组织）	GGG(perl.，bai.，ferr.)
黑色可锻铸铁（珠光体组织）	GTS(perl.)
表面硬化钢，表面硬化处理	Eh
钢与球墨铸铁，火焰或感应淬火处理	IF
氮化钢，氮化处理	NT(nitr.)
调质与表面硬化钢，氮化处理	NV(nitr.)
调质与表面硬化钢，氮碳共渗处理	NV(nitrocar.)

4.1.6 润滑

本计算方法适用于在齿轮啮合时具有足够的适当黏度的润滑剂的油润滑齿轮，且有适当的工作温度（影响润滑油膜的形成，也即系数 Z_L、Z_V 及 Z_R）。

4.2 安全系数

必须对点蚀的安全系数 S_H 和轮齿折断的安全系数 S_F 加以区别。

对于给定的应用场合，足够的齿轮承载能力是分别用 S_H 和 S_F 的计算值等于或大于 S_{Hmin}和 S_{Fmin}的值表示的。

安全系数值的选择应基于对所用数据的可靠度及失效造成的后果。

考虑的重要因素如下：

a） GB/T 8539—2000 中材料疲劳极限是在失效概率为 1%时得到的；

b） 在整个制造过程中所规定的质量与质量控制的有效性；

c） 工作载荷与外部载荷描述的精确度；

d） 通常认为断齿比点蚀造成的危害更大。

因此，S_{Fmin}的选用值应比 S_{Hmin}的选用值更大。

实际安全系数的计算，见 6.15（S_H，点蚀）与 7.1.4（S_F，轮齿折断）。最小安全系数见 6.12（点蚀）与

7.9(轮齿折断)。然而,建议安全系数最小值应由供需双方协商一致。

4.3 输入数据

为了计算应给出下列数据:

a) 齿轮数据

$a, z_1, z_2, m_n, d_1, d_{a1}, d_{a2}, b, b_H, b_F, x_1, x_2, \alpha_n, \beta, \varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$(见 GB/T 1356、GB/T 1357),(b, b_H 与 b_F 的定义,见 4.4);

b) 刀具基本齿条齿廓

h_{a0}, ρ_{a0};

c) 设计与制造数据

$C_{a1}, C_{a2}, f_{pb}, S_{Hmin}, S_{Fmin}, Ra_1, Ra_2, Rz_1, Rz_2$;

材料、材料硬度与热处理的详细资料;齿轮精度等级,轴承跨距 l,齿轮相对于轴承的位置,小轮轴的尺寸 d_{sh}及需要时的螺旋线修形(鼓形,齿端修缘);

d) 功率数据

P 或 T 或 F_t, n_1, v_1,原动机和工作机的详细情况。必要的几何数据可根据相关资料计算。

供需双方之间交换的资料应包含给定材料的优选、润滑、安全系数以及由于振动与过载引起的外部作用力(使用系数)。

4.4 齿宽

下面这些齿宽必须区别开来。

——b:在节圆上测量的小轮与大轮齿宽中的较小者(对双斜齿轮,$b_H=2b_B$)。齿端部倒棱与倒圆应该略去。在齿宽方向接触不良时,应使用接触齿宽的长度。

——b_H:在齿轮节圆柱上的宽度(对双斜齿轮,$b_H=2b_B$)。当齿宽 b_H 大于与它相啮齿轮的齿宽时,b_H 应使用较小的齿宽,忽略任何有意的齿端倒棱或齿端倒圆。不包括表面硬化齿轮的非硬化区和过渡区。在齿宽方向接触不良时,应使用接触齿宽的长度。

——b_F:齿轮齿根圆柱上的齿宽(对双斜齿轮,$b_H=2b_B$)。当齿宽 b_F 大于与它相啮齿宽时,b_F 应使用较小齿宽加一个长度,该长度不超过每端任一延伸部分的一个模数。然而如果预见到由于修鼓形或齿端修缘而啮合不扩展到齿宽端部,则应使用小轮与大轮两者之间的较小齿宽。在齿宽方向接触不良时,应使用接触齿宽的长度。

4.5 数字公式

所有的计算均使用第 3 章表列的各单位,促进本标准使用的资料在 ISO 6336-1:1996 的附录 C 中提供。

5 影响系数

5.1 概述

影响系数 $K_V, K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{F\alpha}, K_{F\beta}$均取决于轮齿载荷等。用作用载荷(名义切向载荷乘以使用系数)作为最初的计算值。

这些系数相互影响,所以应按以下顺序计算:

a) 用切向载荷 F_tK_A 计算 K_V;

b) 用载荷 $F_tK_AK_V$ 计算 $K_{H\beta}$或 $K_{F\beta}$;

c) 用切向载荷 F_tK_A 计算 $K_{H\alpha}$或 $K_{F\alpha}$;

当一个齿轮带动两个或更多的相啮齿轮时,必须用 K_AK_Y 替代 K_A。如果可能,啮合载荷系数应该用检测方法确定,或者,它的数值也可由文献资料确定。

5.2 名义切向力 F_t、名义转矩 T、名义功率 P

名义切向力在分度圆柱的端平面内确定。它由工作机的输入转矩确定,此转矩为正常工作条件下

的最大值。另一方面，当原动机的名义转矩与工作机的转矩一致时，可采用原动机的名义转矩，或者选取其他合适的值。

$$F_t=\frac{2\ 000\ T_{1,2}}{d_{1,2}}=\frac{19\ 098\times 1\ 000P}{d_{1,2}n_{1,2}}=\frac{1\ 000P}{v} \quad \cdots\cdots(1)$$

$$T_{1,2}=\frac{F_t d_{1,2}}{2\ 000}=\frac{1\ 000P}{\omega_{1,2}}=\frac{9\ 549P}{n_{1,2}} \quad \cdots\cdots(2)$$

$$P=\frac{F_t v}{1\ 000}=\frac{T_{1,2}\omega_{1,2}}{1\ 000}=\frac{T_{1,2}n_{1,2}}{9\ 549} \quad \cdots\cdots(3)$$

$$v=\frac{d_{1,2}\omega_{1,2}}{2\ 000}=\frac{d_{1,2}n_{1,2}}{19\ 098} \quad \cdots\cdots(4)$$

$$\omega_{1,2}=\frac{\pi n_{1,2}}{30}=\frac{2\ 000v}{d_{1,2}}=\frac{n_{1,2}}{9\ 549} \quad \cdots\cdots(5)$$

5.3 非均匀力、非均匀转矩、非均匀功率

当被传递载荷不均匀时，不仅要考虑峰值载荷及其预期的循环次数，而且要考虑中等载荷及其循环次数。这种类型的载荷归入载荷循环类并可用载荷谱来表示。在此情况下，载荷循环的累积疲劳的影响在评定齿轮装置时要考虑。在 ISO/TR 10495 中已给出计算此情况下载荷影响的方法。

5.4 最大切向力 F_{tmax}、最大转矩 T_{max}、最大功率 P_{max}

变载荷下，最大切向载荷 F_{tmax}（或相应的转矩 T_{max}，相应的功率 P_{max}）的大小可用一个适当敏感度的安全离合器来限制。在计算由于加载到相当于静应力极限而可能出现的点蚀损坏与突然断齿的可靠性时，必须知道 F_{tmax}、T_{max} 与 P_{max}（见 5.3）。

5.5 使用系数 K_A

5.5.1 概述

为了补偿由于外部因素而引起的齿轮载荷的增加，用 K_A 来调节名义载荷 F_t。这种附加的力很大程度上取决于原动机和从动机的特性，也依赖于轴和联轴器在内的系统的质量和刚性。

建议供（或设计者）需双方对使用系数值协商一致。

5.5.2 A 法——系数 K_{A-A}

K_A 可通过精密测量和对系统的综合分析或根据应用现场的可靠使用经验确定（见 5.3）。

5.5.3 B 法——系数 K_{A-B}

如果无法用 5.5.2 所述方法获得 K_A 的可靠数据，或在初步设计阶段时，可使用附录 C 给出的 K_A 推荐值。

5.6 动载系数 K_V

5.6.1 概述

动载系数展示了把包含“多谐振”系统的内部动载影响的轮齿总载荷与传递的轮齿切向载荷之间的关系。

在本标准中使用了修正的 ISO 6336-1:1996 的 B 法。当供需双方协商一致时或在确定产品目录所列闭式传动装置承载能力时，可用 ISO 6336-1:1996 的 E 法来估算其动载系数。

在此法中，假定齿轮副由一个基本单质量弹簧系统所组成（包括大、小齿轮的诱导质量和轮齿的啮合刚度）。同时还假定每对齿轮副像单级齿轮副一样，即不考虑多级齿轮系统中其他各级的相互影响。这个假定仅适用于大轮和小轮轴的扭转刚度（在齿轮基圆半径处测量）小于啮合刚度。刚性轴的处理方法见 5.6.3 与附录 A。

由轴的扭振与联轴器质量引起的力不包括在 K_V 中，这些力应包含在其他外部作用力中（例如在使用系数中考虑）。

在多点啮合齿轮系中有多个固有频率，这些频率可能高于或低于只有一点啮合的单级齿轮副的固有频率。当这样的齿轮在超临界区运转时，建议用 A 法进行分析，见 ISO 6336-1:1996 的 6.3.1。

计算 K_V 的单位载荷是$(F_tK_A)/b$。

若$(F_tK_A)/b>100$ N/mm，则，$F_m/b=(F_tK_A)/b$；

若$(F_tK_A)/b\leqslant 100$ N/mm，则，$F_m/b=100$ N/mm。

当单位载荷$(F_tK_A)/b<50$ N/mm 时，尤其对于在较高速度运转的低精度等级直齿轮或斜齿轮存在着很大的振动危险(在某些情况下会造成工作齿面的脱啮)。

5.6.2 计算 K_V 所要求的参数计算

5.6.2.1 诱导质量的计算

a) 单级齿轮副诱导质量 m_{red} 的计算：

$$m_{red}=\frac{J_1^*J_2^*}{J_1^*r_{b2}^2+J_2^*r_{b1}^2} \qquad \cdots\cdots(6)$$

式中：

m_{red}——齿轮副的诱导质量，即每个齿轮单位齿宽质量的诱导质量，与其基圆半径或啮合线有关；

$J_{1,2}^*$——小轮及大轮单位齿宽的转动惯量；

$r_{b1,2}$——小轮及大轮基圆半径$(=0.5d_{b1,2})$。

b) 多级齿轮副诱导质量的计算

见附录 A。

c) 非常规设计齿轮的当量质量的计算

下列几种情况见 A.1.2：

——齿高中部直径 d_{m1} 大约等于轴径的轴齿轮；

——两个刚性联结的同轴齿轮；

——行星齿轮；

——中间齿轮。

5.6.2.2 齿轮副共振运转速度(主共振)的确定

a) 小轮的共振运转速度 n_{E1}/(r/min)：

$$n_{E1}=\frac{30\times 10^3}{\pi z_1}\sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}} \qquad \cdots\cdots(7)$$

c_γ 按附录 B 确定。

b) 共振转速比 N

共振转速比 N 是小轮速度与共振速度之比，其计算如下：

$$N=\frac{n_1}{n_{E1}}=\frac{n_1\pi_1 z_1}{30\ 000}\sqrt{\frac{m_{red}}{c_\gamma}} \qquad \cdots\cdots(8)$$

由于未考虑刚度(例如轴、轴承或箱体的刚度)和阻尼，因此，共振运转速度可能高于或低于由式(7)计算的运转速度。由于安全的原因，共振区用下述方法确定。

$$N_s<N<1.15 \qquad \cdots\cdots(9)$$

载荷$(F_tK_A)/b<100$ N/mm 时，共振转速比下限 N_s 可确定如下：

——若$(F_tK_A)/b<100$ N/mm，则

$$N_s=0.5+0.35\sqrt{\frac{F_tK_A}{b\times 100}} \qquad \cdots\cdots(10)$$

——若$(F_tK_A)/b\geqslant 100$ N/mm，则

$$N=0.85 \qquad \cdots\cdots(11)$$

5.6.2.3 齿轮精度与跑合参数 B_p，B_f，B_k

B_p，B_f 与 B_k 是用于考虑轮齿偏差与齿廓修形对动载荷影响的无量纲参数[2)]。

---

2) 齿顶修缘量 C_a 仅适用于 GB/T 10095.1—2001 规定的 0～6 级精度齿轮。

$$B_p = \frac{c' f_{pbeff}}{(F_t K_A)/b} \quad \cdots\cdots (12)$$

$$B_f = \frac{c' f_{feff}}{(F_t K_A)/b} \quad \cdots\cdots (13)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{(F_t K_A)/b} \right| \quad \cdots\cdots (14)$$

式中：

c'——按附录 B 确定；

C_a——设计齿廓修形量(在轮齿啮入与啮出处的齿顶修缘)。在没有说明齿廓修形量时，由跑合得到的 C_{ay} 值代替式(14)中的 C_a，C_{ay} 值可由表 3 查得。

有效基节偏差与有效齿廓形状偏差是跑合后的值，f_{pbeff} 与 f_{feff} 值根据相应的跑合量 y_p 与 y_f 来确定：

$$f_{pbeff} = f_{pb1} - y_{p1} \text{ 或 } f_{pbeff} = f_{pb2} - y_{p2} \quad \cdots\cdots (15)$$

取其中的较大者。

$$f_{feff} = f_{pa2} - y_{f1} \text{ 或 } f_{feff} = f_{fa2} - y_{f2} \quad \cdots\cdots (16)$$

取其中的较大者。

5.6.2.4 **跑合量 y_a**

a) 对于 St，St(cast)，V，GGG(perl.，bai.)，GTS(perl.)[3)]

$$y_p = y_a = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{pb} \quad \cdots\cdots (17)$$

$$y_f = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{fa} \quad \cdots\cdots (18)$$

b) 对于 GG，GGG(ferr.)[3)]

$$y_p = y_a = 0.275 f_{pb} \quad \cdots\cdots (19)$$

$$y_f = 0.275 f_{fa} \quad \cdots\cdots (20)$$

c) 对于 Eh，IF，NT(nitr.)，NV(nitr.)，NV(nitrocar.)[3)]

$$y_p = y_a = 0.075 f_{pb} \quad \cdots\cdots (21)$$

$$y_f = 0.075 f_{fa} \quad \cdots\cdots (22)$$

5.6.3 **亚临界区的动载系数($N \leqslant N_s$)**

在这个区域，如果轮齿啮合频率符合 $N=1/2$ 与 $N=1/3$，就可能存在共振。对于精密斜齿轮或经适当修形后的直齿轮(如 GB/T 10095.1—2001 规定的 6 级精度或更高的齿轮)共振的危险性很小。

当直齿轮的重合度很小或精度较低时，K_V 达到主共振速度范围内的 K_V 值。若出现这种情况，应修改设计或运行参数。

在 $N=1/4$、$1/5$ 时的共振由于相应的振幅一般很小，很少会引起麻烦。

对于主动轴和从动轴刚度不同的齿轮副，在 $N \approx 0.2 \sim 0.5$ 范围内，如果刚性轴转化到啮合线上的扭转刚度 c 与轮齿刚度的数量级相同，即如果 c/r_b^2 和 c_γ 的数量级相同时，轮齿啮合频率可能激励固有频率。此时，则动载荷增量可能超过用式(23)计算的值。

$$K_V = (NK) + 1 \quad \cdots\cdots (23)$$

$$K = (C_{v1} B_p) + (C_{v2} B_f) + (C_{v3} B_k) \quad \cdots\cdots (24)$$

---

3) 所用缩略语的说明见表 2。

式中，C_{v1}与C_{v2}分别是考虑齿距偏差与齿廓偏差的影响，C_{v3}是考虑啮合刚度的周期性变化的影响，见表3。

表3 系数C_{v1}～C_{v3}与C_{ay}的计算式

	$1<\varepsilon_\gamma\leqslant 2$	$\varepsilon_\gamma>2$
C_{v1}	0.32	0.32
C_{v2}	0.34	$\frac{0.57}{\varepsilon_\gamma \cdot 0.3}$
C_{v3}	0.23	$\frac{0.096}{\varepsilon_\gamma-1.56}$
$C_{ay}=\frac{1}{18}\left[\frac{\sigma_{Hlim}}{97}-18.45\right]^2+1.5$ 注：当小轮(1)的材料和大轮(2)的材料不同时，C_{ay1}与C_{ay2}要分别计算，且$C_{ay}=0.5(C_{ay1}+C_{ay2})$。		

由跑合而产生的C_{ay}值在齿轮不规定齿廓修形的情况下，代替公式中的C_a。C_{ay}可由表3查取。单对齿刚度c'见附录B。

5.7 接触强度计算的齿向载荷分布系数$K_{H\beta}$

5.7.1 概述

齿向载荷分布系数是考虑沿齿宽上载荷分布不均匀的影响，用以修正轮齿应力。

本标准采用了修正的ISO 6336-1:1996的C2法，目的是为了考虑由于小轮弹性变形与制造误差而引起的啮合齿向误差的影响。

$K_{H\beta}$应根据跑合后总的啮合齿向误差计算，它包含以下两部分：

——系统误差　是由f_{sh}来考虑的(因轴的变形引起的啮合齿向误差)，而且主要是由小齿轮轴变形引起的，但基本上可包括在数量和方向上能足够精确计算的所有机械变形。

——随机误差　是由f_{ma}表示的(因制造公差引起的啮合齿向误差)。由制造引起的实际啮合齿向误差的方向和数量是不能计算的，只是用制造公差限制其范围(这与齿轮精度等级有关)。

螺旋线修形与鼓形修形的应用包括以下内容：

——螺旋线修形是导程修形，它用于调正系统误差。理论上应用螺旋线修形是可行的，对特定的载荷可与计算的变形精确一致。所以可消除f_{sh}对$K_{H\beta}$的影响，但在计算f_{sh}时变载荷与误差对$K_{H\beta}$留下残余的影响，这必须要考虑。

——鼓形是导程修形，它是针对啮合齿向误差的随机成分的最好防御策略。因f_{ma}可以在任一方向上，鼓形修形应对称于齿宽中部。

当设计与ISO 6336-1:1996的7.2.31要求不一致或当以下任何一项对啮合齿向误差有重要影响时，建议使用ISO 6336-1:1996的更精确方法与综合分析法。

——弹性变形不是由齿轮啮合力而是由外部载荷引起的(例如带、链、联轴器)；

——齿轮与齿轮轴的弹性变形；

——齿轮箱的弹性变形与制造误差；

——轴承游隙与变形；

——布置与图2中表示的型式不同；

——指明需作更详细分析的任何制造变形或其他变形。

当采用本法计算的$K_{H\beta}$值大于2.0时，通常真实的数值将小于此值。然而，若$K_{H\beta}$的计算值大于1.5时，应重新考虑设计(例如增加轴的刚度，改变轴承的位置，改善螺旋线的精度)。

5.7.2 $K_{H\beta}$的计算

计算 $K_{H\beta}$的单位载荷是$(F_tK_AK_V)/b$。

若$(F_tK_AK_V)/b>100$ N/mm,则 $F_m/b=(F_tK_AK_V)/b$;

若$(F_tK_AK_V)/b\leqslant100$ N/mm,则 $F_m/b=100$ N/mm;

$$K_{H\beta}=1+\frac{F_{\beta y}c_\gamma}{2F_m/b} \qquad \cdots\cdots(25)$$

适用于 $K_{H\beta}\leqslant2$,且 c_γ 由附录 B 取得。

本标准不适用于 $K_{H\beta}>2$ 的情况。

5.7.3 跑合后的啮合齿向误差 $F_{\beta y}$

$$F_{\beta y}=F_{\beta x}-y_\beta \qquad \cdots\cdots(26)$$

式中:

$F_{\beta x}$——跑合前的啮合齿向误差(见 5.7.4);

y_β——跑合量(见 5.7.8)。

5.7.4 跑合前的啮合齿向误差 $F_{\beta x}$

5.7.4.1 概述

$F_{\beta x}$是在啮合平面内测量的制造偏差与小轮和轴的变形量总和的绝对值。

5.7.4.2 用户设计的齿轮传动装置(见第 4 章)

a) 对于没有检验接触斑点位置的齿轮副[4)]

$$F_{\beta x}=1.33B_1f_{sh}+B_2f_{ma} \qquad \cdots\cdots(27)$$

其中 B_1 与 B_2 可由表 4 获得。

表 4 式(27)中使用的常数

序号	螺旋线修形		公式常数	
	类　型	数　量	B_1	B_2
1	无	—	1	1
2	仅作中央鼓形修形	$C_\beta=0.5f_{ma}$[a]	1	0.5
3	仅作中央鼓形修形	$C_\beta=0.5(f_{ma}+f_{sh})$[a]	0.5	0.5
4[b]	仅作螺旋线修形	计算的修正形状符合分析的转矩	0.1[c]	1.0
5	螺旋线修正加中央鼓形修形	方案 2+方案 4	0.1[c]	0.5
6	齿端倒坡	$C_{I(II)}$合适的量,见附录 D	0.7	0.7

[a] 适当的鼓形修形量 C_β,见附录 D。

[b] 主要应用在不变载荷条件的场合。

[c] 适用于有充分制造经验的齿轮,否则用较高的值。

b) 对于检验有良好接触斑点的齿轮副(例如采用调整轴承方法)

$$F_{\beta x}=|1.33B_1f_{sh}-f_{H\beta5}| \qquad \cdots\cdots(28)$$

式中:

$f_{H\beta5}$——5 级精度齿轮的最大螺旋线倾斜偏差(见 GB/T 10095.1—2001)。

对于 $f_{H\beta5}$作减法计算是考虑到弹性变形与制造偏差的补偿作用而留的余量。

---

4) 弹性变形与制造偏差可以相互补偿时,具有良好的接触斑点(见图 1 的补偿作用)。

图	接触斑点位置	$F_{\beta x}$
a)	接触斑点接近轴承跨距的中点	按式(28)确定 $F_{\beta x}$(补偿)
b)	接触斑点偏离轴承跨距的中点	按式(27)确定 $F_{\beta x}$(迭加)
c)	接触斑点接近轴承跨距的中点	按式(27)确定 $F_{\beta x}$ $\lvert K'\rvert \cdot l \cdot (s/d_1^2)(d_1/d_{sh})^4 \leqslant B^*$(迭加) 按式(28)确定 $F_{\beta x}$ $\lvert K'\rvert \cdot l \cdot (s/d_1^2)(d_1/d_{sh})^4 > B^*$(补偿)
d)	接触斑点偏离轴承跨距的中点	按式(27)确定 $F_{\beta x}$ $\lvert K'\rvert \cdot l \cdot (s/d_1^2)(d_1/d_{sh})^4 \geqslant B^* - 0.3$(迭加) 按式(28)确定 $F_{\beta x}$ $\lvert K'\rvert \cdot l \cdot (s/d_1^2)(d_1/d_{sh})^4 < B^* - 0.3$(补偿)
e)	接触斑点偏移向轴承	按式(27)确定 $F_{\beta x}$(迭加)
f)	接触斑点偏离轴承	按式(28)确定 $F_{\beta x}$(补偿)

a)～d)是小轮在轴承间的最常见布置;e)～f)小轮悬臂布置;

T^* 是输入或输出转矩端,与旋转方向无关;

B^* 对于直齿与单斜齿轮为 1;对于双斜齿轮为 1.5。尖峰载荷密度出现在靠近转矩端的螺旋线上。

图 1　按照接触斑点位置确定 $F_{\beta x}$ 的规则

5.7.4.3 产品目录中的闭式传动装置(见第 4 章)

对于具有螺旋线修形与鼓形修形或没有螺旋线修形的产品目录中所列装置的齿轮副使用公式(27)。这种情况下,齿轮副的位置,轴的变形、轴承、悬臂载荷均应考虑[5)]。

另一方面,对具有适当螺旋线修形与鼓形修形的产品目录中所列的齿轮副:

$$F_{\beta x} = \frac{b}{d_1}\left(1.75 + \frac{b}{l}\right) f_{ma} \qquad \cdots\cdots(29)$$

当使用式(29)时,跑合量 $y_\beta = 0$。

5.7.5 $K_{H\beta}$的最小值

对于没有螺旋线修形与鼓形修形的齿轮副,在最低速度级时 $K_{H\beta}$的最小值为 1.25(对单级减速齿轮传动装置也一样),对于所有其他的速度级为 1.45。

对于具有适当螺旋线修形与鼓形修形的齿轮副,在最低速度级时 $K_{H\beta}$的最小值为 1.10(对单级减速齿轮传动装置也一样),对于所有其他的速度级为 1.25。对于由用户设计的传动装置,$K_{H\beta}$的最小值为 1.0。

以上规定的 $K_{H\beta}$最小值适用各种载荷情况,包括过载的情况。

5.7.6 当量啮合齿向误差 f_{sh}

对直齿轮与单斜齿轮:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} \times 0.023\left[\left|1 + K' \frac{l_s}{d_1^2}\left(\frac{d_1}{d_{sh}}\right)^4 - 0.3\right| + 0.3\right]\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \qquad \cdots\cdots(30)$$

对于双斜齿轮,f_{sh}的计算与最靠近的被驱动或驱动载荷的轴端的螺旋线有关:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} \times 0.046\left[\left|1.5 + K' \frac{l_s}{d_1^2}\left(\frac{d_1}{d_{sh}}\right)^4 - 0.3\right| + 0.3\right]\left(\frac{b_B}{d_1}\right)^2 \qquad \cdots\cdots(31)$$

式中:

$b = 2b_B$;

b_B——单边螺旋线的宽度。

式(30)与式(31)中的 K'、s 与 l 见图 2。

在图 2 中的点划线给出的小轮表示双斜齿轮 f_{sh}值较小的单边螺旋线的中点位置,且为正常套装(对于正常套装,其支撑影响可忽略不计)。其根径应较轴径稍大些。

5.7.7 因制造误差产生的啮合齿向误差 f_{ma}

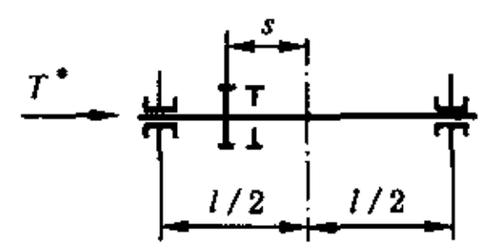
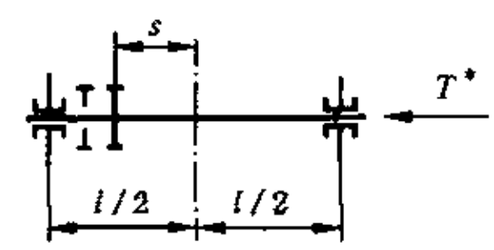
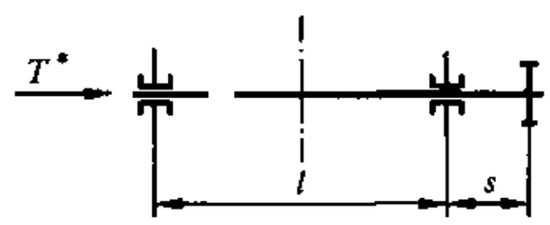
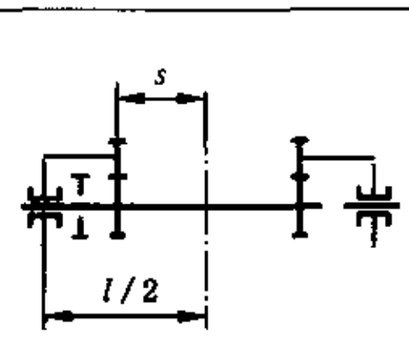
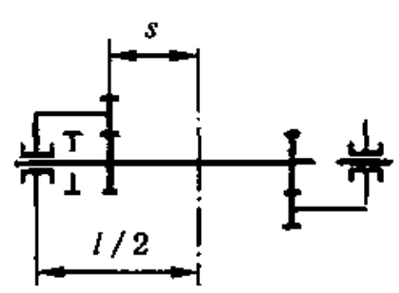
由制造误差而产生的啮合齿向误差 f_{ma}等于螺旋线公差 $f_{H\beta}$:

$$f_{ma} = f_{H\beta} \qquad \cdots\cdots(32)$$

取大轮和小轮中的较大值。理论上,可能会出现小轮、大轮制造公差和轴的不对中相互叠加这种最坏的情况。例如,应该用接触斑点控制来修正载荷的分布。

---

5) 例如,当选用系数为 1.0 时,产品目录中所列齿轮箱功率为 400 kW,把螺旋线修形与鼓形修形用于表 4 中的齿轮,没有检验接触斑点,在产品目录中所列速度下,实际传递的功率将小于 400 kW。对于 400 kW 的情况可用式(27)计算,当实际传递功率低于 400 kW 时,虽然 $F_{\beta x}$与 $K_{H\beta}$较高,总的轮齿应力也将较低。若将以上装置中齿轮也用在其他的齿轮箱中可采用名义鼓形量,选择这个鼓形量适应所有可能的位置,但不是每个功率级与位置的最佳鼓形量。对于这些情况可应用式(29)。

系数 K'		图	布置结构示意图
刚性	非刚性		
0.48	0.8	a)	 $S/l<0.3$
−0.48	−0.8	b)	 $S/l<0.3$
1.33	1.33	c)	 $S/l<0.5$
−0.36	−0.6	d)	 $S/l<0.3$
−0.6	−1.0	e)	 $S/l<0.3$

T^* 是输入或输出转矩端，与旋转方向无关。

点划线表示双斜齿齿轮变形量较小的半边中点位置。

根据安装在两轴承之间的双斜齿轮的退刀槽直径来确定 f_{sh}

[a] 当 $d_1/d_{sh}\geqslant1.15$ 时为刚性；当 $d_1/d_{sh}<1.15$ 时为非刚性；而且，当小轮沿轴和滑键滑动装配或类似的装配为非刚性，当正常热压配合时也为非刚性。

图 2　计算 f_{sh} 时，公式(30)与公式(31)中的常数 K'

5.7.8 跑合量 y_β

a) 对于 St,St(cast),V,GGG(perl.,bai.)及 GTS(perl.)[6]:

$$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta x} \quad \cdots\cdots (33)$$

式中:

$y_\beta \leqslant F_{\beta x}$

当 $v \leqslant 5$ m/s:没有限制;

当 5 m/s$<v\leqslant$10 m/s:上限为 $y_\beta = 25\ 600/\sigma_{Hlim}$,相当于 $F_{\beta x}=80\ \mu m$;

当 $v>10$ m/s:上限为 $y_\beta = 12\ 800/\sigma_{Hlim}$,相当于 $F_{\beta x}=40\ \mu m$。

b) 对于 GG 与 GGG(ferr.)[6]:

$$y_\beta = 0.55 F_{\beta x} \quad \cdots\cdots (34)$$

当 $v \leqslant 5$ m/s:没有限制;

当 5 m/s$<v<$10 m/s:上限为 $y_\beta = 45\ \mu m$,相当于 $F_{\beta x}=80\ \mu m$;

当 $v>10$ m/s:上限为 $y_\beta = 22\ \mu m$,相当于 $F_{\beta x}=40\ \mu m$。

c) 对于 Eh,IF,NT(nitr.),NV(nitr.)与 NV(nitrocar.)[6]:

$$y_\beta = 0.15 F_{\beta x} \quad \cdots\cdots (35)$$

对所有的速度,上限为 $y_\beta = 6\ \mu m$,相当于 $F_{\beta x}=40\ \mu m$;

当大、小轮材料不同时,小轮的 $y_{\beta 1}$ 与大轮的 $y_{\beta 2}$ 应分别确定。

取两者的平均值,用于计算:

$$y_\beta = \frac{(y_{\beta 1} + y_{\beta 2})}{2} \quad \cdots\cdots (36)$$

5.8 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad \cdots\cdots (37)$$

若 $b/h \geqslant 3$,则

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2} = \frac{1}{1 + h/b + (h/b)^2} \quad \cdots\cdots (38)$$

若 $b/h<3$,则

$$N_F = 0.6923 \quad \cdots\cdots (39)$$

式中:

b——齿宽(见 4.4 节)

h——从齿顶到齿根的轮齿高度:$h=(d_a-d_f)/2$。

5.9 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$、$K_{F\alpha}$

5.9.1 概述

齿间载荷分配系数是考虑几对同时啮合的轮齿之间载荷分配不均匀的影响。其值按下述方法确定[7]:

a) 总重合度 $\varepsilon_\gamma \leqslant 2$ 的齿轮的 $K_{H\alpha}$ 与 $K_{F\alpha}$ 值

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2}\left[0.9 + 0.4\frac{c_\gamma(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b}\right] \quad \cdots\cdots (40)$$

b) 总重合度 $\varepsilon_\gamma > 2$ 的齿轮的 $K_{H\alpha}$ 与 $K_{F\alpha}$ 值

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.9 + 0.4\sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}}\frac{c_\gamma(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \quad \cdots\cdots (41)$$

---

6) 所用缩略语的说明见表 2。

7) 式(40)和式(41)基于这样假定,即符合规定的齿轮精度的基节偏差,且是沿小轮与大轮的圆周正常分布。当轮齿具有某种故意的偏差时,它们是不适用的。

式中：

c_γ——啮合刚度，按附录B确定；

f_{pb}——取大、小轮基节偏差中的较大值；当齿廓修形补偿实际载荷级下的轮齿变形时，可以用其公差的50%[8)]；

y_α——跑合留量，见5.9.4；

F_{tH}——在端平面内确定的切向载荷，$F_{tH}=F_t K_A K_V K_{H\beta}$。

5.9.2 $K_{H\alpha}$的限制条件

按照式(40)或式(41)，

$$\left.\begin{array}{ll}\text{当 } K_{H\alpha}>\dfrac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2}, & \text{则取 } K_{H\alpha}=\dfrac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\gamma Z_\varepsilon^2}\\ \text{当 } K_{H\alpha}<1.0\text{ 时}, & K_{H\alpha}=1.0(\text{极限值})\end{array}\right\}\quad\cdots\cdots(42)$$

5.9.3 $K_{F\alpha}$的限制条件

按照公式(40)或式(41)，

$$\left.\begin{array}{ll}\text{当 } K_{F\alpha}>\dfrac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Y_\varepsilon^2}, & \text{则取 } K_{F\alpha}=\dfrac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\gamma Y_\varepsilon^2}\\ \text{当 } K_{F\alpha}<1.0\text{ 时}, & K_{F\alpha}=1.0(\text{极限值})\end{array}\right\}\quad\cdots\cdots(43)$$

式中：

$$Y_\varepsilon=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha n}}\quad\cdots\cdots(44)$$

$\varepsilon_{\alpha n}$由公式(95)确定。

根据式(42)和式(43)的限制值，假定载荷最不利的分布为整个切向载荷仅用一对啮合轮齿传递。此外，建议在选择斜齿轮的精度时，应使$K_{H\alpha}$和$K_{F\alpha}$不大于ε_α，因此，必须限制低精度等级齿轮的基节偏差。

5.9.4 跑合量 y_α

y_α值是在运转初期由于跑合使初始基节偏差减小的量；y_α不考虑作为生产过程一部分的控制手段(例如研磨)面跑合到任意程度的余量。在考虑齿轮质量时，应考虑这种调整。

跑合量y_α可用式(45)～式(48)计算。

a) 对于St，St(cast)，V，GGG(perl.，bai.)与GTS(perl.)[9)]：

$$y_\alpha=\frac{160}{\sigma_{Hlim}}f_{pb}\quad\cdots\cdots(45)$$

当$v\leqslant5$ m/s：没有限制；

当5 m/s$<v\leqslant10$ m/s：上限为$y_\alpha=12\ 800/\sigma_{Hlim}$，相当于$f_{pb}=80\ \mu$m；

当$v>10$ m/s：上限为$y_\alpha=6\ 400/\sigma_{Hlim}$，相当于$f_{pb}=40\ \mu$m。

b) 对于GG与GGG(ferr.)[9)]：

$$y_\alpha=0.275f_{pb}\quad\cdots\cdots(46)$$

当$v\leqslant5$ m/s：没有限制；

当5 m/s$<v\leqslant10$ m/s：上限为$y_\alpha=22\ \mu$m，相当于$f_{pb}=80\ \mu$m；

当$v>10$ m/s：上限为$y_\alpha=11\ \mu$m，相当于$f_{pb}=40\ \mu$m。

c) 对于Eh，IF，NT(nitr.)，NV(nitr.)与NV(nitrocar.)[9)]：

---

8) 基节偏差f_{pb}考虑了影响齿间载荷系数的所有轮齿偏差的总影响。然而，如果齿廓形状偏差$f_{f\alpha}$大于基节偏差时，用齿廓形状偏差代替基节偏差。

9) 缩略语的说明见表2。

$$y_\alpha = 0.075 f_{pb} \quad \cdots\cdots (47)$$

对所有的速度没有限制的情况下，上限为 $y_\alpha = 3\ \mu m$，相当于 $f_{pb} = 40\ \mu m$。

当材料不同时，$y_{\alpha 1}$ 应由小轮材料确定，$y_{\alpha 2}$ 由大轮材料确定。计算时使用平均值。

$$y_\alpha = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2} \quad \cdots\cdots (48)$$

6 齿面接触强度(点蚀)计算

6.1 基本公式

6.1.1 概述

接触强度计算基于节点或单对齿啮合区内界点(下界点)处的接触应力 σ_H，用两者中的较大值计算承载能力。σ_H 值与许用接触应力 σ_{HP} 对于大小齿轮应分别计算；σ_H 应小于或等于 σ_{HP}。

6.1.2 小轮接触应力 σ_H 的确定

小轮接触应力 σ_H 计算如下：

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leqslant \sigma_{HP} \quad \cdots\cdots (49)$$

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_H} \frac{u \pm 1}{u}} \quad \cdots\cdots (50)$$

式中：

σ_{H0}——节点处计算接触应力的基本值，即无缺陷(无误差)齿轮传动在静态名义转矩作用下引起的应力；

b_H——齿宽(见 4.4)；

Z_B——小轮的单对齿啮合系数(见 6.2)；

对于内齿轮取负号。

6.1.3 大轮接触应力 σ_H 的确定

大轮接触应力 σ_H 计算如下：

$$\sigma_H = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leqslant \sigma_{HP} \quad \cdots\cdots (51)$$

式中：

Z_D——大轮的单对齿啮合系数(见 6.2)。

在多分支传动的齿轮系、行星齿轮系或分流式齿轮系的情况下，总切向载荷在各单个啮合处上并不完全均匀分布(取决于设计、切线速度与制造精度)。因此，在式(49)和式(51)中用 $K_\gamma K_A$ 替代 K_A，以调整每个啮合处的平均切向载荷(见第 5 章)是必要的。

6.1.4 许用接触应力 σ_{HP} 的确定

6.1.4.1 方法

本标准采用 ISO 6336-2:1996 中的 B 法。

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_H}{S_{Hlim}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad \cdots\cdots (52)$$

6.1.4.2 许用接触应力(参考)σ_{HPref}

许用接触应力(参考)σ_{HPref} 是由式(52)在 $Z_N = 1$ 及适当的 σ_{Hlim}、Z_L、Z_V、Z_R、Z_W、Z_X、S_{Hmin} 值下得出的。

6.1.4.3 许用接触应力(静态)σ_{HPstat}

许用接触应力(静态)σ_{HPstat} 是根据式(52)按照 6.8 关于静态应力的 $Z_N = Z_{NT}$ 及 σ_{Hlim}、Z_L、Z_V、Z_R、

Z_W、Z_X、S_{Hmin}的相应值下确定。

6.1.4.4 许用接触应力(10^{10}循环次数)σ_{HP10}

许用接触应力(10^{10}循环次数)σ_{HP10}是根据式(52)按照 6.8 关于载荷循环次数为 10^{10}时的 $Z_N=Z_{NT}$ 及 σ_{Hlim}、Z_L、Z_V、Z_R、Z_W、Z_X、S_{Hmin}的相应值下确定。

6.1.4.5 有限寿命或长寿命许用接触应力 σ_{HP}

有限寿命的范围是载荷循环次数 N_L 处于表 6 所列相应参考许用应力值和载荷循环次数为 10^{10}之间(见表 3)。

——在有限寿命范围内,对于一个给定的载荷循环次数 N_L 的 σ_{HP}在按 6.1.4.2 得到的参考强度值与根据 6.1.4.3 得到的静态强度之间用图解或计算插值法(按 log-log 双对数坐标)确定。

——在长寿命范围内,对于一个给定的载荷循环次数 N_L 的 σ_{HP}在按 6.1.4.2 得到的参考强度值与根据 6.1.4.4 取得载荷循环次数为 10^{10}的值之间用图解或计算插值法(按 log-log 双对数坐标)确定。

对于载荷循环次数多于 10^{10}的许用接触应力值 σ_{HP}尚未建立。

6.1.5 接触强度的安全系数 S_H

大小轮的安全系数 S_H 应分别计算。

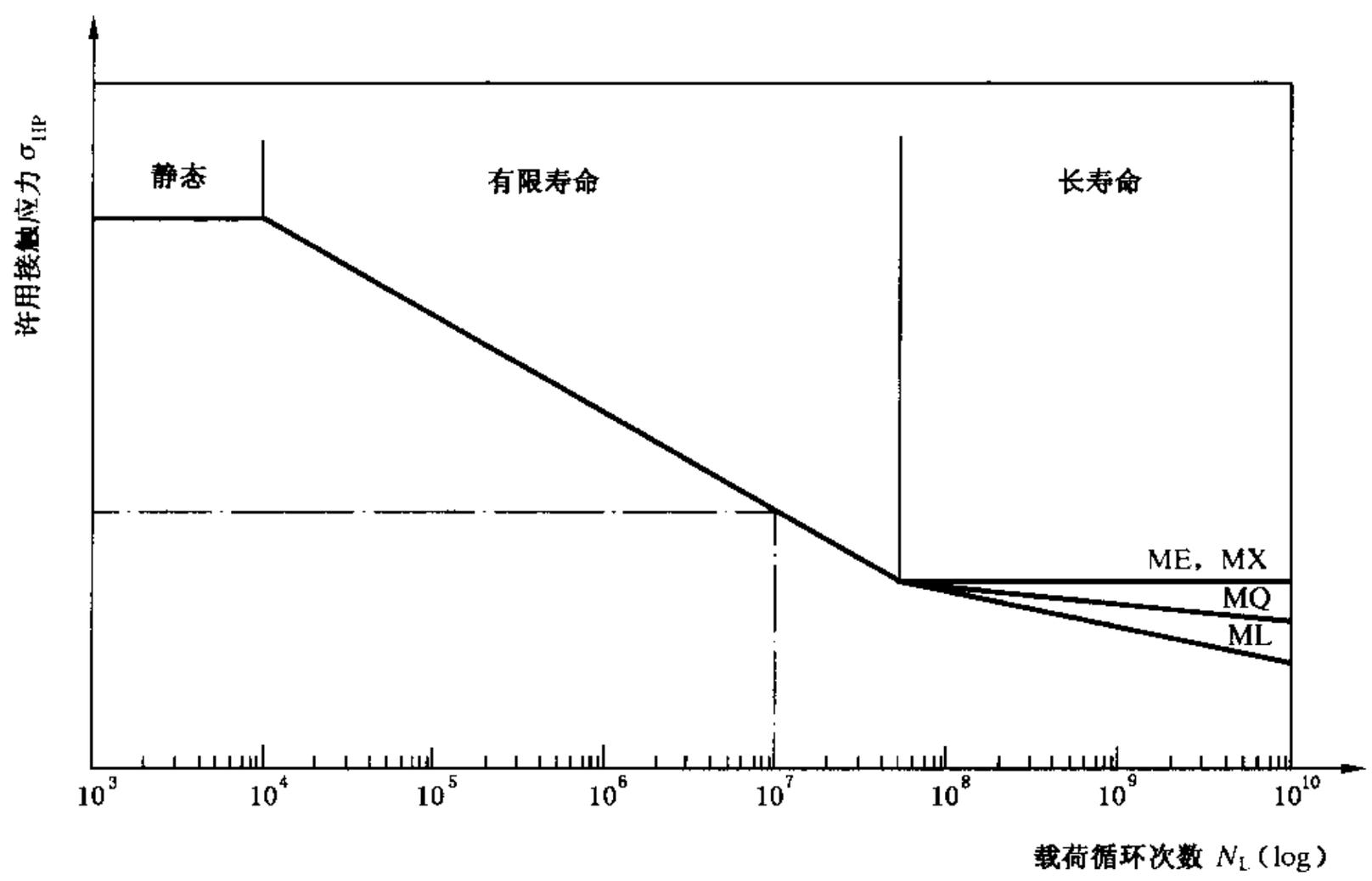
$$S_H=\frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}>S_{Hmin} \qquad \cdots\cdots(53)$$

式中:

σ_{HG}——是根据式(52)和 6.14 确定的参考应力与静态应力;σ_H 对于小轮按照式(49)确定,对于大轮按式(51)确定(见 6.1)。

注:这是接触应力(赫兹应力)的计算安全系数。相应的转矩安全系数为 S_H。

接触强度的最小安全系数 S_{Hmin}见 6.12。



例:载荷循环次数为 10^7 的许用接触应力 σ_{HP}

图 3 关于有限寿命与长寿命许用接触应力的图形确定

6.2 小轮、大轮单对齿啮合系数 Z_B、Z_D

当 $Z_B>1$ 或 $Z_D>1$ 时，系数 Z_B 与 Z_D 用以将直齿轮节点上接触应力分别转换为小轮和大轮单对齿啮合区下界点处的接触应力，见 6.1.1。

a) 内齿轮

Z_D 取为 1.0。

b) 直齿轮

M_1（用小轮单对齿内界点（下界点）处 ρ_{relB} 除以节点处 ρ_{relC} 的商）与 M_2（用大轮的 ρ_{relD} 除以 ρ_{relC} 的商）可由下述式子确定。

$$M_1=\frac{\tan\alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2}-1}-\frac{2\pi}{z_1}\right]\left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2}-1}-(\varepsilon_\alpha-1)\frac{2\pi}{z_2}\right]}} \qquad \cdots\cdots(54)$$

$$M_2=\frac{\tan\alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2}-1}-\frac{2\pi}{z_2}\right]\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2}-1}-(\varepsilon_\alpha-1)\frac{2\pi}{z_1}\right]}} \qquad \cdots\cdots(55)$$

齿廓重合度 ε_α 的计算，见 6.5.2。

若 $M_1>1$，取 $Z_B=M_1$；若 $M_1\leqslant1$，取 $Z_B=1.0$；

若 $M_2>1$，取 $Z_D=M_2$；若 $M_2\leqslant1$，取 $Z_D=1.0$。

c) $\varepsilon_\beta\geqslant1$ 的斜齿轮

$Z_B=Z_D=1$

d) $\varepsilon_\beta<1$ 的斜齿轮

Z_B 与 Z_D 由直齿轮与 $\varepsilon_\beta\geqslant1$ 的斜齿轮传动之间线性插值确定：

$$\left.\begin{aligned}Z_B&=M_1-\varepsilon_\beta(M_1-1);\qquad Z_B\geqslant1\\Z_D&=M_2-\varepsilon_\beta(M_2-1);\qquad Z_B\geqslant1\end{aligned}\right\} \qquad \cdots\cdots(56)$$

当 Z_B 或 Z_D 为 1，用式(49)或式(51)计算的接触应力是节圆柱上的接触应力值。当节点处于啮合线上时，用 6.2 的方法计算接触应力。若节点 C 是限定的，并处在啮合线之外时，则 Z_B 和 Z_D 按邻近的顶圆接触确定。对于斜齿轮，当 $\varepsilon_\beta<1.0$ 时，Z_B 与 Z_D 在直齿轮与 $\varepsilon_\beta\geqslant1$ 的斜齿轮的值（在节点或邻近的顶圆上确定）之间用线性插值法确定。

6.3 节点区域系数 Z_H

节点区域系数 Z_H 是考虑节点处齿廓曲率对赫兹力的影响并将分度圆上的切向力转换为节圆上的法向力。

$$Z_H=\sqrt{\frac{2\cos\beta_b\cos\alpha_{wt}}{\cos^2\alpha_t\sin\alpha_{wt}}} \qquad \cdots\cdots(57)$$

6.4 弹性系数 Z_E

弹性系数 Z_E 是考虑材料特性 E（弹性模量）与 ν（泊松比）对接触应力影响的系数。

Z_E 的数值见表 5。

表 5　部分材料组合的弹性系数 Z_E(平均值)

齿轮 1			齿轮 2			Z_E/ $\sqrt{N/mm^2}$
材料[a]	弹性模量 N/mm^2	泊桑比 ν	材料	弹性模量/ $(N/mm)^2$	泊松比 ν	
St,V,Eh, NT(nitr.), NV(nitr.), NV(nitrocar.)	206 000	0.3	St,V,Eh,NT(nitr.), NV(nitr.), NV(nitrocar.)	206 000	0.3	189.8
			St(cast)	202 000		188.9
			GGG(perl.,bai., ferr.)	173 000		181.4
			GTS(perl.)	170 000		180.5
			GG	126 000～ 118 000		165.4～ 162.0
St(cast)	202 000		St(cast)	202 000		188.0
			GGG(perl.,bai., ferr.)	173 000		180.5
			GTS(perl.)	170 000		179.7
			GG)	118 000		161.4
GGG(perl.,bai., Ferr.)	173 000		GGG(perl.,bai., ferr.)	173 000		173.9
			GTS(perl.)	170 000		173.2
			GG	118 000		156.6
GTS(perl.)	170 000		GTS(perl.)	170 000		172.4
			GG	118 000		156.1
GG	126 000～ 118 000		GG	118 000		146.0～143.7

[a] 所有缩略语说明见表 2。

6.5　接触强度计算的重合度系数 Z_ε

6.5.1　概述

重合度系数 Z_ε 是考虑端面重合度与纵向重合度对圆柱齿轮齿面承载能力影响的系数。

a)　直齿轮

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \qquad \cdots\cdots(58)$$

对于重合度小于 2.0 的直齿轮,可选用保守值 $Z_\varepsilon=1.0$。

b)　斜齿轮

当 $\varepsilon_\beta<1$ 时

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \qquad \cdots\cdots(59)$$

当 $\varepsilon_\beta\geqslant1$ 时

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \qquad \cdots\cdots(60)$$

6.5.2 端面重合度 ε_α

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} \qquad \cdots\cdots(61)$$

啮合线长度

$$g_\alpha = \frac{1}{2}\left[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right] - a\sin\alpha_{wt} \qquad \cdots\cdots(62)$$

上式中对外齿轮取正号，内齿轮取负号。

端面基节

$$p_{bt} = m_t \pi \cos\alpha_t \qquad \cdots\cdots(63)$$

式(62)仅在啮合线长度被小轮与大轮的顶圆有效限定时才有效，而且被挖根齿廓限定时是不适用的。

6.5.3 纵向重合度 ε_β

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_H \sin\beta}{\pi m_n} \qquad \cdots\cdots(64)$$

6.6 接触强度计算的螺旋角系数 Z_β

螺旋角系数 Z_β 是考虑螺旋角对齿面应力的影响。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \qquad \cdots\cdots(65)$$

6.7 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

GB/T 8539—2000 给出了常用齿轮材料、热处理以及齿轮质量对接触疲劳极限 σ_{Hlim} 的影响的有关资料，σ_{Hlim} 由标准试验齿轮的试验结果获得。

质量等级 ML、MQ、ME 与 MX 对材料与热处理的要求见 GB/T 8539—2000。

除非另有协议，工业齿轮选用材料质量等级 MQ。

6.8 接触强度计算的寿命系数 Z_{NT}

本标准使用 ISO 6336-3:1996 的 B 法。表 6 中列入了 Z_{NT} 的数值。

表 6 寿命系数 Z_{NT}

材料[a]	载荷循环数	寿命系数 Z_{NT}
St,St(cast),V, GGG(perl.,bai.), GTS(perl.), Eh,IF 仅当一定程度的点蚀可允许时	$N_L \leqslant 6\times10^5$(静态)	1.6
	$N_L = 10^7$	1.3
	$N_L = 10^9$(参考)	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME,MX:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85
St,St(cast),V, GGG(perl.,bai.), GTS(perl.), Eh,IF 不允许有点蚀	$N_L \leqslant 10^5$(静态)	1.6
	$N_L = 5\times10^7$(参考)	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85

表 6（续）

材料[a]	载荷循环数	寿命系数 Z_{NT}
GG,GGG(ferr.), NT(nitr.), NV(nitr.)	$N_L \leqslant 10^5$（静态）	1.3
	$N_L = 2\times10^6$（参考）	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85
NV(nitrocar.)	$N_L \leqslant 10^5$（静态）	1.1
	$N_L = 2\times10^6$（参考）	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85

[a] 所有缩略语的说明见表 2。

[b] 建议最佳润滑，制造与试验。

6.9 润滑油膜形成的影响系数 Z_L、Z_V 与 Z_R

6.9.1 概述

正如 ISO 6336-2:1996 中所述，Z_L 是考虑润滑剂名义黏度的影响，Z_V 是考虑齿面速度的影响，Z_R 是考虑表面粗糙度对啮合区润滑油膜形成的影响。本标准采用的是 ISO 6336-2:1996 的 C 法。

润滑剂黏度的选择要适合于运转条件（节线速度、载荷、尺寸），因此，Z_L、Z_V 的乘积应近似为 1.0。

Z_R 取决于与加工方法有关的齿面粗糙度。假定系数 Z_R 基本上为常数。

6.9.2 基准强度与长寿命时的 Z_L、Z_V、Z_R 乘积

——对于用滚削、插削或刨削或不符合以下三种情况的齿轮

$$Z_L Z_V Z_R = 0.85 \qquad (66)$$

——对于研磨、磨削或剃齿轮齿以及平均相对峰-谷粗糙度 $Rz_{10}>4$ 的齿轮：

$$Rz_{10} = \frac{Rz_1 + Rz_2}{2}\sqrt[3]{\frac{20(d_{b1}+d_{b2})}{\tan\alpha_{wt} d_{b1} d_{b2}}} > 4\ \mu\text{m} \qquad (67)$$

$$Z_L Z_V Z_R = 0.92 \qquad (68)$$

——对于一个齿轮是滚削、插削或刨削加工相啮齿轮为磨削或剃削，且 $Rz_{10}\leqslant 4\ \mu\text{m}$

$$Z_L Z_V Z_R = 0.92 \qquad (69)$$

——对于 $Rz_{10}\leqslant 4\ \mu\text{m}$ 的磨削或剃削齿轮传动

$$Z_L Z_V Z_R = 1.0 \qquad (70)$$

6.9.3 静强度时的 $Z_L Z_V Z_R$ 乘积

在所有情况下，静强度时：$Z_L Z_V Z_R = 1.0$。

6.10 齿面工作硬化系数 Z_W

如 ISO 6336-2:1996 所述，齿面工作硬化系数 Z_L 是考虑由钢制大齿轮（结构钢，调质钢）与比大轮更硬（≈200 HB 或更多）并具有光滑齿面（$Rz\leqslant 6\ \mu\text{m}$，本标准不包括磨损的影响）的小齿轮相啮合，而使大齿轮齿面接触强度提高的系数。本标准采用 ISO 6336-2:1996 的 B 法：

当 HB<130 时

$$Z_W = 1.2 \qquad (71)$$

当 130≤HB≤470 时

$$Z_W = 1.2 - \frac{HB-130}{1\ 700} \qquad (72)$$

当 HB>470 时

$$Z_W = 1.0 \qquad \cdots\cdots(73)$$

式中：

HB——齿轮副中较软齿轮齿面的布氏硬度。

6.11 接触强度计算的尺寸系数 Z_X

Z_X 是考虑由统计表明因尺寸的增大使疲劳损伤的应力水平降低的尺寸效应因素(在结构中有大量的薄弱点)。尺寸效应的后果是次表面的缺陷使应力梯度降低(理论应力分析)、尺寸影响材料质量(锻造、结构变化等的影响)。重要影响因素有：

a) 材料质量(炉料、纯净度、锻压)；

b) 热处理、硬化深度、硬度分布；

c) 齿廓曲率半径；

d) 模数：在齿面硬化的情况下，相对于轮齿厚度的硬化层深度(芯部支承影响)。

对于调质齿轮和相对于轮齿尺寸、相对曲率半径有足够渗层深度的表面硬化齿轮，尺寸系数 Z_X 取为 1.0。

6.12 接触强度计算的最小安全系数 S_{Hmin}

关于安全系数的一般叙述见第 4 章；接触强度计算的安全系数 S_H 见 6.1.5。除非供需双方另有协议，应采用以下最小安全系数 S_{Hmin}：

$$S_{Hmin} = 1.0 \qquad \cdots\cdots(74)$$

7 齿根弯曲强度计算

7.1 基本公式

7.1.1 概述

如 ISO 6336-3:1996 所述，齿根的拉伸应力不应超过材料的许用齿根应力。这是计算轮齿弯曲强度的基础。

实际齿根应力 σ_F 与许用齿根应力 σ_{FP}，大小轮应分别计算，σ_F 应小于 σ_{FP}。

7.1.2 齿根应力 σ_F 的确定

本标准采用 ISO 6336-3:1996 的 B 法。

齿根应力 σ_F 计算

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leqslant \sigma_{FP} \qquad \cdots\cdots(75)$$

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_F m_n} Y_F Y_S Y_\beta \qquad \cdots\cdots(76)$$

式中：

σ_F——齿根应力的基本值，即一对无误差齿轮在静态名义转矩作用下，齿根处产生的最大局部拉应力；

b_F——齿宽(见 4.4)。

对于多传动分支的齿轮系(行星齿轮系或分流式齿轮系的情况下，总切向载荷不能很均匀地分布在每个啮合副上(取决于设计、切向速度与制造精度)。需用 $K_\gamma K_A$ 替代式(75)中的 K_A，以调整单个啮合副上的平均切向载荷，见第 5 章。

7.1.3 许用齿根应力 σ_{FP} 的确定

7.1.3.1 概述

用式(77)确定许用齿根应力。

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} Y_N}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \qquad \cdots\cdots(77)$$

7.1.3.2 **许用齿根应力(基准)σ_{FPref}**

用式(77)计算许用齿根应力(基准)σ_{FPref},此时取 $Y_N=1$,并选取适当的 σ_{FE}、$Y_{\delta relT}$、Y_{RrelT}、Y_X 与 S_{Fmin}值。

7.1.3.3 **许用齿根应力(静强度)σ_{FPstat}**

用式(77)计算许用齿根应力(静态)σ_{FPstat},此时,根据 7.5 的静态应力,取 $Y_N=Y_{NT}$,并选取适当的 σ_{FE}、$Y_{\delta relT}$、Y_{RrelT}、Y_X 与 S_{Fmin}值。

7.1.3.4 **许用齿根应力(载荷循环次数 10^{10})σ_{FP10}**

用式(77)计算许用齿根应力(载荷循环次数 10^{10})σ_{FP10},此时,根据 7.5 的循环次数 10^{10},取 $Y_N=Y_{NT}$,并选取适当的 σ_{FE}、$Y_{\delta relT}$、Y_{RrelT}、Y_X 与 S_{Fmin}值。

7.1.3.5 **许用齿根应力(有限寿命或长寿命)σ_{FP}**

有限寿命的范围是载荷循环次数 N_L 处在相当于静态齿根许用应力时的载荷循环次数与 3×10^6 载荷循环数之间。

——对于有限寿命范围内一个给定的载荷循环次数 N_L,确定 σ_{FP}是用图解或在根据 7.1.3.2 由基准强度得到的值与根据 7.1.3.4 由载荷循环次数 10^{10}得到的值之间插值计算;

——对于长寿命范围内一个给定的载荷循环次数 N_L,确定 σ_{FP}是用图解或在根据 7.1.3.2 由基准强度得到的值与根据 7.1.3.4 由载荷循环次数 10^{10}得到的值之间插值计算

对于大于循环次数 10^{10}的许用齿根应力 σ_{FP}的值尚未建立。

7.1.4 **弯曲强度计算的安全系数 S_F**

$$S_F=\frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F}\geqslant S_{Fmin} \qquad \cdots\cdots(78)$$

大小轮的 S_F 应分别计算,σ_{FG}按式(77)与 7.1.3 确定,σ_F 根据式(75)确定。

有关安全系数与失效概率的详细资料见 ISO 6336-1:1996 的 4.1.3。弯曲强度的最小安全系数见 7.9。

7.2 齿形系数 Y_F 与应力修正系数 Y_S

7.2.1 概述

这两个系数用于考虑齿形对名义弯曲应力的影响,大小轮的 Y_F 与 Y_S 分别确定。详细资料可见 ISO 6336-3。

对于斜齿轮,按当量直齿轮确定 Y_F。当量直齿轮的参数见 7.2.2.4。

以下给出的公式适用于具有或没有挖根的所有基本齿条齿廓。但需满足下列条件:

a) 30°切线的切点应位于齿根圆角处;

b) 齿轮的基本齿条齿廓具有齿根圆角;

c) 轮齿是用齿条刀具(如滚刀或梳齿刀)展成加工的。

7.2.2 Y_F 的确定

7.2.2.1 **概述**

齿形系数 Y_F 由齿根危险截面的法向弦齿厚 S_{Fn}与载荷作用在外齿轮齿顶的弯曲力臂 h_{Fe}确定。

$$Y_F=\frac{\dfrac{6h_{Fe}}{m_n}\cos\alpha_{Fen}}{\left(\dfrac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2\cos\alpha_n} \qquad \cdots\cdots(79)$$

7.2.2.2 **外齿轮传动**

当齿顶有倒圆或倒棱时,需用"有效顶圆直径"d_{Na}来代替计算中的顶圆直径 d_a;d_{Na}是靠近顶圆柱面包容可用齿廓极限的圆的直径。

首先，确定辅助值 E、G 与 H：

$$E=\frac{\pi}{4}m_n-h_{fp}\tan\alpha_n+\frac{s_{pr}}{\cos\alpha_n}-(1-\sin\alpha_n)\frac{\rho_{fp}}{\cos\alpha_n} \quad \cdots\cdots(80)$$

式中：

$s_{pr}=p_r-q$（见图 4）。

当齿轮不挖根时（见图 4），$s_{pr}=0$

$$G=\frac{\rho_{fp}}{m_n}-\frac{h_{fp}}{m_n}+x \quad \cdots\cdots(81)$$

$$H=\frac{2}{z_n}\left(\frac{\pi}{2}-\frac{E}{m_n}\right)-\frac{\pi}{3} \quad \cdots\cdots(82)$$

用 G 与 H 以 $\theta=\frac{\pi}{6}$ 作为式(83)中右边的初始值计算 θ。

$$\theta=\frac{2G}{z_n}\tan\theta-H \quad \cdots\cdots(83)$$

用计算得出的 θ 再代入式(83)计算 θ，并连续用式(83)计算直到 θ 的值没有明显的改变为止。经过二或三次迭代后函数收敛。在式(84)～式(86)中，使用 θ 的最终值。

齿根法向弦齿厚 s_{Fn}：

$$\frac{s_{Fn}}{m_n}=z_n\sin\left(\frac{\pi}{3}-\theta\right)+\sqrt{3}\left(\frac{G}{\cos\theta}-\frac{\rho_{fp}}{m_n}\right) \quad \cdots\cdots(84)$$

齿根圆角处的圆弧半径 ρ_F：

$$\frac{\rho_F}{m_n}=\frac{\rho_{fp}}{m_n}+\frac{2G^2}{\cos\theta(z_n\cos^2\theta-2G)} \quad \cdots\cdots(85)$$

弯曲力臂 h_{Fe}：

$$\frac{h_{Fe}}{m_n}=0.5\left[(\cos\gamma_e-\sin\gamma_e\tan\alpha_{Fen})\frac{d_{en}}{m_n}-z_n\cos\left(\frac{\pi}{3}-\theta\right)-\frac{G}{\cos\theta}+\frac{\rho_{fp}}{m_n}\right] \quad \cdots\cdots(86)$$

当量齿轮的参数见 7.2.2.4。

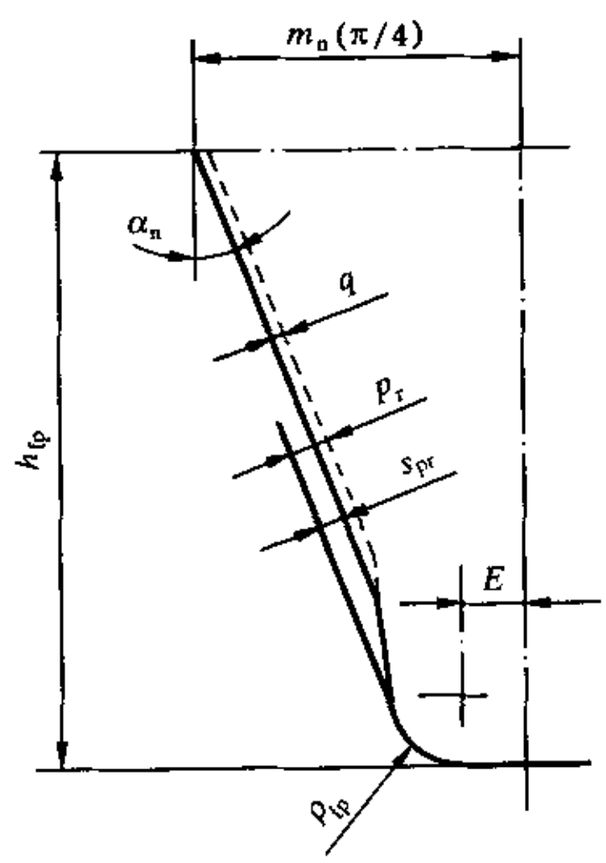


图 4　刀具的基本齿条齿廓

7.2.2.3 **内齿轮传动**

假定用一个特殊齿条的齿形系数值近似地替代内齿轮的齿形系数。该齿条的齿廓是基本齿条齿廓的一种改型，它能展成内齿轮的精确配对齿轮的法向齿廓（包括齿顶圆与齿根圆），齿顶载荷角为 α_n。

式(79)中所用参数的值确定如下：

齿根法向弦齿厚 s_{Fn2}

$$\frac{s_{Fn2}}{m_n}=2\left[\frac{\pi}{4}+\frac{h_{fp2}-\rho_{fp2}}{m_n}\tan\alpha_n+\frac{\rho_{fp2}-S_{pr}}{m_n\cos\alpha_n}-\frac{\rho_{fp2}}{m_n}\cos\frac{\pi}{6}\right] \quad \cdots\cdots(87)$$

式中：

ρ_{fp2}——刀具圆角半径。

弯曲力臂 h_{Fe2}

$$\frac{h_{Fe2}}{m_n}=\frac{d_{en2}-d_{fn2}}{2m_n}-\left[\frac{\pi}{4}+\left(\frac{h_{fp2}}{m_n}-\frac{d_{en2}-d_{fn2}}{2m_n}\right)\tan\alpha_n\right]\tan\alpha_n-\frac{\rho_{fp2}}{m_n}\left(1-\sin\frac{\pi}{6}\right) \quad \cdots\cdots(88)$$

式中：

d_{en2}——由式(100)确定，参数加下标 2；

d_{fn2}——与 d_{an} 的确定方法相同（见式(99)；注意 $d_{fn2}-d_{f2}=d_{n2}-d_2$）

$$h_{fp2}=\frac{d_{n2}-d_{fn2}}{2} \quad \cdots\cdots(89)$$

齿根圆角半径 ρ_{F2}

当内齿轮齿根圆角半径 ρ_{F2} 为已知时，取 $\rho_{F2}=\rho_{fp2}$；当 ρ_{F2} 为未知时，可按下列近似方法确定。

$$\rho_{F2}=\rho_{fp2}=0.15m_n \quad \cdots\cdots(90)$$

下式也是有效的：

$$\rho_{fp2}=\frac{h_{f2}-h_{Nf2}}{1-\sin\alpha}=\frac{d_{Nf}-d_{f2}}{2(1-\sin\alpha_n)} \quad \cdots\cdots(91)$$

式中：

d_{Nf2}——接近齿根圆的一个圆的直径，包含啮合副的内齿轮或较大外齿轮可用齿廓极限。

对内齿轮直径用负号。

7.2.2.4 **当量齿轮的参数**

$$\beta_b=\arccos\sqrt{1-(\sin\beta\cos\alpha_n)^2}=\arcsin(\sin\beta\cos\alpha_n) \quad \cdots\cdots(92)$$

$$z_n=\frac{z}{\cos^2\beta_b\cos\beta} \quad \cdots\cdots(93)$$

近似值

$$z_n\approx\frac{z}{\cos^3\beta} \quad \cdots\cdots(94)$$

$$\varepsilon_{\alpha n}=\frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2\beta_b} \quad \cdots\cdots(95)$$

$$d_n=\frac{d}{\cos^2\beta_b}=m_n z_n \quad \cdots\cdots(96)$$

$$p_{bn}=\pi m_n\cos\alpha_n \quad \cdots\cdots(97)$$

$$d_{bn}=d_n\cos\alpha_n \quad \cdots\cdots(98)$$

$$d_{an}=d_n+d_a-d \quad \cdots\cdots(99)$$

$$d_{en}=2\frac{z}{|z|}\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2-\left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2}-\frac{\pi d\cos\beta\cos\alpha_n}{|z|}(\varepsilon_{\alpha n}-1)\right]^2+\left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \quad \cdots\cdots(100)$$

对外齿轮 z 取正值，对内齿轮 z 取负值（见表 1 的脚注）。

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right) \quad \cdots\cdots(101)$$

$$\gamma_e = \frac{0.5\pi + 2\tan\alpha_n x}{z_n} + \mathrm{inv}\alpha_n - \mathrm{inv}\alpha_{en} \quad \cdots\cdots(102)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan\alpha_{en} - \mathrm{inv}\alpha_n - \frac{0.5\pi + 2\tan\alpha_n x}{z_n} \quad \cdots\cdots(103)$$

7.2.3 Y_S 的确定

应力修正系数 Y_S 用式(104)计算，该公式在 $1 \leqslant q_s \leqslant 8$ 范围内是有效的。

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s^{[1/(1.21+2.3/L)]} \quad \cdots\cdots(104)$$

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad \cdots\cdots(105)$$

式中：

s_{Fn}——对外齿轮用式(84)，对内齿轮用式(87)；

h_{Fe}——对外齿轮用式(86)，对内齿轮用式(88)。

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad \cdots\cdots(106)$$

式中：

ρ_F——对外齿轮用式(85)，对内齿轮用式(91)。

7.3 弯曲强度计算的螺旋角系数 Y_β

将当量直齿轮的齿根应力(计算的原始值)通过螺旋角系数 Y_β 转换为相应斜齿轮的齿根应力，用此方法考虑斜齿轮倾斜线的影响(齿根应力偏小)。

当 $\varepsilon_\beta > 1$ 与 $\beta \leqslant 30°$时

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120°} \quad \cdots\cdots(107)$$

当 $\varepsilon_\beta > 1$ 与 $\beta > 30°$时

$$Y_\beta = 0.75 \quad \cdots\cdots(108)$$

当 $\varepsilon_\beta \leqslant 1$ 与 $\beta \leqslant 30°$时

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120°} \quad \cdots\cdots(109)$$

当 $\varepsilon_\beta \leqslant 1$ 与 $\beta > 30°$时

$$Y_\beta = 1 - 0.25\varepsilon_\beta \quad \cdots\cdots(110)$$

7.4 材料的弯曲疲劳极限 σ_{FE}

GB/T 8539—2000 提供了常用齿轮材料的 σ_{Flim} 与 σ_{FE} 的资料，也包含 ML、MQ 与 ME 质量等级对热处理与材料质量的要求。

除非另有协议，工业齿轮采用 MQ 质量等级。本标准选用 ISO 6336-3:1996 的 B 法。

7.5 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT}

本标准采用 ISO 6336-3:1996 的 B 法。Y_{NT}值由表 7 给出。

表 7 寿命系数 Y_{NT}

材料[a]	载荷循环数	寿命系数 Y_{NT}
V GGG(perl.,bai.) GTS(perl.)	$N_L \leqslant 10^4$(静态)	2.5
	$N_L = 3\times10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME,MX:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85

表 7（续）

材料[a]	载荷循环数	寿命系数 Y_{NT}
Eh,IF(root)	$N_L \leqslant 10^3$（静态）	2.5
	$N_L = 3\times10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85
St,St(cast),NT(nitr.),NV(nitr.),GG,GGG(ferr.)	$N_L \leqslant 10^3$（静态）	1.6
	$N_L = 3\times10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85
NV(nitrocar.)	$N_L \leqslant 10^3$（静态）	1.1
	$N_L = 3\times10^6$	1.0
	$N_L = 10^{10}$	ME:1.0[b]
		MQ:0.92
		ML:0.85

[a] 所有缩略语说明见表 2。

[b] 建议最佳制造与试验。

7.6 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$

7.6.1 概述

$Y_{\delta relT}$ 近似地表示齿根圆角区域的应力集中程度。本标准采用的是 ISO 6336-3:1996 的 B 法。

7.6.2 关于参考与长寿命应力的 $Y_{\delta relT}$

$Y_{\delta relT}$ 可用式(111)计算

$$Y_{\delta relT} = \frac{Y_\delta}{Y_{\delta T}} = \frac{1+\sqrt{\rho' x^*}}{1+\sqrt{\rho' x_T^*}} \qquad \cdots\cdots(111)$$

滑移层厚度 ρ' 是材料的函数，可由表 8 查得。

表 8 滑移层厚度 ρ' 值

材　　料[a]	ρ'/mm
GG:$\sigma_B = 150$ N/mm^2	0.3124
GG,GGG(ferr.):$\sigma_B = 300$ N/mm^2	0.3095
NT,NV;全部硬化	0.1005
St:$\sigma_B = 300$ N/mm^2	0.0833
St:$\sigma_B = 400$ N/mm^2	0.0445
V,GTS,GGG(perl.,bai.);$\sigma_B = 500$ N/mm^2	0.0281
V,GTS,GGG(perl.,bai.);$\sigma_B = 600$ N/mm^2	0.0194
V,GTS,GGG(perl.,bai.);$\sigma_B = 800$ N/mm^2	0.0064
V,GTS,GGG(perl.,bai.);$\sigma_B = 1\ 000$ N/mm^2	0.0014
Eh,IF(齿根);全部硬化	0.0030

[a] 对所有缩略语说明见表 2。

用式(112)计算相对应力梯度[10]：

$$x^* = x_p^*(1+2q_s) \qquad \cdots\cdots(112)$$

$$x_p^* = \frac{1}{5}$$

标准的基准试验齿轮的 x_p^* 值用 $q_{sT}=2.5$ 替代 q_s 代入式(112)中求得。

7.6.3 静强度的 $Y_{\delta relT}$

$Y_{\delta relT}$ 可用式(113)～式(117)计算。

a) 对于有较好限定屈服极限的钢 St[11]：

$$Y_{\delta relT} = \frac{1+0.93(Y_s-1)\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1+0.93\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}} \qquad \cdots\cdots(113)$$

b) 对于具有平稳增加的延伸率曲线与 0.2%残余变形的钢、V 钢与 GGG(perl.,bai.)铸铁[11]：

$$Y_{\delta relT} = \frac{1+0.82(Y_s-1)\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1+0.82\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_{0.2}}}} \qquad \cdots\cdots(114)$$

c) 对于以产生初始裂纹时的应力为极限应力的 Eh 与 IF(齿根)钢[11]：

$$Y_{\delta relT} = 0.44Y_s + 0.12 \qquad \cdots\cdots(115)$$

d) 对于以产生初始裂纹时的应力为极限应力的 NT 与 NV 钢[11]：

$$Y_{\delta relT} = 0.20Y_s + 0.60 \qquad \cdots\cdots(116)$$

e) 对于以产生初始裂纹时的应力为极限应力的 GG 与 GGG(ferr.)铸铁[11]：

$$Y_{\delta relT} = 1.0 \qquad \cdots\cdots(117)$$

7.7 相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT}

7.7.1 概述

相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT} 用于考虑齿根表面状况对齿根应力的影响。主要取决于齿根圆角处的表面粗糙度。

表面状况对齿根弯曲强度的影响不仅取决于齿根圆角处的表面粗糙度，而且取决于尺寸和形状(这是缺口内的缺口问题)。至今还没有经过充分的研究数据可供在本标准中采用。这里应用的方法仅是当伤痕或类似缺陷的深度不大于 $2Rz$ 时才有效。

注：$2Rz$ 为初步估计值。

本标准使用 ISO 6336-3:1996 的 C 法。

7.7.2 基准应力与长寿命应力的 Y_{RrelT}

对于所有材料

——当 $Rz \leqslant 16\ \mu m$ 时

$$Y_{RrelT} = 1.0 \qquad \cdots\cdots(118)$$

——当 $Rz > 16\ \mu m$ 时

$$Y_{RrelT} = 0.9 \qquad \cdots\cdots(119)$$

7.7.3 静强度的 Y_{RrelT}

对于所有材料的 Y_{RrelT}，与齿根圆角粗糙度无关。

$$Y_{RrelT} = 1.0 \qquad \cdots\cdots(120)$$

---

10) 应用于模数 $m=5$ mm，尺寸的影响包含在尺寸系数 Y_x 中(见 7.8 节)。

11) 所用缩略语说明见表 2。

7.8 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x

Y_x 用以考虑尺寸大小对下列因素的影响：

——材料组织薄弱点的概率分布；

——应力梯度，根据材料理论，应力梯度随着尺寸的增加而减小；

——材料质量；

——锻造质量，缺陷的存在等。

本标准采用 ISO 6336-3:1996 的 B 法。

按表 9 计算 Y_x。

表 9 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x

材　料[a]	循环次数	法向模数	尺寸系数 Y_x
St,St(cast),V, GGG(perl.,bai.), GTS(perl.)	$3\times10^6\sim10^{10}$	$m_n\leqslant5$ $5<m_n<30$ $m_n\geqslant30$	$Y_x=1.0$ $Y_x=1.03\sim0.006m_n$ $Y_x=0.85$
Eh,IF(root), NT(nitr.), NV(nitr.), NV(nitrocar.)		$m_n\leqslant5$ $5<m_n<30$ $m_n\geqslant30$	$Y_x=1.0$ $Y_x=1.05\sim0.01m_n$ $Y_x=0.8$
GGG,GGG(ferr.)		$m_n\leqslant5$ $5<m_n<30$ $m_n\geqslant30$	$Y_x=1.0$ $Y_x=1.075\sim0.015m_n$ $Y_x=0.7$
所有材料	静态	—	$Y_x=1.0$

[a] 对所用缩略语说明见表 2。

7.9 弯曲强度计算的最小安全系数 S_{Fmin}

关于安全系数的一般概念见第 4 章；弯曲强度计算的安全系数 S_F，见 7.1.4。如果供需双方没有其他协议，本标准使用以下弯曲强度的最小安全系数 S_{Fmin}：

$$S_{Fmin}=1.2 \qquad (121)$$

附 录 A
（规范性附录）
非常规设计齿轮的特点

A.1 行星齿轮的动载系数 K_v

A.1.1 概述

在齿轮系中，包括多点啮合的齿轮，如惰轮与行星齿轮装置中的行星轮与太阳轮有各种不同的自然频率，这些频率可能高于或低于仅有一个啮合点的单对齿轮副的自然频率。

虽然用本标准的公式确定的 K_v 值可能认为不可靠，但它们可以用于初步的评定。如果可能，建议使用更精确的方法重新评估。

应优先选用 ISO 6336-1:1996 的 A 法分析非常规设计齿轮。为进一步取得资料可参考 ISO 6336-1:1996 的 6.1.1 节。

A.1.2 外齿轮副当量质量的计算

参见 5.6.2。

A.1.3 非常规设计齿轮中共振速度的确定

A.1.3.1 概述

应用 A 法确定非常规设计齿轮中的共振速度，然而，其他方法也可以近似使用。下面是一些例子：

a) 轴齿轮的轴径近似等轮齿中部的直径；

b) 两个刚性联结的同轴齿轮；

c) 两个小齿轮驱动一个大齿轮；

d) 行星齿轮；

e) 惰轮（中间轮）。

A.1.3.2 轴齿轮的轴径近似等轮齿中部的直径

轴齿轮的高扭转刚度在很大程度上由轴的质量来补偿，因此，共振速度可用常规方法，即用小齿轮（轮齿部分）的质量与法向啮合刚度 c_γ 计算。

A.1.3.3 两个刚性联结的同轴齿轮

计入较大齿轮的质量。

A.1.3.4 两个小齿轮驱动一个大齿轮

因大轮的质量一般比小轮的质量大很多，各对啮合可分开考虑，即：

a) 第一个小轮与大轮构成的齿轮副；

b) 第二个小轮与大轮构成的齿轮副。

A.1.3.5 行星齿轮

因为多个传动分支包含了不只是一个啮合刚度，行星齿轮的振动特性非常复杂，用简单公式，例如 B 法计算动载系数通常是不精确的。尽管如此，下面经修改过的 B 法可用于 K_v 的初步估算，估算后应进行仔细的理论或实验分析，或在使用经验的基础上加以验证。也可见本附录的引言部分。

a) 太阳轮和行星轮

确定太阳轮的共振速度 n_{E1} 的诱导质量：

$$m_{red} = \frac{J^*_{pla} J^*_{sun}}{(pJ^*_{pla} r^2_{bsun}) + (J^*_{sun} r^2_{bpla})} \qquad \cdots\cdots (A.1)$$

式中：

J^*_{pla}，J^*_{sun}——分别为太阳轮与一个行星轮单位齿宽的转动惯量，单位为千克·平方毫米每毫米（kg·mm²/mm）；

$r_{bsun}=0.5d_{bsun}$；

$r_{bpla}=0.5d_{bpla}$；

p——计算轮系中行星轮的个数。

由式（A.1）确定的 m_{red} 值，用于计算 N 的公式中（见 5.6.2.2），这里用的啮合刚度 c_γ 近似等于单个行星齿轮的啮合刚度，z_1 用太阳轮的齿数。

关于行星齿轮装置，应该注意式（12）～式（14）（见 5.6.2.3）中的 F_t 等于作用在太阳轮上的总切向力除以行星轮的个数。

b） 行星轮和固定内齿圈

在此情况下，可假定内齿圈的质量为无穷大，因此，诱导质量等于行星轮的当量质量，可由下式确定：

$$m_{red}=\frac{J^*_{pla}}{r^*_{bpla}} \qquad \cdots\cdots(A.2)$$

c） 行星轮和转动内齿圈

这种情况下，内齿圈的当量质量按外齿轮处理。行星轮的诱导质量可按式（A.2）计算。当内齿圈与几个行星轮啮合时，按 A.1.3.4 处理。

A.1.3.6 中间轮

当驱动与被驱动齿轮的尺寸大致相同，中间轮尺寸也大致相同或稍大时，可按下列公式近似值计算：

——诱导质量

$$m_{red}=\frac{2}{\left[\frac{r^2_{b1}}{J^*_1}+\frac{2r^2_{b2}}{J^*_2}+\frac{r^2_{b3}}{J^*_3}\right]} \qquad \cdots\cdots(A.3)$$

——啮合刚度

$$c_\gamma=0.5(c_{\gamma1,2}+c_{\gamma2,3}) \qquad \cdots\cdots(A.4)$$

式中：

J^*_1，J^*_2，J^*_3——分别为小轮、中间轮与大轮单位齿宽的转动惯量，单位为千克·平方毫米每毫米（kg·mm²/mm）；

$c_{\gamma1,2}$——主动轮与中间轮副的啮合刚度；

$c_{\gamma2,3}$——中间轮与从动轮副的啮合刚度（c_γ 的确定见附录 B）。$0.6<N<1.5$ 时，建议进行更精确的分析。

如果中间轮明显大于主动轮和从动轮或主动轮和从动轮明显小于其他两轮时，K_V 按单个啮合副分别计算，即：

——主动轮——中间轮组合；

——中间轮——从动轮组合。

根据以上计算的 m_{red} 值代入式（7），以确定共振速度。

对于未提及的情况，建议进行精确分析。

附 录 B
（规范性附录）
轮齿刚度 c' 和 c_γ

B.1 概述

轮齿刚度表示使一对或几对无偏差啮合的轮齿在 1 mm 齿宽上产生 1 μm 变形量所需的啮合线上的载荷[12)]。

单对齿刚度 c' 是直齿轮副一对轮齿的最大刚度。它大致等于单对齿啮合状态下一对轮齿的最大刚度[13)]。斜齿轮的 c' 是在垂直于一对轮齿的螺旋线方向上的最大刚度。

啮合刚度 c_γ 是啮合中所有轮齿刚度的平均值。

本标准使用的 ISO 6336-1:1996 的 B 法，适用于 $x_1 \geqslant x_2$ 和 $-0.5 \leqslant (x_1+x_2) \leqslant 2$ 的范围。

B.2 单对齿刚度 c'

B.2.1 c' 的计算

对于单位载荷 $F_t K_A/b \geqslant 100\ \mathrm{N/mm^2}$：

$$c' = 0.8 c'_{th} C_R C_B \cos\beta \qquad \text{(B.1)}$$

B.2.2 单对齿刚度的理论值 c'_{th}

$$c'_{th} = \frac{1}{q'} \qquad \text{(B.2)}$$

式中：

$$q' = c_1 + \frac{c_2}{z_{n1}} + \frac{c_3}{z_{n2}} + (c_4 x_1) + \frac{(c_5 x_1)}{z_{n1}} + (c_6 x_2) + \frac{(c_7 x_2)}{z_{n2}} + (c_8 x_1^2) + (c_9 x_2^2) \qquad \text{(B.3)}$$

表 B.1 公式(B.3)中的常数

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9
0.04723	0.15551	0.25791	−0.00635	−0.11654	−0.00193	−0.24188	0.00529	0.00182

B.2.3 轮坯结构系数 C_R

对于由实心的圆盘形轮坯制成的齿轮 $C_R=1$。对于其他的齿轮：

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{S_R/(5m_n)}} \qquad \text{(B.4)}$$

边界条件：

当 $b_s/b<0.2$ 时，取 $b_s/b=0.2$；

当 $b_s/b>1.2$ 时，取 $b_s/b=1.2$。

有关代号见图 B.1。

---

12) 轮齿变形可以用 $F_t(F_m F_{tH})$ 代替 F_{bt} 近似地确定。即采用相关系数将 F_t 转换成 F_{bt}（切于基圆柱的载荷），当存在不确定因素（如测量误差）时也可不转换。

13) 当 $\epsilon_\alpha>1.2$ 时，单对齿啮合区外界点处的 c' 可以假定近似于单对齿刚度的最大值。

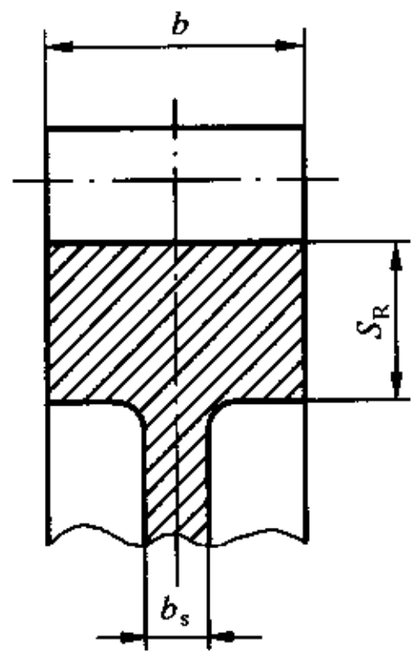


图 B.1 确定 C_R 时的代号

B.2.4 基本齿条系数 C_B

C_B 可按式(B.5)计算：

$$C_B = \left[1 + 0.5\left(1.2 - \frac{h_{fp}}{m_n}\right)\right][1 - 0.02(20° - \alpha_{pn})] \quad \cdots\cdots (B.5)$$

B.2.5 附加的资料

a) 内齿轮：内齿轮的单对齿刚度理论值的近似值可由公式(B.2)，公式(B.3)确定，这时取 z_{n2} 为无穷大。

b) 单位载荷 $(F_t K_A)/b < 100$ N/mm：

$$c' = 0.8 c'_{th} C_R C_B \cos\beta \left[\frac{F_t K_A}{100b}\right]^{0.25} \quad \cdots\cdots (B.6)$$

c) 以上情况是基于钢制齿轮副，对于其他的材料组合，见 ISO 6336-1:1996 第 9 章。

B.2.6 啮合刚度 c_γ

对于 $\varepsilon_\alpha \geqslant 1.2$ 的直齿轮与 $\beta \leqslant 30°$ 的斜齿轮，其啮合刚度：

$$c_\gamma = c'(0.75\varepsilon_\alpha + 0.25) \quad \cdots\cdots (B.7)$$

式中：

c'——根据式(B.1)确定。

附 录 C
（资料性附录）
使用系数 K_A 的推荐值

C.1 使用系数的确定

使用系数最好通过具体应用场合的实际使用经验的分析来确定（见 ISO/TR 10495:1997），当无实践经验可用时，通过仔细的分析研究确定。

使用系数 K_A 用以修正 F_t。K_A 是考虑齿轮啮合外部因素引起的附加到名义载荷上的载荷的影响系数。当不可能全面的系统分析或用合适的累积损伤准则的测量值来确定当量切向载荷时（见 5.2），可使用表 C.1 中的经验性指导值。

C.2 使用系数的近似值

当缺乏使用经验或无详细的分析资料可用时，可使用表 C.1 中的值。使用表 C.1 时注意，在某些使用场合 K_A 的值会比表 C.1 中的值高得多，已使用过的值高达 10。

表 C.1 中的值仅用于在非共振区运行的、载荷相对稳定的传动。如果运行中有非正常重载、电机的起动转矩大、间歇使用或严重的反复冲击负荷，应当核算其静强度和有限寿命下的承载能力（见 ISO 6336-1:1996、ISO 6336-2:1996、ISO 6336-3:1996）。

例子：

a) 透平机械和发电机

若系统中的电流短路，转矩可高达名义转矩的 6 倍。这样的过载可通过安全联轴器保护。

b) 电动机和压缩机

若泵的频率和扭转振动的固有频率相同，会产生相当大的交变应力。

c) 厚板轧机和钢坯轧机

要考虑到初轧转矩可高达轧制转矩的 6 倍。

d) 用同步电机驱动。

启动瞬时（大约 10 个波幅变化的时间），产生的交变转矩可高达名义转矩的 5 倍。但这个危险的交变转矩通常可以通过合适的调节予以完全避免。

由于尖峰转矩的大小取决于质量弹性系统，力的作用时间和安全保护（安全联轴器、电器的非同步转换保护），这里给出的资料和数值通常不能使用。

因此，在重要的场合要认真进行分析。建议达成合适的协议。

在用户的订单中说明的使用系数应考虑作为最小要求值。也可参见第 4 章。

要考虑附加的转动惯量（如飞轮效应产生的转矩）。有时，制动转矩是最大载荷，并影响承载能力计算。

假定使用的材料应有合适的过载能力。当使用的材料的过载能力很小时，应对尖峰载荷时的强度进行校核。

当使用的联轴器有如下特性时——液力偶合器、弹性联轴器和特殊的减振联轴器——K_A 在中等和严重冲击时的取值可以减小。

表 C.1 使用系数 K_A

原动机工作特性	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微冲击	中等冲击	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75
轻微冲击	1.10	1.35	1.60	1.85
中等冲击	1.25	1.50	1.75	2.00
严重冲击	1.50	1.75	2.00	2.25 或更大

表 C.2 原动机工作特性

工作特性	原　动　机
均匀平稳	电动机(如直流电动机)、平稳运行的[a] 蒸汽轮机或燃气轮机(起动力矩很小,起动不频繁)
轻微冲击	蒸汽轮机、燃汽轮机、液压马达或电动机(具有大的、频繁的起动转矩)[b]
中等冲击	多缸内燃机
严重冲击	单缸内燃机

a 可根据振动试验或类似设备确定。

b 见 ISO 6336-2:1996 和 ISO 6336-3:1996 中的寿命系数 Z_{NT}、Y_{ST} 的图。考虑瞬时过载的影响,见 C.2 中的例子。

表 C.3 工业齿轮工作机的特性示例

工作特性	工　作　机
均匀平稳	载荷平稳的发电机,载荷平稳的带式或板式输送机,螺杆输送机,轻型升降机,包装机械,机床进给机械,通风机,轻型离心机,离心泵,用于轻质液体或均匀密度物料的搅拌机、混料机,剪切机,压力机,冲压机[a];立式传动装置和往复移动齿轮装置[b]
轻微冲击	载荷非均匀平稳的带式或板式输送机,机床主传动装置,重型升降机,起重机回转齿轮装置,工业或矿山用风机,重型离心机,离心泵,黏性介质和非均匀密度物料的搅拌机,混料机,多缸活塞泵,给水泵,通用挤压机,压延机,同转窑,轧机,连续的锌带、铅带轧机,线材和棒材轧机[c]
中等冲击	橡胶挤压机,连续工作的橡胶和塑料混料机,轻型球磨机,木工机械(锯片和车床),钢坯轧机[c,d],提升装置,单缸活塞泵
严重冲击	挖掘机(斗轮驱动、斗链驱动、筛分驱动),挖土机,重型球磨机,橡胶压轧机,破碎机(石料、矿石),铸造机械、重型给水泵,钻机,压砖机,卸载机,落砂机,带材冷轧机[c,e],压坯轧,轧碎机

a 额定载荷为最大转矩。

b 额定载荷为最大启动转矩。

c 额定载荷为最大轧制转矩。

d 转矩受限流器限制。

e 带钢的频繁开裂会导致 K_A 上升到 2.0。

附 录 D
（资料性附录）
圆柱齿轮轮齿鼓形修形与齿端修缘量的指导值

D.1 概述

良好设计的鼓形修形和齿端修缘对齿轮齿宽上载荷分布具有有益的影响。设计的零件图应该基于对齿轮的变形与制造偏差的认真考虑。如果变形较大，应将螺旋角修正叠加在鼓形修形与齿端修缘上，但首先应将螺旋线修形设计好。

D.2 鼓形量 C_β

从经验中得出以下非强制性的规则，达到可接受的载荷分布所必需的鼓形量（见图 D.1）按如下确定。

在 10 μm≤C_β≤40 μm，加上制造公差 5～10 μm 的条件下，如果齿轮不修鼓形，b_{cal}/b 值会大于 1，$C_\beta \approx 0.5F_{\beta xcv}$。

为避免齿端过载，取鼓形量为：

$$C_\beta = 0.5(f_{sh} + f_{H\beta}) \qquad \cdots\cdots (D.1)$$

实际应用中当齿轮的结构刚度使得 f_{sh} 可以忽略，或当螺旋线修形使齿宽中部的变形得到补偿时，可按下式计算：

$$C_\beta = 0.5 f_{H\beta} \qquad \cdots\cdots (D.2)$$

在 10 μm≤C_β≤25 μm，加上大约 5～10 μm 的制造公差的条件下，对于高精度高可靠度的高速齿轮来说，以上数值的 60%～70%已经足够。见图 D.1。

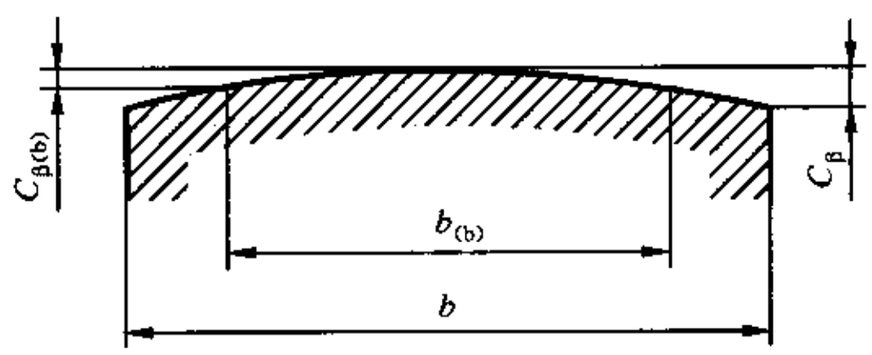


图 D.1 鼓形量 $C_{\beta(b)}$ 与宽度 $b_{(b)}$

D.3 齿端修缘量 $C_{I(II)}$ 和宽度 $b_{I(II)}$

D.3.1 C1 法

本方法是基于对没有齿端修缘的齿轮副，当量啮合齿向误差的设定值与齿轮鼓形量的推荐值。

a） 齿端修缘量（见图 D.2）

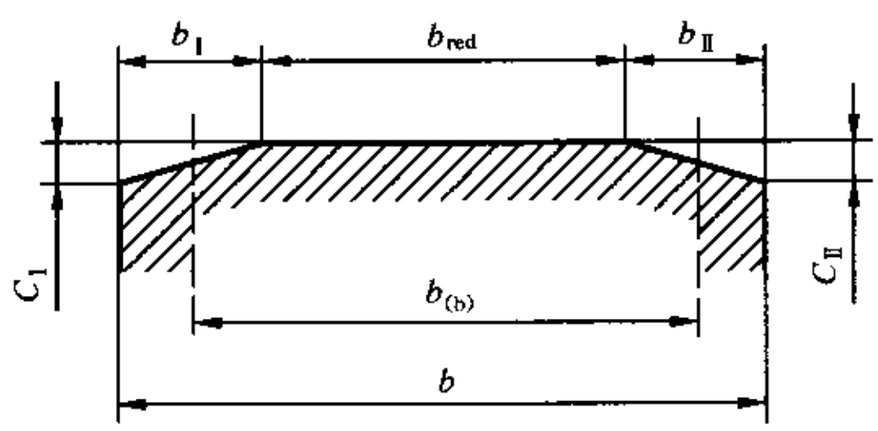


图 D.2 齿端修缘量 $C_{I(II)}$ 与宽度 $b_{I(II)}$

对调质齿轮：$C_{I(II)} \approx F_{\beta xcv}$加上制造公差 5～10 μm。

那么，用 D.2 中对 $F_{\beta xcv}$的分析，$C_{I(II)}$应近似地为：

$$C_{I(II)} = f_{sh} + 1.5 f_{H\beta} \qquad \text{(D.3)}$$

对表面硬化与氮化齿轮：$C_{I(II)} \approx 0.5 F_{\beta xcv}$加上制造公差 5～10 μm。

那么，用 D.2 对 $F_{\beta xcv}$的分析，$C_{I(II)}$应近似地为：

$$C_{I(II)} = 0.5(f_{sh} + 1.5 f_{H\beta}) + 1.5 f_{H\beta} \qquad \text{(D.4)}$$

当齿轮结构刚度使得 f_{sh}可以忽略不计，或当螺旋线修形补偿时，按式(D.2)计算。

对于高精度高可靠度的高切线速度齿轮，$C_{I(II)}$取上述计算值的 60%～70%。

b) 齿端修缘的宽度

当载荷近似恒定和线速度较高时：取 $b_{I(II)}$和(0.1b)或(1.0 m)两者中的较小者。

对于变载荷，线速度为低、中速时：

$$b_{red} = (0.5 \sim 0.7)b \qquad \text{(D.5)}$$

D.3.2 C2 法

本方法基于假定沿齿宽的载荷均匀分布时的齿轮副的变形：

$$\delta_{bth} = F_m / (b c_\gamma) \qquad \text{(D.6)}$$

式中：

$F_m = F_t K_A K_V$

对于高精度高可靠度的高切线速度齿轮，用下列公式计算：

$$C_{I(II)} = (2 \sim 3)\delta_{bth} \qquad \text{(D.7)}$$

$$b_{red} = (0.8 \sim 0.9)b \qquad \text{(D.8)}$$

对于较差精度的类似齿轮：

$$C_{I(II)} = (3 \sim 4)\delta_{bth} \qquad \text{(D.9)}$$

$$b_{red} = (0.7 \sim 0.8)b \qquad \text{(D.10)}$$

文 献 目 录

1. ISO 701:1998, International gear notation—Symbols for geometdcal data.
2. ISO 4288:1998, Geometrical Product Specifications(GPS)—Surface texture: Profile method—Rules and procedures for the assessment of surface texture.
3. ISO 9083:2001, Calculation of load capacity of spur and helical gears—Application to marine gears.