

国外锥齿轮强度计算 参考资料



航空工业部第三〇一研究所

**国外锥齿轮强度
参考资料**

*

航空工业部第三〇
(内部资料 039)

*

1983 年 11 月 定价:

前 言

目前,我国未制定出圆锥齿轮强度计算标准。鉴于这种情况,我们翻译出版了“国外锥齿轮强度计算参考资料”。其中包括《ISO/TC60/WG6 271D~274D》,《AGMA209.XX》,《AGMA219.XX》,及美国格里森工厂出版的《锥齿轮轮齿表面耐久性一点蚀公式》,及《圆锥齿轮轮齿弯曲应力》。

以上标准都系最新标准,对我国从事齿轮研究、设计和制造的广大工程技术人员,具有一定的参考价值。

因我们水平有限、翻译和校对时间仓促,译文一定会有不少缺点和错误,衷心希望大家批评指正。

航空工业部

齿轮强度编制组

1983.7.10

目 录

I	ISO/TC60/WG6 271D~274D	
	非偏置轴锥齿轮承载能力计算基础.....	(1)
I	AGMA 209 · XX	
	弧齿锥齿轮制.....	(56)
II	AGMA 219 · XX	
	计算展成直齿锥齿轮、零度锥齿轮和螺旋锥齿轮	
	轮齿抗点蚀和弯曲强度的 AGMA 标准	(85)
IV	美国格里森齿轮工程标准 SD4033C/76.3/G.W	
	锥齿轮轮齿表面耐久性一点蚀公式.....	(123)
V	美国格里森工厂 SD3103/78.9/G.W	
	圆锥齿轮轮齿弯曲应力.....	(143)

非偏置轴锥齿轮承载能力计算基础

第一部分 引言和一般系数

目 录

- 0 有关标准
- 1 引言
- 2 代号、术语和单位
- 3 圆周力、扭矩、载荷
- 4 动载系数 K_v
- 5 宽度系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 、 $K_{B\beta}$
- 6 端面系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 、 $K_{B\alpha}$
- 7 斜角系数 K_{Br}
- 附录A 几何计算

注 释

标准草案 DOK271~274 在结构上依照 ISO6336/I-IV 进行编制, 内容同样包括四部分:

第一部分: 非偏置轴锥齿轮承载能力计算基础: 引言和一般系数。

第二部分: 非偏置轴锥齿轮承载能力计算基础: 点蚀承载能力计算。

第三部分: 非偏置轴锥齿轮承载能力计算基础: 齿根承载能力计算。

第四部分: 非偏置轴锥齿轮承载能力计算基础: 胶合承载能力计算。

本标准具有完整的计算方法说明, 并包括用于计算过程的主要提示和注释。有关基本相互关系及对承载能力的一般影响的说明, 如果是对锥齿轮和对圆柱齿轮同样适用, 则加以指明并引证 ISO6336/I-IV 草案的有关章节。

对于偏置轴锥齿轮(双曲线齿轮)的承载能力计算, 切齿机制造商对计算方法有部分说明。

如果以当量锥齿轮近似地分析双曲线齿轮¹⁾, 对于点蚀和齿根承载能力, 原则上也可以按本标准进行粗略验算。

由于双曲线齿轮的滚动——滑动比(齿长方向)特殊, 本标准的胶合承载能力计算不能适用于双曲线齿轮¹⁾。

注 1) 进一步的解释见 Niemann/Winter, 机械零件第二卷 Springer 1982 年

第1章 引言

本计算方法符合齿轮承载能力计算的统一原则。

本标准考虑了未来的知识和发展,并且便于经验交流。

本标准包括下列有关疲劳强度¹⁾范畴的承载能力极限的验算方法:

——点蚀(点蚀承载能力)

——弯曲(齿根承载能力)

——胶合(胶合承载能力)

应用本方法时,对每一种使用场合,都要对所有影响因素有一个真实的估计,特别是对许用应力、适度的损伤危险(损伤概率)和相应的安全系数。

1.1 安全系数

必须仔细选择许用损伤概率和安全系数,以保证在有代表性的成本下有必要的运转安全。

此外,所有的影响值选择得越精确,计算安全系数就可以越小,整个结构就越经济。

除了这些观点和点蚀承载能力(第二部分),齿根承载能力(第三部分)或胶合承载能力(第四部分)的特点之外,应在仔细估计下列影响因素之后选定安全系数。

a) 在计算中使用的疲劳强度值适用于一定的损伤概率(在DOK268中的材料数值的损伤概率为1%)。随着安全系数的增大,损伤危险减小,反之亦然。

b) 有些因素在设计阶段是未知的,因此必须按预定的公差估计。这些因素包括制造的尺寸偏差、材料的质量和热处理的偏差。同样,还有轮齿载荷的假定值、传动机构的校准情况、润滑及维护情况。这些都是在实际使用中可靠性可能波动很大的因素。

c) 最小安全系数不得低于以下数据:

点蚀 $S_{Hmin}=1.0$

弯曲 $S_{Fmin}=1.4$

胶合 $S_{Smin}=1.5$

按照计算所依据的假设(例如假定载荷)的可靠性以及对传动安全(损伤情况的后果)的要求,选择比上述最小值大的安全系数。

1.2 总则

在本标准中所提出的影响系数是根据研究结果和传动的实际经验得出的。必须对以下系数加以区分:

a) 由齿轮几何关系或某一协议确定的系数,必须按给定的公式计算。

b) 考虑多种影响并且(或)作为互相独立处理的系数(它们实际上是互相影响,但不能定量计算)。属于这一类的系数有 K_A 、 K_V 、 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 以及影响许用应力的一些系数。

这些系数可按不同的方法确定,在需要时可以通过附加下角标A-E加以识别。

b-A) A法:在这个方法中,对所考察的系统进行精确的测定和(或)广泛的数学分析以及(或)用可靠的传动经验去确定各个系数。因此,必须知道所有的传动数据和载荷数据。

这样确定的系数,在需要时可用下标A加以识别。例如 $K_{H\beta-A}$ 、 K_{V-A} 。

注1) 在耐久强度范畴内的验算可从ISO6336选用相应的计算规程。

此时要明确地说明选定方法和所有计算或试验技术的前提条件及边界条件、影响计算结果方法上的特点。计算方法的精确性和可靠性必须加以论证。例如与另一种齿轮上已确认的方法相比较,确定它是否优越。兹建议,对选定方法的前提条件要和用户取得协议。

通常 A 法很少应用。一方面是所涉及的相互关系虽然已经考虑到,但还没有象 B 法 C 法那样深入研究;另一方面传动数据并不完全清楚或者分析的成本超过 B 法、C 法。

b-B) B 法:用一种对大多数使用情况都有足够精度的方法确定系数。在需要时附加下标 B。例如 K_{V-B} 。

b-C) C 法:对于一些系数采用简化的近似方法确定。为了确定这些系数,要引用一些假设。有时要验证这些假设和传动条件是否相符。需要时附加下标 C。例如 K_{V-C} 。

b-D) D、E 法:某些系数的确定还可以使用更为特殊的方法。这些方法是对一定应用范围有效,或者仅仅在某些前提条件下是可以应用的(例如验收试验)。

这种系数可用附加下标 D 或 E 加以识别。例如 $K_{H\beta-D}$ 或 $K_{H\beta-E}$ 。

注 1: 只有当不使用下标就不明确究竟是选用哪个方法确定的系数时才需使用下标。

有些使用情况中,要从几种近似法计算的系数中选取一个(例如选定有效齿向偏差的计算法)。需要时,对于相应的算法可用一个扩大的下标加以识别。例如 $K_{H\beta-B1}$ 。

注 2: 在有争议的情况下, A 法(它的精确性和可靠性已确认时)的权威性高于 B 法, B 法又高于 C 法,以此类推。

c) 本标准首先适用于计算那些已有图纸等形式表达必要数据的齿轮(验算)。

在初步设计阶段,大多数情况下是仅知道有限的数,某些系数要采用近似值或经验值。

对于某一使用范围或概算,一些系数可假定为 1 或某一常数。这时要检查计算是否偏于安全一侧,或者安全系数是否选得足够充裕。

制造并检验后,就可以进行精确计算。因为已经掌握了通过直接测量确定的数据。在本标准中将说明怎样使用这些数据。

有关计算书的条款应及时地和委托方取得协议。

1.3 适用范围

本标准适用于非偏置轴直齿,斜齿,弧线齿圆锥齿轮。所叙述的关系适用在实际应用中占绝大多数零-或 V-零-齿轮副,适用范围限于当量圆柱齿轮齿廓重合度 $\varepsilon_{va} < 2$ 的圆锥齿轮。双曲线锥齿轮的验算见注释。

1.4 计算基础

圆锥齿轮是以当量圆柱齿轮(Ersatz-Stirnradverzahnung)作近似计算。本标准规定的计算方法,在结构上符合 ISO6336“直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算基础”。

1.5 数字方程的说明

这里所给出的数字方程,要求所有的参数都要和给定的量纲一同代入。

1.6 各系数在计算过程中的次序

系数 K_V 、 $K_{H\beta}$ 或 $K_{B\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 以及 $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}$ 都取决于起主要作用的圆周力。它们在一定程度上是相互影响的,因此必须按下述次序计算:

- 1) K_V 与外加圆周力 $F_{mt} \cdot K_A$ 相乘;
- 2) $K_{H\beta}$ 或 $K_{B\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 与力 $F_{mt} \cdot K_A \cdot K_V$ 相乘;
- 3) $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}$ 与力 $F_{mt} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}$ ① 相乘。

注① 在计算齿根应力时,为了求得 $K_{F\alpha}$,必须引入 $K_{H\beta}$,因为只有 $K_{H\beta}$ 才能以沿齿宽载荷分布状况表达引起变形的基本载荷升高。

第2章 代号、术语和单位

本标准所用的术语是以 ISO701—1976 和 ISO/R31、ISO6336 的代号为基础并作了补充。以后将采用 ISO1328—1975 的代号。

只与某些系数计算有关的代号，在相应的章节中说明。

对于部分地仍然通用的各种单位与国际单位制的换算关系如下(其中第二行为圆整值，在大多数情况下是足够精确的)。

$$1 \text{ 公斤力} = 9.80665 \text{ 牛顿} \quad 1 \text{ 牛顿} = 0.101971 \text{ 公斤力}$$

$$\approx 9.81 \text{ 牛顿} \quad \approx 0.102 \text{ 公斤力}$$

$$1 \text{ 磅力} = 4.44822 \text{ 牛顿} \quad 1 \text{ 牛顿} = 0.224809 \text{ 磅力}$$

$$\approx 4.45 \text{ 牛顿} \quad \approx 0.225 \text{ 磅力}$$

$$1 \text{ 公制马力} = 0.735499 \text{ 瓩} \quad 1 \text{ 瓩} = 1.35962 \text{ 公制马力}$$

$$\approx 0.735 \text{ 瓩} \quad \approx 1.36 \text{ 公制马力}$$

$$1 \text{ 英制马力} = 0.74570 \text{ 瓩} \quad 1 \text{ 瓩} = 1.34102 \text{ 英制马力}$$

$$\approx 0.746 \text{ 瓩} \quad \approx 1.34 \text{ 英制马力}$$

$$1 \text{ 吋} = 25.4 \text{ 毫米} \quad 1 \text{ 毫米} = 0.0394 \text{ 吋}$$

代 号	术 语	单 位
a_y	当量圆柱齿轮的假想中心距	毫米
b	齿宽	毫米
b_{eH}	有关齿面应力的有效齿宽	毫米
b_{eF}	有关齿根应力的有效齿宽	毫米
d_e	外端分圆直径	毫米
d_m	中点分度圆直径	毫米
d_v	当量圆柱齿轮分度圆直径	毫米
d_{vn}	当量圆柱齿轮法面分圆直径	毫米
d_{va}	当量圆柱齿轮顶圆直径	毫米
d_{van}	当量圆柱齿轮法面顶圆直径	毫米
d_{vb}	当量圆柱齿轮根圆直径	毫米
d_{vbn}	当量圆柱齿轮法面根圆直径	毫米
g_a	啮合线长度	毫米
h_{ao}	刀具齿顶高	毫米
h_{am}	齿宽中点齿顶高	毫米
h_{Fa}	计算齿根应力的弯曲力臂(齿顶加载)	毫米
m_{mn}	齿宽中点法面模数	毫米
m_{mt}	齿宽中点端面模数	毫米
$n_{1,2}$	小齿轮、大齿轮转速	1/分; 1/秒
q_s	缺口参数	—
S_{Fn}	计算截面上的齿根弦齿厚	毫米

代 号	术 语	单 位
v	锥齿轮齿数比	—
u	当量圆柱齿轮齿数比	—
v_{mt}	齿宽中点分锥上的圆周速度	米/秒
W_{Bmt}	单位齿宽圆周力(包括胶合计算的超载系数)	牛顿/毫米
Z	圆锥齿轮齿数	—
Z_v	当量圆柱齿轮齿数	—
Z_{vn}	当量圆柱齿轮齿面齿数	—
X_{hm}	齿宽中点高度变位系数	—
X_{sm}	齿宽中点切向变位系数	—
E	弹性模量	牛顿/毫米 ²
F_{mt}	齿宽中点分锥上名义圆周力	牛顿
HB	布氏硬度	—
HV	维氏硬度	—
K_v	动载系数	—
K_A	使用系数	—
K_{Ba}	端面系数(胶合), 用来考虑在几对轮齿上的载荷分配	—
$K_{B\beta}$	宽度系数(胶合), 用来考虑在齿宽上的载荷分布	—
$K_{B\gamma}$	螺旋线载荷分配系数(胶合), 用来考虑在几对齿上的载荷分配。	—
K_{Fa}	端面系数(齿根), 用来考虑在几对轮齿上的载荷分配。	—
$K_{F\beta}$	宽度系数(齿根), 用来考虑沿齿宽的载荷分布	—
K_{Ha}	端面系数(齿面), 用来考虑在几对轮齿上的载荷分配	—
$K_{H\beta}$	宽度系数(齿面), 用来考虑沿齿宽的载荷分布	—
P	名义功率	瓩
R_a	粗糙度算术平均值	微米
R_t	粗糙度高度	微米
R_z	粗糙度平均高	微米
S_F	齿根应力安全系数(抗折断)	—
S_H	齿面压力(赫芝应力)安全系数(抗点蚀)	—
S_S	胶合安全系数(积分温度指标)	—
$T_{1,2}$	小齿轮名义扭矩; 大齿轮名义扭矩	牛顿米
	扭矩	—
$(X_B)_E$	胶合几何系数	—
X_M	闪温系数	牛顿 ^{-$\frac{3}{4}$} ·秒 ^{-$\frac{1}{2}$} 米 ^{-$\frac{1}{2}$}

代 号	术 语	单 位
X_R	粗糙度系数	——
X_W	结构系数	——
Y_{Fa}	齿形系数	——
Y_K	锥齿轮系数(齿根)	——
Y_N	寿命系数(齿根)	——
Y_R	齿面状况系数	——
Y_{Sa}	应力修正系数	——
Y_X	齿根应力计算的尺寸系数	——
Y_β	螺旋角系数(齿根)	——
Y_ε	重合度系数(齿根)	——
$Y_\varepsilon Y_\beta$	分担系数	——
Z_V	速度系数	——
Z_E	弹性系数	$\sqrt{\frac{\text{牛顿}}{\text{毫米}^2}}$
Z_N	寿命系数(齿面压力计算用)	——
Z_R	粗糙度系数(齿面压力计算用)	——
Z_W	齿面硬化系数	——
Z_X	尺寸系数(齿面压力计算用)	——
Z_β	螺旋角系数(齿面)	——
Z_ε	重合度系数(齿面)	——
α_n	法面压力角	度
α_t	端面压力角	度
β_m	齿宽中点分锥螺旋角	度
β_{vb}	当量圆柱齿轮根圆螺旋角	度
δ	分锥角	度
δ_a	顶锥角	——
ε_{Va}	当量圆柱齿轮齿廓重合度	——
ε_{Van}	当量圆柱齿轮法面齿廓重合度	——
$\varepsilon_{V\beta}$	当量圆柱齿轮轴向重合度	——
$\varepsilon_{V\gamma}$	当量圆柱齿轮总重合度	——
ϑ_{fla}	闪温	$^{\circ}\text{C}$
ϑ_{int}	积分温度	$^{\circ}\text{C}$
ϑ_{oil}	油槽或油温度	$^{\circ}\text{C}$
ϑ_M	本体温度	$^{\circ}\text{C}$
ϑ_{sint}	胶合温度	$^{\circ}\text{C}$
$\omega_{1,2}$	小、大齿轮角速度	弧度/秒
ρ_{ao}	刀具齿顶圆角半径	毫米

代 号	术 语	单 位
ρ_{en}	法面节点上的当量曲率半径	毫米
ρ_F	30°切线切点处的齿根曲率半径	毫米
σ_B	抗拉强度	牛顿/毫米 ²
ν_{40}, ν_{50}	润滑油在 40°C, 50°C 时的运动粘度	毫米 ² /秒厘沱
γ	泊桑比	
η_0	100°C 时的动力粘度	毫帕斯卡秒
η_M	在本体温度下的动力粘度	毫帕斯卡秒
σ_F	齿根应力	牛顿/毫米 ²
σ_{FO}	齿根局部应力	牛顿/毫米 ²
σ_{FP}	许用齿根应力	牛顿/毫米 ²
σ_H	齿面压力	牛顿/毫米 ²
σ_{HO}	齿面压力名义值	牛顿/毫米 ²
σ_{HP}	许用齿面压力	牛顿/毫米 ²
Σ	轴交角	度

第 3 章 圆周力, 扭矩, 载荷

3.1 相互关系 按 ISO6336 第一部分第 3 节, 在锥齿轮中, 取齿宽中点分锥上的圆周力进行计算。

$$F_{mt} = \frac{2000 \cdot T_{1,2}}{d_{m1,2}} \quad (3-1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_{mt} \cdot d_{m1,2}}{2000} = \frac{P \cdot 1000}{\omega_{1,2}} = \frac{P \cdot 159.2}{n_{1,2} (1/\text{秒})} = \frac{P \cdot 9549}{n_{1,2} (1/\text{分})} \quad (3-2)$$

$$P = \frac{F_{mt} \cdot V}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2} (1/\text{秒})}{159.2} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2} (1/\text{分})}{9549} \quad (3-3)$$

$$V_{mt} = \frac{d_{m1,2} \cdot \omega_{1,2}}{2000} = \frac{d_{m1,2} \cdot n_{1,2} (1/\text{秒})}{318.3} = \frac{d_{m1,2} \cdot n_{1,2} (1/\text{分})}{19098} \quad (3-4)$$

3.2 名义圆周力, 名义扭矩, 名义载荷

工作机械的名义扭矩是基本的计算值, 它是最重的、而且是在正常的工作条件下的传动扭矩。例如: 最大连续辗压扭矩, 最大传动剪力引起的扭矩。

如果传动马达的名义扭矩和工作机械的要求相符, 也可以由它求得。

3.3 当量圆周力、当量载荷、当量扭矩。

这是在效果上与载荷谱相当的恒定圆周力 $F_{mt\epsilon q}$, 也就是说, 以 $F_{mt\epsilon q}$ 输入齿轮副时, 它的寿命、抗疲劳断裂的安全性都和输入载荷谱时相同。

$$F_{mt\epsilon q} = F_{mt} \cdot K_A; T_{\epsilon q} = T \cdot K_A; P_{\epsilon q} = P \cdot K_A \quad (3-5)$$

最好是以从载荷谱求得(传动强度计算)的 $F_{mt\epsilon q}$ 为基础进行计算。参照 DOK264[14/1], [14/7]和[14/8]。

3.4 使用系数 k_A 的表值

仅在没有可靠的经验数据或许用数据的情况下, 才使用通过传动测定或广泛的系统分

析求得的载荷谱, 否则用按 3.1 和 3.2 求得的名义圆周力 F_{mt} 和使用系数 K_A 一同进行计算。

第 4 章 动载系数 K_V

动载系数 K_V 是考虑由小齿轮和大齿轮振动互相引起内部动载荷的系数。

K_V 定义为齿轮副啮合时出现的最大作用力与相应的外加作用力之比值。

确定动载系数及其主要影响因素的基本准则见 ISO6336 第一部分第 5 节。

下述确定动载系数 K_V 的几种方法, 其精度从 A 法(K_{V-A})到 C 法(K_{V-C})逐次降低。

4.1 代号、术语和单位, 并参照 2

f_F	载荷修正系数	——
f_p	单一齿距误差	微米
$f_{p,eff}$	有效单一齿距误差	
m_{red}	一对锥齿轮副或一对动力当量圆柱齿轮副在啮合线上的诱导质量 (单位齿宽)	公斤/毫米
$m_1; m_2$	锥齿轮或动力当量圆柱齿轮的质量惯性矩除以 $b \cdot d_m^2 \cdot \cos^2 \alpha$	公斤/毫米
n_{E1}	小齿轮的共振转速	1/秒
Y_a	齿距误差跑合量	微米
C	无量纲参数	——
$F_{mt} \cdot K_A / b_{eH}$	已考虑使用系数的单位齿宽圆周力	牛顿/毫米
N	n_{E1} 的比转速	
ρ	密度	公斤/毫米 ³

4.2 A 法——系数 K_{V-A}

这里分两种情况:

a) 最大轮齿载荷(包括内部附加动载荷)是通过测量或广泛的振动分析求得的。这种情况下, K_V 等于 1。

b) 系数 K_V , 即最大轮齿作用力与名义圆周力之比, 是通过广泛分析确定的。

对于 a) 和 b) 都必须掌握影响系统振动的所有数据、所有几何尺寸和载荷数据。

在许多情况下, 由于没有掌握必不可少的数据, 上述那样广泛分析是无法进行的。传动中轮齿的载荷也只有在很少情况下才能测量。因此, 通常选用以下方法之一。

4.3 B 法——系数 K_{V-B}

本方法假设齿轮副可以简化成包括大、小齿轮联合质量的单质点弹簧系统, 弹簧刚度等于相啮合的轮齿啮合刚度。

因此, 在 K_V 中没有包括轴和联接质量的扭转振动引起的载荷。而应把它们计入外加载荷(例如利用使用系数)中。

附加动载荷的大小取决于切齿精度, 即取决于齿形误差和齿距误差。然而, 在锥齿轮上, 齿形误差的确定很困难(因不是渐开线), 没有相应的公差数据。而齿距误差较容易测量并且在 DIN3965 中对该项切齿精度做了规定。对动载系数的确定, 这里采用简化的方法。以单一齿距误差作为表示切齿精度的代表值。

计算 K_{V-B} 所需要的数据:

1. 齿轮副的精度(单一齿距误差);

2. 小、大齿轮的质量惯性矩(尺寸和材料的密度);
3. 轮齿刚度;
4. 传递的圆周力。

4.3.1 转速范围

无量纲比转速

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad (4-1)$$

式中 n_{E1} 为共振转速(见 4.3.2)

借助于比转速 N , 可以将整个转速范围划分为 4 个区域, 即亚临界区、主共振区、超临界区和过渡区(主共振与超临界间)。

由于没有考虑到的刚度(例如轴、轴承和机匣的刚度)的影响, 以及阻尼的影响, 共振转速可能低于或高于(4—1)或(4—2)式所计算的转速。为了安全起见, 共振区定义为

$$0.85 < N \leq 1.15$$

因此, 对 K_v 的计算, 按以下范围。

- a) 亚临界区 $N \leq 0.85$, K_v 按 4.3.3 的公式。
- b) 主共振区 $0.85 < N \leq 1.15$, K_v 按 4.3.4 的公式。
- c) 过渡区 $1.15 < N \leq 1.5$, K_v 按 4.3.6 的公式。
- d) 超临界区 $N > 1.5$, K_v 按 4.3.5 的公式。

有关转速范围的提示见 ISO6336 第一部分 5.3.1。

4.3.2 共振转速

$$n_{E1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi \cdot Z_1} \sqrt{\frac{C_r}{m_{red}}} \quad (4-2)$$

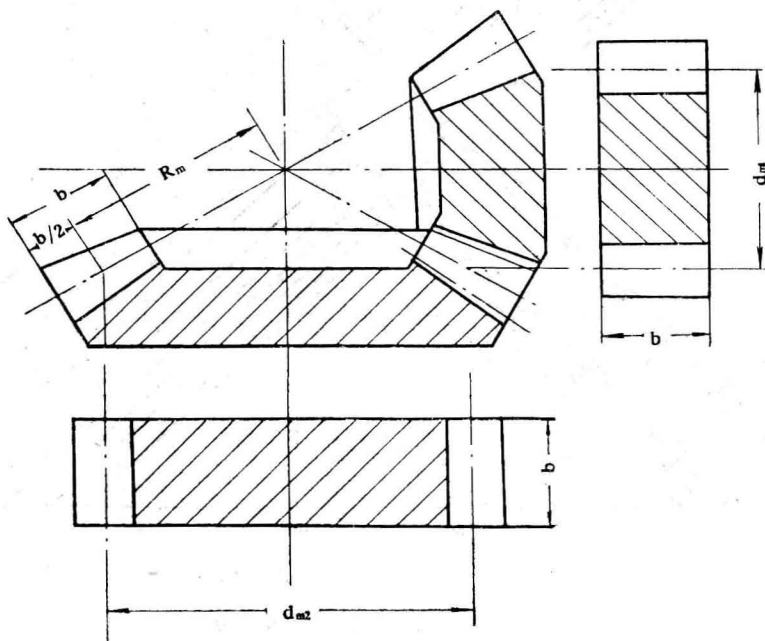


图 4.1 计算动载系数的近似动载当量圆柱齿轮

对于锥齿轮可取 $C_r = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 作为平均值^①。在动力当量圆柱齿轮的啮合线上单位齿宽的诱导质量为：

$$m_{red} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad (4-3)$$

锥齿轮质量惯性矩 m_1 和 m_2 的精确计算是很复杂或者是不可能的(例如在概算阶段)，对常见锥齿轮的轮体结构，可以近似地用当量圆柱齿轮(脚标 $\times$)代替(见图 4.1)。

$$m_{1,2} \approx m_{1\times}, m_{2\times}$$

$$m_{1\times, 2\times} = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_n} \cdot d_{m1,2}^2 \quad (4-4)$$

$$m_{red\times} = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \pi \cdot \frac{d_{m1}^2}{\cos^2 \alpha_n} \cdot \frac{u^2}{1+u^2} \quad (4-5)$$

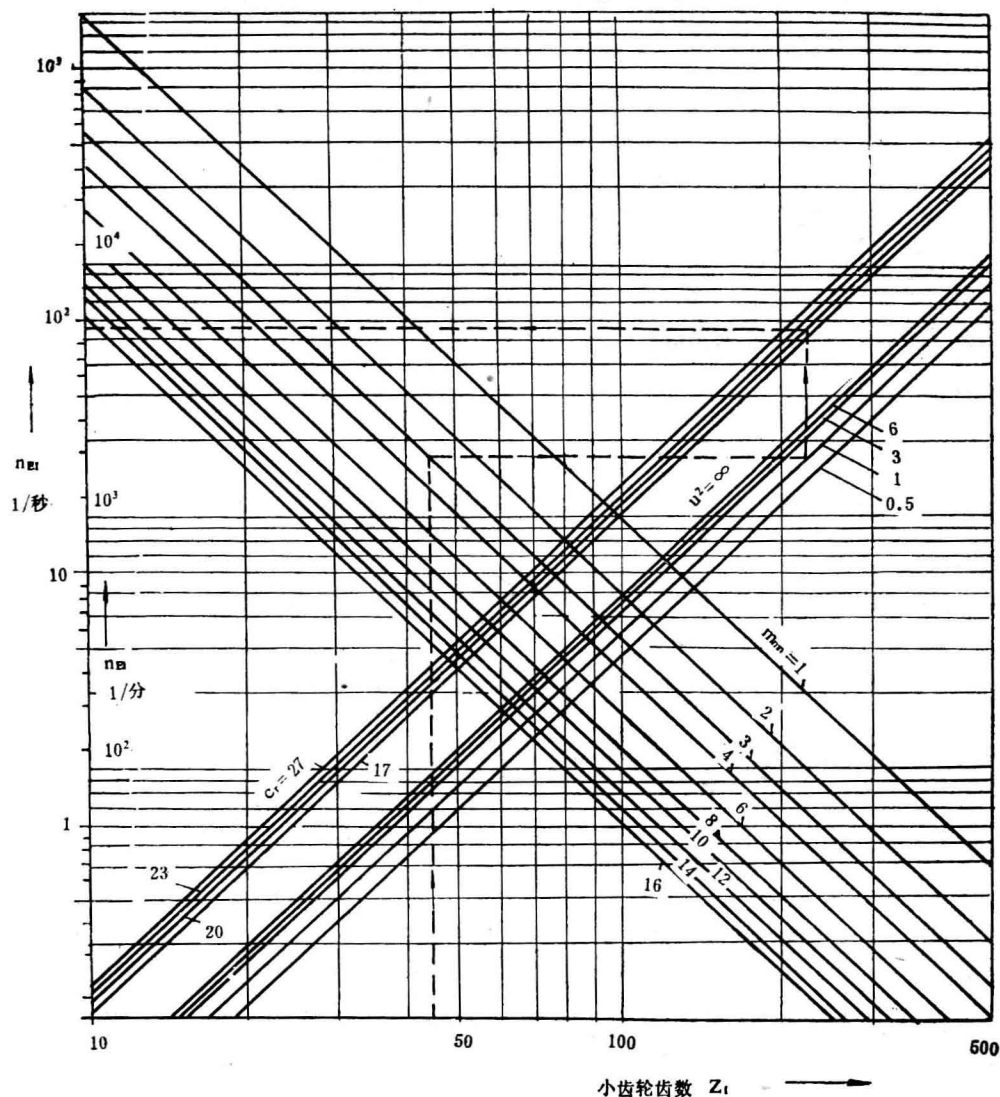


图 4.2 整体小齿轮整体大齿轮副的共振转速 η_{E1} 的图解确定法

注①见 27 页脚注

对于 $\alpha_n = 20^\circ$ 的钢制齿轮 ($\rho = 7.86 \cdot 10^{-6}$ 公斤/毫米³)

$$m_{redx} = 3.50 \cdot 10^{-6} \cdot d_{m1}^2 \cdot \frac{u^2}{1+u^2} \quad (4-6)$$

以 $C_r = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 代入 (4-1) 和 (4-2)

$$N = 4.38 \cdot 10^{-8} \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot d_{m1} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 0.084 \frac{z_1 \cdot v_{mt}}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (4-6a)$$

共振转速值可按图解法从图 4.2 查得。

4.3.3 亚临界区的动载系数 $N \leq 0.85$

(工业传动和汽车传动的常见传动范围)

$$K_v = N \cdot K + 1 \quad (4-7)$$

按 B 法的简化假设则

$$K = \frac{C' \cdot f_{peff}}{K_A \cdot F_{mt}/b_{eH}} \cdot C_{v12} + C_{v3} \quad (4-8)$$

式中:

C' 单齿刚度 (见 ISO6336 第一部分 9 节) 锥齿轮可取 $C' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ ① 作为平均值。

$K_A \cdot F_{mt}/b_{eH}$ 线载荷, 此处 $F_{mt}/b_{eH} \cdot K_A \geq 100 \text{ N}/\text{mm}$, (参看 4.4.1.e);

f_{peff} 有效单个齿距误差, $f_{peff} = f_p - y_p$, 其中 $y_p \approx y_a$, y_a 见 6.4, f_p 见 6.2.2;

C_{v12} , C_{v3} 无量纲参数, 见表 4.1 或表 4.2

表 4.1 公式 (4-8) 到 (4-10) 中的影响系数 $C_{v1} \sim C_{v7}$ ②

总重合度 ε_{vr}		C_{v12} ③	C_{v3} ②	C_{v36} ③	C_{v7}	C_{v4} ②
直 齿	≤ 1.6	0.66	0.23	0.94	0.75	0.90
	1.8				0.80	
	2.0				0.87	
	2.2	0.64	0.15	0.73	0.95	0.61
斜 齿	2.5	0.60	0.10	0.63	1.0	0.42
	3.0	0.55	0.07	0.57		0.27
	4.5	0.48	0.03	0.51		0.11

注① 给定值 $C' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 和 $C_r = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 优先使用于直齿轮, 在斜齿圆柱齿轮上的研究中得知, 刚度随着倾斜角的增大而降低。另一方面, 斜齿或弧线齿锥齿轮之轮齿以螺旋形绕在锥形基体上则导致刚度增大。在目前的认识状况下, 可以采用直齿轮的刚度。

② 对于 2/3 全载荷与精度 6 级或 6 级以上的修形齿, 以 $C_{v3}/3$ 代替 C_{v3} , 以 $C_{v4}/3$ 代替 C_{v4}

③ 系数 C_v 按 ISO6336, 此处 $C_{v12} = C_{v1} + C_{v2}$ $C_{v36} = C_{v5} + C_{v6}$ 。

表4.2 $C_{v1} \sim C_{v7}$ 的计算式

	$1 < \varepsilon_{vy} \leq 2$	$\varepsilon_{vy} > 2$	
C_{v1}	0.32	0.32	
C_{v2}	0.34	$0.57/(\varepsilon_{vy}-0.3)$	
$C_{v3}^{①}$	0.23	$0.096/(\varepsilon_{vy}-1.56)$	
$C_{v4}^{①}$	0.90	$(0.57-0.05\varepsilon_{vy})/(\varepsilon_{vy}-1.44)$	
C_{v5}	0.47	0.47	
C_{v6}	0.47	$0.12/(\varepsilon_{vy}-1.74)$	
	$1 < \varepsilon_{vy} \leq 1.5$	$1.5 < \varepsilon_{vy} \leq 2.5$	$\varepsilon_{vy} > 2.5$
C_{v7}	0.75	$0.125 \sin \left[\frac{\pi}{1.12} (\varepsilon_{vy}-1.96) \right] + 0.875$	1.0

4.3.4 主共振区的动载系数 $0.85 < N \leq 1.15$

在一般情况下, 应避开这个范围。按 B 法的简化假设:

$$K_V = \frac{f_{peff} \cdot C'}{K_A \cdot F_{mt}/b_{eH}} \cdot C_{v12} + C_{v4} + 1 \quad (4-9)$$

式中:

f_{peff} 有效单个齿距误差, 见 4.3.3

C' 单齿刚度, 见 4.3.3;

C_{v12}, C_{v4} 无量纲参数, 见表 4.1 或表 4.2;

$K_A \cdot F_{mt}/b_{eH}$ 线载荷, 此处 $K_A \cdot F_{mt}/b_{eH} \geq 100 \text{N/mm}$, 参看 4.4.1e。

4.3.5 超临界区的动载系数, $N > 1.5$

在这个范围工作的有涡轮机传动和其他高速传动。

$$K_V = \frac{f_{peff} \cdot C'}{K_A \cdot F_{mt}/b_{eH}} \cdot C_{v56} + C_{v7} \quad (4-10)$$

式中:

f_{peff} 有效单个齿距误差, 见 4.3.3;

$K_A \cdot F_{mt}/b_{eH}$ 线载荷, 此处 $K_A \cdot F_{mt}/b_{eH} \geq 100 \text{N/mm}$, 见 4.4.1e

C' 单齿刚度, 见 4.3.3;

C_{v56}, C_{v7} 无量纲参数, 见表 4.1 或表 4.2。

4.3.6 过渡区的动载系数 $1.15 < N \leq 1.5$

在这个范围内, 动载系数可以从 $N=1.15$ 的 K_V 和 $N=1.5$ 的 K_V 按线性规律求得。

按 4.3.4 和 4.3.5 计算相应的 K_V , 代入下式:

$$K_V = K_{V(N=1.5)} + \frac{K_{V(N=1)} - K_{V(N=1.5)}}{0.35} \cdot (1.5 - N) \quad (4-11)$$

4.4 C 法——系数 K_{V-C}

这是在亚临界转速区采用的图解法。对于工业传动机构一般都是足够精确的。

注① 见 28 页

计算所必需的数据：锥齿轮齿数，圆周速度和按 DIN3965 的切齿精度。

4.4.1 前题条件、假设

a) 亚临界区

$$(V_{mt} \cdot Z_1 / 100) \cdot \sqrt{u^2 / (1 + u^2)} \leq 10 \text{ 米/秒}$$

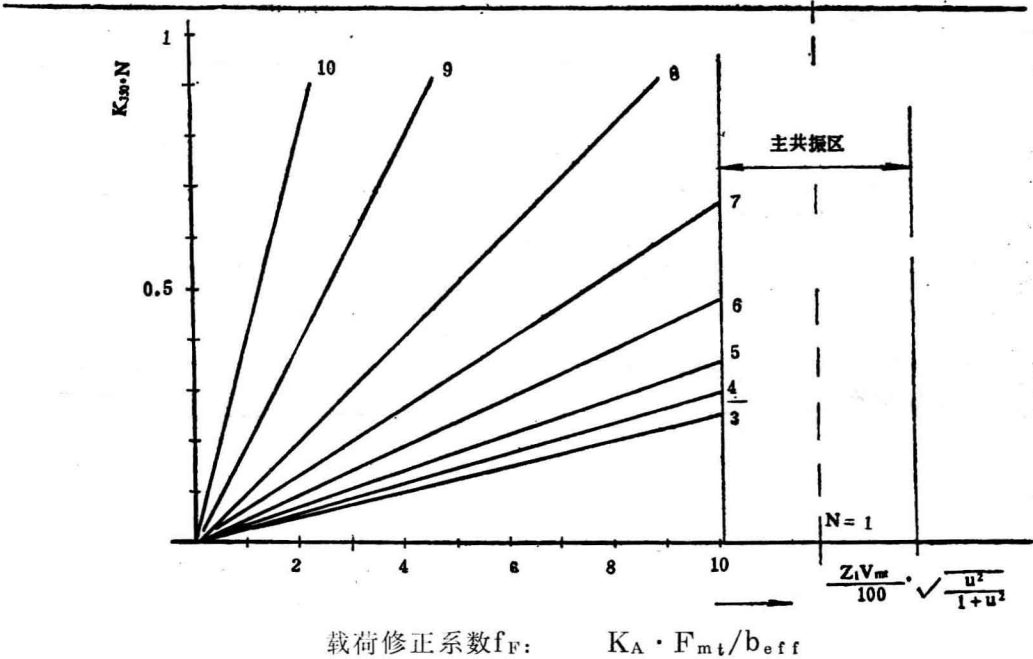
b) 钢制齿轮，并且是重的齿轮体。如果是轻的齿轮体，则按本方法计算的结果偏于安全(齿轮体的轻重影响到齿轮质量和轮体刚度)。

c) 压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 。(压力角影响轮齿刚度)

d) 轮齿刚度平均值取 $C' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$, $C_r = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 。

e) 最小线载荷 $K_A \cdot F_{mt} / b_{eH} \geq 100 \text{ N/mm}$ 。(因为载荷降低，轮齿刚度也下降)

f) 齿形误差 f_f 等于单个齿距误差 f_p (和 B 法相同)。



		载荷修正系数 f_F : $K_A \cdot F_{mt} / b_{eff}$						
		≤ 100	200	350	500	800	1200	2000
精度等级 (按DIN3965)	3	1.64	1.19	1	0.92	0.85	0.82	0.79
	4	1.85	1.25	1	0.89	0.81	0.76	0.72
	5	2.15	1.34	1	0.86	0.74	0.67	0.62
	6	2.51	1.46	1	0.82	0.67	0.58	0.51
	7	2.75	1.52	1	0.78	0.60	0.50	0.41
	8	3.02	1.60	1	0.76	0.54	0.43	0.33
	9	3.25	1.68	1	0.73	0.49	0.36	0.26
	10	3.36	1.71	1	0.72	0.47	0.33	0.22

图 4.3 直齿锥齿轮的动载系数