

中华人民共和国国家标准

GB/T 3480—1997
eqv ISO 6336-1~6336-3:1996

渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

Calculation methods of load capacity
for involute cylindrical gears

1997-12-30发布

1998-07-01实施

国家技术监督局发布

目 次

前言	III
1 范围	1
2 引用标准	1
3 概述	1
3.1 可靠性与安全系数	1
3.2 主要代号	2
3.3 系数的分类和计算顺序	5
4 基本计算公式	6
4.1 齿面接触强度核算	6
4.2 轮齿弯曲强度核算	7
5 名义切向力 F_t	9
6 修正载荷的系数和轮齿刚度	9
6.1 使用系数 K_A	9
6.2 动载系数 K_v	10
6.3 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$	16
6.4 齿间载荷分配系数 K_{Ha}, K_{Fa}	26
6.5 轮齿刚度 c', c_γ	29
7 修正计算应力的系数	31
7.1 计算接触应力的系数	31
7.2 计算弯曲应力的系数	37
8 轮齿疲劳强度及其修正系数	55
8.1 试验齿轮的疲劳极限 $\sigma_{H\lim}, \sigma_{F\lim}$	55
8.2 寿命系数 Z_{NT}, Y_{NT}	56
8.3 润滑油膜影响系数 Z_L, Z_v, Z_R	68
8.4 齿面工作硬化系数 Z_w	71
8.5 尺寸系数 Z_x, Y_x	72
8.6 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel } T}$	73
8.7 相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$	75
9 轮齿静强度核算	76
9.1 适用范围	76
9.2 载荷及其修正系数	76
9.3 静强度核算公式	76
附录 A(标准的附录) 最小安全系数参考值	78
附录 B(提示的附录) 在变动载荷下工作的齿轮强度核算	78
附录 C(提示的附录) 轮缘系数 Y_B	80

前　　言

本标准等效采用国际标准 ISO 6336-1~6336-3:1996《(渐开线)圆柱直齿轮和斜齿轮承载能力计算》,用以代替 1983 年发布的国家标准 GB 3480—83。

和 GB 3480—83 相比,本标准主要在下列几个方面作了修改:

a) 强调弯曲强度的重要性并在附录 A 给出了较大的最小弯曲强度安全系数参考值,同时对最小接触强度安全系数给出了参考的取值范围,并在附录 B 给出了在变动载荷下工作的齿轮强度核算方法,在附录 C 中给出了薄轮缘齿轮弯曲应力计算的参考方法;

b) 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ 仍采用 ISO 方法,但对个别系数经分析后作了订正,并对 GB 3480—83 中的非对称布置和悬臂支承布置的简化公式作局部改进,撤销了 9 级精度的简化公式;

c) 在材料接触及弯曲疲劳极限一节中用 MX, ME, MQ, ML 四条取值线代替 GB 3480—83 的方框图,并根据十年来国产材料试验结果强调了选取材料弯曲疲劳极限时应注意事项;

d) 在编写格式上明确地将系数分成“修正载荷”、“修正计算应力”和“修正许用应力”三大部分,将 GB 3480—83 中的第 3 章内容分解为四章,同时把静强度核算单列成章。

对于一些个别系数、数据、公式和图表,按 ISO 6336:1996 也作了相应修改。先前本标准在送审和报批两稿中已对 ISO 6336:1993 版本中一些明显的不妥之处作出相应订正。后又按 1996 年 6 月颁布的 ISO 6336:1996 正式标准版本校订,结果证明了所作订正的正确性。

本标准首次发布于 1983 年,修订后本标准自 1998 年 7 月 1 日起实施,同时代替 GB 3480—83。

本标准附录 A 是标准的附录;附录 B 和附录 C 是提示的附录。

本标准由中华人民共和国机械工业部提出。

本标准由全国齿轮标准化技术委员会归口。

本标准由机械工业部郑州机械研究所负责起草,哈尔滨工业大学、东北大学、北京科技大学、中国矿业大学北京研究生部、东方汽轮机厂、南京高速齿轮箱厂和福州市能源利用研究所参加起草。

本标准主要起草人:唐定国、鄂中凯、朱孝禄、刘忠明、李钊刚、袁和相、池叔航、高红梅、陈湛闻、孟惠荣、张元国、陈良玉、卢霞。

中华人民共和国国家标准

渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法 Calculation methods of load capacity for involute cylindrical gears

GB/T 3480—1997
eqv ISO 6336-1~6336-3:1996

代替 GB 3480—83

1 范围

本标准适用于钢、铸铁制造的，基本齿廓符合 GB 1356—87 的内、外啮合直齿、斜齿和人字齿（双斜齿）圆柱齿轮传动。基本齿廓与 GB 1356—87 相类似，但个别齿形参数值略有差异的齿轮，亦可参照本标准计算其承载能力。

本标准包括齿面接触强度和轮齿弯曲强度两种校核计算方法。

本标准规定相对应的齿轮精度标准为 GB 10095—88。对于采用其他精度标准的齿轮，当采用本标准的简化方法计算有关载荷系数时，应折算成规定标准的相应精度等级。

本标准是各部门和行业制定齿轮承载能力计算标准和规范的基础。

2 引用标准

下列标准所包含的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准都会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 1356—87 渐开线圆柱齿轮 基本齿廓

GB/T 3374—92 齿轮基本术语

GB 8539—87 齿轮材料热处理质量检验的一般规定

GB 10095—88 渐开线圆柱齿轮精度

3 概述

3.1 可靠性与安全系数

不同的使用场合对齿轮有不同的可靠度要求。齿轮工作的可靠性要求是根据其重要程度、工作要求和维修难易等方面的因素综合考虑决定的。一般可分为下述几类情况：

a) 低可靠度要求 齿轮设计寿命不长，对可靠度要求不高的易于更换的不重要齿轮，或齿轮设计寿命虽不短，但对可靠性要求不高。这类齿轮可靠度可取为 90%。

b) 一般可靠度要求 通用齿轮和多数的工业应用齿轮，其设计寿命和可靠性均有一定要求。这类齿轮工作可靠度一般不大于 99%。

c) 较高可靠度要求 要求长期连续运转和较长的维修间隔，或设计寿命虽不很长但可靠性要求较高的高参数齿轮，一旦失效可能造成较严重的经济损失或安全事故，其可靠度要求高达 99.9%。

d) 高可靠度要求 特殊工作条件下要求可靠度很高的齿轮，其可靠度要求甚至高达 99.99% 以上。

目前，可靠性理论虽已开始用于一些机械设计，且已表明只用强度安全系数并不能完全反映可靠性水平，但是在齿轮设计中将各参数作为随机变量处理尚缺乏足够数据。所以，本标准仍将设计参数作为确定值处理，仍然用强度安全系数或许用应力作为判据，而通过选取适当的安全系数来近似控制传动装

置的工作可靠度要求。考虑到计算结果和实际情况有一定偏差,为保证所要求的可靠性,必须使计算允许的承载能力有必要的安全裕量。显然,所取的原始数据越准确,计算方法越精确,计算结果与实际情况偏差就越小,所需的安全裕量就可以越小,经济性和可靠性就更加统一。

具体选择安全系数时,需注意以下几点:

- 本标准所推荐的齿轮材料疲劳极限(见 8.1)是在失效概率为 1% 时得到的。可靠度要求高时,安全系数应取大些;反之,则可取小些。
- 一般情况下弯曲安全系数应大于接触安全系数,同时断齿比点蚀的后果更为严重,也要求弯曲强度的安全裕量应大于接触强度安全裕量。
- 不同的设计方法推荐的最小安全系数不尽相同,设计者应根据实际使用经验或适合的资料选定。如无可用资料时,可参考附录 A(标准的附录)选取。
- 对特定工作条件下可靠度要求较高的齿轮安全系数取值,设计者应作详细分析,并且通常应由设计制造部门与用户商定。

3.2 主要代号

本标准的主要代号及其意义和单位见表 1。

表 1 主要代号

代号	意义	单位
a	中心距,标准齿轮及高度变位齿轮的中心距	mm
a'	角度变位齿轮的中心距	mm
b	齿宽	mm
b_{cal}	计算齿宽	mm
C	节点;系数	
C_a	齿顶修缘量	μm
C_{ay}	由跑合产生的齿顶修缘量	μm
c_t	轮齿单位齿宽总刚度平均值(啮合刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
c'	一对轮齿的单位齿宽的最大刚度(单对齿刚度)	$\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
d	直径	mm
d_1, d_2	小轮、大轮的分度圆直径	mm
d_{a1}, d_{a2}	小轮、大轮的齿顶圆直径	mm
d_{b1}, d_{b2}	小轮、大轮的基圆直径	mm
d_{f1}, d_{f2}	小轮、大轮的齿根圆直径	mm
E	弹性模量(杨氏模量)	N/mm^2
e	辅助量	
F_{bn}	法面内基圆周上的名义切向力	N
F_{bt}	端面内基圆周上的名义切向力	N
F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N
F_p	齿向公差	μm
F_{px}	初始啮合齿向误差	μm
F_{py}	跑合后的啮合齿向误差	μm
f_t	齿形公差	μm
f_{pb}	基节极限偏差	μm
G	切变模量	N/mm^2

表 1(续)

代号	意 义	单 位
HB	布氏硬度	
HRC	洛氏硬度	
HV1	$F=9.8\text{ N}$ 时的维氏硬度	
HV10	$F=98.1\text{ N}$ 时的维氏硬度	
h	齿高	mm
h_{Fa}	载荷作用于齿顶时的弯曲力臂	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_a	齿顶高	mm
h_{ap}, h_{fp}	刀具基本齿廓齿顶高和齿根高	mm
K_A	使用系数	
K_{Fa}	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	
K_{Fb}	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	
K_{Ha}	接触强度计算的齿间载荷分配系数	
K_{Hb}	接触强度计算的齿向载荷分布系数	
K_v	动载系数	
L	长度	mm
M	弯矩	N·m
m	模数;当量质量	mm;kg/mm
m_n	法向模数	mm
m_{red}	诱导质量	kg/mm
m_t	端面模数	mm
K	临界转速比;指数	
N_L	应力循环次数	
n_1, n_2	小轮、大轮的转速	r/min
n_{E1}	小轮的临界转速	r/min
P	功率	kW
P_{bn}	法向基节	mm
P_{bt}	端面基节	mm
q	辅助系数	
	单位齿宽柔度	$\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$
q_s	齿根圆角参数	
R_s	轮廓表面算术平均偏差	μm
R_z	表面微观不平度 10 点高度	μm
r	半径,分度圆半径	mm
S_F	弯曲强度的计算安全系数	
$S_{F min}$	弯曲强度的最小安全系数	
S_H	接触强度的计算安全系数	
$S_{H min}$	接触强度的最小安全系数	
s	齿厚;尺寸	mm
s_{Fn}	危险截面上的齿厚	mm
T_1, T_2	小轮、大轮的名义转矩	N·m
u	齿数比 $u=z_2/z_1>1$	

表 1(续)

代号	意义	单位
v	线速度、分度圆圆周速度	m/s
w_m	单位齿宽平均载荷	N/mm
w_{max}	单位齿宽最大载荷	N/mm
x_1, x_2	小轮、大轮的法向变位系数	
Y_F	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿形系数	
Y_{Fa}	载荷作用于齿顶时的齿形系数	
Y_{NT}	弯曲强度计算的寿命系数	
$Y_{R\text{ rel } T}$	相对齿根表面状况系数	
Y_S	载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数	
Y_{Ss}	载荷作用于齿顶时的应力修正系数	
Y_{ST}	试验齿轮的应力修正系数	
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	
$Y_{\delta \text{ rel } T}$	相对齿根圆角敏感系数	
Y_ϵ	弯曲强度计算的重合度系数	
y_a	齿廓跑合量	μm
y_β	齿向跑合量	μm
Z_B, Z_D	小轮、大轮单对齿啮合系数	
Z_E	弹性系数	$\sqrt{\text{N/mm}^2}$
Z_H	节点区域系数	
Z_L	润滑剂系数	
Z_{NT}	接触强度计算的寿命系数	
Z_R	粗糙度系数	
Z_v	速度系数	
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	
z_1, z_2	小轮、大轮的齿数	
z_n	斜齿轮的当量齿数	
α_{Fan}	齿顶法向载荷作用角	°, rad
α_{Fat}	齿顶端面载荷作用角	°, rad
α_{Fen}	单对齿啮合区外界点处法向载荷作用角	°, rad
α_{Fet}	单对齿啮合区外界点处端面载荷作用角	°, rad
α_{sn}	齿顶法向压力角	°, rad
α_{at}	齿顶端面压力角	°, rad
α_{en}	单对齿啮合区外界点处的法向压力角	°, rad
α_{et}	单对齿啮合区外界点处的端面压力角	°, rad
α_n	法向分度圆压力角	°, rad
α_t	端面分度圆压力角	°, rad
α'_t	端面分度圆啮合角	°, rad

表 1(完)

代号	意 义	单 位
β	分度圆螺旋角	°, rad
β_b	基圆螺旋角	°, rad
β_c	单对齿啮合区外界点处螺旋角	°, rad
γ	辅助角	°, rad
ϵ_a	端面重合度	
ϵ_β	纵向重合度	
ϵ_γ	总重合度	
$\Theta_{1,2}$	小轮、大轮的转动惯量	kg · mm ²
ν	润滑油运动粘度 泊桑比	mm ² /s (cSt)
ρ	密度	kg/mm ³
ρ_{fp}	基本齿条齿根过渡圆角半径	mm
ρ_f	危险截面处齿根圆角半径	mm
σ_b	抗拉伸强度	N/mm ²
σ_F	计算齿根应力	N/mm ²
σ_{F0}	计算齿根应力基本值	N/mm ²
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm ²
$\sigma_{F\lim}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm ²
σ_H	计算接触应力	N/mm ²
σ_{H0}	计算接触应力基本值	N/mm ²
σ_{HP}	许用接触应力	N/mm ²
$\sigma_{H\lim}$	试验齿轮的接触疲劳极限	N/mm ²

3.3 系数的分类和计算顺序

本标准中涉及的影响系数就其对象来说有修正载荷、修正计算应力和修正许用应力三大部分。这些系数可分为两类：

a) 由几何关系或常规方法确定的系数,如修正计算应力的系数。这些系数按标准提供的公式计算确定。

b) 受多种因素影响但被独立处理的系数。这些因素虽然在一定程度上是相关的,但目前尚难作精确的定量计算。例如,修正载荷的系数 $K_A, K_v, K_{H\beta}(K_{F\beta}), K_{Ha}(K_{Fa})$ 以及修正许用应力的诸系数。

对于修正载荷的诸系数,最理想的方法是通过精密实测或对传动系统作全面的力学分析得到,也可从大量的现场经验确定。这时,应对所采用方法的精确度和可靠性加以论证,并要明确其前提条件。

当由于技术或经济上的原因使上述方法难以实现时,可选取本标准提供的两种方法(即一般方法和简化方法)之一来确定 $K_v, K_{H\beta}(K_{F\beta})$ 和 $K_{Ha}(K_{Fa})$ 。简化方法主要用于总体方案设计和非重要齿轮的核算。在对计算结果有争议时,以一般方法为准。对于要求计算精确度较高的齿轮,各系数应优先采用一般方法或更精确的其他方法计算。

各修正载荷的系数与其相应的端面内分度圆上切向力有关,需按以下顺序计算:

- 用 $F_t K_A$ 求 K_v ;
- 用 $F_t K_A K_v$ 求 $K_{H\beta}(K_{F\beta})$;
- 用 $F_t K_A K_v K_{H\beta}$ 求 $K_{Ha}(K_{Fa})$;

对于修正许用应力的诸系数,本标准对每个系数的诸影响因素均按独立变量处理;在取值上除个别某些系数(如三个润滑油膜影响系数 Z_L, Z_v, Z_R)外,均只提供一个公式或经验数据。

4 基本计算公式

4.1 齿面接触强度核算

本标准把赫兹应力作为齿面接触应力的计算基础，并用来评价接触强度。赫兹应力是齿面间应力的主要指标，但不是产生点蚀的唯一原因。例如在应力计算中未考虑滑动的大小和方向、摩擦系数及润滑状态等，这些都会影响齿面的实际接触应力。

齿面接触强度核算时，取节点和单对齿啮合区内界点的接触应力中的较大值，小轮和大轮的许用接触应力 σ_{HP} 要分别计算。下列公式适用于端面重合度 $\epsilon_a < 2.5$ 的齿轮副。

在任何啮合瞬间，大、小齿轮的接触应力总是相等的。分析计算表明，齿面最大接触应力一般出现在小轮单对齿啮合区内界点 B、节点 C 及大轮单对齿啮合区内界点 D 这三个特征点之一处上 (B, C, D 三点可参见图 12)。实际使用和实验均表明，由于上述除赫兹应力外的其他因素影响，产生点蚀的危险的实际接触应力通常出现在 C, D 点或其间(对大齿轮)，或在 C, B 点或其间(对小齿轮)^{1]}。式(5)是基于节点区域系数 Z_H 计算得节点 C 处接触应力基本值 σ_{H0} ，当单对齿啮合区内界点处的应力超过节点处的应力时，即 Z_B 或 Z_D 大于 1.0 时，在确定大、小齿轮计算应力 σ_H 时应乘以 Z_D, Z_B 予以修正；当 Z_B 或 Z_D 不大于 1.0 时，取其值为 1.0。

对于斜齿轮，当纵向重合度 $\epsilon_\beta \geq 1$ 时，一般地节点接触应力较大；当纵向重合度 $\epsilon_\beta < 1$ 时，接触应力由与斜齿轮齿数相同的直齿轮的 σ_H 和 $\epsilon_\beta = 1$ 的斜齿轮的 σ_H 按 ϵ_β 作线性插值确定。

4.1.1 强度条件

大、小轮在节点和单对齿啮合区内界点处的计算接触应力中的较大值 σ_H ，均应不大于其相应的许用接触应力 σ_{HP} ，即：

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

或接触强度的计算安全系数 S_H 均应不小于其相应的最小安全系数 $S_{H\min}$ ，即

$$S_H \geq S_{H\min} \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

上述两式中： σ_H ——齿轮的计算接触应力，N/mm²，见 4.1.2；

σ_{HP} ——齿轮的许用接触应力，N/mm²，见 4.1.3；

S_H ——接触强度的计算安全系数，见 4.1.4；

$S_{H\min}$ ——接触强度的最小安全系数，见 3.1 及附录 A。

4.1.2 计算接触应力 σ_H

小轮和大轮的计算接触应力 σ_{H1}, σ_{H2} 分别按下述两式确定：

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{Ha}} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{Ha}} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

上述两式中： K_A ——使用系数，见 6.1；

K_v ——动载系数，见 6.2；

$K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数，见 6.3；

K_{Ha} ——接触强度计算的齿间载荷分配系数，见 6.4；

Z_B, Z_D ——小轮及大轮单对齿啮合系数，见 7.1.5；

σ_{H0} ——节点处计算接触应力的基本值，N/mm²，用下式计算：

采用说明：

1] 这段订正回避了 ISO 6336 的处理中可能出现大、小轮的最大接触应力不相等的问题。

4.2.1 强度条件

计算齿根应力 σ_F 应不大于许用齿根应力 σ_{FP} , 即:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

或弯曲强度的计算安全系数 S_F 应不小于弯曲强度的最小安全系数 $S_{F\min}$, 即

$$S_F \geq S_{F\min} \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

上述两式中: σ_F ——齿轮的计算齿根应力, N/mm², 见 4.2.2;

σ_{FP} ——齿轮的许用齿根应力, N/mm², 见 4.2.3;

S_F ——弯曲强度的计算安全系数, 见 4.2.4;

$S_{F\min}$ ——弯曲强度的最小安全系数, 见 3.1 及附录 A。

4.2.2 计算齿根应力 σ_F

计算齿根应力 σ_F 由下式确定:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{Fa} \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

式中: K_A, K_v ——见 4.1.2 说明;

$K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数, 见 6.3.4;

K_{Fa} ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数, 见 6.4;

σ_{F0} ——齿根应力的基本值, N/mm², 对于大、小齿轮应分别确定。

本标准提供下列两种确定齿根应力基本值 σ_{F0} 的计算方法。对于计算精确度要求较高的齿轮, 应优先采用方法一。在对计算结果有争议时, 以方法一为准。

a) 方法一: 本法是以载荷作用于单对齿啮合区外界点为基础进行计算的¹⁾。齿根应力基本值可按下式确定:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

式中: F_t ——端面内分度圆上的名义切向力, N;

b ——工作齿宽(齿根圆处), mm。若大、小齿轮宽度不同时, 最多把窄齿轮的齿宽加上一个模数作为宽齿轮的工作齿宽; 对于双斜齿或人字齿轮 $b=b_B \times 2$, b_B 为单个斜齿轮宽度; 轮齿如有齿端修薄或鼓形修整, b 应取比实际齿宽较小的值;

m_n ——法向模数, mm;

Y_F ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的齿形系数, 见 7.2.1;

Y_S ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力修正系数, 见 7.2.2;

Y_β ——螺旋角系数, 见 7.2.4。

b) 方法二: 本法是以载荷作用于齿顶为基础进行计算的, 仅适用于 $\epsilon_a < 2$ 的齿轮传动。齿根应力基本值可按下式确定:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_t Y_\beta \quad \dots \dots \dots \quad (13)$$

式中: Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时的齿形系数, 见 7.2.1;

Y_{Sa} ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数, 见 7.2.2;

Y_t ——弯曲强度计算的重合度系数, 见 7.2.3。

F_t, b, m_n 和 Y_β 的意义同式(12)的说明。

4.2.3 许用齿根应力 σ_{FP}

1) 对于 $2 \leq \epsilon_a < 3$ 的高精度齿轮亦可用式(12)计算, 不过此时应以双对齿啮合区外界点作为载荷作用点。结果偏安全。

大、小齿轮的许用齿根应力要分别确定。在采用以试验齿轮的强度为依据所得到的数据时，其许用齿根应力可按下式确定²⁾：

$$\sigma_{\text{FG}} = \sigma_{\text{F}} \lim Y_{\text{ST}} Y_{\text{NT}} Y_{\text{s rel T}} Y_{\text{R rel T}} Y_{\text{x}} \dots \dots \dots \quad (15)$$

式中: σ_{FG} —计算齿轮的弯曲极限应力,N/mm²;

$\sigma_{F\lim}$ —— 试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限, N/mm², 见 8.1.3;

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数,如用本标准所给 $\sigma_{E\lim}$ 值计算时,取

Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数, 见 8.2.2;

$S_{F_{\min}}$ ——弯曲强度的最小安全系数,见 3.1 及附录 A;

$Y_{\delta_{rel,T}}$ ——相对齿根圆角敏感系数,见 8.6;

$Y_{R\text{ rel T}}$ —相对齿根表面状况系数, 见 8.7;

Y_1 —弯曲强度计算的尺寸系数,见 8.5.2。

4.2.4 弯曲强度的计算安全系数 S_e

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_E} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}}{\sigma_{E_0}} \frac{Y_{\delta\text{ rel T}} Y_{R\text{ rel T}} Y_x}{K_A K_u K_{E_0} K_{E_0}} \quad \dots \quad (17)$$

式中符号的说明见 4.2.2 及 4.2.3。大小齿轮的安全系数应分别计算。不同使用场合对安全系数的考虑参见 3.1, σ_{FG} 和 σ_E 计算分别按式(15)和式(11)。

5 名义切向力 F_t

一般齿轮传动的名义切向力由齿轮传递的名义功率或转矩确定。名义切向力作用于端面内并切于分度圆，可按下式计算：

式中: F_t —名义切向力, N;

d —齿轮分度圆直径,mm;

T ——名义转矩,N·m。

当传递的名义功率 P 以 kW 计时,

当传递的名义功率 P 以 PS 计时,

n ——齿轮转速, r/min。

在变动载荷下工作的齿轮载荷、应力及其强度安全系数的核算,当缺乏更精确和更可靠的方法及数据可用时,可参考附录 B 进行核算。

6 修正载荷的系数和轮齿刚度

6.1 使用系数 K_A

使用系数 K_A 是考虑由于齿轮啮合外部因素引起附加动载荷影响的系数。这种外部附加动载荷取

2) 许用齿根应力也可用实际齿轮负荷运转或带缺口试样或光滑试样的试验结果来确定,其方法可参考ISO 6336:1996。

决于原动机和从动机的特性、轴和联轴器系统的质量和刚度以及运行状态。

如有可能,使用系数应通过精密测量或对传动系统的全面分析来确定。当上述方法不能实现时,可参考表 2 查取,但需注意以下几点:

a) 表 2 主要适用于在非共振区运行的工业齿轮和高速齿轮,采用表荐值时至少应取最小弯曲强度安全系数^{3]} $S_{F\min}=1.25$ 。

b) 某些应用场合的使用系数 K_A 值可能远高于表 2 中示值(甚至高达 10),选用时应认真并尽可能全面地分析工况和联接结构。如在运行中存在非正常的重载、大的起动转矩、重复的中等或严重冲击,应当核算其有限寿命下承载能力和静强度。

表 2 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	2.0
严重冲击	1.50	1.75	2.0	2.25 或更大

注

1 对于增速传动,根据经验建议取上表值的 1.1 倍。

2 当外部机械与齿轮装置之间挠性联接时,通常 K_A 值可适当减小。

6.2 动载系数 K_v

动载系数 K_v 是考虑齿轮制造精度、运转速度对轮齿内部附加动载荷影响的系数,定义为:

$$K_v = \frac{\text{传递的切向载荷} + \text{内部附加动载荷}}{\text{传递的切向载荷}}$$

影响动载系数的主要因素有:

- a) 由基节和齿形误差产生的传动误差;
- b) 节线速度;
- c) 转动件的惯量和刚度;
- d) 轮齿载荷;
- e) 轮齿啮合刚度在啮合循环中的变化。

其他的影响因素还有:跑合效果、润滑油特性、轴承及箱体支承刚度以及动平衡精度等。

如能通过实测或对所有影响因素作全面的动力学分析来确定包括内部动载荷在内的最大切向载荷,则可取 K_v 等于 1;但此时需对所采用方法的精度和可靠性加以论证,并明确给出前提条件。

在上述的要求难以实现时,可用本标准提供的下述方法之一计算动载系数。该方法的力学模型为:将大、小齿轮的质量转化到啮合线上,并由弹簧联结所形成的弹性振动系统。弹簧的刚度即为轮齿啮合刚度。啮合中的阻尼取为一个名义平均值,忽略滞后现象和轴承、联轴器等附加阻尼因素。也忽略了轴、轴承和箱体变形的影响。由于未考虑上述各种附加阻尼,除在主共振区外,按本法求得的 K_v 值通常比实际的略大一些。

6.2.1 一般方法

确定 K_v 的计算式列于 6.2.1.2 中,为了使用这些公式,需首先确定临界转速比 N 。

6.2.1.1 临界转速比 N

采用说明:

3] ISO 6336:1996 规定安全系数 $S_{\min}=1.25$,此处根据前后文意义订正为弯曲强度安全系数 $S_{F\min}=1.25$ 。

简化了的齿轮啮合振动模型存在一个临界转速 n_{E1} 。小齿轮的运行转速 n_1 与临界转速 n_{E1} 的比值 N 称为临界转速比，即

临界转速 n_{E1} 可按式(22)计算

$$n_{EI} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_T}{m_{rod}}} \dots \dots \dots \quad (22)$$

式中: n_{E1} —小齿轮临界转速,r/min;

z_1 ——小齿轮齿数;

c_7 —轮齿啮合刚度,N/(mm·μm),见 6.5.2;

m_{red} ——诱导质量, kg/mm₀

其中 m_1, m_2 分别表示小轮及大轮转化到啮合线上的单位齿宽当量质量, kg/mm。

式中: b —齿宽, mm, 这里应取各自的实际尺寸;

r_{b1}, r_{b2} —小轮及大轮基圆半径,mm;

Θ_1, Θ_2 ——小轮及大轮的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ 。

对一般外啮合传动,齿轮副的诱导质量可近似按下式计算:

$$m_{\text{red}} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{\text{m1}}}{d_{\text{b1}}} \right)^2 \frac{d_{\text{m1}}^2}{\frac{1}{(1-q_1^4)\rho_1} + \frac{1}{(1-q_2^4)\rho_2 u^2}} \quad \dots \dots \dots \quad (26)$$

式中： ρ ——材料密度， kg/mm^3 ；

d_b ——基圆直径,mm;

d_m ——平均直径, mm, $d_m = \frac{1}{2}(d_s + d_f)$;

$$q = \frac{D_i}{d_m} \text{ (对整体结构的齿轮, } q=0\text{);}$$

D_i ——轮缘内腔直径,mm。

式(26)各代号的脚标 1,2 分别表示小轮和大轮。

上述各直径的含义参见图 1。

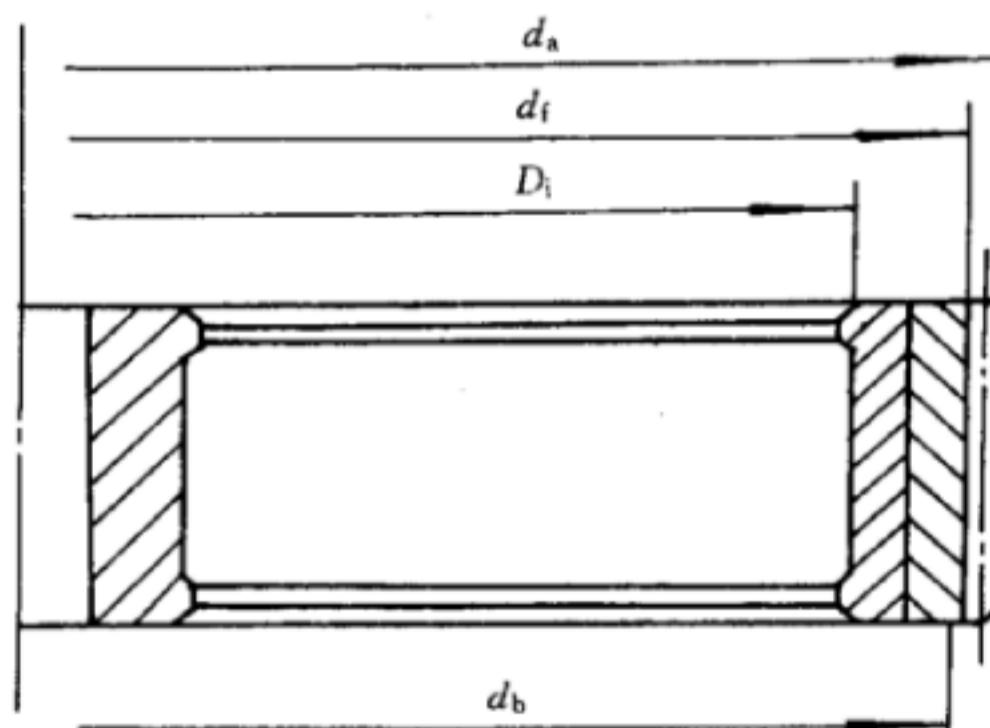


图 1 齿轮各直径

对于行星传动和其他较特殊的齿轮，如小齿轮的平均直径接近其轴径，两刚性联接的同轴齿轮，两个小轮驱动一个大轮等，其诱导质量可分别按表 3 或表 4 的公式近似计算。

表 3 行星传动齿轮的诱导质量 m_{red}

齿轮组合	m_{red} 计算公式或提示	备注
太阳轮 (S) 行星轮 (P)	$m_{red} = \frac{m_p m_s}{n_p m_p + m_s} \quad (27)$	n_p ——轮系的行星轮数； m_s, m_p ——太阳轮、行星轮的当量质量，可用式(24)及(25)计算
行星轮 (P) 固定内齿圈	$m_{red} = m_p = \frac{\pi}{8} \frac{d_{mp}^4}{d_{bp}^2} (1 - q_p^4) \rho_p \quad (28)$	把内齿圈质量视为无穷大处理。 ρ_p ——行星轮材料密度； d_m, d_b, q 定义及计算参见式(26)说明及图 1
行星轮 (P) 转动内齿圈	m_{red} 按式(26)计算，有若干个行星轮时可按单个行星轮分别计算	内齿圈的当量质量可当作外齿轮处理

表 4 较特殊结构型式的齿轮的诱导质量 m_{red}

齿轮结构型式		计算公式或提示	备注
1	小轮的平均直径与轴颈相近	采用一般的计算公式，见式(26)。 因为结构引起的小轮当量质量增大和扭转刚度增大(使实际啮合刚度 c_γ 增大)对计算临界转速 n_{E1} 的影响大体上相互抵消	
2	两刚性联接的同轴齿轮	较大的齿轮质量必须计人，而较小的齿轮质量可以略去	若两个齿轮直径无显著差别时，一起计人
3	两个小轮驱动一个大轮	可分别按小轮 1-大轮 小轮 2-大轮 两个独立齿轮副分别计算	此时的大轮质量总是比小轮质量大得多
4	中间轮	$m_{red} = \frac{2}{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{2}{m_2} + \frac{1}{m_3} \right)} \quad (29)$ 等效刚度 $c_\gamma = \frac{1}{2} (c_{\gamma 1-2} + c_{\gamma 2-3}) \quad (30)$	m_1, m_2, m_3 为主动轮、中间轮、从动轮的当量质量； $c_{\gamma 1-2}$ ——主动轮、中间轮啮合刚度； $c_{\gamma 2-3}$ ——中间轮、从动轮啮合刚度

6.2.1.2 K_v 的计算式

临界转速比 N 对齿轮装置的动载系数有着极其重要的影响， $N=1$ 时，运行转速 n 等于临界转速，此时 K_v 达最大值。在不同的 N 值区间，即不同的运行转速区间，啮合振动对 K_v 的影响是不同的。考虑到振动模型的简化和次要影响因素的忽略而带来的计算结果与实际情况的偏差，将运行转速 N 值划分为 4 个区间，其相应的 K_v 计算公式见表 5。

表 5 运行转速区间及其动载系数 K_v 的计算公式

运行转速区间	临界转速比 N	对运行的齿轮装置的要求	K_v 计算公式	备注
亚临界区	$N \leq N_s$	多数通用齿轮在此区工作	$K_v = NK + 1 = N(C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_k) + 1 \quad (31)$	在 $N=1/2$ 或 $2/3$ 时可能出现共振现象, K_v 大大超过计算值, 直齿轮尤甚。此时应修改设计。在 $N=1/4$ 或 $1/5$ 时共振影响很小
主共振区	$N_s < N \leq 1.15$	一般精度不高的齿轮(尤其是未修缘的直齿轮)不宜在此区运行。 $\epsilon_r > 2$ 的高精度斜齿轮可在此区工作	$K_v = C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v4}B_k + 1 \quad (32)$	在此区内 K_v 受阻尼影响极大, 实际动载与按式(32)计算所得值相差可达 40%, 尤其是对未修缘的直齿轮
过渡区	$1.15 < N < 1.5$		$K_v = K_{v(N=1.5)} + \frac{K_{v(N=1.15)} - K_{v(N=1.5)}}{0.35} (1.5 - N) \quad (33)$	$K_{v(N=1.5)}$ 按式(34)计算。 $K_{v(N=1.15)}$ 按式(32)计算
超临界区	$N \geq 1.5$	绝大多数透平齿轮及其他高速齿轮在此区工作	$K_v = C_{v5}B_p + C_{v6}B_f + C_{v7} \quad (34)$	1. 可能在 $N=2$ 或 3 时出现共振, 但影响不大。 2. 当轴齿轮系统的横向振动固有频率与运行的啮合频率接近或相等时, 实际动载与按式(34)计算所得值可相差 100%, 应避免此情况

注

1 表中各式均将每一齿轮副按单级传动处理, 略去多级传动的其他各级的影响。非刚性联结的同轴齿轮, 可以这样简化, 否则应按表 4 中第二类型情况处理。

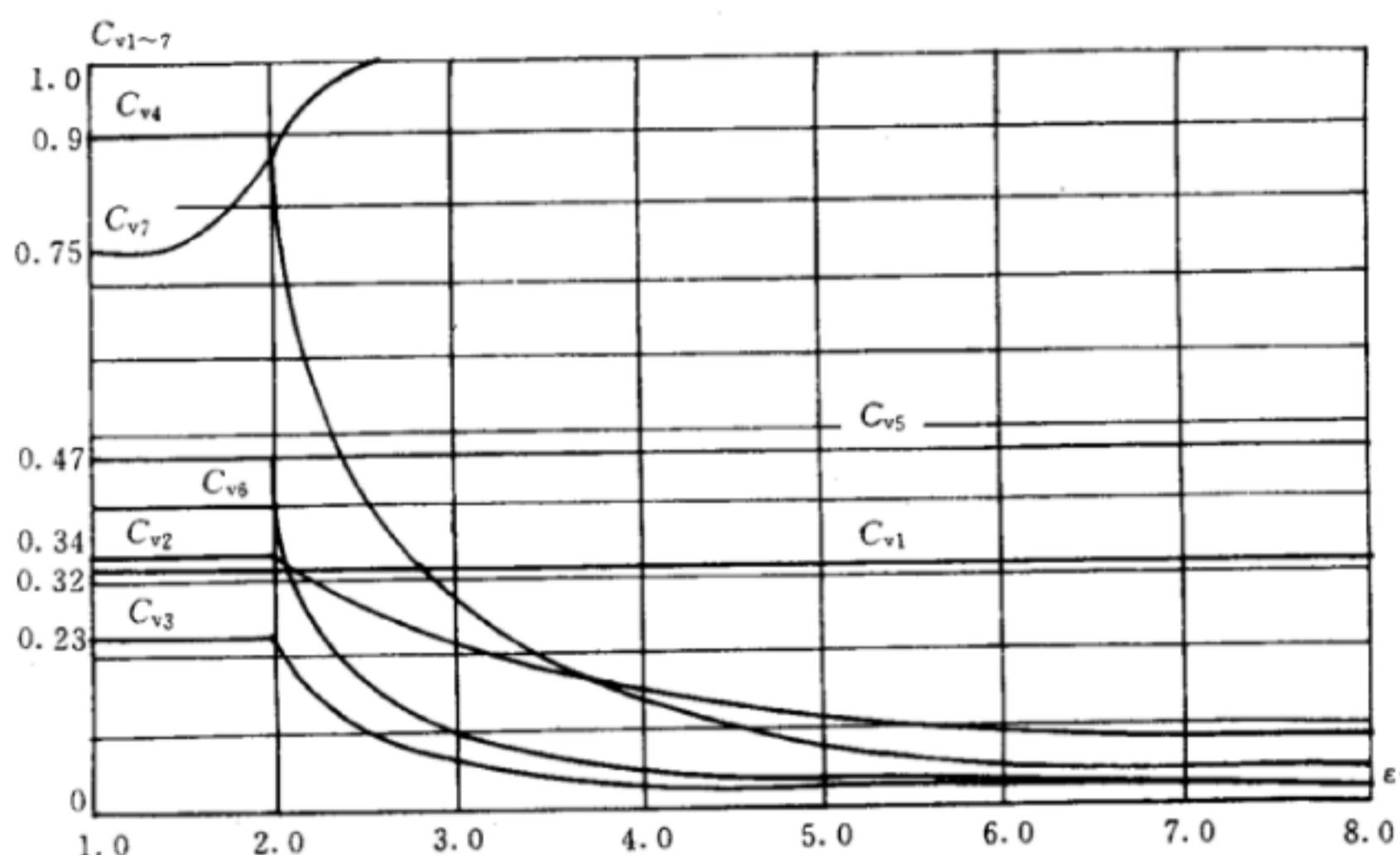
2 亚临界区中当 $(F_t K_A)/b < 100 \text{ N/mm}$ 时, $N_s = 0.5 + 0.35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{100b}}$; 其他情况时 $N_s = 0.85$ 。

表 5 各式中:
 C_{v1} —— 考虑齿距偏差的影响系数;
 C_{v2} —— 考虑齿形误差的影响系数;
 C_{v3} —— 考虑啮合刚度周期变化的影响系数;
 C_{v4} —— 考虑啮合刚度周期性变化引起齿轮副扭转共振的影响系数;
 C_{v5} —— 在超临界区内考虑齿距偏差的影响系数;
 C_{v6} —— 在超临界区内考虑齿形误差的影响系数;
 C_{v7} —— 考虑因啮合刚度的变动, 在恒速运行时与轮齿弯曲变形产生的分力有关的系数。

上述 C_{v1}, \dots, C_{v7} 的值可按表 6 中相应公式计算或由图 2 查取。

表 6 C_v 系数值

总重合度 系数代号	$1 < \epsilon_r \leq 2$	$\epsilon_r > 2$	
C_{v1}	0.32	0.32	(35)
C_{v2}	0.34	$\frac{0.57}{\epsilon_r - 0.3}$	(36)
C_{v3}	0.23	$\frac{0.096}{\epsilon_r - 1.56}$	(37)
C_{v4}	0.90	$\frac{0.57 - 0.05\epsilon_r}{\epsilon_r - 1.44}$	(38)
C_{v5}	0.47	0.47	(39)
C_{v6}	0.47	$\frac{0.12}{\epsilon_r - 1.74}$	(40)
总重合度 系数代号	$1 < \epsilon_r \leq 1.5$	$1.5 < \epsilon_r \leq 2.5$	$\epsilon_r > 2.5$
C_{v7}	0.75	$0.125 \sin[\pi(\epsilon_r - 2)] + 0.875$ (41)	1.0

图 2 系数 C_{v1}, \dots, C_{v7} 的数值(相应公式见表 6)

B_p, B_t, B_k ——分别考虑齿距偏差、齿形偏差和轮齿修缘对动载荷影响的无量纲参数。

$$B_p = \frac{c' f_{pb\text{eff}}}{F_t K_A} \quad (42)$$

$$B_t = \frac{c' f_{t\text{eff}}}{F_t K_A} \quad (43)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{F_t K_A} \right| \quad (\text{对于齿轮精度低于 5 级者, 应取 } B_k = 1) \quad (44)$$

式中: F_t, K_A ——定义同前;

b ——一对齿轮的较小齿宽, mm;

c' ——单对齿刚度, $N/(mm \cdot \mu m)$, 见 6.5;

C_a ——设计修缘量, μm , 沿齿廓法线方向计量。对无修缘齿轮, 可用由跑合产生的齿顶磨合量 C_{ay} (μm) 值代替。 C_{ay} 可按下述公式计算。

当大、小轮材料相同时:

$$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{97} - 18.45 \right)^2 + 1.5 \quad (45)$$

当大、小轮材料不同时:

$$C_{ay} = 0.5(C_{ay1} + C_{ay2}) \quad (46)$$

C_{ay1}, C_{ay2} 分别按式(45)计算。

$f_{pb\text{eff}}, f_{f\text{eff}}$ ——分别为有效基节偏差和有效齿形公差, μm , 与相应的跑合量 Y_p, Y_f 有关。

$$f_{pb\text{eff}} = f_{pb} - y_p \quad (47)$$

$$f_{f\text{eff}} = f_f - y_f \quad (48)$$

如无 y_p, y_f 的可靠数据, 可近似取

$$y_p = y_f = y_a$$

y_a 可按 6.4.3 中表 17 的公式计算。

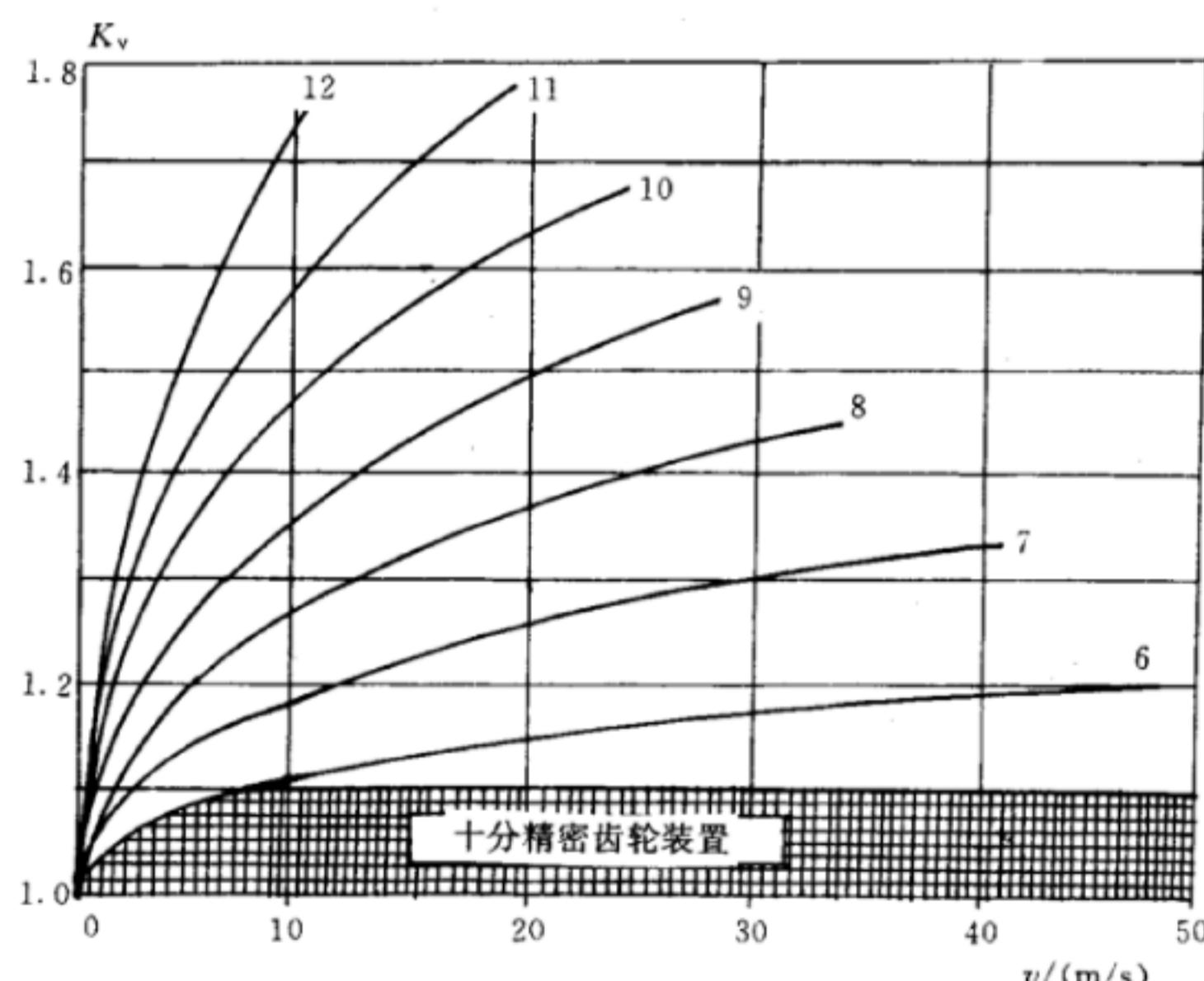
f_{pb}, f_f 通常按大齿轮查取相应的基节极限偏差和齿形公差。

6.2.2 简化方法

K_v 的简化法基于经验数据, 主要考虑齿轮制造精度和节线速度的影响。根据经验, 在图 3 所示的曲线范围内没有考虑共振区的影响。本方法尤其适用于缺乏详细资料的初步设计阶段时 K_v 的取值。

6.2.2.1 高精度齿轮

传动精度系数 $C \leq 5$ 的高精度齿轮, 在良好的安装和对中精度以及合适的润滑条件下, K_v 值可按图 3 取为 1.0~1.1。 C 值根据 6.2.2.2 的条件按式(53)计算。



注: 6~12 为齿轮传动精度系数

图 3 动载系数 K_v

6.2.2.2 其他齿轮

其他齿轮在符合下述条件时, K_v 值可按图 3 查取或由式(50)计算。适用的条件是:

- a) 法向模数 $m_n = 1.25 \sim 50$ mm;

- b) 齿数 $z=6 \sim 1200$ (当 $m_n > 8.33 \text{ mm}$ 时,用 $\frac{10000}{m_n}$ 取代 1200);
 - c) 传动精度系数 $C=6 \sim 12$, C 的计算见式(53);
 - d) 齿轮节线速度 v 不超过 v_{\max}

$$v_{\max} = \frac{[A + (14 - C)]^2}{200} \quad \dots \dots \dots \quad (49)$$

A 与 C 的计算分别见式(51)和式(53)

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v}} \right)^{-B} \quad \dots \dots \dots \quad (50)$$

式中：

$$A = 50 + 56(1,0 - B) \dots \dots \dots \quad (51)$$

$$B=0.25(C-5.0)^{0.667} \quad \dots \quad (52)$$

$$C = -0.5048 \ln(z) - 1.144 \ln(m_n) + 2.852 \ln(f_{pt}) + 3.32 \dots \dots \dots \quad (53)$$

式(53)计算的 C 值应作圆整, $C=6\sim12$;

z ——大、小轮中计算得 C 值大者的齿数；

m_n ——法向模数的值；

f_{pt} ——大、小轮中最大的单个齿距偏差的值。

6.3 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$

6.3.1 K_{Hg} 的定义及影响因素

齿向载荷分布系数 K_{bp} 是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对齿面接触应力影响的系数,其定义为:

$$K_{\text{H}\beta} = \frac{w_{\text{max}}}{w_m} = \frac{(F/b)_{\text{max}}}{F_m/b} \quad \dots \dots \dots \quad (54)$$

式中： w_{\max} —— 单位齿宽最大载荷，N/mm；

w_m ——单位齿宽平均载荷,N/mm;

F_m ——分度圆上平均计算切向力,N; $F_m = F_t K_A K_v$ 。

$$w_m = \frac{F_t K_A K_v}{b} = \frac{F_m}{b} \quad \dots \dots \dots \quad (55)$$

式中： b ——齿宽，mm；对人字齿轮或双斜齿轮，应取两个斜齿轮宽度之和。

影响齿向载荷分布的主要因素有：

- a) 齿轮副的接触精度(GB 10095—88 第Ⅲ公差组精度),它主要取决于齿轮加工误差、箱体镗孔偏差、轴承的间隙和误差、大小轮轴的平行度、跑合情况等;
 - b) 轮齿啮合刚度、齿轮的尺寸结构及支承型式及轮缘、轴、箱体及机座的刚度;
 - c) 轮齿、轴、轴承的变形,热膨胀和热变形(这对高速宽齿轮尤其重要);
 - d) 切向、轴向载荷及轴上的附加载荷(例如带或链传动);
 - e) 设计中有无元件变形补偿措施(例如齿向修形)。

由于影响因素众多,确切的载荷分布系数应通过实际的精密测量和全面分析已知的各影响因素的量值综合确定。这时,要论证应用方法的精确度和可靠性,并明确其前提条件。这种方法特别适用于调质小齿轮宽径比 $b/d > 1.5$ 或硬齿面小齿轮 $b/d > 1.2$ 的重要齿轮装置的校核计算。

各影响因素引起轮齿沿齿宽的综合变形、位移和制造误差的合成量称初始啮合齿向误差(跑合前轮齿啮合齿向误差)以 F_{ax} 表示。它是决定齿向载荷分布系数的重要依据。在通过实测或综合的精确计算得到初始啮合齿向误差 F_{ax} 时, 可按式(56)至式(60)求得齿向载荷分布系数 K_{ap} 值。

当按上述方法得到的啮合齿向误差由齿向修形补偿的高精度齿轮副，在给定的运行条件下，其齿向载荷接近均匀分布， $K_{H\theta}$ 接近于 1。

在无法按上述方法确定 K_{Hg} 时, 可按本标准提供的下述两种方法——一般方法或简化方法近似计

算齿向载荷分布系数。

6.3.2 $K_{H\beta}$ 计算的一般方法

$K_{H\beta}$ 计算的一般方法适用条件列于 6.3.2.1, 计算公式按 6.3.2.2。对于符合 6.3.2.7 中条件的一些典型结构齿轮装置, 如单对齿轮、轧机齿轮、简单行星齿轮, 其 $K_{H\beta}$ 可按 6.3.2.7 所列公式计算。

6.3.2.1 基本假定和适用范围

- a) 沿齿宽将轮齿视为具有啮合刚度 c_γ 的弹性体, 载荷和变形都呈线性分布(参见图 4);
- b) 轴齿轮的扭转变形按载荷沿齿宽均匀计算, 弯曲变形按载荷集中作用于齿宽中点计算, 没有其他额外的附加载荷;
- c) 箱体、轴承、大齿轮及其轴的刚度足够大, 其变形可忽略;
- d) 等直径轴或阶梯轴, d_{sh} 为与实际轴产生同样弯曲变形量的当量轴径;
- e) 轴和小齿轮的材料都为钢; 小齿轮轴可以是实心轴或空心轴(其内径应 $< 0.5d_{sh}$), 齿轮的结构支撑形式见图 5, 偏心距 $s/l \leq 0.3$ 。

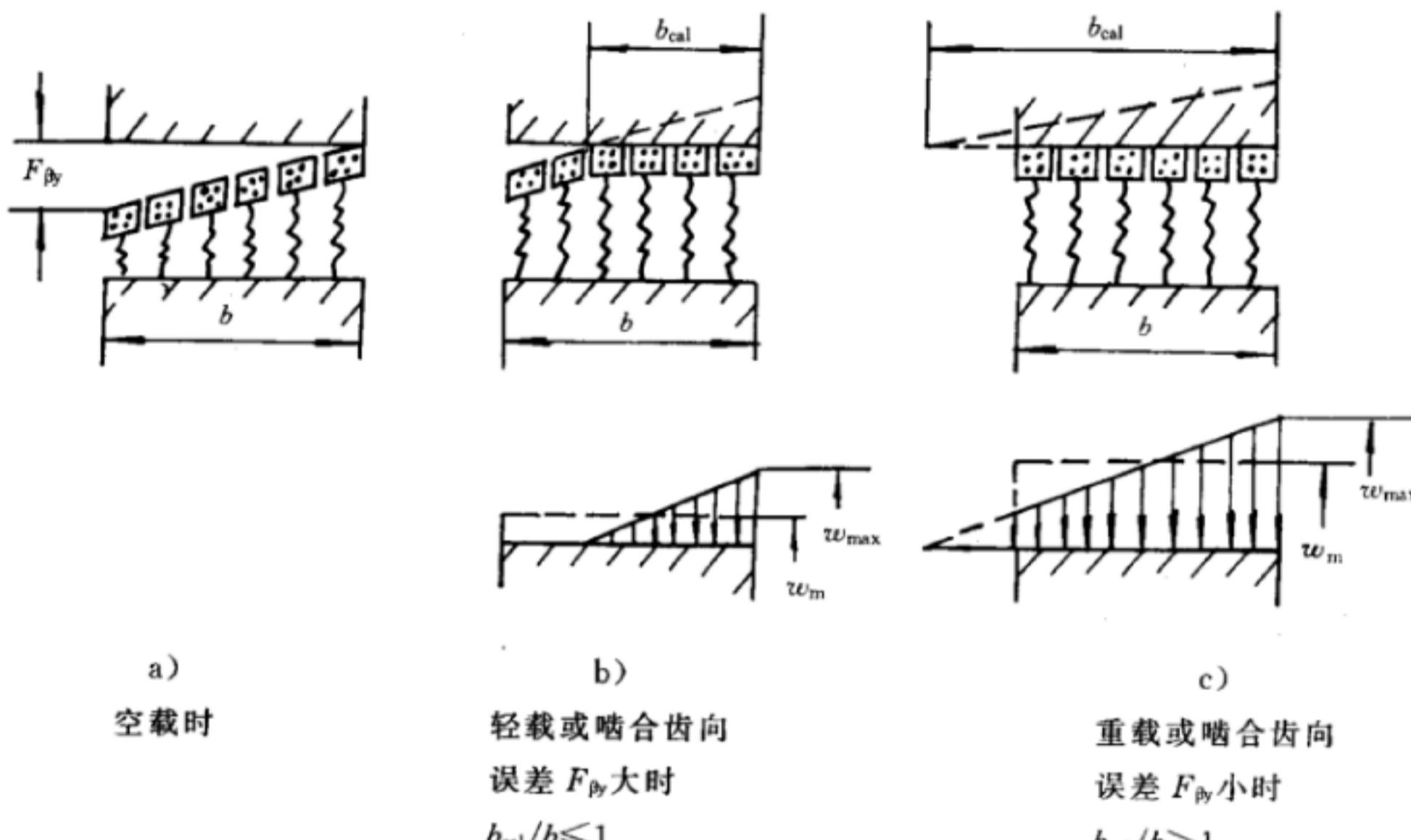


图 4 齿向载荷分布原理

6.3.2.2 $K_{H\beta}$ 的计算公式

$K_{H\beta}$ 可用式(57)或式(59)计算

a) 当 $\sqrt{\frac{2w_m}{F_{\beta y}c_\gamma}} \leq 1$ 时^{4]}

$$b_{cal}/b = \sqrt{\frac{2w_m}{F_{\beta y}c_\gamma}} \quad \dots \dots \dots \quad (56)$$

$$K_{H\beta} = 2(b/b_{cal}) = \sqrt{\frac{2F_{\beta y}c_\gamma}{w_m}} \quad \dots \dots \dots \quad (57)$$

b) 当 $\sqrt{\frac{2w_m}{F_{\beta y}c_\gamma}} > 1$ 时^{4]}

$$b_{cal}/b = 0.5 + \frac{w_m}{F_{\beta y}c_\gamma} \quad \dots \dots \dots \quad (58)$$

采用说明:

4] ISO 6336 原判别式为 b_{cal}/b 在设计时为未知, 故改用此判别式。

$$K_{\text{Hg}} = \frac{2(b_{\text{ca1}}/b)}{2(b_{\text{ca1}}/b) - 1} = 1 + 0.5 \frac{F_{\beta\gamma} c_\gamma}{w_m} \quad \dots \dots \dots \quad (59)$$

上述各式中: b_{cal} —— 计算齿宽, 见图 4;

c_7 —轮齿啮合刚度, 见 6.5;

$F_{\beta y}$ ——跑合后啮合齿向误差, μm ;

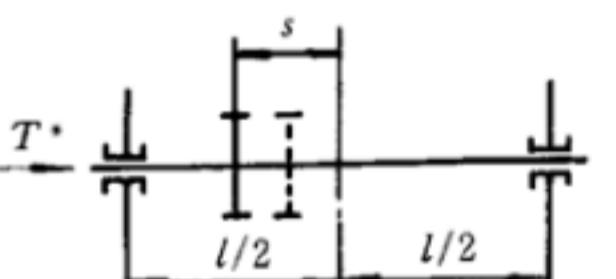
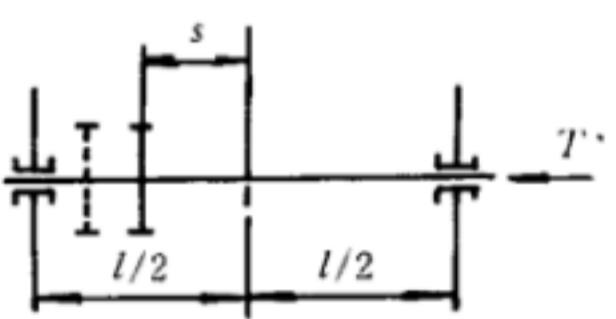
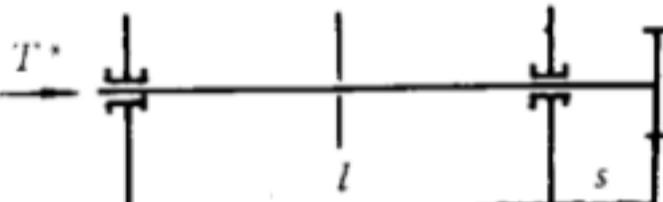
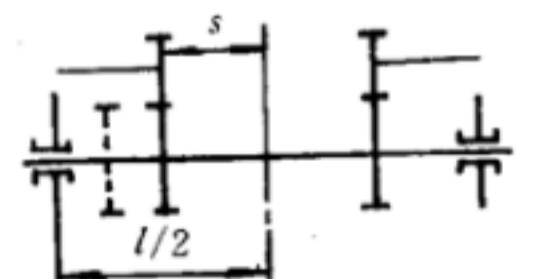
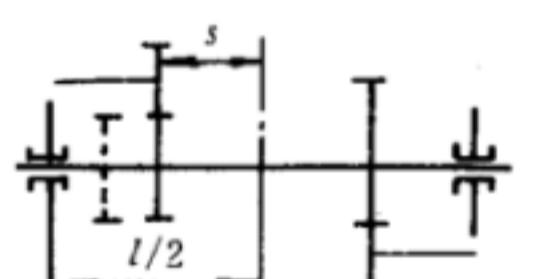
w_m ——计算见式(55)。

式中： $F_{\beta x}$ —初始啮合齿向误差， μm ，见 6.3.2.3；

y_β ——齿向跑合量, μm , 见 6.3.2.6;

x_3 ——齿向跑合系数,见 6.3.2.6。

当 $K_{H\beta} > 1.5$ 时，通常应采取措施降低 $K_{H\beta}$ 值。

k'		图号	结 构 示 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)		$s/l < 0.3$	

注

- 1 对人字齿轮或双斜齿轮,图中实、虚线各代表半边斜齿轮中点的位置, s 按用实线表示的变形大的半边斜齿轮的位置计算, b 取单个斜齿轮宽度。
 - 2 图中, $d_1/d_{sh} \geq 1.15$ 为刚性轴, $d_1/d_{sh} < 1.15$ 为非刚性轴。通常采用键联接的套装齿轮都属非刚性轴。
 - 3 齿轮位于轴承跨距中心时($s \approx 0$),最好按 6.3.2.7 的公式计算。
 - 4 当采用图 5 以外的结构布置型式或 s/l 超过图 5 规定的范围,或轴上作用有皮带轮或链轮之类的附加载荷时,推荐作进一步的分析。

图 5 小齿轮结构系数 k'

6.3.2.3 初始啮合齿向误差 $F_{\beta x}$

$F_{\beta x}$ 可据不同情况分别按式(61)~(63)计算。

a) 在载荷作用下没达到全齿宽接触或未能验证有良好的接触长度和位置时

$$F_{\beta x} = 1.33f_{sh} + f_{ma}; \quad F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} \quad (61)$$

b) 当已证实达到所希望的接触斑点时(例如采用齿向修形或装配时调整、对研、部分加载跑合、精确计算鼓形量或齿端修薄量等方法,使弹性变形和制造误差相互补偿)

$$F_{\beta x} = |1.33f_{sh} - f_{\beta 6}|; \quad F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min} \quad (62)^{[5]}$$

c) 在载荷作用下达到理想的接触斑点时

$$F_{\beta x} = F_{\beta x \min} \quad (63)$$

上述各式中: $F_{\beta x \min} = \max \{(0.005 \text{ mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N})w_m, 0.5F_\beta\} \quad (64)$

即 $F_{\beta x \min}$ 取 $0.005w_m$ 和 $0.5F_\beta$ 二者中之大值, μm ;

f_{sh} ——综合变形产生的啮合齿向误差分量, μm , 见 6.3.2.4;

f_{ma} ——制造、安装误差产生的啮合齿向误差分量, μm , 见 6.3.2.5;

F_β ——齿向误差, μm ;

$F_{\beta 6}$ ——GB 10095—88 的 6 级精度的齿向公差 F_β , μm 。

6.3.2.4 综合变形产生的啮合齿向误差分量 f_{sh}

f_{sh} 是考虑小齿轮和小齿轮轴的弯曲和扭转变形产生的啮合齿向误差。

当 f_{sh} 无法实测或精确计算时, 可按下式确定:

$$f_{sh} = w_m f_{sh0} = (F_m/b) f_{sh0} \quad (65)$$

式中: f_{sh} ——载荷作用下的啮合齿向误差, μm ;

f_{sh0} ——单位载荷作用下的啮合齿向误差, $\mu\text{m} \cdot \text{mm}/\text{N}$; 可按表 7 中的公式计算。

表 7 f_{sh0} 计算公式

齿 轮 型 式	f_{sh0} 计算公式
一般齿轮	$0.023\gamma \quad (66)$
齿端修薄的齿轮	$0.016\gamma \quad (67)$
修形或鼓形修整的齿轮	$0.012\gamma \quad (68)$

表中: γ ——小齿轮结构尺寸系数, 可根据图 5 选取系数 k' 值后, 按表 8 中的公式计算。

表 8 小齿轮结构尺寸系数 γ

齿轮型式	γ 的计算公式	B^*	
		功率不分流	功率分流, 通过该对齿轮 $k\%$ 的功率
直齿轮及单斜齿轮	$\left[\left B^* + k' \frac{ls}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right + 0.3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (69)$	$B^* = 1$	$B^* = 1 + 2(100 - k)/k$
人字齿轮或双斜齿轮	$2 \left[\left B^* + k' \frac{ls}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right + 0.3 \right] \left(\frac{b_B}{d_1} \right)^2 \quad (70)$	$B^* = 1.5$	$B^* = 0.5 + (200 - k)/k$

注: l ——轴承跨距, mm ; s ——小轮齿宽中点至轴承跨距中点的距离, mm ; d_1 ——小轮分度圆直径, mm ;

d_{sh} ——小轮轴弯曲变形当量直径, mm ; k' ——结构系数, 见图 5; b_B ——单斜齿轮宽度, mm 。

采用说明:

[5] 式(62)是 ISO 6336 新增的, 因含有 $|1.33f_{sh} - f_{\beta 6}|$ 项, 使用时需加限制条件(如精度及 b/d 值), 否则将出现明显不合理的结果。

6.3.2.5 制造、安装误差产生的啮合齿向误差分量 f_{ma}

f_{ma} 的大小取决于齿轮副加工的齿向误差与轴线间平行度的组合(彼此叠加或补偿)以及是否进行装配调整。

如无实测数据, f_{ma} 可按表 9 中的方法之一确定。

表 9 f_{ma} 计算公式(μm)

类 别		确定方法或公式
粗略 数值	某些高精度的高速齿轮	$f_{ma} = 0$
	一般工业齿轮	$f_{ma} = 15 \mu\text{m}$
给定 精度 等级	装配时无检验调整	$f_{ma} = 1.0F_\beta$
	装配时进行检验调整(对研, 轻载跑合, 调整轴承, 螺旋线修形, 鼓形齿等)	$f_{ma} = 0.5F_\beta$
	齿端修薄	$f_{ma} = 0.7F_\beta$
给定空载下接触斑点长度 b_{c0}		$f_{ma} = \frac{b}{b_{c0}} S_c \quad (71)$ <p>S_c——涂层层厚度, 一般为 $2\sim20 \mu\text{m}$, 计算时可取 $S_c = 6 \mu\text{m}$</p> <p>如按最小接触斑点长度 b_{c0min} 计算</p> $f_{ma} = \frac{2}{3} \frac{b}{b_{c0min}} S_c \quad (72)$ <p>如测得最长和最短的接触斑点长度</p> $f_{ma} = \frac{1}{2} \left(\frac{b}{b_{c0min}} + \frac{b}{b_{c0max}} \right) S_c \quad (73)$

6.3.2.6 齿向跑合量 y_β , 跑合系数 x_β

齿向跑合量 y_β 是考虑跑合后使啮合齿向误差减小的量, μm ; x_β 是表示跑合后啮合齿向误差 $F_{\beta y}$ 与跑合前啮合齿向误差 $F_{\beta x}$ 的比例系数。如无实测数据, y_β, x_β 可用表 10 中各式计算。

表 10 y_β, x_β 计算公式

齿轮材料	齿向跑合量 $y_\beta, \mu\text{m}$, 跑合系数 x_β	适用范围及限制条件
结构钢、调质钢、珠光体或贝氏体球墨铸铁	$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{H\lim}} F_{\beta x} \quad (74)$ $x_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_{H\lim}}$	$v > 10 \text{ m/s}$ 时, $y_\beta \leq 12800/\sigma_{H\lim}, F_{\beta x} \leq 40 \mu\text{m};$ $5 < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, $y_\beta \leq 25600/\sigma_{H\lim}, F_{\beta x} \leq 80 \mu\text{m};$ $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时, y_β 无限制
灰铸铁、铁素体球墨铸铁	$y_\beta = 0.55F_{\beta x} \quad (75)$ $x_\beta = 0.45$	$v > 10 \text{ m/s}$ 时, $y_\beta \leq 22 \mu\text{m}, F_{\beta x} \leq 40 \mu\text{m};$ $5 < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, $y_\beta \leq 45 \mu\text{m}, F_{\beta x} \leq 80 \mu\text{m};$ $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时, y_β 无限制

表 10(完)

齿轮材料	齿向跑合量 $y_\beta, \mu\text{m}$, 跑合系数 x_β	适用范围及限制条件
渗碳淬火钢、表面硬化钢、氮化钢、氮碳共渗钢、表面硬化球墨铸铁	$y_\beta = 0.15F_{\beta x}$ $x_\beta = 0.85$	$y_\beta \leq 6 \mu\text{m}, F_{\beta x} \leq 40 \mu\text{m}$
注		
1 $\sigma_{H_{lim}}$ ——齿轮接触疲劳极限值, N/mm^2 , 见 8.1.2。		
2 当大小齿轮材料不同时, $y_\beta = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2})/2, x_\beta = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2})/2$, 式中下标 1, 2 分别表示小、大齿轮。		

6.3.2.7 典型结构齿轮的 $K_{H\beta}$

a) 适用条件

- 1) 沿齿宽将齿轮视为具有啮合刚度 c_γ 的弹性体, 载荷和变形均呈线性分布;
- 2) 在载荷作用下接触斑点布满全齿宽, 轴齿轮的扭转和弯曲变形均按载荷沿齿宽均布计算, 没有其他额外的附加载荷;
- 3) 小齿轮直径和轴径相近, 轴齿轮为实心或空心轴(内孔径应 $< 0.5d_{sh}$), 对称布置在两轴承之间 ($s/l \approx 0$); 非对称布置时, 应把估算出的附加弯曲变形量加到 f_{ma} 上;
- 4) 箱体、轴承、大齿轮及其轴的刚度足够大, 其变形可忽略。

符合上述条件的单对齿轮、轧机齿轮和简单行星传动可按下述 b)~d) 中的公式计算 $K_{H\beta}$ 。

b) 单对齿轮

符合 a) 中条件的单对齿轮, 可按表 11 中的公式计算 $K_{H\beta}$ 。

表 11 单对齿轮的 $K_{H\beta}$ 计算公式

齿轮类型	修形情况	$K_{H\beta}$ 计算公式
直齿轮、斜齿轮	不修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left[5.12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b} \quad (77)$
	部分修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b} \quad (78)$
	完全修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b}, \text{且 } K_{H\beta} \geq 1.05 \quad (79)$
人字齿轮或双斜齿轮	不修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left[3.2 \left(\frac{2b_B}{d_1} \right)^2 + \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (80)$
	完全修形	$K_{H\beta} = 1 + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m/b_B}, \text{且 } K_{H\beta} \geq 1.05 \quad (81)$

注

- 1 本表各公式适用于全部转矩从轴的一端输入的情况, 如同时从轴的两端输入或双斜齿轮从两半边斜齿轮的中间输入, 则应作更详细的分析。
- 2 部分修形指只补偿扭转变形的螺旋线修形; 完全修形指同时可补偿弯曲、扭转变形的螺旋线修形。
- 3 B ——包括空刀槽在内的双斜齿全齿宽, mm ; b_B ——单斜齿轮宽度, mm 。对因结构要求而采用超过一般工艺需要的大齿槽宽度的双斜齿轮, 应采用一般方法计算。

c) 轧机齿轮

轧机齿轮机座采用一对轴齿轮, $u=1$, 功率分流, 被动齿轮传递 $k\%$ 的转矩、另外 $(100-k)\%$ 的转矩由主动齿轮的轴端输出, 两齿轮皆对称布置在两端的轴承之间, 其 $K_{H\beta}$ 值可按表 12 中公式计算。

表 12 轧机齿轮的 $K_{H\beta}$ 计算公式

是否修形	齿轮类型	$K_{H\beta}$ 计算公式
不修形	直齿轮、斜齿轮	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left[5.12 + 7.68 \frac{100-k}{k} + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_p c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b} \quad (82)$
	双斜齿轮或人字齿轮	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_\gamma}{E} \left[\left(\frac{2b_B}{d_1} \right)^2 (1.28 + 1.92 \frac{100-k/2}{k/2}) + \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_p c_\gamma f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (83)$
完全修形	直齿轮、斜齿轮	按式(79)
	双斜齿轮或人字齿轮	按式(81)

注

- 如按式(83)计算的 $K_{H\beta} > 2$, 应核查设计, 最好用更精确的方法重新计算。
- B 为包括空刀槽在内的双斜齿宽度, mm; b_B 为单斜齿轮宽度, mm。

d) 简单行星传动齿轮

符合项 a) 中条件的行星传动中的各齿轮副: 太阳轮(S)/行星轮(P)、内齿轮(H)/行星轮(P), 其 $K_{H\beta}$ 可按表 13 中的公式计算。计算时应取

$$w_m = \frac{F_t K_A K_v K_y}{n_p b} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (84)$$

式中: w_m —— 单位齿宽平均载荷, N/mm;

K_y —— 不均载系数;

n_p —— 行星轮个数。

表 13 行星传动齿轮的 $K_{H\beta}$ 计算公式

	齿轮副	轴承型式	修形情况	$K_{H\beta}$ 计算公式
直齿轮、单斜齿轮	太阳轮(S) + 行星轮(P)	I	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} n_p x_p \frac{c_\gamma}{E} \times 5.12 \left(\frac{b}{d_s} \right)^2 + \frac{x_p c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b} \quad (85)$
			修形(仅补偿扭转变形)	按式(79)
	内齿轮(H) + 行星轮(P)	II	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_p \frac{c_\gamma}{E} \left[5.12 n_p \left(\frac{b}{d_s} \right)^2 + 2 \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_p c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b} \quad (86)$
			完全修形(弯曲和扭转变形完全补偿)	按式(79)
内齿轮(H) + 行星轮(P)	I	修形或不修形		按式(79)
		不修形		$1 + \frac{8000}{3\pi} x_p \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{x_p c_\gamma f_{ma}}{2F_m/b} \quad (87)$
	II	修形(仅补偿弯曲变形)		按式(79)

表 13(完)

	齿轮副	轴承型式	修形情况	$K_{H\beta}$ 计算公式
人字齿轮或双斜齿轮	太阳轮(S)	I	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} n_p x_\beta \frac{c_\gamma}{E} \times 3.2 \left(\frac{2b_B}{d_s} \right)^2 + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (88)$
			修形(仅补偿扭转变形)	按式(81)
	行星轮(P)	I	不修形	$1 + \frac{4000}{3\pi} x_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left[3.2 n_p \left(\frac{2b_B}{d_s} \right)^2 + 2 \left(\frac{B}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (89)$
			完全修形(弯曲和扭转变形完全补偿)	按式(81)
	内齿轮(H) 行星轮(P)	I	修形或不修形	按式(81)
		I	不修形	$1 + \frac{8000}{3\pi} x_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{B}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{B} - \frac{7}{12} \right) + \frac{x_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (90)$
			修形(仅补偿弯曲变形)	按式(81)

注

- I, II 表示行星轮及其轴承在行星架上的安装型式: I —— 轴承装在行星轮上, 转轴刚性固定在行星架上; II —— 行星轮两端带轴颈的轴齿轮, 轴承装在转架上。
- d_s —— 太阳轮分度圆直径, mm; d_p —— 行星轮分度圆直径, mm; l_p —— 行星轮轴承跨距, mm; B 为包括空刀槽在内的双斜齿宽度, mm; b_B 为单斜齿轮宽度, mm。

6.3.3 $K_{H\beta}$ 计算的简化方法

6.3.3.1 适用范围

a) 中等或较重载荷工况: 对调质齿轮, 单位齿宽载荷 F_m/b 为 $400\sim1000$ N/mm; 对硬齿面齿轮, F_m/b 为 $800\sim1500$ N/mm。

b) 刚性结构和刚性支承, 受载时两轴承变形较小可忽略; 齿宽偏置度 s/l 较小, 符合表 14、表 15 限定范围。

c) 齿宽 b 为 $50\sim400$ mm, 齿宽与齿高比 b/h 为 $3\sim12$, 小齿轮宽径比 b/d_1 对调质的应小于 2.0, 对硬齿面的应小于 1.5。

d) 轮齿啮合刚度 c_γ 为 $15\sim25$ N/(mm \cdot μ m)。

e) 齿轮制造精度对调质齿轮为 5~8 级, 对硬齿面齿轮为 5~6 级; 满载时齿宽全长或接近全长接触(一般情况下未经齿向修形)。

f) 矿物油润滑。

6.3.3.2 计算公式

齿轮第Ⅲ公差组精度为 5~8 级(硬齿面为 5~6 级)及相应的结构布局限制条件的 $K_{H\beta}$ 简化计算公式见表 14 或表 15。

表 14 调质齿轮 $K_{H\beta}$ 的简化计算公式

是否调整 精度等级	结构布局及限制条件	对称支承 $(\frac{s}{l} < 0.1)$	非对称支承 $(0.1 < \frac{s}{l} < 0.3)$	悬臂支承 $(\frac{s}{l} > 0.3)$
		$1.14 + 0.16 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$ (91)	$1.14 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$ (92)	$1.14 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$ (93)
装配时不作检验调整	5	$1.15 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.3 \times 10^{-3} b$ (94)	$1.15 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.3 \times 10^{-3} b$ (95)	$1.15 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.3 \times 10^{-3} b$ (96)
	6	$1.17 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.47 \times 10^{-3} b$ (97)	$1.17 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.47 \times 10^{-3} b$ (98)	$1.17 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.47 \times 10^{-3} b$ (99)
	7	$1.23 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.61 \times 10^{-3} b$ (100)	$1.23 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.61 \times 10^{-3} b$ (101)	$1.23 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.61 \times 10^{-3} b$ (102)
	8	$1.10 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.12 \times 10^{-3} b$ (103)	$1.10 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.12 \times 10^{-3} b$ (104)	$1.10 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.12 \times 10^{-3} b$ (105)
装配时检验调整或对研跑合	5	$1.11 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.15 \times 10^{-3} b$ (106)	$1.11 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.15 \times 10^{-3} b$ (107)	$1.11 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.15 \times 10^{-3} b$ (108)
	6	$1.12 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$ (109)	$1.12 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$ (110)	$1.12 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$ (111)
	7	$1.15 + 0.18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.31 \times 10^{-3} b$ (112)	$1.15 + 0.18 \left[1 + 0.6 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.31 \times 10^{-3} b$ (113)	$1.15 + 0.18 \left[1 + 6.7 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + 0.31 \times 10^{-3} b$ (114)
	8			

表 15 硬齿面齿轮 K_{Hg} 的简化计算公式

是否调整	精度等级	结构布局及限制条件	对称支承 ($\frac{s}{l} < 0.1$)	非对称支承 ($0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$)	悬臂支承 ($\frac{s}{l} > 0.3$)
装配时不作检验调整	5		$1.09 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$ (115)	$1.09 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$ (116)	$1.09 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.20 \times 10^{-3}b$ (117)
			$1.05 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$ (118)	$1.05 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$ (119)	$1.05 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$ (120)
装配时检验调整	6		$1.09 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.33 \times 10^{-3}b$ (121)	$1.09 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.33 \times 10^{-3}b$ (122)	$1.09 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.47 \times 10^{-3}b$ (123)
			$1.05 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$ (124)	$1.05 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$ (125)	$1.05 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.38 \times 10^{-3}b$ (126)
装配时检验调整	5		$1.05 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$ (127)	$1.05 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$ (128)	$1.05 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$ (129)
			$0.99 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$ (130)	$0.99 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$ (131)	$0.99 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$ (132)
装配时检验调整	6		$1.05 + 0.26\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$ (133)	$1.05 + 0.26\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$ (134)	$1.05 + 0.26\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$ (135)
			$1.0 + 0.31\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$ (136)	$1.0 + 0.31\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$ (137)	$1.0 + 0.31\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$ (138)

6.3.4 K_{Fe} 的计算公式

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 是考虑沿齿宽载荷分布对齿根弯曲应力的影响。对于所有的实际应用范围, $K_{F\beta}$ 可按下式计算:

$$K_{\text{FB}} = (K_{\text{HB}})^N \quad \dots \dots \dots \quad (139)$$

式中： K_{HB} ——接触强度计算的齿向载荷分布系数，见 6.3.2 或 6.3.3；

N ——幂指数。

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \dots \dots \dots \quad (140)$$

式中： b ——齿宽，mm，对人字齿或双斜齿齿轮，用单个斜齿轮的齿宽；

h——齿高, mm。

b/h 应取大小齿轮中的小值。

图 6 给出按式(139)、(140)确定的近似解。

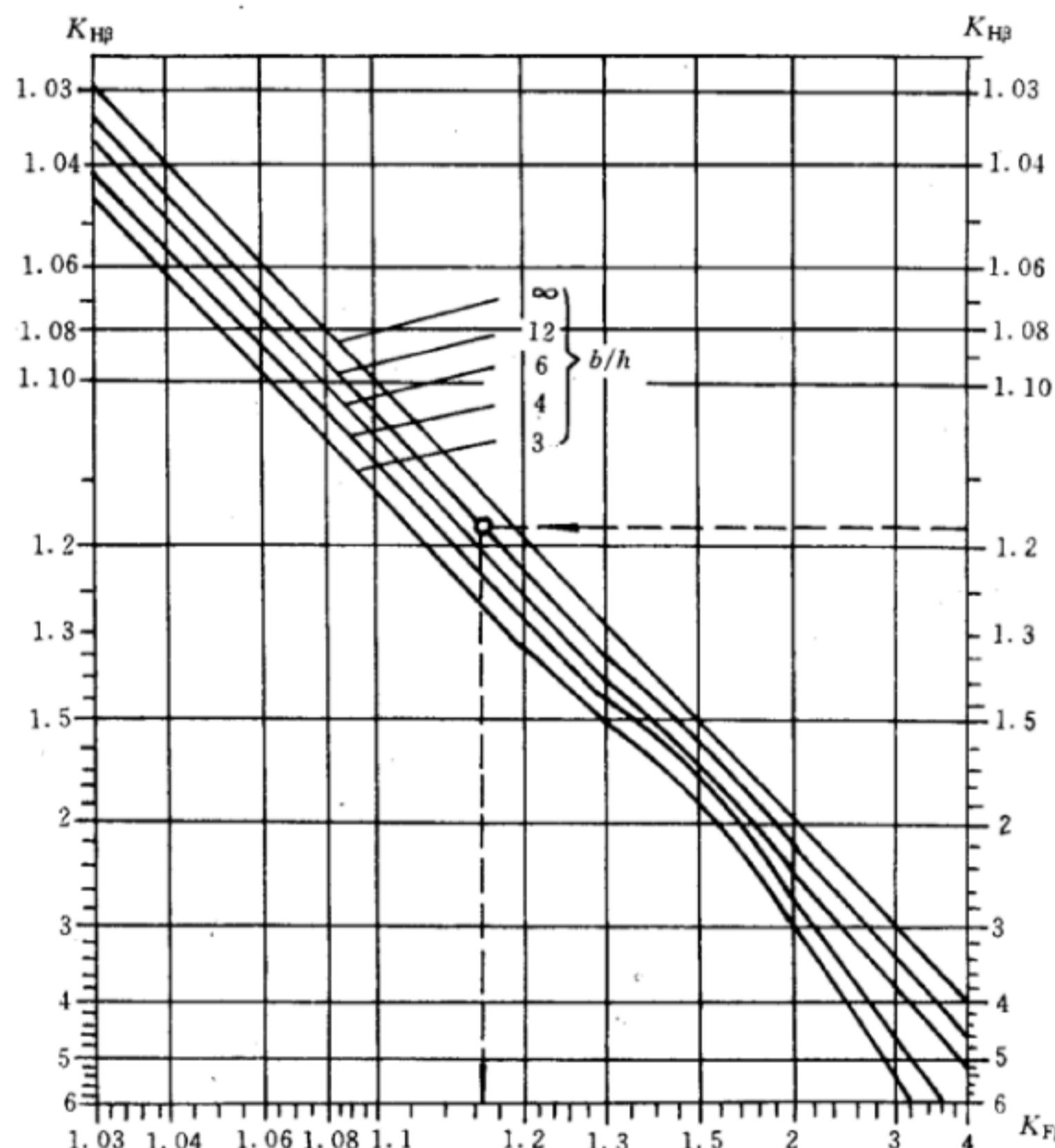


图 6 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 K_{F_B}

6.4 齿间载荷分配系数 K_{Ha} , K_{Fa}

齿间载荷分配系数是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀影响的系数。齿间载荷分配系数的定义为:在无任何动载荷的情况下,一对齿轮在啮合区内轮齿上的最大载荷与相同的一对精确齿轮轮齿的相应最大载荷之比。

影响齿间载荷分配系数的主要因素有：

- a) 受载后轮齿变形;
 - b) 轮齿制造误差,特别是基节偏差;
 - c) 齿廓修形;

d) 跑合效果。

齿间载荷分配系数如能通过精密实测或对所有影响因素的精确分析得到，则应优先采用；但此时应对其测量或分析方法的精度和可靠性进行论证。在一般情况下，可按下述方法确定 K_{Ha} 和 K_{Fa} 。

6.4.1 一般方法

齿间载荷分配系数一般可按下式确定：

当总重合度 $\varepsilon_y \leq 2$ 时

$$K_{Ha} = K_{Fa} = \frac{\varepsilon_y}{2} \left[0.9 + 0.4 \frac{c_y(f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (141)$$

当总重合度 $\varepsilon_y > 2$ 时

$$K_{Ha} = K_{Fa} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_y - 1)}{\varepsilon_y}} \frac{c_y(f_{pb} - y_a)}{F_{tH}/b} \quad \dots \dots \dots \quad (142)$$

按式(141)或(142)计算时

若 $K_{Ha} > \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_a Z_e^2}$, 则取 $K_{Ha} = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_a Z_e^2}$; 若 $K_{Ha} < 1.0$, 则取 $K_{Ha} = 1.0$

若 $K_{Fa} > \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_a Y_e}$, 则取 $K_{Fa} = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_a Y_e}$; 若 $K_{Fa} < 1.0$, 则取 $K_{Fa} = 1.0$

但对于斜齿轮, 如计算得的 K_{Ha} 值过大, 则应调整设计参数, 使得 K_{Ha} 及 K_{Fa} 不大于 ε_a 。同时, 式(141)和(142)仅适用于齿轮基节偏差在圆周方向呈正常分布的情况。

上述各式中: ε_y ——总重合度;

$$\varepsilon_y = \varepsilon_a + \varepsilon_b \quad \dots \dots \dots \quad (143)$$

c_y ——啮合刚度, 见 6.5;

f_{pb} ——基节极限偏差, 通常以大轮的基节极限偏差计算; 当有适宜的修缘时, 按此值的一半计算;

Y_a ——齿廓跑合量, 见 6.4.3;

Z_e, Y_e ——接触强度和弯曲强度的重合度系数, 分别见 7.1.3 和 7.2.3;

$$F_{tH} = F_t K_A K_v K_{H\beta} \quad \dots \dots \dots \quad (144)$$

F_{tH} ——计算 K_{Ha} 时的切向力, N;

$F_t, K_A, K_v, K_{H\beta}$ ——见第 5 章及 6.1~6.3。

6.4.2 简化方法

简化方法是基于一般计算方法经简化得出的, 适用于满足下列条件的工业齿轮传动和类似的齿轮传动。

- a) 钢制的外啮合和内啮合齿轮;
- b) 基本齿廓符合 GB 1356;
- c) 直齿轮和 $\beta \leq 30^\circ$ 的斜齿轮;
- d) 单位齿宽载荷 $F_{tH}/b \geq 350 \text{ N/mm}$ 。

应当指出, 当 $F_{tH}/b \geq 350 \text{ N/mm}$ 时, 计算结果偏于安全; 当 $F_{tH}/b < 350 \text{ N/mm}$ 时, 因为 K_{Ha}, K_{Fa} 的实际值较表值大, 计算结果偏于不安全。

如果是硬齿面和软齿面相啮合的齿轮副, 齿间载荷分配系数取平均值。

如果小齿轮和大齿轮精度等级不同时, 则按精度等级较低的取值。

表 16 的载荷分配系数也可以用于灰铸铁和球墨铸铁齿轮的计算。

表 16 齿间载荷分配系数 K_{Ha} , K_{Fa}

$K_A F_t / b$		$\geq 100 \text{ N/mm}$						$< 100 \text{ N/mm}$
精度等级 I 组		5	6	7	8	9	10	11~12 5 级及更低
硬齿面 直齿轮	K_{Ha}	1.0		1.1	1.2	$1/Z_e^2 \geq 1.2$		
	K_{Fa}					$1/Y_e \geq 1.2$		
硬齿面 斜齿轮	K_{Ha}	1.0	1.1	1.2	1.4	$\epsilon_a / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$		
	K_{Fa}							
非硬齿面 直齿轮	K_{Ha}	1.0			1.1	1.2	$1/Z_e^2 \geq 1.2$	
	K_{Fa}						$1/Y_e \geq 1.2$	
非硬齿面 斜齿轮	K_{Ha}	1.0		1.1	1.2	1.4	$\epsilon_a / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$	
	K_{Fa}							

注

- 经修形的 6 级精度硬齿面斜齿轮, 取 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$ 。
- 表右部第 5,8 行若计算 $K_{Fa} > \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_a Y_e}$, 则取 $K_{Fa} = \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_a Y_e}$ 。
- Z_e, Y_e 分别见 7.1.3 和 7.2.3。

6.4.3 齿廓跑合量 y_a 。

齿廓跑合量是在齿轮运转初期, 由于跑合使初始基节极限偏差减小的量; 其值沿齿廓法线方向计量。

y_a 可按表 17 中的公式近似计算。

表 17 齿廓跑合量 y_a

齿轮材料	齿廓跑合量 $y_a / \mu\text{m}$	限制条件
结构钢、调质钢、珠光体和贝氏体球墨铸铁	$y_a = \frac{160}{\sigma_{H \lim}} f_{pb}$ (145)	$v > 10 \text{ m/s}$ 时, $y_a \leq \frac{6400}{\sigma_{H \lim}} \mu\text{m}, f_{pb} \leq 40 \mu\text{m};$ $5 < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, $y_a \leq \frac{12800}{\sigma_{H \lim}} \mu\text{m}, f_{pb} \leq 80 \mu\text{m};$ $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时, y_a 无限制
铸铁、素体球墨铸铁	$y_a = 0.275 f_{pb}$ (146)	$v > 10 \text{ m/s}$ 时, $y_a \leq 11 \mu\text{m}, f_{pb} \leq 40 \mu\text{m};$ $5 < v \leq 10 \text{ m/s}$ 时, $y_a \leq 22 \mu\text{m}, f_{pb} \leq 80 \mu\text{m};$ $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时, y_a 无限制
渗碳淬火钢或氮化钢、氮碳共渗钢	$y_a = 0.075 f_{pb}$ (147)	$y_a \leq 3 \mu\text{m}$

注

1 f_{pb} —— 齿轮基节极限偏差, μm ; $\sigma_{H \lim}$ —— 齿轮接触疲劳极限, N/mm^2 , 见 8.1.2。

2 当大、小齿轮的材料和热处理不同时, 其齿廓跑合量可取为相应两种材料齿轮副跑合量的算术平均值。

6.5 轮齿刚度 c' , c_γ

6.5.1 定义及影响因素

轮齿刚度定义为使一对或几对同时啮合的精确轮齿在1 mm 齿宽上产生1 μm 挠度所需的啮合线上的载荷。

直齿轮的“单对齿刚度” c' 是指一对轮齿的最大刚度,大致等于单齿啮合状态下一对轮齿的刚度。斜齿轮的 c' 是指一对轮齿在法截面内的最大刚度。 c_γ 是端面内轮齿总刚度的平均值,简称“啮合刚度”。

影响轮齿刚度的主要因素有:

- a) 轮齿参数,如齿数、基本齿廓、齿高修正、螺旋角、端面重合度;
- b) 轮体结构,如轮缘厚度和辐板厚度;
- c) 法截面内单位齿宽载荷;
- d) 轴-毂联接结构和形式;
- e) 齿面粗糙度和齿面波度;
- f) 齿向误差;
- g) 齿轮材料的弹性模量。

轮齿刚度的精确值应考虑所有影响因素经全面分析而确定。可以由实验结果直接得到,也可以由基于弹性理论的有限元法计算确定。在上述方法由于理论和技术上的困难而难以实现时,可按下述方法之一确定轮齿刚度。

6.5.2 一般方法

对于基本齿廓符合GB 1356、单位齿宽载荷 $K_A F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$ 、轴-毂处圆周方向传力均匀(小齿轮为轴齿轮形式、大轮过盈联接或花键联接)、钢质的直齿轮和螺旋角 $\beta \leq 45^\circ$ 的外啮合齿轮, c' 和 c_γ 可按给出的计算公式和线图确定。对于不满足上述条件的齿轮,如内啮合,非钢质材料的组合,其他形式的轴-毂联接,单位齿宽载荷 $K_A F_t/b < 100 \text{ N/mm}$ 的齿轮, c' 和 c_γ 也可近似地应用。

6.5.2.1 单对齿刚度 c'

单对齿刚度 c' 由式(148)确定:

$$c' = c_{th} C_M C_R C_B \cos \beta \quad (148)$$

式中: c_{th} ——单对齿刚度的理论值, $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$,见 6.5.2.1a;

C_M ——理论修正系数,见 6.5.2.1b;

C_R ——轮坯结构系数,见 6.5.2.1c;

C_B ——基本齿廓系数,见 6.5.2.1d。

a) 单对齿刚度的理论值 c_{th}

c_{th}' 值可由式(149)³⁾计算。

$$c_{th}' = \frac{1}{q'} \quad (149)$$

式中: q' 为轮齿柔度的最小值, $\text{mm} \cdot \mu\text{m}/\text{N}$ 。

$$q' = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635x_1 - 0.11654 \frac{x_1}{z_{n1}} + \\ 0.00193x_2 + 0.24188 \frac{x_2}{z_{n2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2 \quad (150)^{6)} \quad (150)$$

式中: z_{n1}, z_{n2} ——小、大(斜)齿轮当量齿数。对于内啮合齿轮,式(150)中的 z_{n2} 应取为无限大。

3) 该式中的 c'_{th} 值是在单对齿宽载荷 $F_t/b = 300 \text{ N/mm}$ 条件下的钢制齿轮经分析得到的。对于斜齿轮按当量齿轮计算。

采用说明:

6) 式(150)已将 ISO 6336-1:1996 式(9.03)中某些排版差错(如 z_{n1} 与 z_{n2} 颠倒, $C_s = 0.000529$ 等)订正。

b) 理论修正系数 C_M

C_M 考虑实验值对理论值的修正。一般取 $C_M=0.8$ 。

c) 轮坯结构系数 C_R

C_R 考虑齿轮的轮缘和辐板结构的影响。对于实心齿轮, 可取 $C_R=1$ 。

非实心齿轮可按轮缘厚度 S_R 和辐板厚度 b_s 由式(151)计算。

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{S_R/(5m_n)}} \quad (151)$$

若 $b_s/b < 0.2$, 取 $b_s/b = 0.2$; 若 $b_s/b > 1.2$, 取 $b_s/b = 1.2$; 若 $S_R/m_n < 1$, 取 $S_R/m_n = 1$ 。

d) 基本齿廓系数 C_B

C_B 考虑实际基本齿廓与标准基本齿廓的差别对单对齿刚度的影响。 C_B 由式(152)计算。

$$C_B = [1 + 0.5(1.2 - h_{fp}/m_n)] \cdot [1 - 0.02(20^\circ - \alpha_n)] \quad (152)$$

对基本齿廓符合 $\alpha = 20^\circ$, $h_{ap} = m_n$, $h_{fp} = 1.2m_n$, $\rho_{fp} = 0.2$ 的齿轮 (h_{ap} , h_{fp} 和 ρ_{fp} 见表 1 及图 14), $C_B = 1$ 。

若小轮和大轮的齿根高不一致, C_B 如下计算:

$$C_B = 0.5(C_{B1} + C_{B2}) \quad (153)$$

式中: C_{B1} —— 小轮的基本齿廓系数, 按式(152)确定;

C_{B2} —— 大轮的基本齿廓系数, 按式(152)确定。

e) 附加说明

1) 式(148)只适用于钢对钢齿轮, 对于其他材料配对的情况, 单对齿刚度 c' 可按下式计算:

$$c' = c'_{st}\zeta \quad (154)$$

$$\text{式中: } \zeta = \frac{E}{E_{st}}$$

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

c_{st} 为钢的 c' , E_{st} 为钢的 E ;

对钢与铸铁配对: $\zeta = 0.74$

对铸铁与铸铁配对: $\zeta = 0.59$

2) 式(148)适用于单位齿宽载荷 $K_A F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$ 的情况, 对于 $K_A F_t/b < 100 \text{ N/mm}$ 的情况, c' 应作修正:

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos \beta \left(\frac{K_A F_t / b}{100} \right)^{0.25} \quad (155)$$

3) 一对齿轮副中, 若一个齿轮为平键联接, 配对齿轮为过盈或花键联接, 由式(148)计算的 c' 增大 5%; 若两个齿轮都为平键联接, 由式(148)计算的 c' 增大 10%。

6.5.2.2 啮合刚度 c_γ

$$c_\gamma = (0.75\epsilon_a + 0.25)c' \quad (156)$$

式中: c' —— 单对齿刚度, 见 6.5.2.1;

ϵ_a —— 端面重合度。

上式适用于直齿轮和螺旋角 $\beta \leq 30^\circ$ 的斜齿轮。对 $\epsilon_a < 1.2$ 的直齿轮的 c_γ , 需将式(156)计算值减小 10%。

6.5.3 简化方法

基本齿廓符合 GB 1356 的钢制刚性盘状齿轮, 当 $\beta \leq 30^\circ$, $1.2 < \epsilon_a < 1.9$ 且 $F_t K_A / b \geq 100 \text{ N/mm}$ 时, 可取:

单对齿刚度 $c' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$

啮合刚度 $c_\gamma = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$

非实心齿轮的 c' , c_γ 可用轮坯结构系数 C_R (见 6.5.2.1)折算。

其他的基本齿廓的齿轮的 c' , c_Y 可用基本齿廓系数 C_B (见 6.5.2.1)折算。

非钢对钢配对的齿轮的 c' , c_Y 可用式(156)折算(见 6.5.2.1)。

7 修正计算应力的系数

7.1 计算接触应力的系数

7.1.1 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接触应力的影响, 并将分度圆上切向力折算为节圆上法向力的系数。

Z_H 数值可由式(157)计算得出。对于具有法面齿形角 α_n 为 20° , 22.5° , 25° 的内、外啮合齿轮, Z_H 也可由图 7、图 8 和图 9 根据比值 $(x_2+x_1)/(z_2+z_1)$ 及螺旋角 β 查得。

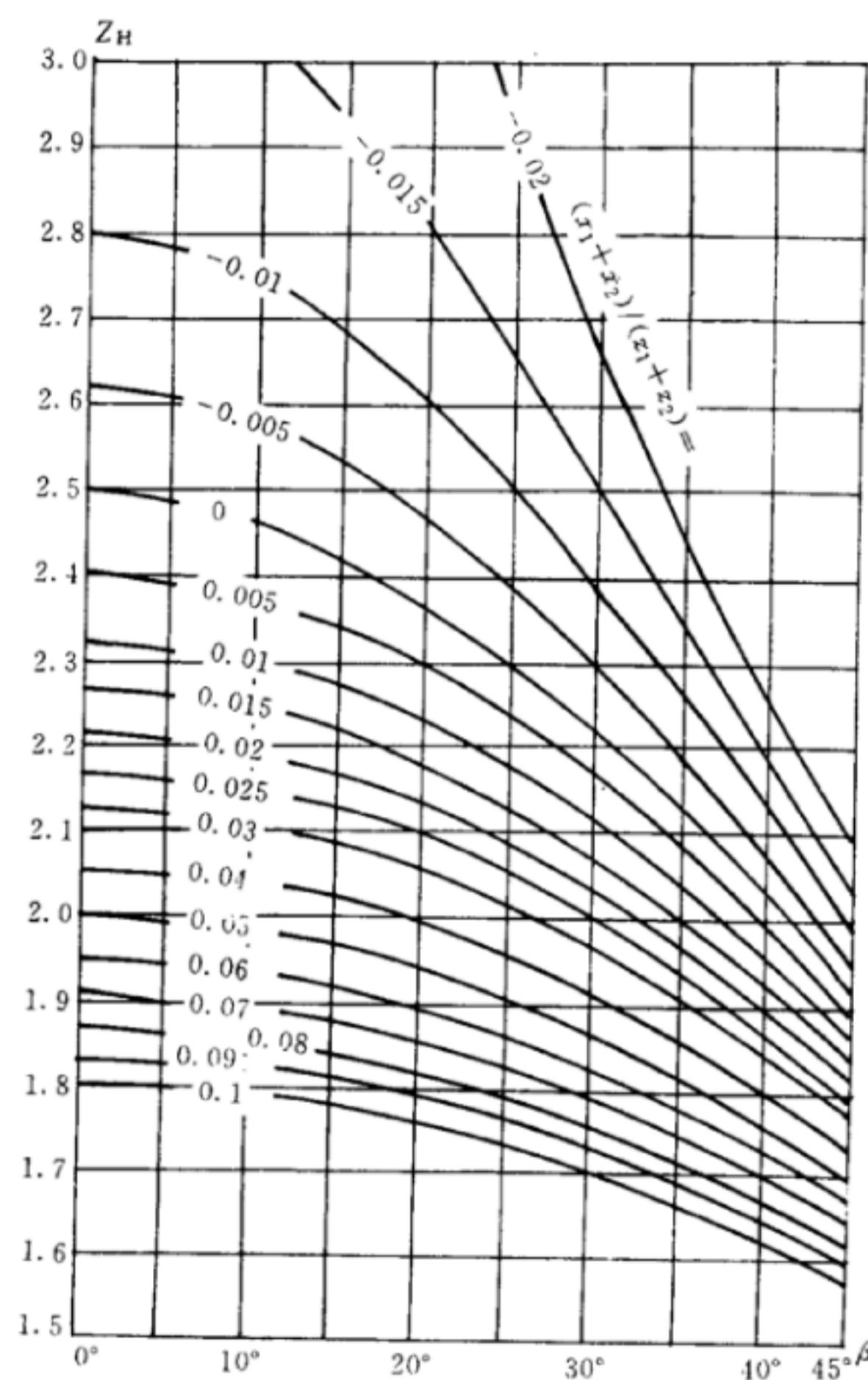
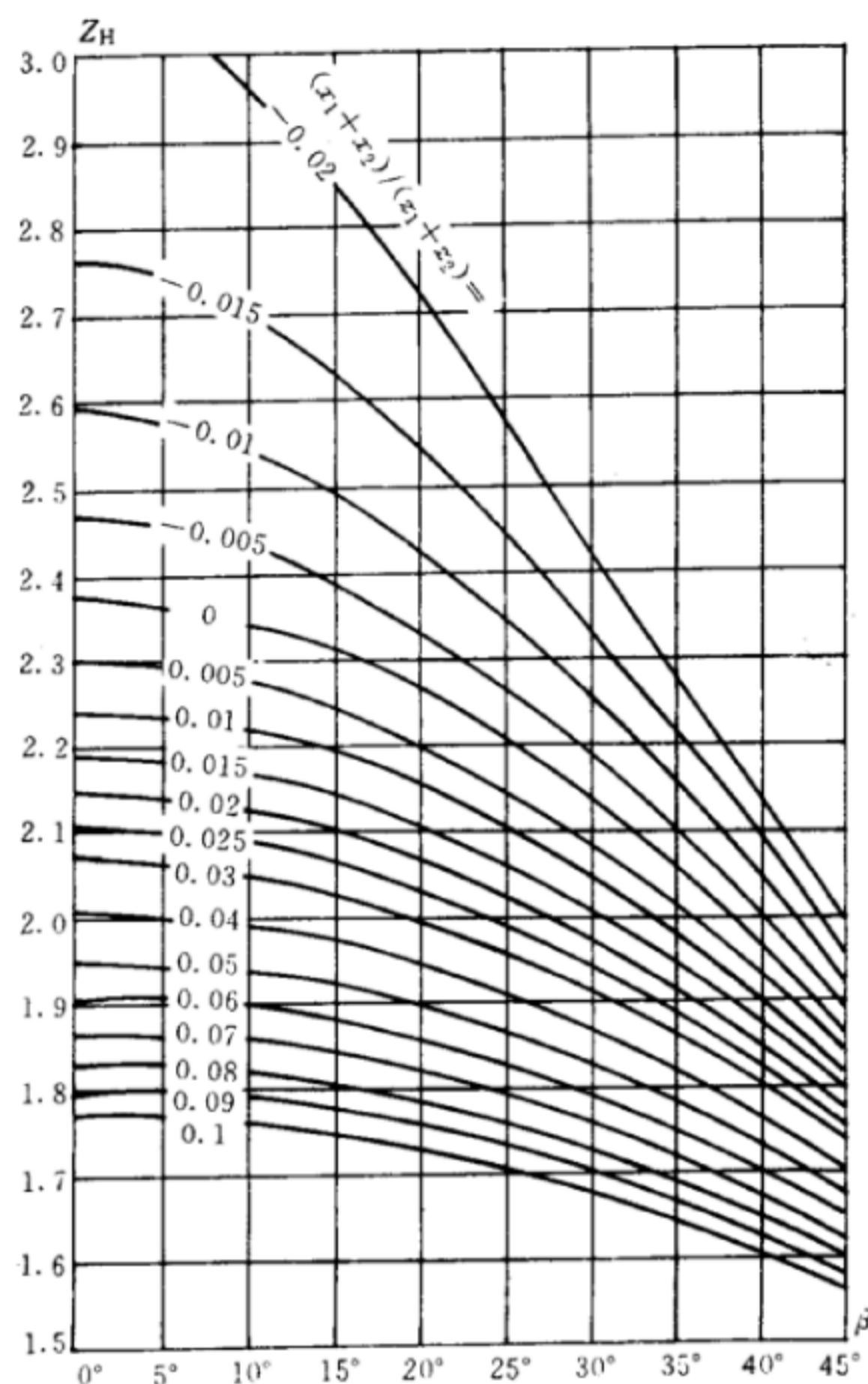


图 7 $\alpha_n=20^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

图 8 $\alpha_n = 22.5^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b \cos\alpha'_t}{\cos^2\alpha_t \sin\alpha'_t}} \quad \dots \dots \dots \quad (157)$$

式中： α_t ——端面分度圆压力角；

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right) \quad \dots \dots \dots \quad (158)$$

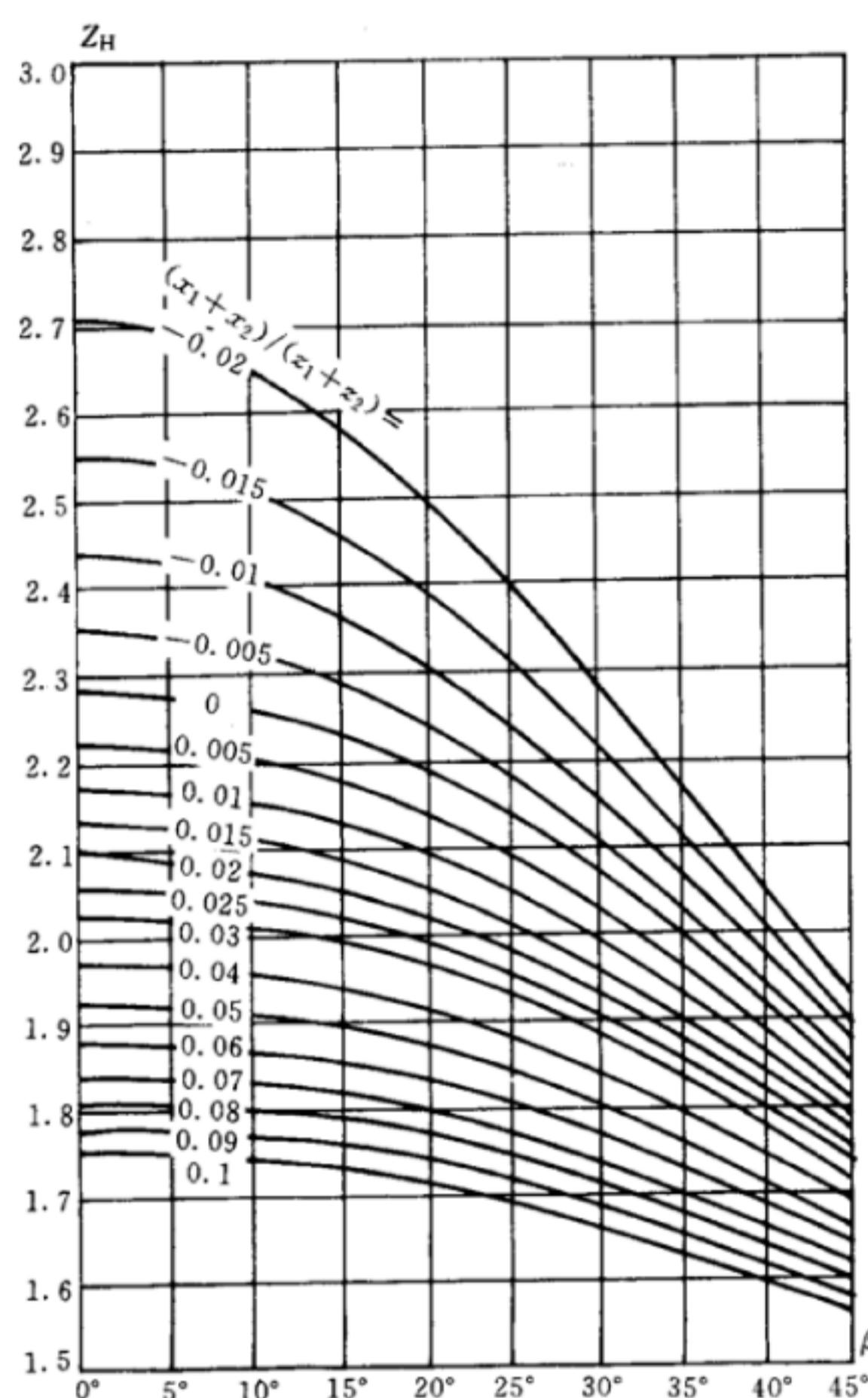
β_b ——基圆螺旋角；

$$\beta_b = \arctan(\tan\beta \cos\alpha_t) \quad \dots \dots \dots \quad (159)$$

α'_t ——端面啮合角；

$$\operatorname{inv} \alpha'_t = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_2 \pm x_1)}{z_2 \pm z_1} \tan\alpha_n \quad \dots \dots \dots \quad (160)$$

上式中“+”用于外啮合，“-”用于内啮合。

图 9 $\alpha_n=25^\circ$ 时的节点区域系数 Z_H

7.1.2 弹性系数 Z_E

弹性系数 Z_E 是用以考虑材料弹性模量 E 和泊桑比 ν 对赫兹应力的影响。其数值可按实际材料弹性模量 E 和泊桑比 ν 由式(161)计算得出。对于某些常用材料组合的 Z_E 可参考表 18 查取。

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \dots \dots \dots \quad (161)$$

当两齿轮材料均为钢时, $E_1=E_2=E$, $\nu_1=\nu_2=\nu$, 则

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad \dots \dots \dots \quad (162)$$

当两齿轮材料的弹性模量不同时, 其当量弹性模量为:

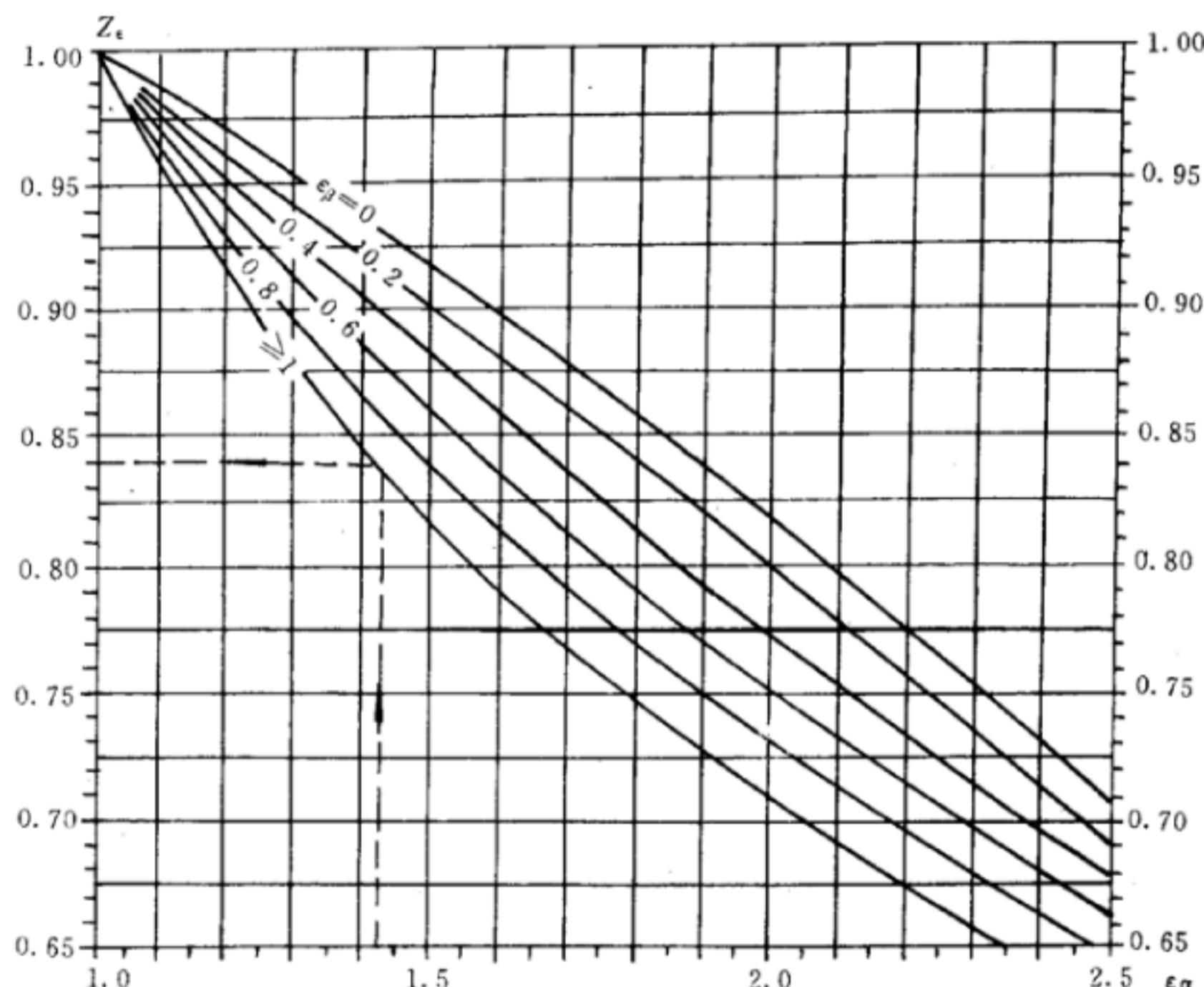
$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2} \quad \dots \dots \dots \quad (163)$$

表 18 弹性系数 Z_E

齿 轮 1			齿 轮 2			Z_E
材料	弹性模量 $E_1/(N/mm^2)$	泊桑比 ν_1	材料	弹性模量 $E_2/(N/mm^2)$	泊桑比 ν_2	$\sqrt{N/mm^2}$
钢	206 000	0.3	钢	206 000	0.3	189.8
			铸钢	202 000		188.9
			球墨铸铁	173 000		181.4
			灰铸铁	118 000~126 000		162.0~165.4
铸钢	202 000	0.3	铸钢	202 000	0.3	188.0
			球墨铸铁	173 000		180.5
			灰铸铁	118 000		161.4
球墨铸铁	173 000	0.3	球墨铸铁	173 000	0.3	173.9
			灰铸铁	118 000		156.6
灰铸铁	118 000~126 000	0.3	灰铸铁	118 000	0.3	143.7~146.70

7.1.3 重合度系数 Z_ϵ

重合度系数 Z_ϵ 是用以考虑重合度对单位齿宽载荷的影响。 Z_ϵ 可由式(164)、(165)、(166)计算得出，也可根据端面重合度 ϵ_a 和纵向重合度 ϵ_β 由图 10 查得。

图 10 重合度系数 Z_ϵ

直齿轮：

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}} \quad \dots \dots \dots \quad (164)$$

斜齿轮：

当 $\epsilon_3 < 1$ 时

$$Z_t = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}(1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_a}} \quad \dots \dots \dots \quad (165)$$

当 $\epsilon_3 \geq 1$ 时

以上式中： ε_a ——端面重合度，

$$\epsilon_a = \frac{0.5 \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) + a' \sin \alpha'}{\pi m \cos \alpha} \dots \quad (167)$$

ϵ_a ——纵向重合度。

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m} \quad \dots \dots \dots \quad (168)$$

ϵ 。计算式中,符号“ \pm ”和“ \mp ”,上面的用于外啮合传动,下面的用于内啮合传动:

ϵ_β 计算式中,当大小齿轮的齿宽 b 不一样时,采用其中较小值。对人字齿, $b = 2b_B$, b_B 为单个斜齿宽度。

7.1.4 螺旋角系数 Z_s

螺旋角系数 Z_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对接触应力影响的系数。 Z_β 数值可由式(169)计算,也可根据分度圆螺旋角 β 由图 11 查得。

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta} \quad \dots \dots \dots \quad (169)$$

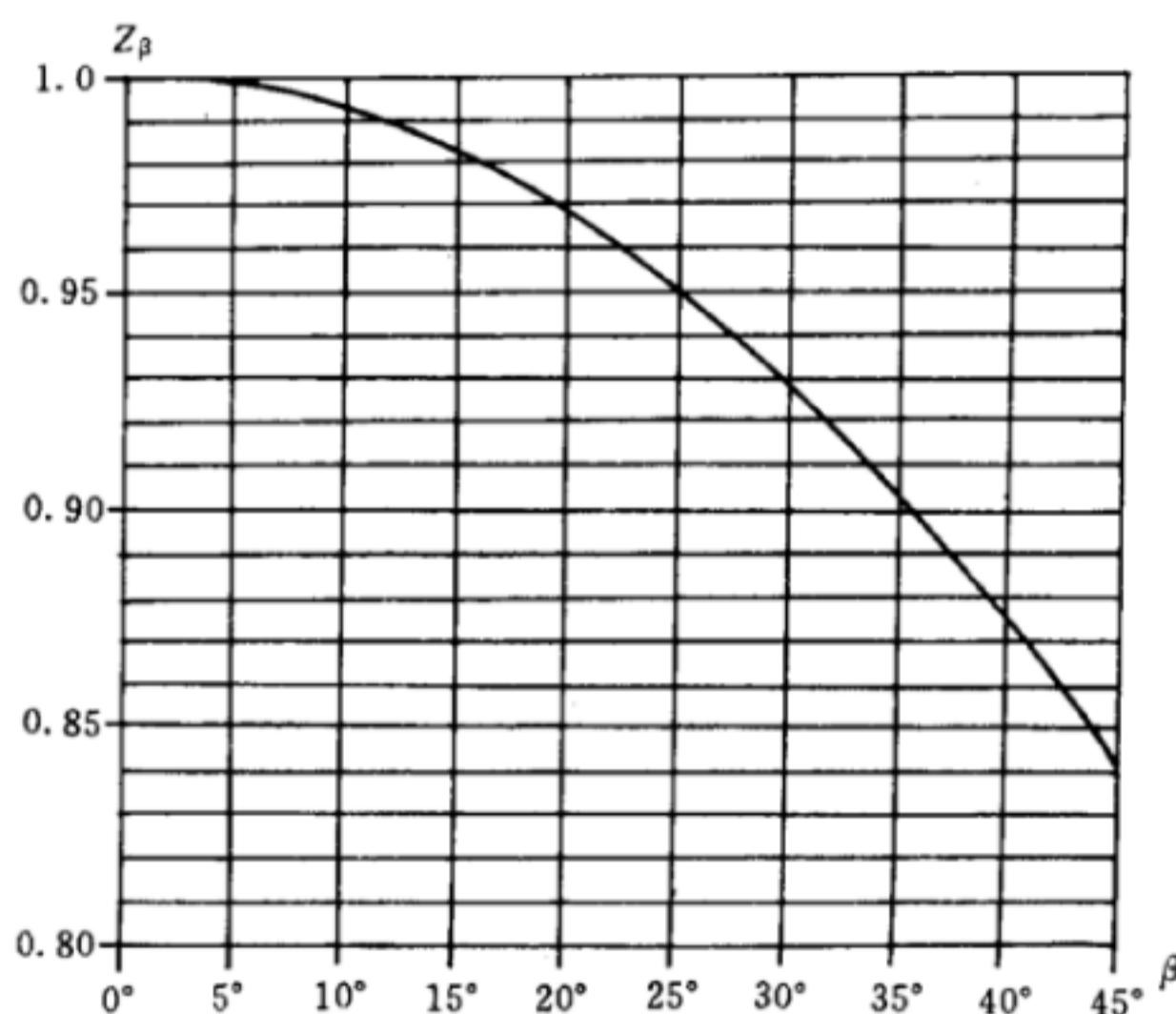


图 11 螺旋角系数 Z_s

7.1.5 单对齿啮合系数 Z_B, Z_D

Z_B 是把节点 C 处的接触应力折算到小轮单对齿啮合区内界点 B 处的接触应力的系数; Z_D 则是把节点 C 处的接触应力折算到大轮单对齿啮合区内界点 D 处的接触应力的系数(参见图 12)。

Z_B 和 Z_D 可由下述的计算来得到。

端面重合度 $\epsilon_a < 2$ 的外啮合齿轮⁴⁾:

先计算参数 M_1 和 M_2 :

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_t'}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2}} - 1 - \frac{2\pi}{z_1}\right)\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2}} - 1 - (\epsilon_a - 1)\frac{2\pi}{z_2}\right)}} \quad (170)$$

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_t'}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2}} - 1 - \frac{2\pi}{z_2}\right)\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2}} - 1 - (\epsilon_a - 1)\frac{2\pi}{z_1}\right)}} \quad (171)$$

式中 $d_{a1}(d_{a2}), d_{b1}(d_{b2}), z_1(z_2)$ 分别为小轮(大轮)的齿根圆、基圆直径和齿数; α_t' 为端面分度圆啮合角, 见式(160); ϵ_a 为端面重合度, 见式(167)。

直齿轮:

当 $M_1 > 1$ 时, $Z_B = M_1$; 当 $M_1 \leq 1$ 时, $Z_B = 1$ 。

当 $M_2 > 1$ 时, $Z_D = M_2$; 当 $M_2 \leq 1$ 时, $Z_D = 1$ 。

斜齿轮:

当纵向重合度 $\epsilon_\beta \geq 1.0$ 时, $Z_B = 1, Z_D = 1$ 。

当纵向重合度 $\epsilon_\beta < 1.0, Z_B, Z_D$ 由式(172), 式(173)确定。

$$Z_B = M_1 - \epsilon_\beta(M_1 - 1) \quad (172)$$

当 $Z_B < 1$ 时, 取 $Z_B = 1$ 。

$$Z_D = M_2 - \epsilon_\beta(M_2 - 1) \quad (173)$$

当 $Z_D < 1$ 时, 取 $Z_D = 1$ 。

对内啮合齿轮, 取 $Z_B = 1, Z_D = 1$ 。

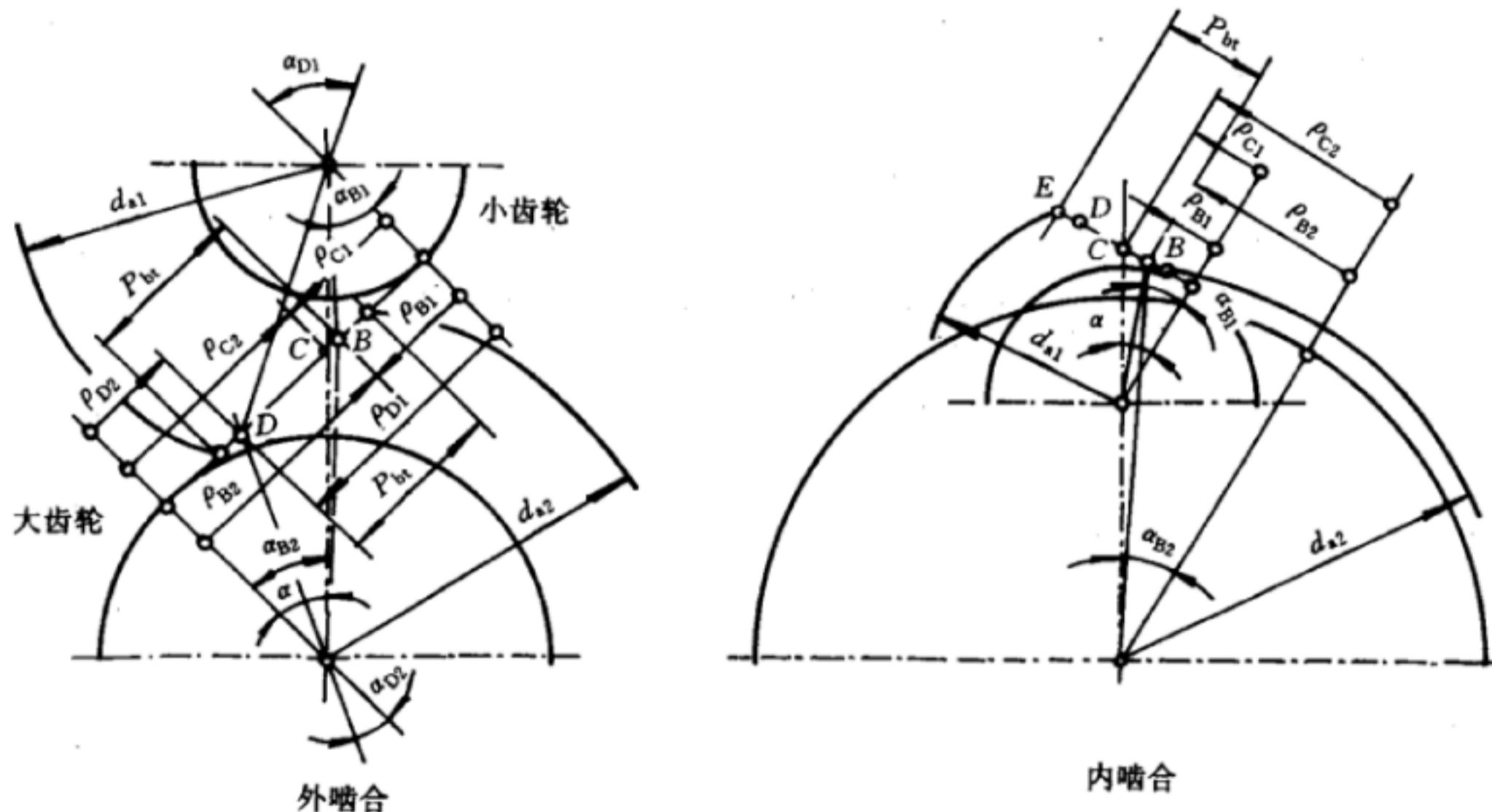


图 12 节点 C 及单对齿啮合区 B、D 处的曲率半径

4) 对于端面重合度, $2 < \epsilon_a < 3$ 的外啮合齿轮, Z_B 和 Z_D 按两对齿啮合的外界点计算。

7.2 计算弯曲应力的系数

7.2.1 齿形系数 Y_F, Y_{Fa}

齿形系数是用以考虑齿形对名义弯曲应力的影响,以过齿廓根部左右两过渡曲线与 30° 切线相切点的截面作为危险截面进行计算。

7.2.1.1 齿形系数 Y_F

齿形系数 Y_F 是考虑载荷作用于单对齿啮合区外界点时齿形对名义弯曲应力的影响(参见图 13)。

a) 外齿轮的齿形系数 Y_F

按图 13 所示定义,外齿轮的齿形系数 Y_F 可由下式确定:

$$Y_F = \frac{6 \left(\frac{h_{Fe}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n} \dots \dots \dots \quad (174)$$

式中: m_n —齿轮法向模数, mm;

α_n ——法向分度圆压力角；

$\alpha_{\text{Fn}}, h_{\text{Fe}}, s_{\text{Fn}}$ 的定义见图 13。

式(174)适用于标准或变位的直齿轮和斜齿轮。对于斜齿轮,齿形系数按法截面确定,即按当量齿数 z_n 进行计算。大、小轮的齿形系数应分别确定。 z_n 应按式(178)计算。

用齿条刀具加工的外齿轮的 Y_F 可用表 19 中的公式计算。

本计算方法需满足下列条件：

- 1) 30° 切线的切点应位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上；
 - 2) 刀具齿顶必须有一定大小的圆角，即 $\rho_P \neq 0$ 。刀具的基本齿廓尺寸见图 14。

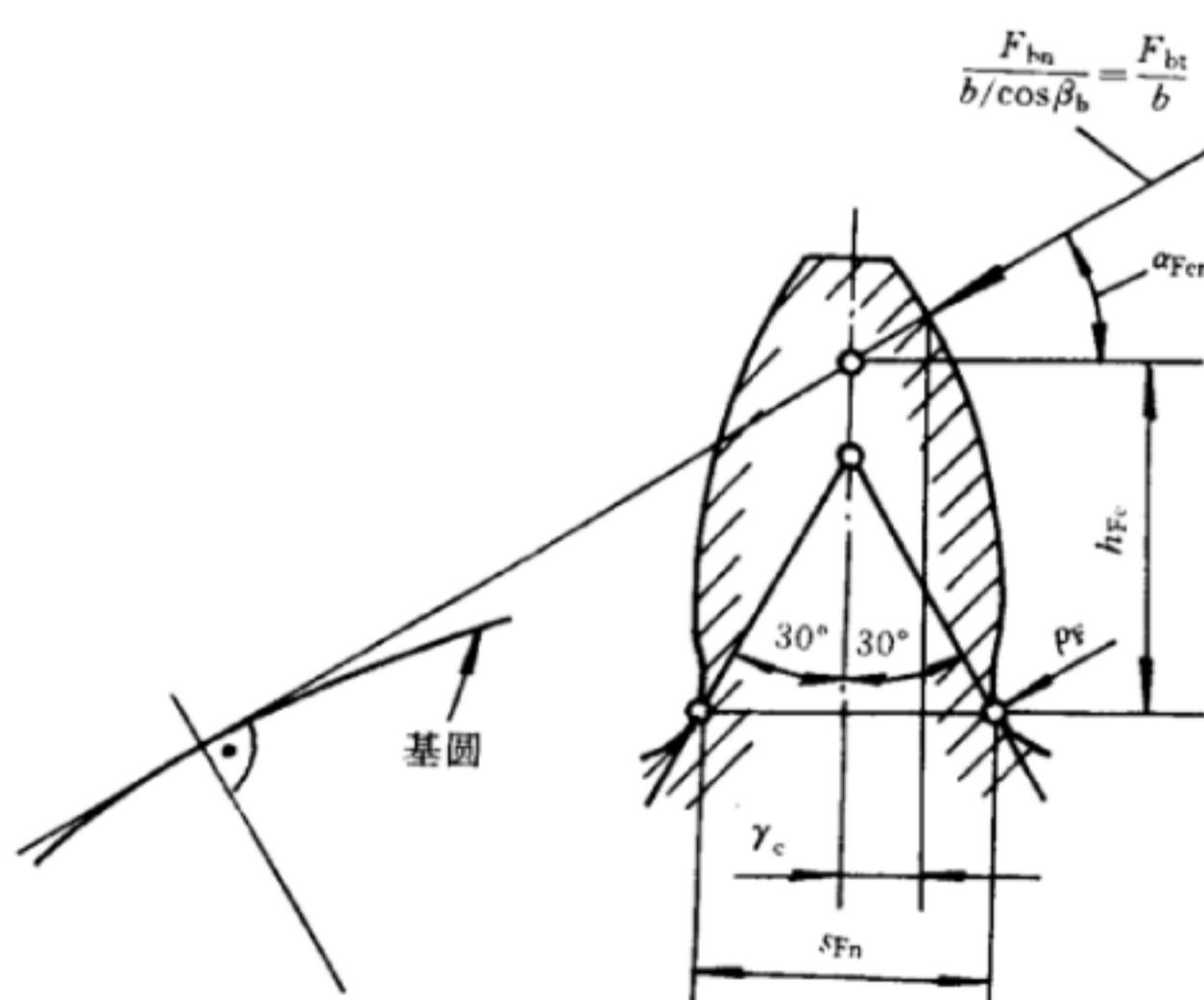
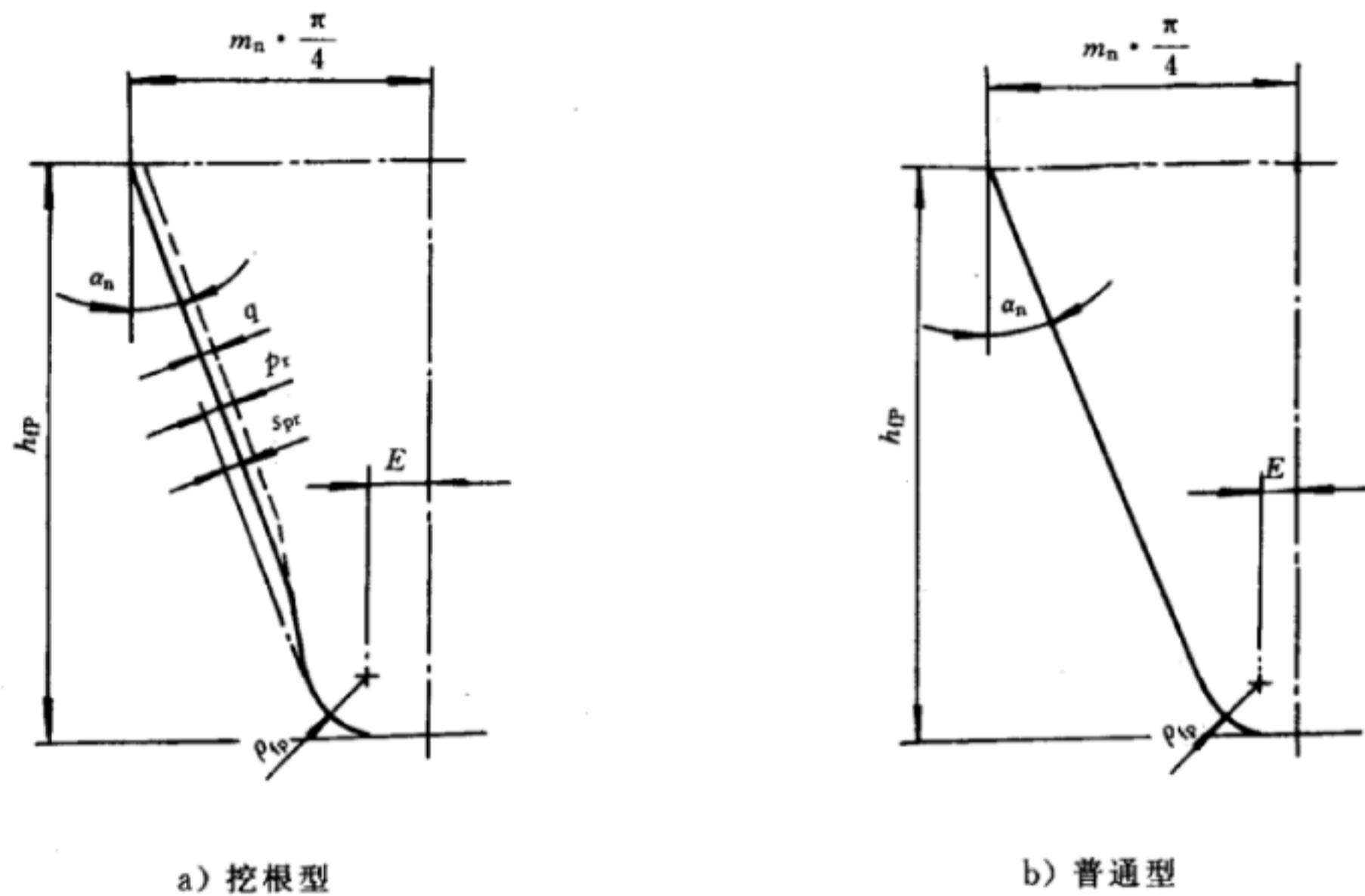


图 13 影响外齿轮齿形系数 Y_F 的各参数



a) 挖根型

b) 普通型

图 14 刀具基本齿廓尺寸

表 19 外齿轮齿形系数 Y_F 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	公式号	备注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	E	$\frac{\pi m_n}{4} - h_{ip} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{ip}}{\cos \alpha_n}$	(175)	h_{ip} ——基本齿廓齿根高 $s_{pr} = p_t - q$ 见图 14
2	辅助值	G	$\frac{\rho_{ip}}{m_n} - \frac{h_{ip}}{m_n} + x$	(176)	x ——法向变位系数
3	基圆螺旋角	β_b	$\arccos[\sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}]$	(177)	
4	当量齿数	z_n	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta}$	(178)	
5	辅助值	H	$\frac{2}{z_n}(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n}) - \frac{\pi}{3}$	(179)	
6	辅助角	θ	$(2G/z_n)\tan \theta - H$	(180)	用牛顿法解时可取初始值 $\theta = -H/(1 - 2G/z_n)$
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$z_n \sin(\frac{\pi}{3} - \theta) + \sqrt{3}(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{ip}}{m_n})$	(181)	
8	30°切点处曲率半径与模数之比	$\frac{\rho_F}{m_n}$	$\frac{\rho_{ip}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)}$	(182)	
9	当量直齿轮端面重合度	ϵ_{an}	$\frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_b}$	(183)	ϵ_a 见式(167)
10	当量直齿轮分度圆直径	d_n	$\frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	(184)	
11	当量直齿轮基圆直径	d_{bn}	$d_n \cos \alpha_n$	(185)	

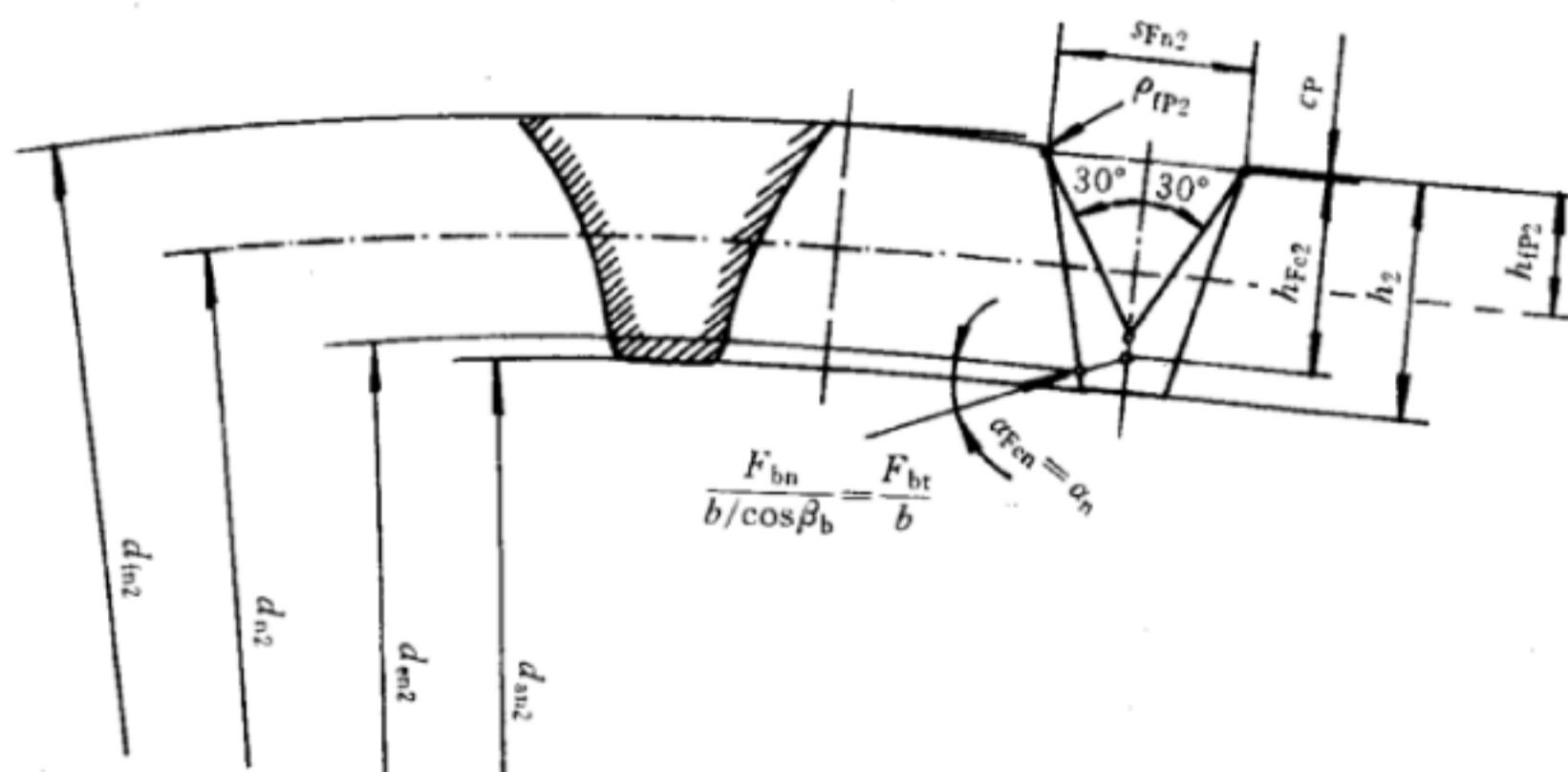
表 19(完)

序号	名称	代号	计算公式	公式号	备注
12	当量直齿轮顶圆直径	d_{an}	$d_n + d_a - d$	(186)	d_a —齿顶圆直径 d —分度圆直径
13	当量直齿轮单对齿啮合区外界点直径	d_{en}	$2 \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} \mp \pi m_n \cos \alpha_n (\epsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2}$ 注:式中“ \mp ”处对外啮合取“-”, 对内啮合取“+”	(187) ⁷⁾	
14	当量齿轮单齿啮合外界点压力角	α_{en}	$\arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right)$	(188)	
15	外界点处的齿厚半角	γ_e	$\frac{1}{z_n}(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n) + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{en}$	(189)	
16	当量齿轮单齿啮合外界点载荷作用角	α_{Fen}	$\alpha_{en} - \gamma_e$	(190)	
17	弯曲力臂与模数比	$\frac{h_{Fe}}{m_n}$	$\frac{1}{2}[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos(\frac{\pi}{3} - \theta) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{IP}}{m_n}]$	(191)	
18	齿形系数	Y_F	$\frac{6 \left(\frac{h_{Fe}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$	(174)	

注: 在表 19 至表 22 中, 长度单位为 mm; 角度单位为 rad。

b) 内齿轮的齿形系数 Y_F

内齿轮的齿形系数 Y_F 不仅与齿数和变位系数有关, 且与插齿刀的参数有关。为了简化计算, 可近似地按替代齿条计算(见图 15)。替代齿条的法向齿廓与基本齿条相似, 齿高与内齿轮相同, 法向载荷作用角 α_{Fen} 等于 α_n , 并以脚标 2 表示内齿轮, 有关计算公式见表 20(适用于 $z_2 > 70$)。

图 15 影响内齿轮齿形系数 Y_F 的各参数

采用说明:

7) 式(187)相应的 ISO 6336-3:1996 式(4.16)有误, 已订正。

由于内齿轮通常用齿轮形刀具切制而成,其齿根过渡圆弧半径 ρ_{F2} 常常是较小的。当 ρ_{F2} 未知时,可近似取 $\rho_{F2} = 0.15 m_n$ 。

表 20 内齿轮齿形系数 Y_F 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	公式号	备注
1	当量内齿轮分度圆直径	d_{n2}	$\frac{d_2}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	(192)	d_2 ——内齿轮分度圆直径
2	当量内齿轮根圆直径	d_{fn2}	$d_{n2} + d_{f2} - d_2$	(193)	d_{f2} ——内齿轮根圆直径
3	当量齿轮单齿啮合区外界点直径	d_{en2}	同表 19 式(187)	(187)	式中“±”、“干”符号应采用内啮合的
4	当量内齿轮齿根高	h_{fp2}	$\frac{d_{fn2} - d_{n2}}{2}$	(194) ^{8]}	
5	内齿轮齿根过渡圆半径	ρ_{F2}	当 ρ_{F2} 已知时取已知值; 当 ρ_{F2} 未知时取为 $0.15m_n$	(195)	
6	刀具圆角半径	ρ_{fp2}	当齿轮型插齿刀顶端 ρ_{fp2} 已知时取已知值;当 ρ_{fp2} 未知时,取 $\rho_{fp2} \approx \rho_{F2}$	(196)	
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn2}}{m_n}$	$2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fp2} - \rho_{fp2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{fp2} - s_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right)$	(197) ^{9]}	$s_{pr} = p_r - q$, 见图 14
8	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fe2}}{m_n}$	$\frac{d_{fn2} - d_{en2}}{2} - \left(\frac{\pi}{4} - \left(\frac{d_{fn2} - d_{en2} - h_{fp2}}{2m_n} - \frac{h_{fp2}}{m_n} \right) \cdot \tan \alpha_n \right) \cdot \tan \alpha_n - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right)$	(198) ^{10]}	
9	齿形系数	Y_F	$\left(\frac{6h_{Fe2}}{m_n} \right) / \left(\frac{s_{Fn2}}{m_n} \right)^2$	(174a)	

7.2.1.2 齿形系数 Y_{Fa}

齿形系数 Y_{Fa} 是考虑当载荷作用于齿顶时齿形对名义弯曲应力的影响, 用于近似计算。 Y_{Fa} 只能与 Y_e 一起使用。

a) 外齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 按图 16 定义，并可由下式确定：

采用说明：

⁸⁷ 式(194)相应的 ISO 6336-3:1996 式(4.23)定义不合我国惯用定义,已订正。

⁹⁷ ISO 6336-3:1996 式(4.21)首项误为 $1/2$, 已订正为 2。

[10] 已按[8]订正将式(198)中有关符号变号。

式(199)适用于 $\epsilon_{an} < 2$ 的标准或变位的直齿轮和斜齿轮。大、小轮的 Y_{Fa} 应分别确定。

对于斜齿轮,齿形系数按法截面确定,即按当量齿数 Z_n 确定,当量齿数 Z_n 可用式(178)计算。

用齿条刀具加工的外齿轮的 Y_{Fa} 可按表 21 中的公式计算,或按图 18a~18d 相应查取。不同参数的齿形所适用的图号见表 23。

图 18a~18d 的图线适用于齿顶不缩短的齿轮。对于齿顶缩短的齿轮,实际弯曲力臂比不缩短时稍小一些,因此用以上图线查取的值偏于安全。

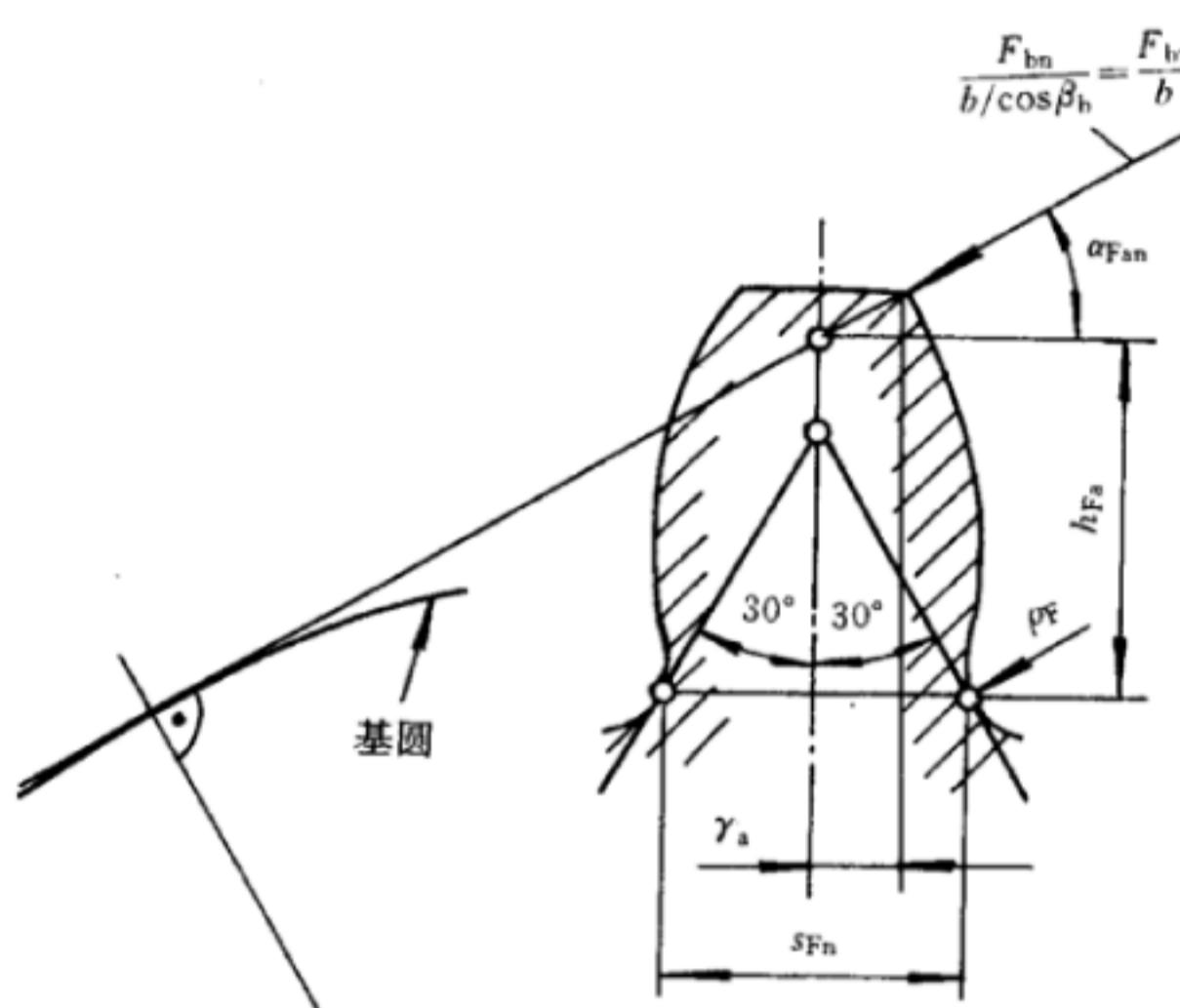


图 16 影响外齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的各参数

表 21 外齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	公式号	备注
1	刀尖圆心至刀齿对称线的距离	E	$\frac{\pi m_n}{4} - h_{ip} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{ip}}{\cos \alpha_n}$	(175)	h_{ip} ——基本齿廓齿根高 s_{pr} —— $p_t - q$, 见图 13
2	辅助值	G	$\frac{\rho_{ip}}{m_n} - \frac{h_{ip}}{m_n} + x$	(176)	x ——法向变位系数
3	基圆螺旋角	β_b	$\arccos[\sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2}]$	(177)	
4	当量齿数	z_n	$\frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$	(178)	
5	辅助值	H	$\frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$	(179)	
6	辅助角	θ	$(2G/z_n) \tan \theta - H$	(180)	用牛顿法解时可取初始值 $\theta = -H/(1 - 2G/z_n)$
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn}}{m_n}$	$z_n \sin(\frac{\pi}{3} - \theta) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{ip}}{m_n} \right)$	(200)	ρ_{ip}/m_n 按式(182)计算
8	当量齿轮齿顶压力角	α_{an}	$\arccos \left[\frac{\cos \alpha_n}{1 + \frac{(d_a - d)}{m_n z_n}} \right]$	(201)	d_a ——齿顶圆直径 d ——齿分圆直径
9	齿顶厚半角	γ_a	$\frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n} + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{an}$	(202)	

表 21(完)

序号	名称	代号	计算公式	公式号	备注
10	当量齿轮齿顶载荷作用角	α_{Fn}	$\alpha_{Fn} - \gamma_s = \tan \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_n - \frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n}$	(203)	
11	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa}}{m_n}$	$0.5z_n \left[\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fn}} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0.5 \left(\frac{\rho_{Ip}}{m_n} - \frac{G}{\cos \theta} \right)$	(204)	
12	齿形系数	Y_{Fa}	$\left(6 \times \frac{h_{Fa}}{m_n} \cos \alpha_{Fn} \right) / \left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n$	(199)	

b) 内齿轮的齿形系数 Y_{Fa}

内齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 可近似地按替代齿条计算。此替代齿条的法向齿廓与基本齿条相似, 齿高与内齿轮相同, 并取法向载荷作用角 α_{Fn} 等于 α_n (参见图 17)。以脚标 2 表示内齿轮。有关计算公式见表 22 (适用于 $z_2 > 70$)。

与图 18a~18e 各齿形参数相对应的内齿轮齿形系数 Y_{Fa} 也可由表 23 查取。

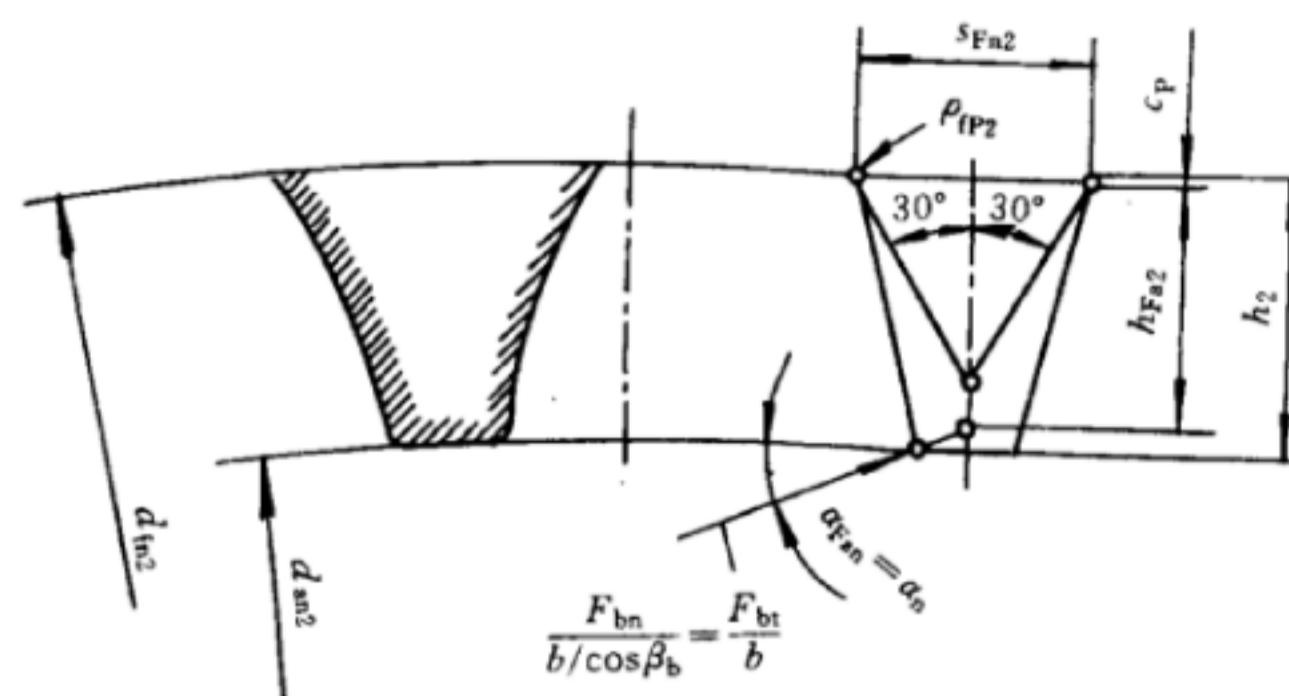
表 22 内齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的有关公式

序号	名称	代号	计算公式	公式号	备注
1	当量内齿轮分圆直径	d_{n2}	$\frac{d_2}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n$	(192)	d_2 —— 内齿轮分圆直径
2	当量内齿轮根圆直径	d_{fn2}	$d_{n2} + d_{f2} - d_2$	(193)	d_{f2} —— 内齿轮根圆直径
3	当量内齿轮顶圆直径	d_{sn2}	$d_{n2} + d_{s2} - d_2$	(205)	d_{s2} —— 内齿轮顶圆直径
4	当量内齿轮齿根高	h_{fp2}	$\frac{d_{fn2} - d_{n2}}{2}$	(194)	
5	内齿轮齿根过渡圆半径	ρ_{F2}	当 ρ_{F2} 已知时取已知值; 当 ρ_{F2} 未知时取为 $0.15m_n$	(195)	
6	刀具圆角半径	ρ_{fp2}	当齿轮型插齿刀顶端 ρ_{fp2} 已知时取已知值; 当 ρ_{fp2} 未知时取 $\rho_{fp2} \approx \rho_{F2}$	(196)	
7	危险截面齿厚与模数之比	$\frac{s_{Fn2}}{m_n}$	$2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fp2} - \rho_{fp2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{fp2} - s_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right]$	(197)	$s_{pr} = p_r - q$ 见图 14
8	弯曲力臂与模数之比	$\frac{h_{Fa2}}{m_n}$	$\frac{d_{fn2} - d_{sn2}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} - \left(\frac{d_{fn2} - d_{sn2}}{2m_n} - \frac{h_{fp2}}{m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right)$	(206) ^{11]}	
9	齿形系数	Y_{Fa}	$(6h_{Fa2}/m_n)/(s_{Fn2}/m_n)^2$		(199a)

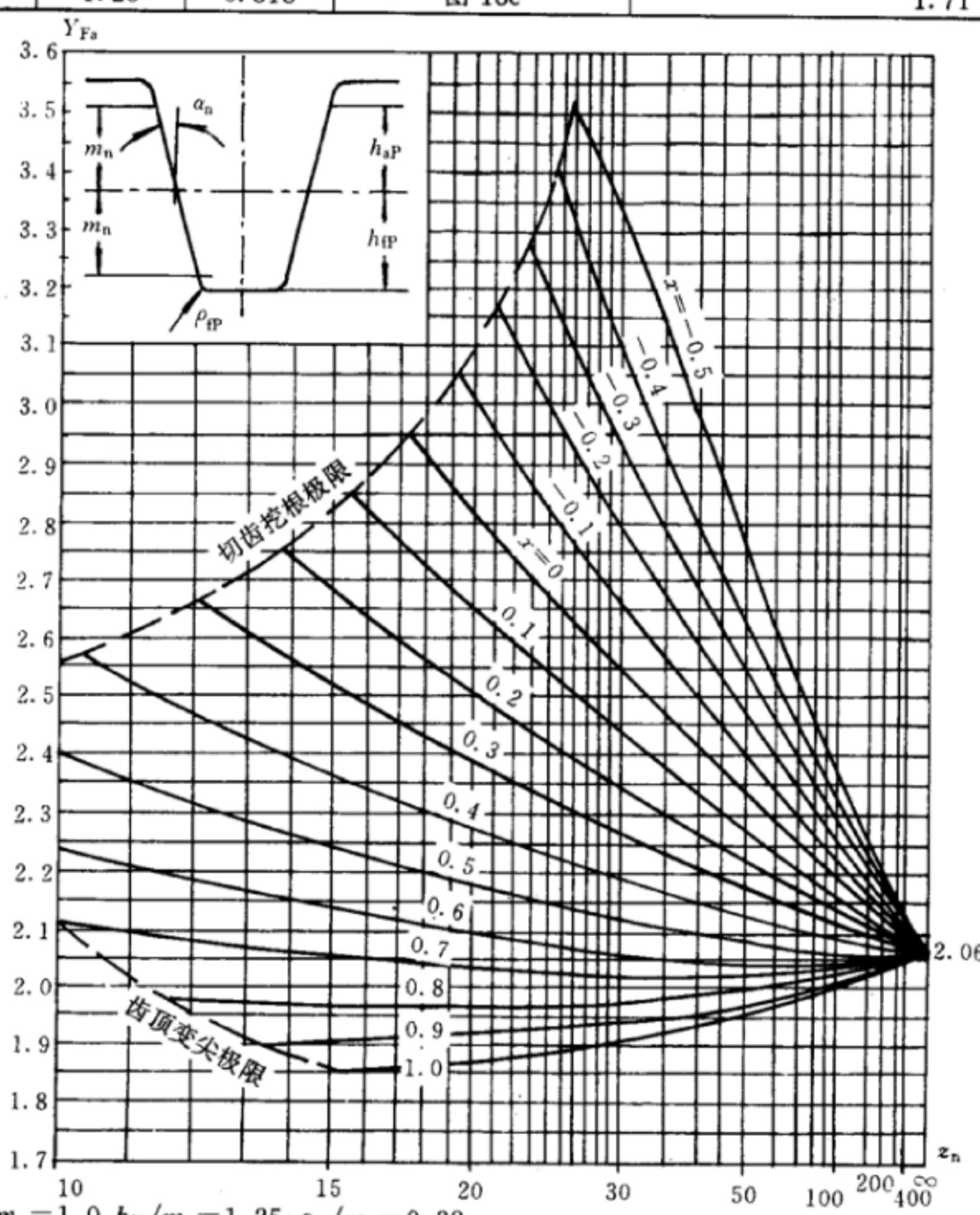
注: 对变位齿轮, 仍取标准齿高。

采用说明:

11] 已按 8]订正将式(206)中有关符号变号。

图 17 影响内齿轮齿形系数 Y_{Fa} 的各参数表 23 几种基本齿廓齿轮的 Y_{Fa}

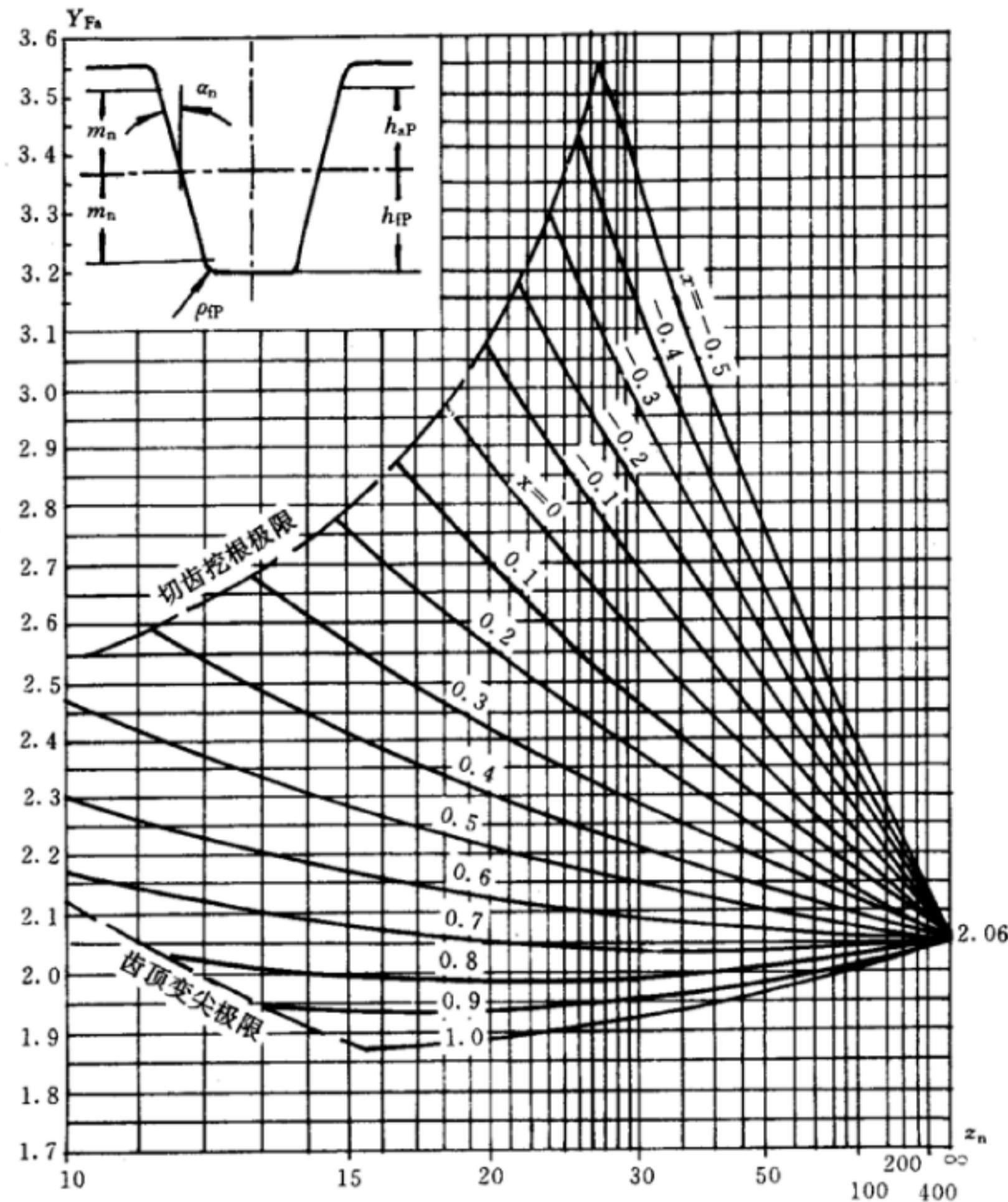
基本齿廓				外齿轮	内齿轮
α_n	$\frac{h_{ap}}{m_n}$	$\frac{h_{ip}}{m_n}$	$\frac{\rho_{ip}}{m_n}$	Y_{Fa}	Y_{Fa} $\rho_F = 0.15m_n, h = h_{ap} + h_{ip}$
20°	1	1.25	0.38	图 18a	2.053
20°	1	1.25	0.3	图 18b	2.053
22.5°	1	1.25	0.4	图 18c	1.87
20°	1	1.4	0.4	图 18d	(已挖根)
25°	1	1.25	0.318	图 18e	1.71



注: $\alpha_n = 20^\circ; h_{ap}/m_n = 1.0, h_{ip}/m_n = 1.25; \rho_{ip}/m_n = 0.38$

对内齿轮: 当 $\rho_F = 0.15m_n, h_{ip} = 1.25m_n, h_{ap} = m_n$ 时, $Y_{Fa} = 2.053$

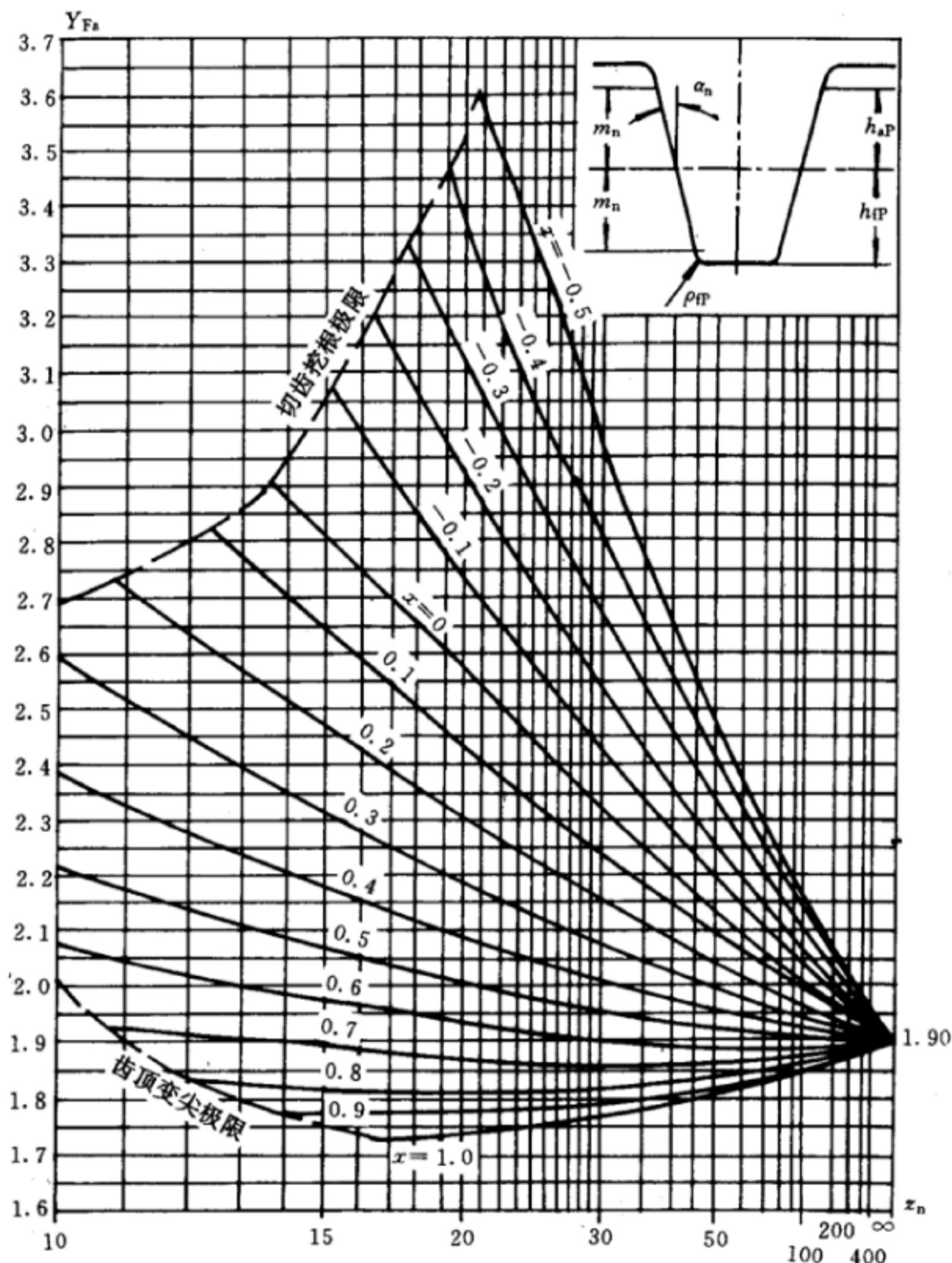
图 18a 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}



注: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1.0$, $h_{ip}/m_n = 1.25$, $\rho_{ip}/m_n = 0.3$

对内齿轮:当 $\rho_F = 0.15m_n$, $h_{ip} = 1.25m_n$, $h_{ap} = m_n$ 时, $Y_{Fa} = 2.053$

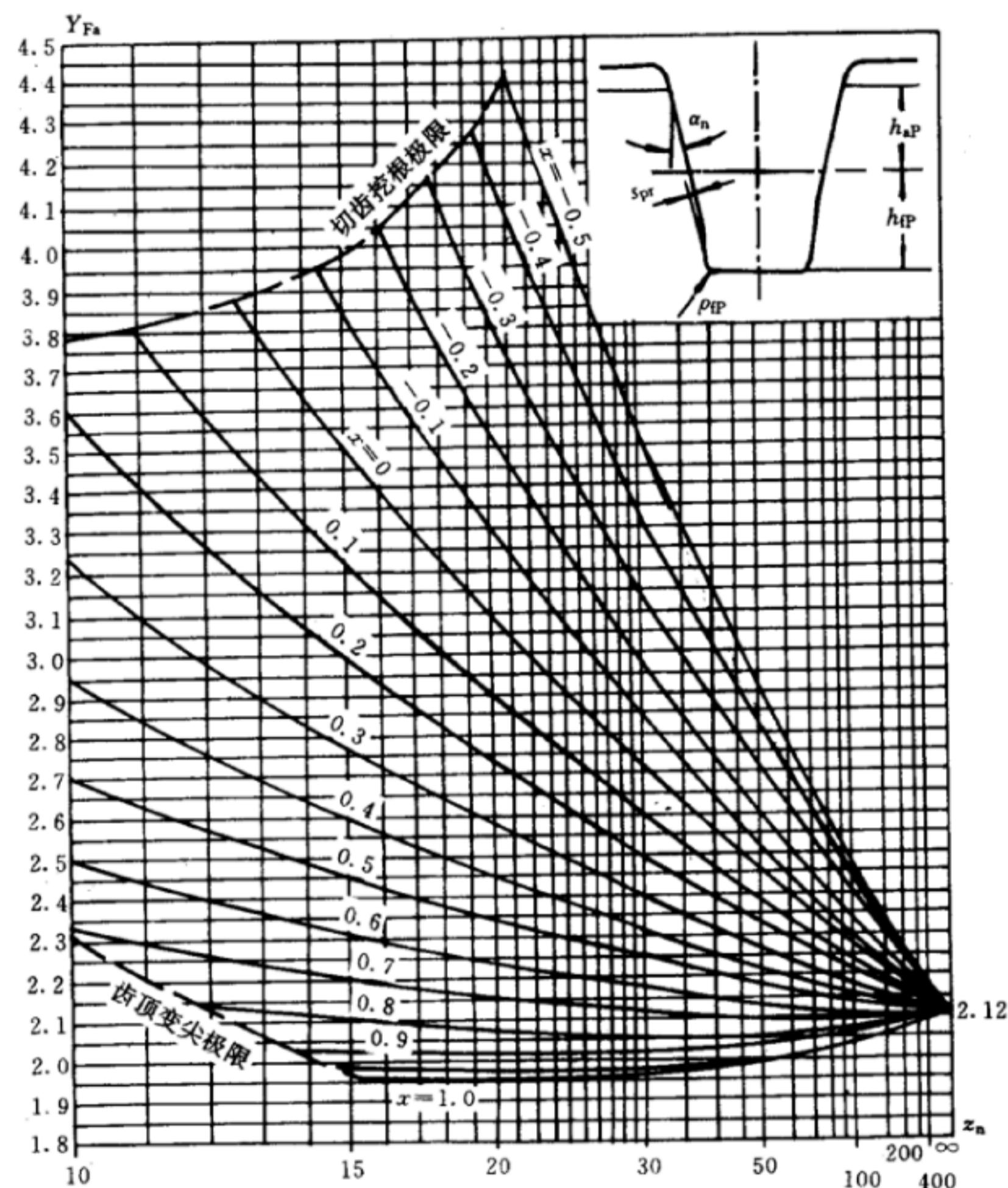
图 18b 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}



注: $\alpha_n = 22.5^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1.0$, $h_{ip}/m_n = 1.25$; $\rho_{ip}/m_n = 0.4$

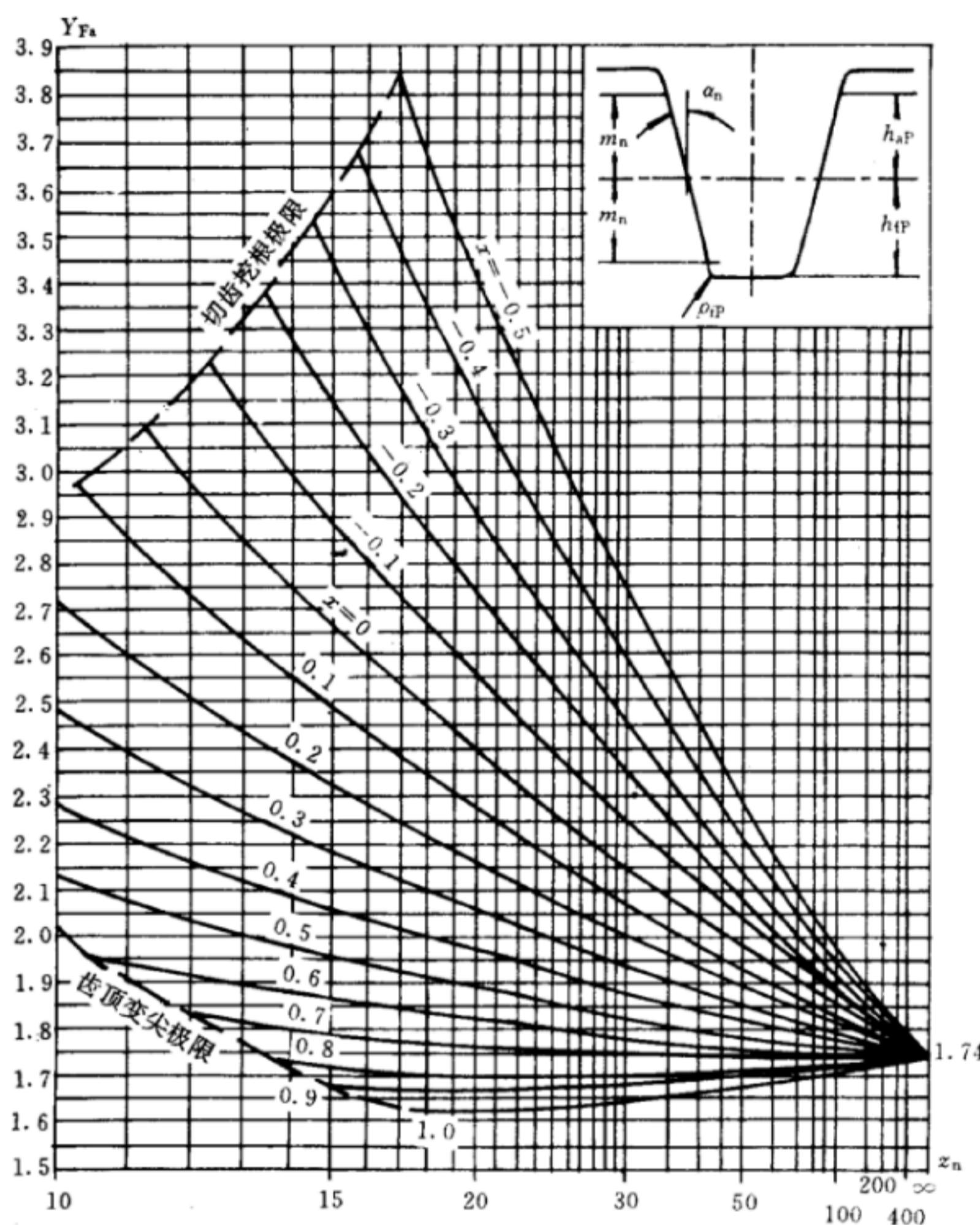
对内齿轮: 当 $\rho_F = 0.15m_n$, $h_{ip} = 1.25m_n$, $h_{ap} = m_n$ 时, $Y_{Fa} = 1.87$

图 18c 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}



注: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{sp}/m_n = 1.0$, $h_{IP}/m_n = 1.4$; $\rho_{IP}/m_n = 0.4$; $s_{pr} = 0.02m_n$

图 18d 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}



注： $\alpha_n = 25^\circ$ ； $h_{ap}/m_n = 1.0$ ， $h_{ip}/m_n = 1.25$ ； $r_{ip}/m_n = 0.318$

图 18e 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

7.2.2 应力修正系数 Y_s, Y_{sa}

应力修正系数 Y_s 和 Y_{sa} 是将名义弯曲应力换算成齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应，以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

应力修正系数不仅取决于齿根过渡曲线的曲率，还和载荷作用点的位置有关。 Y_s 用于载荷作用于单对齿啮合区外界点的计算方法（方法一）， Y_{sa} 则用于载荷作用于齿顶的计算方法（方法二）。

7.2.2.1 应力修正系数 Y_s

应力修正系数 Y_s 仅能与齿形系数 Y_F 联用。对于齿形角 α_n 为 20° 的齿轮， Y_s 可按式(207)计算。对于其他齿形角的齿轮，可按此式近似计算 Y_s 。

$$Y_s = (1.2 + 0.13L) q_s^{\frac{1}{1.21 + 2.37L}} \quad \dots \dots \dots \quad (207)$$

上式适用范围为： $1 \leq q_s < 8$

式中： L ——齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值：

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad \dots \dots \dots \quad (208)$$

s_{Fn} ——齿根危险截面齿厚。外齿轮由式(181)计算，内齿轮按式(197)计算。

h_{Fe} ——弯曲力臂。外齿轮由式(191)计算,内齿轮由式(198)计算。

q_s ——齿根圆角参数,其值为:

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad \dots \dots \dots \quad (209)$$

ρ_F —— 30° 切线切点处曲率半径。外齿轮由式(182)计算,内齿轮由式(195)计算。

Y_s 不宜用图解法确定。

7.2.2.2 应力修正系数 Y_{sa}

应力修正系数 Y_{S_a} 仅能与齿形系数 Y_{F_a} 联用，并且只能用于 $\epsilon_m < 2$ 的齿轮传动。

对于齿形角 α_n 为 20° 的齿轮, Y_{Sa} 可按式(210)计算。对于其他齿形角的齿轮, 可按此式近似计算 Y_{Sa} 。

$$Y_{\text{Sa}} = (1.2 + 0.13L_a)q_s^{\frac{1}{1.21+2.3/L_a}} \dots \dots \dots \quad (210)$$

上式适用范围为 $1 \leq q_s < 8$,

式中： $L_s = s_{Fn}/h_{Fs}$ ；

s_{F_D} ——外齿轮由式(181)计算,内齿轮由式(197)计算;

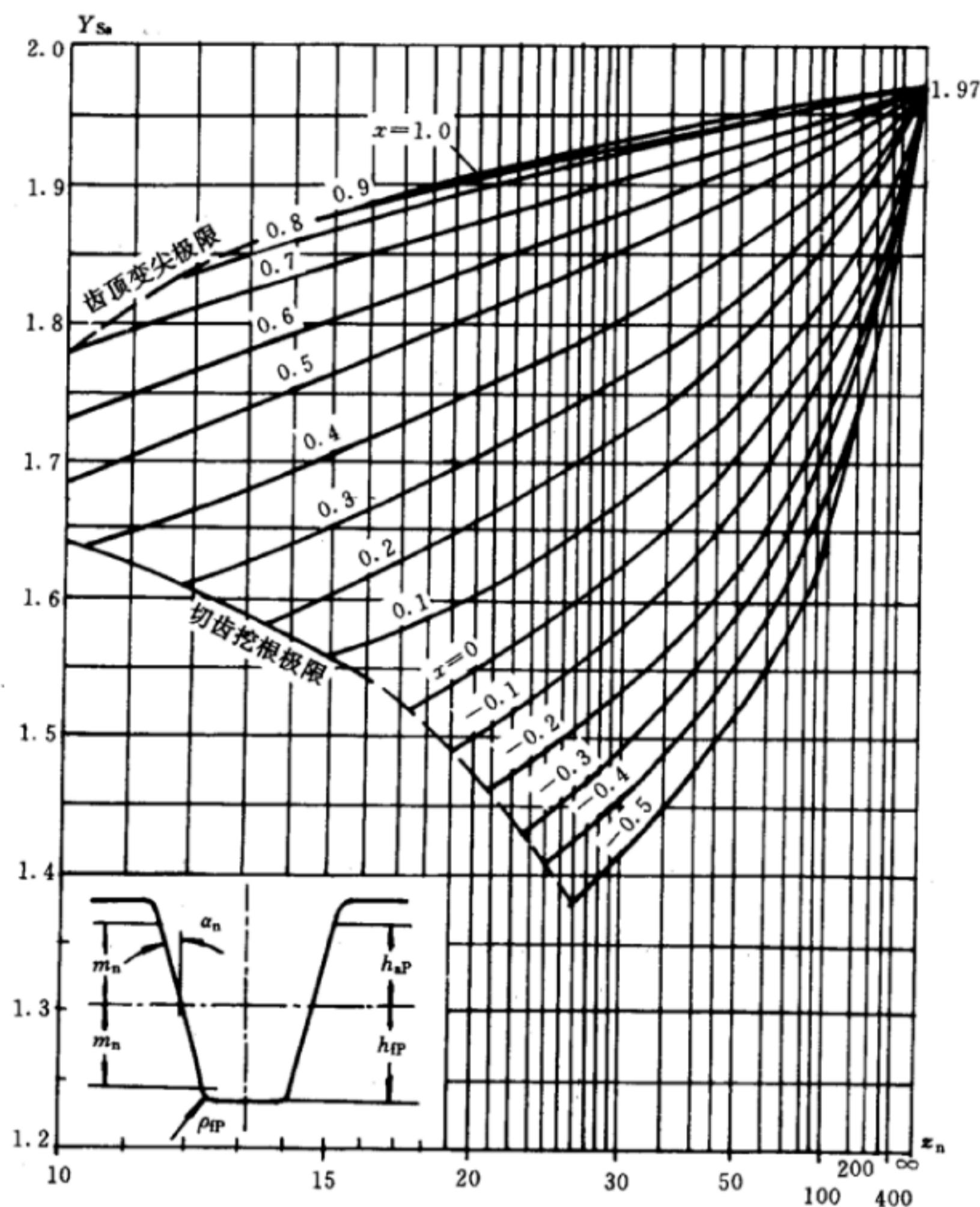
h_{F_A} ——外齿轮由式(204)计算,内齿轮由式(206)计算;

q_1 ——按式(209)计算。

用齿条刀具加工的外齿轮，其应力修正系数 Y_{sa} 也可按当量齿数和法向变位系数从图 19a~19e 查取。对于短齿和有齿顶倒角的齿轮来说，使用这些图中的 Y_{sa} 值，其承载能力是偏向安全的。不同参数的齿形所适用的图号见表 24。

表 24 几种基本齿廓齿轮的 Y_{S_0}

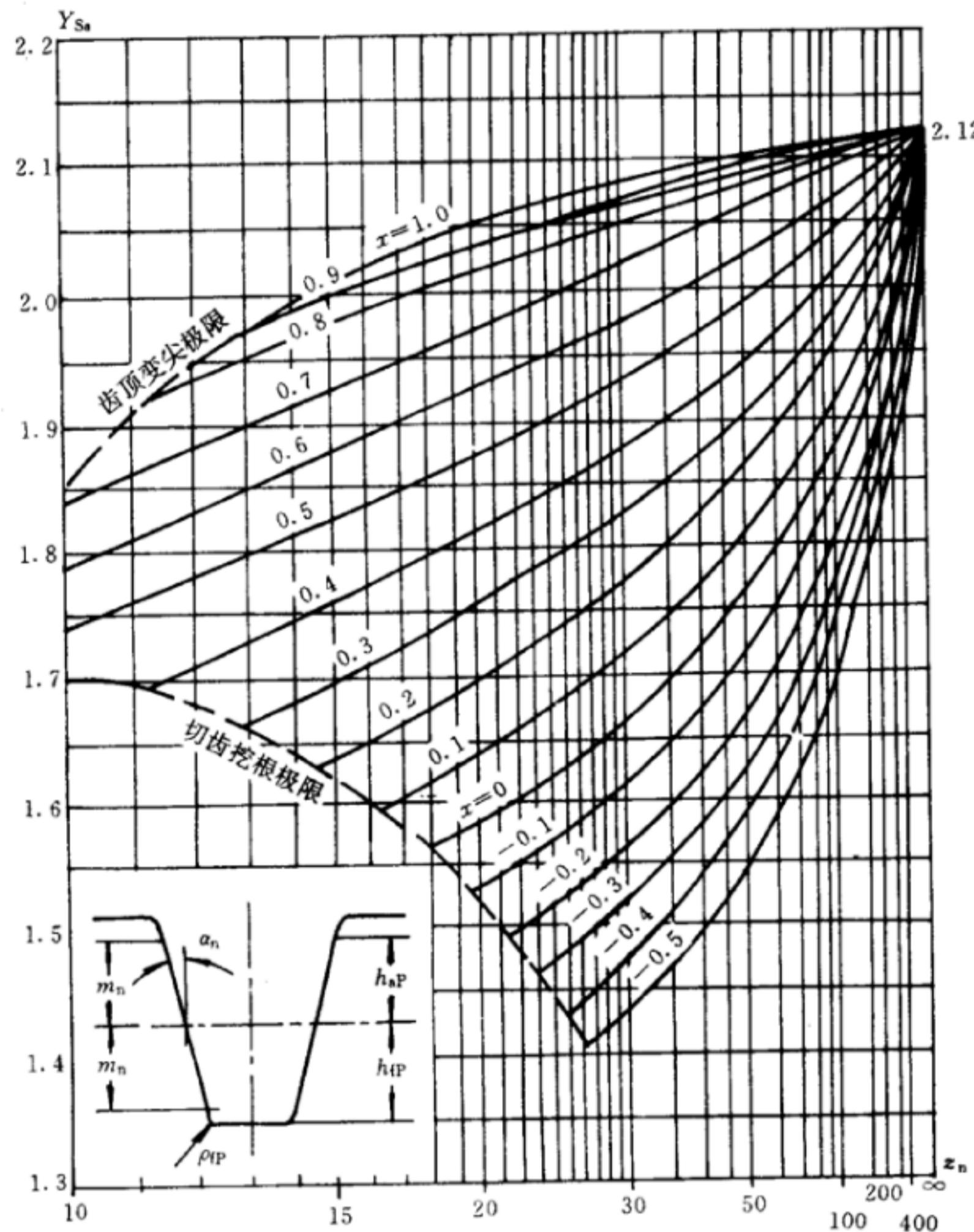
基本齿廓				外齿轮	内齿轮
α_n	$\frac{h_{ap}}{m_n}$	$\frac{h_{fp}}{m_n}$	$\frac{\rho_{fp}}{m_n}$	Y_{sa}	Y_{sa} $\rho_f = 0.15m_n, h = h_{ap} + h_{fp}$
20°	1	1.25	0.38	图 19a	2.65
20°	1	1.25	0.3	图 19b	2.65
22.5°	1	1.25	0.4	图 19c	2.76
20°	1	1.4	0.4	图 19d	(已挖根)
25°	1	1.25	0.318	图 19e	2.87



注: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1.0$, $h_{ip}/m_n = 1.25$; $\rho_{ip}/m_n = 0.38$

对内齿轮:当 $\rho_F = 0.15m_n$, $h_{ip} = 1.25m_n$, $h_{ap} = m_n$ 时, $Y_{Sa} = 2.65$

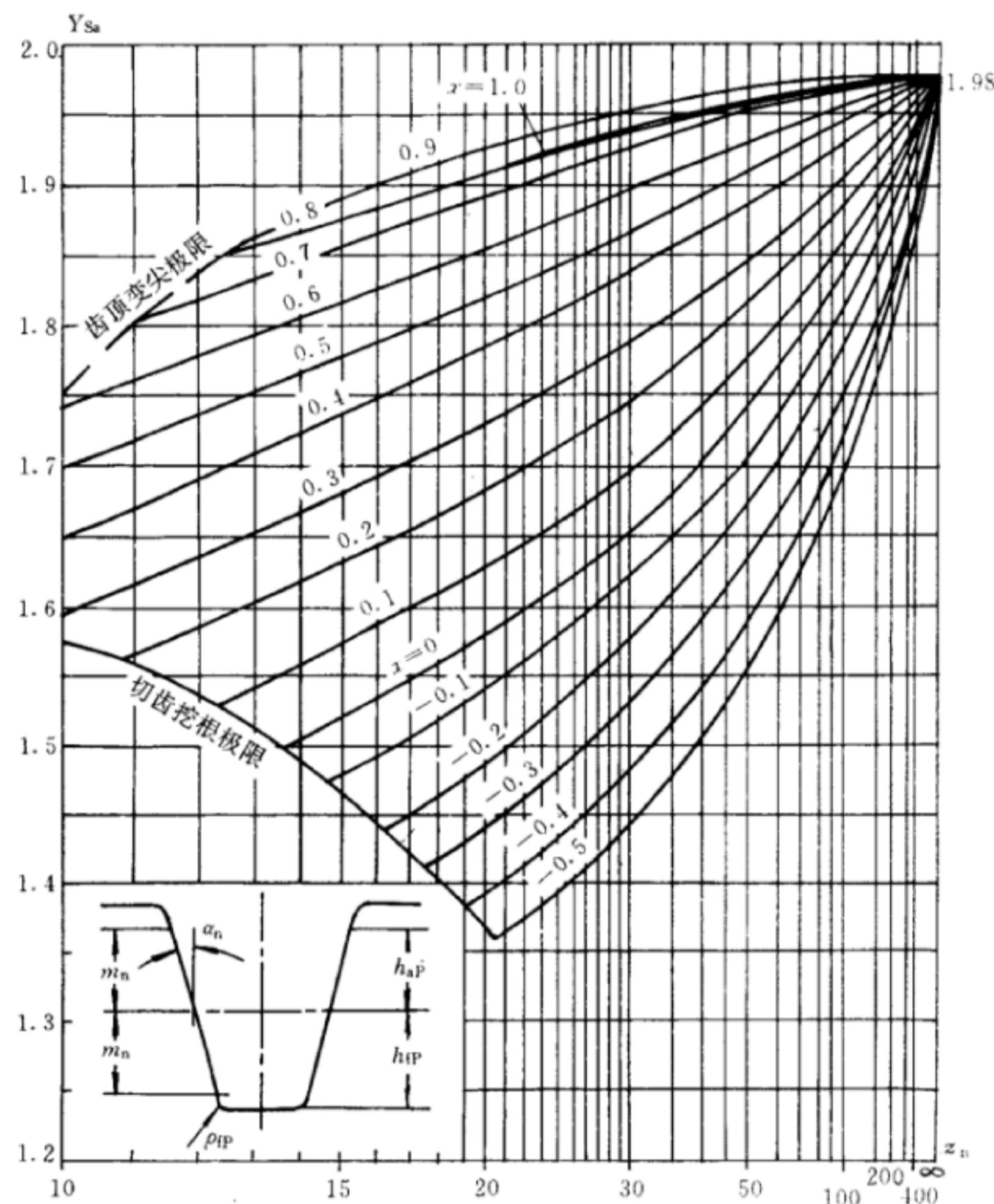
图 19a 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}



注: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1.0$, $h_{ip}/m_n = 1.25$; $\rho_{ip}/m_n = 0.3$

对内齿轮:当 $\rho_p = 0.15m_n$, $h_{ip} = 1.25m_n$, $h_{ap} = m_n$ 时, $Y_{sa} = 2.65$

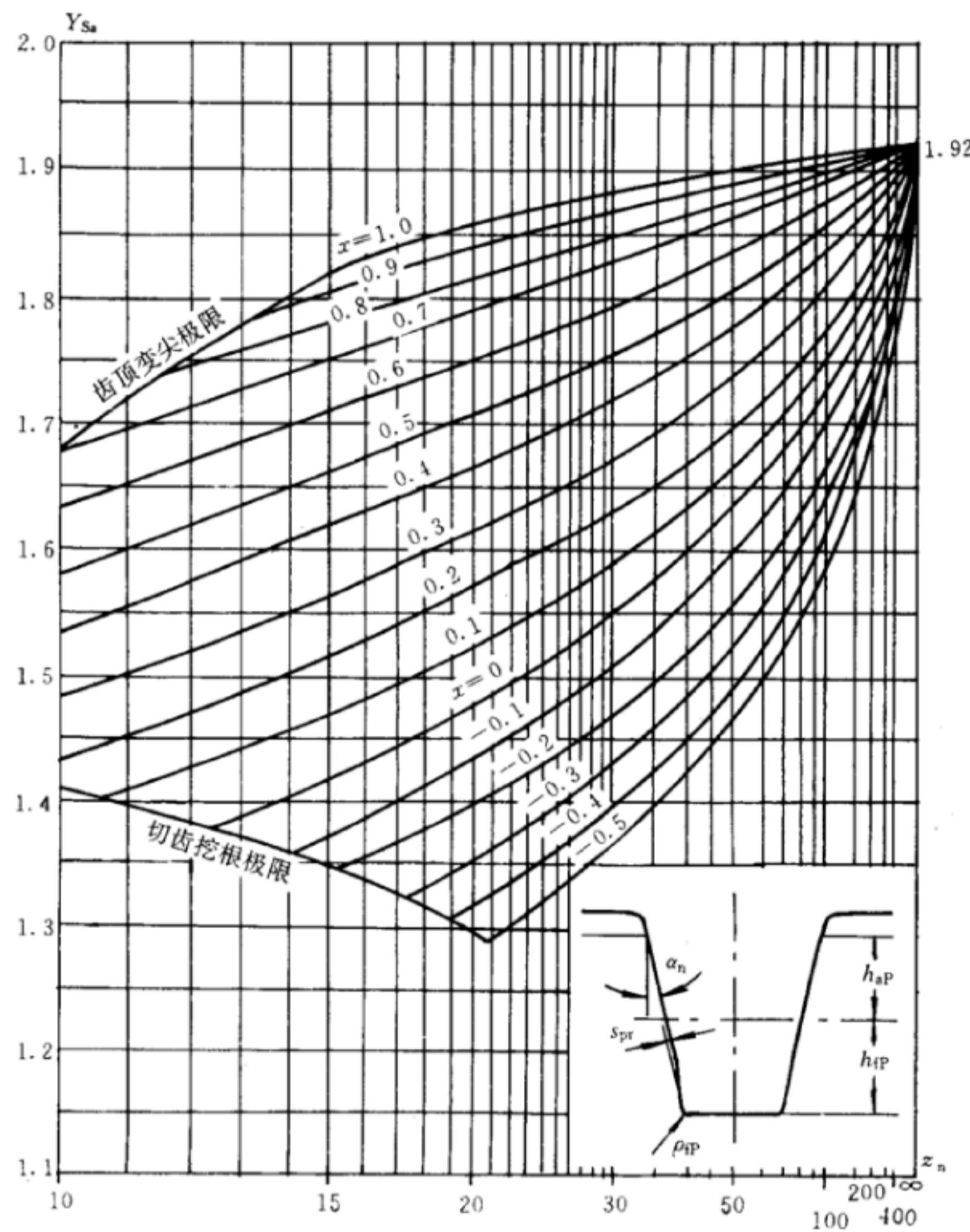
图 19b 外齿轮应力修正系数 Y_{sa}



注: $\alpha_n = 22.5^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1.0$, $h_{IP}/m_n = 1.25$; $\rho_{IP}/m_n = 0.4$

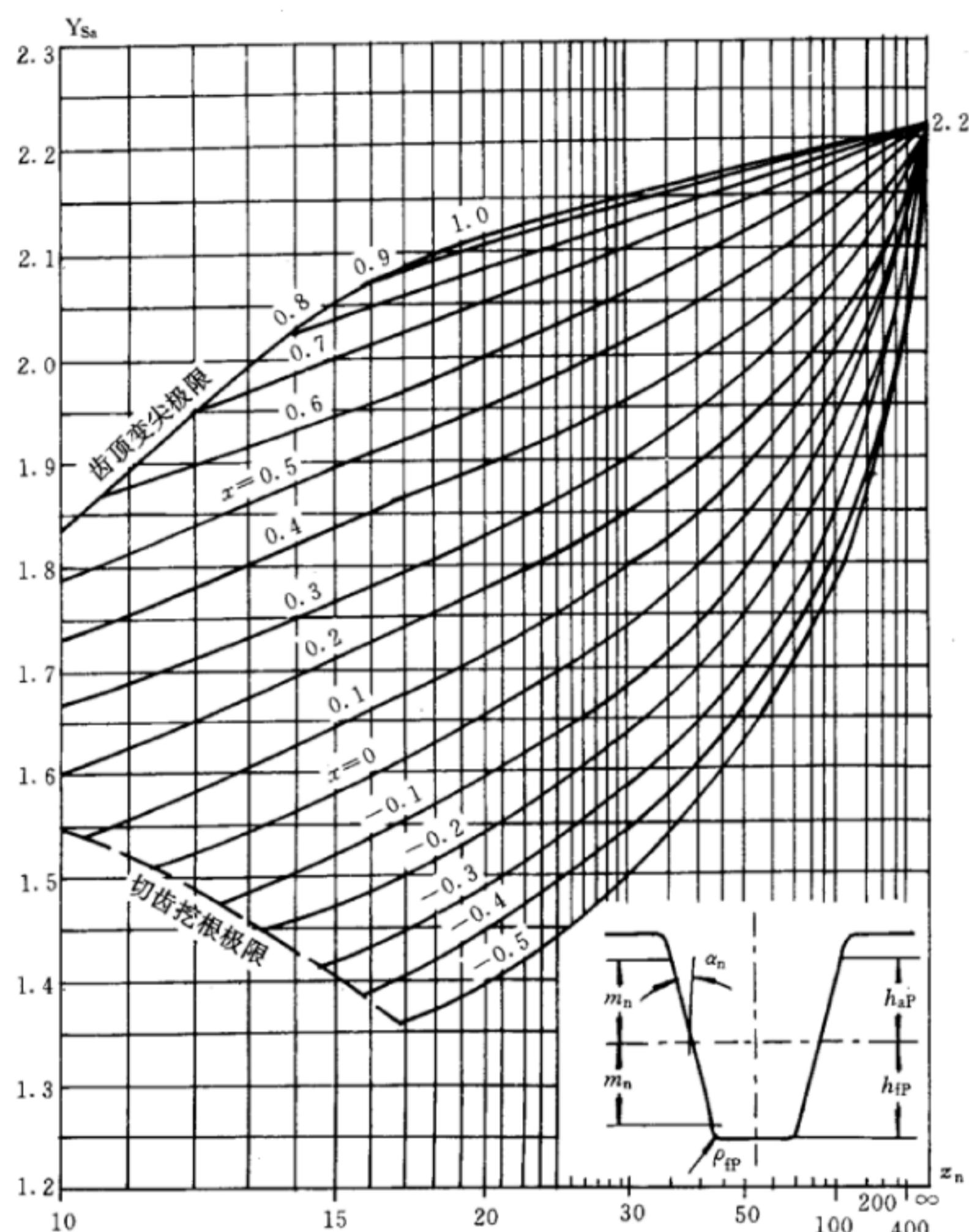
对内齿轮:当 $\rho_F = 0.15m_n$, $h_{IP} = 1.25m_n$, $h_{aP} = m_n$ 时, $Y_{Sa} = 2.76$

图 19c 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}



注: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1.0$, $h_{ip}/m_n = 1.4$; $\rho_{ip}/m_n = 0.4$; $s_{pr} = 0.02m_n$

图 19d 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}



注： $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{nP}/m_n = 1.0$, $h_{IP}/m_n = 1.25$; $\rho_{IP}/m_n = 0.318$

图 19e 外齿轮应力修正系数 Y_{Sa}

7.2.2.3 齿根有磨削台阶齿轮的应力修正系数

靠近齿根危险截面的磨削台阶(参见图 20), 将使齿根的应力集中增加很多, 因此其应力集中系数相应地要增加。计算时应当用式(211)的 Y_{Sg} 代替式(207)的 Y_s , 用公式(212)的 Y_{Sag} 代替式(210)的 Y_{Sa} 。

$$Y_{Sg} = \frac{1.3Y_s}{1.3 - 0.6\sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}} \quad \dots \dots \dots \quad (211)$$

$$Y_{Sag} = \frac{1.3Y_{Sa}}{1.3 - 0.6\sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}} \quad \dots \dots \dots \quad (212)$$

上述二式仅适用于 $\sqrt{t_g/\rho_g} > 0$ 的情况。

当磨削台阶高于齿根 30° 切线切点时, 其磨削台阶的影响将比式(211)和式(212)计算所得的小。

Y_{Sg} 和 Y_{Sag} 也考虑了齿根厚度的减薄。

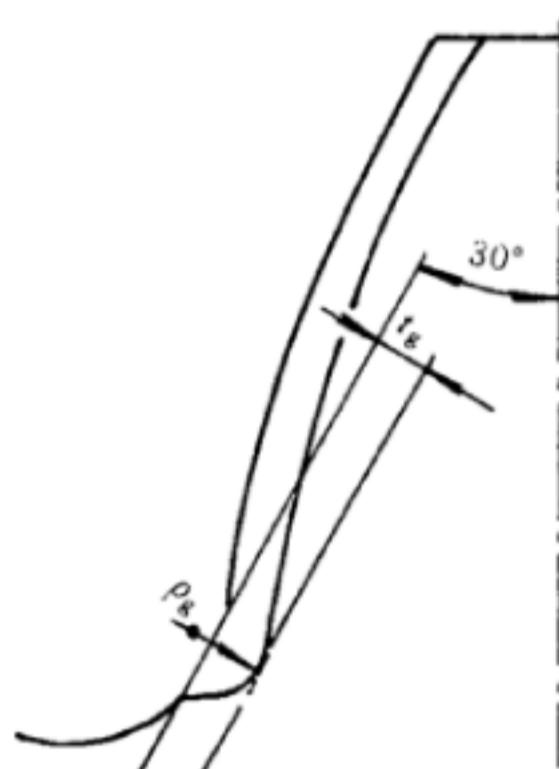


图 20 齿根磨削台阶

7.2.3 弯曲强度计算的重合度系数 Y_ϵ

重合度系数 Y_ϵ 是将载荷由齿顶转换到单对齿啮合区外界点的系数。

Y_ϵ 可用式(213)计算。

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{an}} \quad \dots \dots \dots \quad (213)$$

式中: ϵ_{an} —— 当量齿轮的端面重合度。

$$\epsilon_{an} = \frac{\epsilon_a}{\cos^2 \beta_b}$$

7.2.4 弯曲强度计算的螺旋角系数 Y_β

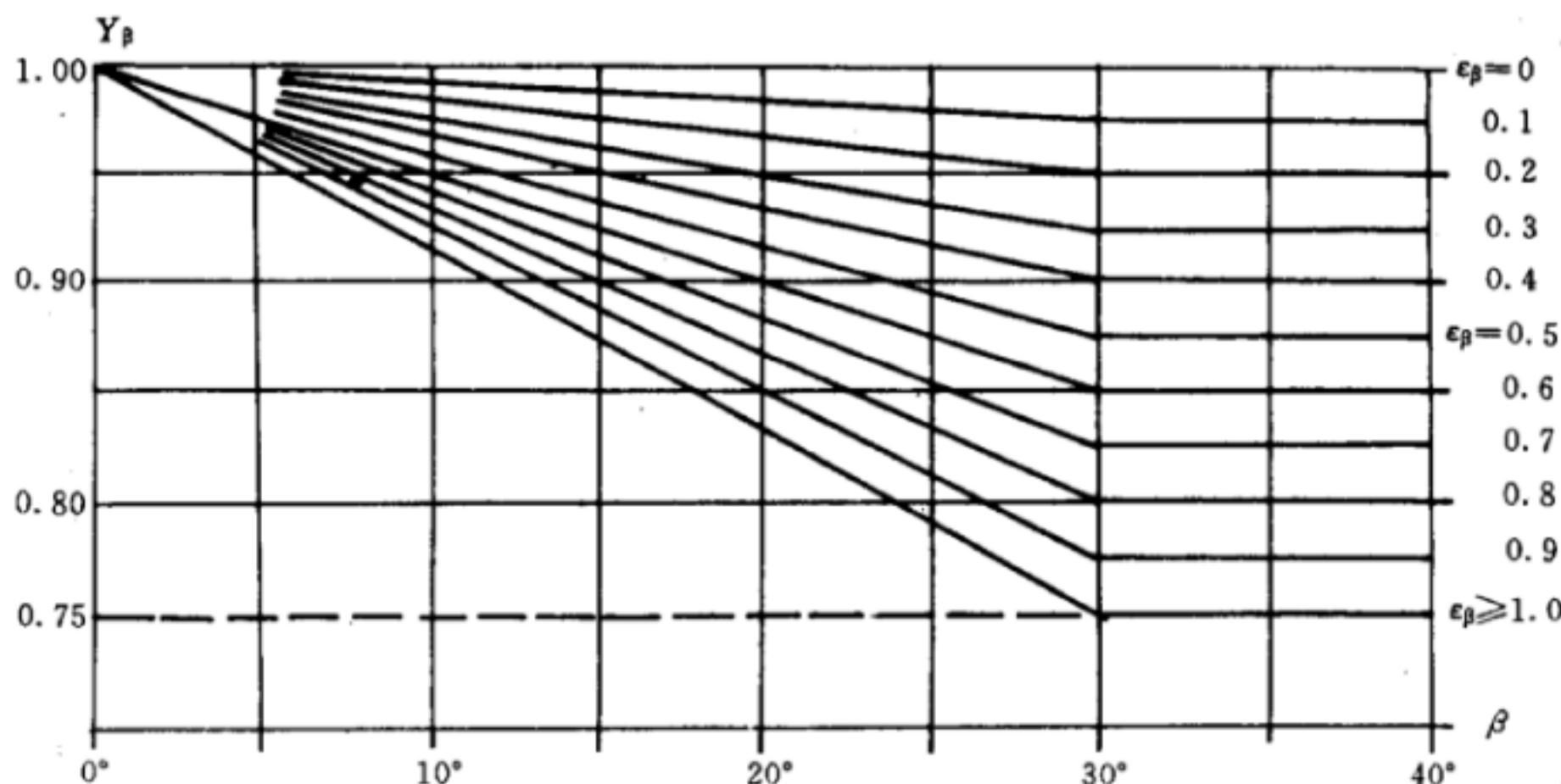
螺旋角系数 Y_β 是考虑螺旋角造成的接触线倾斜对齿根应力产生影响的系数。其数值可由式(214)和(215)计算。

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \geq Y_{\beta \min} \quad \dots \dots \dots \quad (214)$$

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25 \epsilon_\beta \geq 0.75 \quad \dots \dots \dots \quad (215)$$

上面式中:当 $\epsilon_\beta > 1$ 时,按 $\epsilon_\beta = 1$ 计算,当 $Y_\beta < 0.75$ 时,取 $Y_\beta = 0.75$;当 $\beta > 30^\circ$ 时,按 $\beta = 30^\circ$ 计值。

螺旋角系数 Y_β 也可根据 β 角和纵向重合度 ϵ_β 由图 21 查取。

图 21 螺旋角系数 Y_β

8 轮齿疲劳强度及其修正系数

8.1 试验齿轮的疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$, $\sigma_{F\lim}$

8.1.1 概述

$\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$ 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后轮齿保持不失效时的极限应力。其主要影响因素有: 材料成分, 力学性能, 热处理及硬化层深度、硬度梯度, 结构(锻、轧、铸), 残余应力, 材料的纯度和缺陷等。

$\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$ 可由齿轮的负荷运转试验或使用经验的统计数据得出。此时需阐明线速度、润滑油粘度、表面粗糙度、材料组织等变化对许用应力的影响所引起的误差。

无资料时, 可参考图 22~图 26 根据材料和齿面硬度查取 $\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$ 值。

图中的 $\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$ 值是试验齿轮的失效概率为 1% 时的轮齿接触疲劳和弯曲疲劳极限。对于其他失效概率的疲劳极限值, 可用适当的统计分析方法得到。

图中硬化齿轮的疲劳极限值对渗碳齿轮适用于有效硬化层深度(加工后的) $\delta \geq 0.15m_n$, 对于氮化齿轮, 其有效硬化层深度 $\delta = 0.4 \sim 0.6$ mm。

在 $\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$ 的图中, 给出了代表材料质量等级的三条线, 其对应的材料处理要求见 GB 8539。

ML——表示齿轮材料质量和热处理质量达到最低要求时的疲劳极限取值线。

MQ——表示齿轮材料质量和热处理质量达到中等要求时的疲劳极限取值线。此中等要求是有经验的工业齿轮制造者以合理的生产成本能达到的。

ME——表示齿轮材料质量和热处理质量达到很高要求时的疲劳极限取值线。这种要求只有在具备高水平的制造过程可控能力时才能达到。

MX——表示对淬透性及金相组织有特殊考虑的调质合金钢的取值线。

在选取材料疲劳极限时, 除了考虑上述等级对材料质量热处理质量的要求是否有把握达到外, 还应注意所用材料的性能、质量的稳定性以及齿轮精度以外的制造质量同图列数值来源的试验齿轮的异同程度。这在选取 $\sigma_{F\lim}$ 时尤为重要。要留心一些常不引人注意的影响弯曲强度的因素, 如实际加工刀具圆角的控制, 齿根过渡圆角表面质量及因脱碳造成的硬度下降等。有可能出现齿根磨削台阶而计算中又未计 Y_{Sg} 时, 在选取 $\sigma_{F\lim}$ 时也应予以考虑。

8.1.2 试验齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$

$\sigma_{H\lim}$ 是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为 5×10^7)后, 齿面不出现进展性点蚀时的极限应力。

图 22a, 23a, 24a, 25a, 26a 中提供的 $\sigma_{H\lim}$ 值是试验齿轮在标准的运转条件下得到的。具体的条件如下:

中心距 $a = 100$ mm

螺旋角 $\beta = 0 (Z_\beta = 1)$

模数 $m = 3 \sim 5$ mm

齿面的微观不平度 10 点高度 $R_s = 3 \mu\text{m} (Z_R = 1)$

圆周线速度 $v = 10 \text{ m/s} (Z_v = 1)$

润滑剂粘度 $\nu_{50} = 100 \text{ mm}^2/\text{s} (Z_L = 1)$

相啮合齿轮的材料相同 ($Z_w = 1$)

齿轮精度等级 4~6 级 (GB 10095—88)

载荷系数 $K_A = K_v = K_{H\beta} = K_{Ha} = 1$

试验齿轮的失效判据如下:

对于非硬化齿轮, 其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的 2%, 或对单齿占 4%;

对于硬化齿轮, 其大小齿轮点蚀面积占全部工作齿面的 0.5%, 或者对单齿占 4%。

8.1.3 试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$

$\sigma_{F\lim}$ 是指某种材料的齿轮经长期的重复载荷作用(对大多数材料其应力循环数为 3×10^6)后,齿根保持不破坏时的极限应力。

图22b,23b,24b,25b,26b中提供的 $\sigma_{F\lim}$ 值是在标准运转条件下得到的。具体的条件如下:

螺旋角 $\beta=0(Y_\beta=1)$

模数 $m=3\sim5\text{ mm}(Y_x=1)$

应力修正系数 $Y_{ST}=2$

齿根圆角参数 $q_s=2.5(Y_{s\text{ rel T}}=1)$

齿根圆角表面的微观不平度10点高度 $R_z=10\text{ }\mu\text{m}(Y_{R\text{ rel T}}=1)$

齿轮精度等级 4~7级(GB 10095—88)

基本齿廓按 GB 1356—87

齿宽 $b=10\sim50\text{ mm}$

载荷系数 $K_A=K_v=K_{F\beta}=K_{Fa}=1$

以上图中的 $\sigma_{F\lim}$ 值适用于轮齿单向弯曲的受载状况;对于受对称双向弯曲的齿轮(如中间轮、行星轮),应将图中查得 $\sigma_{F\lim}$ 值乘上系数0.7;对于双向运转工作的齿轮,其 $\sigma_{F\lim}$ 值所乘系数可稍大于0.7。

8.2 寿命系数 Z_{NT}, Y_{NT}

寿命系数 Z_{NT} 和 Y_{NT} 分别考虑齿轮寿命小于或大于持久寿命条件循环次数 N_c 时(见图27、图28),其可承受的接触应力和弯曲应力值与其相应的条件循环次数 N_c 时疲劳极限应力的比例的系数。

当齿轮在定载荷工况工作时,应力循环次数 N_L 为齿轮设计寿命期内单侧齿面的啮合次数;双向工作时,按啮合次数较多的一侧计算。当齿轮在变载荷工况下工作并有载荷图谱可用时,应按附录B(提示的附录)中方法核算其强度安全系数;对于缺乏工作载荷图谱的非恒定载荷齿轮,可近似地按名义载荷乘以使用系数 K_A 来核算其强度。

条件循环次数 N_c 是齿轮材料 $S-N$ (即应力-循环次数)曲线上一个特征拐点的循环次数,并取该点处的寿命系数为1.0,相应的 $S-N$ 曲线上的应力称为疲劳极限应力。

8.2.1 接触强度计算的寿命系数 Z_{NT}

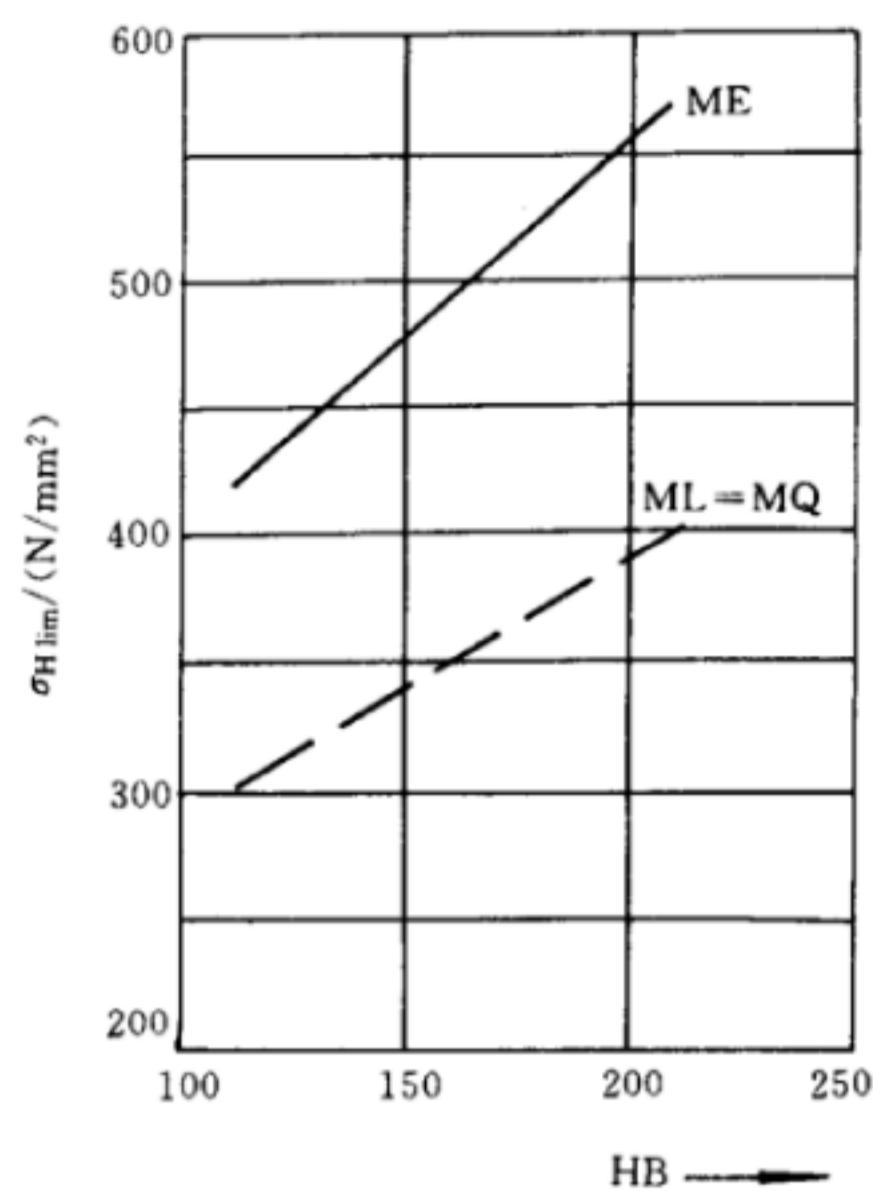
接触强度计算的寿命系数 Z_{NT} 应根据实际齿轮实验或经验统计数据得出 $S-N$ 曲线求得,它与一对相啮合齿轮的材料、热处理、直径、模数、齿面粗糙度、节线速度及使用的润滑剂有关。当直接采用 $S-N$ 曲线确定和 $S-N$ 曲线实验条件完全相同的齿轮寿命系数 Z_{NT} 时,应取有关的影响系数 Z_R, Z_v, Z_L, Z_w, Z_x 的值均为1.0。

当无合适的上述实验或经验数据可用时, Z_{NT} 可由表25中的公式计算得出,也可由图27查取。

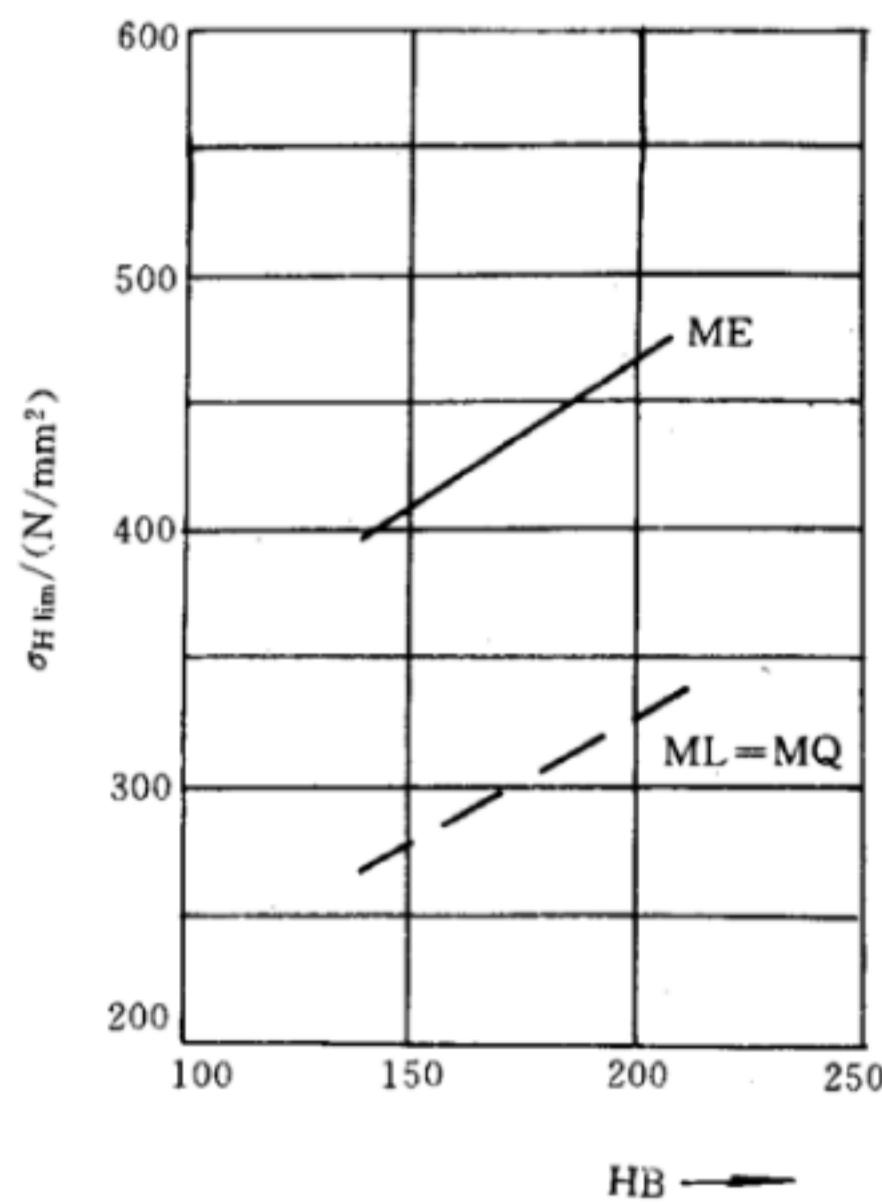
8.2.2 弯曲强度的寿命系数 Y_{NT}

弯曲强度寿命系数 Y_{NT} 应根据实际齿轮实验或经验统计数据得出的 $S-N$ 曲线求得,它与材料、热处理、载荷平稳程度、轮齿尺寸及残余应力有关。当直接采用 $S-N$ 曲线确定和 $S-N$ 曲线实验条件完全相同的齿轮寿命系数 Y_{NT} 时,应取系数 $Y_{s\text{ rel T}}, Y_{R\text{ rel T}}, Y_x$ 的值为1.0。

当无合适的上述实验或经验数据可用时, Y_{NT} 可由表26中的公式计算得出,也可由图28查取。

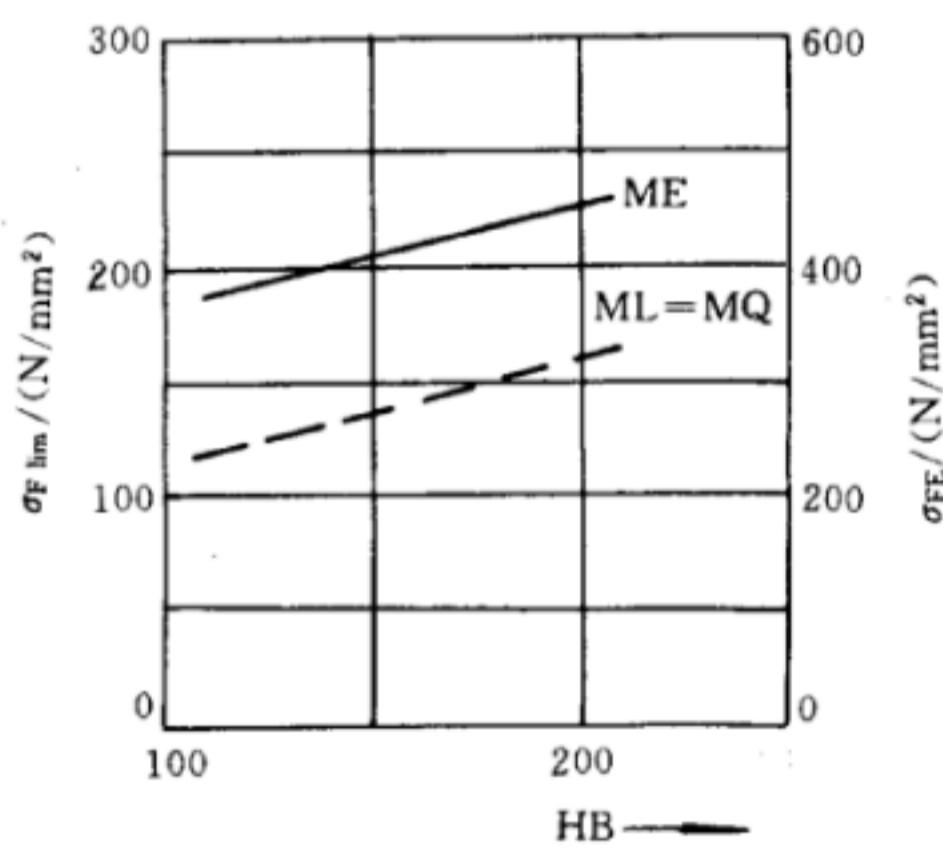


1) 正火处理的结构钢



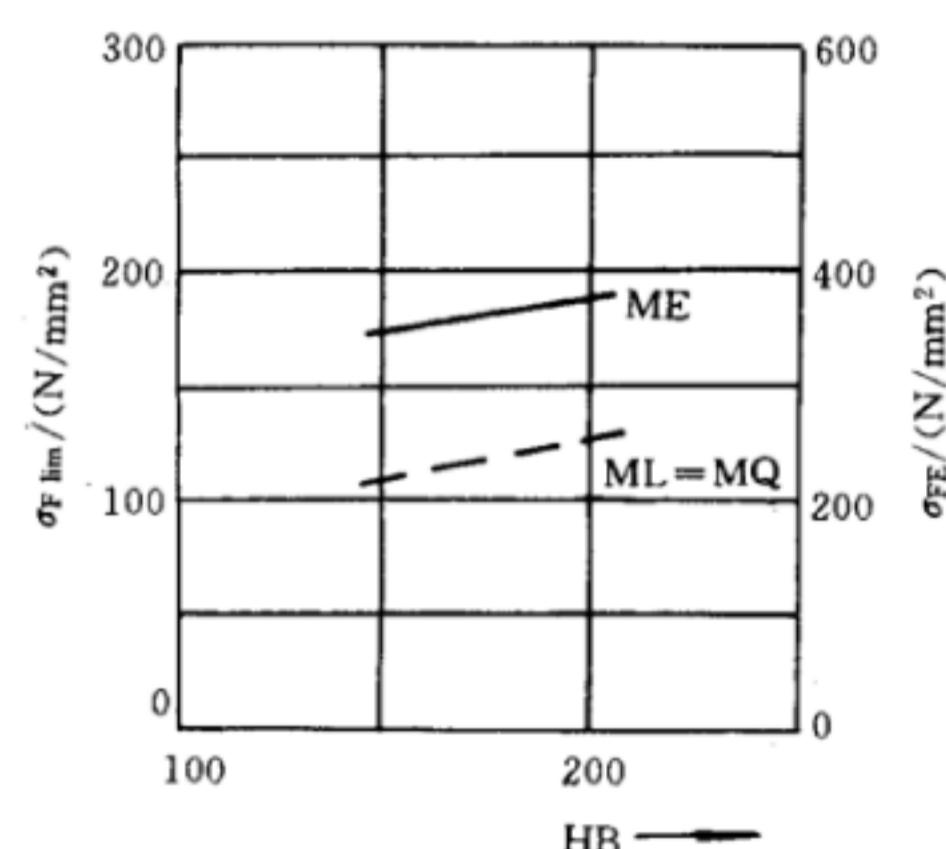
2) 铸钢

图 22a 正火处理的结构钢和铸钢的 $\sigma_{H\ lim}$



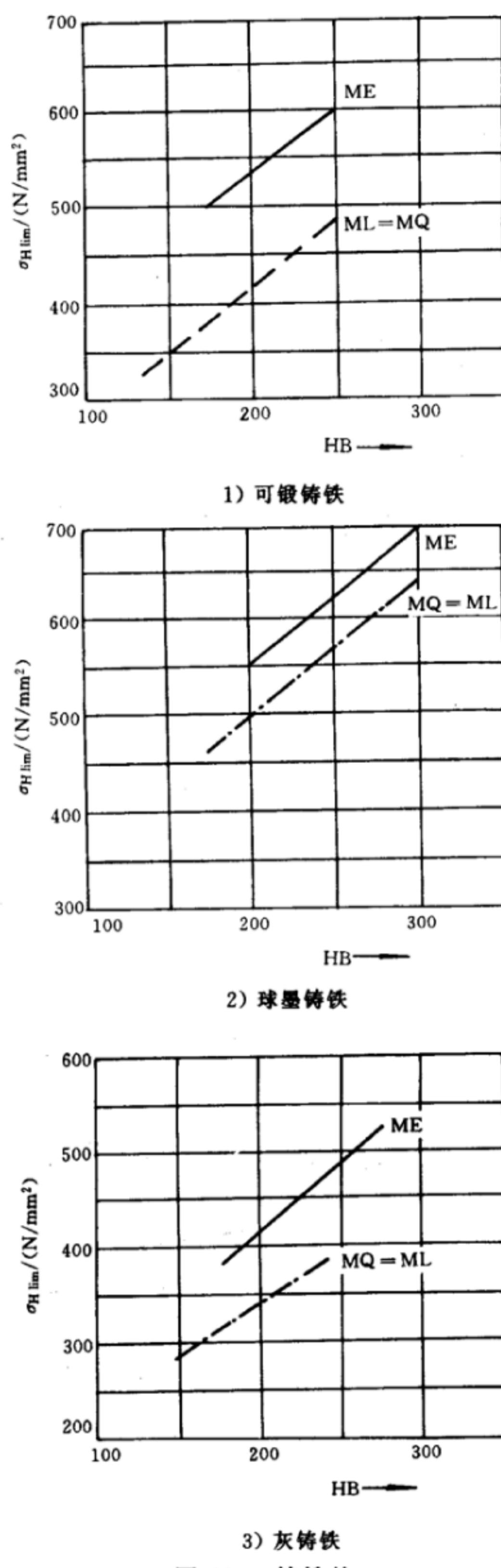
1) 正火处理的结构钢

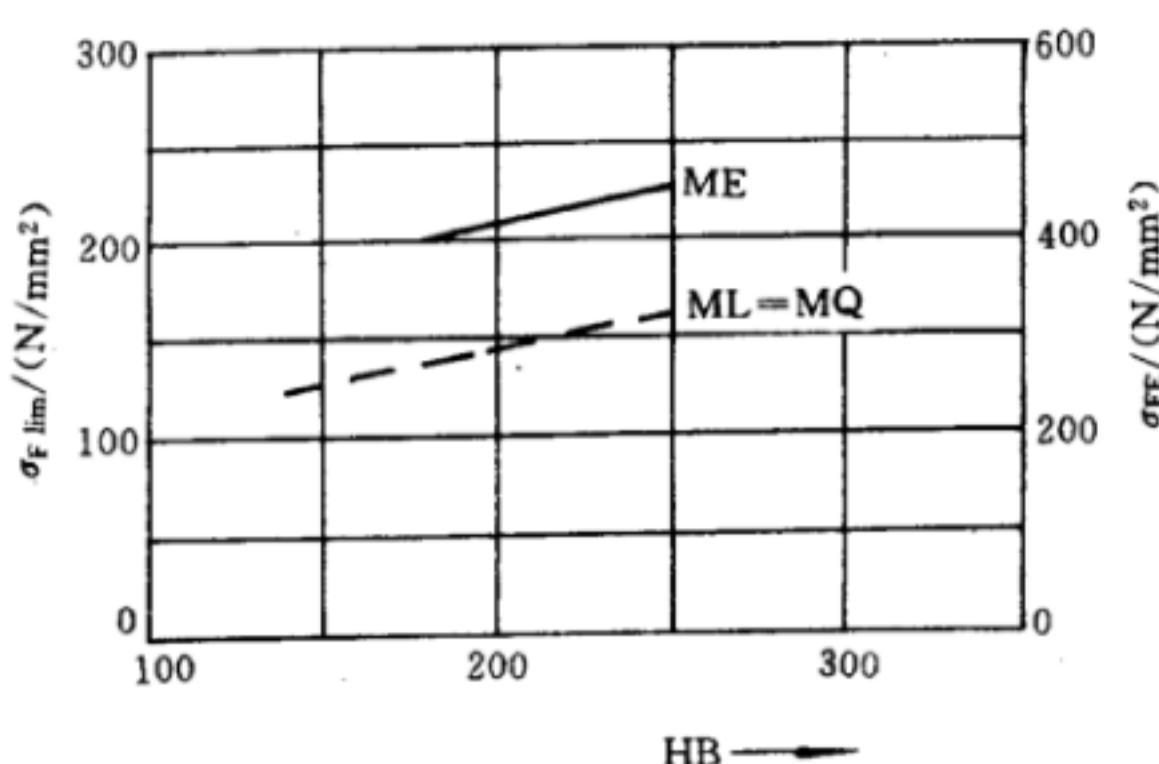
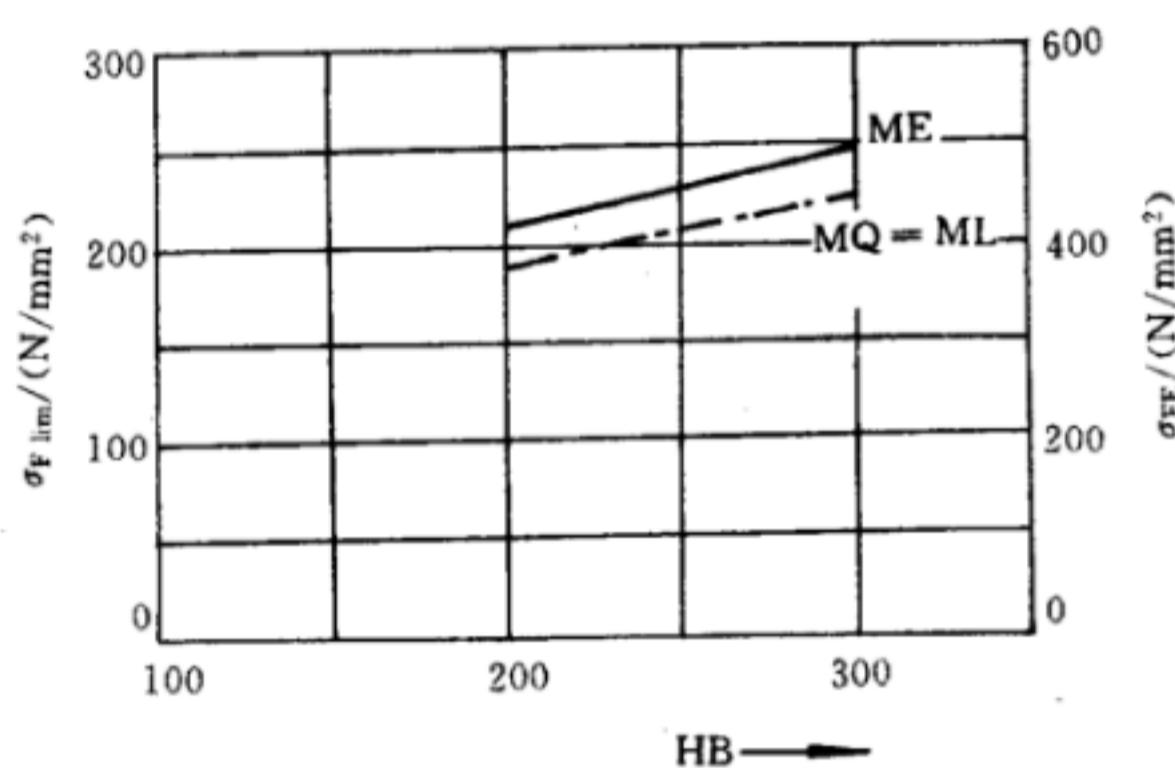
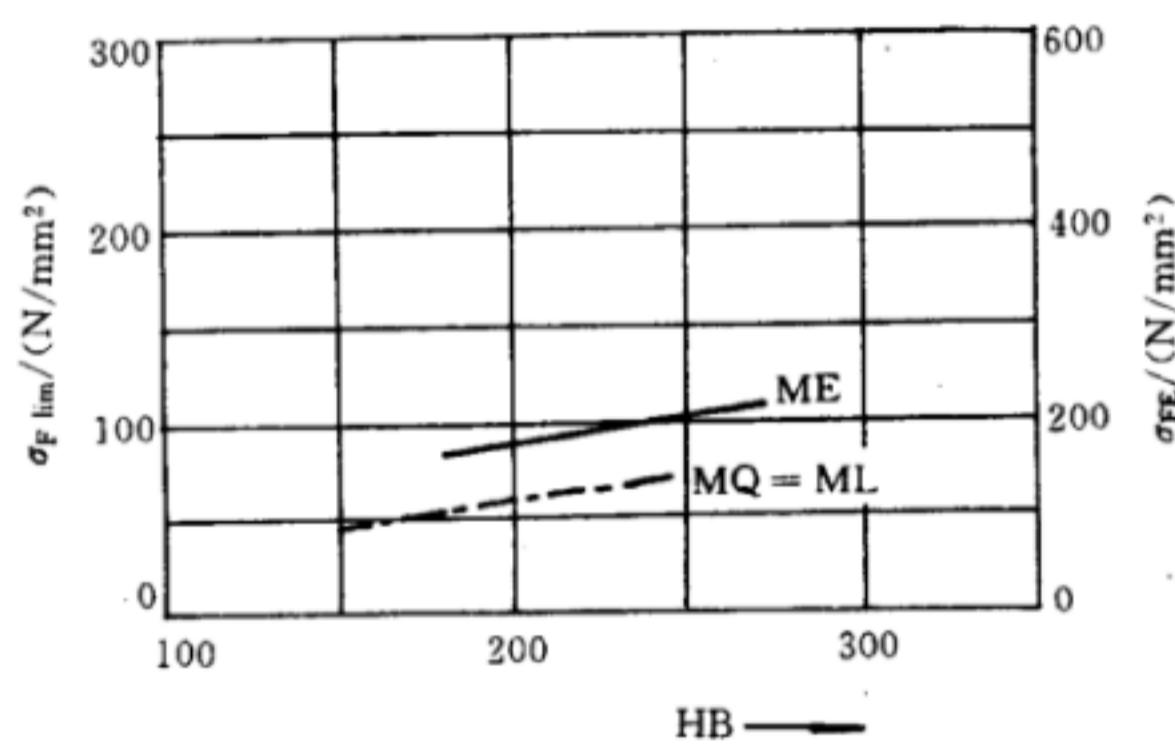
注: $\sigma_{FE} = \sigma_{F\ lim} Y_{ST}$



2) 铸钢

图 22b 正火处理的结构钢和铸钢的 $\sigma_{F\ lim}$ 和 σ_{FE}

图 23a 铸铁的 $\sigma_{H\ lim}$

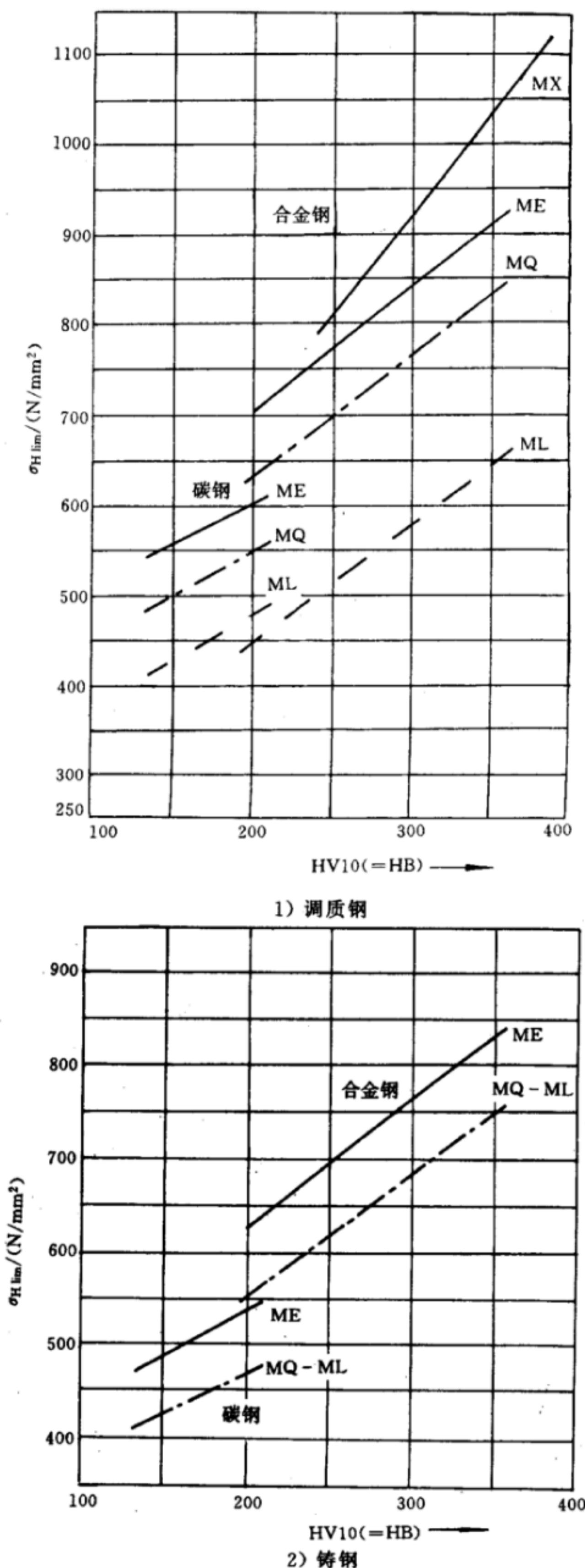
1) 球墨铸铁^[12]2) 可锻铸铁^[12]

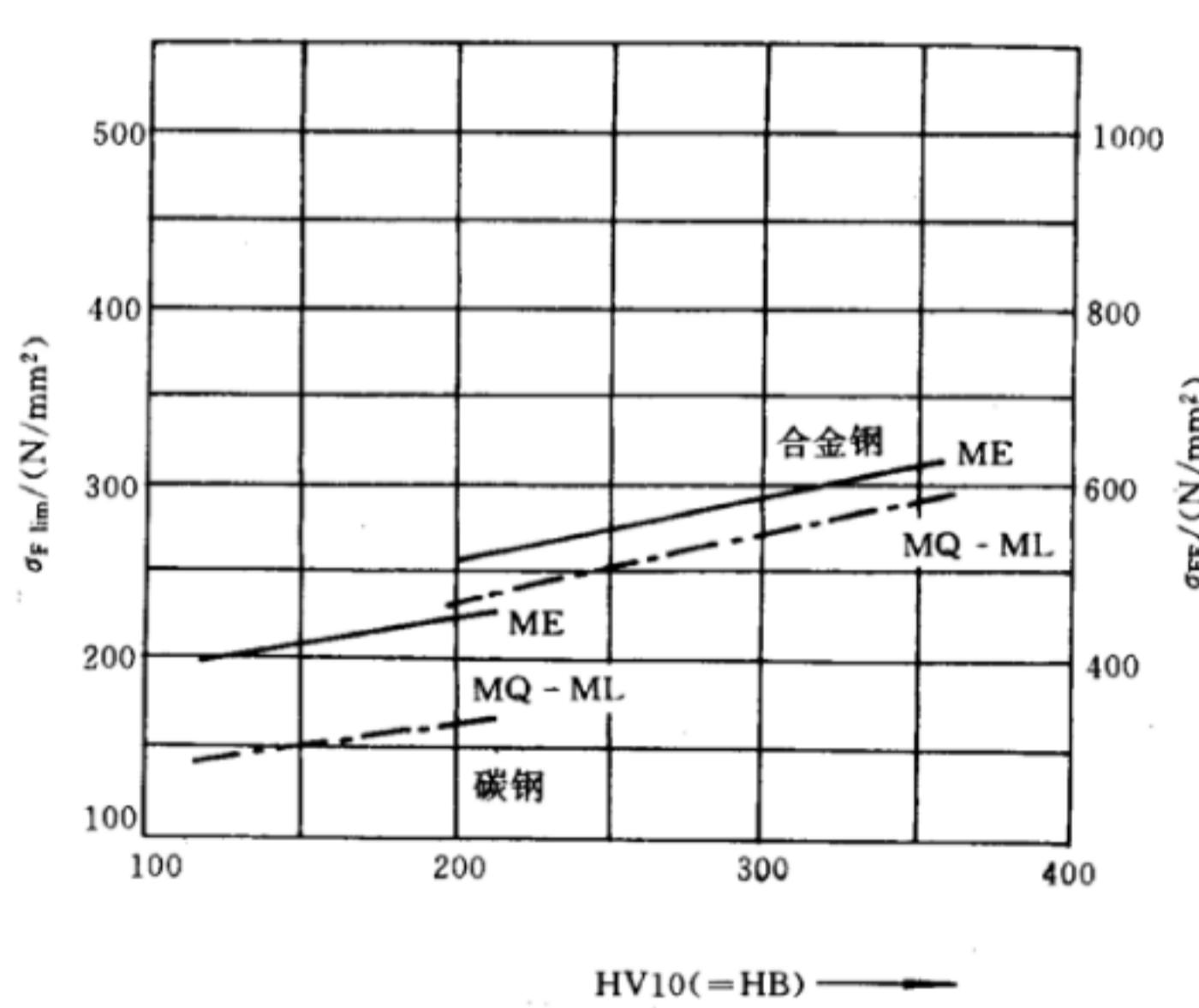
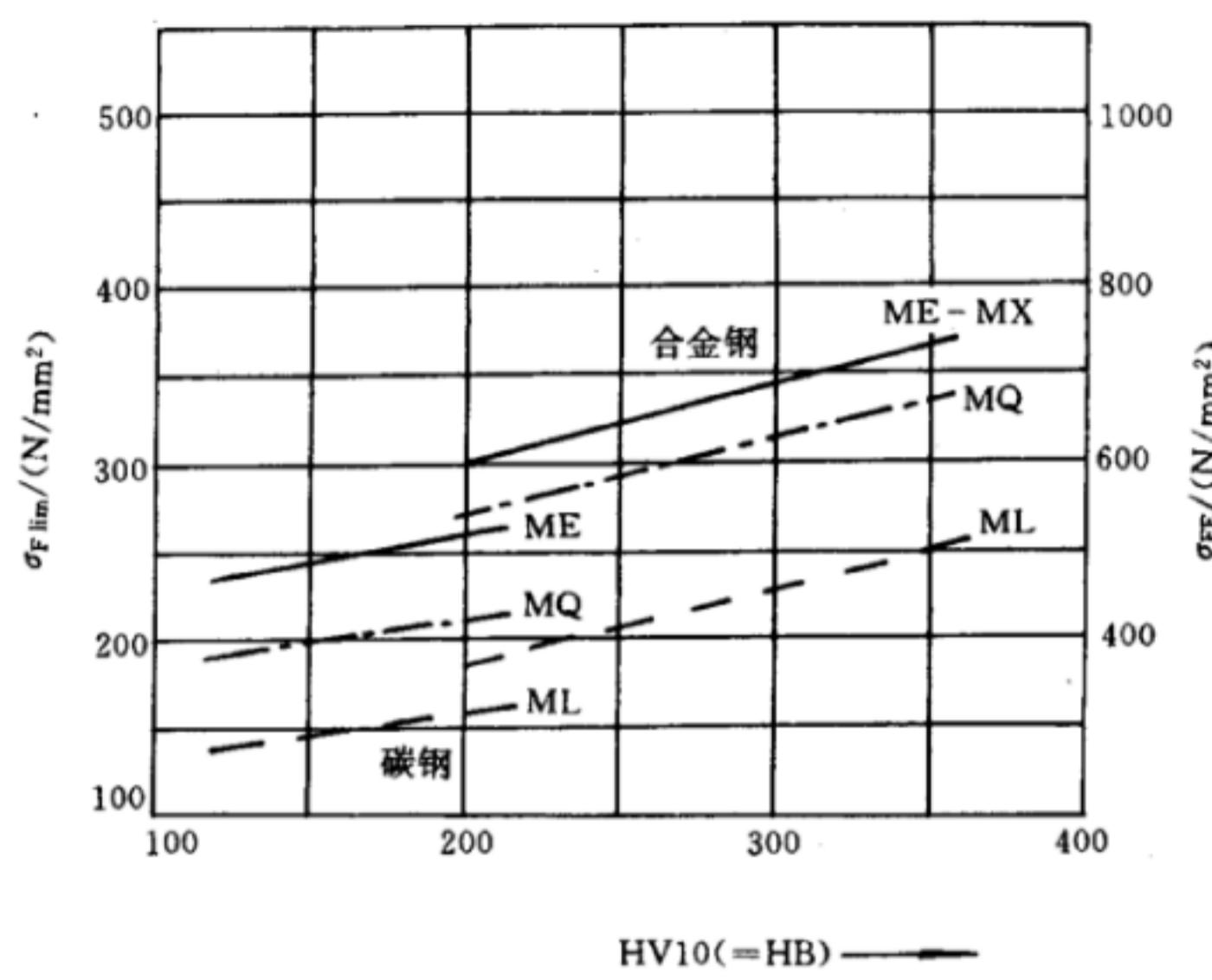
3) 灰铸铁

图 23b 铸铁的 $\sigma_{F\ lim}$ 和 σ_{FE}

采用说明：

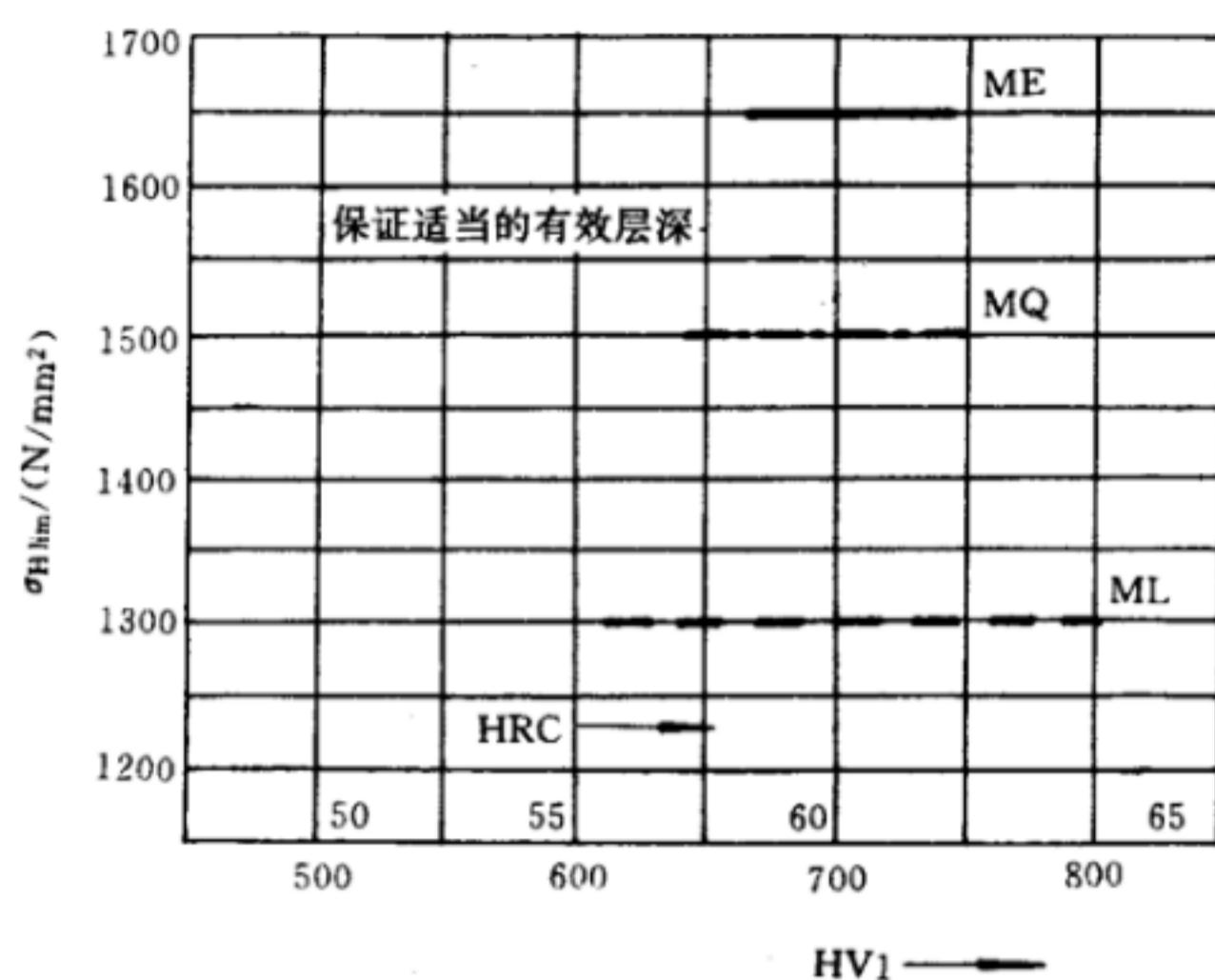
12] ISO 文本中图 23b 的 1)与 2)图样颠倒,已订正。

图 24a 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的 $\sigma_{H\lim}$

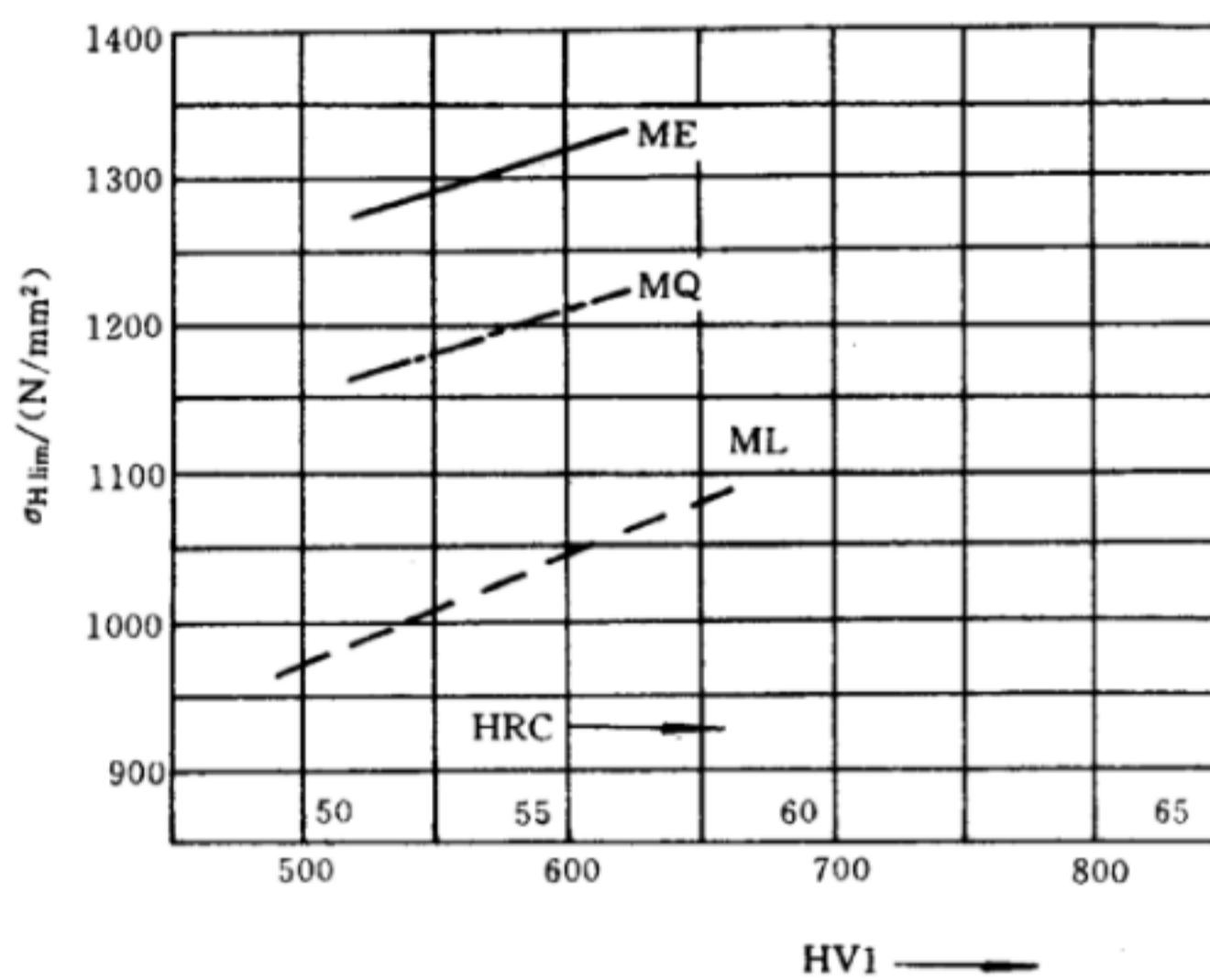


注: $\sigma_{FE} = \sigma_{F\ lim} Y_{ST}$

图 24b 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢的 $\sigma_{F\ lim}$ 和 σ_{FE}

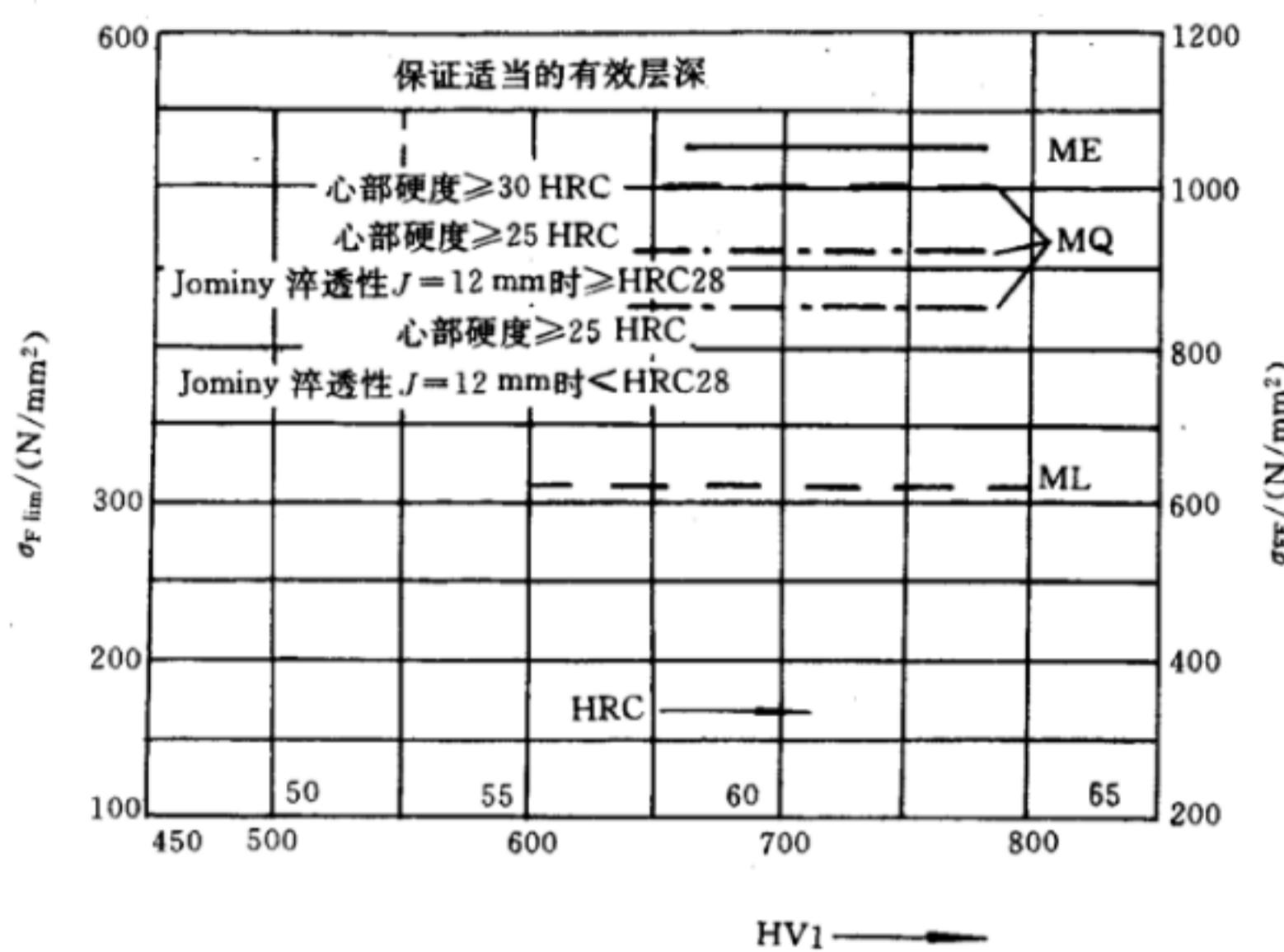


1) 渗碳淬火钢

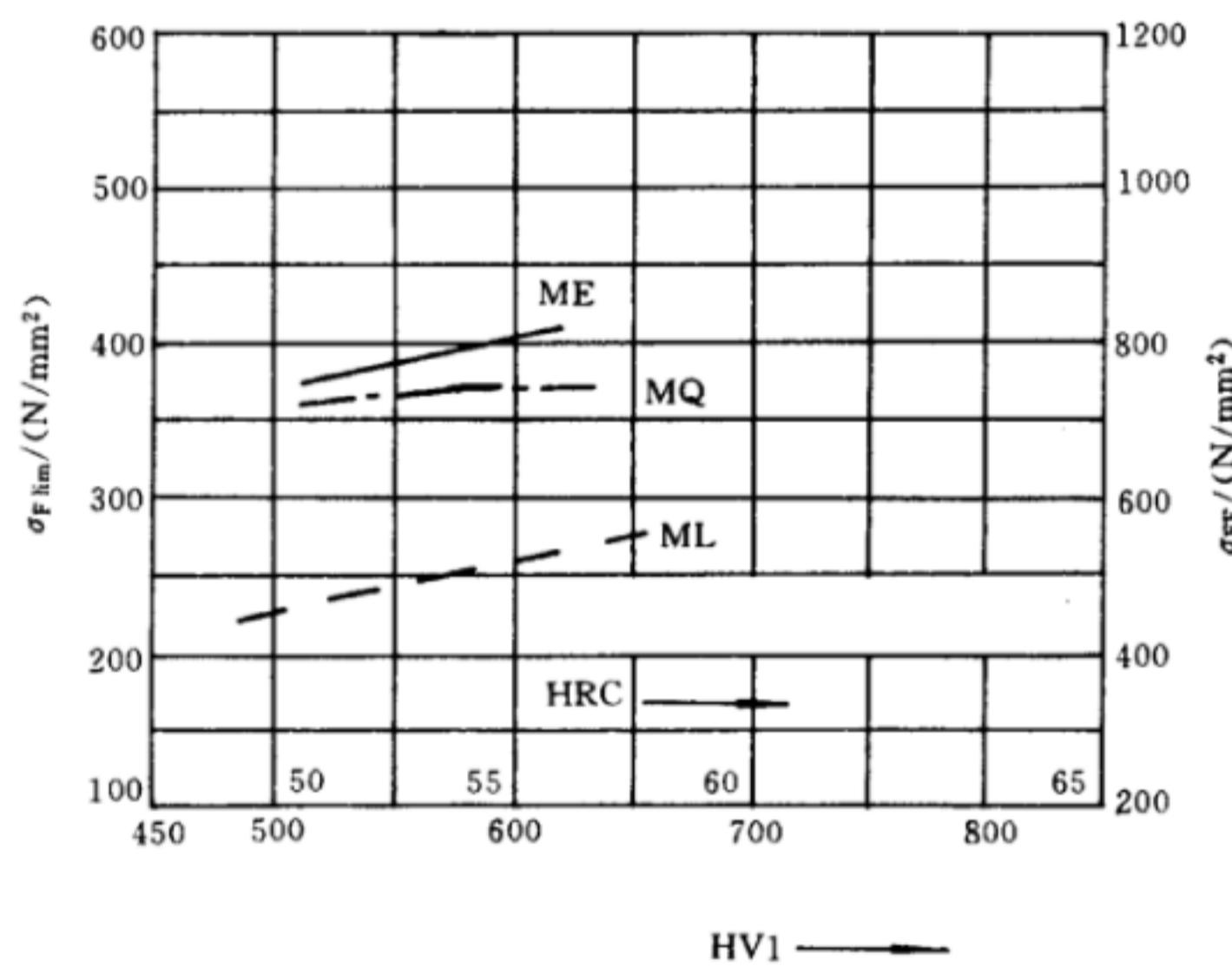


2) 火焰或感应淬火钢

图 25a 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 $\sigma_{H\lim}$



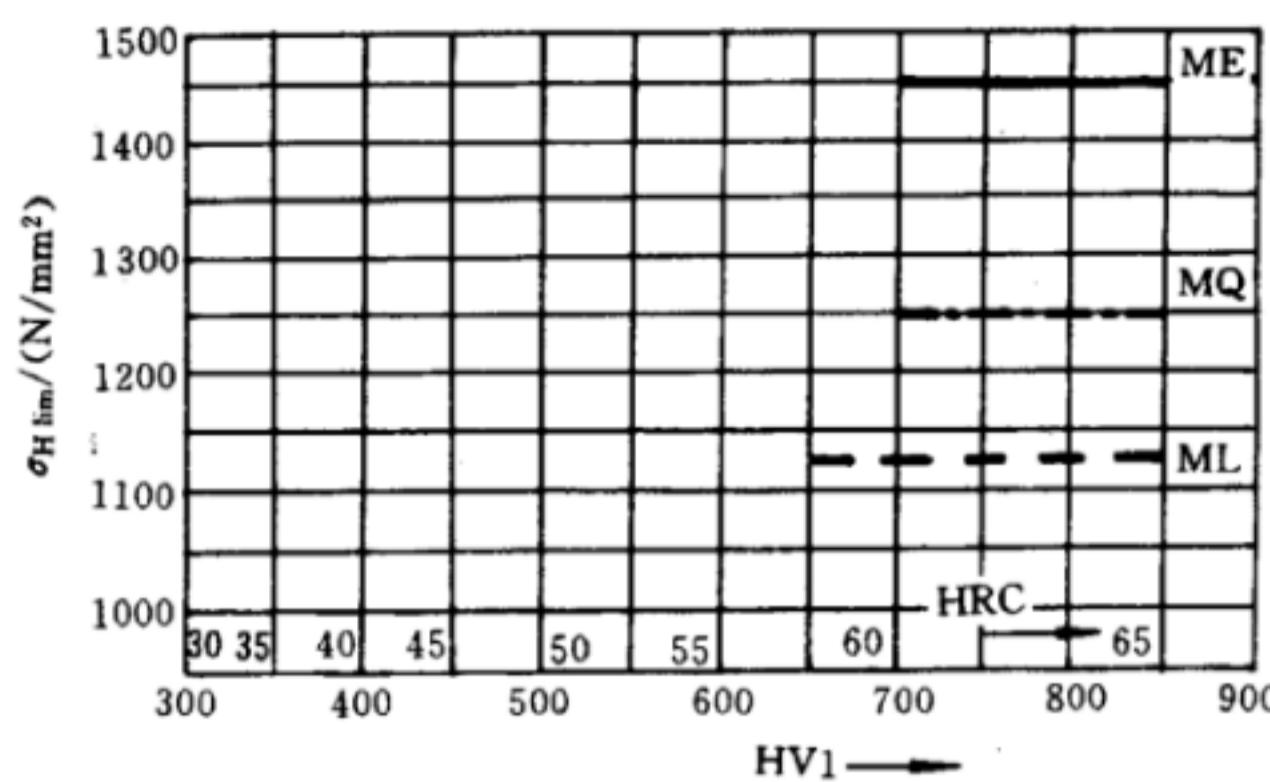
1) 渗碳淬火钢



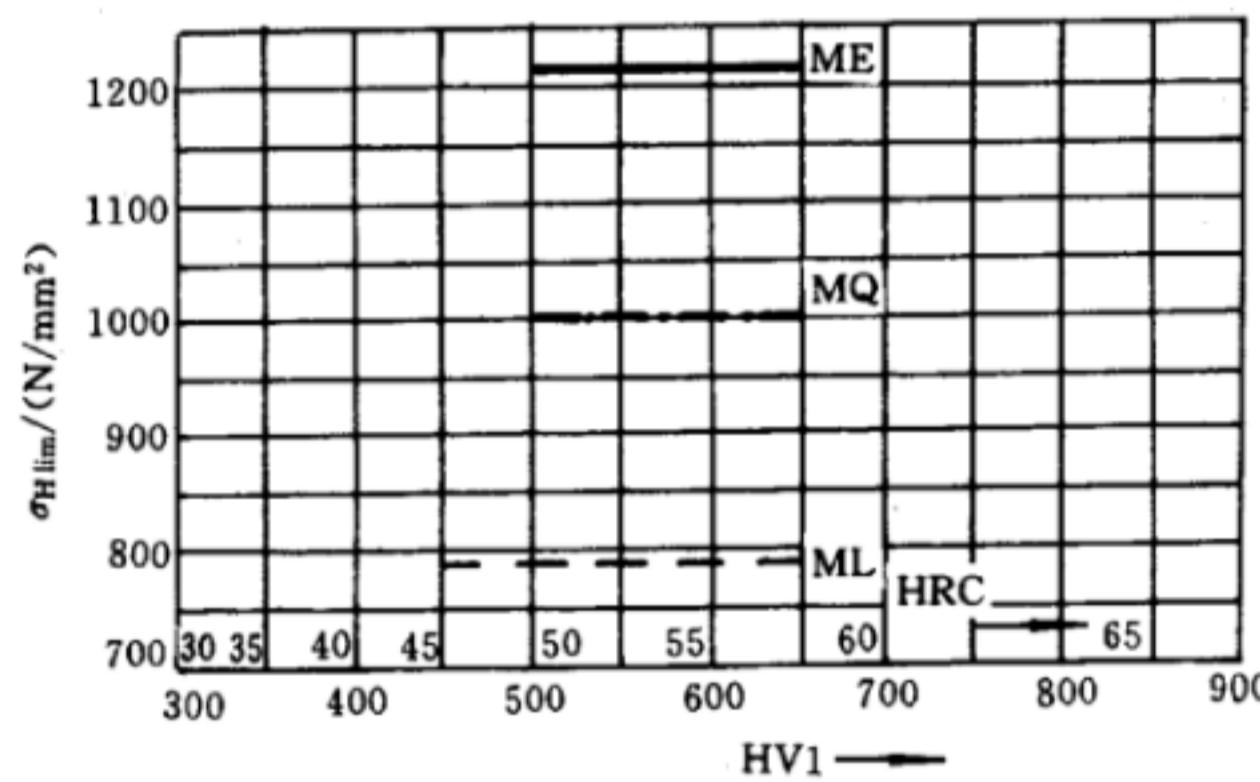
2) 表面硬化钢

注: $\sigma_{FE} = \sigma_{F\lim} Y_{ST}$

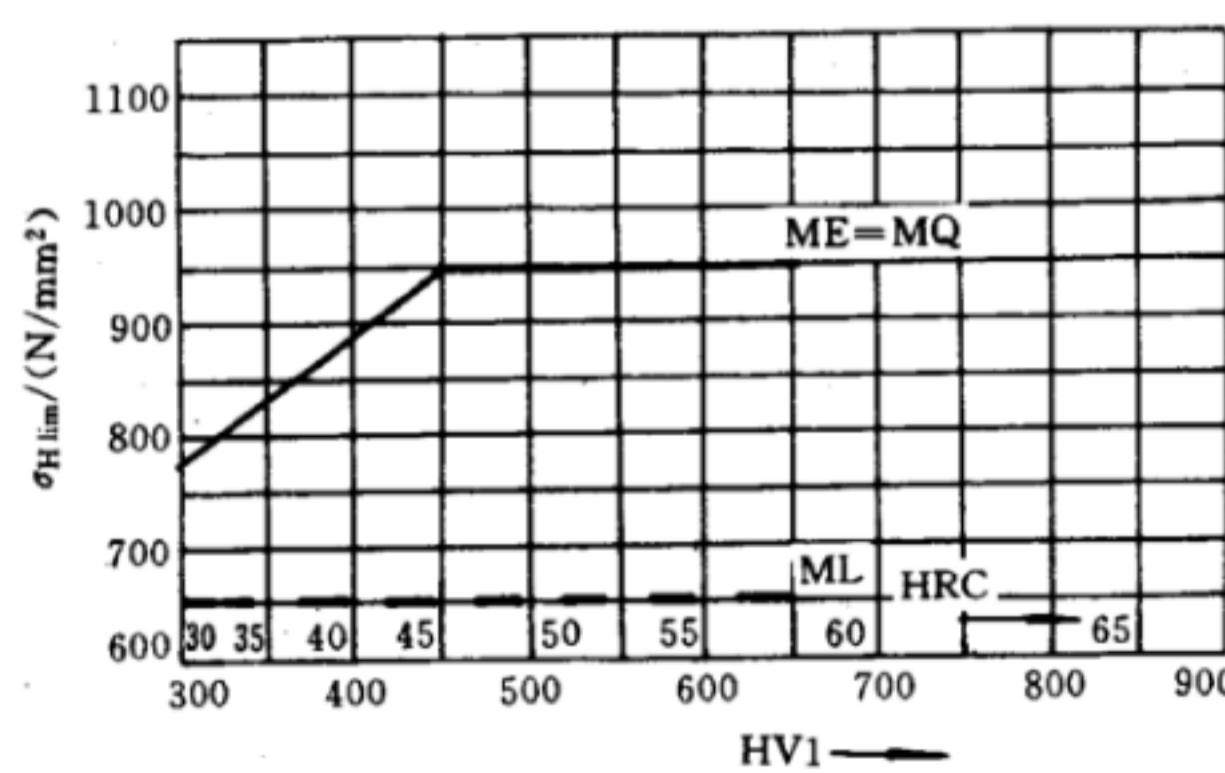
图 25b 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 $\sigma_{F\lim}$ 和 σ_{FE}



1) 调质——气体渗氮处理的渗氮钢

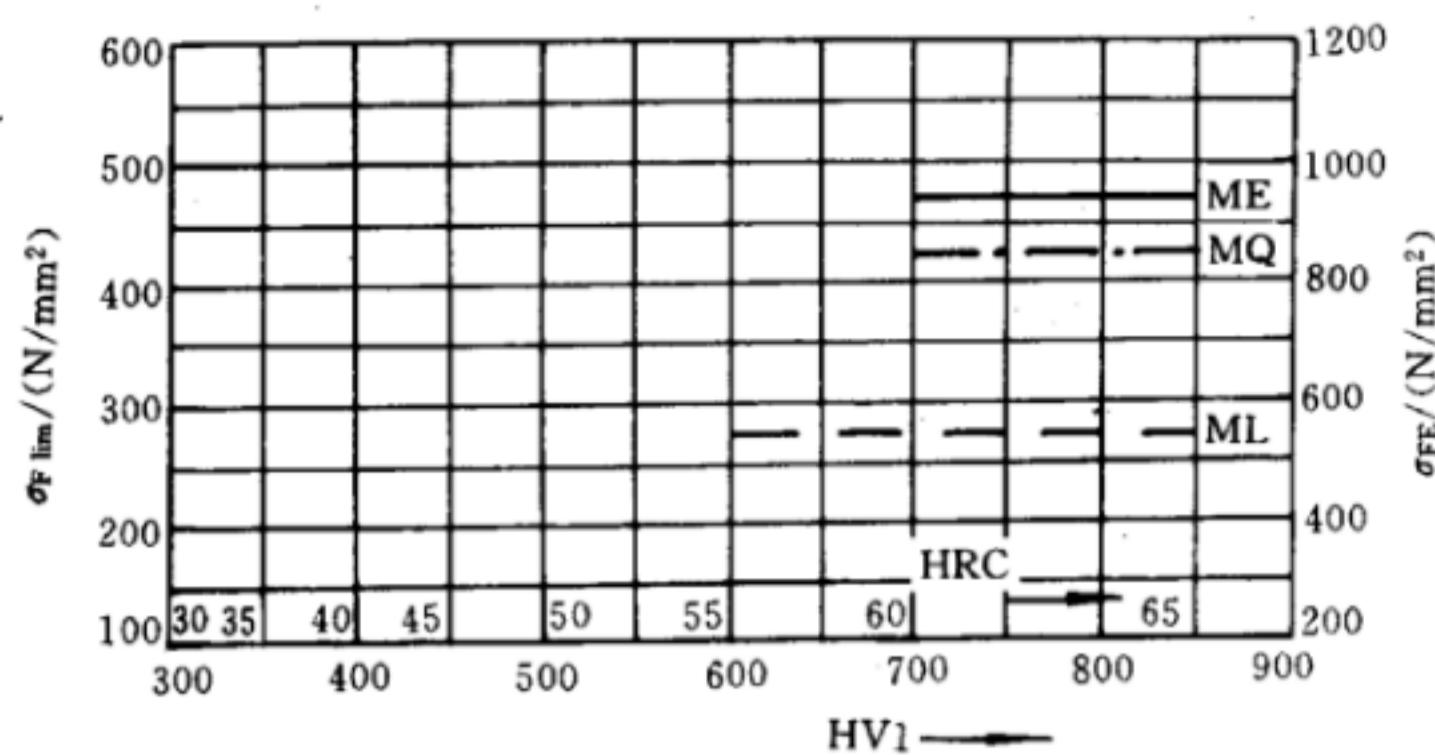


2) 调质——气体渗氮处理的调质钢

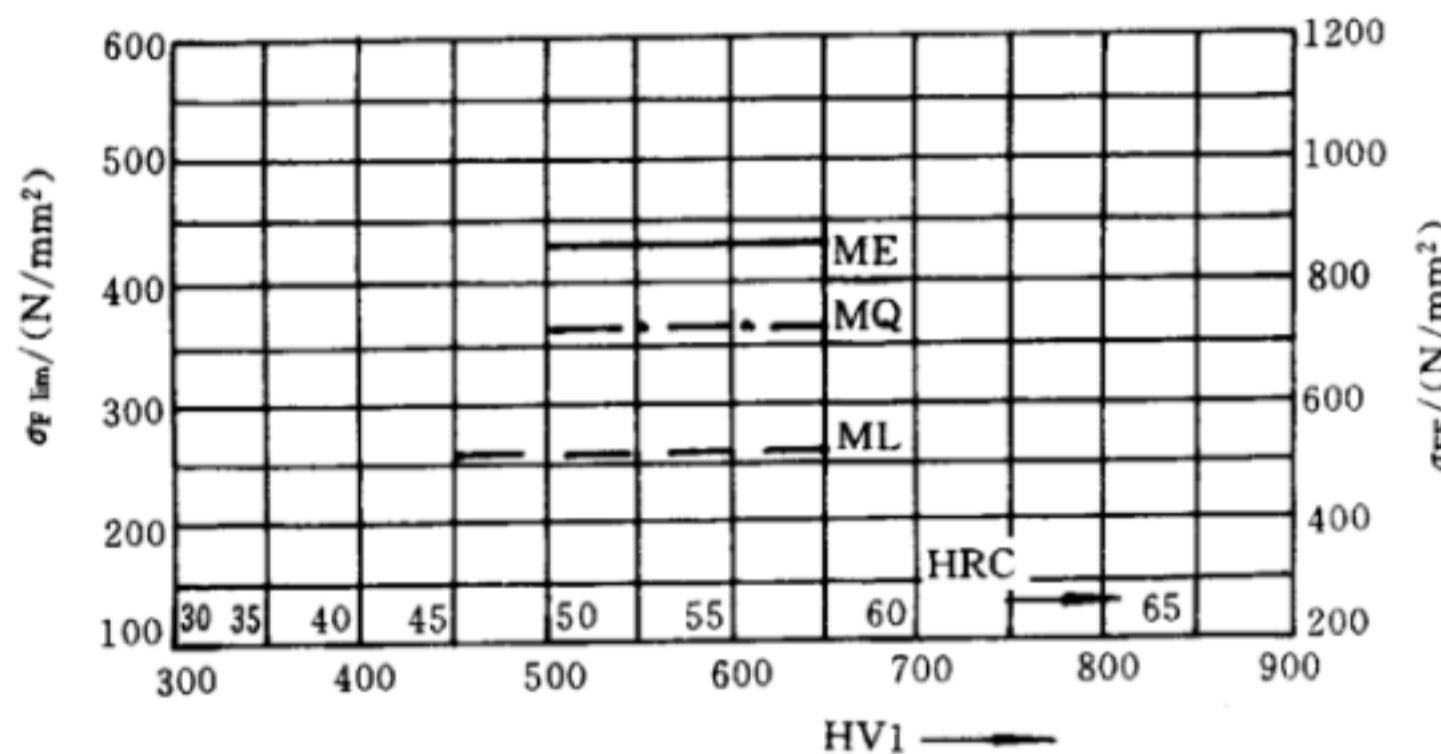


3) 调质或正火——氮碳共渗处理的调质钢

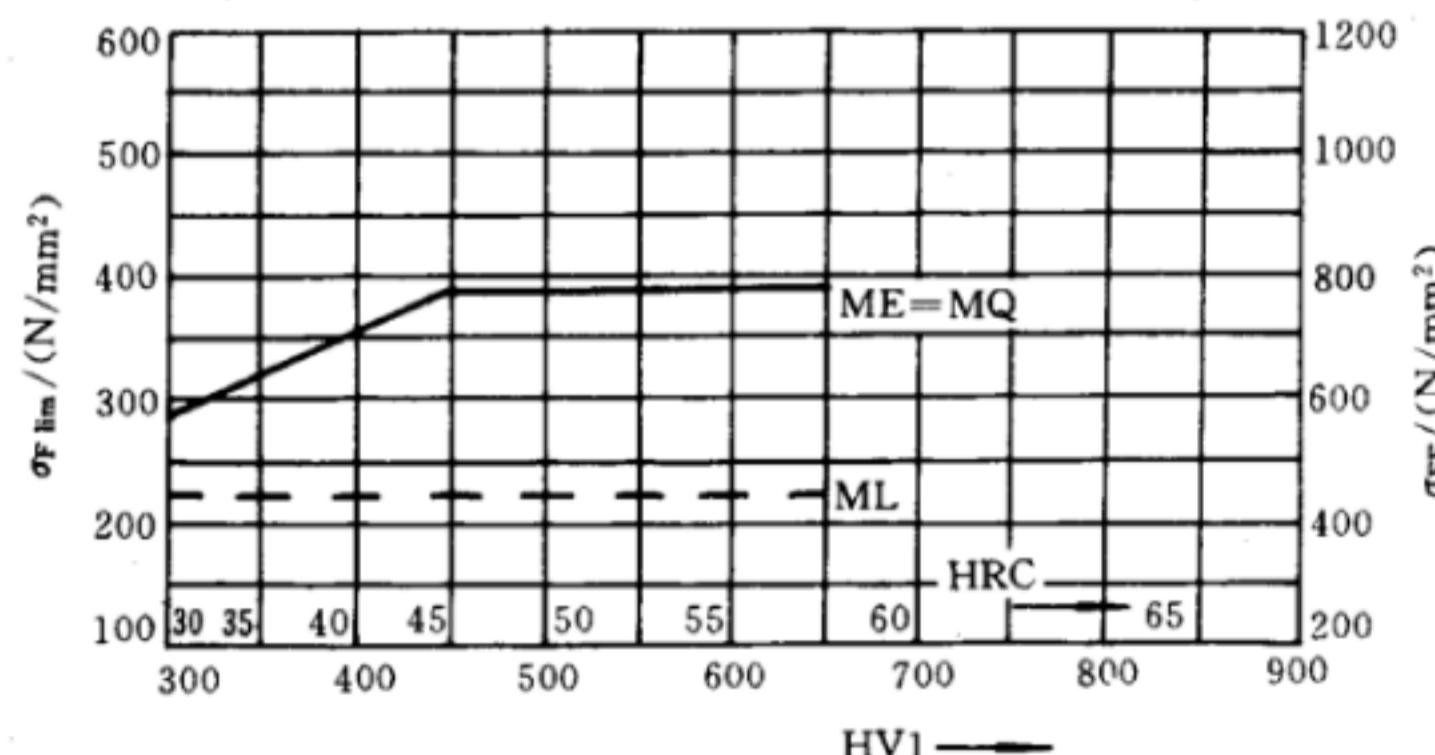
图 26a 渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{H_lim}



1) 调质——气体渗氮处理的渗氮钢(不含铝)



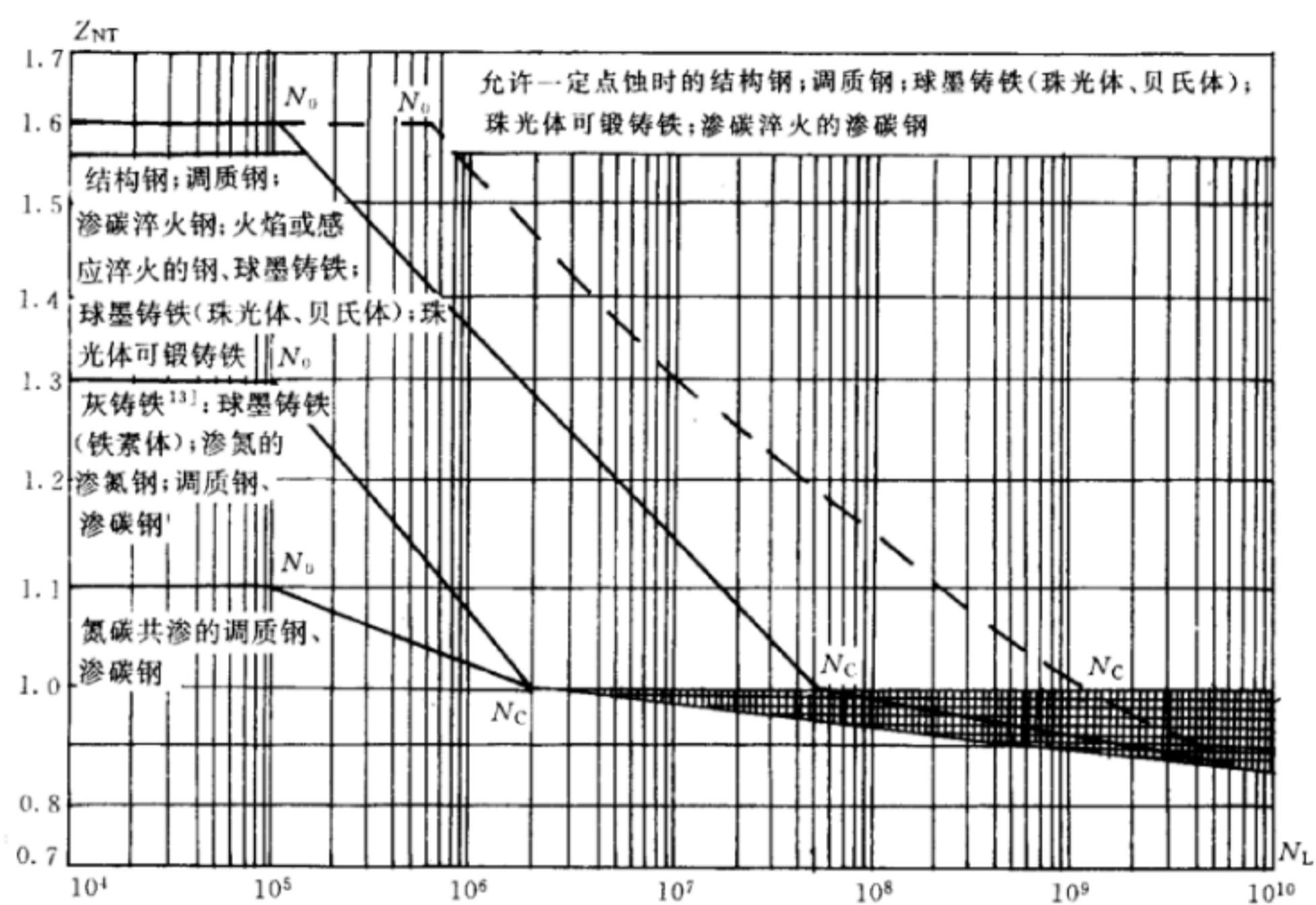
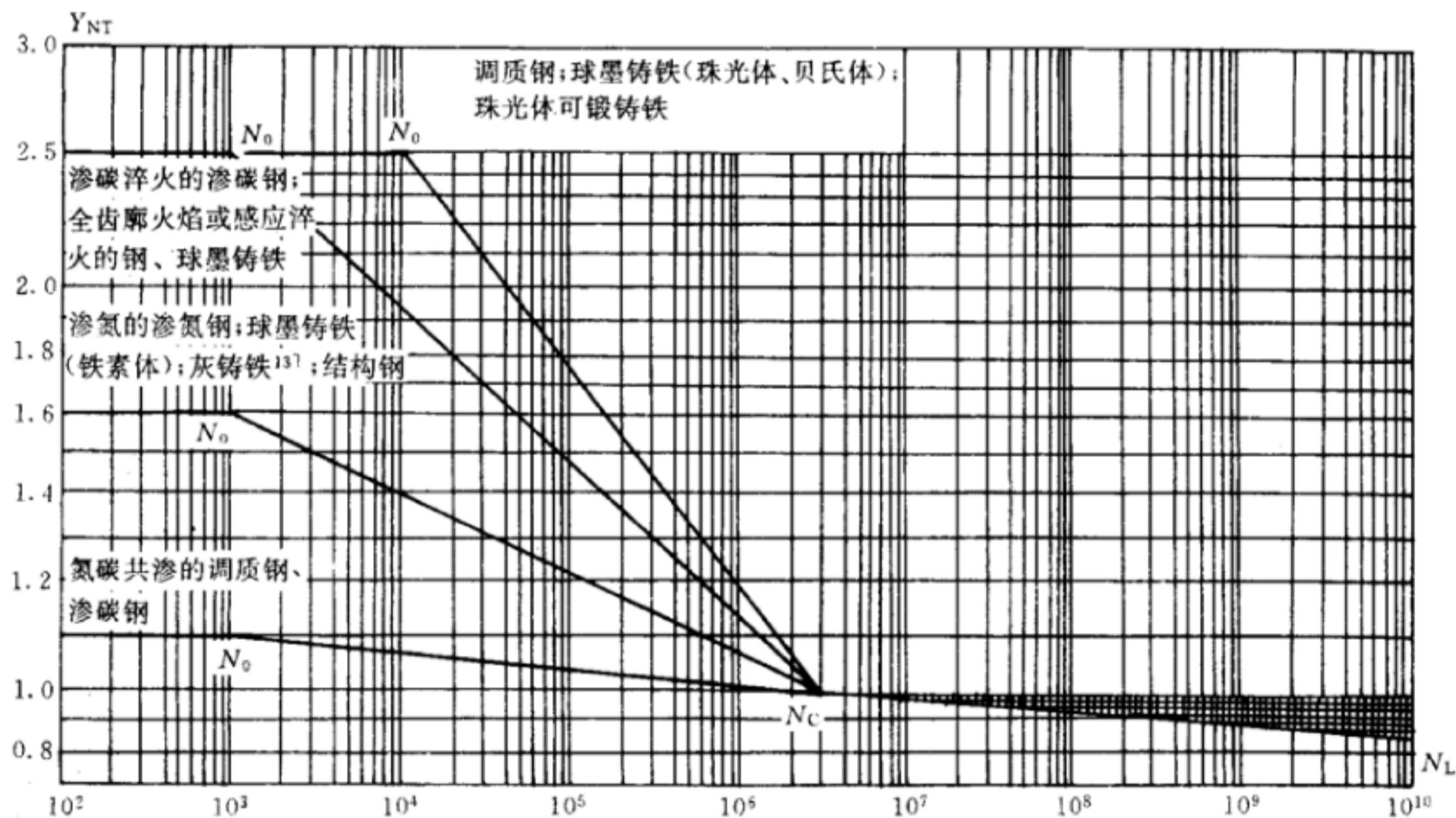
2) 调质——气体渗氮处理的调质钢



3) 调质或正火——氮碳共渗处理的调质钢

注: $\sigma_{FE} = \sigma_{F\lim} Y_{ST}$

图 26b 氮化及碳氮共渗钢的 $\sigma_{F\lim}$ 和 σ_{FE}

图 27 接触强度的寿命系数 Z_{NT} 图 28 弯曲强度的寿命系数 Y_{NT}

采用说明：

13) 图 27、28 中灰铸铁在 ISO 6336:1996 文本里误为可锻铸铁，已订正。

表 25 接触强度的寿命系数 Z_{NT}

材料及热处理		静强度最大循环次数 N_0	持久寿命条件循环次数 N_c	应力循环次数 N_L	Z_{NT} 计算公式			
结构钢		$N_0 = 6 \times 10^5$	$N_c = 10^9$	$N_L \leq 6 \times 10^5$	$Z_{NT} = 1.6$			
调质钢				$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$	$Z_{NT} = 1.3 \left(\frac{10^7}{N_L} \right)^{0.0738}$ (216)			
球墨铸铁(珠光体、贝氏体)球光体可锻铸铁；渗碳淬火的渗碳钢；感应淬火或火焰淬火的钢和球墨铸铁				$10^7 < N_L \leq 10^9$	$Z_{NT} = \left(\frac{10^9}{N_L} \right)^{0.057}$ (217)			
球墨铸铁(珠光体、贝氏体)球光体可锻铸铁；渗碳淬火的渗碳钢；感应淬火或火焰淬火的钢和球墨铸铁				$10^9 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{10^9}{N_L} \right)^{0.0706}$ (218)			
灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)；渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	不允许有 一定点 蚀	$N_0 = 10^5$	$N_c = 5 \times 10^7$	$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1.6$			
氮碳共渗的调质钢、渗碳钢				$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$	$Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0756}$ (219)			
				$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{5 \times 10^7}{N_L} \right)^{0.0306}$ (220)			
	不允许 点 蚀	$N_0 = 10^5$	$N_c = 2 \times 10^6$	$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1.3$			
				$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0875}$ (221)			
				$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0141}$ (222)			
	不允许 点 蚀	$N_0 = 10^5$	$N_c = 2 \times 10^6$	$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1.1$			
				$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0318}$ (223)			
				$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.0191}$ (224)			

注：当优选材料、制造工艺和润滑剂，并经生产实践验证时，式(218)、(220)、(222)和(224)可取 $Z_{NT} = 1.0$ 。

表 26 弯曲强度的寿命系数 Y_{NT}

材料及热处理		静强度最大循环次数 N_0	持久寿命条件循环次数 N_c	应力循环次数 N_L	Y_{NT} 计算公式			
球墨铸铁(珠光体、贝氏体)；珠光体可锻铸铁；调质钢	$N_0 = 10^4$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^4$	$N_L \leq 10^4$	$Y_{NT} = 2.5$			
				$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.16}$ (225)			
				$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$ (226)			
渗碳淬火的渗碳钢；火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	$N_0 = 10^4$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^3$	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 2.5$			
				$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.115}$ (227)			
				$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$ (228)			

表 26 弯曲强度的寿命系数 Y_{NT} (完)

材料及热处理	静强度最大循环次数 N_0	持久寿命条件循环次数 N_c	应力循环次数 N_L	Y_{NT} 计算公式
结构钢;渗氮处理的 渗氮钢、调质钢、渗碳 钢;灰铸铁、球墨铸铁 (铁素体)	$N_0 = 10^3$	$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.6$
			$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.05}$ (229)
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$ (230)
氮碳共渗的调质钢、 渗碳钢		$N_c = 3 \times 10^6$	$N_L \leq 10^3$	$Y_{NT} = 1.1$
			$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.012}$ (231)
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	$Y_{NT} = \left(\frac{3 \times 10^6}{N_L} \right)^{0.02}$ (232)

注: 当优选材料、制造工艺和润滑剂, 并经生产实践验证时, 式(226), (228), (230)和(232)可取 $Y_{NT} = 1.0$ 。

8.3 润滑油膜影响系数 Z_L, Z_v, Z_R

齿面间的润滑油膜影响齿面承载能力, 影响齿面间润滑油膜状况的因素有:

润滑区的油粘度——其影响用润滑剂系数 Z_L 来考虑;

相啮面间的相对速度——其影响用速度系数 Z_v 来考虑;

齿面粗糙度——其影响用粗糙度系数 Z_R 来考虑。

影响齿面间润滑油膜状况的还有齿面载荷和齿面相对曲率半径等。

确定润滑油膜影响系数数值的理想方法是总结现场使用经验或用具有可类比的尺寸、材料、润滑剂及运行条件的齿轮箱实验。当采用与设计的齿轮完全相同的参数、材料和条件实验决定其承载能力或寿命系数时, 应取润滑油膜影响系数 Z_L, Z_v, Z_R 的值均等于 1.0。

当无合适的上述实验或经验数据可用时, 可按本标准的一般方法或简化方法确定润滑油膜影响系数值。

8.3.1 一般方法

对持久强度设计, Z_L, Z_v, Z_R 可由公式(235), (237), (239)分别计算或由图 29、图 30、图 31 分别查取。对静强度, 取 $Z_L = Z_v = Z_R = 1.0$ 。对于循环次数 N_L 小于持久寿命条件循环次数 N_c 的有限寿命设计, Z_L, Z_v, Z_R 值由式(235), (237), (239)得到的持久强度时的值(即 $N_L = N_c$ 时) Z_{LC}, Z_{vc}, Z_{RC} 和静强度时的值(此时 $Z_L = Z_v = Z_R = 1.0$)按公式(233a)至(233c)相应计算:

$$Z_L = \left(\frac{N_0}{N_L} \right) \left(\frac{\lg Z_{LC}}{K_n} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (233a)$$

$$Z_v = \left(\frac{N_0}{N_L} \right) \left(\frac{\lg Z_{vc}}{K_n} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (233b)$$

$$Z_R = \left(\frac{N_0}{N_L} \right) \left(\frac{\lg Z_{RC}}{K_n} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (233c)$$

上述各式中, 不同材料的 N_0, N_c 值见表 25; K_n 是与 N_0, N_c 值有关的常数。

$$K_n = \lg(N_0/N_c) \quad \dots \dots \dots \quad (234)$$

对结构钢; 调质钢; 球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 渗碳淬火钢; 感应淬火或火焰淬火

的钢、球墨铸铁

$K_n = -3.222$ (允许一定点蚀)

$$K_n = -2.699 \text{ (不允许点蚀)}$$

对可锻铸铁;球墨铸铁(铁素体);渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢;氮碳共渗的调质钢、渗碳钢

$$K_n = -1,301$$

8.3.1.1 润滑剂系数 Z_L

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{80}{\rho_{e0}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{\rho_{e0}}\right)^2} \quad \dots \dots \dots \quad (235)$$

式中： C_{zL} ——系数。在 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ 范围内， C_{zL} 可由式(236)算得。当 $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时取 $C_{zL} = 0.83$ ；当 $\sigma_{H\lim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ 时取 $C_{zL} = 0.91$ 。

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{H\text{ lim}}}{4.375} + 0.635 \cdot 7 \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (236)$$

ν_{50} ——在 50℃时润滑油的名义运动粘度, mm^2/s (cSt):

ν_{40} ——在 40℃时润滑油的名义运动粘度, mm^2/s (cSt)。

式(235),(236)及图 29 适用于矿物油(加或不加添加剂)。应用某些具有较小摩擦系数的合成油时,对于渗碳钢齿轮 ε_L 应乘以系数 1.1,对于调质钢齿轮应乘以系数 1.4。

Z_L 对静强度几乎没有影响,因此静强度计算时可取 $Z_L = 1.0$ 。

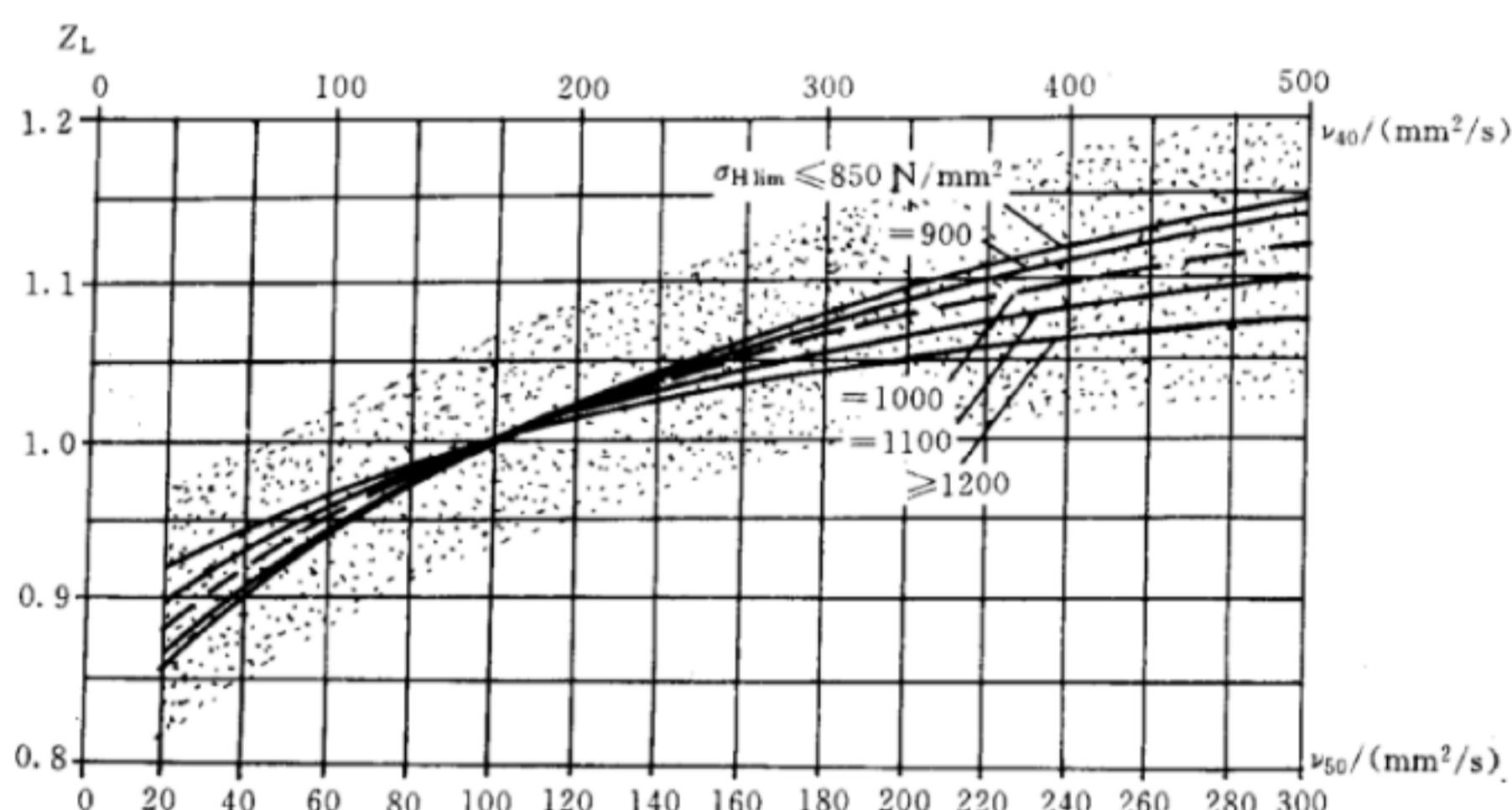


图 29 润滑剂系数 Z_1

8.3.1.2 速度系数 Z_v

速度系数 Z_v 按式(237)计算或按图 30 查取。

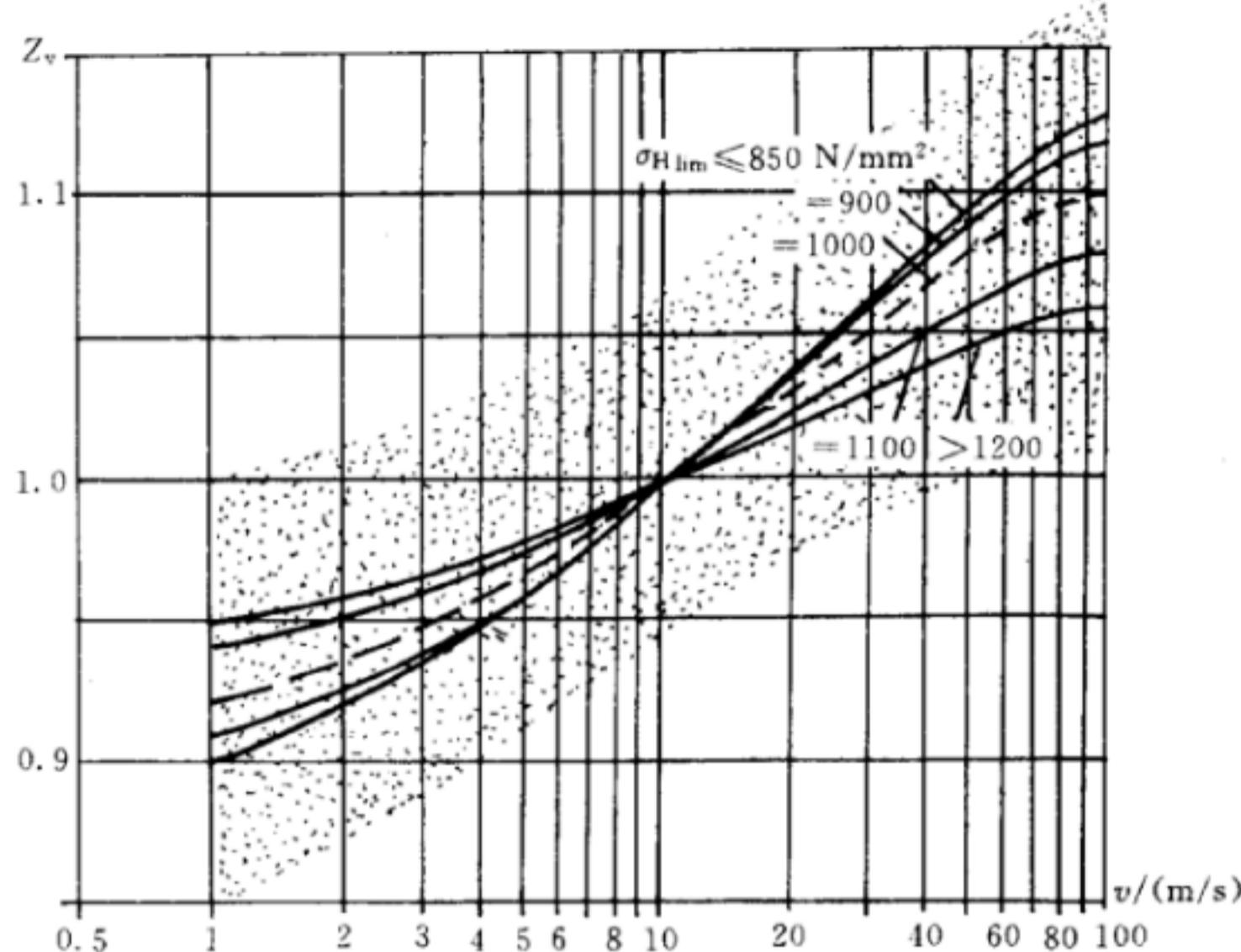
$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1.0 - C_{Zv})}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{z_v}}} \quad \dots \dots \dots \quad (237)$$

式中: C_{Zv} ——系数。在 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ 范围内, C_{Zv} 可由式(238)算得。当 $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时以 850 N/mm^2 计, 当 $\sigma_{H\lim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ 时以 1200 N/mm^2 计。

$$C_{Zv} = 0.85 + \frac{\sigma_{H\text{ lim}} - 850}{350} \times 0.08 \quad \dots \dots \dots \quad (238)$$

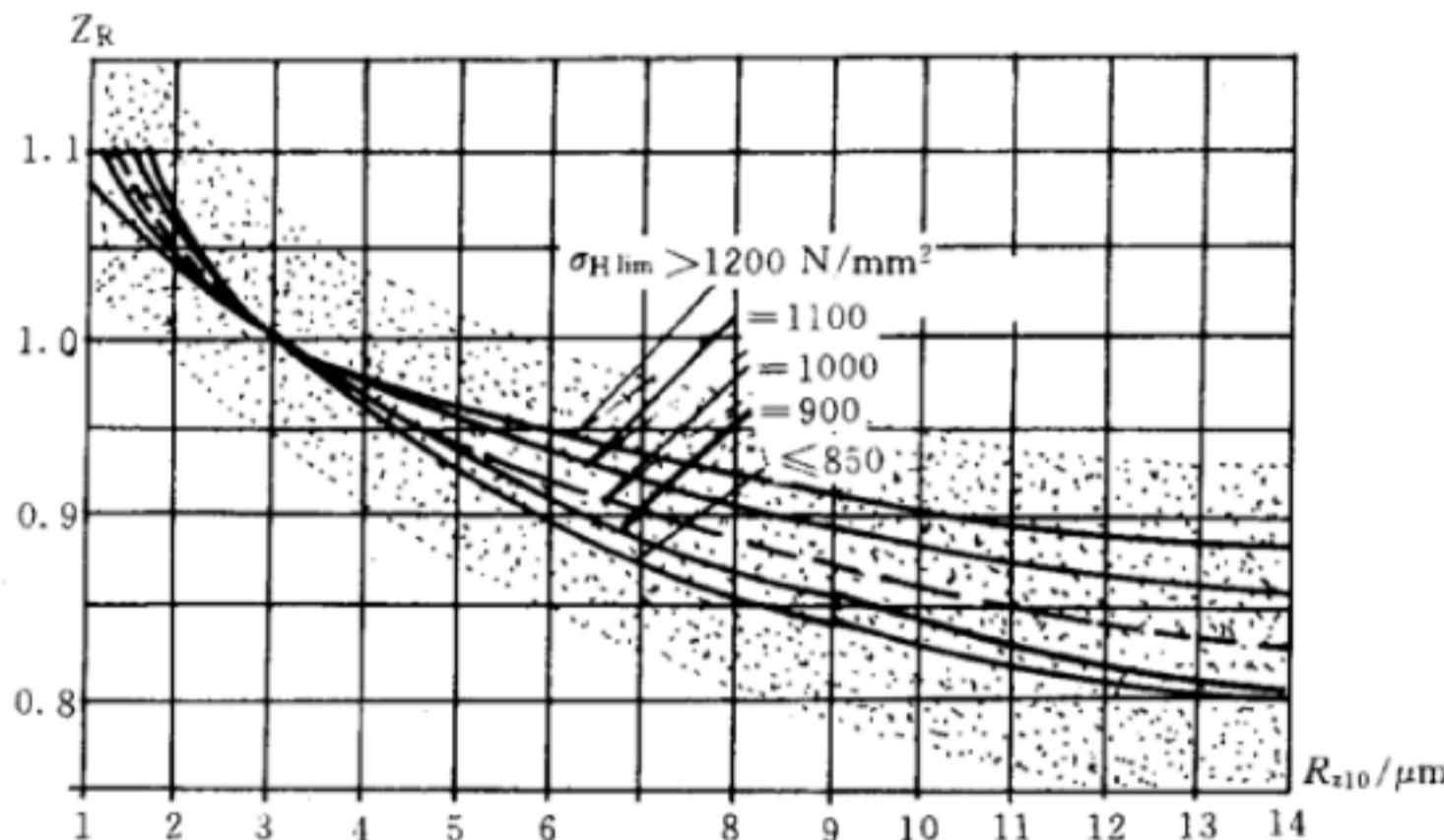
v —节点线速度, m/s.

Z_v 对静强度几乎没有影响,因此静强度计算时可取 $Z_v=1.0$ 。

图 30 速度系数 Z_v

8.3.1.3 粗糙度系数 Z_R

当所计算的齿轮要求持久寿命时($N_l > 2 \times 10^6 \sim 5 \times 10^7$, 视材料而异, 见 8.2), Z_R 可由式(239)计算得出, 或由图 31 查得。

图 31 粗糙度系数 Z_R

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z10}} \right)^{C_{zR}} \quad (\text{极限条件为: } Z_R \leq 1.15) \quad (239)$$

式中: C_{zR} ——系数。当 $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ 时, $C_{zF} = 0.15$, 当 $\sigma_{H\lim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ 时, $C_{zF} = 0.08$ 。在 $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ 范围内, C_{zR} 可由式(240)算得。

$$C_{zR} = 0.32 - 0.0002\sigma_{H\lim} \quad (240)$$

R_{z10} ——相对(峰-谷)平均粗糙度。

$$R_{z10} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad (241)$$

R_{z1}, R_{z2} ——小齿轮及大齿轮的齿面微观不平度 10 点高度⁵⁾, μm 。如经事先跑合, 则 R_{z1}, R_{z2} 应为跑合后的数值;

5) 若粗糙度以 R_s 值 ($R_s = \text{CLA 值} = \text{AA 值}$) 给出, 则可近似取 $R_s \approx 6R_z$ 。

ρ_{red} ——节点处诱导曲率半径, mm; $\rho_{\text{red}} = \rho_1 \rho_2 (\rho_1 + \rho_2)$ 。式中“+”用于外啮合, “-”用于内啮合, ρ_1, ρ_2 分别为小轮及大轮节点处曲率半径; 对于小齿轮-齿条啮合, $\rho_{\text{red}} = \rho_1$; $\rho_{1,2} = 0.5d_{b1,2} \tan \alpha'$, 式中 d_b 为基圆半径。

Z_R 对静强度几乎没有影响, 因此静强度计算时可取 $Z_R = 1.0$ 。

8.3.2 简化方法

Z_L, Z_v, Z_R 的乘积在持久强度和静强度设计时由表 27 查得。对于应力循环次数 N_L 小于持久寿命条件循环次数 N_C 的有限寿命设计, $(Z_L Z_v Z_R)$ 值由其持久强度 ($N_L \geq N_C$) 和静强度 ($N_L \leq N_0$) 时的值参照式(233a)~(233c)插值确定。

表 27 简化计算的($Z_L Z_v Z_R$)值

计算类型	加工工艺及齿面粗糙度 R_{z10}	$(Z_L Z_v Z_R)_{N_0, N_C}$
持久强度 ($N_L \geq N_C$)	$R_{z10} > 4 \mu\text{m}$ 经展成法滚、插或刨削加工的齿轮副	0.85
	研、磨或剃齿的齿轮副 ($R_{z10} > 4 \mu\text{m}$); 滚、插、研磨的齿轮与 $R_{z10} \leq 4 \mu\text{m}$ 的磨或剃齿齿轮啮合	0.92
	$R_{z10} < 4 \mu\text{m}$ 的磨削或剃的齿轮副	1.00
静强度 ($N_L \leq N_0$)	各种加工方法	1.00

8.4 齿面工作硬化系数 Z_w

工作硬化系数 Z_w 是用以考虑经光整加工的硬齿面小齿轮在运转过程中对调质钢大齿轮齿面产生冷作硬化, 从而使大齿轮的许用接触应力得以提高的系数。

大齿轮齿面承载能力的提高还和其他许多因素有关, 如材料中的合金元素、赫兹应力、硬化过程、表面粗糙度等。所以, 工作硬化效果应优先由试验或经验数据来确定, 如无合适的试验或经验数据, Z_w 值可由式(242)计算得出, 或由图 32 查取。此公式和图的使用条件为: 小齿轮齿面微观不平度 10 点高度 $R_s < 6 \mu\text{m}$, 大齿轮齿面硬度为 $130 \sim 470 \text{HB}$ 。

$$Z_w = 1.2 - \frac{\text{HB} - 130}{1700} \quad \dots \dots \dots \quad (242)$$

式中 HB 为大轮齿面布氏硬度值。

当 $\text{HB} < 130$ 时, 取 $Z_w = 1.2$; 当 $\text{HB} > 470$ 时, 取 $Z_w = 1.0$ 。

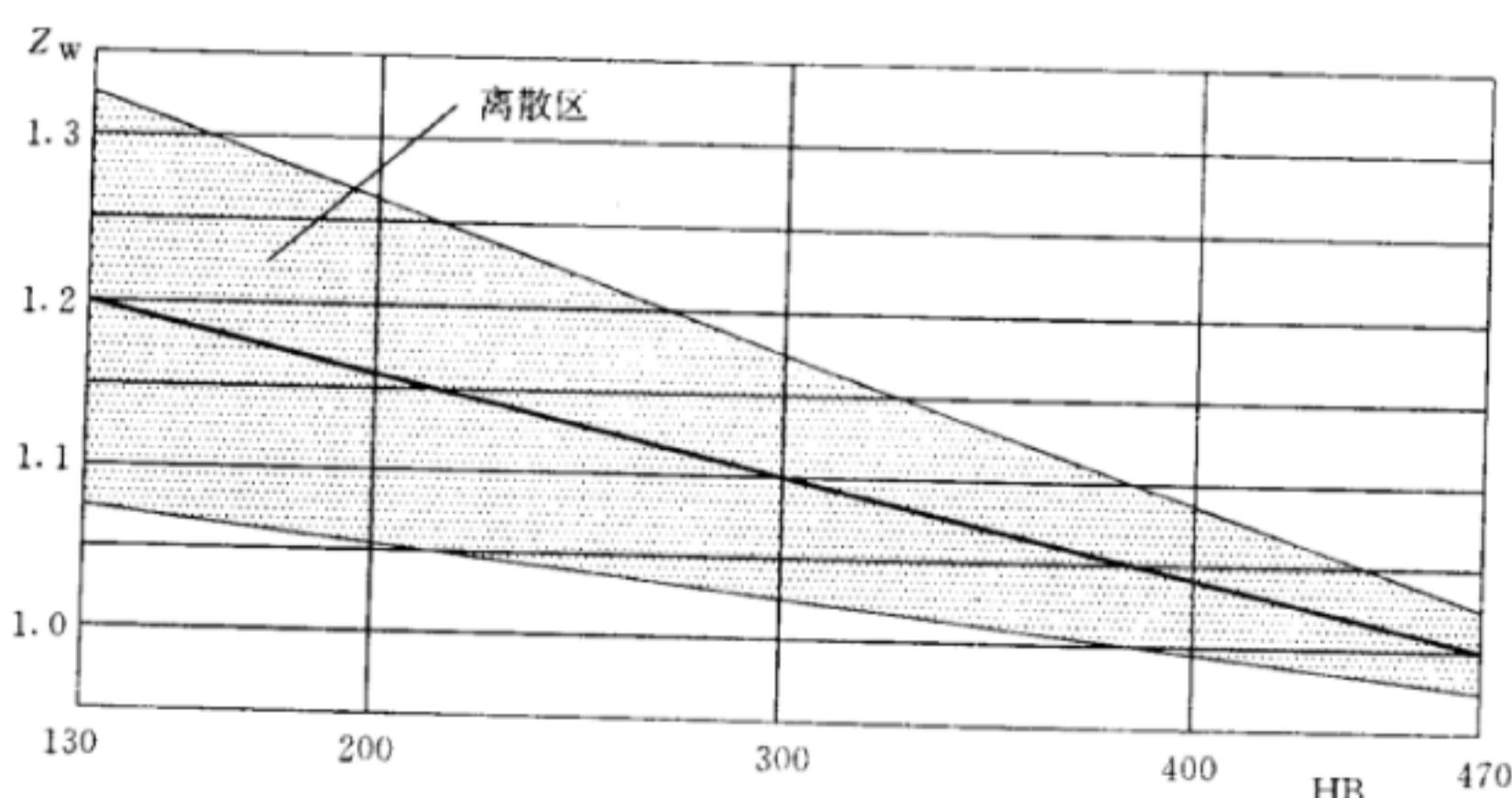


图 32 工作硬化系数 Z_w

8.5 尺寸系数 Z_x, Y_x

尺寸系数 Z_x 和 Y_x 是考虑因尺寸增大使材料强度降低的尺寸效应因素, 分别用于接触强度和弯曲强度计算。确定尺寸系数最理想的方法是通过实验或经验总结。当用与设计齿轮完全相同尺寸、材料和工艺的齿轮进行实验得到齿面承载能力或寿命系数时, 应取 Z_x 或 Y_x 值为 1.0。静强度 ($N_L \leq N_0$) 的 $Z_x = Y_x = 1.0$ 。

当无合适的实验或经验数据可用时, 持久强度 ($N_L \geq N_c$) 的尺寸系数 Z_x, Y_x 可分别由下列表 28 或表 29 中公式计算确定, 也可由图 33 或图 34 查取。有限寿命 ($N_0 < N_L < N_c$) 的尺寸系数由持久强度和静强度时的尺寸系数值参照式(233)的办法插值确定。

8.5.1 接触强度尺寸系数 Z_x

持久强度的 Z_x 可按表 28 中公式计算或图 33 查取。

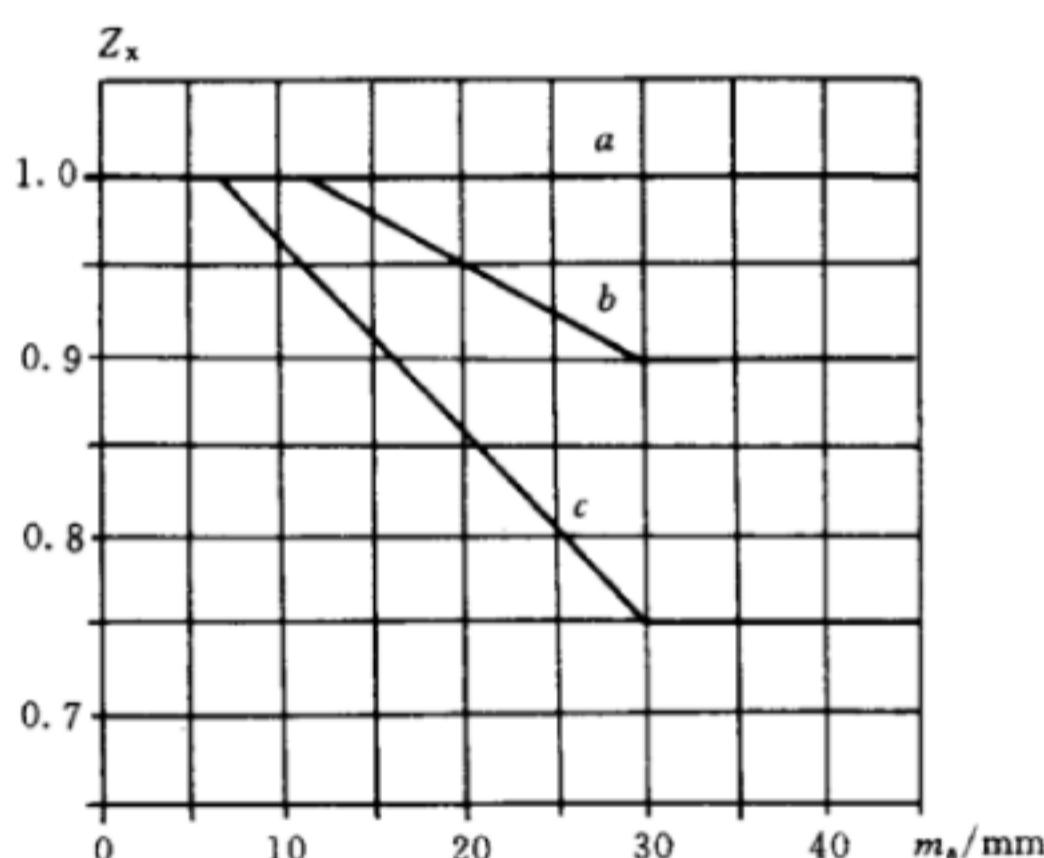
表 28 接触强度计算的尺寸系数 Z_x

材 料	Z_x	备 注
调质钢、结构钢	$Z_x = 1.0$	
短时间液体渗氮钢; 气体渗氮钢	$Z_x = 1.067 - 0.0056m_n$	$m_n < 12$ 时, 取 $m_n = 12$ $m_n > 30$ 时, 取 $m_n = 30$
渗碳淬火钢、感应或火焰淬火表面硬化钢	$Z_x = 1.076 - 0.0109m_n$	$m_n < 7$ 时, 取 $m_n = 7$ $m_n > 30$ 时, 取 $m_n = 30$

注: m_n 是单位为 mm 的齿轮法向模数值。

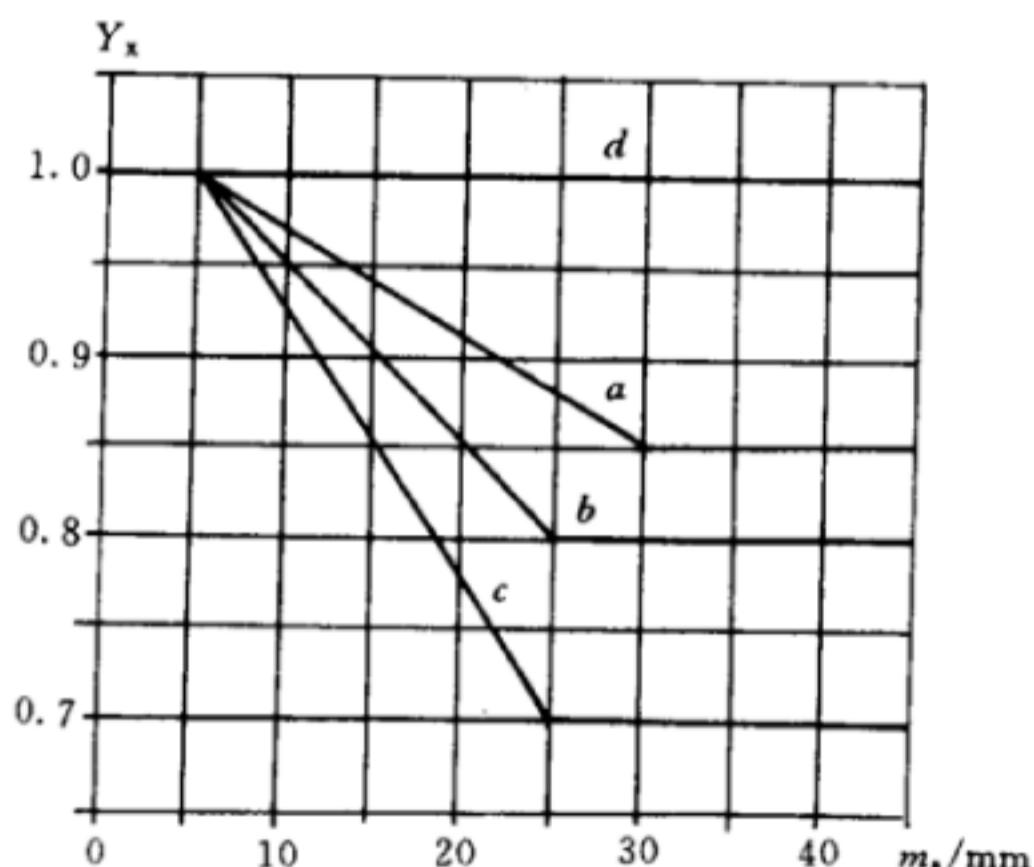
8.5.2 弯曲强度尺寸系数 Y_x

持久强度的 Y_x 可按表 29 中公式计算得出, 或由图 34 查取。



a—结构钢、调质钢、静强度计算时的所有材料;
b—短时间液体渗氮钢, 气体渗氮钢;c—渗碳淬
火钢、感应或火焰淬火表面硬化钢

图 33 接触强度计算的尺寸系数 Z_x ^{14]}



a—结构钢、调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏
体)、珠光体可锻铸铁;b—渗碳淬火钢和全齿廓
感应或火焰淬火钢, 渗氮或氮碳共渗钢;c—灰
铸铁, 球墨铸铁(铁素体);d—静强度计算时的
所有材料

图 34 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x

采用说明:

14] 按 DIN 3990 增补了 Z_x 。

表 29 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x

材 料	Y_x	备 注
结构钢、调质钢、球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体可锻铸铁	1.03~0.006 m_n	当 $m_n < 5$ 时, 取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 30$ 时, 取 $m_n = 30$
渗碳淬火钢和全齿廓感应或火焰淬火钢、渗氮钢或氮碳共渗钢	1.05~0.01 m_n	当 $m_n < 5$ 时, 取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 25$ 时, 取 $m_n = 25$
灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)	1.075~0.015 m_n	当 $m_n < 5$ 时, 取 $m_n = 5$ 当 $m_n > 25$ 时, 取 $m_n = 25$

注: m_n 为齿轮法向模数值。

8.6 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel } T}$

齿根圆角敏感系数表示在轮齿折断时, 齿根处的理论应力集中超过实际应力集中的程度。

相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel } T}$ 是考虑所计算齿轮的材料、几何尺寸等对齿根应力的敏感度与试验齿轮不同而引进的系数。定义为所计算齿轮的齿根圆角敏感系数与试验齿轮的齿根圆角敏感系数的比值。

在无精确分析的可用的数据时, 可按下述方法分别确定 $Y_{\delta \text{ rel } T}$ 值。

8.6.1 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel } T}$

持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta \text{ rel } T}$ 可按式(243)计算得出, 也可由图 35 查得(当齿根圆角参数在 $1.5 < q_s < 4$ 的范围内时, $Y_{\delta \text{ rel } T}$ 可近似地取为 1, 其误差不超过 5%)。

$$Y_{\delta \text{ rel } T} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X_T^*}} \quad \dots \dots \dots \quad (243)$$

式中: ρ' —— 材料滑移层厚度, mm, 可由表 30 按材料查取;

X^* —— 齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值。其值可由下式确定:

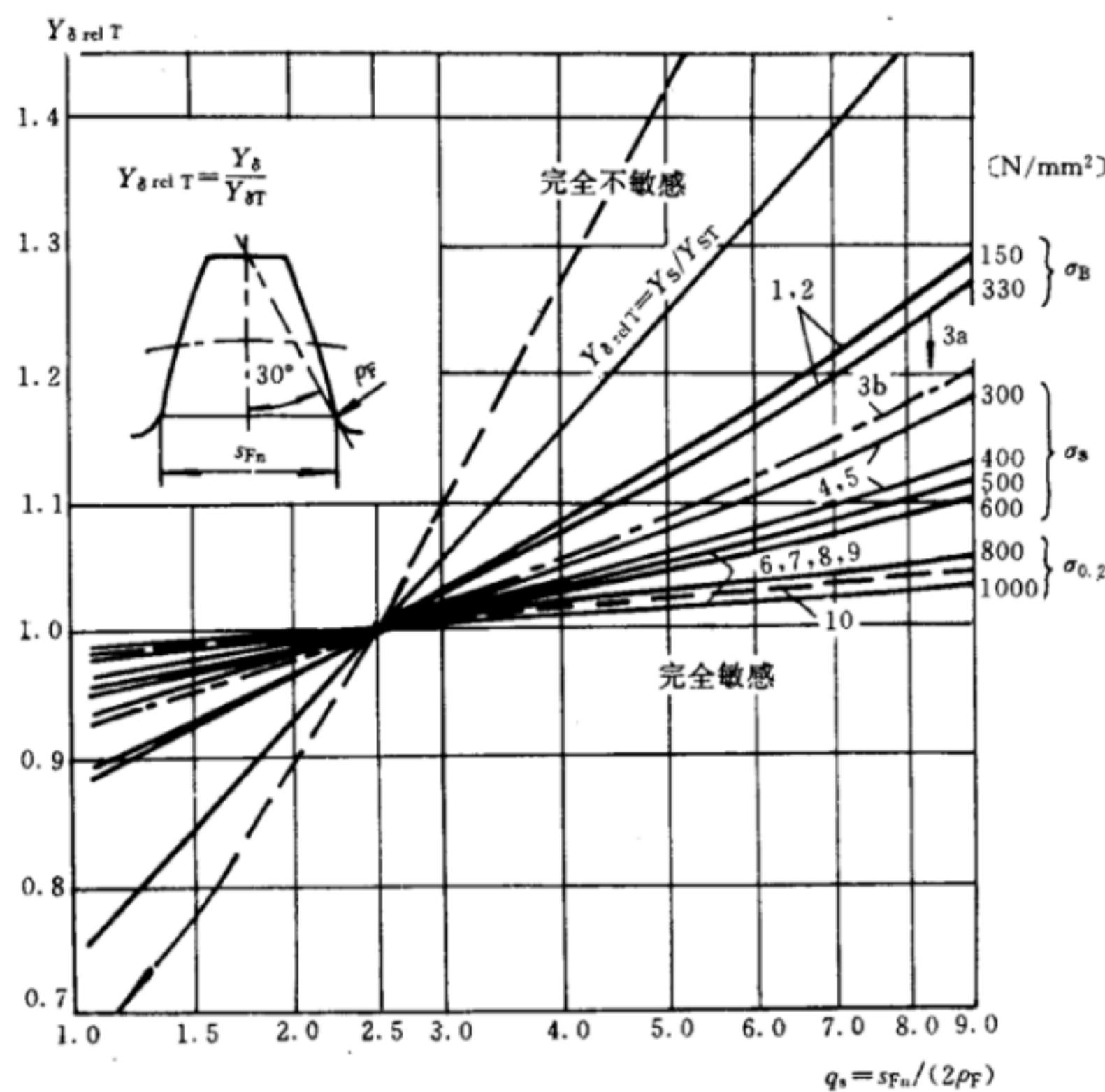
$$X^* \approx \frac{1}{5}(1 + 2q_s) \quad \dots \dots \dots \quad (244)$$

q_s —— 齿根圆角参数, 见 7.2.2 式(209);

X_T^* —— 试验齿轮齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值, 仍可用式(244)计算, 式中 q_s 取为 $q_{sT} = 2.5$ 。此式适用于 $m = 5$ mm, 其尺寸的影响用 Y_x 来考虑。

表 30 不同材料的滑移层厚度 ρ'

序 号	材 料	滑移层厚度 ρ' / mm
1	灰铸铁	$\sigma_b = 150 \text{ N/mm}^2$ 0.312 4
2	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体)	$\sigma_b = 300 \text{ N/mm}^2$ 0.309 5
3a	球墨铸铁(珠光体)	0.100 5
3b	渗氮处理的渗氮钢、调质钢	
4	结构钢	$\sigma_s = 300 \text{ N/mm}^2$ 0.083 3
5	结构钢	$\sigma_s = 400 \text{ N/mm}^2$ 0.044 5
6	调质钢, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 500 \text{ N/mm}^2$ 0.028 1
7	调质钢, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 600 \text{ N/mm}^2$ 0.019 4
8	调质钢, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 800 \text{ N/mm}^2$ 0.006 4
9	调质钢, 球墨铸铁(珠光体、贝氏体)	$\sigma_s = 1000 \text{ N/mm}^2$ 0.001 4
10	渗碳淬火钢, 火焰淬火或全齿廓感应淬火的钢和球墨铸铁	0.003 0



注：图中材料数字代号意见同表 30 序号

图 35 持久寿命时的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta rel T}$

8.6.2 静强度的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta rel T}$

静强度的 $Y_{\delta rel T}$ 值可按表 31 中的相应公式计算得出（当应力修正系数在 $1.5 < Y_s < 3$ 的范围内时，静强度的相对敏感系数 $Y_{\delta rel T}$ 近似地可取为： Y_s / Y_{ST} ；但此近似数不能用于氮化的调质钢与灰铸铁）。

表 31 静强度的相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta rel T}$

计算公式	公式号	备注
结构钢 $Y_{\delta rel T} = \frac{1 + 0.93(Y_s - 1)\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1 + 0.93\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}$	(245)	Y_s ——应力修正系数，见 7.2.2 σ_s ——屈服强度
调质钢、铸铁和球墨铸铁(珠光体、贝氏体) $Y_{\delta rel T} = \frac{1 + 0.82(Y_s - 1)\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}{1 + 0.82\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0.2}}}}$	(246)	$\sigma_{0.2}$ ——发生残余变形 0.2% 时的条件屈服强度
渗碳淬火钢、火焰淬火和全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁 $Y_{\delta rel T} = 0.44Y_s + 0.12$	(247)	表层发生裂纹的应力极限
渗氮处理的渗氮钢、调质钢 $Y_{\delta rel T} = 0.20Y_s + 0.60$	(248)	表层发生裂纹的应力极限
灰铸铁和球墨铸铁(铁素体) $Y_{\delta rel T} = 1.0$	(249)	断裂极限

8.6.3 有限寿命的齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta rel T}$

有限寿命的 $Y_{\delta rel T}$ 可用线性插入法从持久寿命的 $Y_{\delta rel T}$ 和静强度的 $Y_{\delta rel T}$ 之间得到。

8.7 相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$

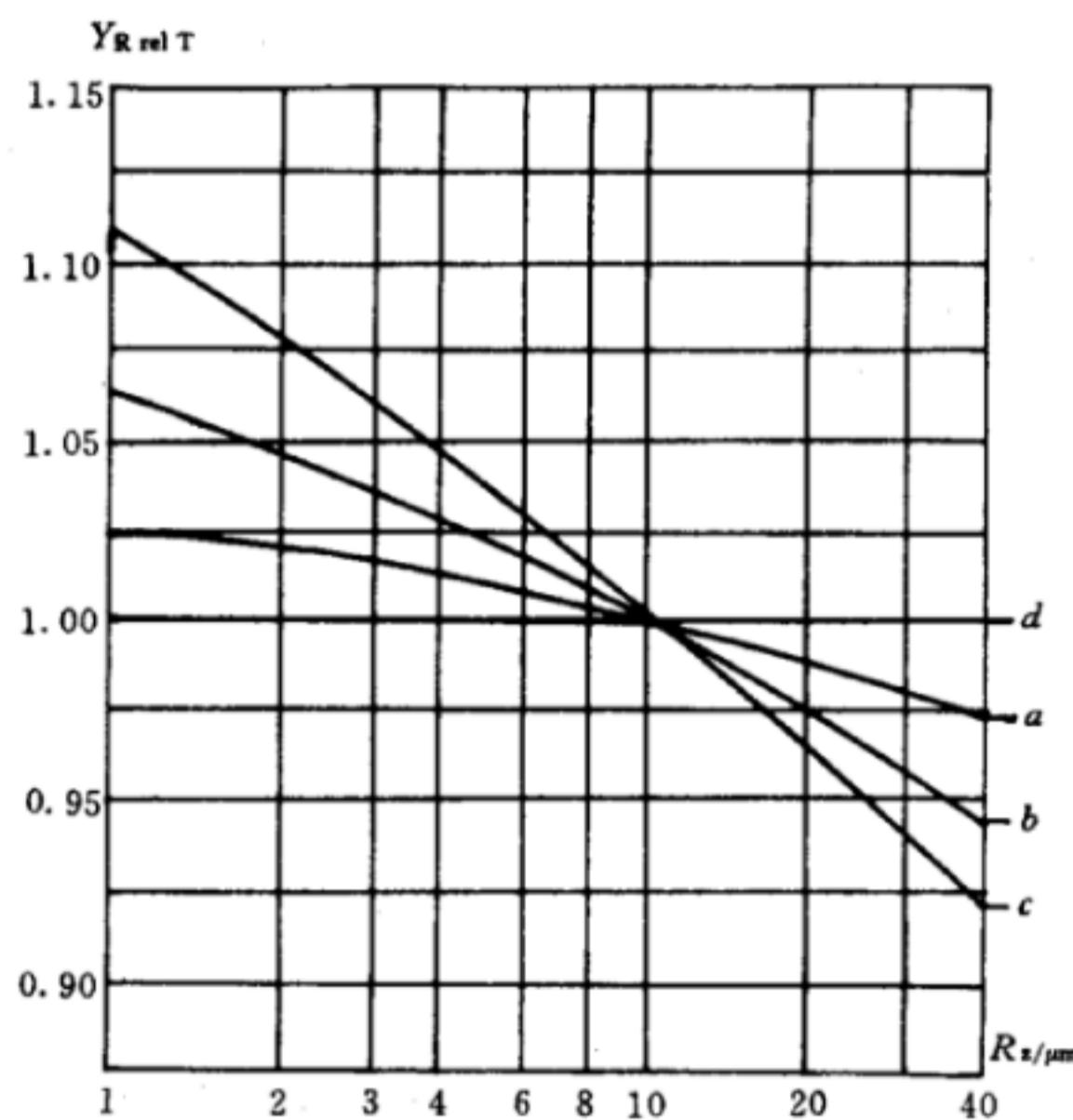
齿根表面状况系数是考虑齿廓根部的表面状况,主要是齿根圆角处的粗糙度对齿根弯曲强度的影响。

相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$ 为所计算齿轮的齿根表面状况系数与试验齿轮的齿根表面状况系数的比值。

在无精确分析的可用数据时,按下述方法分别确定⁶⁾。

8.7.1 持久寿命时的相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$

持久寿命时的相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$ 可按表 32 中的相应公式计算得出,也可由图 36 查得。



a—灰铸铁,铁素体球墨铸铁,渗氮处理的渗氮钢、调质钢;
b—结构钢;
c—调质钢,球墨铸铁(珠光体、铁素体),渗碳淬火钢,全齿廓感应或火焰
淬火钢;d—静强度计算时的所有材料

图 36 相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$

表 32 持久寿命时的相对齿根表面状况系数 $Y_{R \text{ rel } T}$

计算公式或取值		
材料	$R_z < 1 \mu\text{m}$	$1 \mu\text{m} \leq R_z < 40 \mu\text{m}$
调质钢,球墨铸铁(珠光体、贝氏体),渗碳淬火钢,火焰和全齿廓 感应淬火的钢和球墨铸铁	$Y_{R \text{ rel } T} = 1.120$	$Y_{R \text{ rel } T} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1}$ (250)
结构钢	$Y_{R \text{ rel } T} = 1.070$	$Y_{R \text{ rel } T} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{0.01}$ (251)
灰铸铁,球墨铸铁(铁素体),渗 氮的渗氮钢、调质钢	$Y_{R \text{ rel } T} = 1.025$	$Y_{R \text{ rel } T} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.005}$ (252)

注: R_z 为齿根表面微观不平度 10 点高度。

6) 对经过强化处理(如喷丸)的齿轮,其 $Y_{R \text{ rel } T}$ 值要稍大于下述方法所确定的数值。对有表面氧化或化学腐蚀的齿轮,其 $Y_{R \text{ rel } T}$ 值要稍小于下述方法所确定的数值。

8.7.2 静强度的相对齿根表面状况系数 $Y_{R_{\text{rel}}}$

静强度的相对齿根表面状况系数 $Y_{R_{\text{relT}}}$ 等于 1。

8.7.3 有限寿命的相对齿根表面状况系数 $Y_{R\text{ rel T}}$

有限寿命的 $Y_{R,rel,T}$ 可从持久寿命的 $Y_{R,rel,T}$ 和静强度的 $Y_{R,rel,T}$ 之间用线性插入法得到。

9 轮齿静强度核算

9.1 适用范围

当齿轮工作可能出现短时间、少次数(不大于表 25 和 26 中规定的 N_0 值)的超过额定工况的大负荷,如使用大起动转矩电机,在运行中出现异常的重载荷或有重复性的中等甚至严重冲击时应进行静强度核算。作用次数超过上述表中规定的载荷应纳入疲劳强度计算。

9.2 载荷及其修正系数

9.2.1 载荷

应取载荷谱中或实测的最大载荷来确定计算切向力。当无上述数据可用时,可取预期的最大载荷 T_{max} (如起动转矩、堵转转矩、短路或其他最大过载转矩)为静强度计算载荷。

计算切向力和最大转矩的关系式如下：

$$F_{\text{cal}} = \frac{2000T_{\max}}{d} \quad \dots \dots \dots \quad (253)$$

式中: F_{ct} —计算切向载荷, N;

d —齿轮分度圆直径, mm;

T_{\max} —最大转矩,N·m。

9.2.2 修正载荷的系数

- a) 因已按最大载荷计算,取使用系数 $K_A=1$ 。
 - b) 对在起动或堵转时产生的最大载荷或低速工况,可取动载系数 $K_v=1$;其余情况 K_v 按 6.2 取值。
 - c) 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ 见 6.3,但此时单位齿宽载荷应取 $W_m = \frac{K_v F_{cal}}{b}$ 。
 - d) 齿间载荷分配系数 K_x, K_y 取值同 6.4。

9.3 静强度核算公式

9.3.1 齿面静强度核算

齿面静强度必须保证：

当大、小齿轮材料 $\sigma_{HP_{st}}$ 不同时，应取小者进行核算。

式中： σ_{Hst} —静强度最大齿面应力， N/mm^2 ，见 9.3.1.1；

σ_{HPst} —静强度许用齿面应力,N/mm²,见9.3.1.2。

9.3.1.1 静强度最大齿面应力 σ_{Hst}

$$\sigma_{\text{Hst}} = \sqrt{K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} Z_H Z_E Z_e Z_\beta \sqrt{\frac{F_{\text{cal}}}{d, b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad \dots \dots \dots \quad (255)$$

式中 K_v, K_{Hg}, K_{Hg} 取值见 9.2.2, Z_H, Z_E, Z_t, Z_a 及 u, b 等代号意义及计算同 7.1 和 4.1。

9.3.1.2 静强度许用齿面接触应力 σ_{HPSt}

$$\sigma_{\text{HPst}} = \frac{\sigma_{\text{H lim}} Z_{\text{NT}}}{S_{\text{H min}}} Z_{\text{W}} \quad \dots \dots \dots \quad (256)$$

式中： $\sigma_{H\lim}$ ——接触疲劳极限应力，N/mm²，见 8.1；

Z_{NT} ——静强度接触寿命系数,此时取 $N_L = N_0$,见表 25;

Z_w —齿面工作硬化系数, 见 8.4;

$S_{H\min}$ ——接触强度最小安全系数,参见附录 A。

9.3.2 弯曲静强度核算

弯曲静强度应保证：

式中: σ_{Fst} —— 静强度最大齿根弯曲应力, N/mm², 见 9.3.2.1;

σ_{FPst} —— 静强度许用齿根弯曲应力, N/mm², 见 9.3.2.2。

9.3.2.1 静强度最大齿根弯曲应力 σ_{Fst}

$$\sigma_{\text{Fst}} = K_v K_{\text{F}\beta} K_{\text{Fa}} \frac{F_{\text{cal}}}{bm_n} Y_{\text{F}} Y_{\text{S}} Y_{\beta} \quad \dots \dots \dots \quad (258)$$

或

$$\sigma_{Fst} = K_v K_{F\beta} K_{Fa} \frac{F_{cal}}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_\beta \quad \dots \dots \dots \quad (259)$$

上式中 K_v, K_{F_B}, K_{F_a} 见 9.2.2; F_{cal} 见 9.2.1; $Y_F, Y_{F_a}, Y_S, Y_{S_a}, Y_s, Y_a$ 见 7.2。

9.3.2.2 静强度许用齿根弯曲应力 σ_{FPM}

$$\sigma_{FPst} = \frac{\sigma_F \lim Y_{ST} Y_{NT}}{S_{E_{\min}}} Y_{\delta \text{ rel T}} \dots \dots \dots \quad (260)$$

式中: $\sigma_{F\lim}$ —弯曲疲劳极限应力,N/mm²,见8.1;

Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数,如用本标准给出的 $\sigma_{F_{lim}}$ 值计算时, $Y_{ST}=2.0$;

Y_{NT} ——弯曲强度寿命系数, 此时取 $N_1 = N_0$, 见 8.2 表 26;

$Y_{\text{rel,T}}$ —相对齿根圆角敏感系数, 见 8.6;

$S_{E_{min}}$ —弯曲强度最小安全系数,参见附录 A

附录 A
(标准的附录)
最小安全系数参考值^{15]}

使 用 要 求	最 小 安 全 系 数	
	$S_{F\min}$	$S_{H\min}$
高 可 靠 度	2.00	1.50~1.60
较 高 可 靠 度	1.60	1.25~1.30
一 般 可 靠 度	1.25	1.00~1.10
低 可 靠 度	1.00	0.85

注
1 在经过使用验证或对材料强度、载荷工况及制造精度拥有较准确的数据时,可取表中 $S_{F\min}$ 下限值。
2 一般齿轮传动不推荐采用低可靠度的安全系数值。
3 采用低可靠度的接触安全系数值时,可能在点蚀前先出现齿面塑性变形。

附录 B
(提示的附录)
在变动载荷下工作的齿轮强度核算^{16]}

B1 有载荷图谱时的强度核算

当齿轮在变动载荷下工作且有载荷图谱(示意图见图 B1)可用时,应按 Palmgreen-Miner 定则核算其不同载荷水平下的应力及其疲劳累积损伤计算的强度安全系数。上述定则假定:齿轮在一系列不同的重复应力水平下工作所造成的疲劳累积损伤度,等于每一个应力水平的应力循环次数与材料应力-循环次数特性线(S-N 曲线)上该应力水平对应的循环次数的比值之和(参见式(B2))。为了偏于安全,这里所谓的每一应力水平应取每一应力水平区间中的最大应力值。例如,在第 i 级应力水平下工作的循环次数为 N_{Li} ,该应力水平所对应的 S-N 曲线上的应力循环次数为 N_i , $i=1,2,3,\dots$,则有

$$U_i = \frac{N_{Li}}{N_i} \quad \dots \dots \dots \quad (B1)$$

$$\begin{aligned} U &= \sum U_i \\ &= \sum \frac{N_{Li}}{N_i} \quad \dots \dots \dots \quad (B2) \end{aligned}$$

式中: U_i ——在第 i 级应力水平下的疲劳损伤度;

U ——齿轮疲劳累积损伤度。

为保证齿轮强度安全系数 $S \geq 1.0$,则需有

$$U \leq 1.0 \quad \dots \dots \dots \quad (B3)$$

各应力水平区间的接触应力 σ_{HL} 和弯曲应力 σ_{FL} 分别按式(B4)、(B5)计算,大、小轮应分别计算。

采用说明:

15] 附录 A 表中各 $S_{F\min}$ 推荐值是根据 ISO 6336:1996 规定 $S_{F\min}=1.25$,经理论分析论证并参考权威的经验数据确定的。

16] 等效采用 ISO/DTR10495:1995。

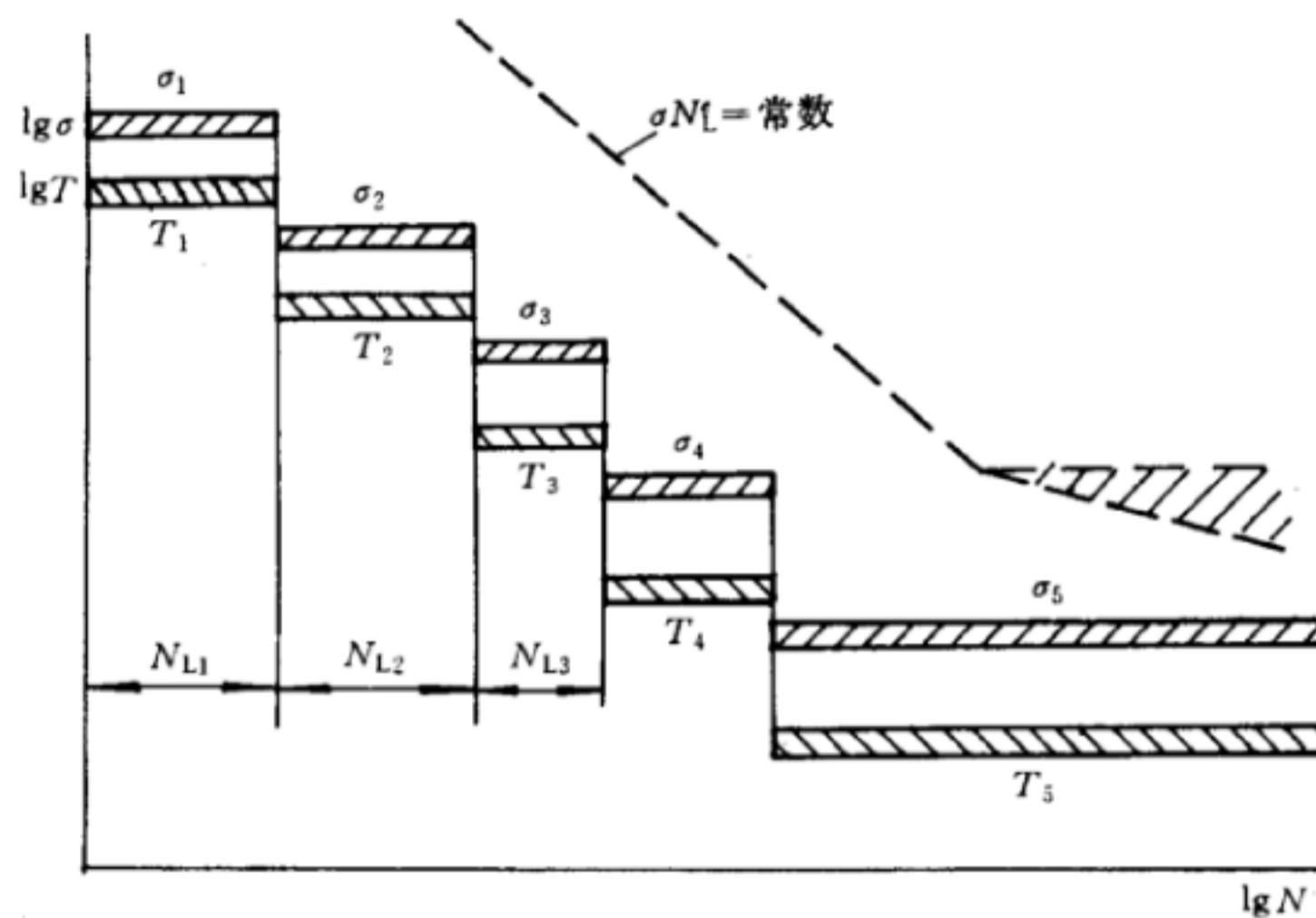


图 B1 工作载荷图谱示意图

$$\sigma_{HL} = Z_H Z_E Z_t Z_\beta Z_{BD} \sqrt{\frac{2000T_L}{d_1^2 b} \frac{u+1}{u} K_{vL} K_{HBL} K_{HoL}} \dots \quad (B4)$$

$$\sigma_{FL} = \frac{2000T_L}{d_1 b m_n} Y_F Y_S Y_\beta K_{vL} F_{FBL} K_{FaL} \dots \quad (B5)$$

式中： T_L ——应力水平区间内最大的小轮转矩，N·m；

d_1 ——小轮分度圆直径，mm；

b ——工作齿宽，mm；

Z_{BD} ——单对齿啮合系数 Z_B 与 Z_D 中之大值者，按 5.1.5 规定取值。

$K_{vL}, K_{HBL}, K_{FBL}, K_{HoL}, K_{FaL}$ 是指在 T_L 载荷下的 $K_v, K_{HB}, K_{FB}, K_{Ha}, K_{Fa}$ 值。各系数 K 及 Y 的定义见本标准正文第 2 章。

在计算各应力水平的 σ_{HL} 和 σ_{FL} 时，应取使用系数 $K_A=1.0$ 。

在 $S-N$ 曲线上有

$$\sigma_{1n} = \sigma_{2n} \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^e \dots \quad (B6)$$

式中： σ_{1n}, σ_{2n} —— $S-N$ 曲线上点 1、点 2 处的应力，N/mm²；

N_1, N_2 —— $S-N$ 曲线上点 1、点 2 处的应力循环次数；

e ——材料指数。

$$\text{对接触强度 } e = \frac{1}{2p_i} \dots \quad (B7)$$

$$\text{对弯曲强度 } e = \frac{1}{p_i} \dots \quad (B8)$$

p_i 值见表 B1。

因此，在变动载荷工况下且有工作载荷谱可用时，齿轮的强度安全系数 S 可按下式计算：

$$S = \frac{1}{U^e} \dots \quad (B9)$$

亦即

$$\text{对接触强度 } S_H = \frac{1}{U^{1/(2p_i)}} \dots \quad (B10)$$

$$\text{对弯曲强度 } S_F = \frac{1}{U^{1/p_i}} \dots \quad (B11)$$

为保证齿轮安全工作，需满足本标准（正文）的式(2)式(10)，即

$$S_H \geq S_{H\min}$$

$$S_F \geq S_{F\min}$$

和

式中 $S_{H\min}$ 和 $S_{F\min}$ 分别是接触强度和弯曲强度的最小安全系数值, 参见附录 A。

表 B1 材料疲劳曲线指数 p_i

计算类别	材料及其热处理	工作循环次数 N_L	p_i
接触强度	结构钢; 调质钢; 球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 渗碳淬火的渗碳钢; 感应淬火或火焰淬火的钢、球墨铸铁	允许有一定点蚀时	$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$ 6.77
			$10^7 < N_L \leq 10^9$ 8.78
			$10^9 < N_L \leq 10^{10}$ 7.08
		不允许出现点蚀	$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$ 6.61
			$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$ 16.30
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	5.71
			$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$ 26.20
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	15.72
			$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$ 26.20
弯曲强度	球墨铸铁(珠光体、贝氏体); 珠光体可锻铸铁; 调质钢	$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$	6.23
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	渗碳淬火的渗碳钢; 火焰淬火、全齿廓感应淬火的钢、球墨铸铁	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	8.74
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	灰铸铁、球墨铸铁(铁素体); 结构钢; 渗氮处理的渗氮钢、调质钢、渗碳钢	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	17.03
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91
	氮碳共渗的调质钢、渗碳钢	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	84.00
		$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91

B2 无载荷图谱时的强度核算

在变动载荷下工作的齿轮又缺乏载荷图谱可用时, 可近似地用常规的方法即用名义载荷乘以使用系数 K_A 来确定计算载荷。当无合适的数值可用时, 使用系数 K_A 可参考本标准第 6 章表 3 确定。这样, 就将变动载荷工况转化为非变动载荷工况来处理, 并按本标准正文中各章的有关公式核算齿轮强度。

附录 C

(提示的附录)

轮缘系数 Y_B ^{17]}

C1 概述

计算分析表明, 当齿轮的轮缘厚度 s_R 相对地小于轮齿全齿高 h_t 时(s_R 及 h_t 意义见图 C1), 轮齿的齿

采用说明:

17] ISO 6336 中弯曲应力计算未给出 $s_R < 3.5m_n$ 时的公式。此附录等效采用 AGMA 2010—C95 中的处理方法并根据 ISO 限用条件拟合了 $1.0 \leq m_B \leq 1.56$ 的 Y_B 公式。

根弯曲应力将明显增大。光弹实验和有限元分析均指出：当轮缘齿高比 $m_B = s_R/h_t \geq 2.0$ 时， m_B 对齿根弯曲应力没有影响。在 $m_B = 1.0 \sim 2.0$ 区间，齿根弯曲应力开始增大。图 C1 是经分析归纳得出轮缘系数 Y_B 与轮缘齿高比 m_B 的关系曲线，它由以 $m_B = 1.0$ 和 1.56 为折点的三段直线组成。

需指出，轮缘系数 Y_B 没有考虑加工台阶、缺口、箍环、键槽等结构影响对齿根弯曲应力的影响。

C2 轮缘系数 Y_B

在薄轮缘齿轮齿根应力基本值 σ_{F0} 计算时，应增加一项轮缘系数 Y_B ，用以考虑轮缘齿高比 m_B 对齿根弯曲应力的影响。即对用方法一〔见 4.2.2a〕计算 σ_{F0} 时，本标准中式(12)应改写成

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_{F_a} Y_S Y_{S_a} Y_\beta Y_B \quad \dots \dots \dots \quad (C1)$$

或采用方法二〔见 4.2.2b〕计算 σ_{F0} 时，公式(13)应改写成

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_{F_a} Y_S Y_{S_a} Y_\epsilon Y_\beta Y_B \quad \dots \dots \dots \quad (C2)$$

式中： σ_{F0} ——齿根应力基本值，N/mm²；

b ——齿轮宽度，mm；

m_n ——齿轮模数，mm；

Y_F, Y_{F_a} ——弯曲强度计算方法一及方法二的齿形系数，见 7.2.1；

Y_S, Y_{S_a} ——弯曲强度计算方法一及方法二的应力修正系数，见 7.2.2；

Y_β ——弯曲强度计算的螺旋角系数，见 7.2.4；

Y_ϵ ——弯曲强度计算的重合度系数，见 7.2.3。

轮缘系数 Y_B 可按式(C3)~(C5)计算或由图 C1 查取。

当 $m_B < 1.0$ 时，

$$Y_B = 1.6 \ln\left(\frac{2.242}{m_B}\right) \quad \dots \dots \dots \quad (C3)$$

当 $1.0 \leq m_B < 1.56$ 时，

$$Y_B = 0.656 \ln\left(\frac{7.161}{m_B}\right) \quad \dots \dots \dots \quad (C4)$$

当 $m_B \geq 1.56$ 时，

$$Y_B = 1.0 \quad \dots \dots \dots \quad (C5)$$

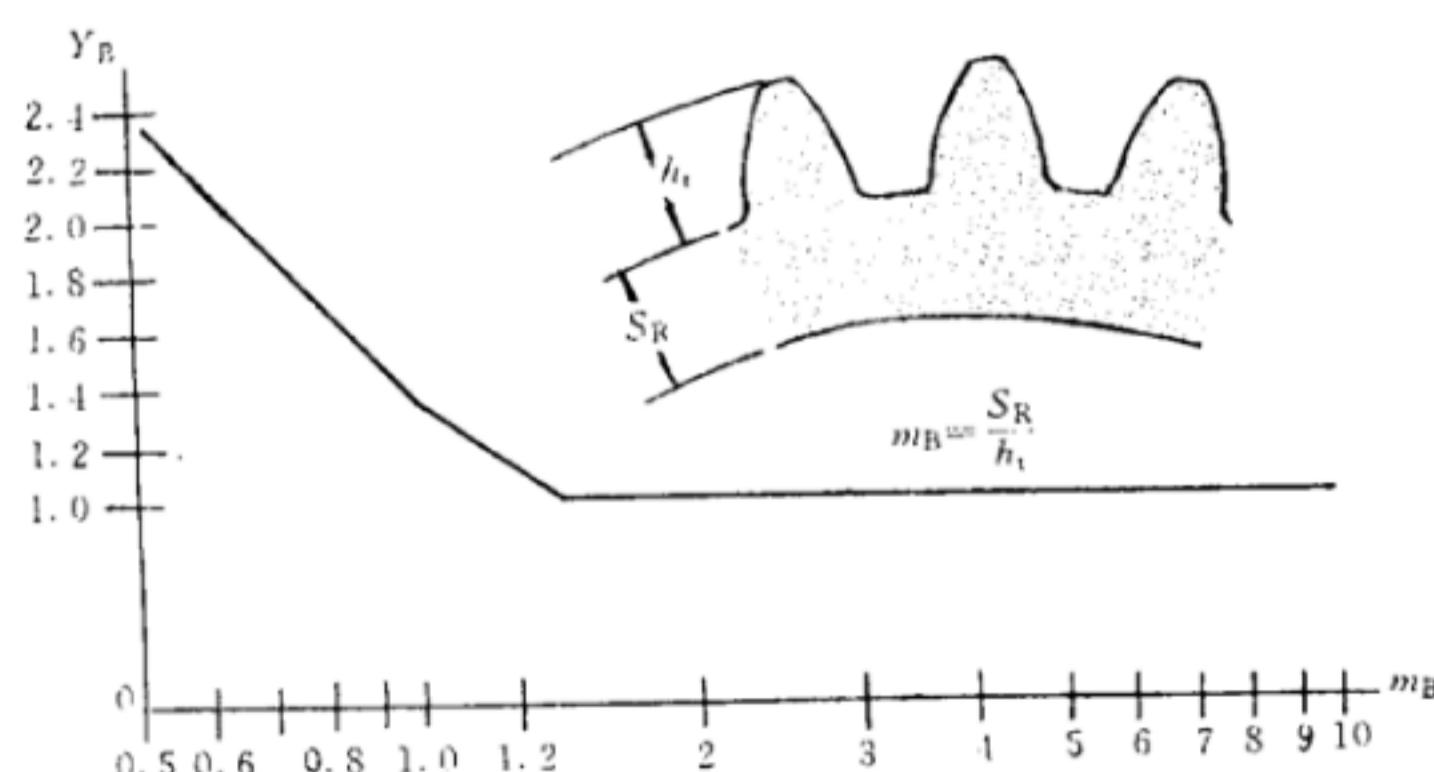


图 C1 轮缘系数 Y_B

中华人民共和国

国家标准

渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

GB/T 3480—1997

*

中国标准出版社出版
北京复兴门外三里河北街 16 号

邮政编码：100045

电 话：68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

版权专有 不得翻印

*

开本 880×1230 1/16 印张 5 1/4 字数 163 千字
1998 年 10 月第一版 1998 年 10 月第一次印刷
印数 1—3 000

*

书号：155066·1-15121 定价 42.00 元

*

标 目 348—25

