TB

中华人民共和国铁道行业标准

TB/T 2732—1996

内燃及电力机车牵引齿轮接触与弯曲承载能力计算方法

1997—01—03 发布　　1997—07—01 实施

中华人民共和国铁道部　发布

中华人民共和国铁道行业标准

TB/T 2732—1996

内燃及电力机车牵引齿轮接触与弯曲承载能力计算方法

1 主题内容与适用范围

本标准规定了齿面接触和轮齿弯曲两种承载能力的计算方法，在按 TB/T ××××《内燃及电力机车牵引齿轮胶合承载能力计算方法》进行齿轮设计后，以此标准做校核计算。

本标准适用于国产内燃及电力机车牵引用钢制直齿和斜齿圆柱齿轮。

2 引用标准

GB 3374 齿轮基本术语

GB 3480 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法

TB/T 2358—93 内燃及电力机车牵引齿轮胶合承载能力计算方法

3 可靠性与安全系数

内燃及电力机车牵引齿轮要求在较长的使用寿命期间内有较高的可靠性。常规的机械强度设计只用安全系数难以反映可靠性水平。目前，虽然可靠性理论开始用于机械设计，但将各设计参数(载荷、材料强度、零件的实际尺寸等)做统计处理，还难以达到。

因此，本标准对各设计参数仍按确定值处理，用许用应力或安全系数作为强度判据，由于一系列不定因素的影响，计算结果与实际情况会有偏差，故在选用安全系数时，应考虑可靠性的要求。本标准中的材料疲劳极限按 GB 3480—83 推荐选取，数据是在失效概率为 1%时得到的。计算时根据所用的原始参数和附加变量(如载荷情况、制造误差、材料及表面热处理质量、润滑条件等)的可靠程度选取安全系数。许用最小安全系数取 1，否则应取大些。

4 主要代号

本标准所用代号，基本参照 GB 3374、GB 3480 及 ISO/TC60/WG6 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法的代号，具体如表 1。

中华人民共和国铁道部 1997—01—03 批准　　1997—07—01 实施

表 1

代　　号	意　　义	单　　位
a	标准中心距(标准齿轮及高变位齿轮的中心距)	mm
a'	名义中心距(角变位齿轮)	mm
b	齿宽	mm
h	齿高	mm
h_a	齿顶高	mm
h_{ao}	刀具基本齿廓齿顶高	mm
S	齿厚	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
F_t	端面内分度圆周上的名义切向力	N
HB	布氏硬度	
HRC	洛氏硬度	
K_A	使用系数	
$K_{F\alpha}$	弯曲强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	
$K_{H\alpha}$	接触强度计算的齿间载荷分配系数	
$K_{H\beta}$	接触强度计算的齿向载荷分布系数	
K_V	动载系数	
m	模数	mm
m_n	法向模数	mm
m_t	端面模数	mm
N	指数	
N_L	应力循环次数	
n_1、n_2	小轮、大轮的转速	r/min
P	功率	kW
R_a	粗糙度算术平均值	μm
R_z	平均粗糙度	μm
S_F	弯曲强度的计算安全系数	
S_{Fmin}	弯曲强度的最小安全系数	
S_H	接触强度的计算安全系数	
S_{Hmin}	接触强度的最小安全系数	
T_1、T_2	小轮、大轮的名义转矩	N·m
u	齿轮比 $u=z_2/z_1$	
z_1、z_2	小轮、大轮的齿数	
v	线速度,分度圆圆周速度	m/s
X_1、X_2	小轮、大轮的法向变位系数	
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_{RrelT}	相对齿根表面状况系数	
Y_{Sa}	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_ε	弯曲强度计算的重合度系数	
Z_E	弹性系数	$\sqrt{MPa}$
Z_H	节点区域系数	

代　　号	意　　义	单　　位
Z_L	润滑油系数	
Z_N	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	
α_n	法向分度圆压力角	(°)
α_t	端面分度圆压力角	(°)
α'_t	端面啮合角	(°)
β	分度圆螺旋角	(°)
β_b	基圆螺旋角	(°)
ε_α	端面重合度	
ε_β	纵向重合度	
ε_γ	总重合度	
ν	润滑油运动粘度	mm^2/s
σ_F	计算齿根应力	MPa
σ_{FO}	计算齿根应力基本值	MPa
σ_{FP}	许用齿根应力	MPa
σ_{FLim}	试验齿轮的弯曲疲劳极限	MPa
σ_H	计算接触应力	MPa
σ_{HO}	计算接触应力基本值	MPa
σ_{HP}	许用接触应力	MPa
σ_{HLim}	试验齿轮的接触疲劳极限	MPa

5　基本公式

5.1　齿面接触强度计算

本标准系以齿轮节圆处的计算接触应力 σ_H 应不大于其许用接触应力 σ_{HP} 或接触强度的计算安全系数 S_H 应不小于接触强度的最小安全系数 S_{Hmin} 作为评定齿面接触承载能力的判据，即：

$$\sigma_H \leqslant \sigma_{HP} \quad \cdots\cdots (1)$$

$$S_H \geqslant S_{Hmin} \quad \cdots\cdots (2)$$

5.1.1　计算接触应力 σ_H

齿轮节圆处的计算接触应力 σ_H 按下式确定

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \cdots\cdots (3)$$

式中：

K_A——使用系数，按表 2 选取，本标准推荐 1.25。

表 2

原动机工作特性	从动机械工作特性		
	均匀平稳	中等振动	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.75
轻微振动	1.25	1.50	2.00
中等振动	1.50	1.75	2.25

K_v——动载系数，由图 1、图 2 选取。

$K_{H\beta}$——接触强度计算的齿向载荷分布系数，根据齿轮精度等级，按表 3 简化公式计算（对削边的悬臂支承，其作用相当于 GB 3480 中对称布置，故公式与其相同）。

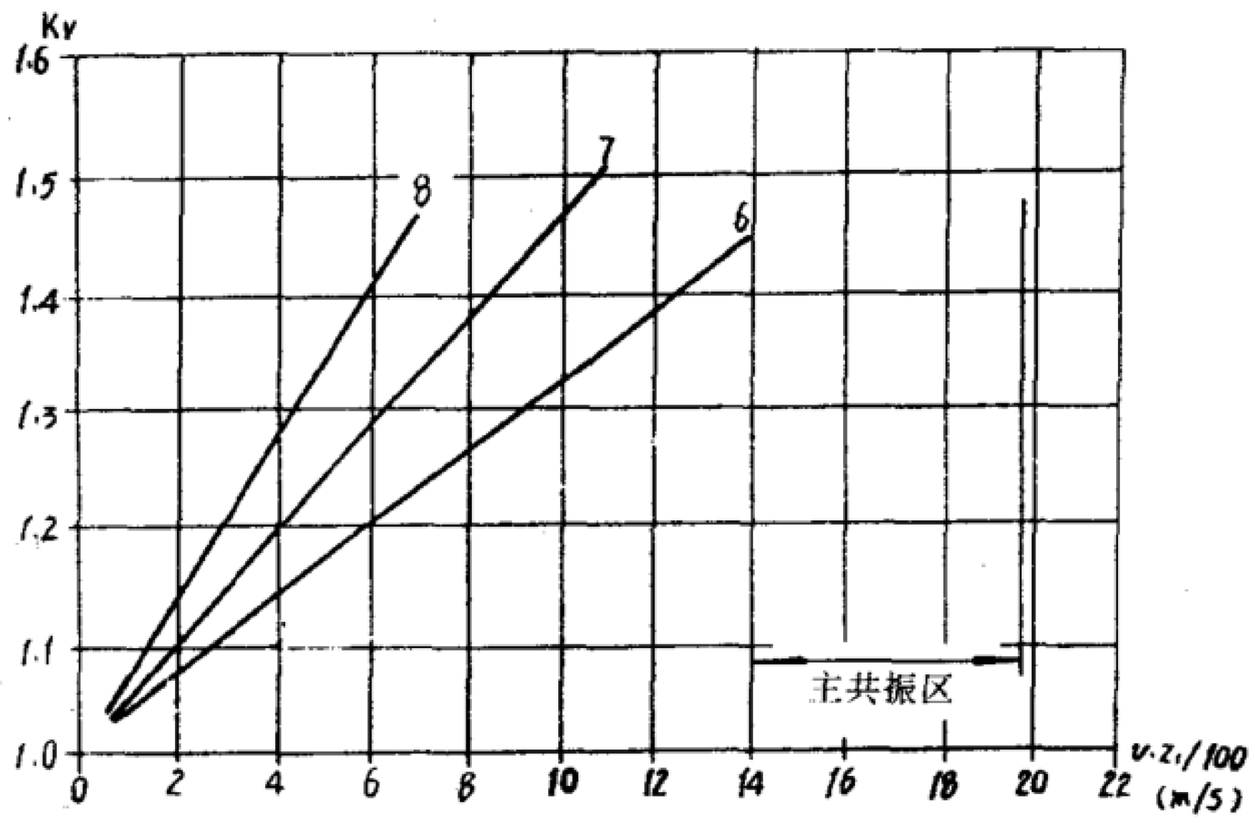


图 1　6～8 级精度（第Ⅱ公差组精度）斜齿轮的动载系数 K_v

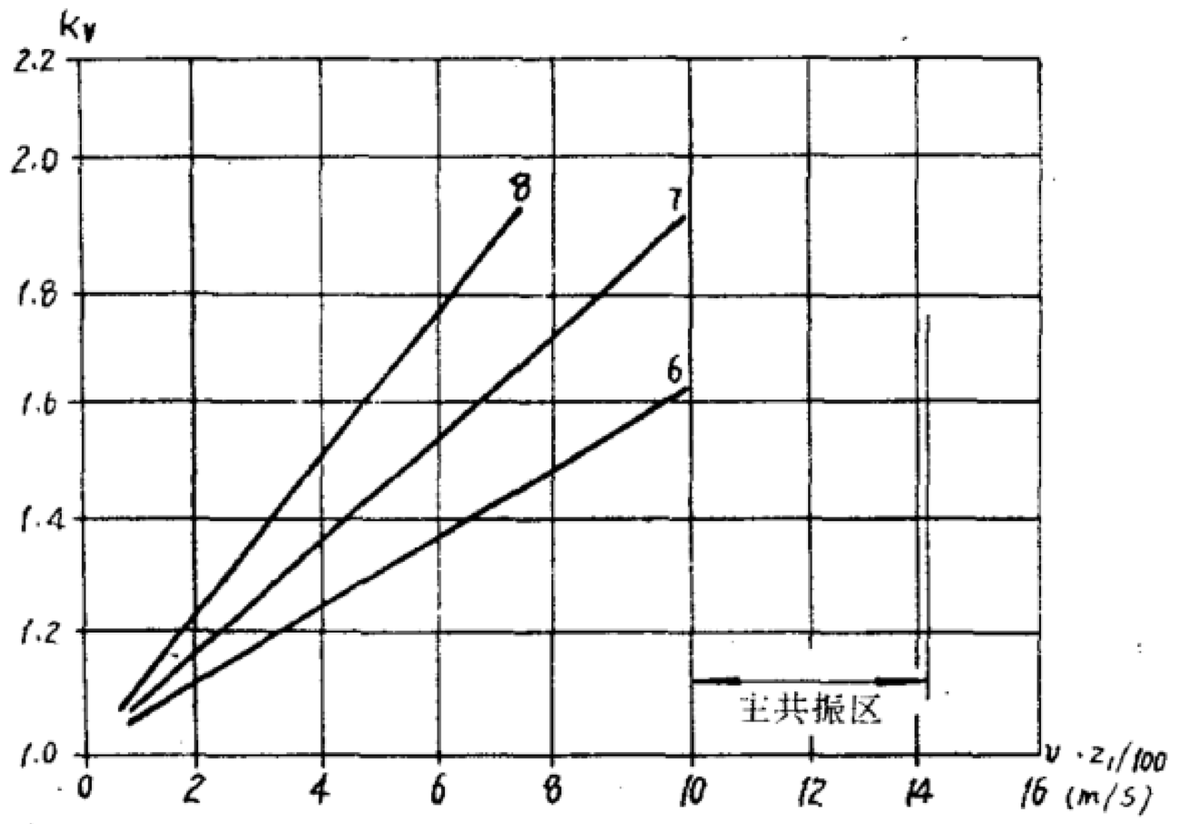


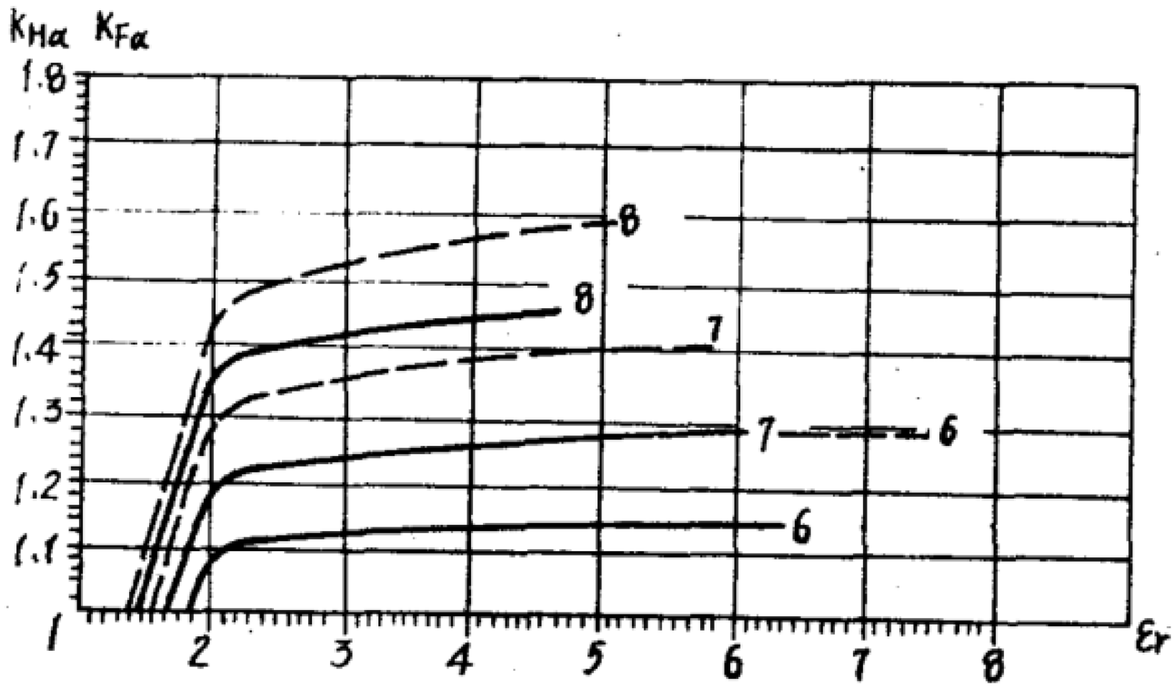
图 2　6～8 级精度（第Ⅱ公差组精度）直齿轮的动载系数 K_v

表 3

精度等级	$K_{H\beta}$
6	$1.11+0.18(\frac{b}{d_1})^2+0.15\times10^{-3}b$ …… (4)
7	$1.12+0.18(\frac{b}{d_1})^2+0.23\times10^{-3}b$ …… (5)
8	$1.15+0.18(\frac{b}{d_1})^2+0.31\times10^{-3}b$ …… (6)

$K_{H\alpha}$——接触强度计算的齿间载荷分配系数，按图 3 选用。

对于有适宜修缘的齿轮，$K_{H\alpha}$($K_{F\alpha}$)可取图示值的80%，但不应小于1。



——调质钢 ……渗碳淬火钢、氮化钢

图3 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$、$K_{F\alpha}$

σ_{H0}—计算接触应力的基本值

$$\sigma_{H0}=Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_1}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad \cdots\cdots (7)$$

式中：

F_t——端面内分度圆上名义切向力，N

$$F_t=\frac{2\ 000T}{d} \quad \cdots\cdots (8)$$

其中：d——齿轮分度圆直径，mm；

T——名义转矩，N·m

$$T=9\ 549 \cdot \frac{P}{n} \quad \cdots\cdots (9)$$

其中：P——传递的名义功率，kW；

n——齿轮转速，r/min；

b——工作齿宽，mm；

d_1——小齿轮；

u——齿数比；

Z_H——节点区域系数

$$Z_H=\sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b \cdot \cos\alpha'_t}{\mathrm{COS}^2\alpha_t \cdot \mathrm{Sin}\alpha'_t}} \quad \cdots\cdots (10)$$

式中：

α_t——端面分度圆压力角

$$\alpha_t=\arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right) \quad \cdots\cdots (11)$$

β_b——基圆螺旋角

$$\beta_b=\arctan(\tan\beta \cdot \cos\alpha_t) \quad \cdots\cdots (12)$$

α'_t——端面啮合角

$$inv\alpha'_t = inv\alpha_t + \frac{2(X_2+X_1)}{z_2+z_1}tan\ \alpha_n \quad \cdots\cdots (13)$$

Z_E——弹性系数，配对齿轮材料为钢对钢时，Z_E 取值 189.8 $\sqrt{MPa}$；

Z_ε——接触强度计算的重合度系数

直齿轮：

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \quad \cdots\cdots (14)$$

斜齿轮：

当 $\varepsilon_\beta < 1$ 时

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad \cdots\cdots (15)$$

当 $\varepsilon \geqslant 1$ 时

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \cdots\cdots (16)$$

以上式中：

ε_α——端面重合度

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{1}{2}(\sqrt{d_{a1}^2-d_{b1}^2}+\sqrt{d_{a2}^2-d_{b2}^2})-a' \cdot \mathrm{Sin}\alpha'_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t} \quad \cdots\cdots (17)$$

ε_β——纵向重合度

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \mathrm{Sin}\beta}{\pi \cdot m_n} \quad \cdots\cdots (18)$$

Z_β——接触强度计算的螺旋角系数

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \quad \cdots\cdots (19)$$

5.1.2 许用接触应力 σ_{HP}

许用接触应力 σ_{HP} 对大、小齿轮应分别计算

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad \cdots\cdots (20)$$

式中：

σ_{HLim}——试验齿轮的接触疲劳极限，MPa，根据齿轮的材料和齿面硬度，由图 4 选取。

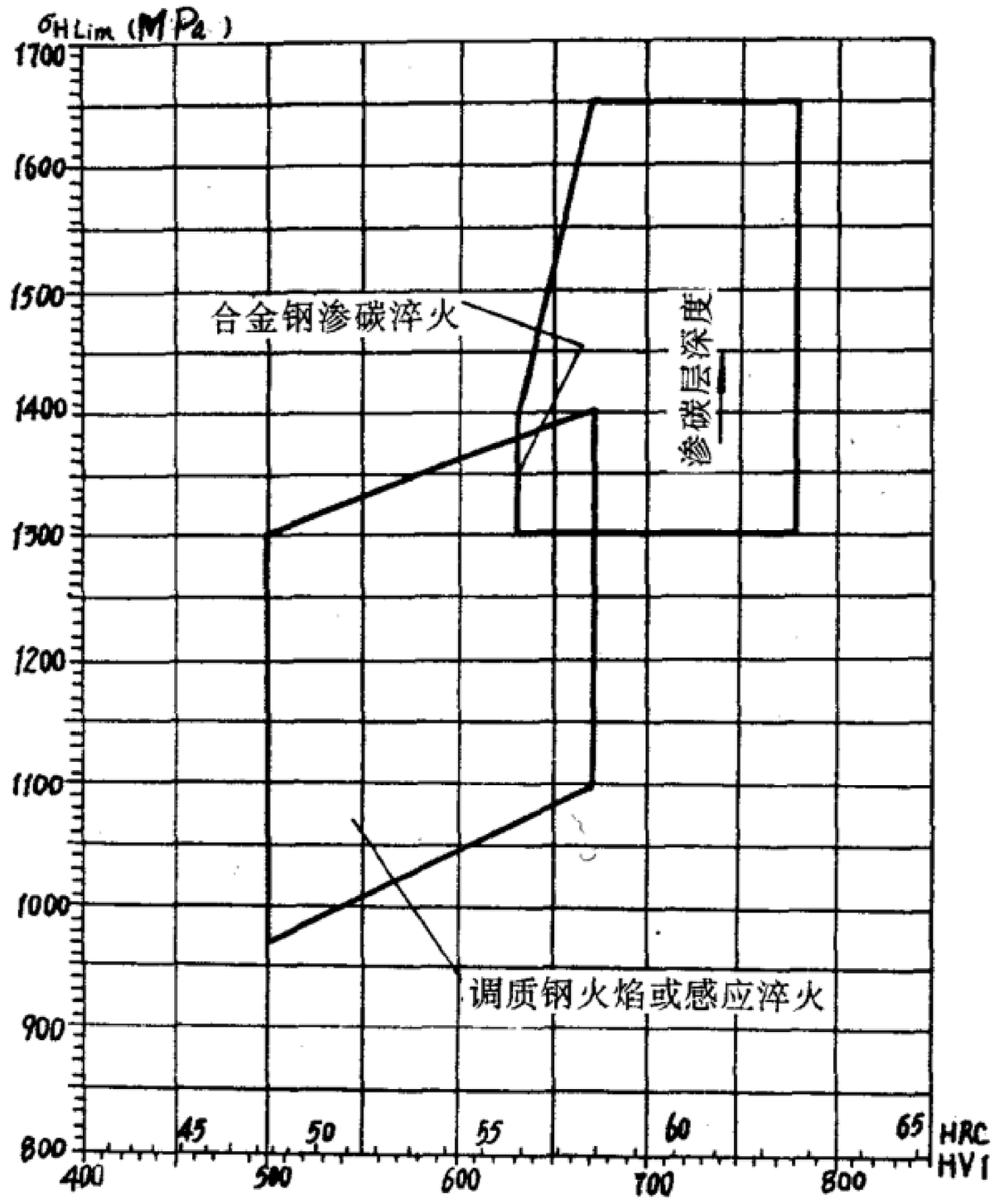


图 4　接触疲劳极限 σ_{HLim}(表面硬化钢)

S_{Hmin}——接触强度的最小安全系数，$S_{Hmin}=1$；

Z_N——接触强度计算的寿命系数，$Z_N=1$；

Z_L——润滑油系数

$$Z_L=C_{ZL}+\frac{4\cdot(1.0-C_{ZL})}{(1.2+\frac{134}{v_{40}})^2} \quad \cdots\cdots (21)$$

式中：

C_{ZL}——系数，当 850MPa≤σ_{HLim}≤1 200MPa 时

$$C_{ZL}=0.83+\frac{\sigma_{HLim}-850}{350}\cdot 0.08 \quad \cdots\cdots (22)$$

当 σ_{HLim}<850MPa 时，按 850MPa 计；

当 σ_{HLim}>1 200MPa 时，按 1 200MPa 计。

v_{40}——在 40℃时润滑油的名义运动粘度，mm^2/s(cSt)。

Z_v——速度系数

$$Z_v=C_{zv}+\frac{2\cdot(1.0-C_{zv})}{\sqrt{0.8+\frac{32}{V}}} \quad \cdots\cdots (23)$$

式中：

C_{zv}——系数，当 850MPa≤σ_{HLim}≤1 200MPa 时

$$C_{zv}=0.85+\frac{\sigma_{HLim}-850}{350}\cdot 0.08 \quad \cdots\cdots (24)$$

当 $\sigma_{HLim}<850$MPa 时，按 850MPa 计；

当 $\sigma_{HLim}>1\ 200$MPa 时，按 1 200MPa 计。

V——节点线速度，m/s；

Z_R——粗糙度系数

$$Z_R=\left(\frac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{ZR}}\leqslant 1.15 \quad \cdots\cdots (25)$$

式中：

当 850MPa$\leqslant\sigma_{HLim}\leqslant$1 200MPa 时

$$C_{ZR}=0.12+\frac{1\ 000-\sigma_{HLim}}{5\ 000} \quad \cdots\cdots (26)$$

当 $\sigma_{HLim}<850$MPa 时，按 850MPa 计；

当 $\sigma_{HLim}>1\ 200$MPa 时，按 1 200MPa 计。

R_{Z100}——相对平均粗糙度

$$R_{Z100}=\frac{R_{z1}+R_{z2}}{2}\cdot\sqrt[3]{\frac{100}{a}} \quad \cdots\cdots (27)$$

其中：R_{z1}、R_{z2}——小齿轮、大齿轮的齿面平均粗糙度，μm，近似取 $R_z=6R_a$；

a——中心距，mm；

Z_w——工作硬化系数，取 $Z_w=1$；

Z_x——接触强度计算的尺寸系数，一般取 $Z_x=1$。

5.1.3 接触强度的计算安全系数 S_H

$$S_H=\frac{\sigma_{HLim}\cdot Z_N}{\sigma_{HO}}\cdot\frac{Z_L\cdot Z_V\cdot Z_R\cdot Z_W\cdot Z_X}{\sqrt{K_A\cdot K_V\cdot K_{H\beta}\cdot K_{H\alpha}}} \quad \cdots\cdots (28)$$

5.2 轮齿弯曲强度计算

本标准以计算齿根应力 σ_F 应不大于许用齿根应力 σ_{FP}，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_{Fmin} 作为评定轮齿弯曲强度的判据：即：

$$\sigma_F\leqslant\sigma_{FP} \quad \cdots\cdots (29)$$

$$S_F\geqslant S_{Fmin} \quad \cdots\cdots (30)$$

5.2.1 计算齿根应力 σ_F

计算齿根应力由下式确定

$$\sigma_F=\sigma_{FO}\cdot K_A\cdot K_V\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha} \quad \cdots\cdots (31)$$

式中：

K_A、K_V 见 5.1.1 款；

$K_{F\beta}$——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数

$$K_{F\beta}=(K_{H\beta})^N \quad \cdots\cdots (32)$$

其中：N——幂指数

$$N=\frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2} \quad \cdots\cdots (33)$$

式中：

b——齿宽，mm；

h——齿高，mm；

K_{Fa}——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数，按图 3 选用；

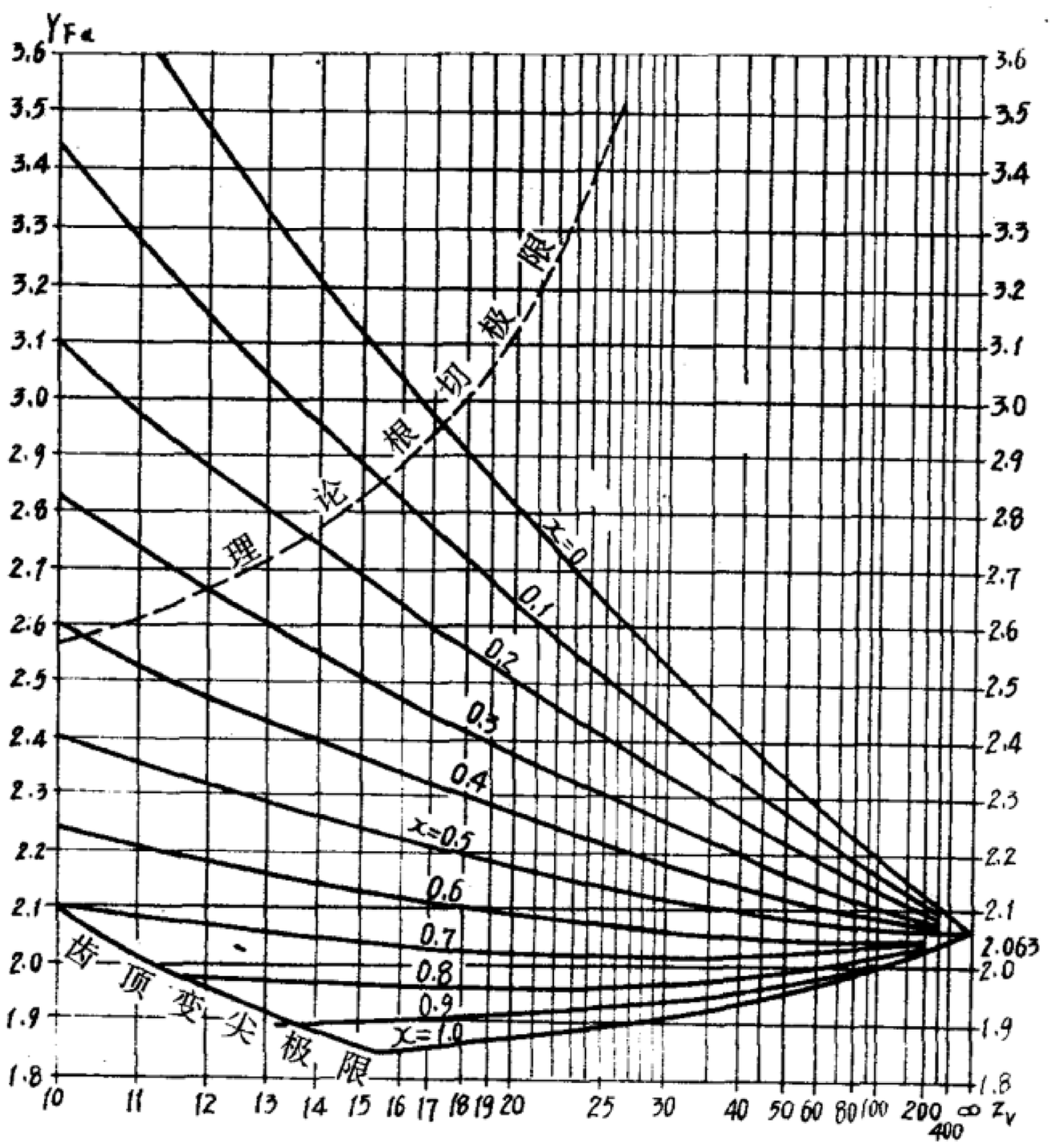
α_{FO}——齿根应力的基本值，MPa

$$\sigma_{FO}=\frac{F_t}{bm_n}\cdot Y_{Fa}\cdot Y_{Sa}\cdot Y_\varepsilon\cdot Y_\beta \qquad \cdots\cdots (34)$$

式中：

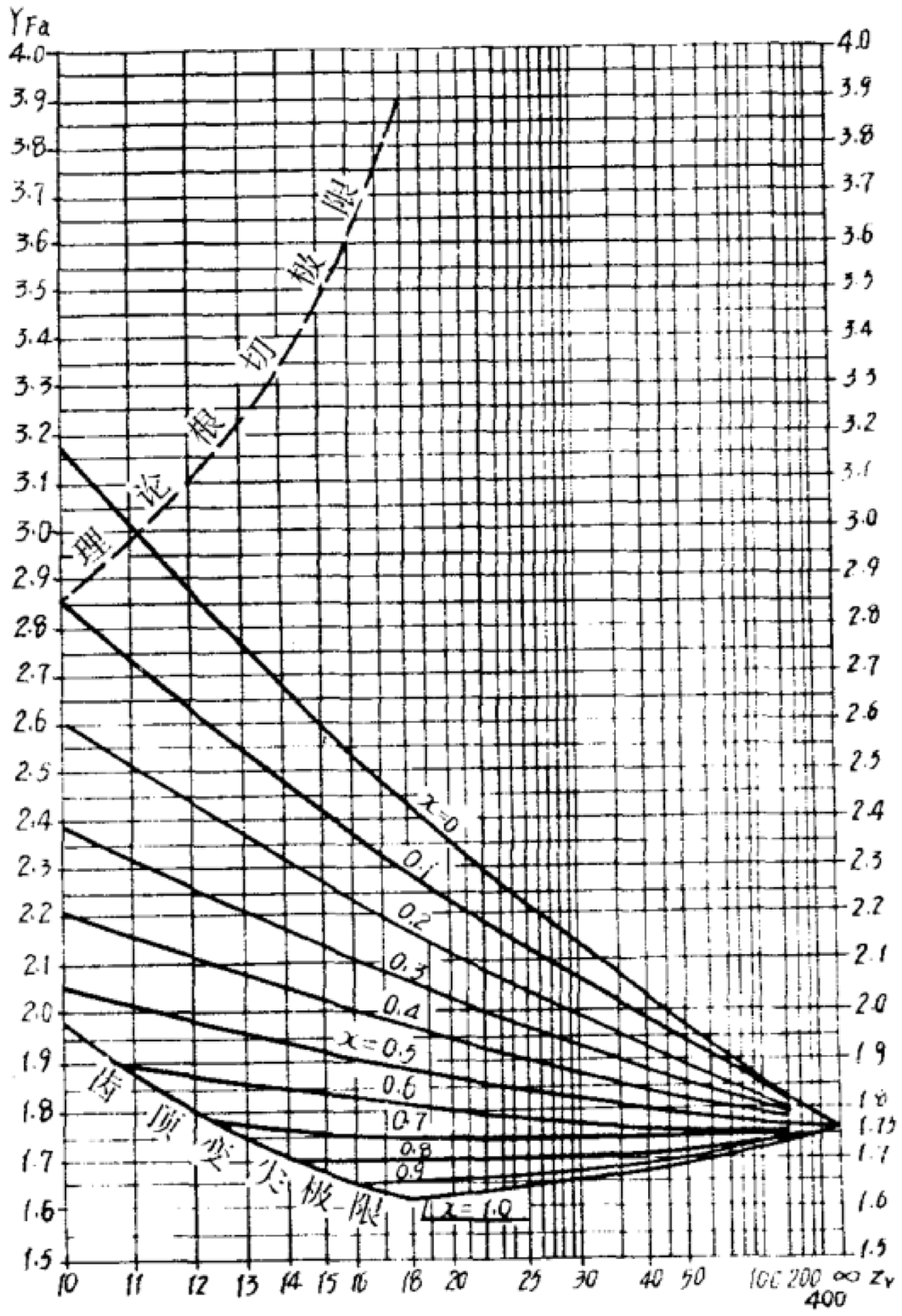
Y_{Fa}——载荷作用于齿顶时的齿形系数，按图 5、图 6 查取；

Y_{sa}——载荷作用于齿轮顶时的应力修正系数，按图 7、图 8 查取；



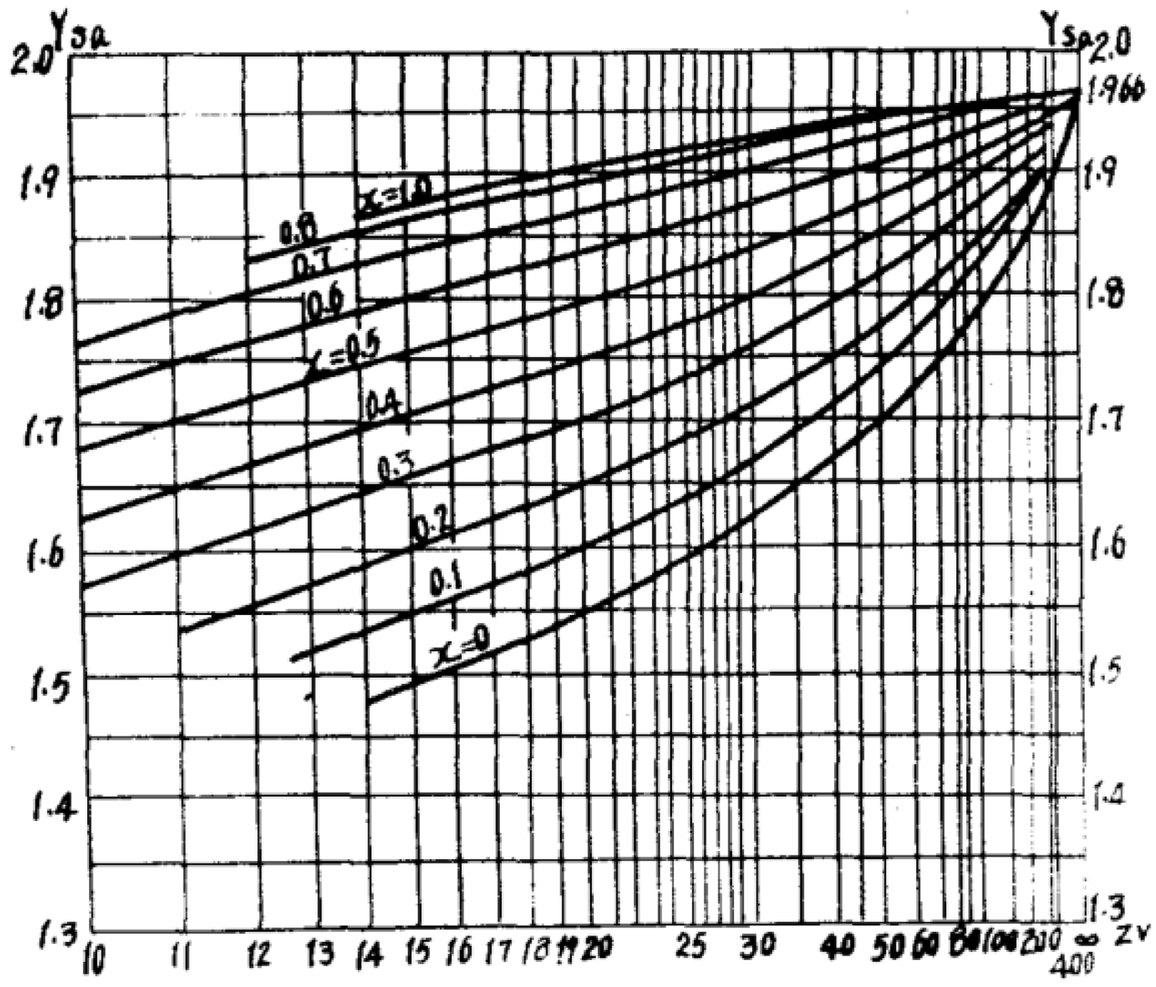
$\alpha_n=20°$；$h_a/m_n=1$；$h_{ao}/m_n=1.25$；$\rho_{ao}/m_n=0.38$；

图 5　刀具角为 20°时的齿形系数 Y_{Fa}



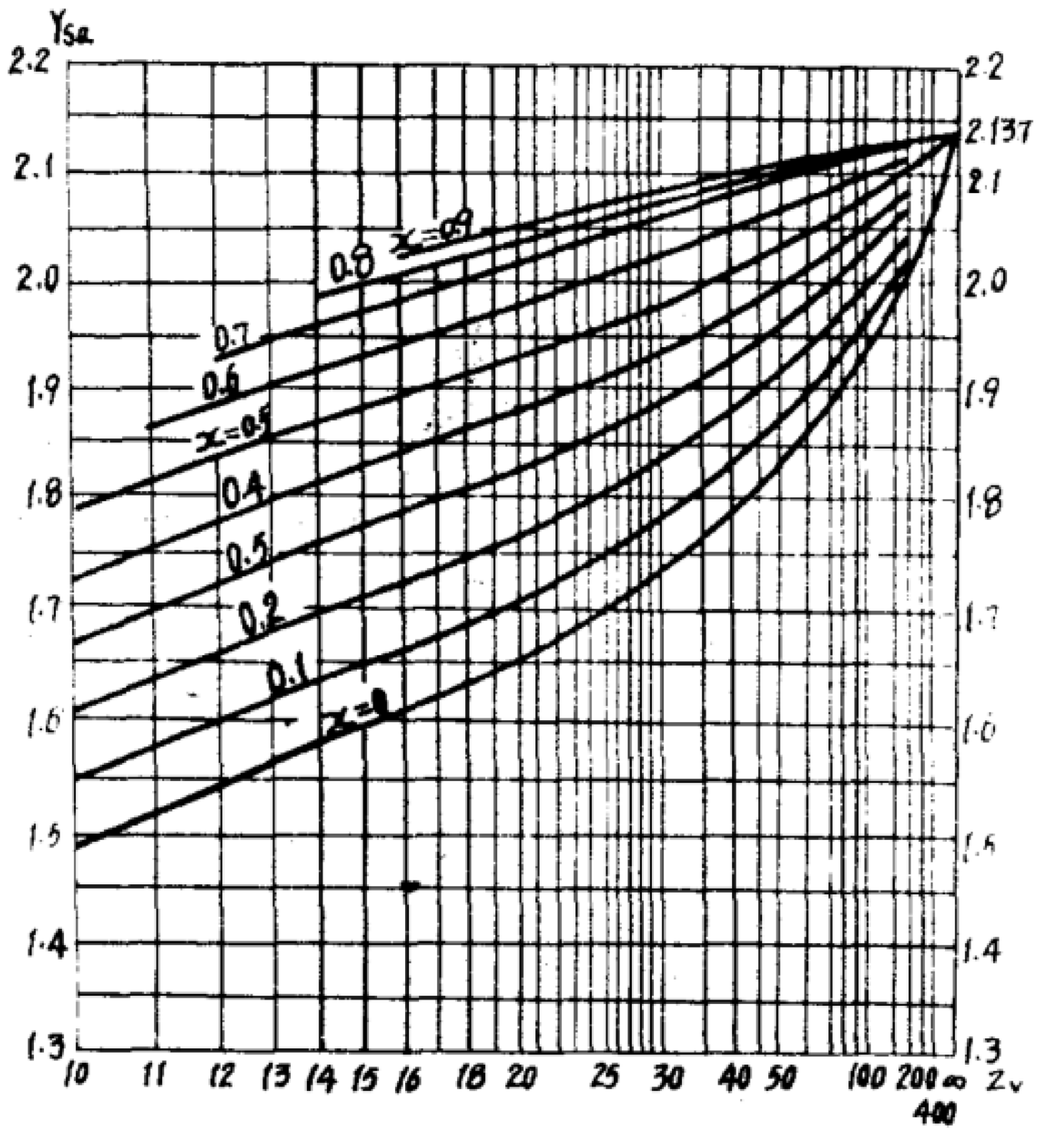
$\alpha_n=25°$；$h_a/m_n=1$；$h_{ao}/m_n=1.2$；$\rho_{ao}/m_n=0.35$；

图 6　刀具角为 25°时的齿形系数 Y_{Fa}



$\alpha_n=20°$；$h_a/m_n=1$；$h_{ao}/m_n=1.25$；$\rho_{ao}/m_n=0.38$；

图 7　刀具角为 20°时的应力修正系数 Y_{Sa}



$\alpha_n=25°$；$h_a/m_n=1$；$h_{ao}/m_n=1.2$；$\rho_{ao}/m_n=0.35$；

图 8　刀具角为 25°时的应力修正系数 Y_{Sa}

Y_ε——弯曲强度计算的重合度系数

$$Y_\varepsilon=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \quad \cdots\cdots (35)$$

Y_β——弯曲强度计算的螺旋角系数

$$Y_\beta=1-\varepsilon_\beta\cdot\frac{\beta}{120°}\geqslant Y_{\beta min} \quad \cdots\cdots (36)$$

$$Y_{\beta min}=1-0.25\varepsilon_\beta\geqslant 0.75 \quad \cdots\cdots (37)$$

上式中：

当 $\varepsilon_\beta>1$ 时，按 $\varepsilon_\beta=1$ 计算；当 $Y_\beta<0.75$ 时，取 $Y_\beta=0.75$。

5.2.2　许用齿根应力 σ_{FP}

大、小齿轮的许用齿根应力应分别计算

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{FLim}\cdot Y_{ST}\cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}}\cdot Y_{RrelT}\cdot Y_x \quad \cdots\cdots (38)$$

式中：

σ_{FLim}——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限，MPa，按图 9 查取

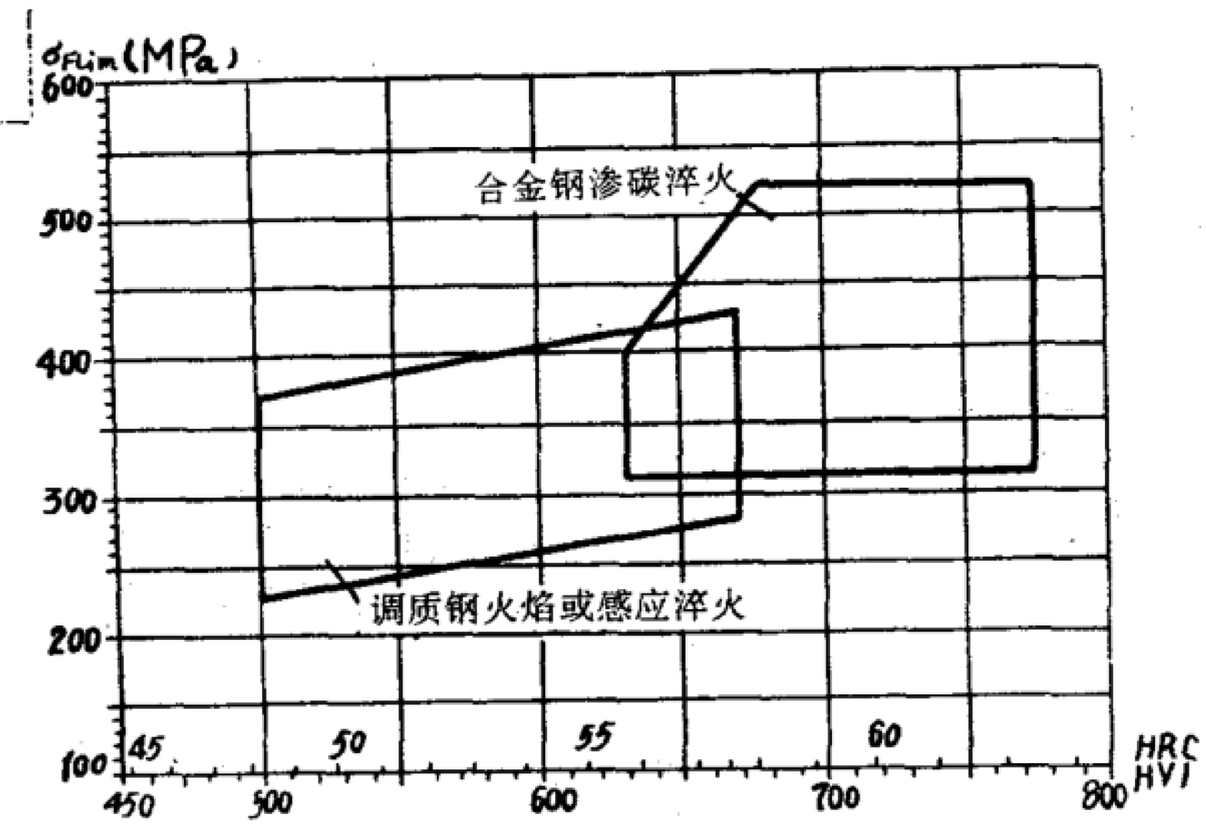


图 9　弯曲疲劳极限 σ_{FLim}(表面硬化钢)

Y_{ST}——试验齿轮的应力修正系数，$Y_{ST}=2$；

Y_{NT}——弯曲强度计算的寿命系数，$Y_{NT}=1$；

S_{Fmin}——弯曲强度的最小安全系数，取 $S_{Fmin}=1$；

Y_{RrelT}——相对齿根表面状况系数

$$Y_{RrelT}=1.674-0.529(R_z+1)^{0.01} \quad \cdots\cdots (39)$$

其中：R_z——齿根表面平均粗糙度；

Y_x——弯曲强度计算的尺寸系数

$$Y_x=1.05-0.01m_n \quad \cdots\cdots (40)$$

5.2.3　弯曲强度的计算安全系数 S_F

$$S_F=\frac{\sigma_{FLim}\cdot Y_{ST}\cdot Y_{NT}}{\sigma_{FO}}\cdot\frac{Y_{RrelT}\cdot Y_x}{K_A\cdot K_V\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}} \quad \cdots\cdots (41)$$

附 录 A
计算实例
（参考件）

A1 已知：某动力传动齿轮，主动小齿轮传递扭矩 T_1=6 181.924N·m，小齿轮转速 n_1=610r/min，传动比 i=4.5，单向转动，原动机工作平稳，工作机械中等振动，每天工作 20h，每年工作 300 天，预期寿命 10 年。

安装中心距要求 a=468.8mm；

齿轮精度等级 7—6—6 GM（GB 10095），刀具角 α=25°，β=0°；

轮齿表面粗糙度 R_a=0.8μm；

齿轮材料及热处理：

主动小齿轮：22CrMnMo，表面渗炭淬火，齿面硬度 HRC60；

从动大齿轮：40CrMo，表面中频淬火，齿面硬度 HRC57。

该对齿轮采用油池润滑，润滑油为双曲线齿轮油，工作油温为 65℃。

A2 按胶合强度设计计算

根据 TB/T 2358—93 公式(1)，计算安全系数 S_B

$$S_B=\frac{\theta_S-\theta_{oil}}{\theta_B-\theta_{oil}}$$

取 S_B=1，则

$$\theta_B\leqslant\theta_S \qquad \text{(A1)}$$

式中：θ_B——瞬时接触温度，它由本体温度 θ_M 和最高瞬时闪温 θ_{flamax} 两部分组成，即

$$\theta_B=\theta_M+\theta_{flamax}$$

其中：

$$\theta_M=\theta_{oil}+C_1W_t+C_2$$

$$\theta_{flamax}=4.6g_m\cdot K(1+u)\frac{W_t\cdot R_a^{0.25}\cdot V^{0.25}}{a'^{0.5}\cdot\eta_m^{0.25}\cdot(\mathrm{Sin}\alpha'_t)^{0.5}}$$

上式内某些变量做如下变换：

$$W_t=K_d\cdot\frac{2\ 000T_1}{bd_1};$$

$$V=\frac{\pi d_1n_1}{60\times1\ 000};$$

$$a'\approx a=\frac{d_1}{2}(1+u);$$

$$\alpha_t\approx\alpha'_t$$

以上各式代入公式(A1)内，整理后得设计计算公式

$$d_1^2\geqslant\frac{2\ 000T_1K_d}{\varphi_d(\theta_s-\theta_{oil}-C_2)}\left[C_1+0.55g_m\cdot K\cdot\left(\frac{1+u}{\mathrm{Sin}\alpha}\right)^{0.5}\cdot\left(\frac{R_a\cdot n_1}{\eta_m}\right)^{0.25}\cdot\left(\frac{1}{d_1^{0.25}}\right)\right] \qquad \text{(A2)}$$

θ_S——胶合极限温度，其计算式为

$$\theta_S=\theta_{crit}\cdot X_w$$

其中：θ_{crit}——临界接触温度双曲线齿轮油 45℃时运动粘度 ν_{40}=88mm²/s，查 TB/T 2358—93

图 3

$\theta_{crit}=220℃$；

X_w——焊合系数，对奥氏体含量正常的钢取为 1

所以 $\theta_S=220℃$

油温 $\theta_{oil}=65℃$

C_1——温升载荷比，一般润滑条件 $C_1=0.11$；

C_2——刀具角系数，$\alpha_t=25°$时，$C_2=0$；

选取小齿轮齿数 $Z_1=17$

g_m——等抗胶合几何系数，查 TB/T 2358—93 图 A8(C)

$$g_m=0.052$$

K——加权值，优化变位系数的齿轮 $K=1$；

η_m=动力粘度，油温 65℃时，$\eta_m=77mPa\cdot s$；

u——齿数比，$u=4.5$；

$R_a=0.8\mu m$，$n_1=610r/min$

预选载荷系数 $K_d=1.35$

选取齿宽系数 $\varphi_d=0.83$

以上数值代入设计公式(A2)

$$d_1^2\geqslant\frac{2\ 000\times6\ 181.924\times1.35}{0.83\times(220-65-0)}[0.11+0.55\times0.052\times1\times(\frac{1+4.5}{Sin25})^{0.5}\times(\frac{0.8\times610}{77})^{0.25}\times(\frac{1}{d_1})^{0.25}]$$

整理得方程

$$d_1^2\geqslant21\ 238.168\ 36\times\frac{1}{d_1^{0.25}}+14\ 271.51$$

用迭代法解此超越方程，小齿轮齿数 $Z_1=17$，参考现车选模数 $m=10mm$，故选初始值 $d_1=170mm$，

$$d_{11}=\sqrt{21\ 238.168\ 36\times\frac{1}{170^{0.25}}+14\ 271.51}=141.962\ 1$$

$$d_{12}=\sqrt{21\ 238.168\ 36\times\frac{1}{141.96^{0.25}}+14\ 271.51}=142.913\ 7$$

$$d_{13}=\sqrt{21\ 238.168\ 36\times\frac{1}{142.913\ 7^{0.25}}+14\ 271.51}=142.877\ 7$$

求得 $d_1=142.88mm$

按 $d_1=142.88mm$ 求载荷系数 K_d

$$K_d=K_A\cdot K_V\cdot K_{B\alpha}\cdot K_{B\beta}\cdot K_{B\gamma}$$

式中：$K_A=1.25$

圆周速度 $V=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times1\ 000}=\frac{\pi\times142.88\times610}{60\times1\ 000}=4.56m/s$

$\frac{vz_1}{100}=\frac{4.56\times17}{100}=0.775m/s$

按 7 级精度查图 2　　$K_V=1.06$

$K_{B\beta}$=胶合承载能力计算的齿向载荷分布系数

取　$K_{B\beta}=K_{H\beta}$,按表 3 公式计算

$$K_{B\beta}=K_{H\beta}=1.12+0.18\cdot(\frac{b}{d_1})^2+0.23\times10^{-3}b=1.12+0.18\times0.83^2+0.23\times10^{-3}\times119=1.271\ 4$$

$K_{B\alpha}$——胶合承载能力计算的齿间载荷分配系数

取　$K_{B\alpha}=K_{H\alpha}$,按图 3 选

$K_{B\alpha}=K_{H\alpha}=1$

$K_{B\gamma}$——螺旋线系数,$K_{B\gamma}=1$

$$K'_d=1.25\times1.06\times1.271\ 4\times1\times1=1.685$$

对设计公式求得的 d_1 进行修正,即

$$d'_1=d_1\cdot\frac{K'_d}{K_d}=142.88\times\frac{1.685}{1.35}=178.34\text{mm}$$

将 $K'_d=1.685$ 及原其他数据代入设计公式(A2)得

$$d_1^2\geqslant\frac{2\ 000\times6\ 181.924\times1.685}{0.83\times(220-65)}\times[0.11+0.55\times0.052\times1\times(\frac{1+4.5}{\text{Sin}25°})^{0.5}\times(\frac{0.8\times610}{77})^{0.25}\times(\frac{1}{d_1})^{0.25}]$$

整理得方程

$$d_1^2=26\ 476.915\frac{1}{d_1^{0.25}}+17\ 791.815$$

以初始值　$d_1=178.34$ 代入,用迭式法解此方程。

以上运算过程在计算机上运行,最终求出 $d_1=161.3\text{mm}$

确定主要参数:$m=10\text{mm}$,$Z_1=10\text{mm}$,$Z_2=75$

$$b_2=d_1\varphi_d=170\times0.83=141\text{mm}$$

$$b_1=145\text{mm}$$

节圆上的啮合角 α'_t

$$\alpha'_t=\text{arc cos}[\frac{\frac{m}{2}(Z_1+Z_2)}{a'}\cdot\cos\alpha]$$

$$=\text{arc cos}[\frac{\frac{10}{2}(17+75)}{468.8}\times\cos25°]=27.215\ 2°$$

变位系数和 X_Σ

$$X_\Sigma=\frac{Z_1+Z_2}{2tg\alpha_t}(inv\alpha'_t-inv\alpha_t)=\frac{17+75}{2\times tg25°}(inv27°12'55''-inv25°)=0.916\ 9$$

查 TB/T 2358—93 图 A8(C)得

$X_1=0.226\ 9$,　$X_2=0.69$

A3　校核齿面接触强度

由公式(3),计算接触应力 σ_H

$$\sigma_H=\sigma_{HO}\cdot\sqrt{K_A\cdot K_V\cdot K_{H\beta}\cdot K_{H\alpha}}$$

σ_{HO}——计算接触应力的基本值

$$\sigma_{HO}=Z_H\cdot Z_E\cdot Z_\varepsilon\cdot Z_\beta\cdot\sqrt{\frac{F_t}{d_1\cdot b}\cdot\frac{u+1}{u}}$$

式中：$F_t=\frac{2\ 000T_1}{d_1}=\frac{2\ 000\times 6\ 181.924}{10\times 17}=72\ 728\ 517N$

由公式(10)

$$Z_H=\sqrt{\frac{2\cdot\cos\beta_b\cdot\cos\alpha'_t}{\cos^2\alpha_t\cdot\sin\alpha'_t}}=\sqrt{\frac{2\times\cos 27.215\ 2^\circ}{\cos^2 25^\circ\times\sin 27.215\ 2^\circ}}=2.176$$

因配对齿轮材料为钢对钢，故取弹性系数 $Z_E=189.8\ \sqrt{MPa}$

由公式(17)

$$\varepsilon_\alpha=\frac{\frac{1}{2}(\sqrt{d_{a1}^2-d_{b1}^2}+\sqrt{d_{a2}^2-d_{b2}^2})-a'\cdot\sin\alpha'_t}{\pi\cdot m_t\cdot\cos\alpha_t}$$

式中：$d_{a1}=d_1+2(h_a^*+X_1)m=10\times 17+2\times(1+0.222\ 5)\times 10=194.45mm$

$d_{b1}=d_1\cdot\cos\alpha=170\times\cos 25^\circ=154.07mm$

$d_{a2}=d_2+2\cdot(h_a^*+X_2)m=750+2\times(1+0.69)\times 10=783.8mm$

$d_{b2}=d_2\times\cos\alpha=750\times\cos 25^\circ=679.73mm$

将以上数值代入(17)式

$$\varepsilon_\alpha=\frac{\frac{1}{2}(\sqrt{194.45^2-154.07^2}+\sqrt{783.8^2-679.73^2})-468.8\times\sin 27.215\ 2^\circ}{\pi\times 10\times\cos 25^\circ}=1.406\ 6$$

由公式(14)

$$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}=\sqrt{\frac{4-1.406\ 6}{3}}=0.929\ 7$$

$Z_\beta=1$

以上数值代入公式(7)得

$$\sigma_{HO}=2.176\times 189.8\times 0.929\ 7\times\sqrt{\frac{72\ 728.517}{170\times 141}\times\frac{4.5+1}{4.5}}=739.41\quad MPa$$

按 $d_1=170mm$，$b=141mm$，选取使用系数 $K_A=1.25$

$$V=\frac{\pi d_1 n_1}{60\times 1\ 000}=\frac{\pi\times 170\times 610}{60\times 1\ 000}=5.43m/s$$

$$\frac{Vz_1}{100}=\frac{5.43\times 17}{100}=0.923$$

按齿轮 7 级精度，查图 2：$K_V=1.08$

$K_{B\beta}=K_{H\beta}$ 按表 3 公式计算

$$K_{B\beta}=K_{H\beta}=1.12+0.18\times(\frac{b}{d_1})^2+0.23\times 10^{-3}b$$

$$=1.12+0.18\times 0.83^2+0.23\times 10^{-3}\times 141=1.2764$$

$K_{H\alpha}$ 按图 3 选取：$K_{H\alpha}=1$

$$\sigma_H=\sigma_{HO}\cdot\sqrt{K_A\cdot K_V\cdot K_{H\beta}\cdot K_{H\alpha}}$$

$$=739.41\times\sqrt{1.25\times 1.08\times 1.2764\times 1}=970.61MPa$$

由公式(20)计算许用接触应力 σ_{HP}

$$\sigma_{HP}=\frac{\sigma_{HLim}\cdot Z_N}{S_{Hmin}}\cdot Z_L\cdot Z_V\cdot Z_R\cdot Z_W\cdot Z_X$$

由图 4　　小齿轮 $\sigma_{HLim1}=1475$ MPa

大齿轮 $\sigma_{HLim2}=1420$ MPa

取　$S_{Hmin}=1$

$Z_N=1$

按公式(22)

$$C_{ZL}=0.83+\frac{\sigma_{HLim}-850}{350}\times 0.08=0.83+\frac{1\ 200-850}{350}\times 0.08=0.91$$

$$v_{40}=88\text{mm}^2/\text{s}$$

以上数值代入公式(21)得：

$$Z_L=C_{ZL}+\frac{4\times(1.0-C_{ZL})}{(1.2+\frac{134}{v_{40}})^2}=0.91+\frac{4\times(1-0.91)}{(1.2+\frac{134}{88})^2}=0.958$$

由公式(24)

$$C_{ZV}=0.85+\frac{\sigma_{HLim}-850}{350}\times 0.08=0.85+\frac{1\ 200-850}{350}\times 0.08=0.93$$

$V=5.43\text{m/s}$

以上数值代入公式(23)得：

$$Z_V=C_{ZV}+\frac{2\times(1.0-C_{ZV})}{\sqrt{0.8+\frac{32}{V}}}=0.93+\frac{2\times(1-0.93)}{\sqrt{0.8+\frac{32}{5.43}}}=0.984$$

由公式(26)

$$C_{ZR}=0.12+\frac{1\ 000-\sigma_{HLim}}{5\ 000}=0.12+\frac{1\ 000-1\ 200}{5\ 000}=0.08$$

$$R_{Z1}=R_{Z2}=6R_a=6\times 0.8=4.8\mu\text{m}$$

$$R_{z100}=\frac{R_{Z1}+R_{Z2}}{2}\times\sqrt[3]{\frac{100}{a}}=\frac{4.8+4.8}{2}\times\sqrt[3]{\frac{100}{460}}=2.886$$

以上数值代入公式(25)得：

$$Z_R=(\frac{3}{R_{Z100}})^{C_{ZR}}=(\frac{3}{2.886})^{0.08}=1.003$$

取 $Z_W=1$

$Z_X=1$

由公式(20)得：

$$\sigma_{HP}=\frac{\sigma_{HLim2}\cdot Z_N}{S_{Hmin}}\cdot Z_L\cdot Z_V\cdot Z_R\cdot Z_W\cdot Z_X$$

$$=\frac{1\ 420\times 1}{1}\times 0.958\times 0.98\times 1.003\times 1\times 1=1\ 337.2\text{MPa}$$

$\sigma_{HP}=1\ 337.2\text{MPa}>\sigma_H=970.61$ MPa

接触强度满足。

A4　校核齿根弯曲强度

由公式(31)计算齿根应力 σ_F

$$\sigma_F=\sigma_{FO}\cdot K_A\cdot K_V\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}$$

齿根应力的基本值 σ_{FO}，由公式(34)

$$\sigma_{FO}=\frac{F_t}{bm_n}\cdot Y_{Fa}\cdot Y_{Sa}\cdot Y_\varepsilon\cdot Y_\beta$$

由图 6　$Y_{Fa1}=2.18$

$Y_{Fa2}=1.85$

由图 8　$Y_{Sa1}=1.74$

$Y_{Sa2}=1.97$

由公式(35)

$$Y_\varepsilon=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_\alpha}=0.25+\frac{0.75}{1.406\ 6}=0.783\ 2$$

以上数值代入公式(34)得：

$$\sigma_{FO1}=\frac{72\ 728.517}{141\times10}\times2.18\times1.74\times0.783\ 2=153.23\text{MPa}$$

$$\sigma_{FO2}=\frac{72\ 728.517}{141\times10}\times1.85\times1.97\times0.783\ 2=147.23\text{MPa}$$

由公式(33)

$$N=\frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2}=\frac{(141/22.5)^2}{1+(141/22.5)+(141/22.5)^2}=0.844$$

由公式(32)

$$K_{F\beta}=(K_{H\beta})^N=(1.276\ 4)^{0.844}=1.229$$

由图 3　$K_{F\alpha}=1$

以上数值代入公式(31)

$$\sigma_{F1}=\sigma_{FO1}\cdot K_A\cdot K_V\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}=153.23\times1.25\times1.08\times1.229\times1=254.23\text{MPa}$$

$$\sigma_{F2}=\sigma_{FO2}\cdot K_A\cdot K_V\cdot K_\beta\cdot K_{F\alpha}=147.23\times1.25\times1.08\times1.229\times1=244.28\text{MPa}$$

齿轮的许用齿根应力 σ_{FP} 按公式(38)计算

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{FLim}\cdot Y_{ST}\cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}}\cdot Y_{R\gamma elT}\cdot Y_x$$

由图 9 查出：

小齿轮　$\sigma_{FLim1}=420$　MPa

大齿轮　$\sigma_{FLim2}=390$　MPa

取　$Y_{ST}=2$

$Y_{NT}=1$

$S_{Fmin}=1$

由公式(39)

$$Y_{RrelT}=1.674-0.529(R_z+1)^{0.01}=1.674-0.529\times(6\times0.8+1)^{0.01}=1.143$$

由公式(40)

$$Y_x=1.05-0.01m_n=1.05-0.01\times10=0.95$$

以上数值代入公式(38)得：

$$\sigma_{FP1}=\frac{420\times2\times1}{1}\times1.143\times0.95=912.11 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{FP2}=\frac{390\times20\times1}{1}\times1.143\times0.95=846.96 \quad \text{MPa}$$

弯曲强度的计算安全系数 S_F：

$$S_{F1}=\frac{\sigma_{FP1}}{\sigma_{F1}}=\frac{912.11}{254.23}=3.59$$

$$S_{F2}=\frac{\sigma_{FP2}}{\sigma_{F2}}=\frac{846.96}{244.28}=3.47$$

齿根弯曲强度满足。

附加说明：

本标准由大连内燃机车研究所提出并归口。

本标准由大连铁道学院负责起草。

本标准主要起草人　苏诒福　江亲瑜　杨震生　王松年