

509422

文集编号 83-003



齿轮强度计算标准

译文集

上册

上海船用柴油机研究所

前 言

为了适应四化及工业振兴的需要，国务院在批转国家标准局关于加强标准化工作报告的通知中指出：“积极采用国际标准是我国主要的技术经济政策，也是技术引进的重要组成部分”。国家标准局和机械工业部一九八一年下达了以ISO为基础制定我国渐开线圆柱齿轮强度计算标准（GB3480—83）的任务书。目前业已完成，正在全国范围内宣讲，并分期分批地贯彻执行。这对提高齿轮设计、制造水平和产品外销能力将起重大的作用。但它仅是一个总的通用计算标准（母标），ISO及我国还针对各行业的特点进行了简化，正在制定行业使用标准（子标），其中有工业齿轮、船舶齿轮、车辆齿轮、高速齿轮等。船舶齿轮行业标准由我所和上海交大等十多个单位共同编制。在编制过程中，陆续收到国际标准协会ISOTC60/WG6等有关行业标准的最新资料。这些资料不仅是当前制定行业标准的主要依据，而且也是宣讲贯彻国标的很好参考资料。为此，我们组织了翻译、消化工作。现将选译文章汇编成上、下两册出版，供大家参考。

本集由吴甄善高级工程师选题和组稿，由施永安工程师统稿及技术校对，徐启伟助工协助组织工作。

本集的责任编辑为程华峰工程师。

在编制出版过程中，得到有关单位和同志的指导和支持，特此一并表示衷心感谢。

因所译文献大都是建议草案，加之原文也有个别错误，故仅作参考，一切以国标及ISO/D P6336为准。

由于时间仓促及水平所限，难免有不妥之处，请读者指正。

上海船用柴油机研究所传动室

一九八三年十一月

目 录

1. 高速齿轮承载能力计算	
{ISO/TC 60/WG6 (瑞士—16) 242E}	(1)
2. 圆柱齿轮承载能力计算	
——工业齿轮详细计算法	
{ISO/TC 60/WG6 (秘—121) N264E 1982.4}	(30)
3. 船舶主传动直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算	
{ISO/TC 60/WG6 (秘—115) 265E 1982.4}	(87)
4. 直齿和斜齿圆柱齿轮承载能力计算的基本原理	
——材料质量和疲劳极限	
{ISO/TC 60/WG6 (秘—118) 268E 1982.3}	(122)
5. 圆柱齿轮承载能力计算	
——工业齿轮简化计算法	
{ISO/TC 60/WG6 (秘—119) 269D 1982.3}	(140)
6. 工业齿轮承载能力计算	
{ISO/TC 60/WG6 (芬兰—3) N275 1982.5}	(172)

高速齿轮承载能力计算

[ISO/TC 60/WG6(瑞士—16)242E]

目 录

1. 概 述	(3)
1.1 应用范围	(3)
1.2 承载能力计算的许用值	(3)
2. 载荷系数的计算	(4)
2.1 使用系数 K_A	(4)
2.2 动载系数 K_V	(4)
2.3 齿间载荷分配系数 K_{Fa} 、 K_{Ha}	(5)
2.4 齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 、 $K_{H\beta}$	(6)
2.5 综合载荷系数 K_F 、 K_H 、 K_B	(7)
3. 齿根弯曲强度	(7)
3.1 弯曲应力几何基本值 $\sigma_{F\sigma}$	(7)
3.2 当量应力基本值 $\sigma_{F\sigma}$	(7)
3.3 当量工作应力值 σ_{Fv}	(8)
3.4 材料几何疲劳极限值 σ_{Flim}	(8)
3.5 齿根弯曲强度计算安全系数 S_F	(8)
3.6 Y系数的计算式	(10)
4. 齿面承载能力	(14)
4.1 接触应力几何基本值 $\sigma_{H\sigma}$	(15)
4.2 当量应力基本值 $\sigma_{H\sigma}$	(15)
4.3 当量工作应力值 σ_{Hv}	(15)
4.4 材料几何疲劳极限值 σ_{Hlim}	(15)
4.5 齿面承载能力计算安全系数 S_H	(17)
4.6 Z系数的计算式	(17)
5. 胶合强度计算	(20)

5.1	闪点温度的基本值 $v_{f \text{ base}}$ ①	(20)
5.2	当量闪点温度基本值 $v_{f \text{ base}}$	(27)
5.3	当量闪点工作温度值 $v_{f \text{ base}}$	(28)
5.4	实际允许闪点温度值 $v_{f \text{ base}}$	(28)

① 第5节中的闪点温度为计算值。

1. 概 述

下述计算方法是ISO建议草案DP6336中关于直齿轮和斜齿轮承载能力通用计算程序的具体应用形式,具体地说,它适用于高速封闭式传动,齿轮精度等于或高于ISO4级、齿形和齿向都修正的齿轮。

设计计算程序适合用EDP(电子数据处理)设备来进行计算。

1.1 应用范围

高速重载齿轮设计时要花费相当大的精力去考虑轮齿精度和装配精度问题。为保证齿面接触良好,通常采用可调式轴承。

本标准只适用于具有下列特点或相似齿轮的计算。

a)封闭式外啮合直齿轮和斜齿轮传动,齿轮精度等于或高于ISO4级。

b)具有大圆角齿根的齿形(凸形刀具切制)。

c)按名义载荷计算后进行齿形齿向修正的齿轮,齿形修正后沿啮合线载荷变化的理论曲线为梯形。即双轮齿进入双齿啮合区时,载荷由零逐渐增加到最大;轮齿退出双齿啮合区时,承载又从最大逐渐降到零。

d)装配时在轻载荷下进行调整,使齿面接触良好(考虑到工作齿面进行了齿向修正,而从动齿面是精确的螺旋表面)。

e)齿轮应进行充分的润滑和冷却(油量应使齿轮保持在常规工作温度范围内)。

1.2^① 承载能力计算的许用值

承载能力计算的目的在于验证初步设计中得到的参数。

1.2.1 初部给定的数据

中心距 a

齿宽 b

小齿轮齿数 Z_1

大齿轮齿数 Z_2

节圆处线载荷 W'

节圆线速度 V'

1.2.2 齿轮结构的几何参数

模数 m

压力角 α

① 原文层次号有误 一译注。

刀具基本齿条的齿廓参数 L_a, ρ_a 。

齿高变位系数 x_1, x_2 。

顶圆直径 d_{a1}, d_{a2} 。

端面啮合角 α' 。

螺旋角 β 。

基圆螺旋角 β_b 。

端面重合度 ε_a 。

轴向重合度 ε_β 。

总重合度 $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$ 。

1·2·3 齿轮传动的工作特性:

大齿轮精度等级 Q_2 (ISO-1328-1975)。

齿面平均粗糙度 (CLA) $Ra_{\mu m}$ 。

油的粘度 (40℃时) ν (cst)。

大小齿轮的材料特性:

程序输入: 调质钢 $\approx$ HB

表面淬硬钢 $HB > 500$

2. 载荷系数的计算

2·1 使用系数 K_A :

在选择 K_A 时, 如无现成资料可查, 则可选取情况非常接近的 AGMA 的服务①系数, 从而得到体现各种使用情况下相互关系的线图, AGMA服务系数的引进对承载能力的安全性没有给出充分的保证, 因此在考虑总的安全系数时, 必须包括一个至少为 1.6 的附加安全系数。

2·2 动载系数 K_v :

动载系数 K_v 考虑的是大、小齿轮惯性系统因强迫振动引起的叠加在外部驱动力上的附加动载荷的影响, 这种强迫振动是由齿轮的弹性变形、齿形公差以及相邻周节误差和周节累积误差所造成的齿轮角速度误差所引起的。带有回转质量的整个动力装置的扭转振动是振动分析的专门课题, 不包括在动载系数内, 但允许通过选择适当的使用系数 K_A 来考虑。单齿刚度系数 C' 和总刚度系数 C_t 可根据给定的轮齿参数代入ISO建议草案DP6336第一部分第9节进行计算。

2·2·1 临界转速比 N

临界转速比 N 是轮齿啮合的激振频率与轮齿接触时大、小齿轮惯性系统振动的自然频

① 为了与 Application 有所区别, 将 service 译为“服务”系数——校注。

率的比值。

对于钢制整体齿轮

$$N = \frac{0.35}{\cos \alpha_1} \sqrt{C_Y} \cdot \frac{Z_1 v^1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (1)$$

根据数值 N 的不同可分为四个工作区。在齿形修正的齿轮中, 双齿啮合区载荷大大降低, 以致轮齿弹性变形对激发振动的影响可以忽略不计, 由于最大荷载区的缩小齿形公差的影响也减小了。因此, 为了简化起见, 可以假定齿形公差为基节偏差的一半。如按 ISO 草案那样简化, 轮齿精度可按 ISO 标准 1528—1975 (ISO 精度制) 的基节偏差考虑。下面列出了根据齿轮精度等级决定动载系数的公式。

大轮的精度 Q_2 可代表大、小齿轮误差的综合影响作用。公式适用于 $1 \leq Q_2 \leq 6$ 级精度的齿轮。

2.2.2 亚临界区: $N \leq 0.85$

$$K_v = 1 + \frac{C^1}{K_A \cdot W^1} \left(0.32 + \frac{0.285}{\varepsilon_Y - 0.3} \right) \cdot \left[0.40 \left(m + 0.25 \sqrt{\frac{Z_2 \cdot m}{\cos \beta}} \right) + 5 \right] \cdot 1.6^{(Q_2-5)} \quad (2)$$

$\varepsilon_Y < 2$ 时, 用 $\varepsilon_Y = 2$ 代入。

2.2.3 共振区: $0.85 \leq N \leq 1.15$

$$K_v = 1 + \frac{C^1}{K_A \cdot W^1} \left(0.32 + \frac{0.285}{\varepsilon_Y - 0.3} \right) \cdot \left[0.40 \left(m + 0.25 \sqrt{\frac{Z_2 \cdot m}{\cos \beta}} \right) + 5 \right] \cdot 1.6^{(Q_2-5)} \quad (3)$$

$\varepsilon_Y < 2$ 时, 用 $\varepsilon_Y = 2$ 代入。

2.2.4 超临界区: $N > 1.5$

就目前情况来看, 共振系数为 6 的超高速齿轮的荷载系数也仅属一般程度, 因此可以设想相邻几个齿的误差的变化也会使动载系数逐渐增加。

$$K_v = 1 + \frac{C^1}{K_A \cdot W^1} \left(0.47 + \frac{0.06}{\varepsilon_Y - 1.74} \right) \cdot \left[0.40 \left(m + 0.25 \sqrt{\frac{Z_2 \cdot m}{\cos \beta}} \right) + 5 \right] \cdot 1.6^{(Q_2-5)} \quad (4)$$

$\varepsilon_Y < 2$ 时, 用 $\varepsilon_Y = 2$ 代入。

2.2.5 过渡区: $1.15 < N < 1.5$

在这个范围内动载系数 K_v 可在 $N = 1.15$ 和 $N = 1.5$ 之间用线性内插法求得

$$K_v = K_{v(N=1.15)} + \frac{K_{v(N=1.15)} - K_{v(N=1.5)}}{0.35} \cdot (1.5 - N) \quad (5)$$

2.3 齿间载荷分配系数 K_{Fa} 、 $K_{H\alpha}$

考虑到高速齿轮轮齿精度通常很高, 对齿形修正的齿轮, 其基节偏差的影响按一半考

虑。所以对ISO 建议草案的公式稍微作了一些简化, 根据重合度的大小可用以下两种不同的公式计算 K_{Fa} 、 K_{Ha} 。

2.3.1 $\varepsilon\gamma \leq 2$ 时:

齿间载荷分配系数

$$K_{Fa} = K_{Ha} = 1 + 0.1\varepsilon\gamma \left\{ \frac{C_\gamma}{K_A \cdot W} \left[0.40 \left(m + 0.25 \sqrt{\frac{Z_2 \cdot m}{\cos\beta}} \right) + 5 \right] \cdot 1.6^{(Q_2-5)} - 0.50 \frac{20 - 9 \cdot \varepsilon\gamma}{\varepsilon\gamma} \right\} \quad (6)$$

如果括号内数值为负值, 则该值取为零。

2.3.2 当 $\varepsilon\gamma > 2$ 时:

齿间载荷分配系数

$$K_{Fa} = K_{Ha} = 1 + 0.2 \sqrt{\frac{2(\varepsilon\gamma - 1)}{\varepsilon\gamma}} \left\{ \frac{C_\gamma}{K_A \cdot W} \left[0.4 \left(m + 0.25 \sqrt{\frac{Z_2 \cdot m}{\cos\beta}} \right) + 5 \right] 1.6^{(Q_2-5)} - 0.5 \sqrt{\frac{\varepsilon\gamma}{2(\varepsilon\gamma - 1)}} \right\} \quad (7)$$

如果括号内数值为负值, 则该值取为零。

2.4 齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$

该系数考虑的是沿齿向载荷分布不均匀对轮齿承载能力的影响。

下述计算方法假定齿轮装置在轻载荷下调整到允许的理论啮合齿向误差, 而且在额定载荷下小齿轮本体的弹性变形用适当的齿向修正来补偿, 下述齿向载荷分布系数的公式适用于小齿轮对称地布置在支承轴承正中间这一最简单或许也是最普遍的情况。

因为实际上不可能得到齿向完全啮合, 而且沿啮合线的总刚度系数 C_γ 总是有些变化, 大小又不能确定, 因此假定未经齿向修正的齿轮有1/10的齿向载荷分布误差没有能得到补偿, 这样就导出下述公式。

对于进行过齿向修正的并经调整齿向啮合良好的齿轮, 其齿向载荷分布系数

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1 + \frac{K_{F\beta the0} - 1}{10} \quad (8)$$

式中:

$$K_{F\beta the0} = 1 + \frac{4000}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{C_\gamma}{E_1} \left(\frac{b}{d'_1} \right)^2 \cdot \left[5.12 + \left(\frac{b}{d'_1} \right)^2 \left(\frac{L}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] \quad (9)$$

C_γ —轮齿的总刚度系数;

E_1 —小齿轮材料的弹性模量 N/mm^2 ;

b/d'_1 —齿宽/小齿轮节圆直径;

L/b —轴承跨距/齿宽。

由于没有可调式轴承或在多级传动中没有专门装配手段保证齿向啮合度良好, 这样必

须测量齿轮轴的对中误差，并用于计算齿面对齿面的啮合齿向误差。这时 $K_{F\beta}$ 可用下式计算。

对于进行了齿向修正，啮合齿向误差大的齿轮，其齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 按下式计算

$$K_{F\beta} = K_{F\beta} = 1 + \frac{K_{F\beta t} f_{\beta} c_o - 1}{10} + \frac{C_y \cdot f_{\beta a}}{2 K_A \cdot W_t} \quad (10)$$

式中：

$f_{\beta a}$ —整个齿宽上的啮合齿向误差 μm 。

2.5 综合载荷系数 K_F 、 K_H 、 K_B

$$\text{齿根弯曲强度综合载荷系数 } K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \quad (11)$$

$$\text{齿面接触强度综合载荷系数 } K_H = K_V \cdot K_A \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \quad (12)$$

$$\text{胶合强度综合载荷系数 } K_B = K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \quad (13)$$

3. 齿根弯曲强度

在下述计算过程中将所有影响应力的系数以及影响材料强度的系数合并成一个修正系数 Y_v （比较系数）（这与ISO建议草案不同），将其与弯曲应力的几何基本值 σ_{Fref} 相乘就得到一个当量应力 σ_F ，它不再是一个实际应力，而是一个用来与材料的几何疲劳极限作比较的数值，它表征齿根弯曲强度的安全性。

3.1 弯曲应力的几何基本值 σ_{Fref}

$$\text{弯曲应力的几何基本值 } \sigma_{Fref} = \frac{W^1}{m} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_t^1} \cdot y_F \quad (14)$$

式中 y_F 为载荷作用在单齿接触区外界点时的齿形系数。

3.2 当量应力的基本值 σ_{Fvo} ：

$$\text{当量应力基本值 } \sigma_{Fvo} = \sigma_{Fref} \cdot Y_v \quad (15)$$

式中：

$$Y_v \text{—比较系数 } Y_v = \left(\frac{y_{\beta}}{y_{\beta t}} \right) \cdot \left(\frac{y_s}{y_{st}} \right) \cdot \left(\frac{y_{\delta T}}{y_{\delta}} \right) \cdot \left(\frac{y_{RT}}{y_R} \right); \quad (16)$$

y_{β} —螺旋角系数(见第2.6.5节的公式)；

y_s —应力修正系数(见第3.6.4节的公式)；

y_{δ} —齿根圆角敏感系数(见ISO/DP6336第9节)；

y_R —表面状况系数(见ISO/DP6336第10节)；

()_T—下标 ()_T指试验齿轮（通常指脉动试验齿轮）。

材料疲劳极限值是指由直齿试验齿轮，即 $y_{\beta t} = 1$ 的齿轮上得到的值，按常规选择试验齿轮的齿形和试验方法时， $y_{\delta t} = 2$ 对于大圆角齿根的齿轮（用凸型刀具加工），相对圆角

敏感系数 $\frac{y_{\delta T}}{y_{\delta}}$ 可取为 1。

如果工作齿轮与试验齿轮的加工方式相同, 齿根圆角处表面情况的影响通常可以忽略, 因此 $\frac{Y_{RT}}{Y_R} = 1$ 。

根据这些假定, 比较系数 Y_v 可用下述简化公式计算

$$Y_v = \frac{Y_s \cdot Y_\beta}{2.0} \quad (17)$$

3.3 当量工作应力值 σ_{Fvw}

引入载荷影响系数后, 就可以得到当量工作应力值。

$$\sigma_{Fvw} = \sigma_{Fto} \cdot K_F \quad (18)$$

式中 K_F 为弯曲时综合载荷系数见 2.5 公式 (11)

3.4 材料的几何疲劳极限 σ_{Flim}

疲劳极限 σ_{Flim} 是试验齿轮发生断裂时几何基本应力的统计资料, 载荷循环次数为 3×10^6 。图 1 及表 2 给出了某些典型材料疲劳极限与表面硬度的关系。 σ_{Flim} 的变动范围取决于合金含量和热处理方法。

3.5 齿根弯曲强度的计算安全系数 S_F

$$\text{安全系数 } S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_x}{\sigma_{Fvw}} \quad (19)$$

式中 Y_{NT} 为寿命系数 (持续寿命时, $Y_{NT} = 1$)。

公式引自 ISO 草案 ISO/DP6336/Ⅱ 第 8 节

Y_x —尺寸系数, 在高速齿轮常用模数范围内, 尺寸系数影响可以忽略不计,

因此 $Y_x = 1$ 。

公式引自 ISO 草案 ISO/DP6336/Ⅱ 第 11 节。

表2 几种材料 σ_{Flim} 的平均值, N/mm^2

材 料	σ_{Flim} 的平均值, N/mm^2	公 差
表面淬硬合金	500	±50
调质合金钢	$135 + \frac{13}{24} \cdot (HB)$	±30
铸钢, 可锻铸铁	$64 + \frac{13}{24} \cdot (HB)$	±25
灰 铸 铁	$26 + \frac{13}{24} \cdot (HB)$	±15

由于各种传动装置在实际使用中可能出现载荷上升和危险情况等偶然事件, 或者由于基础下沉或热膨胀引起的变形等预料不到的情况, 这些都可能造成轮齿损坏, 这是很危险的。为了保证齿轮在可能估计到的情况下长期运行后具有一定的强度, 所以通常取实际安全系数大于计算安全系数, 并留有一定的余量。

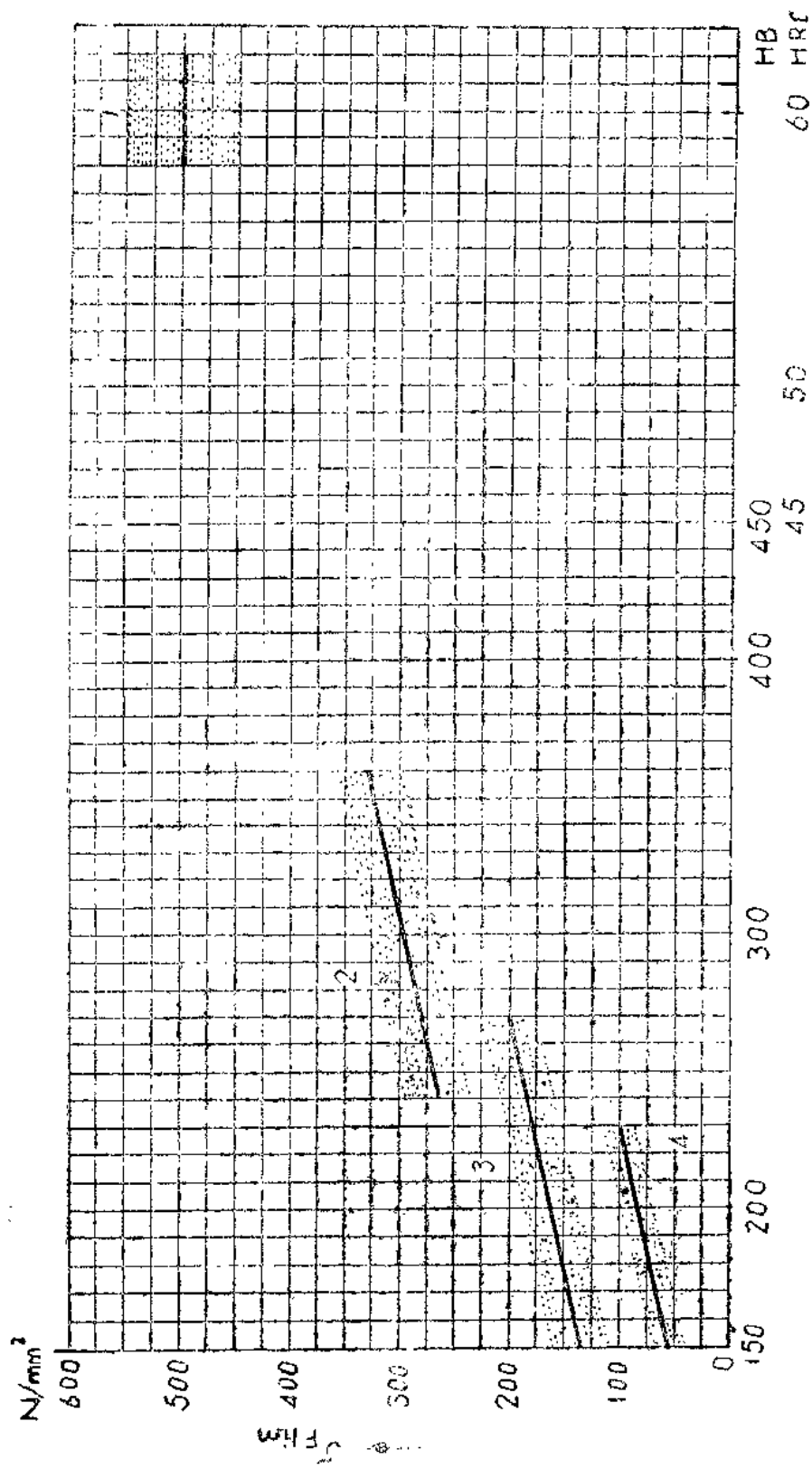


图1 名义疲劳极限 σ_{lim} (N/mm²)与材料布氏或洛氏硬度的关系

1.表面淬硬合金钢 2.调质合金钢 3.铸钢, 可锻铸铁 4.灰铸铁

3·6 Y系数的计算式

3·6·1 确定齿形系数 Y_F 的电算程序(EDP)计算方法

$$\text{齿形系数 } Y_F = \frac{6 \cdot m \cdot l_x}{S_{Fn}^2 \cdot \cos \alpha} \quad (20)$$

式中符号定义参阅图3。

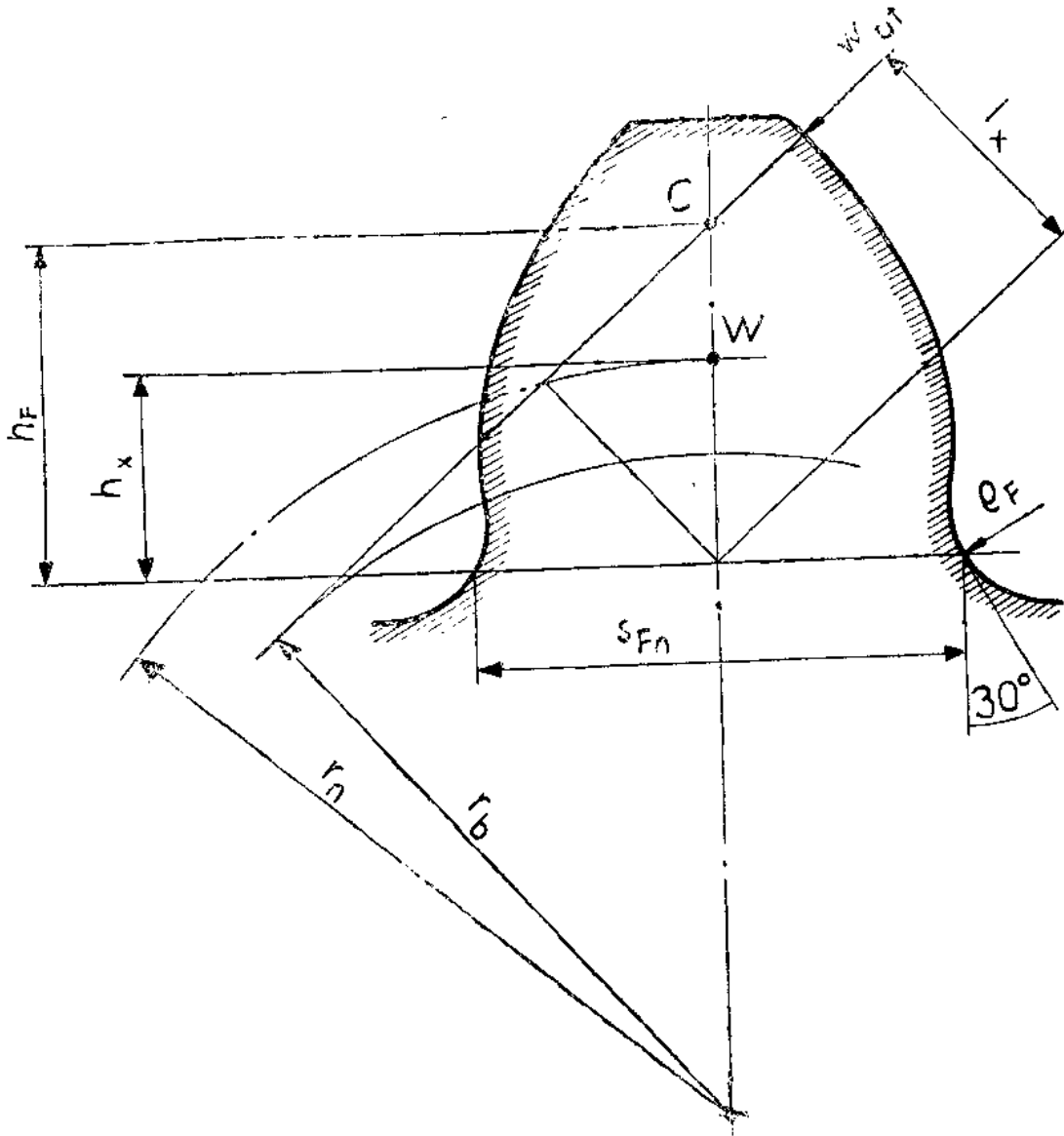


图3 单齿啮合时载荷作用于外界点处的危险断面和力臂

l_x —载荷作用在单齿啮合上界点时的力臂（用公式（39）计算）；

S_{FD} —危险断面处弦齿厚（用公式（28）计算）；刀具基本齿条的齿形是按图4输入数值后由程序确定的；

U_s —每侧齿面磨削余量，mm；

U_p —每侧齿面的凸出部分，mm；

U_F —残余凸台量 $U_F = U_p - U_s$ ；

精加工刀具的 U_s 和 U_p 均等于零。

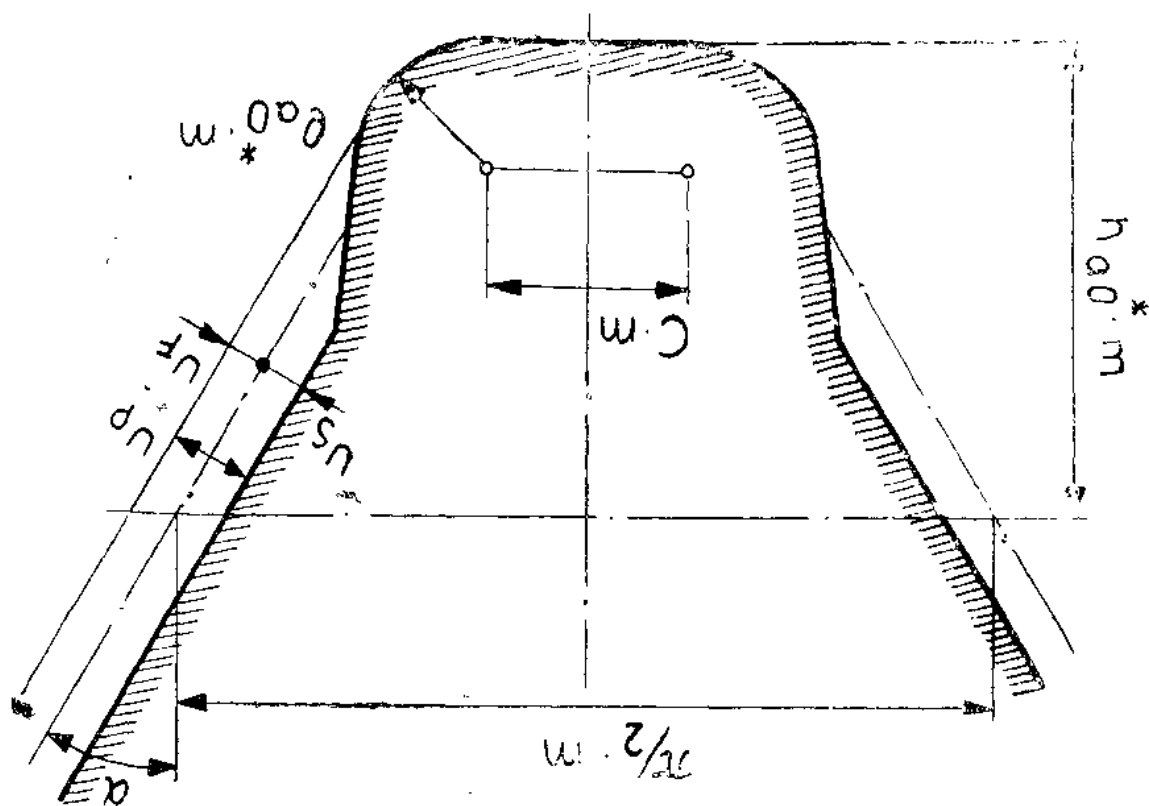


图4 刀具基本齿条齿形的尺寸图

U_s —磨削余量 U_p —凸出部份 U_F —残余凸台量, $U_F = U_p - U_s$ ①

① 原文为 $U_F = U_s - U_p$ 似有误 ——校注。

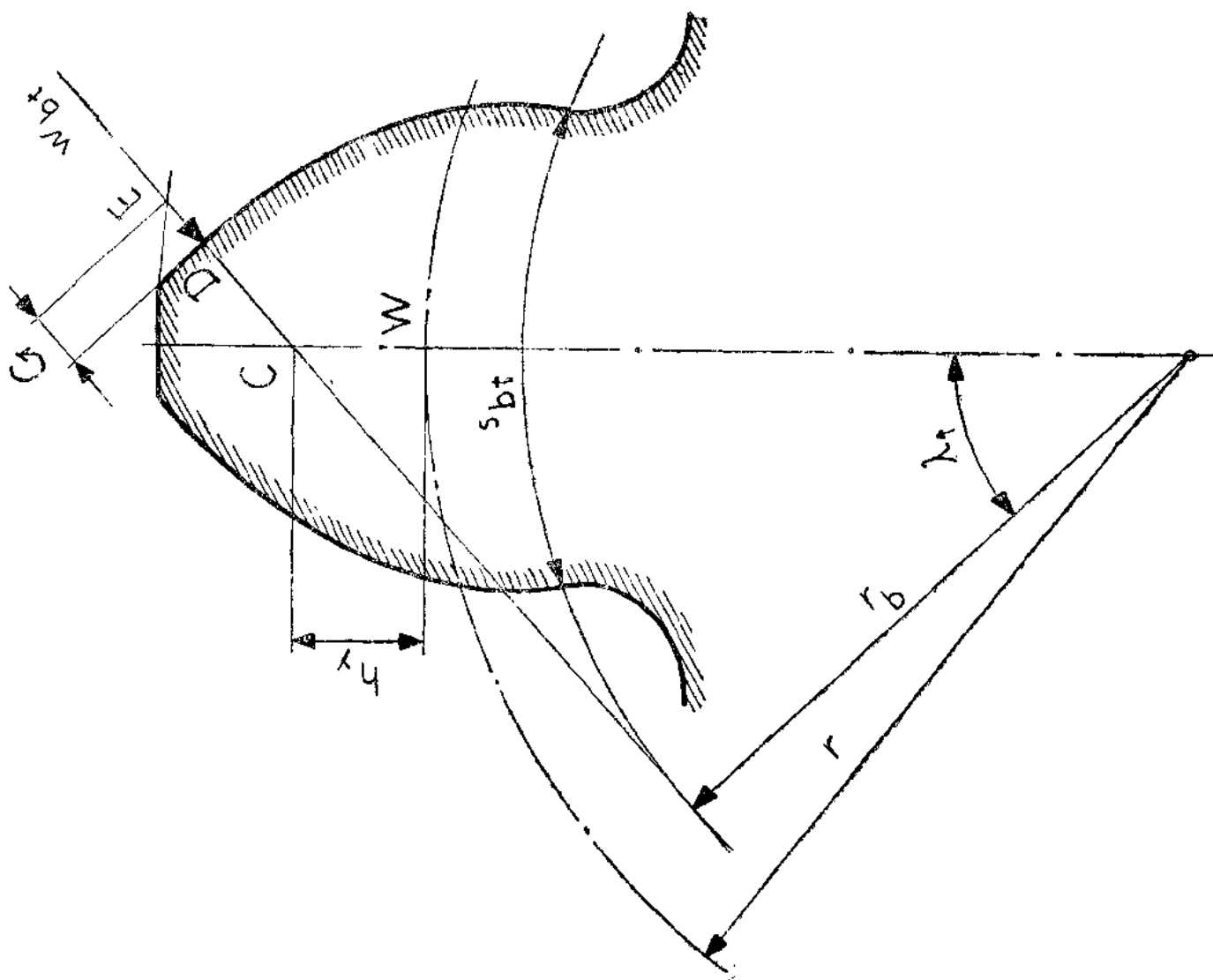


图5 从展成节点W至力作用线和轮齿对称轴线交点C的距离 h_y

$$C = \frac{\pi}{2} + \frac{2 \cdot U_F}{m \cdot \cos \alpha} - 2 \cdot \tan \alpha \cdot h_{ao} - 2 \cdot \rho_{ao} \cdot \left(\frac{1}{\cos \alpha} - \tan \alpha \right) \quad (21)$$

$$A = m \cdot \frac{\pi - C}{2} \quad (22)$$

$$B = m(h_{ao} - \rho_{ao} - x) \quad (23)$$

$$\text{当量直齿轮的齿数 } Z_n = \frac{Z}{\cos \beta \cos^2 \beta_b} \quad (24)$$

$$\text{当量直齿轮的分度圆半径 } \gamma_n = 0.5 \cdot Z_n \cdot m \quad (25)$$

角 Ψ 的值可由下式迭代求得:

$$\frac{\pi}{6} + \frac{A}{\gamma_n} + \frac{B}{\gamma_n \cdot \tan \Psi} - \arccos \Psi = 0 \quad (26)$$

第一次迭代时用 $\psi = \frac{\pi}{6}$ 代入

$$\text{迭代结果可得到展成角 } \varphi = \psi - \frac{\pi}{6} \quad (27)$$

因此危险截面处的弦齿厚为

$$S_{Fa} = 2 \left(r_a \cdot \sin \varphi - \frac{B \cdot \cos \frac{\pi}{6}}{\sin(\varphi + \pi/6)} - \rho_{a0}^* \cdot m \cdot \cos \pi/6 \right) \quad (28)$$

S_{Fa} 值可代入公式 (20) 和 (42)。

危险截面和展成节点 w 之间的距离:

$$h_x = r_a(1 - \cos \varphi) + 0.5 \left(\frac{B}{\sin(\varphi + \pi/6)} + \rho_{a0}^* \cdot m \right) \quad (29)$$

该值可代入公式 (35)。

根据图 5, 力的作用线与顶圆的交点 E 至外界点 D (端面重合度 $e_a > 2$ 时 D 点以内为双齿接触之间的距离:

$$G = P_b \cdot \frac{e_a - 1}{\cos \beta_b} \quad (30)$$

$$S_{bt} = \frac{m}{\cos \beta_b} \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos \alpha + Z \cdot \cos \alpha \cdot \text{inv} \alpha_t + 2 \cdot x \cdot \sin \alpha \right) \quad (31)$$

$$\cos \alpha_a = \frac{d_b}{d_a} \quad (32)$$

$$\text{arc} \lambda_t = \tan \alpha_a - \frac{S_{bt} + 2G}{d_b} \quad (33)$$

从而

$$h_y = \frac{d_b}{2 \cos \lambda_t} - \frac{Z \cdot m}{2 \cos \beta} \quad (34)$$

$$h_F = h_x + h_y \quad (35)$$

由 h_F 及下列公式计算弯曲力臂 l_x

$$de = \frac{d_b}{\cos \lambda_t} \quad (36)$$

$$\tan \beta_e = \frac{de}{Z \cdot m} \cdot \sin \beta \quad (37)$$

$$\tan \lambda_n = \tan \lambda_t \cdot \cos \beta_e \quad (38)$$

$$l_x = h_F \cdot \cos \lambda_n \quad (39)$$

该值可代入公式 (20)。

3.6.2 危险截面处齿根圆角的曲率半径 ρ_F , 参照图 3

曲率半径 ρ_F 与齿根圆角敏感性有关并影响应力修正系数 Y_s :

$$t = \frac{B}{\sin(\varphi + \pi/6)} \quad (40)$$

$$\rho_F = \frac{t}{1 + \frac{\gamma_n \cdot B}{t^2}} + \rho_{so} \cdot m \quad (41)$$

3·6·3 齿根圆角参数 q_s :

$$\text{齿根圆角参数 } q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F} \quad (42)$$

式中:

S_{Fn} 由公式(28)求得;

ρ_F 由公式(41)求得。

3·6·4 应力修正系数 Y_s :

由于韧性材料剪切应力的影响,在齿根圆角处产生一个应力峰值。应力修正系数 Y_s 等于应力峰值与几何尺寸确定的应力值之比。

$$\text{应力修正系数 } Y_s = (1.2 + 0.13 \cdot L) \cdot q_s \left(\frac{L}{1.21 \cdot L + 2.3} \right) \quad (43)$$

$$1 < q_s < 8$$

式中:

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_F}; \quad (44)$$

S_{Fn} 由公式(28)求得;

h_F 由公式(35)求得;

q_s 由公式(42)求得。

3·6·5 螺旋角系数 Y_β

螺旋角系数 Y_β 考虑的是斜齿轮相对于当量直齿轮齿根弯曲强度有所改善。改善程度由试验确定。

$$\text{螺旋角系数 } Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta^\circ}{120} \quad (45)$$

$$0^\circ \leq \beta \leq 30^\circ$$

轴向重合度 $\varepsilon_\beta > 1$ 时,取 $\varepsilon_\beta = 1$

4. 齿面承载能力

在下述计算过程中,所有影响应力的系数和所有影响材料强度的系数均合并成一个修正系数 Z_v (比较系数 Z_v)。这是与ISO建议草案不同之处,将 Z_v 乘以赫兹应力的几何基本值得到“相当应力” σ_{Hv} 。 σ_{Hv} 不再是一个实际应力,而是一个用来与材料几何疲劳极限相比较的数值,表明计算表面承载能力的安全性。

根据第1·1节“应用范围C)”所述,沿啮合线具有梯形载荷曲线的齿形修正齿轮与未经