

齿轮传动专集

2

圆柱齿轮强度计算标准

ISO AGMA ГOCT JGMA

河南省机械传动分会编译

齿 轮 传 动 专 集

圆 柱 齿 轮 强 度 计 算 标 准

ISO AGMA ГOCT JGMA

河南省机械传动分会编译



河南省机械传动分会

一九八二年四月

前 言

为满足广大工程技术人员、科研工作者和工院校师生深入地学习和掌握齿轮传动技术先进成果的迫切要求本学会将陆续组织编译《齿轮传动专集》。

本集为第二集，译出了苏联、美国和日本三国最新的《圆柱齿轮强度计算标准(下)》。

包括：

- (1) 苏联ГОСТ21354—75渐开线圆柱齿轮强度计算标准 第1页
- (2) 美国AGMA215.01—66齿轮的齿面耐用性计算标准 第62页
- (3) 美国AGMA225.01—67齿轮的弯曲强度计算标准 第85页
- (4) 日本JGMA401-01—74圆柱齿轮弯曲强度计算标准 第123页
- (5) 日本JGMA402-01—75圆柱齿轮齿面强度计算标准 第147页
- (6) 日本JGMA405-01—78蜗轮副强度计算标准 第178页
- (7) 日本JGMA406-01—79圆柱齿轮简化计算式 第205页
- (8) 国际标准化组织ISO/TC60/221F通用机械齿轮强度简化算法 第225页

本专集刊有足够的线图、表格数据和计算式，供具体设计圆柱齿轮和蜗轮副时选用，可作为各国强度对比和制定各行业子标准的重要参考资料。

本集第(1)篇由龚桂义、王永洁、潘沛霖译，樊义元校，李茹贞复校。第(3)篇由张敬武译。第(2)篇由高培泽、荆先合译。第(2)、(3)篇的圆柱齿轮部分由唐定国校，圆锥齿轮部分由梁桂明校。第(4)、(5)篇由孙炜洪、邵韵琴译，冯澄宙校，张少名复校。第(6)篇由冯澄宙译，郁明山校。第(7)篇由郁明山译，梁桂明校。第(8)篇由刘筱安译，杨美棠、张希康校。印样由梁桂明、马伟、师忠秀和丁长安校对。

本集的出版，得到了一机部郑州机械研究所齿轮室、郑州工学院、洛阳矿山厂、洛阳农机学院、哈尔滨工业大学同志们的大力支持，对此表示衷心的感谢！

由于时间仓促，水平有限，错误之处，请读者指正。

河南省机械传动分会

1982年5月

前 言

为满足广大工程技术人员、科研工作者和工院校师生深入地学习和掌握齿轮传动技术先进成果的迫切要求本学会将陆续组织编译《齿轮传动专集》。

本集为第二集，译出了苏联、美国和日本三国最新的《圆柱齿轮强度计算标准(下)》。

包括：

- (1) 苏联ГОСТ21354—75渐开线圆柱齿轮强度计算标准 第1页
- (2) 美国AGMA215.01—66齿轮的齿面耐用性计算标准 第62页
- (3) 美国AGMA225.01—67齿轮的弯曲强度计算标准 第85页
- (4) 日本JGMA401-01—74圆柱齿轮弯曲强度计算标准 第123页
- (5) 日本JGMA402-01—75圆柱齿轮齿面强度计算标准 第147页
- (6) 日本JGMA405-01—78蜗轮副强度计算标准 第178页
- (7) 日本JGMA406-01—79圆柱齿轮简化计算式 第205页
- (8) 国际标准化组织ISO/TC60/221F通用机械齿轮强度简化算法 第225页

本专集刊有足够的线图、表格数据和计算式，供具体设计圆柱齿轮和蜗轮副时选用，可作为各国强度对比和制定各行业子标准的重要参考资料。

本集第(1)篇由龚桂义、王永洁、潘沛霖译，樊义元校，李茹贞复校。第(3)篇由张敬武译。第(2)篇由高培泽、荆先合译。第(2)、(3)篇的圆柱齿轮部分由唐定国校，圆锥齿轮部分由梁桂明校。第(4)、(5)篇由孙炜洪、邵韵琴译，冯澄宙校，张少名复校。第(6)篇由冯澄宙译，郁明山校。第(7)篇由郁明山译，梁桂明校。第(8)篇由刘筱安译，杨美棠、张希康校。印样由梁桂明、马伟、师忠秀和丁长安校对。

本集的出版，得到了一机部郑州机械研究所齿轮室、郑州工学院、洛阳矿山厂、洛阳农机学院、哈尔滨工业大学同志们的大力支持，对此表示衷心的感谢！

由于时间仓促，水平有限，错误之处，请读者指正。

河南省机械传动分会

1982年5月

苏 联 国 家 标 准

渐开线圆柱齿轮传动强度计算

经苏联部长会议国家标准委员会
1975年12月15日第3905号决议批准

本标准适用于外啮合、模数为1毫米和1毫米以上的钢制齿轮传动。
标准规定了齿轮传动的轮齿工作表面接触疲劳和轮齿弯曲疲劳计算公式的结构。
在公式中，允许引入对齿轮传动强度有重大影响而本标准未列入的附加系数。
本标准符合经互会（СЭВ）标准PC2204—69所推荐的要求。

1. 总 则

- 1.1 齿轮传动的几何形状和运动学名称、代号，按ГОСТ16530—70和ГОСТ16531—70的规定。
- 1.2 齿轮传动几何参数的计算方法，按ГОСТ16532—70。
- 1.3 齿轮传动的轮齿工作表面强度和轮齿弯曲强度的计算方法及本标准计算公式中所规定的系数值，列于所推荐的附录1、2、3、4中。

2. 轮齿工作表面接触疲劳计算

- 2.1 在节点啮合处的计算接触应力（ σ_H ），MPa（ kgf/mm^2 ），由下式确定：

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot (u+1)}{d_{w1} \cdot u}} \quad (1)$$

并必须满足 $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ (2)

注：允许在齿面其它特定点上确定接触应力。

式中 Z_H ——考虑轮齿啮合表面在节点处形状的系数；

Z_M ——考虑啮合齿轮的材料机械性能的系数， $\text{N}^{\frac{1}{2}}/\text{mm}$ （ $\text{kgf}^{\frac{1}{2}}/\text{mm}$ ）；

Z_e ——考虑接触线总长度的系数；

d_{w1} ——小齿轮的节圆直径，mm；

u ——传动比。

2.2 单位计算圆周力 (w_{Ht}), N/mm (kgf/mm), 由下式确定:

$$w_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_{Ha} K_{H\beta} K_{HV} \quad (3)$$

式中 F_{Ht} ——计算齿面接触疲劳时的原始计算圆周力, N (kgf);
 K_{Ha} ——计算齿面接触疲劳时, 考虑齿对之间载荷分配的系数;
 $K_{H\beta}$ ——计算齿面接触疲劳时, 考虑沿接触线长度上载荷分布不均匀的系数;
 K_{HV} ——计算齿面接触疲劳时, 考虑在啮合中产生动载荷的系数;
 b_w ——齿圈工作宽度, mm。

2.3 许用接触应力 (σ_{HP}), MPa (kgf/mm²), 由下式确定:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{xH} \quad (4)$$

式中 σ_{Hlim} ——在给定的应力变化循环次数下的齿面接触疲劳极限, MPa (kgf/mm²);

S_H ——计算轮齿工作表面接触疲劳时的安全系数;

Z_R ——考虑啮合齿面粗糙度的系数;

Z_V ——考虑圆周速度的系数;

K_L ——考虑润滑影响的系数;

K_{xH} ——计算轮齿工作表面接触疲劳时, 考虑齿轮尺寸的系数。

3. 轮齿弯曲疲劳计算

3.1 轮齿弯曲计算应力 (σ_F), MPa (kgf/mm²), 由下式确定:

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \quad (5)$$

并应满足条件: $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ (6)

式中 Y_F ——齿形系数;

Y_ϵ ——考虑轮齿重合度的系数;

Y_β ——考虑轮齿螺旋角的系数;

m ——模数, mm。

3.2 单位计算圆周力 (w_{Ft}), N/mm (kgf/mm), 由下式确定:

$$w_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_w} K_{Fa} K_{F\beta} K_{FV} \quad (7)$$

式中 F_{Ft} ——计算轮齿弯曲疲劳时的原始计算圆周力, N (kgf);

K_{Fa} ——计算轮齿弯曲疲劳时, 考虑齿对之间载荷分配的系数;

$K_{F\beta}$ ——计算轮齿弯曲疲劳时, 考虑沿接触线长度上载荷分布不均匀的系数;

K_{FV} ——计算轮齿弯曲疲劳时, 考虑在啮合中产生动载荷的系数;

b_w ——齿圈工作宽度, mm。

3.3 轮齿弯曲的许用应力 (σ_{FP}), MPa (kgf/mm²), 由下式确定:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_R Y_S K_{xF} \quad (8)$$

式中 σ_{Flim} ——在给定的应力变化循环次数下的轮齿弯曲疲劳极限, MPa (kgf/mm²);

S_F ——计算轮齿弯曲疲劳时的安全系数;

Y_R ——考虑轮齿过渡表面粗糙度影响的系数;

Y_S ——考虑齿根应力集中的系数;

K_{xF} ——计算轮齿弯曲疲劳时, 考虑齿轮尺寸的系数。

附录 1 (推荐)

齿轮传动轮齿工作表面接触强度和轮齿弯曲强度的计算方法

本推荐方法适用于钢制外啮合动力齿轮传动, 原始齿形符合 ГOCT13755—68 的要求、在有润滑的闭式箱体内部工作, 圆周速度不大于 25m/s、环境空气温度范围由 -40℃ 到 100℃、和其他机构装在一起或作为独立部件的形式。

本推荐方法不适用于下列情况的齿轮传动: 进行强度计算时必须考虑对齿轮强度有重大影响的一些附加因素的齿轮传动; 以及必须以实验或类比法为基础, 可靠的确定其强度的传动。

1. 总 则

1.1 齿轮传动的几何和运动学有关的名称、代号, 按 ГOCT16530—70 和 16531—70 规定。

1.2 计算强度时, 齿轮传动的几何参数和运动学参数的计算方法, 按 ГOCT16532—70 规定。

1.3 强度计算的类型列于表 1 中。

表 1

计算类型	用 途
轮齿工作表面强度计算类型	
接触疲劳计算	防止轮齿工作表面疲劳点蚀
在最大载荷作用下的接触强度计算 (接触强度计算)	防止表面层残余变形或脆性破坏
轮齿弯曲强度计算类型	
弯曲疲劳计算	防止轮齿疲劳折断
低循环弯曲疲劳计算	防止在平稳或冲击载荷作用下, 由于低循环引起轮齿折断
最大载荷作用下弯曲强度计算	防止轮齿残余变形或脆性折断

注: 在双向转动的齿轮传动中, 若旋转方向改变、工作条件 (载荷大小、载荷作用持续时间、齿轮转速等) 随着变化的, 则齿轮轮齿的每个工作齿面强度按单向传动进行计算。

1.4 强度计算的原始数据列于表 2 中。

表 2

原始数据		代号	接触疲劳计算	接触强度计算	弯曲疲劳计算	低循环弯曲疲劳计算	最大载荷作用下弯曲强度计算	备注
1. 齿数	小齿轮	z_1	+	-	+	+	-	
	大齿轮	z_2	+	-	+	+	-	
2. 模数, mm		m	+	-	+	+	-	
3. 螺旋角, 度		β	+	-	+	+	-	
4. 变位系数	小齿轮	x_1	+	-	+	+	-	
	大齿轮	x_2	+	-	+	+	-	
5. 齿圈工作宽度, mm		b_w	+	-	+	+	-	
6. 传动比		u	+	-	-	-	-	计算方法按ГОСТ16530—
7. 中心距, mm		a_w	+	-	-	-	-	70. 允许根据图23确定 $\frac{d_a - d_n}{2m}$
8. 节圆直径, mm	小齿轮	d_{w1}	+	-	+	+	-	值和图19确定 $\frac{\epsilon_a}{z}$ 值
	大齿轮	d_{w2}	+	-	+	+	-	
9. 齿顶圆直径, mm	小齿轮	d_{a1}	-	-	+	+	-	
	大齿轮	d_{a2}	-	-	+	+	-	
10. 单对齿啮合的最高点处圆周直径, mm	小齿轮	d_{u1}	-	-	+	+	-	
	大齿轮	d_{u2}	-	-	+	+	-	
11. 端面重合度		ϵ_a	+	-	+	+	-	
12. 由节圆齿顶高确定的端面重合度	小齿轮	ϵ_{a1}	+	-	-	-	-	
	大齿轮	ϵ_{a2}	+	-	-	-	-	
13. 轴向重合度		ϵ_β	+	-	+	+	-	
14. 齿廓修形		—	+	+	+	-	-	
15. 传动精度等级, 根据ГОСТ1643—72		—	+	-	+	+	-	
16. 啮合基节极限偏差的绝对值, 根据ГОСТ163—72, μm	小齿轮	f_{pb1}	-	-	+	+	-	
	大齿轮	f_{pb2}	-	-	+	+	-	
17. 表面粗糙度, 根据ГОСТ1643—72, μm	小齿轮	—	+	-	+	+	-	
	大齿轮	—	+	-	+	+	-	

续表 2

18. 圆周速度, m/s		v	+	-	+	+	-	载荷循环图在坐标上为阶梯直线或平滑曲线(图1)。纵坐标轴为作用载荷 T_1 按递减的顺序排列, 而横坐标轴为传动在整个工作期间载荷作用总循环次数 $n_{\Sigma 1}$
19. 两半人字齿间的沟槽宽度, mm		b_k	+	-	+	+	-	
20. 载荷循环图 $T_1 = f(n_{\Sigma 1})$		-	+	+	+	+	+	
21. 钢号	小齿轮	-	+	+	+	+	+	
	大齿轮	-	+	+	+	+	+	
22. 强化处理方法	小齿轮	-	+	+	+	+	+	
	大齿轮	-	+	+	+	+	+	
23. 强化层厚度, mm	小齿轮	δ_{y1}	+	-	+	+	+	
	大齿轮	δ_{y2}	+	-	+	+	+	
24. 轮齿表面硬度(平均)	小齿轮	H_1	+	+	+	+	+	
	大齿轮	H_2	+	+	+	+	+	
25. 轮齿芯部硬度(平均)	小齿轮	H_1 芯部	-	-	+	+	+	
	大齿轮	H_2 芯部	-	-	+	+	+	
26. 材料屈服限, MPa (kgf/mm ²)	小齿轮	σ_{T1}	-	+	-	-	-	
	大齿轮	σ_{T2}	-	+	-	-	-	

注: 符号(+)表示这种计算方法必须具备的原始数据; 符号(-)表示没有这个必要。

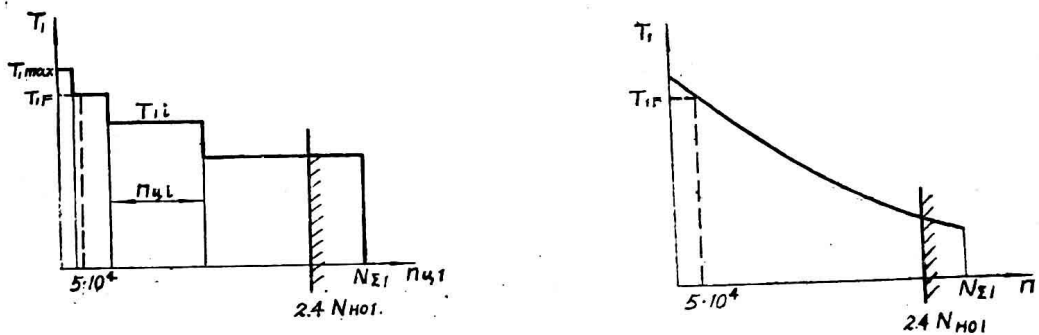


图1 载荷循环图例

1.5 各参的代号按字母顺序排列, 列于表20中。

1.6 计算公式采用国际单位制 (SI), 包括十进制的倍数和分数的单位。

当公式的计量单位或数值用不同于国际单位制时, 另用括号表示, 以供参考。

2. 接触疲劳强度计算

2.1 比较节点处的计算接触应力 (σ_H), MPa (kgf/mm²) 和许用接触应力 (σ_{HP}), MPa (kgf/mm²) 时, 必须满足下列条件:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

式中 w_{Ht} —— 单位计算圆周力, N/mm (kgf/mm)

$$w_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{2000 T_{1H}}{b_w d_{w1}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\nu} \quad (2)$$

式 (1) 和 (2) 中的各值由表 3 确定。

注: 计算应力 σ_H 时, 可以用中心距 a_w 和小齿轮的转矩 T_{1H} 表示, 如下式所示

$$\sigma_H = 22.4 Z_H Z_M Z_E \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H} (u+1)^3}{b_w u}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\nu} \quad (3)$$

2.1.1 在个别情况下, 对直齿传动, 如取 $Z_M = 274$ (86.6) 和 $K_{Ha} = 1$ 时, 式 (1) 则为

$$\sigma_H = 6135 Z_H Z_E \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} (u+1)}{b_w u}} K_{H\beta} K_{H\nu} \quad (4)$$

$$\left(\sigma_H = 1940 Z_H Z_E \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} (u+1) K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_w u}} \right)$$

2.1.2 在个别情况下, 对直齿传动, 当 $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ 和 $Z_H = 1.76$ 时, 式 (4) 则为

$$\sigma_H = 10800 Z_E \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} (u+1)}{b_w u}} K_{H\beta} K_{H\nu} \quad (5)$$

$$\left(\sigma_H = 3410 Z_E \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H} (u+1) K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_w u}} \right)$$

2.2 取输入传动的作用循环次数超过 $0.03 N_{HE}$ 的最大载荷作为原始计算载荷 (T_{1H}) N·m (kgf·m), 这里 N_{HE} —— 考虑所有作用载荷的当量应力变化循环次数, 由表 7 中 1.2.2 项查得。

注: 在实际计算中, 可利用接触应力系数的关系:

$$C_H = \left(\frac{\sigma_H}{Z_M} \right)^2 \quad \text{和} \quad K_o = \frac{2 T_{1H} (u+1)}{b_w d_{w1}^2 u}$$

表 3

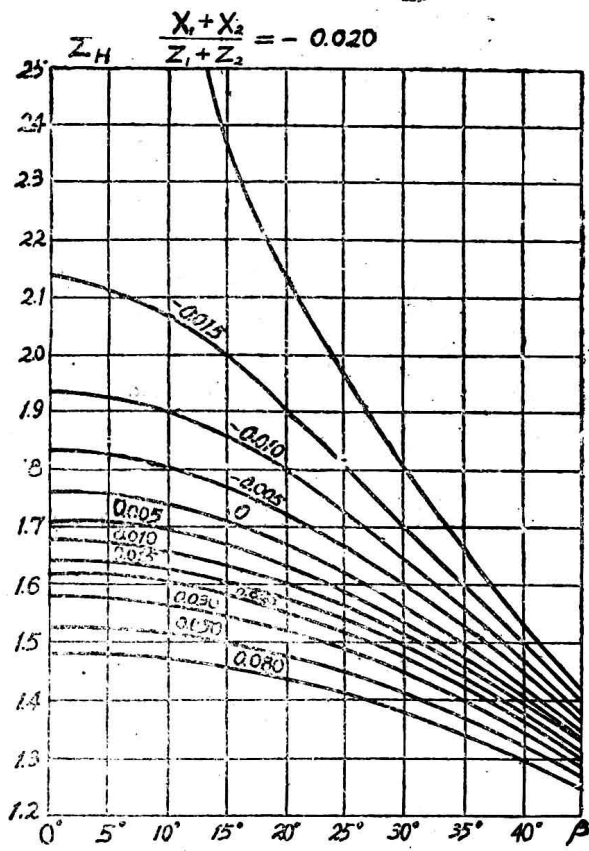
参 数 名 称	代 号	计算公式和说明
1. 考虑轮齿啮合表面形状系数	Z_H	由图 2 或下式确定: $Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{t_w}}}$ 式中 β_b ——基圆柱上螺旋角; α_{t_w} ——啮合角; β_b 和 α_{t_w} 的计算方法见ГОСТ16532—70
2. 考虑啮合齿轮材料机械性能系数, $N^{\frac{1}{2}}/\text{mm}(\text{kgf}^{\frac{1}{2}}/\text{mm})$	Z_M	$Z_M = 274 (86.6)$ 在一般情况下,按下式确定: $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)} \cdot \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}}$ 式中 ν ——波桑比; E_1 、 E_2 ——分别为小齿轮和大齿轮的弹性模量, MPa(kgf/mm ²)
3. 考虑接触线总长度的系数	Z_ε	由图 3 或下式确定: 对直齿传动, $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ 对斜齿和人字齿传动, 当 $\varepsilon_\beta \geq 0.9$ 时, $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$
4. 原始计算圆周力, N(kgf)	F_{Ht}	$F_{Ht} = \frac{2000T_{1H}}{d_{w1}} = \frac{2000T_{2H}}{d_{w2}}$
5. 考虑轮齿间载荷分配的系数	$K_{H\alpha}$	对直齿传动, $K_{H\alpha} = 1$; 对斜齿和人字齿传动, $K_{H\alpha}$ 由图 4 确定。
6. 考虑沿齿宽上载荷分布的系数	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\alpha}^\circ - 1) K_{H\beta}$ 注: 1. 系数 $K_{H\beta}$ 的近似值可由图 5 确定。 2. 当给出了传动的附加结构参数时,可参照附录 3 (参考)确定系数 $K_{H\beta}$
6.1 考虑传动初始工作周期沿齿宽载荷分布不均匀的系数	$K_{H\beta}^\circ$	对直齿和斜齿传动, 当 $\psi_{bd} \leq 1.3$ 时, $K_{H\beta}^\circ = 1 + \frac{0.4b_w Y_\Sigma G \Sigma_t}{W_{dm}} + K_k \left(\frac{b_w}{d_{w1}} \right)^2$ 式中 如果单位载荷沿齿宽分布图的最大载荷位于转矩输入端, 则取 $K_k = 0.14$; 在相反情况时, 取 $K_k = 0.08$ 对于对称于支点布置的人字齿轮传动, 当功率从一端输入, 小齿轮仅与一个大齿轮啮合, 并 $\psi_{bd} = b_w/d_{w1} > 1.3$ 时, 系数 $K_{H\beta}^\circ$ 由图 6 或下式确定: $K_{H\beta}^\circ = 1 + 0.12 \left(\psi_{bd} + 0.4 \frac{b_k}{d_{w1}} \right)^{2.56}$

续表 3

6.1.1 齿轮轴线在啮合平面上投影的夹角的和	γ_{Σ}	$\gamma_{\Sigma} = \gamma_w + \gamma_{\Delta}$ 式中 γ_w ——按照相应的传动图, 根据由全部零件的变形所计算确定出来的角度; γ_{Δ} ——与传动精度级有关的由计算确定的角度。
6.1.2 啮合轮齿的总单位刚度 N/mm^2 (kgf/mm^2)	G_{Σ}	对直齿传动, $G_{\Sigma} = 14000$ (1400) 对斜齿和人字齿传动, G_{Σ} 由图 7 确定。
6.1.3 平均单位圆周力, N/mm (kgf/mm)	w_{Hm}	$w_{Hm} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_a$
6.2 考虑轮齿跑合的系数	K_{Hw}	由图 8 确定
7. 考虑啮合时产生动载荷的系数	K_{Hv}	$K_{Hv} = 1 + v_H = 1 + \frac{w_{Hv} b_w d_{w1}}{2000 T_{1H} K_{Ha} K_{H\beta}}$ 式中 v_H ——附加动载
7.1 单位动载圆周力, N/mm (kgf/mm)	w_{Hv}	$w_{Hv} = \delta_H \xi_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ 注: 1. 如果小齿轮与转动惯量比小齿轮大 γ 倍的大零件刚性的联结在一起(例如大齿轮装在小齿轮轴上并靠近此小齿轮), 则 w_{Hv} 值应增大 $\sqrt{\frac{(1+u^2)\gamma}{u^2+\gamma}}$ 倍; 2. 如果按公式计算的 w_{Hv} 值超过由表 4 中查出的极限值, 则应取该极限值。
7.1.1 考虑齿轮传动类型和齿顶修缘影响的系数	δ_H	由表 5 确定
7.1.2 考虑小齿轮和大齿轮基节差影响的系数	ξ_0	由表 6 确定

表 4

模数 m, mm	$w_{Hv}, w_{Fv}, N/mm(kgf/mm)$ 的极限值					
	平稳性精度等级 (ГОСТ1643—72)					
	4	5	6	7	8	9
至 3.55	32(3.2)	85(8.5)	160(16)	240(24)	380(38)	700(70)
大于 3.55 至 10	53(5.3)	105(10.5)	194(19.4)	310(31)	410(41)	880(88)
大于 10	—	150(15)	250(25)	450(45)	590(59)	1050(105)



↑图2 确定系数 Z_H 的线图
注：曲线旁的数字表示平稳性精度等级，→
(ГОСТ1643—72)

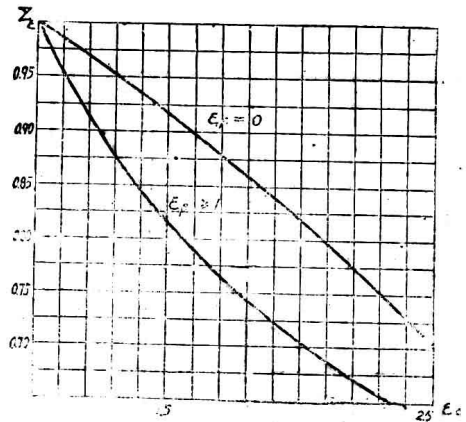


图3 确定系数 Z_e 的线图

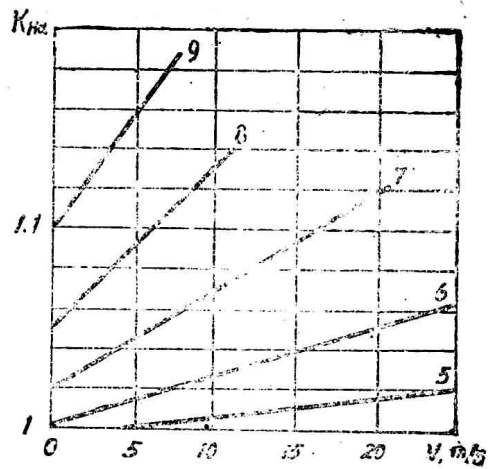


图4 确定斜齿和人字齿传动的系数 $K_{H\beta}$ 的线图

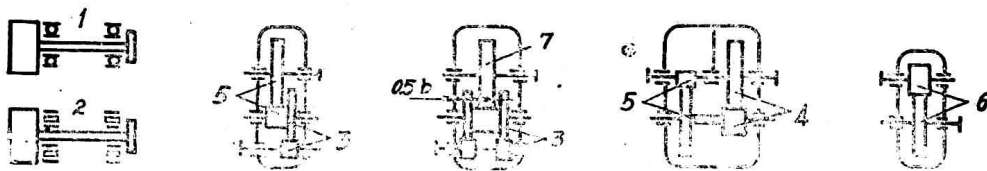
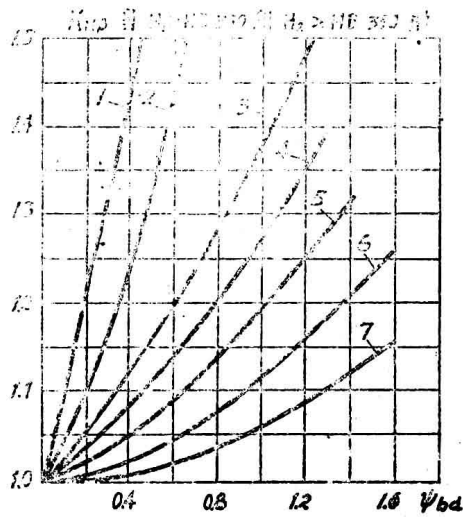
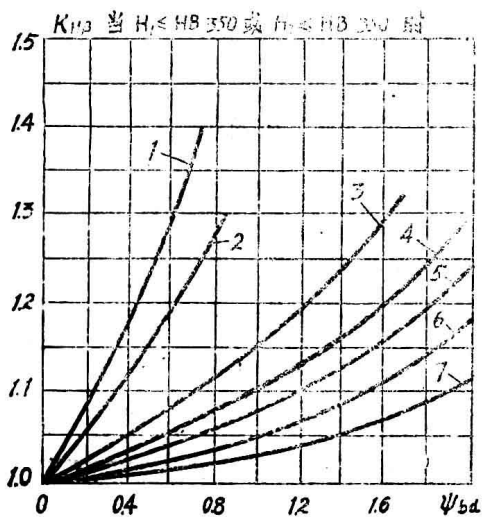


图5 确定系数 $K_{H\beta}$ 近似值的线图



注：曲线旁的数字，对应于图上的传动类型。

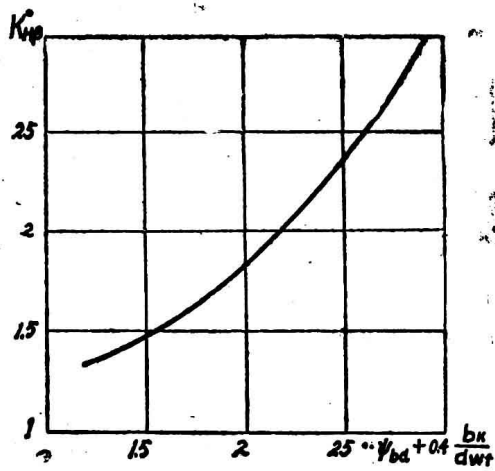


图6 确定系数 K_{β^0} 的线图

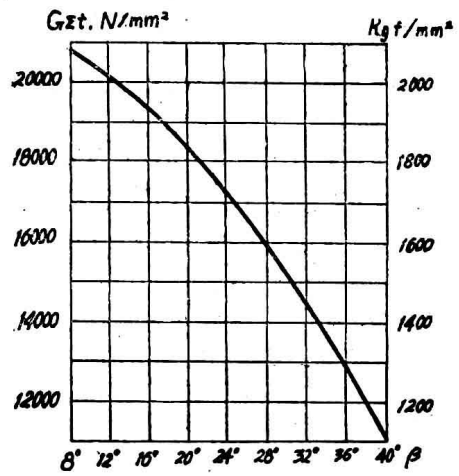


图7 确定斜齿和人字齿传动的轮齿单位刚度 $G_{\Sigma t}$ 的线图

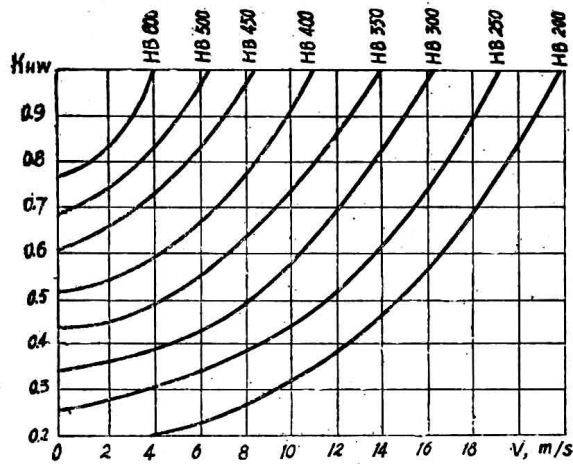


图8 确定系数 K_{H_w} 的线图

表 5

齿面的布氏硬度值	轮齿类型	系数 δ_H 值
当硬度 $H_1 \leq HB350$ 或 $H_2 \leq HB350$ 时	齿顶不修缘的直齿	0.006
	齿顶修缘的直齿	0.004
	斜齿	0.002
当硬度 $H_1 > HB350$ 和 $H_2 > HB350$ 时	齿顶不修缘的直齿	0.014
	齿顶修缘的直齿	0.010
	斜齿	0.004

表 6

模 数 m, mm	系数S ₀ 的值					
	平稳性精度等级 (ГОСТ1643—72)					
	4	5	6	7	8	9
至3.55	17(1.7)	28(2.8)	38(3.8)	47(4.7)	56(5.6)	73(7.3)
大于3.55至10	22(2.2)	31(3.1)	42(4.2)	53(5.3)	61(6.1)	82(8.2)
大于10	—	37(3.7)	48(4.8)	64(6.4)	73(7.3)	100(10)

2.3 对于直齿传动的小齿轮和大齿轮的许用接触应力 (σ_{HP}), MPa (kgf/mm²), 分别由下式确定:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_V K_L K_{xH} \quad (6)$$

式(6)中的各参数值, 由表7确定。

表 7

参 数 名 称	代 号	计算公式和说明
1 对应于当量应力变化循环次数的齿面接触疲劳极限, MPa(kgf/mm ²)	σ_{Hlim}	$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlimb} K_{HL}$
1.1 对应于应力变化循环基数的齿面接触疲劳极限, MPa(kgf/mm ²)	σ_{Hlimb}	由表8确定 注: 1. 如果所设计的齿轮或其模型的 σ_{Hlimb} 值由试验台或生产实践所验证, 则可取与表中不同的值。 2. 对氮化齿轮, σ_{Hlimb} 值仅适用于表面粗糙度不低于ГОСТ2789—73规定的7级和传动中轮齿总接触斑点不低于ГОСТ1643—72规定的6级精度。
1.2 寿命系数	K_{HL}	由图9或下式确定: $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$ 对不变载荷, 当 $\frac{N_{HE}}{N_{H0}} > 1$ 时, 系数 K_{HL} 由 $K_{HL} = \sqrt[24]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$ 计算确定, 而 K_{HL} 不应小于0.9; 对变载荷, 取 $K_{HL} = 1$ 对均匀组织的材料, 系数 K_{HL} 不应大于2.6 对强化齿面, 系数 K_{HL} 不应大于1.8
1.2.1 对应于持久疲劳极限的应力变化循环基数	N_{H0}	由图10或下式确定: $N_{H0} = 30H_{HB}^{2.4}$ 当 $H > HRC56$ 时, 取 $N_{H0} = 120 \cdot 10^6$

1.2.2 当量的应力变化循环次数	N_{HE}	<p>由载荷循环图特性确定。</p> <p>对不变载荷, $N_{HE} = N_{\Sigma}$ (图1);</p> <p>对阶梯形载荷循环图</p> $N_{HE} = N_{\Sigma} \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{1i} + v_H T_{1H}}{T_{1H}(1 + v_H)} \right]^3 \frac{n_{\Pi i}}{N_{\Sigma}} \right\}$ <p>式中 T_{1i}—对应于阶梯形载荷循环图中第<i>i</i>级载荷(图1);</p> <p>$n_{\Pi i}$—在载荷T_{1i}(图1)作用时间内应力变化的循环次数;</p> <p>对平滑载荷循环图:</p> $N_E = N_{\Sigma} \int_{T_{1min}}^{T_{1max}} \left[\frac{T_1 + v_H T_{1H}}{T_{1H}(1 + v_H)} \right]^3 d \left(\frac{n_{\Pi}}{N_{\Sigma}} \right)$ <p>注: 1. 当确定变载荷的N_E时, 仅考虑在载荷循环图中载荷作用循环数不大于$2.4N_{H0}$的那部分, 即当$N_{\Sigma} > 2.4N_{H0}$, 取$N_{\Sigma} = 2.4N_{H0}$ (图1)</p> <p>2. 当确定N_{HE}时, 可以不考虑载荷循环图中对应于总循环次数小于$0.03 N_{HE}$的短期载荷那部分。对这些载荷按公式(6)进行校核计算, 这时, 取$Z_R = 1, Z_V = 1, K_{xH} = 1, K_L = 1$和对材料组织均匀的齿轮, 取$K_{vL} = 2.6$, 对齿面强化齿轮, 取$K_{vL} = 1.8$</p> <p>3. 当$v_H < 0.1$, 则计算$N_{HE}$时, 可取$v_H = 0$</p> <p>4. 当载荷循环图具有平滑的特性时, 允许按附录4(参考)中典型载荷引用一种载荷类型。</p>
2 安全系数	S_H	<p>对材料组织均匀的齿轮, $S_H = 1.1$</p> <p>对齿面强化的齿轮 $S_H = 1.2$</p> <p>注: 1. 对失效将引起严重后果的传动, 安全系数值可相应地提高到</p> $S_H = 1.25 \text{ 和 } S_H = 1.35$ <p>2. 若S_H值根据实际数据为统计特性所验证, 则可取不同于所规定的值。</p>
3 考虑轮齿啮合表面粗糙度的系数	Z_R	<p>对小齿轮和大齿轮的Z_R值, 根据表面粗糙度等级, 取齿轮对中表面较粗糙的齿轮的值。</p> <p>对7级 ($R_a 1.25 \sim 0.63$), $Z_R = 1$</p> <p>对6级 ($R_a 2.5 \sim 1.25$), $Z_R = 0.95$</p> <p>对5级和4级 ($R_z 40 \sim 10$), $Z_R = 0.9$</p>

4. 考虑圆周速度的系数	Z_V	由图11或下式确定： 当 $H \leq HB350$ 时， $Z_V = 0.85v^{0.1}$ 当 $H > HB350$ 时， $Z_V = 0.925v^{0.05}$ 当 $v \leq 5 \text{ m/s}$ 时，取 $Z_V = 1$
5. 考虑润滑影响的系数	K_L	$K_L = 1$
6. 考虑齿轮尺寸的系数	K_{xH}	由图12或下式确定： $K_{xH} = \sqrt{1.07 - 10^{-4}d_w}$ 当 $d_w \leq 700 \text{ mm}$ 时，取 $K_{xH} = 1$

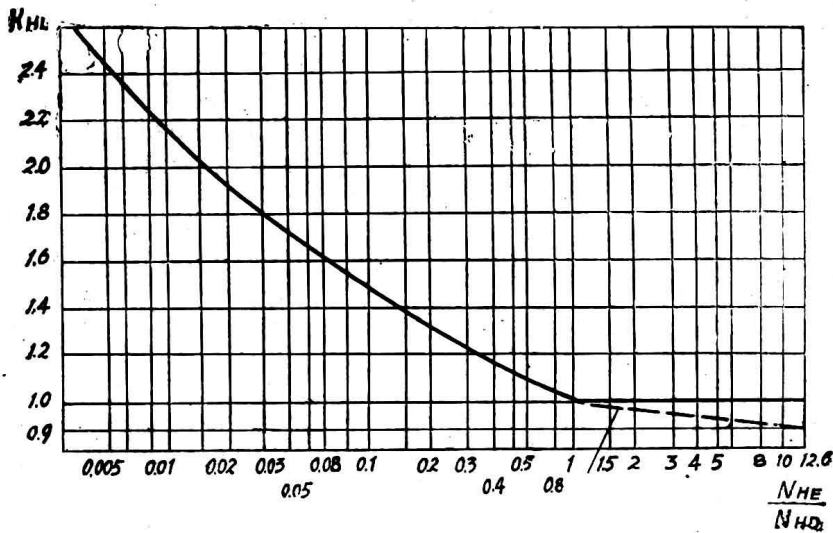


图9 确定系数 K_{HL} 的线图

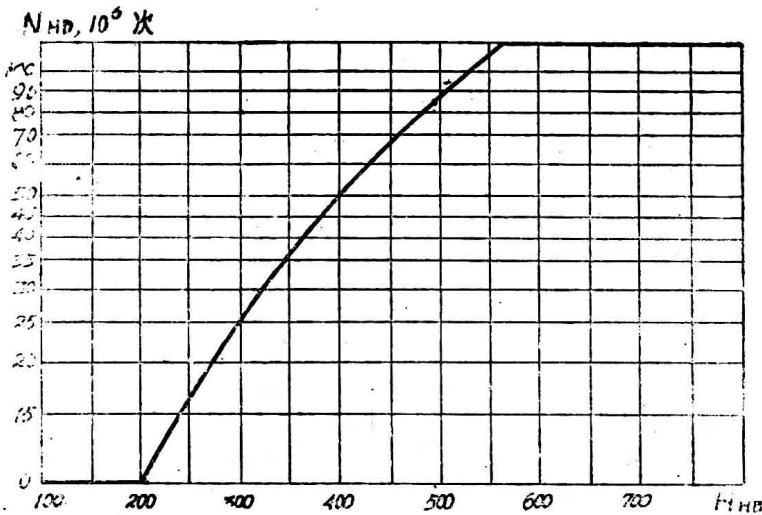


图10 确定应力变化循环基数 N_{H0} 的线图