



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

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 $\frac{1}{4}$ 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

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 M_X , M_E , M_Q , M_L 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。

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 $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$	26
6.5 轮齿刚度 c', c_Y	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

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。齿轮工作的可靠度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

国家技术监督局 1997-12-30 发布

1998-07-01 实施

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:

a) 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。

b) 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。

c) 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。如无可利用资料时,可参考附录 A(标准的附录)选取。

d) 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	齿点;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_γ	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_β	齿向公差	μm
$F_{\beta x}$	初始啮合齿向误差	μm
$F_{\beta y}$	跑合后的啮合齿向误差	μm
f_i	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	
$K_{F\beta}$	弯曲强度计算的齿向载荷分布系数	
K_{Ho}	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	
L	长度	mm
M	弯矩	$\text{N} \cdot \text{m}$
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_a	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	$\text{N} \cdot \text{m}$
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
J_1, J_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	
$Y_{R_{rel T}}$	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_{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_N	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	
$Y_{\delta_{rel T}}$	相对齿根圆角敏感系数	
Y_ϵ	弯曲强度计算的重合度系数	
J_v	齿廓跑合量	μm
J_F	齿向跑合量	μm
Z_B, Z_D	小轮、大轮单对齿啮合系数	$\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$
Z_E	弹性系数	
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	$^\circ, \text{rad}$
α_{Fat}	齿顶端面载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
α_{Fen}	单对齿啮合区外界点处法向载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
α_{Fet}	单对齿啮合区外界点处端面载荷作用角	$^\circ, \text{rad}$
α_{an}	齿顶法向压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_{at}	齿顶端面压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_{en}	单对齿啮合区外界点处的法向压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_{et}	单对齿啮合区外界点处的端面压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_n	法向分度圆压力角	$^\circ, \text{rad}$
α_t	端面分度圆压力角	$^\circ, \text{rad}$
α'_t	端面分度圆啮合角	$^\circ, \text{rad}$

表 1(完)

代 号	意 义	单 位
β	分度圆螺旋角	$^{\circ}, \text{rad}$
β_b	基圆螺旋角	$^{\circ}, \text{rad}$
β_c	单对齿啮合区外界点处螺旋角	$^{\circ}, \text{rad}$
γ	辅助角	$^{\circ}, \text{rad}$
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	$\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
ν	润滑油运动粘度 泊桑比	$\text{mm}^2/\text{s} (\text{cSt})$
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_{F1}	计算齿根应力基本值	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
$\sigma_{F \text{ lim}}$	试验齿轮的弯曲疲劳极限	N/mm^2
σ_{H1}	计算接触应力	N/mm^2
σ_{H11}	计算接触应力基本值	N/mm^2
σ_{HP}	许用接触应力	N/mm^2
$\sigma_{H \text{ lim}}$	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 $K_A, K_v, K_{H\beta}(K_{F\beta}), K_{H\alpha}(K_{F\alpha})$ 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 $K_{H\alpha}(K_{F\alpha})$ 。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 $K_{H\alpha}(K_{F\alpha})$ ；

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 $\epsilon_\alpha < 2.5$ 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

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

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

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

上述两式中: σ_H ——齿轮的计算接触应力, N/mm^2 , 见 4.1.2;

σ_{HP} ——齿轮的许用接触应力, N/mm^2 , 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:

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

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

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;

$K_{H\alpha}$ ——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/mm^2 , 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。

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (5)$$

式中: F_t ——端面内分度圆上的名义切向力, N, 见第 5 章;

b ——工作齿宽, mm, 指一对齿轮中的较小齿宽;

d_1 ——小齿轮分度圆直径, mm;

u ——齿数比, $u = z_2/z_1$, z_1, z_2 分别为小轮和大轮的齿数;

Z_H ——节点区域系数, 见 7.1.1;

Z_E ——弹性系数, $\sqrt{N/mm^2}$, 见 7.1.2;

Z_ϵ ——重合度系数, 见 7.1.3;

Z_β ——螺旋角系数, 见 7.1.4。

式(5)中的“+”号用于外啮合传动; “-”号用于内啮合传动。

4.1.3 许用接触应力 σ_{HP}

4.1.3.1 一般方法

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}} \quad (6)$$

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H \lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (7)$$

式中: σ_{HG} ——计算齿轮的接触极限应力, N/mm^2 ;

$\sigma_{H \lim}$ ——试验齿轮的接触疲劳极限, N/mm^2 , 见 8.1;

Z_{NT} ——接触强度计算的寿命系数, 见 8.2.1;

Z_L ——润滑剂系数, 见 8.3.1;

Z_V ——速度系数, 见 8.3.1;

Z_R ——粗糙度系数, 见 8.3.1;

Z_W ——工作硬化系数, 见 8.4;

Z_X ——接触强度计算的尺寸系数, 见 8.5.1。

4.1.3.2 简化方法

由式(7)计算 σ_{HG} 时, 系数 Z_L, Z_V, Z_R 按简化方式确定。

4.1.4 接触强度的计算安全系数 S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{\sigma_H} \quad (8)$$

式中的各参数对一般方法和简化方法应分别确定。大、小轮的 S_H 应分别计算。不同使用场合对安全系数的考虑参见 3.1, σ_{HG} 和 σ_H 计算分别按式(7)和式(3)。

4.2 轮齿弯曲强度核算

作为判据的齿根应力, 原则上可用任何适宜的方法(如有限元法、积分法、保角变换法)或实际测量(如光弹测量、应变测量)来确定。在考虑了同时啮合的各对轮齿间载荷分配后, 用上述方法之一来确定产生最大齿根应力的载荷作用位置及其相应的最大齿根应力是较理想的方法。

本标准以载荷作用侧的齿廓根部的最大拉应力作为名义弯曲应力, 并经相应的系数修正后作为计算齿根应力。

考虑到使用条件、要求及尺寸的不同, 本标准将修正后的试件弯曲疲劳极限作为许用齿根应力。

本标准的轮齿弯曲强度计算式适用于齿根以内轮缘厚度不小于 $3.5m_n$ 的圆柱齿轮。对于不符合前述条件的薄轮缘齿轮, 应作进一步应力分析、实验或根据经验数据确定其齿根应力的增大率。在无法采用上述方法时, 可参考附录 C 近似确定^{2]}。

采用说明:

2] ISO 6336 未给出轮缘厚度小于 $3.5m_n$ 时的处理方法。

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:

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

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

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

上述两式中: σ_F ——齿轮的计算齿根应力, N/mm^2 , 见 4.2.2;

σ_{FP} ——齿轮的许用齿根应力, N/mm^2 , 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:

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

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/mm^2 , 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列下式确定:

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

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 $\epsilon_\alpha < 2$ 的齿轮传动。齿根应力基本值可按下列下式确定:

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

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_ϵ ——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 $2 \leq \epsilon_\alpha < 3$ 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⁾:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \min}} \quad (14)$$

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

式中: σ_{FG} ——计算齿轮的弯曲极限应力, N/mm^2 ;

$\sigma_{F \lim}$ ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限, N/mm^2 , 见 8.1.3;

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

$$Y_{ST} = 2.0 \quad (16)$$

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;

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ ——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_x ——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_F

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT}}{\sigma_{F0}} \frac{Y_{\delta \text{ rel T}} Y_{R \text{ rel T}} Y_x}{K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}} \quad (17)$$

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_F 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:

$$F_t = \frac{2000T}{d} \quad (18)$$

式中: F_t ——名义切向力, N ;

d ——齿轮分度圆直径, mm ;

T ——名义转矩, $N \cdot m$ 。

当传递的名义功率 P 以 kW 计时,

$$T = 9549 \frac{P}{n} \quad (19)$$

当传递的名义功率 P 以 PS 计时,

$$T = 7024 \frac{P}{n} \quad (20)$$

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

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} \quad \dots\dots\dots (21)$$

临界转速 n_{E1} 可按式(22)计算

$$n_{E1} = \frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{\text{red}}}} \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中: n_{E1} ——小齿轮临界转速, r/min;

z_1 ——小齿轮齿数;

c_γ ——轮齿啮合刚度, N/(mm·μm), 见 6.5.2;

m_{red} ——诱导质量, kg/mm。

$$m_{\text{red}} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad \dots\dots\dots (23)$$

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。

$$m_1 = \frac{\Theta_1}{b r_{b1}^2} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$m_2 = \frac{\Theta_2}{b r_{b2}^2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

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, kg·mm²。

对一般外啮合传动, 齿轮副的诱导质量可近似按下式计算:

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

式中: ρ ——材料密度, kg/mm³;

d_b ——基圆直径, mm;

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

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

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。

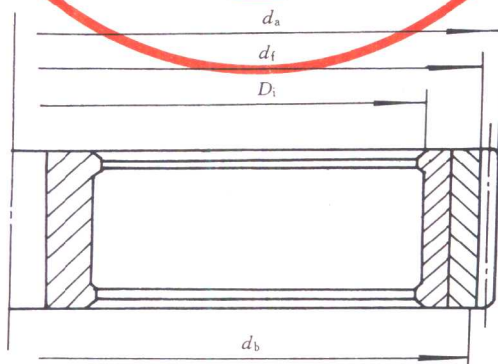


图 1 齿轮各直径

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)	$m_{\text{red}} = \frac{m_{\text{P}} m_{\text{S}}}{n_{\text{P}} m_{\text{P}} + m_{\text{S}}} \quad (27)$	n_{P} ——轮系的行星轮数; $m_{\text{S}}, m_{\text{P}}$ ——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	$m_{\text{red}} = m_{\text{P}} = \frac{\pi}{8} \frac{d_{\text{mP}}^4}{d_{\text{bP}}^3} (1 - q_{\text{P}}^4) \rho_{\text{P}} \quad (28)$	把内齿圈质量视为无穷大处理。 ρ_{P} ——行星轮材料密度; $d_{\text{m}}, d_{\text{b}}, q$ 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入,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,一起计入
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	$m_{\text{red}} = \frac{2}{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{2}{m_2} + \frac{1}{m_3} \right)} \quad (29)$ 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	$K_v = NK + 1 = N(C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_k) + 1$ (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。 $\epsilon_\gamma > 2$ 的高精度斜齿轮可在此区工作	$K_v = C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v4}B_k + 1$ (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	$1.15 < N < 1.5$		$K_v = K_{v(N-1.5)} + \frac{K_{v(N-1.15)} - K_{v(N-1.5)}}{0.35} (1.5 - N)$ (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	$K_v = C_{v5}B_p + C_{v6}B_f + C_{v7}$ (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。