

圆柱齿轮和圆锥齿轮 承载能力的计算

——西德工业标准 (DIN) 3990 [1970年12月]——

技 术 标 准 出 版 社

1 9 7 5

46
C

**圆柱齿轮和圆锥齿轮
承载能力的计算**

西德工业标准 (DIN) 3990 (1970 年 12 月)

技术标准出版社出版 (北京复外三里河)

冶金工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

开本 787 × 1092 1/16 印张 7 2/9 字数 208000

1976 年 1 月第一版 1976 年 1 月第一次印刷

印数 1—19,000 (只限国内发行)

书号: 15169 · 3-39 定 价 0.65 元

说 明

西德工业标准 DIN 3990《圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算》，是在1963年5月同名标准草案的基础上，经过应用、修订、补充后于1970年12月发表的，并于1972年8月补充发表了 DIN 3990 附篇 2 (草案)。本标准是一份有关渐开线齿轮传动计算方面的较新的标准文献。

本标准包括正篇十篇及附篇两篇，其中除第 4、9、10 篇及附篇 2 作为草案推荐外，其余已作为正式标准。特别是第 1 篇《理论基础与计算公式》为本标准的中心内容，确立了本标准对齿轮承载能力计算的理论基础与基本方法，并举有 9 个应用例题，为使用本标准提供了具体范例。附篇 1 介绍参考文献，附篇 2 介绍第 1 至 10 篇中的公式推导。

本标准对于渐开线齿轮传动承载能力的计算，理论上主要仍根据其齿根弯曲强度和齿面接触强度，列出了对圆柱齿轮和圆锥齿轮同样适用的齿根弯曲应力和齿面接触应力的基本计算公式；并对不同的载荷情况、运转条件、轮齿几何形状（直齿或斜齿、标准齿或变位齿）、啮合条件和配对材料等不仅分别作了具体的分析，而且规定了选用的一系列系数。本标准第 2 至 10 篇逐一阐明了确定这些系数的方法和具体数值。

本标准对于齿轮承载能力的计算在方法上与现行一般的相比较，也有一些独特之处：

1. 对于齿根弯曲强度，其危险截面的位置采用霍菲 (Hofer) 30° 切线法来确定，因此对任何渐开线齿形（标准的或特殊的）都能用简单的作图法来求出其齿形系数；

2. 齿形系数只根据单纯的弯曲应力来计算（略去了压力，更不考虑剪切力的影响），既简化了计算，又趋向安全；

3. 对于齿根弯曲强度和齿面接触强度的计算，在一定条件下考虑了单齿啮合的不利情况；

4. 对于齿面接触强度的计算，虽仍以赫芝公式为依据，但引出了材料系数，便于对任何不同配对材料，特别是新型材料（如塑料等）进行计算；

5. 绝大多数系数采用图表来确定，简化了繁琐的数字计算，并能据此选择合理的参数（如变位系数），以求得最佳的承载能力。

本标准所用的符号采用了国际标准 ISO/TC 60 和 1968 年 ISO/R 701 推荐的计算齿轮传动的新符号，以及关于内啮合齿轮齿数前面和变位位移前面正负号的新定义，使基本计算公式同样适用于外啮合和内啮合的齿轮传动。

本标准对设计、科研、大专院校和工矿企业等单位有一定参考价值。我们遵照毛主席关于“洋为中用”，“外国一切好的经验、好的技术，都要吸收过来，为我所用。学习外国必须同独创精神相结合”的教导，翻译出版，以求达到学习外国的东西，是为了研究和发 展中国的东西的目的。在参阅时还应遵照毛主席关于“批判地吸收外国文化”的教导，通过实践加以验证、比较和鉴别，弃其糟粕，取其精华。

本标准中文译稿原由第二重型机器厂技术情报组组织力量按 1963 年 5 月版本译出，以

后有1970年12月新版本发表，由上海市机电设计院生产组组织力量译出，由武汉水运工程学院机械设计基础教研组审校，所以本译文是三个单位共同协作的成果。由于我们水平有限，译文难免存在一些错误、缺点，我们殷切地希望读者批评指正。

译 校 者

1974年5月

总 目 录

DIN 3990	第 1 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 理论基础与计算公式·····	(1)
DIN 3990	第 2 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 齿形系数 Y_F ·····	(45)
DIN 3990	第 3 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 载荷分配系数 Y_e 附加重合度 ε_β ·····	(52)
DIN 3990	第 4 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 辅助系数 q_L 齿根强度计算的端面载荷分布系数 K_{Fa} 齿面强度计算的端面载荷分布系数 K_{Ha} (草案) ·····	(54)
DIN 3990	第 5 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 齿面形状系数 Z_H ·····	(57)
DIN 3990	第 6 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 材料系数 Z_M ·····	(60)
DIN 3990	第 7 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 蜗轮单齿啮合系数 Z_B 齿轮单齿啮合系数 Z_D 齿廓重合 度 ε_α ·····	(62)
DIN 3990	第 8 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 重合度系数 Z_ε ·····	(68)
DIN 3990	第 9 篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 强度标准值 (草案) ·····	(70)
DIN 3990	第10篇	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 倾斜角系数 Y_β (草案) ·····	(80)
DIN 3990	附篇 1	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 参考文献·····	(82)
DIN 3990	附篇 2	圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算 第 1 篇至第10篇公式的推导 (草案) ·····	(85)

圆柱齿轮和圆锥齿轮承载能力的计算

理论基础与计算公式

1970 年 12 月

目 录

1. 适用范围	(3)
2. 公式符号、名称和单位	(3)
3. 计算的一般理论基础	(4)
3.1. 外部附加动载荷	(5)
3.2. 内部附加动载荷	(5)
3.3. 沿齿宽的载荷分布	(5)
3.4. 多对啮合齿上的载荷分布	(5)
3.5. 材料特性和尺度影响	(5)
3.6. 润滑油压的形成	(5)
4. 承载能力, 概念	(6)
4.1. 齿折断	(6)
4.2. 点蚀	(6)
4.3. 磨损	(6)
4.4. 影响承载能力的其他因素	(7)
5. 基本公式	(7)
6. 外啮合、内啮合直齿和斜齿圆柱齿轮的齿根强度计算	(8)
6.1. 分度圆上每毫米齿宽上的圆周力 w_{Ft}	(9)
6.2. 许用齿根应力 σ_{FP}	(9)
6.3. 齿根抗疲劳折断安全系数 S_F	(9)
7. 外啮合、内啮合直齿和斜齿圆柱齿轮的齿面强度计算	(10)
7.1. 节点 C 上的赫芝应力 σ_H	(11)
7.2. 齿面强度计算时分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力 w_{Ht}	(11)
7.3. 许用赫芝应力 σ_{HP}	(11)
7.4. 抗点蚀安全系数 S_H	(12)
7.5. 齿轮内侧单齿啮合点 B 上的赫芝应力 σ_{HB}	(13)
7.6. 齿轮内侧单齿啮合点 D 上的赫芝应力 σ_{HD}	(13)
7.7. 赫芝应力 σ_H 换算为斯特里贝克滚压压力 k_S	(13)
8. 圆锥齿轮齿根强度计算	(14)
8.1. 齿根强度计算时齿宽中点分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力 w_{Ft}	(14)
8.2. 齿根抗疲劳折断安全系数 S_F	(14)

1. 适用范围

本标准适用于齿廓重合度为 $1 \leq \varepsilon_a \leq 2.5$ 的渐开线圆柱和圆锥齿轮。但这种计算方法也可用于球面渐开线*) 齿形的圆锥齿轮,因为它与渐开线齿形相比偏差很小。

2. 公式符号、名称和单位

注:本标准采用了ISO/TC 60 第6卷文件所推荐用于承载能力计算的新符号以及ISO/R 701—1968推荐本中用以计算齿轮几何形状的符号。

内啮合齿轮齿数前面以及变位位移前面的符号定义是和DIN 3960标准中的新规定一致的,而与1960年8月出版的DIN 3960和1963年8月出版的DIN 3994有差别。

对于内啮合齿轮在下列情况时采用负号:

内啮合齿轮的齿数 z_2 ;

内啮合齿轮的所有直径;

齿数比 $u = z_2/z_1$;

中心距 a 。

使齿厚增大的变位位移取正号。

其他细节见说明。

公式符号	名 称	单 位	公式符号	名 称	单 位
a	中心距 ¹⁾	毫 米	s_{nF}	计算截面上的齿厚	毫 米
b	齿宽	毫 米	u	齿数比 z_2/z_1 ¹⁾	
c	一齿轮对的齿顶间隙	毫 米	v	分度圆上的圆周速度	米/秒
d	分度圆直径 ¹⁾	毫 米	w_{Ft}	齿根强度计算的分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力	公斤/毫 米
d_a	顶圆直径 ¹⁾	毫 米	w_{Ht}	齿面强度计算的分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力	公斤/毫 米
d_b	基圆直径 ¹⁾	毫 米	x	变位系数 ¹⁾	
d_f	根圆直径 ¹⁾	毫 米	z	齿数 ¹⁾	
f_{pe}	基节偏差	微 米	z_n	当量齿数 (斜齿轮的当量直齿圆柱齿轮的齿数)	
g_a	主动齿轮啮合终点处啮合段长度	毫 米	z_v	圆锥齿轮的辅助齿轮齿数 (当量齿数)	
g_f	主动齿轮啮合开始处啮合段长度	毫 米	E	弹性模数	公斤/毫 米 ²
g_a	啮合长度	毫 米	F_{bn}	垂直于接触线的(额定)齿间法向力	公 斤
h	齿高	毫 米	F_{bt}	端面上的(额定)齿间法向力	公 斤
h^*	齿高系数		F_t	端面分度圆柱上的额定圆周力	公 斤
h_F	齿根强度计算的弯曲力臂	毫 米	K_I	运转系数	
k_S	斯特里贝克滚压压力	公斤/毫 米 ²	K_{Fa}	齿根强度计算的端面载荷分布系数	
m_n	法向模数	毫 米	$K_{F\beta}$	齿根强度计算的齿宽载荷分布系数	
m_t	端面模数	毫 米	$K_{F\alpha}$	齿根强度计算的尺度系数	
n	转数	分 ⁻¹	K_{Ha}	齿面强度计算的端面载荷分布系数	
p_t	端面上的周节	毫 米			
p_{et}	端面上的基节	毫 米			
q_L	辅助系数				

注: 1) 内啮合齿轮的新定义, 见第2节第2段。

*) 原文为Oktoïd齿形——译者

续表

公式 符号	名 称	单 位	公式 符号	名 称	单 位
K_{H1}	齿面强度计算的齿宽载荷分布系数		α_n	分度圆上法面上的啮合角	° (度)
K_{HX}	齿面强度计算的尺度系数		α_{nF}	齿根强度计算的压力角	° (度)
K_L	润滑油系数		α_t	分度圆上端面上的啮合角	° (度)
K_v	动载荷系数		α_{tw}	端面上的压力角	° (度)
P	功率	瓦, 马力	β	分度圆上的倾斜角	° (度)
R	锥距	毫 米	β_b	基圆上的倾斜角	° (度)
S_F	齿根抗疲劳折断安全系数		δ	节锥角	° (度)
S_{Fmin}	齿根抗疲劳折断的最小安全系数		e_a	齿廓重合度	
S_H	抗点蚀安全系数		e_β	附加重合度	
S_{Hmin}	抗点蚀的最小安全系数		ν	泊桑系数	
T	额定扭矩	公斤·米	ρ	曲率半径	毫 米
Y_F	齿形系数		ρ_f	齿根圆角半径	毫 米
Y_S	应力集中系数		σ_F	齿根应力	公斤/毫米 ²
Y_β	倾斜角系数		σ_{Flim}	齿根应力的疲劳强度值	公斤/毫米 ²
Y_e	载荷分配系数		σ_{FP}	许用齿根应力	公斤/毫米 ²
Z_B	蜗轮单齿啮合系数		σ_H	节点C上的赫芝应力	公斤/毫米 ²
Z_D	齿轮单齿啮合系数		σ_{Hlim}	赫芝应力的疲劳强度值	公斤/毫米 ²
Z_H	齿面形状系数		σ_{HP}	许用赫芝应力	公斤/毫米 ²
Z_M	材料系数	$\sqrt{\text{公斤/毫米}^2}$	ω	角速度	秒 ⁻¹
Z_R	粗糙度系数		Θ_z	圆锥齿轮冠轮上的变位角	° (度)
Z_v	速度系数		Σ	轴间角	° (度)
Z_e	重合度系数				

脚 标	表 示	脚 标	表 示
未 标	分度圆	A	蜗轮的齿根啮合点
a	顶圆或齿顶	B	蜗轮的内侧单齿啮合点
b	基圆	C	节点
f	根圆或齿根	D	齿轮的内侧单齿啮合点
m	圆锥齿轮的齿宽中点	F	齿根强度
n	法面或当量齿轮(当量直齿圆柱齿轮)	H	齿面强度(赫芝应力)
t	端面	1	蜗轮
v	圆锥齿轮的辅助圆锥(当量齿轮)	2	齿轮
w	节圆		

3. 计算的一般理论基础

本标准承载能力计算的含义是指由外载荷和齿轮传动参数所计算出的应力特性值(弯曲应力和赫芝应力),并将这些特性值与其相应的材料特性值(许用弯曲应力和许用赫芝应力)作比较。

这只能在已知齿轮传动尺寸的情况下,推导出一些用来验算承载能力的公式。但将这些基本公式换算后,也可用于设计齿轮传动时确定所需的尺寸。在计算时不应忽视的是,材料、运动情况和实际载荷等方面的不可靠性一般是相当大的。

特别是例如在选择齿廓变位时和改变几何参数来谋求最佳承载能力时,更须考虑这个问题。这时所求得的结果,一定要按上面所提的偏散性的观点来加以考虑。

为此,所算出的齿根应力(公斤/毫米²),最多只需取到小数点后一位,所算出的赫芝应力,只需取到整数为止。

计算时,除必须知道所传递的功率(输入额定功率或输出有效功率)和啮合参数(模数、分度圆直径、齿宽、齿形、齿根圆角、齿廓重合度、传动比等)的影响外,还应该知道齿轮啮合精度和运转条件。

因此,以下一些因素应该予以考虑:

3.1. 外部附加动载荷

外部附加动载荷取决于原动机和工作机的特性、质量比、转数和联轴器。在计算承载能力时这些都需用运转系数 K_v 来考虑。也可参看DIN 3990附篇1中所列文献资料。

注:VDI规范2151草案《设计齿轮传动装置的运转系数》一文中列有运转系数的数据。

3.2. 内部附加动载荷

内部附加动载荷取决于轮齿刚度、齿廓准确度、啮合误差、圆周速度、齿轮传动的转动质量以及静载荷等。在计算承载能力时这些用动载荷系数 K_a 来考虑。也可参看DIN 3990附篇1中所列文献资料。

3.3. 沿齿宽的载荷分布

沿齿宽的载荷分布取决于轮齿刚度、齿面的方向误差、轴间方向误差、齿宽凸度、静载荷、箱体、轴和齿轮体的变形。

在计算承载能力时,这些影响对于齿根强度计算用齿宽载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 来考虑;对于齿面强度计算,则用齿宽载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 来考虑。可参看DIN 3990附篇1中所列文献资料。

3.4. 多对啮合齿上的载荷分布

在圆周方向多对啮合齿上的载荷分布取决于轮齿刚度、啮合精度、齿廓重合度和每毫米齿宽上的载荷。

在计算承载能力时,这些影响对于齿根强度计算用端面载荷分布系数 K_{Fa} 来考虑;对于齿面强度计算,则用端面载荷分布系数 K_{Ha} 来考虑。

3.5. 材料特性和尺度影响

材料及其热处理对齿根承载能力和齿面承载能力的影响列于DIN 3990第9篇*中。

齿轮尺寸对承载能力的影响(此处称为“尺度影响”),对于齿根强度计算用尺度系数 K_{Fx} 来考虑;对于齿面强度计算用尺度系数 K_{Hx} 来考虑。也可参看DIN 3990附篇1中所列文献资料。

3.6. 润滑油压的形成

润滑油压的形成取决于润滑油种类、润滑油粘度(用润滑油系数 K_L 来考虑)、圆周

*) 目前还是草案

速度 (用速度系数 Z_v 来考虑) 和表面粗糙度 (用粗糙度系数 Z_R 来考虑)。也可参看 DIN 3990 附篇 1 中所列文献。

注: 本标准中虽引用了以上多种影响系数, 但未列出任一具体数据, 因此, 必须按经验来估计或根据专门规范或更详尽的研究来加以确定。参考文献见 DIN 3990 附篇 1。一俟这些影响系数能够确定并能得出普遍适用的数据以后, 就将把它列入本标准以后的续篇中。在实用上这些不同影响系数在一定条件下也可以汇总成为一个综合系数, 它可按经验估计或确定。

准备把所使用的各公式的推导都汇总在本标准的一个专门附篇中。

4. 承载能力, 概念

齿轮传动装置的承载能力, 必须这样选定, 即在规定的使用寿命期间, 不出现第 4.1 节到第 4.4 节中所述的损伤情况。

4.1. 齿折断

超过允许载荷时, 轮齿就会折断, 而且大部分是在齿根上发生, 因此作用在齿根上的应力是计算的基础。

根据许用的齿根应力所决定的承载能力叫做“齿根承载能力”。

4.2. 点蚀

如果在相互啮合的轮齿齿面上超过了所能承受的压力, 则有一部分齿面剥落而形成凹坑。如果总的点蚀面积成直线的或发展性的增加, 一般才认为这种损伤是不容许的。如果轮齿齿面的有效承载面积因点蚀而增大 (表面粗糙度减小), 则点蚀进行逐渐衰减 (跑合点蚀), 跑合点蚀被认为是容许的。

在争议的情况下可根据以下规定:

若运转条件不变, 每单位时间的点蚀减少 (衰减性点蚀), 则这些齿轮从点蚀方面说可认为有足够的持久强度。若每单位时间的点蚀不变或增大 (直线的或发展性点蚀), 则这些齿轮从点蚀方面说其持久强度是不够的。新产生的点蚀数目和大小应予以注意。其检验应扩大到所有轮齿的全部齿面。为了计量起见, 最好指定一些齿来加以检验。在特殊情况下可相当精确地取总的剥蚀量来作检验。

齿面情况的检验最低限度得进行三次。第一次检验不得在振动循环²⁾ 10^6 次以前进行。以后的检验应根据第一次检验结果取相应的时间间隔。

此外, 点蚀还受到滑动方式、轮齿表面和润滑的影响, 这些因素的影响在许用应力值中予以考虑。

判断抗点蚀的安全性是采用赫芝应力。

由此就可很简便地求出斯特里贝克滚压压力 (见第 7.7 节)。

由许用齿面压力所决定的承载能力称之为“齿面承载能力”。

4.3. 磨损

载荷、滑动速度、润滑油粘度、表面质量、齿形等组合不当时就会使轮齿表面部分地或全部地磨损。此时润滑油膜部分地 (临界摩擦) 或全部地 (干摩擦) 破裂, 这样相互滑动的齿面的金属性接触将导致表面破坏。

2) 迄今也称为载荷循环

损坏的形状、大小和单位时间内的变化,可能是很不相同的,可以由表面的逐渐削弱而达到齿面的突然破坏,这要按上面所提的各个因素的影响而定。

两个最主要的磨损形式是:

滑动磨损和胶合磨损。

由许用滑动磨损载荷所确定的承载能力称之为“滑动磨损承载能力”。

由许用胶合磨损载荷所确定的承载能力称之为“胶合磨损承载能力”。

4.4. 影响承载能力的其他因素

一台齿轮传动装置所能传递的功率,此外还取决于其他各种影响因素,例如动能转变成热的能量损失、润滑方式、箱体形状等。

本标准中列出了计算齿根和齿面强度的公式。

注:确定胶合磨损和滑动磨损承载能力的计算方法和其他影响因素,一俟有足够可靠的原始资料提供时,也将列入本标准中。

5. 基本公式

一些计算承载能力所需的换算公式(数字公式)综列于后。

所有尺寸均采用第2节中所列的单位;因此计算出的值也具有该节所给出的单位。只有功率公式才写出其单位,以免两种含义(P 为马力或瓩)混淆不清。

额定功率:

$$P = \frac{F_t \cdot v}{102} = \frac{T \cdot n}{974} \text{ 瓩} \quad (1)$$

$$P_{\text{马力}} = 1.36 \cdot P_{\text{瓩}} \quad (2)$$

额定扭矩:

$$T = \frac{F_t \cdot d}{2000} = \frac{974 \cdot P}{n} \quad (3)$$

式中 P 以瓩代入。

额定圆周力:

在圆柱齿轮分度圆上:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T}{d} \quad (4)$$

额定圆周力:

在圆锥齿轮齿宽中点分度圆上:

$$F_{t_m} = \frac{2000 \cdot T}{d_m} \quad (5)$$

端面上的轮齿法向力:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \quad (6)$$

垂直于接触线的轮齿法向力
(或垂直于当量圆柱齿轮的齿面上)³⁾:

3) 对于直齿: $F_{bt} = F_{bn}$

$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_n} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad (7)$$

圆周速度:

$$v = \frac{d \cdot n}{19100} = \frac{d \cdot \omega}{2000} \quad (8)$$

角速度:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{n}{9.55} = \frac{2000 \cdot v}{d} \quad (9)$$

公式 (1) 至 (9) 中的代号:

d ——分度圆直径, 毫米

d_m ——圆锥齿轮齿宽中点的分度圆直径^{*)}, 毫米

n ——转数, 分⁻¹

v ——分度圆上的圆周速度, 米/秒

F_t ——分度圆上额定圆周力, 公斤

F_{bt} ——分度圆上(额定)轮齿法向力, 公斤

F_{bn} ——垂直于接触线的(额定)轮齿法向力, 公斤

P ——功率, 瓩(马力)

T ——额定扭矩, 公斤·米

α_n ——分度圆上法面上的啮合角, °(度)

α_t ——分度圆上端面上的啮合角, °(度)

β ——分度圆上的倾斜角, °(度)

β_b ——基圆上的倾斜角, °(度)

ω ——角速度, 秒⁻¹

6. 外啮合、内啮合直齿和斜齿圆柱齿轮的齿根强度计算

验算的目的是要明确对齿根上所算出的应力是否允许。这种验算对齧轮和齿轮有时须分别进行。

$$\sigma_F = \frac{w_{Ft}}{m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP} \quad (10)$$

式中 σ_F ——齿根应力, 公斤/毫米² (受弯曲载荷时);

w_{Ft} ——分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力, 公斤/毫米[见公式(11)];

m_n ——法向模数, 毫米;

Y_F ——齿形系数, 按 DIN 3990 第 2 篇;

Y_β ——倾斜角系数, 按 DIN 3990 第 10 篇^{**)} ;

Y_ε ——载荷分配系数, 按 DIN 3990 第 3 篇;

σ_{FP} ——许用齿根应力, 公斤/毫米², 按公式 (12), 用于齧轮或齿轮;

*) 原文误为“圆锥齿轮分度圆上的齿宽中点”——译者

**) 目前还是草案

6.1. 分度圆上每毫米齿宽上的圆周力 w_{Ft}
每毫米齿宽上名义圆周力按如下公式计算:

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_l \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \quad (11)$$

式中: F_t ——分度圆上额定圆周力, 公斤〔见公式(4)〕;

b ——齿宽(若齧轮和齿轮的齿宽不等, 则宽者最多取大1个模数的宽度作为传动宽度), 毫米;

K_l ——运转系数(见第3.1节);

K_v ——动载荷系数(见第3.2节);

K_{Fa} ——齿根强度计算的端面载荷分布系数(按DIN 3990第4篇*);

$K_{F\beta}$ ——齿根强度计算的齿宽载荷分布系数(见第3.3节)。

在给出按公式(10)算得的应力时, 要附带说明 w_{Ft} 是如何求出的, 即考虑那些影响因素和影响程度(见第3节)。

6.2. 许用齿根应力 σ_{FP}

齿根的许用应力 σ_{FP} 取决于材料、热处理、制造方法、所要求的寿命以及对轮齿抗折断所需的安全性。 σ_{FP} 要根据经验数据来取定, 或者由齿轮的运转试验来求出, 此时应该考虑到应力集中的影响——在个别情况下还有尺度的影响。

对齧轮和齿轮的齿根许用应力 σ_{FP} 有时应分别计算。

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_S \cdot K_{FX} \quad (12)$$

式中: σ_{FP} ——齧轮或齿轮的许用齿根应力, 公斤/毫米²;

σ_{Flim} ——齧轮或齿轮材料的齿根应力疲劳强度值, 公斤/毫米², 标准值见 DIN 3990 第9篇*);

S_{Fmin} ——齿根抗疲劳折断的最小安全系数;

Y_S ——应力集中系数。

如果齿根的圆角半径大于 $0.25 \cdot m_n$, 可取 $Y_S = 1$ 。它可用切削刀具的顶部倒角大小来判断。若齿根的圆角半径小于 $0.25 \cdot m_n$, Y_S 必须按 DIN 3990 附篇1参考文献中数据选取。

K_{FX} ——齿根强度计算的尺度系数(见第3.5节)。尺度系数一般等于1。

6.3. 齿根抗疲劳折断安全系数 S_F

从以上计算公式中可求出齿根抗疲劳折断安全系数的计算值 S_F , 它有时对齧轮和齿轮须分别进行计算。

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_e \cdot Y_\beta} \cdot \left(\frac{Y_S \cdot K_{FX}}{K_l \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}} \right) \geq S_{Fmin} \quad (13)$$

式中: Y_F ——齿形系数(按DIN 3990第2篇);

Y_e ——载荷分配系数(按DIN3990第3篇);

•) 目前还是草案

Y_β ——倾斜角系数(按DIN 3990第10篇*)；

Y_S ——应力集中系数；

K_{FX} ——尺度系数(见第3.5节)；

K_f ——运转系数(见第3.1节)；

K_v ——动载荷系数；

K_{Fa} ——齿根强度计算的端面载荷分布系数(按DIN 3990第 4 篇*)；

$K_{F\beta}$ ——齿根强度计算的齿宽载荷分布系数(见第3.3节)。

圆括弧中这些因素所表示的运转状况掌握得越准确,实际存在的齿根强度与公式(12)算出的 σ_{FP} 值就越符合,所算出的安全系数与实际存在的安全性也越符合。

如果在一定的使用范围内具有足够的经验,则括弧中的这些因素可用一个经验数据来代替。

7. 外啮合、内啮合直齿和斜齿圆柱齿轮的齿面强度计算

验算赫芝应力是在节点C上进行的,在许多场合下,也要在齧轮的内侧单齿啮合点上进行验算。

齿面的承载能力是设想由齧轮内侧单齿啮合点上的赫芝应力较好地反映出来。因此推荐,在选择齿廓变位关系时应从这一点出发。DIN 3992 中所推荐的齿廓变位就基于这种观点。

齧轮齿数大于 $z_n = 20$ 时,节点上和内侧单齿啮合点上的赫芝应力相差极小,以致验算这样齿数的内侧单齿啮合点上的赫芝应力就是多余的了。

验算的目的是要明确在这些点上所算出的赫芝应力是否允许。

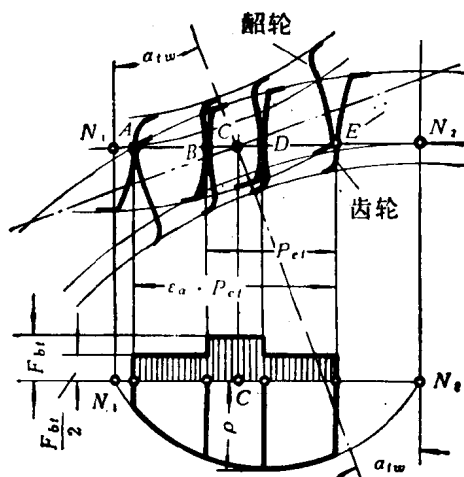


图 1 直齿齿轮啮合和载荷按理论分配时的啮合情况

图中: A——齧轮的齿根啮合点；

B——齧轮的内侧单齿啮合点；

•) 目前还是草案

- C ——节点;
 D ——齿轮的内侧单齿啮合点;
 E ——齿轮的齿根啮合点;
 N ——啮合线与基圆的切点;
 F_{bt} ——端面上的额定齿间法向力;
 p_{et} ——端面上的基节;
 α_{tw} ——端面上的压力角;
 ε_a ——齿廓重合度;
 ρ ——当量曲率半径。

7.1. 节点 C 上的赫芝应力 σ_H

外啮合和内啮合齿轮节点 C 上的赫芝应力 σ_H 为:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon} \leq \sigma_{HP} \quad (14)$$

式中: σ_H ——节点 C 上的赫芝应力, 公斤/毫米²;

w_{Ht} ——齿面强度计算分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力, 公斤/毫米;

d_1 ——齧轮分度圆直径, 毫米;

u ——齿数比 z_2/z_1 ¹⁾;

Z_H ——齿面形状系数, (按 DIN 3990第5篇);

Z_M ——材料系数, (按 DIN 3990第6篇);

Z_ε ——重合度系数, (按 DIN 3990第8篇);

σ_{HP} ——齧轮或齿轮的许用赫芝应力, 公斤/毫米²。

7.2. 齿面强度计算时分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力 w_{Ht}

齿面强度计算的分度圆上每毫米齿宽上的名义圆周力 w_{Ht} , 按如下公式计算:

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_I \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \quad (15)$$

式中: F_t ——分度圆上额定圆周力, 公斤[见公式(4)];

b ——齿宽, 毫米;

(若齧轮和齿轮的齿宽不等, 取较小的齿宽代入)

K_I ——运转系数 (见第3.1节);

K_v ——动载荷系数 (见第3.2节);

K_{Ha} ——齿面强度计算的端面载荷分布系数 (按 DIN 3990第4篇^{*)});

$K_{H\beta}$ ——齿面强度计算的齿宽载荷分布系数 (见第3.3节)。

7.3. 许用赫芝应力 σ_{HP}

许用赫芝应力 σ_{HP} 取决于材料、热处理、制造方法、所需要的寿命以及所需的安全性。此外还应当考虑配对材料和润滑方面的影响, 有时得分别计算齧轮和齿轮的许用赫芝应力。

1) 内啮合齿轮上的新定义, 见第2节第2段。

*) 目前还是草案

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot K_L \cdot K_{HX} \cdot Z_R \cdot Z_v \quad (16)$$

式中 σ_{HP} ——韶轮或齿轮的许用赫芝应力, 公斤/毫米²;

σ_{Hlim} ——韶轮或齿轮材料的赫芝应力的疲劳强度值, 公斤/毫米² (标准值见 DIN 3990 第 9 篇^{*)});

S_{Hmin} ——抗点蚀的最小安全系数;

K_L ——润滑油系数 (见第 3.6 节);

K_{HX} ——齿面强度计算的尺度系数 (见第 3.5 节), 一般取 $K_{HX} = 1$

Z_R ——粗糙度系数 (见第 3.6 节);

Z_v ——速度系数 (见第 3.6 节)。

7.4. 抗点蚀安全系数 S_H

从以上计算公式可求出抗点蚀安全系数计算值 S_H , 它有时对韶轮和齿轮须分别进行计算。

外啮合和内啮合齿轮节点上的抗点蚀安全系数 S_H 按以下公式计算⁴⁾:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sqrt{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon} \cdot \left(\sqrt{\frac{Z_v \cdot K_{HX} \cdot Z_R \cdot K_L}{K_I \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}}} \right)} \geq S_{Hmin} \quad (17)$$

式中: S_H ——抗点蚀安全系数;

S_{Hmin} ——抗点蚀的最小安全系数;

σ_{Hlim} ——韶轮或齿轮材料的赫芝应力的疲劳强度值, 公斤/毫米² (标准值见 DIN 3990 第 9 篇^{*)});

u ——齿数比, z_2/z_1 ¹⁾;

F_t ——分度圆上额定圆周力, 公斤 [见公式 (4)];

b ——齿宽, 毫米;

(若韶轮与齿轮的齿宽不等, 取较小的齿宽代入)

d_1 ——韶轮的分度圆直径, 毫米;

Z_H ——齿面形状系数, 按 DIN 3990 第 5 篇;

Z_M ——材料系数, 按 DIN 3990 第 6 篇;

Z_ϵ ——重合度系数, 按 DIN 3990 第 8 篇;

Z_v ——速度系数 (见第 3.6 节);

K_{HX} ——齿面强度计算的尺度系数 (见第 3.5 节), 一般取 $K_{HX} = 1$

Z_R ——粗糙度系数 (见第 3.6 节);

K_L ——润滑油系数 (见第 3.6 节);

4) 如果必须按第 7.5 节或第 7.6 节校验齿轮在内侧单齿啮合点上的赫芝应力, 则其相应的安全系数为公式 (17) 的数值除以第 7.5 节或第 7.6 节的单齿啮合系数 Z_B 或 Z_D 。

1) 内啮合齿轮上的新定义, 见第 2 节第 2 段。

*) 目前还是草案