

齿轮传动专集

1

圆柱齿轮强度计算标准

ISO AGMA ГOCT JGMA

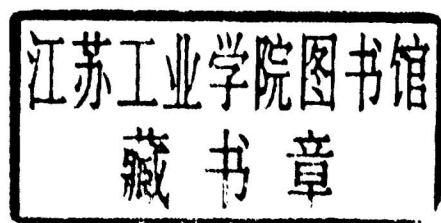
河南省机械传动分会编译

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、科研工作者和工科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》。

本集为第一集，译出了国际标准化组织ISO/TC60/WG6的《圆柱齿轮强度计算标准(上)》取代199E至202E的1980年新稿。包括：

- (1) ISO422E 基本原则 第 1 页
- (2) ISO423E 齿面耐用度计算标准 第 68 页
- (3) ISO424E 轮齿强度计算标准 第 86 页
- (4) ISO425E 胶合承载能力计算标准 第 129 页

另外，ISO221F 通用机械简化计算(子标准)提案稿，将刊登在第二集中。

本集备有足够准确的线图、表格数据和计算式，供具体设计圆柱齿轮时选用。专集反映了ISO各成员国的齿轮技术新成果，是我国圆柱齿轮强度计算国家标准“靠”的对象。

本集第(1)、(2)、(4)篇，由本华译出；第(3)篇由张希康译出。全集由唐定国校。印样由梁桂明、马伟、师忠秀校对。

本集的出版，得到了一机部郑州机械研究所齿轮室和洛阳农机学院同志们的大力支持，对此表示衷心的感谢！

由于时间仓促，水平所限，误译和错误之处，请读者指正。

河南机械传动分会

1982年4月

前 言

为满足广大工程技术人员、科研工作者和工科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》。

本集为第一集，译出了国际标准化组织ISO/TC60/WG6的《圆柱齿轮强度计算标准(上)》取代199E至202E的1980年新稿。包括：

- (1) ISO422E 基本原则 第 1 页
- (2) ISO423E 齿面耐用度计算标准 第 68 页
- (3) ISO424E 轮齿强度计算标准 第 86 页
- (4) ISO425E 胶合承载能力计算标准 第 129 页

另外，ISO221F 通用机械简化计算(子标准)提案稿，将刊登在第二集中。

本集备有足够准确的线图、表格数据和计算式，供具体设计圆柱齿轮时选用。专集反映了ISO各成员国的齿轮技术新成果，是我国圆柱齿轮强度计算国家标准“靠”的对象。

本集第(1)、(2)、(4)篇，由本华译出；第(3)篇由张希康译出。全集由唐定国校。印样由梁桂明、马伟、师忠秀校对。

本集的出版，得到了一机部郑州机械研究所齿轮室和洛阳农机学院同志们的大力支持，对此表示衷心的感谢！

由于时间仓促，水平所限，误译和错误之处，请读者指正。

河南机械传动分会

1982年4月

直齿轮和斜齿轮承载能力计算的基本原则 (ISO/DP6336/I提案1980年9月第二稿)

第一部分

导论和通用影响系数

目 录

1. 导论	第2页
2. 代号, 术语和单位	第4页
3. 名义切向载荷 F_t	第11页
4. 使用场合系数 K_A	第11页
5. 动载系数 K_V	第12页
6. 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{B\beta}$	第25页
7. 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{B\alpha}$	第58页
7A. 螺旋线载荷分布系数 $K_{B\gamma}$	第62页
8. 轮齿刚性常数 C' , C_v	第63页

1. 导论

ISO计算方法为在广泛的设计与应用领域内提供了一个比较与评述齿轮性能的统一方法。它的应用也将促使其进一步发展以及经验交流。

本标准包括确定受点蚀、断齿或胶合所限制的齿轮承载能力的计算方法。对于特定的使用场合则需对全部影响因素均有客观的估计，特别是许用应力、适当的损伤危险性（失效的概率）和安全系数。

应考虑到的一些特征如下：

1.1 不同使用行业的要求

齿轮设计中特别重要的一点就是不同使用行业齿轮的要求有很大的不同。

例如，某些齿轮是消耗性的，允许有相当高的损伤危险性和较短的寿命。其它情况下都要求齿轮具有最高的可靠性和很长的寿命。

还有一些特殊场合要求短期内有最高的可靠性，例如载人的宇航运载工具。而对于要长期使用的机械的传动齿轮寿命，例如易于维修的农业机械，如果设计寿命达到90%的可靠性也就可以了。

比较已被认可的齿轮设计可以看出，只工作 10^4 应力循环数的运输工具末级传动齿轮可承受4倍于航空航天主动力传动齿轮的载荷，而它们在材料、尺寸、精度和设计方面都是相类似的。

在承载方面差异如此大的设计思想，可分以下三类使用行业加以阐明。

运输工具末级传动齿轮

对于这种比较低速的齿轮，为了足够的强度常选取大模数轮齿。通常小轮齿数较少，约 $Z_1=14$ ，而对于类似尺寸的高速齿轮，则选取约 $Z_1=28$ 。这样，从梁的强度观点出发，前者的承载能力约为后者的一倍。

运输工具齿轮的可靠性可以低到80%到90%，然而高速轧机齿轮的则约为99%到99.5%。

（当然，对运输工具齿轮而言，大批量的产品（high volume production）与小批量产品相比，通常要求更好的和质量更为均匀的材料。）

这些考虑的最终结果就是：从弯曲疲劳强度着眼，运输工具齿轮往往容许承担比类似尺寸的航空航天或透平齿轮所容许高数倍的扭矩。

航空航天和透平齿轮允许的确是受到表面损坏的限制，而不是像上述那样受到弯曲疲劳强度的限制。

低速的运输工具齿轮也只要短寿命（小于 10^5 次应力循环），通常允许小量的冷塑变（cold flow），点蚀和磨粒磨损。因而允许的表面应力量级比长寿命的高速齿轮要高得多。

航空航天主传动齿轮

在直升机主传动装置和宇航运载工具助推器的主泵传动装置中找到这方面的例子。为此，要用材质最好，精度最高的齿轮。这种齿轮要进行广泛的试验，例如要用10套或20套按全设计寿命进行试验。根据试验结果修正允许的挠度值，并对润滑油量与喷油位置作最佳的调整。

基于上述理由，它允许承受相当大的载荷，但由于设计寿命（轮齿载荷循环数）比典型

的运输工具齿轮长100倍，节线速度可能要高10倍，但却只允许0.1%到1%的失效率，还不允许有表面磨损或损坏，使它通常不能承受像运输工具齿轮那样高的载荷。

工业蒸汽轮机或燃气轮机装置齿轮

透平装置齿轮的节线速度通常超过50m/Sec。小轮齿数常取30或30以上，以尽量避免胶合和磨损。（45齿小轮配248齿大轮并不少见）。

工业透平齿轮在超过 10^{10} 应力循环的设计寿命内，其可靠性应大于98%。

由于费用昂贵，基本上不做广泛的全尺寸试验。因而，透平齿轮的额定承载能力总趋于保守。

1.2 安全系数

以上对各种使用行业的讨论是为了强调需要小心评定其损坏准则，并为保证给定的可靠性所需的承载能力有所储备。

这种评定愈精确，所需储备的能力就可愈小，设计也就愈经济。

除这些观点以及齿面强度（见第二部分）、齿根强度（见第三部分）或抗胶合强度（见第四部分）的专门要求外，还要在充分考虑下列几点后再选取安全系数：

(a)计算用的疲劳极限值只是对于给定的失效率才有效。（第7章第2、3部分的数值是对于1%的失效率的）。

损坏的危险性随着安全系数的增大而降低，随着安全系数的减小而增高。应按要求的可靠性选取安全系数。（ S_H 的例子见第二部分1.2.2条和1.2.3条）。

(b)在设计阶段，一些附加影响因素是未定的，这包括制造偏差，材质以及热处理。类似地，假定的实际轮齿载荷，对准度，润滑以及使用中的维护等，很明显是不准确的。

(c)所估计的参数可靠性以及要求可靠性的确切程度，都将影响到选用适当的安全系数。数据的确切程度高，或损伤的容许程度高，则选用较小的安全系数。反之，数据的确切程度低，或不允许损伤，则必须选用较大的安全系数。

1.3 概述

本标准所提供的影响系数，都是从研究结果和现场经验得出的。它们可很容易地分为：

(a)由齿轮几何关系或常规确定的系数。这些系数必须按照所提供的公式来计算。

(b)受多种因素影响而被独立处理的系数（虽可能相互影响到一定程度，但不能作定量估计）。这些包括修正载荷的系数 K_A 、 K_V 、 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 以及影响许用应力的诸系数。

可选择不同的方法来确定这些系数。

它们可用附加下标A至E来加以区别。在有争议时，A法（如果其精度和可靠性得到证实）被认为优于B法，以下顺序为C法，D法和E法。

(b-A)有些系数允许通过精密测量或对传动系统作全面的数学分析，或从现场经验来确定。在计算法的说明中，这样导出的系数就用附加下标A（比如 $K_{H\beta-A}$ ， K_{V-A} ）表示。这时，确定此系数的方法的精度和可靠性必须加以论证，并要明确给出前提。

通常很少进行全面的数学分析。因为不是系统中其余的有效数据难以较本标准更为透彻地研究，就是一些使用的实际数据不完全，或者昂贵的分析费用已超过所得收益而显得没有实用价值。

(b-B)B法是用一种对大多数使用场合足够精确的方法来评定系数，它用附加下标B（比如 K_{V-B} ）表示。

(b-C)C法用另外的简化近似法来确定某些系数。为此，规定了一些有关的假定。这种系数用附加下标C（比如 K_{V-C} ）表示。

(b-D)D法提供了专用方法来确定某些系数。它只能在特定条件下采用（比如与验收试验有关的条件）。这种系数用附加下标D或E（比如 $K_{H\beta-D}$ 或 $K_{H\alpha-E}$ ）表示。

注：当选定了评定方法，就应使用附加下标，否则就会引起混乱。有时由于不同的使用领域，往往有必要在各种确定系数的近似法间进行选择（例如评定轮齿实际对准误差方法的选择）。必要时，有关的方法可用额外的下标加以区别（如 $K_{H\beta-B1}$ ）。

(c)本ISO标准主要是作为评定齿轮承载能力的校核性计算用的，齿轮的基本数据在图纸或其它类似文件上是已知的。

在初步设计阶段，可利用的数据是很有限的。因而此时某些系数用近似或经验值较为方便。

对于给定的使用行业或粗略计算，某些系数取为1或某个常数较为方便。此时必须选用适当的安全系数。

加工和检验后，通过使用直接测得的数据，可提高评定的精确度。本标准要介绍如何使用这些数据。

计算依据的合同条款应事先商定。

1.4 关于公式中数值量的说明

数值量是根据全部有关公式计算出的，因而即可用确定的数值代替各有关的参数。

1.5 计算过程中各系数的顺序

系数 K_V 、 $K_{H\beta}$ （或 $K_{F\beta}$ ）和 $K_{H\alpha}$ （或 $K_{F\alpha}$ ）都与相应的切向力，即作用力（名义切向力 F_t 乘使用系数 K_A ）有关。它们也在某种程度上相互影响，因而要按以下顺序计算：

- 1) 用切向作用力 $F_t \cdot K_A$ 求 K_V ；
- 2) 用复算力 $F_t \cdot K_A \cdot K_V$ 求 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ ；
- 3) 用计算合力 $F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}$ 求 $K_{H\alpha}$ （注1）或 $K_{F\alpha}$ 。

2 代号、术语和单位

本节是在ISO701—1976和ISO/R31代号标准基础上的补充，也包括了ISO 1328—1975的代号。

主要代号（见表2.1）及下标（见表2.2）在某些情况下进行了组合；表2.3包括了常用的代号和术语以及计算用的单位。

对于只用于计算特殊系数的术语，则在适当的章节另加定义。

常用的工程单位和国际单位的换算系数如下：（第二行表示四舍五入值，这在大多数情况已足够精确）

1 KP (公斤力) = 9.8065N (牛顿)	1 N = 0.101971kp
≈ 9.81N (牛顿)	≈ 0.102kp

（注1） $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 均须引用 $K_{H\beta}$ ，因为只有 $K_{H\beta}$ 是表示齿向载荷分布的增量（见第6章6.3.2条）。

1 lbf (磅力) = 4.44822N (牛顿)	1 N = 0.224809 lbf
≈ 4.45N (牛顿)	≈ 0.225 lbf
1 FS (公制马力) = 0.735499kw (瓩)	1 kw = 1.35962 PS
≈ 0.735kw (瓩)	≈ 1.36 PS
1 hp (英制马力) = 0.74570kw (瓩)	1 kw = 1.34102hp
≈ 0.746kw (瓩)	≈ 1.34 hp
1 in (吋) = 25.4mm (毫米)	1 mm = 0.0394 in

表2.1 主要代号

a	中心距(注2)	mm
b	齿宽	mm
d	直径; 无下标时指分度圆直径	mm
e	辅助量	—
f	分度误差	μm
g	啮合线	mm
h	齿高(无下标时指从齿根圆到齿顶圆的高度)	mm
i	传动比	—
m	模数; 质量	mm, kg
n	转动频率	1/s
n	转速	1/min
p	节距	mm
q	辅助系数	—
r	半径, 分度圆半径	mm
s	齿厚	mm
u	齿数比 $z_2/z_1 \geq 1$ (注2)	—
v	线速度(无下标指分度圆线速度)	m/s
w	单位齿宽上的载荷 (F_t/b , 或称比载荷)	N/mm
x	齿高变位系数	—
y	跑合量(只用下标 α 或 β)	μm
z	齿数(注2)	—
(ABCD)	小轮齿根到齿顶啮合线上的点	—
	(只考虑几何关系, 不管是小轮或大轮主动)	
C	节点	—
C	常数; 系数; 齿廓修缘量	—; —; μm
D	直径(设计)	mm
E	弹性模量, 杨氏模量	N/mm ²

(注2) 对外齿传动: a, u, z_2 为正
对内齿传动: a, u, z_2 为负

F	综合与累积误差; 力, 载荷	$\mu\text{m}; \text{N}$
G	剪切模量 ($G = \tau/\gamma$)	N/mm^2
HB	布氏硬度	—
HRC	洛氏硬度	—
HV	维氏硬度	—
K	与轮齿载荷有关的系数; 常数	—
L	长度 (设计)	mm
M	弯矩	Nm
N	数目; 指数; 应力循环次数; 临界速度比 (reference speed)	—
P	传动功率	kw
R	粗糙度	μm
S	安全系数	—
T	扭矩 (转矩)	Nm
T	公差	μm
W	重量系数	—
X	抗胶合系数	—
Y	齿根应力系数	—
Z	接触应力系数	—
α	压力角 (无下标指分度圆)	$^\circ$
β	螺旋角 (无下标指分度圆)	$^\circ$
γ	辅助角	$^\circ$
δ	挠度, 变形量	μm
e	重合度	—
η	油的动力粘度	$\text{mpa}\cdot\text{s}$
θ	温度	$^\circ\text{C}$
μ	摩擦系数	—
ν	泊桑比; 油的运动粘度	—; mm^2/s 或 cst
ρ	曲率半径; 密度	$\text{mm}; \text{kg}/\text{mm}^3$
σ	应力, 强度	N/mm^2
ψ	辅助角	$^\circ$
ω	角速度	rad/s
Γ	啮合线上的参数	—

表2.2 下 标

- () 分度圆 (无下标)
 ()_a 齿顶高, 齿顶, 平均值

- ()h 基圆；齿宽；体积；基体
- ()be 轴承
- ()c 鼓形齿
- ()ca 箱体
- ()cal 计算的
- ()co 接触斑点
- ()dyn 动力的
- ()e 单对齿啮合上侧点
- ()eff 有效值，实际应力
- ()f 齿根；齿根高
- ()fla 瞬时的，闪点
- ()int 积分
- ()k 齿顶高降低，有台阶的试样
- ()lim 疲劳极限值
- ()m 平均值；中间值
- ()ma 制造的
- ()max 最大的
- ()min 最小的
- ()n 法向截面，转数
- ()oil 油
- ()p 节距
- ()par 平行轴的
- ()pla 行星齿轮的
- ()r 径向的
- ()s 齿厚
- ()sh 轴
- ()st:t 静载荷
- ()t 端截面
- ()sun 太阳轮的
- ()th 理论的
- ()v 速率，速度；斜齿轮的假想直齿轮
- ()w 工作的（此下标可用上标“'”代替）
- ()y 跑合的；适用于齿面上任一点的
- ()z 平均值（粗糙度）
- ()A 应用，冲击载荷
- ()B 胶合的；滚柱或滚珠；拉伸强度（断裂）
- ()c 修缘，齿端修薄，节点
- ()D 增速或减速齿轮

- ()_E 材料弹性, 共振
- ()_F 齿根应力
- ()_G 几何的
- ()_H 赫兹应力, 接触应力
- ()_L 润滑
- ()_M 材料
- ()_N 数字(在寿命系数中: ()_N之后还可加上特定数字)
- ()_P 许用值
- ()_R 粗糙度; 列
- ()_S 应力集中效应; 胶合
- ()_T 试验齿轮
- ()_W 工作硬化, 粘焊
- ()_X 尺寸(绝对的)
- ()_a 端面接触, 齿廓
- ()_β 螺旋线, 齿宽
- ()_γ 总的, 总值
- ()_Δ 粗试样
- ()_ε 重合度
- ()_χ (材料对)台阶敏感系数
- ()₀ 基本值, 刀具
- ()₁ 小轮
- ()₂ 大轮
- ()₁ } 1
- ()₂ } ⋮ 一般的编号
- ()₃ } ⋮
- ()₄ } ⋮
- ()₅ } ⋮
- ()₆ } ⋮
- ()₇ } ⋮
- ()₈ } ⋮
- ()₉ } 9
- ()' 单齿面, 工作的, 单对齿啮合
- ()" 双齿面啮合(工作面与非工作面都接触)

表 2.3 组 合 代 号

C_v	单位齿宽轮齿总刚度(或啮合刚度)的平均值	N/(mm, μm)
C'	单位齿宽上一对齿的综合轮齿刚度(或单齿对刚度)	N/(mm, μm)
d_a	顶圆直径	mm
d_b	基圆直径	mm
d_f	根圆直径	mm
$d_{1,2}$	小轮、大轮的分度圆直径	mm
f_{pb}	基节误差	μm

s_a	啮合线长度	mm
h_a	基本齿条的齿顶高	mm
h_{a0}	刀具的基本齿条齿顶高	mm
h_F	齿根应力的弯矩力臂	mm
m_n	法向模数	mm
m_t	端面模数	mm
$n_{1,2}$	小轮、大轮的转动频率	1/s或 H_z
P_{bn}	法向基节	mm
q_s	台阶(齿根过渡曲线)参数(系数)	—
S_{Fn}	齿根危险截面弦齿厚(注3)	mm
W_t	单位齿宽上(考虑了过载系数)的切向力	N/mm
x_1, x_2	小轮、大轮的齿高变位系数	—
Z_V	斜齿轮的当量齿数	—
Z_1, Z_2	小轮, 大轮的齿数	—
C_a	修缘量	μm
C_b	齿端修薄量	μm
C_c	鼓形量	μm
F_t	分度圆上的切向力(名义的)	N
HV_1	用 $F=9.8\text{N}$ 的维氏硬度	—
HV_{10}	用 $F=98.1\text{N}$ 的维氏硬度	—
K_V	动载系数	—
K_A	使用场合系数	—
$K_{Ba} = K_{Ha}$	胶合强度的齿间载荷分配系数	—
$K_{B\beta} = K_{H\beta}$	胶合强度的齿向载荷分布系数	—
$K_{\beta\gamma}$	胶合强度的螺旋线载荷分布系数	—
K_{Fa}	弯曲应力的齿间载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲应力的齿向载荷分布系数	—
K_{Ha}	接触应力(赫兹应力)的齿间载荷分配系数	—
K_{HB}	接触应力(赫兹应力)的齿向载荷分布系数	—
R_a	粗糙度的算术平均值	μm
R_z	平均粗糙度	μm
S_B	按闪点温度准则计算的安全系数	—
S_F	弯曲强度(抗折断)的安全系数	—
S_H	接触强度(抗点蚀)的安全系数	—
S_S	按温度积分准则计算的安全系数	—
$T_{1,2}$	小轮、大轮扭矩(名义的)	Nm

(注3) 资料中全部用代号 S_{Fn} 代替 \bar{S}_{Fn}

T_{β}	螺旋线误差的公差	μm
X_{β}	几何系数	—
X_D	齿轮增速或减速的影响系数(抗胶合)	—
X_M	热闪点系数	$\text{K} \cdot \text{N}^{-3/4} \cdot \text{S}^{-1/2} \cdot \text{m}^{-1/2}$
X_R	粗糙度系数	—
X_W	粘焊系数	—
X_{α}	压力角系数	—
X_{β}	抗胶合的螺旋角系数	—
Y_F	齿形系数	—
Y_N	齿根应力的寿命系数	—
Y_R	表面状况系数	—
Y_S	应力修正系数	—
Y_X	弯曲应力的尺寸系数	—
Y_{β}	弯曲应力的螺旋角系数	—
Y_{ε}	弯曲应力的重合度系数	—
Z_V	速度系数	—
Z_E	弹性系数	$\sqrt{\text{N}/\text{mm}^2}$
Z_H	赫兹压力的节点部位系数	—
Z_L	润滑系数	—
Z_N	接触应力的寿命系数	—
Z_R	接触应力的粗糙度系数	—
Z_W	工作硬化系数	—
Z_X	接触应力的尺寸系数	—
Z_{β}	接触应力的螺旋角系数	—
Z_{ε}	接触应力的重合度系数	—
α_{γ}	分度圆上的法向压力角	°
α_{δ}	分度圆上的端面压力角	°
α'_{γ}	节圆上的端面压力角	°
β_b	基圆螺旋角	°
e_1	小轮齿顶高部分的重合度	—
e_2	大轮齿顶高部分的重合度	—
e_{α}	端面重合度	—
e_{β}	轴向重合度	—
e_{γ}	总重合度	—
θ_{fla}	闪点温度	°C
θ_{int}	积分温度	°C
θ_{oil}	油温	°C
θ_{β}	瞬时接触温度	°C

ϑ_M	基体温度	℃
ϑ_s	按闪点温度准则计算的胶合温度	℃
ϑ_{sint}	按温度积分准则计算的胶合温度	℃
ρ_{ao}	基本齿条的齿顶圆角半径	mm
ρ_f	危险截面的齿根圆角半径	mm
ρ_{red}	当量半径 (radius of conformity)	mm
ρ_c	节点上的当量曲率半径	mm
σ_B	拉伸强度	N/mm ²
σ_F	齿根应力	N/mm ²
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm ²
σ_H	接触应力 (赫兹压力)	N/mm ²
σ_{HP}	许用接触应力 (许用赫兹压力)	N/mm ²
$\omega_{1,2}$	小轮、大轮的角速度	rad/s

3 名义切向载荷 F_t

名义切向载荷 (切于分度圆并垂直于轴平面) (注4) 是从齿轮装置传递的功率直接计算出的。(当齿轮装置在其临界速度附近运行时, 需作仔细分析, 见第4章使用系数 K_A 和第5章动载系数 K_V)。

齿轮装置所传递的非平稳的载荷在使用系数 K_A 内考虑, 见第4章。齿轮系统内部产生的动力过载则在动载系数 K_V 内考虑, 见第5章。

3.1 代号, 术语和单位。见第2章。

3.2 计算公式

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (3-1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_t \cdot d_{1,2}}{2000} = \frac{p \cdot 1000}{\omega_{1,2}} = \frac{p \cdot 159.2}{n_{1,2}} = \frac{p \cdot 9549}{n_{1,2}(1/\text{min})} \quad (3-2)$$

$$p = \frac{F_t \cdot v}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2}}{159.2} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2}(1/\text{min})}{9549} \quad (3-3)$$

$$v = \frac{d_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{2000} = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2}}{318.3} = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2}(1/\text{min})}{19098} \quad (3-4)$$

$$\omega_{1,2} = 2\pi \cdot n_{1,2} = \frac{2000 \cdot v}{d_{1,2}} = \frac{\pi \cdot n_{1,2}(1/\text{min})}{30} = \frac{n_{1,2}(1/\text{min})}{9.549} \quad (3-5)$$

4 使用场合系数 K_A

使用场合系数 K_A 是考虑从外部齿轮系统来的动力过载。这种过载取决于原动机和从动机的特性, 质量比, 联轴器以及运行状态。如有可能, 使用场合系数应通过精密测量或全面的系统分析来确定。在上述方法均不是实际可行时, 可参考表4.1查取。

(注4) 在把 F_t 换算到 $F_{t,b}$ 时 (基圆上的切向力), 齿轮制造误差或由 F_r (F_m , F_{tH}) 引起变形所产生的影响, 已包括在相应的系数中, 或者其变化量与其它不定量相比 (如试验结果的误差) 可略去不计。

表4.1

减速齿轮装置的使用场合系数

原动机的工作特性 (实例见表4.2)	从动机的工作特性(实例见表4.3)		
	均匀平稳	中等震动	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.75
轻微震动	1.25	1.50	2.00或更高
中等震动	1.5	1.75	2.25或更高

表中数值相当于AGMA 215.01, 1966给出的过载系数值, 这些数值仅适用于在非共振速度区运转的齿轮装置

据经验建议增速传动的 K_A 值比减速传动的可稍大一些(相当上述数字乘1.1)

表4.2

不同工作特性的原动机实例

运转特性	原动机
均匀平稳	电动机, 蒸汽轮机, 燃气轮机
轻微震动	多缸内燃机
中等震动	单缸内燃机

表4.3

不同工作特性的从动机实例

运转特性	从动机
均匀平稳	发电机, 皮带输送机, 板式输送机, 螺杆输送机, 轻型升降机, 电葫芦, 机床的进给机构, 通风机, 透平鼓风机, 透平压缩机, 均匀密度材料搅拌机
中等震动	机床主传动, 重型升降机, 起重机的回转机构, 矿山通风机, 非均匀密度材料搅拌机, 多缸柱塞泵, 进料泵
严重冲击	冲床, 剪床, 橡胶压轧机, 滚筒轧机, 挖掘机, 重型离心机, 重型进料泵, 钻机, 压坯机, 搅泥机

5 动载系数 K_v

子目

5.1 确定 K_v 的方法

- 5.2 代号, 术语和单位
- 5.3 确定 K_v 的一般步骤
- 5.4 B法—系数 K_{v-B}
- 5.5 C法—系数 K_{v-c}
- 5.6 图形和图表
- 5.7 附录
- 5.8 参考文献

动载系数 K_v 考虑由于大、小齿轮啮合振动产生的内部动力载荷。最主要之点是假设转化到啮合齿上的大、小轮质量啮合振动就像弹簧的简谐振动一样。(尽管振动也会受到轴, 轴承和箱体变形的影响。)

K_v 定义为实际齿轮付啮合时的最大作用力和因外加载荷所产生的相应载荷之间的比值。主要的影响因素是:

- 1) 传动误差(取决于齿距和齿形误差);
- 2) 大、小轮的质量(转动惯量)*;
- 3) 啮合刚度, 特别是在轮齿啮合循环中的刚度变化;
- 4) 传递载荷(已乘以使用场合系数 K_A);

此外还有:

- 5) 润滑油;
- 6) 齿轮系统的阻尼特性;
- 7) 轴和轴承刚性;
- 8) 承载齿面上的接触斑点。

5.1 确定 K_v 的方法

在以下5.1.1—5.1.3中, 按精度高低依次给出确定 K_v 的方法。不同的给定情况使用相应的方法。它取决于:

- a) 为计算提供的可用数据,
- b) 合理的计算费用, 以及
- c) 使用的行业, 如用于低速, 一般低精度的近似法就足够了。

5.1.1 A法—系数 K_{v-A}

这是最复杂也是最费钱的方法。

(a) 用测量或全面动力学分析以确定切向载荷的峰值(包括内部动载荷), 此时取 K_v 为1。

(b) 如 K_v 的计算是以名义切向载荷为基础, 则 K_v 值就是其峰值与名义切向载荷之比(如(a)所述)。对于完整的计算, 必须知道所有影响系统振动性能的数据, 所有齿轮尺寸和全部载荷。

*原文为Polar moments of inertia

似是转动惯量之误, 下同。——校注