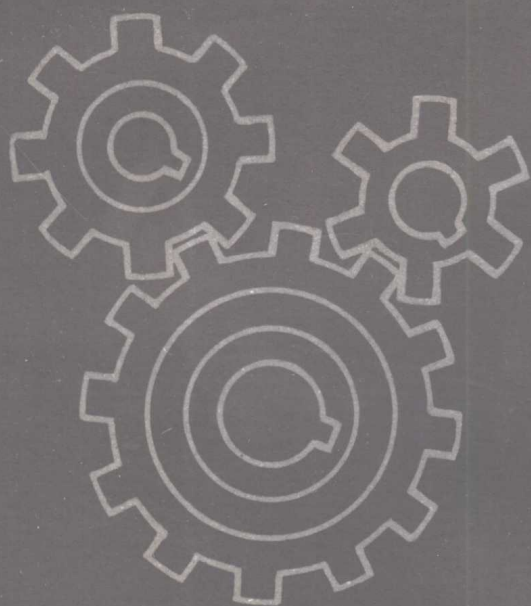




公用齿轮变位计标表

内蒙古人民出版社



公用齿轮变位计算表

牛维云 编著

内蒙古人民出版社

一九七八·呼和浩特

内 容 介 绍

本书是机械设计中的一本工具书。内容包括公用齿轮的概念及其计算；公用齿轮齿顶高降低系数的确定原则；公用齿轮及其被连通的啮合齿轮的变位系数的确定方法，并附有公式和各种例题。本书可广泛地应用在变位直齿圆柱齿轮的计算上。从事机械设计制造的工程技术人员和工人均可使用。也可供大专院校师生参考。

公用齿轮变位计算表

牛维方 编著

内蒙古人民出版社出版

(呼和浩特市新城西街82号)

内蒙古新华书店发行 内蒙古教育印刷厂印刷

开本：787×1092 1/16 印张：16.5 字数：500千

1981年5月第一版 1981年8月第1次印刷

印数：1—4,600册

统一书号：15089·26 每册2.80元

前 言

公用齿轮变位计算是机械设计中的重要工作之一，但在设计公用齿轮机构或一般变位齿轮传动中，深感公式多，计算复杂，一个排好方案的公用齿轮变位计算，包括啮合质量验算需要几天到十几天。本计算表直接读数范围模数从1到4，齿数和从28到120，只要知道中心距与齿数和，就可以从表中查到啮合角、总变位系数和齿顶高降低系数。利用啮合齿轮齿数与啮合角，就可以查表分配变位系数，可使复杂的变位齿轮计算数表化，且便于多方案比较，节约了运算时间。经实际应用证明，本计算表数值准确可靠，查找方便，选出的参数合理。

在本书编写过程中，曾得到王存智同志的很大帮助。刘晓芹、王智同志协助计算也付出了辛勤劳动，对此表示衷心的感谢。

本书曾请太原工学院朱景梓教授，清华大学郑林庆教授和黄纯颖老师以及我厂栗兆桂同志审阅，承蒙他们提出了许多宝贵意见，在此一并表示感谢。

作 者

本书所用文字符号的意义

A 实际中心距, 或变位齿轮啮合中心距	m 模数	α_i 分度圆压力角
A_0 标准齿轮啮合中心距	n 公法线长度的跨测齿数 (简称跨齿数)	α_e 齿顶圆压力角
C 径向间隙	r 节圆半径	α_x 测量点压力角
C_x 径向间隙系数	r_0 基圆半径	σ 齿顶高降低系数 (反变位齿数, 齿顶削减系数)
d 节圆直径	r_f 分度圆半径	e 重合系数 (啮合系数, 重合度)
d_0 基圆直径	r_g 齿顶圆半径	ξ 压强比
d_f 分度圆直径	r_i 齿根圆半径	u 滑动比
d_g 齿顶圆直径	s_f 分度圆弧齿厚	ξ 变位系数
d_i 齿根圆直径	s_g 齿顶圆弧齿厚	ξ_g 公用齿轮变位系数
f_0 原始齿形齿顶高系数	s_{x_f} 分度圆弧齿厚	ξ_c 总变位系数
h 齿全高	s_x 固定弦齿厚,	ξ_m 变位量
h_e 齿顶高	s'_{x_f} 变位齿轮分度圆弧齿厚	ω_e 齿顶圆系数 ($\omega_e = s_e/m$)
h_i 齿根高	s'_{x_g} 变位齿轮固定弦齿厚	$inv\alpha$ 渐开线函数 ($inv\alpha = \lg\alpha - \alpha$)
h_{x_f} 分度圆弧齿厚测量高度	t_0 基节	f 表示分度圆
h_x 固定弦齿厚测量高度	t_f 周节	e 表示齿顶圆
h'_{x_f} 变位齿轮分度圆弧齿厚测量高度	z 齿数	i 表示齿根圆
h'_{x_g} 变位齿轮固定弦齿厚测量高度	z_c 齿数和 ($z_c = z_1 + z_2$)	o 表示基圆
i 传动比或齿数比	z_g 公用齿轮的齿数	q 表示公用齿轮
L 标准齿轮的公法线长度	α 节圆压力角 (啮合角)	
L' 变位齿轮的公法线长度		

目 录

本书所用文字符号的意义	
§1 公用齿轮及其计算	1
§2 公用齿轮齿顶高降低系数的确定	5
§3 公用齿轮变位系数的确定	7
§4 例题	10
附表1 变位直齿园柱齿轮几何计算的一般公式	18
附表2 变位齿轮传动的 α 、 ξ_0 、 σ	20
附表3 变位系数的分配	211
附表4 变位齿轮的跨测齿数和公法线长度	235
附表5 标准齿轮尺寸	244
主要参考资料	258

§1 公用齿轮及其计算^[注]

一个齿轮与两个或两个以上的齿轮分别啮合或同时啮合时，这个齿轮称为公用齿轮。这种传动称为公用齿轮传动。如图 1-1(a) 中，齿轮 Z_g 可以分别和齿轮 Z_1 、 Z_2 啮合；图 1-1(b) 中，齿轮 Z_g 同时与齿轮 Z_1 和 Z_2 啮合； Z_g 称为公用齿轮， Z_1 和 Z_2 称为被连通的啮合齿轮。

为了计算方便，本书把具有一个公用齿轮的传动，称为一族公用齿轮传动。如图 1-1(a) 是一族公用齿轮传动，图 1-1(b) 也是一族公用齿轮传动。

在一族公用齿轮传动中，公用齿轮装在一根轴上，如果被连通的啮合齿轮装在另外一根轴上，连同公用齿轮轴共有两根轴，如图 1-1(a) 称为双轴公用齿轮传动；如果被连通的啮合齿轮分别装在另外两根轴上，连同公用齿轮轴共有三根轴，如图 1-1(b)，称为三轴公用齿轮传动。

任何复杂的公用齿轮传动，都可以化分为一族一族的双轴或三轴公用齿轮传动。图 1-2 可化分为两族双轴公用齿轮传动。图 1-3 可化分为三族双轴公用齿轮传动。图 1-4 可化分为两族三轴公用齿轮传动。如图 1-5 可化分为三族三轴公用齿轮传动。

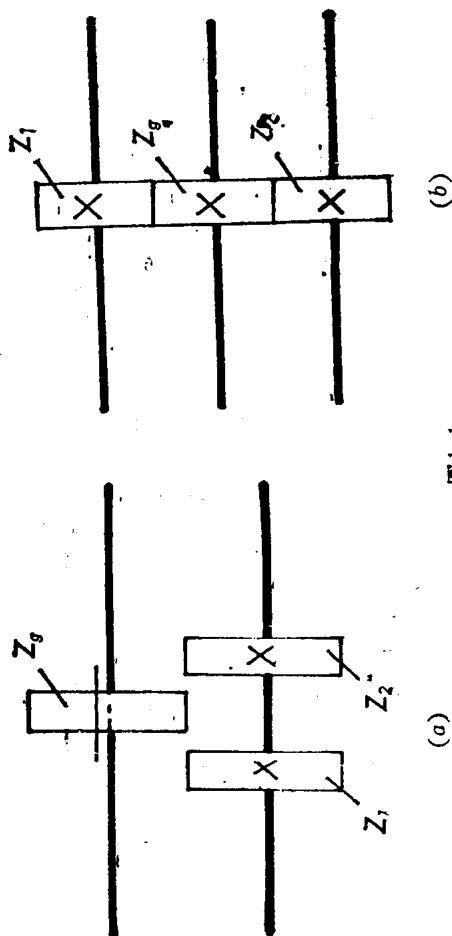


图 1-1

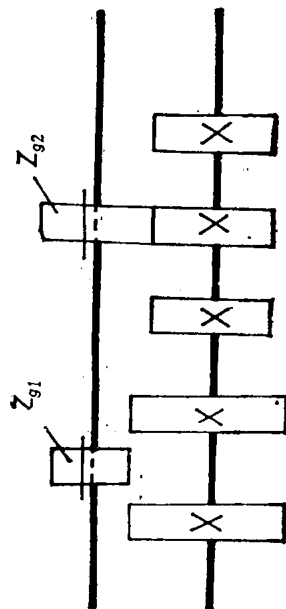


图 1-2

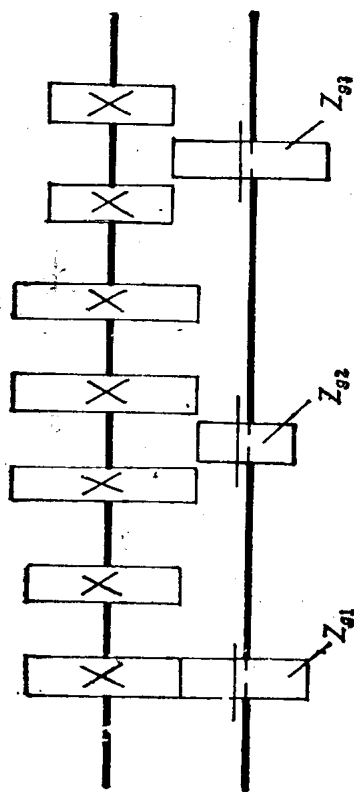


图 1-3

注：本书不讲包括内齿轮的公用齿轮传动

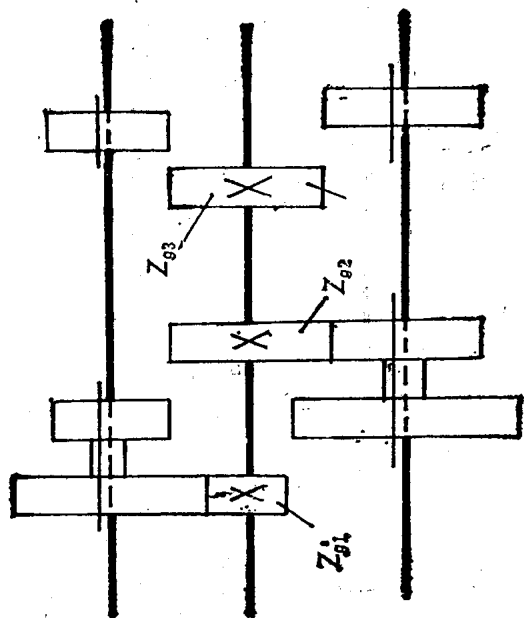


图 1-5

如果有的齿轮既包括在这一族中, 也包括在另一族中, 那末这种传动可称为跨族公用齿轮传动。如图 1-6 中, z_1 对 z_3 和 z_4 , z_2 对 z_3

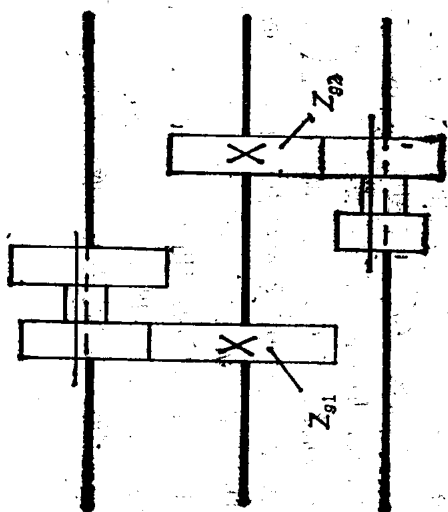


图 1-4

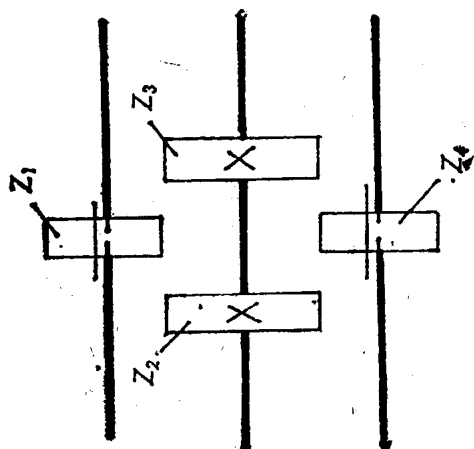


图 1-7

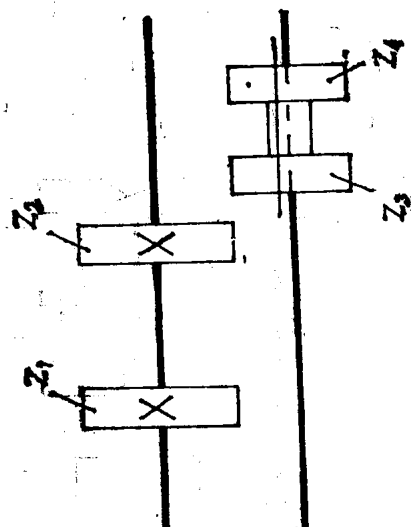


图 1-6

和 z_1 , z_2 对 z_1 和 z_2 , z_3 对 z_1 和 z_2 是四族双轴公用齿轮传动。其中每个齿轮分别包括在三族中, 被称为由四族双轴公用齿轮传动组成的跨族公用齿轮传动。其中每个齿轮分别包括在三族中, 被称为由两族双轴和两族三轴公用齿轮传动组成的跨族公用齿轮传动。简称为跨族公用齿轮传动。

一族三轴公用齿轮传动, 可以采用标准齿轮传动, 由于族外条件的限制, 很多情况下必须采用角度变位齿轮传动。对于双轴公用齿轮传动, 由于不能同时用标准齿轮满足一个固定中心距的要求, 所以必须采用角度变位齿轮传动。可见角度变位齿轮传动的计算是公用齿轮传动的计算基础。

下面简要介绍一下变位齿轮及其传动的概念。

在切削齿轮时, 切削刀具相对切削标准齿轮的位置, 移开(正变位)或移近(负变位)齿坯一个距离, 这样加工出来的齿轮叫做变位齿轮。前者称为正变位齿轮, 后者称为负变位齿轮。

表示变位齿轮的一个重要参数是变位系数, 用 ξ 表示, 我们也可把具有正变位系数($+\xi$)的齿轮称为正变位齿轮; 把具有负变位系数($-\xi$)的齿轮称为负变位齿轮; 把变位系数等于零($\xi=0$)的齿轮称为标准齿轮(包括因与变位齿轮啮合而削去一部分齿顶, 变位系数等于零的齿轮)。也可以把标准齿轮称为变位系数等于零($\xi=0$)的变位齿轮。

采用变位齿轮一般有以下几个目的:

- (1) 避免轮齿根切;
- (2) 改善齿轮啮合性能;
- (3) 改变啮合中心距;
- (4) 修复齿轮啮合对。

一对变位齿轮啮合, 按其中心距和啮合角有无改变, 可分为高度变位传动和角度变位传动。

(1) 高度变位传动。一对变位齿轮, 小齿轮的变位系数 ξ_1 和大齿轮的变位系数 ξ_2 数值相等, 但 ξ_1 是正值, ξ_2 是负值, 即 $\xi_1 = -\xi_2$, 或 $\xi_0 = \xi_1 + \xi_2 = 0$ 。这样一对变位齿轮啮合的中心距和啮合角与一对标准齿轮啮合时一样, 即 $A = A_0$, $\alpha = \alpha_0$ 。只是与标准齿轮传动比较, 齿轮的齿高相对分度圆的位置有了改变, 所以把这种传动称为高度变位传动。

(2) 角度变位传动。一对变位齿轮, 齿轮1的变位系数 ξ_1 和齿轮2的变位系数 ξ_2 之和不等于零, 即总变位系数 $\xi_0 = \xi_1 + \xi_2 \neq 0$ 。这样一对齿轮啮合时, 中心距不等于标准中心距, 啮合角不等于标准齿轮传动的啮合角, 即 $A \neq A_0$, $\alpha \neq \alpha_0$ 。由于这种变位齿轮传动相对标准齿轮传动比较, 啮合角有了改变, 故把这种传动称为角度变位传动。

角度变位传动的计算比较复杂, 根据 z_1 , z_2 , α_0 和 A , 利用附表1的公式:

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{m z_1 + z_2 \cos \alpha_f}{2A} \dots \dots \dots (5) [\text{注}]$$

$$\xi_o = \frac{z_1 + z_2 \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_f}{2 \operatorname{tg} \alpha_f} \dots \dots \dots (6)$$

$$\sigma = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_f}{\operatorname{tg} \alpha_f} - \frac{\cos \alpha_f}{\cos \alpha} + 1 \right) \dots \dots \dots (8)$$

可算出啮合角 α ，总变位系数 ξ_o 和齿顶高降低系数 σ 。把 ξ_o 分为 ξ_1 和 ξ_2 ， $\xi_1 + \xi_2 = \xi_o$ ；齿轮1和齿轮2的齿顶高降低系数等于 σ ；利用这些参数和其他已知参数就可以计算齿轮各部分尺寸及测量尺寸。为了简化计算，本书用主要篇幅编制了附表2：变位齿轮传动的 α 、 ξ_o 和 σ （ $\alpha_f = 20^\circ$ ），根据 m 、 z_o 和 A 可直接查出 α 、 ξ_o 和 σ 。还编制了附表4：变位齿轮的跨测齿数和公法线长度（其他测量齿厚的参数本书没有编制成表）。

一族公用齿轮的变位计算，是指公用齿轮与其被连通的啮合齿轮分别进行的变位计算。如图1-8，是一族双轴公用齿轮传动。已知， $m = 1$ ， $z_g = 31$ ， $z_1 = 45$ ， $z_2 = 46$ ， $z_3 = 47$ ， $A = 40$ ；在计算时是分成下面三组： $z_g - z_1$ ， $z_g - z_2$ 和 $z_g - z_3$ 分别进行的。用附表1的公式计算或用附表2直接查得结果如下：

31—45， $\alpha_1 = 26^\circ 47'$	$\xi_{o1} = 2.340$	$\sigma_1 = 0.340$
31—46， $\alpha_2 = 25^\circ 15'$	$\xi_{o2} = 1.696$	$\sigma_2 = 0.196$
31—47， $\alpha_3 = 23^\circ 37'$	$\xi_{o3} = 1.089$	$\sigma_3 = 0.089$

其中： α_1 ， α_2 ， α_3 是啮合角， ξ_{o1} ， ξ_{o2} ， ξ_{o3} 是总变位系数， σ_1 ， σ_2 ， σ_3 是齿顶高降低系数。

从图中可以看出，公用齿轮是一个齿轮，所以只能确定一个变位系数 ξ_o ，和一个齿顶高降低系数 σ_o 。这两个参数的确定，不同于一般角度变位齿轮，这就是公用齿轮计算的特殊性。

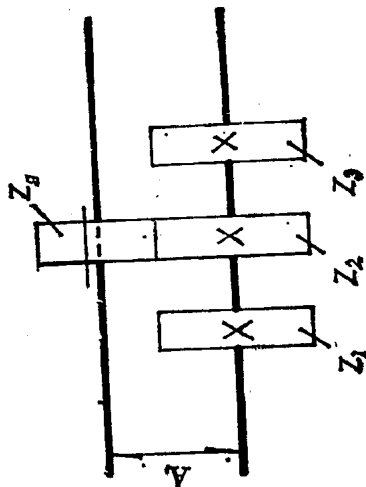


图1-8

注：本书公式编号统一按附表1公式的编号，推导过程中的公式的编号另编。

§2 公用齿轮齿顶高降低系数的确定

由前面知道, 公用齿轮分别和被连通的啮合齿轮计算时, 得出两个或两个以上的齿顶高降低系数 $\sigma_1, \sigma_2, \dots$, 由于是一个公用齿轮, 所以公用齿轮只能采用一个齿顶高降低系数 σ_g 。

由变位齿轮计算理论知道, 齿顶高降低系数是保证标准径向间隙 c_0^m , 齿顶所必须削去的部分的系数。但是因为一族公用齿轮传动中, 所有的齿顶高降低系数一般不相等, 必然有一个 σ_{max} 和一个 σ_{min} 。如果公用齿轮的 σ_g 取其中的 σ_{min} , 那么势必造成公用齿轮的齿顶与其他被连通的啮合齿轮齿根圆间的径向间隙过小或相顶撞, 这是不行的。所以公用齿轮齿顶高降低系数应该选其中最大或较大的, 使最小径向间隙等于或略小于标准值。由于标准齿形的齿根圆角半径大于标准径向间隙, 故当选用小于标准值的径向间隙时, 应当考虑到啮合时有无干涉存在。归纳起来, 公用齿轮齿顶高降低系数的选择有如下几种方法:

1. 取 $\sigma_g = \sigma_{max}$

这种方法使最小径向间隙等于标准值, 本书选定啮合齿轮径向间隙 $c = 0.25m$ 。公用齿轮齿顶与其他被连通的啮合齿轮齿根圆间的径向间隙均大于或等于这个值。一般用这种方法, 当希望增大重迭系数时采用以下方法。

2. 取 $\sigma_g = 0.9\sigma_{max}$

因为基齿条齿全高等于齿根距的0.9^[4], 所以变位齿轮的齿顶高降低时也应该按此比例降低。这种方法用得也较多。

3. 取 $\sigma_g = \sigma_{max} - 0.093$

在其他国家标准中规定齿轮可采用较小的径向间隙系数[10], 如美国ASA(B61-1932)标准规定了最小径向间隙系数等于0.157m (即 $\pi/20$)。所以公用齿轮也可以在保证最小径向间隙等于0.157m的情况下, 确定其齿顶高降低系数。本书取标准径向间隙系数 $c_0 = 0.25$, 那么公用齿轮的齿顶高降低系数尚可减小0.25-0.157=0.093, 所以当 $\sigma_{max} \geq 0.093$ 时, 可选 $\sigma_g = \sigma_{max} - 0.093$ 。

4. 取 $\sigma_g = 0$

和前面3的理由相同, 当 $\sigma_{max} < 0.093$ 时, 可选 $\sigma_g = 0$

例如一族双轴公用齿轮传动, 如图1-8, 由前面计算知道各对齿轮的齿顶高降低系数为:

$$\sigma_1 = 0.340, \sigma_2 = 0.196, \sigma_3 = 0.089$$

按照前面给出的原则, 公用齿轮的齿顶高降低系数 σ_g 可按下面几种情况确定:

1. $\sigma_g = 0.340$, 此时, 公用齿轮的齿顶分别与被连通的啮合齿轮齿根圆间的径向间隙等于或大于0.25m。由于0.340较大, 使公用齿轮齿

顶降低的多,减小了重迭系数,所以也可以按下面的方法确定。

2. $\sigma_g = 0.9 \times 0.340 = 0.306$

3. $\sigma_g = 0.340 - 0.093 = 0.247$, 此时,公用齿轮的齿顶分别与被连通的啮合齿轮齿根圆间的径向间隙等于或大于 $0.157m$ 。

至于被连通的啮合齿轮,也可以采用同样的原则和方法选择和确定齿顶高降低系数。

1. 取计算值 σ_i , 这种方法,使被连通的啮合齿轮的齿顶分别与公用齿轮齿根圆间的径向间隙均等于标准值,本书中 $c = 0.25m$ 。

2. 取 $0.9\sigma_i$, 理由同前述。

3. 取 $\alpha_i - 0.093$, 当 $\sigma_i \geq 0.093$ 采用,可保证被连通的相啮合齿轮的齿顶分别与公用齿轮齿根圆间的径向间隙均等于 $0.157m$ 。

4. 取 $\sigma_i = 0$, 理由同前。当 $\sigma_i < 0.093$ 时,可采用。

一般采用第一种方法。当希望增大重迭系数时,采用 2、3、4 方法。其中第二种用得较多。少数情况被连通的啮合齿轮也可以分别采用不同的方法。

如前例:

$\sigma_1 = 0.340 - 0.093 = 0.247$, 用的是第 3 种方法。

$\sigma_2 = 0.196$, 用的是第 1 种方法。

$\sigma_3 = 0$, 用的是第 4 种方法。

§3 公用齿轮变位系数的确定

一对角度变位齿轮传动, 其变位系数的选择或分配往往可以根据轮齿可能破坏的形式(弯曲折断, 点蚀, 磨损或胶合等)和工作条件(开式或闭式, 高速或低速, 轻载或重载, 润滑情况等)以及精度等级, 轮齿材料, 热处理等因素, 按照某一个原则或考虑某几方面因素进行选择, 分配。但是一族公用齿轮传动是公用齿轮与两个或几个齿轮啮合, 所以选择变位系数就要兼顾到所有参与啮合的齿轮。矛盾最后就集中到公用齿轮变位系数的选择上。

选择公用齿轮变位系数的原则应该是: 在保证公用齿轮与各个被连通的啮合齿轮啮合的各项啮合质量条件下, 不使公用齿轮与某一个被连通的啮合齿轮的啮合质量太差。并且也要尽量考虑等强度, 如大齿轮多取 $+\xi$, 小齿轮多取 $+\xi$; 因公用齿轮磨损较大, 故多取 $+\xi_g$ 。实用的简化的办法是各个被连通的啮合齿轮所分得的最大和最小的变位系数的绝对值不宜相差太大或太小。

公用齿轮与各个被连通的啮合齿轮啮合的总变位系数 ξ_{Σ} 不外有下面三种情况:

(1) $\xi_{\Sigma} \geq 0$;

(2) $\xi_{\Sigma} \leq 0$;

(3) $\xi_{\Sigma} \geq 0$ 和 $\xi_{\Sigma} < 0$ 都有。

本书把公用齿轮的变位系数 ξ_g , 分为间隔等于0.125的若干数, 即 $\dots -0.750, -0.625, -0.500, -0.375, -0.250, 0, 0.125, 0.250, 0.375, 0.500, 0.625, 0.750, 0.875, 1.000, \dots$ 按照这三种情况, ξ_g 可作如下选择:

第一种情况, 可选 $\xi_g = 0, 0.125, 0.250, 0.375 \dots$ 中的一个。

第二种情况, 可选 $\xi_g = 0, -0.125, -0.250, -0.375 \dots$ 中的一个。

第三种情况, 可选 $\xi_g = \dots -0.375, -0.250, -0.125, 0, 0.125, 0.250, 0.375 \dots$ 中的一个。

当选出一个 ξ_g 后, 还要验算: 公用齿轮和各个被连通的啮合齿轮啮合时的啮合质量是否符合要求。符合要求的 ξ_g 就可以用。如果这样的 ξ_g 能找出几个来, 那么就要从几个中挑选一个, 挑选的原则是其中各对齿轮的啮合质量, 不宜相差太大。这种验算是非常复杂的, 事实上是一种凑算法, 不符合要求时, 就要重新选择 ξ_g , 再验算。

为了使用方便, 本书制定了附表3。表中根据 z_g 和各个被连通的啮合齿轮 z_i 分别啮合时, 给定不同的 ξ_g , 计算出符合一定啮合质量要求的啮合角范围。这里所谓一定的啮合质量是指中速以下传动的要求, 包括不根切, 不干涉, 重迭系数 $e \geq 1.15$, 滑动比 $u \leq 4$, 压强比 $\zeta \leq 1.4$, 齿顶厚系数 $\omega_a \geq 0.25$, 公式见附表1。

公用齿轮 z_g 和任一被连通的啮合齿轮 z_i 啮合时, 当算出 α_i 时, 就可查附表3, 在啮合付所在的一列中, 凡是包括 α_i 的啮合角范围所对应的 ξ_g 都符合要求, 各对啮合付查出的 ξ_g , 找其相同的, 那些相同的 ξ_g 都可以用。在这几个 ξ_g 中再挑选一个, 不使各个被连通的啮合齿轮所分得的变位系数的绝对值相差过大或过小。

当然也可以在一行内查表, 找各个啮合角 α_i 都在范围内的 ξ_g , 找出的几个都可以用, 再在其中选择一个就是了。

例如: 一族双轴公用齿轮传动, 如图3-1, 已知: $m=1.25$, $A=27.125$, $z_g=17$, $z_1=24$, $z_2=25$, $z_3=26$, 已查附表2, 得出啮合参数如下:

$$\alpha_1=27^\circ 25', \quad \xi_{o1}=1.424, \quad \sigma_1=0.224$$

$$\alpha_2=24^\circ 35', \quad \xi_{o2}=0.779, \quad \sigma_2=0.079$$

$$\alpha_3=21^\circ 24', \quad \xi_{o3}=0.207, \quad \sigma_3=0.007$$

试分配变位系数。

解: 查附表3:

17—24组, $\alpha_1=27^\circ 25'$ 在啮合角范围内的 ξ_g 有: 0.125, 0.250, 0.375, 0.500, 0.625, 0.750。

17—25组, $\alpha_2=24^\circ 35'$ 在啮合角范围内的 ξ_g 有: 0.250, 0.375, 0.500, 0.625, 0.750

17—26组, $\alpha_3=21^\circ 24'$ 在啮合角范围内的 ξ_g 有: 0.250, 0.375, 0.500

比较一下, ξ_g 相同的有三组: 0.250, 0.375, 0.500。

如果取 $\xi_g=0.25$, 那么:

$$\xi_1=1.424-0.250=1.174,$$

$$\xi_2=0.779-0.250=0.529,$$

$$\xi_3=0.207-0.250=-0.043,$$

$$|\xi_1| - |\xi_3| = 1.174 - 0.043 = 1.131$$

如果取 $\xi_g=0.500$, 那么:

$$\xi_1=1.424-0.500=0.924$$

$$\xi_2=0.779-0.500=0.279$$

$$\xi_3=0.207-0.500=-0.293$$

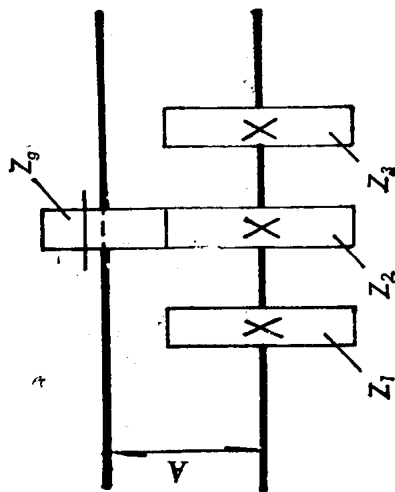


图 3-1

$$|\xi_1| - |\xi_3| = 0.924 - 0.293 = 0.631$$

如果取 $\xi_g = 0.375$, 那么:

$$\xi_1 = 1.424 - 0.375 = 1.049$$

$$\xi_2 = 0.779 - 0.375 = 0.404$$

$$\xi_3 = 0.207 - 0.375 = -0.168$$

$$|\xi_1| - |\xi_3| = 1.049 - 0.168 = 0.881$$

比较上述三种情况下计算出的绝对值, $1.131 > 0.881 > 0.631$, 根据前面讲过的原则, 当取 $\xi_g = 0.375$ 时, 较为合适.

§4 例题

为了说明本书的广泛用途, 下面首先举几个非公用齿轮传动的例子, 然后再举各种公用齿轮传动的例子。

例题1 试计算一对标准齿轮传动, 已知 $m=3.5, z_1=26, z_2=85$

项目	啮合付	Z_1-Z_2
1		查附表 5
确定啮合参数	$d_{f_1}=91$ $d_{c_1}=98$ $L_1=27.106$	$d_{f_2}=297.5$ $d_{c_2}=304.5$ $L_2=102.325$
2		$n_1=3; n_2=10$
计算中心距		$A_0=\frac{1}{2}(d_{f_1}+d_{f_2})=\frac{1}{2}\times(91+297.5)=194.25$

例题2 已知一对齿轮: $m=5, z_1=18, z_2=36$, 为了提高小齿轮的接触强度, 试设计成高度变位传动。

项目	啮合付	Z_1-Z_2
1		$A_0=\frac{1}{2}m(Z_1+Z_2)$ $=\frac{1}{2}\times 5\times(18+36)$ $=135$

2	分配变位系数	查附表 3, 18—36组包括 $\alpha=20^\circ$ 的啮合角范围: $\xi_2=\xi_1=0.375, 0.500, 0.625$ 三组, 故确定 $\xi_1=0.375, \xi_2=-\xi_1=-0.375$
3	计算齿顶圆直径	$d_{c_1}=5\times[18+2\times(1+0.375)]$ $=103.750$ $d_{c_2}=5\times[36+2\times(1-0.375)]$ $=186.250$
4	计算跨测齿数和公法线长度	$L'_{f_1}=5\times[7.632+(0.684\times 0.375)]=39.443$ $n_1=3$ $L'_{f_2}=5\times[10.837-(0.684\times 0.375)]=52.900$ $n_2=4$

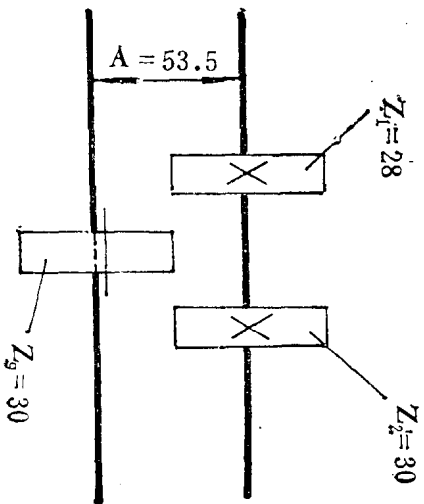
例题3 试计算一对角度变位传动, 已知: $m=2.75, z_1=20, z_2=38, A=82.5$

项目	啮合付	Z_1-Z_2
1	确定啮合参数	据 $m=2.75, A=82.5, Z_c=20+38=58$ 查附表 2, 得: $\alpha=24^\circ 43', \xi_c=1.117, \sigma=0.117$
2	分配变位系数	查附表 3, ξ_1 从 0.125 到 0.875 都可以用, 选 $\xi_1=0.625$ $\xi_2=1.117-0.625=0.492$
3	计算齿顶圆直径	$d_{c_1}=2.75\times[20+2\times(1+0.625)]$ $=2.75\times[38+2\times(1+0.492-0.117)]=112.063$
4	计算跨测齿数和公法线长度	$L'_{f_1}=2.75\times[10.613+(0.684\times 0.625)]=30.362$ $n_1=4$ $L'_{f_2}=2.75\times[13.817+(0.684\times 0.492)]=38.923$ $n_2=5$

例题4 试计算一对角度变位齿轮传动, 已知: $m=8$, $z_1=18$, $z_2=35$, $A=217$

项目	啮合付	Z_1-Z_2
1 确定啮合参数	据 $Z_c=18+35=53$, $m'=8/4=2$, $A'=217/4=54.25$ 查附表2得: $\alpha=23^\circ 22'$ $\xi_c=0.617$ $\sigma=0.052$	
2 分配变位系数	查附表3, 得: $\xi_1=0.500$ $\xi_2=0.677-0.500=0.177$	
3 计算齿顶圆直径	$d_{a1}=8 \times [18+2 \times (1+0.5-0.052)]=167.168$	$d_{a2}=8 \times [35+2 \times (1+0.177-0.052)]=298.000$
4 计算跨测齿数和公法线长度	$L_{1'}=8 \times [7.032+(0.034 \times 0.5)]=63.792$ $n_1=3$	$L_{2'}=8 \times [13.775+(0.034 \times 0.177)]=111.169$ $n_2=5$

例题5 试计算一族双轴公用齿轮传动, 已知: $m=1.75$, $z_g=30$, $z_1=28$, $z_2=30$, $A=53.5$



项目	啮合付	Z_g-Z_1	Z_g-Z_2
1 确定啮合参数	据 $m=1.75$, $A=53.5$, $Z_{c1}=30+28=58$ 查附表2, 得: $\alpha_1=26^\circ 57'$, $\xi_{c1}=1.846$, $\sigma_1=0.275$		
2 分配变位系数	查附表3, 得: $\xi_g=0.750$		
3 确定公用齿轮齿顶圆降低系数	$\sigma_g=0.275-0.093=0.182$		
4 计算齿顶圆直径	$d_{ag}=1.75 \times [30+2 \times (1+0.750-0.182)]=57.988$		
5 计算跨测齿数和公法线长度	$d_{c1}=1.75 \times [28+2 \times (1+1.096-0.275)]=55.374$		$d_{c2}=1.75 \times [30+2 \times (1-0.14-0.039)]=55.374$
	查附表4 $L_{g'}=1.75 \times [13.705+(0.684 \times 0.750)]=24.882$ $n_g=5$		
	$L_{1'}=1.75 \times [13.677+(0.684 \times 1.096)]=25.247$ $n_1=5$		$L_{2'}=1.75 \times [7.772-(0.684 \times 0.14)]=13.433$ $n_2=3$