

齿 轮 承 载 能 力

圆柱、圆锥、蜗杆和螺旋齿轮的现代计算方法

〔西德〕A.K. 托马斯 著

武汉钢铁设计院 译

•

冶金工业出版社出版

新华书店北京发行所发行

冶金工业出版社印刷厂印刷

•

850×1168¹/₃₂ 印张 $6\frac{9}{16}$ 插页 1 字数 183 千字

1973年11月第一版 1975年11月第二次印刷

印数 60,901~86,000 册

统一书号: 15062·3057 定价 (科四) 0.86元

目 录

各类齿轮的应用范围	1
-----------	---

第一篇 圆 柱 齿 轮

第一章 直齿圆柱齿轮	3
第1节 一般参数和基本概念	3
I 直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算	3
II 外力的计算	10
III 轴承和轴的计算	16
IV 轮齿的应力	26
第2节 抗磨强度	27
I 节圆上的齿面接触单位压力的确定	27
II 单点啮合点上齿面接触单位压力	31
III 许用齿面接触单位压力	33
IV 许用齿面接触单位压力的影响因素	37
V 润滑材料的选择	39
VI 润滑油的冷却	40
第3节 抗断裂强度	42
I 齿根应力的计算	42
II 变位齿的抗断裂强度	46
III 许用弯曲应力	48
第4节 发热极限	51
第5节 轮齿和齿轮尺寸的确定	52
I 一般参数	52
II 模数的选择	53
III 齿数的选择	55
IV 压制合成树脂齿轮	56
第6节 齿轮结构和轮体的强度计算	58
I 一般参数	58

II 圆柱齿轮的结构型式.....	59
第7节 计算例题.....	60
第二章 斜齿圆柱齿轮	71
第1节 一般参数和基本概念.....	71
I 斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算.....	71
II 外力的计算.....	76
第2节 抗磨强度.....	79
第3节 抗断裂强度.....	82
第4节 发热极限.....	84
第5节 轮齿和齿轮尺寸的确定.....	84
I 一般参数.....	84
II 模数的选择.....	85
III 齿数的选择.....	85
IV 倾斜角的确定.....	86
第6节 计算例题.....	90

第二篇 圆 锥 齿 轮

第一章 直齿圆锥齿轮	97
第1节 一般参数和基本概念.....	97
I 直齿圆锥齿轮的几何尺寸计算.....	97
II 外力的计算.....	100
第2节 抗磨强度.....	111
第3节 抗断裂强度.....	113
第4节 发热极限.....	114
第5节 轮齿和齿轮尺寸的确定.....	114
I 一般参数.....	114
II 模数的选择.....	115
III 齿数的确定.....	115
第6节 计算例题.....	117
第二章 曲线齿圆锥齿轮	122

第1节	一般参数和基本概念	122
I	啮合原理	122
II	外力的计算	126
第2节	抗磨强度	130
第3节	抗断裂强度	132
第4节	发热极限	133
第5节	轮齿和齿轮尺寸的确定	133
第6节	计算例题	134

第三篇 蜗 杆 传 动

第一章	一般参数和基本概念	137
第1节	几何尺寸计算	137
I	圆柱蜗杆传动的几何尺寸	137
第2节	啮合条件	144
I	重叠系数	144
II	无根切的极限齿数	145
III	变位齿	146
第3节	外力的计算	147
I	蜗杆和蜗轮上的作用力	147
II	支座反力的确定	150
III	蜗杆传动的功率损失	153
IV	半液体摩擦时的啮合效率	154
V	液体摩擦时的啮合效率	156
第二章	承载能力计算	157
第1节	概述	157
第2节	一般蜗杆传动	158
I	承载能力计算	158
II	蜗杆和蜗轮材料的选择	161
III	润滑剂的选择	164
第3节	大功率蜗杆传动	164

I	大功率蜗杆传动装置的特点	164
II	载荷极限	166
第三章	蜗杆和蜗轮尺寸的确定	175
第1节	蜗杆头数的选择	175
第2节	蜗杆分度圆直径 d_{0s} 的选择	175
第3节	模数 m 的确定	176
第4节	蜗轮齿宽的确定	177
第5节	蜗杆螺纹部分长度 L 的确定	177
第6节	啮合角 α_{n0} 的选择	178
第7节	齿高的选择	178
第四章	轮体的结构和强度计算	179
第五章	计算例题	180

第四篇 圆柱螺旋齿轮传动

第一章	一般参数和基本概念	188
第1节	圆柱螺旋齿轮传动的特点	188
第2节	几何尺寸计算	189
I	齿轮尺寸的计算	189
II	螺旋角的确定	190
第3节	外力的计算	192
I	齿轮上作用力的分布	192
II	啮合效率	194
III	速度关系	195
第二章	承载能力的计算	196
第三章	计算例题	198
附录	西德工业标准(DIN)和相应的中国标准规定的材料对照表	书末插页
参考文献		200

各类齿轮的应用范围

选择一定类型的齿轮是根据：轴的位置、轴的转速比等于传动比 i 、传动装置的用途、载荷类型确定的。

按轴的相互位置分类如下：

齿 轮 名 称	轴 的 位 置	轮 体 基 本 形 状
圆 柱 齿 轮	相 互 平 行	圆 柱 体
圆 锥 齿 轮	彼 此 相 交	圆 锥 体
蜗 杆 和 蜗 轮	彼 此 交 错	圆柱体和圆弧回轉体

对单级传动装置，按正常的、经济的原则，最大传动比 $i_{\text{最大}}$ 一般规定为：

圆柱齿轮： $i_{\text{最大}} \approx 10:1$ 。

从机械上看，单级的传动比还可更大，但是在这种情况下，采用多级传动往往结构较紧凑，费用较低廉。

圆锥齿轮： $i_{\text{最大}} \approx 5:1$ 。

从理论上讲，能够采用更大的传动比，但须以能够制造该种传动比所规定之齿轮为前提。

齿面线的形状取决于齿轮的速度和载荷类型

蜗杆传动： $i_{\text{最大}} \approx 50:1$ ， $i_{\text{最小}} \approx 5:1$ 。

这种传动方式的应用范围是大传动比和要求无噪声及无冲击运转的传动。一般采用圆柱蜗杆。从机械上看，单级传动的传动比还可更大，但是如果总传动比大于 $50:1$ ，则用多级传动往往设备较紧凑、功率较高且费用较低。在特殊情况下，可使单级传动比特别大，例如在分度传动机构上可大于 $1200:1$ 。

圆柱螺旋齿轮传动： $i_{\text{最大}} \approx 5:1$ ，只适于小的载荷。

当传动比较大时，一般称这种齿轮传动为蜗杆传动，因为小齿轮往往齿数较少，因而它更象蜗杆而不象斜齿小齿轮。

齿面线形状可根据圆周速度和载荷类型来选定（见下页表）。

齿面线形状与圆周速度和载荷类型的关系

齿 輪 名 称	允許圆周速度, $v_{\text{最大}}$ 米/秒					載 荷 类 型
	鑄齒或粗 制 齒	成 形 法 加 工	一般加工	精加工	最精加工	
直齿圆柱齿輪	0.8	1.2	5	8	15	一 般
斜齿圆柱齿輪	1	2.5	15	25	100	重
人字齿圆柱齿輪	1	2.5	15	25	100	冲 击
双人字齿圆柱齿輪	1	2.5	—	—	—	重冲击
直齿圆锥齿輪	0.5	1	4	6	—	一 般
斜齿和螺旋齿圆锥齿輪	0.8	2	8	12	25	重
人字齿圆锥齿輪	0.8	2	—	—	—	冲 击

表 1 标准齿直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

脚标: 1—小齿轮; 2—大齿轮; 0—分度圆

名 称	代 号	公 式	备 注
齿数	z	d_o/m	見第 5 节 II
模数 (径节①)	m	$t_o/\pi; d_o/z$	見第 5 节 II
周节	$\overline{t_o} = \widehat{t_o}$	$m\pi$	
分度圆齿厚	$\overline{s_o} = \widehat{s_o}$	$t_o/2$	当侧隙 = 0 时 (运转时的侧隙 $s_d \approx 0.03 - 0.05m$)
分度圆齿间	$\overline{l_o} = \widehat{l_o}$	$t_o/2$	
分度圆直径	d_o	$zm; d_{01} = \frac{2a_o}{(i+1)}$	見第 5 节 I
中心距	a_o	$\frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{(z_1 + z_2)}{2} m$	見图 6
工作深度	h	$2m$	按 DIN 867 和 E 872
齿顶高	h_k	$1m$	
齿根高	h_f	$1.2m$	
全齿高	h_z	$2.2m$	
径向間隙	s_k	$0.2m$	
齿顶圆直径	d_k	$d_o + 2h_k = (z + 2)m$	
齿根圆直径	d_f	$d_o - 2h_f$	
基圆直径	d_g	$d_o \cos \alpha_o$	
啮合角 = 齿廓角的一半 = 分度圆上的压力角	α_o	20°	按 DIN 867
传动比	i	$z_2/z_1 = d_{02}/d_{01} = n_1/n_2$	
齿宽	b		見第 5 节 II
基节	t_e	$t_o \cos \alpha_o$	見第 1 节 I . 3
重叠系数	ε	$\overline{E_1 E_2}/t_e$	見第 1 节 I . 3

① 此处系作者所加說明, 意指模数相当于英制径节的作用——譯注。

正变位在齿数少时尤为必要，但受齿顶变尖的限制，其作用：

- (1) 避免根切现象，因为根切使齿根瘦弱并使重叠系数减小；
- (2) 避免有效齿廓一直延伸至靠近基圆，因为渐开线的曲率半径变化很快，并且在渐开线的起点降低到零，所以渐开线在这个位上特别敏感；
- (3) 改进滑动条件和啮合条件；
- (4) 达到一定的中心距。

表 2 变位直齿圆柱齿轮几何尺寸计算

名 称	代 号	公 式	备 注
计算极限齿数=直齿圆柱齿轮在与齿条型原始齿廓（齿条刀具：滚刀、齿条插刀）啮合时刚好不发生根切的最小齿数。它与啮合角及齿顶高有关	z_g	$= \frac{2}{\sin^2 \alpha_0} \cdot \frac{h_k}{m}$ 当 $h_k = 1m$; $\alpha_0 = 20^\circ$ 时: $z_g = 17$	
实际极限齿数，允许重叠系数稍微减小及稍使齿根变瘦	z'_g	$\approx \sqrt[5]{6} \cdot z_g$ 当 $h_k = 1m$; $\alpha_0 = 20^\circ$ 时: $z'_g = 14$	
可用最小齿数，仅在齿廓变位时可能得出；当过小时将出现齿顶变尖现象	$z'_{\text{最小}}$	当 $\alpha_0 = 20^\circ$ $x = +0.41$ $z'_{\text{最小}} = 7$	
变位量	$\pm x m$	$\pm C M$	
变位系数	$x_{1, 2}$		脚标: 1—小齿轮 2—大齿轮
最小值（为避免与齿条啮合或用齿条型刀具加工时发生根切）	$x_{\text{最小}}$	当 $h_k = 1m$; $\alpha_0 = 20^\circ$: $= \frac{14 - z}{17}$	见图 2 见图 3
最大值（达到齿顶变尖极限值）	$x_{\text{最大}}$		见图 3

续表

名 称	代 号	公 式	备 注
变位后分度圆齿厚 (当侧隙为0时)	$\widehat{s}_0$	$\widehat{s}_0 = l'_0 = \widehat{s}_0 + (2xm \operatorname{tg} \alpha_0)$ 当 $s_0 = t_0/2$ 时: $\widehat{s}_0 = m \left(-\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$	见图2 在用 x_i 值 时请注意 前加符号 (+或-)
齿顶圆直径	d_{kv}	$d_{kv1} = [z_1 + 2(1 + x_1 - k)]m$	①
实际中心距: V—齿轮传动: 中心 距变动的变位齿 轮传动	a_v	$a_v = \frac{a_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$	①
0—齿轮传动: 非变 位齿轮传动	$z_1 \geq 14$ $z_2 \geq 14$ $(\alpha_0 = 20^\circ)$	$a_0 = \frac{(z_1 + z_2)}{2} m$	
V—0—齿轮传动: 中心距不变的变 位齿轮传动	$z_1 + z_2 \geq 28$ $(\alpha_0 = 20^\circ)$	$a_0 = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) m; x_1 + x_2 = 0$	
节圆直径 (0—齿轮传动或V —0—齿轮传动中: d_w = d_0)	d_{w1}, d_{w2}	$d_{w1} = \frac{2a_v}{(i+1)}$ $d_{w2} = d_{w1} \cdot i$	
实际啮合角 = V—齿轮传动中节 圆上的压力角	α_w	$\cos \alpha_w = \frac{a_0}{a_v} \cos \alpha_0$ $\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{(x_1 + x_2) 2 \operatorname{tg} \alpha_0}{z_1 + z_2} +$ $+ \operatorname{inv} \alpha_0$	

① 对于有一微小附加侧隙但无不利影响的齿轮传动可用下式: $a'_v = a_0 + (x_1 + x_2)m$

即 $d_{kv1} = (z_1 + 2 + 2x_1)m$;

当值 $2 \frac{(x_1 + x_2)}{(z_1 + z_2)} \approx 0.015$, 在 $\alpha_0 = 20^\circ$ 时可得到一附加啮合侧隙为 $s_e \approx 0.00028m$

$(z_1 + z_2)[24, 31, 39, 41]$; 若超过此值时, 则应对 a'_v 或 $(x_1 + x_2)$ 进行精确计算。

② 此处渐开线函数符号原文为“ev”, 现改译为国内习惯符号“inv”。

负变位:

齿廓变坏, 因而只是在齿数较多和为达到一定中心距的特殊条件下才允许采用。

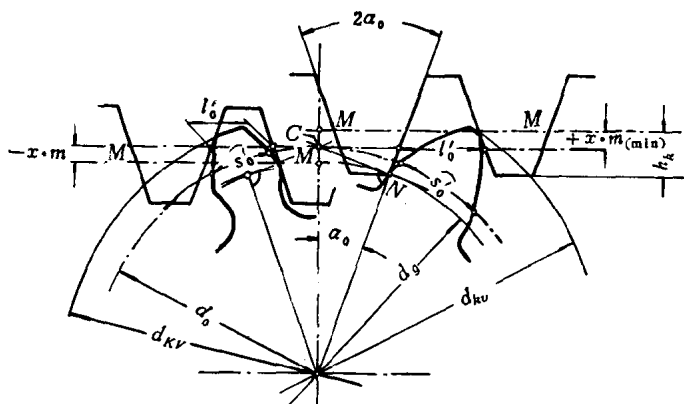


图 2 正、负变位齿轮

左边: V_- ——齿轮的负变位量为 $-x \cdot m$, 齿条刀具顶尖通过时引起严重根切

右边: V_+ ——齿轮的正变位量为 $+x \cdot m_{\text{最小}}$ 正好避免了根切

在齿不变尖和重叠系数 ε 不小于 1.25 的前提下, 变位量愈大, 则齿的弯曲应力和齿侧滑动愈小。最好是: $x_1 = x_2$ 。

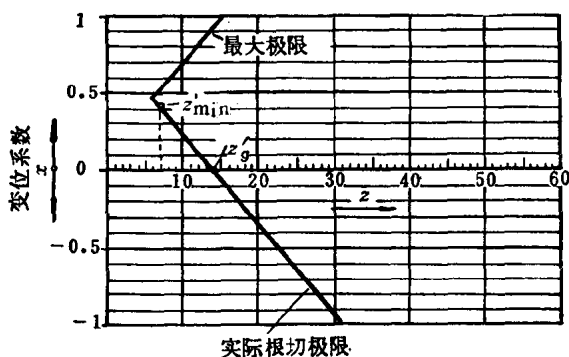


图 3 在 $\alpha_0 = 20^\circ$ 时变位系数与实际极限齿数 z'_0 (根切极限) 的关系

x —变位系数; z —齿数

3. 啮合条件：重叠系数（端面重叠）

连续传动的前提条件是，在后一对齿尚未进入啮合之前，前一对正在工作的齿不应退出啮合。

重叠系数 ε 即比值：

$\frac{\text{实际啮合线段 } \overline{E_1 E_2}}{\text{基节 } t_e}$ 此比值必须大于1(见图4)。

$$\varepsilon = \frac{\overline{E_1 E_2}}{t_e} \geq 1$$

$$\varepsilon_{\text{最小}} \approx 1.25$$

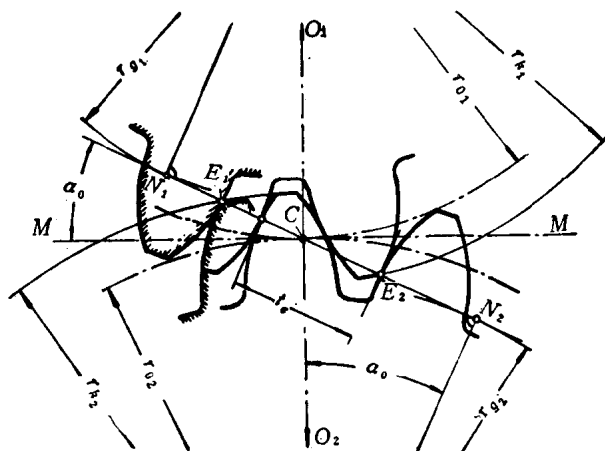


图4 O—齿轮传动啮合情况

对于确定重叠系数来说节圆及此处的端面齿廓总是有决定意义的。无根切的标准齿轮：

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2} + \sqrt{r_{k2}^2 - r_{g2}^2} - a_0 \sin \alpha_0}{t_0 \cos \alpha_0} \quad (1)$$

变位齿轮，中心距变化的V—齿轮传动：

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{kv1}^2 - r_{g1}^2} + \sqrt{r_{kv2}^2 - r_{g2}^2} - a_v \sin \alpha_w}{t_0 \cos \alpha_0} \quad (2)$$

标准齿条啮合:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_k^2 - r_g^2} - \sqrt{r_0^2 - r_g^2} + h_k / \sin \alpha_0}{t_0 \cos \alpha_0} \quad (3)$$

重叠系数 ε 可分为两个部分确定:

与小齿轮 z_1 相应的: $\varepsilon_1 = \frac{E_2 C}{t_e}$

与大齿轮 z_2 相应的: $\varepsilon_2 = \frac{E_1 C}{t_e}$

则得:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$$

ε_1 和 ε_2 可由图 5 查得。

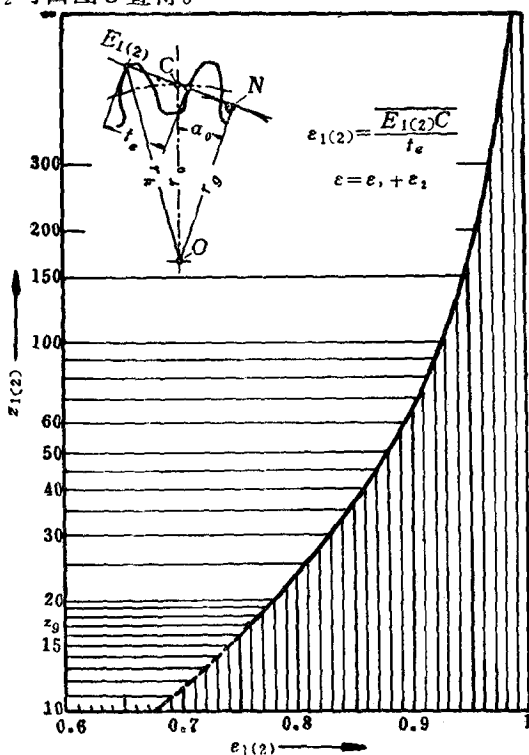


图 5 对于 $\alpha_0 = 20^\circ$ 的标准齿轮, 根据部分重叠系数 ε_1 和 ε_2 确定重叠系数 ε

Ⅱ. 外力的计算

1. 轮齿上作用力的确定

代号：

圆周力	P_u	公斤
轮齿压力（法向压力）= 作用于轴承上的力	P_N	公斤
径向力	P_r	公斤
功率	N	马力
转速	n	转/分
扭矩	M_d	厘米·公斤
圆周速度	v	米/秒
分度圆直径	d_0	厘米
啮合角	α_0	度
啮合线	E_L	

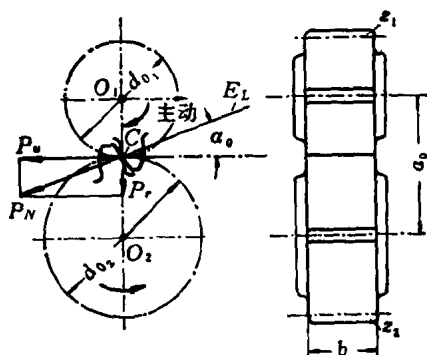


图 6 直齿圆柱齿轮上的作用力

要测定齿轮的传动能力，必须知道作用于齿轮分度圆 d_0 上的圆周力 P_u 。

按不同的已知数据，圆周力 P_u 或则可根据所传递的功率 N （马力）和圆周速度 v 确定，而圆周速度 v 可由转速 n 按下式确定：

$$v = \frac{\pi d_0 n}{60 \times 100} \text{ 米/秒}$$

$$v = \frac{d_0 n}{1910} \text{ 米/秒} \quad (4)$$

$$P_u = \frac{75N}{v} \text{ 公斤} \quad (5)$$

也可按扭矩 M_d 计算出:

$$P_u = \frac{M_d}{d_0/2} \text{ 公斤} \quad (6)$$

扭矩 M_d 的关系式为:

$$M_d = \frac{71620N}{n} \text{ 厘米} \cdot \text{公斤} \quad (7)$$

将此式代入, 则得:

$$P_u = \frac{71620N}{nd_0/2} \text{ 公斤} \quad (8)$$

当齿面摩擦忽略不计时, 作用于啮合线方向的轮齿压力为:

$$P_N = \frac{P_u}{\cos \alpha_0} \text{ 公斤} \quad (9)$$

这个力也是轴承计算的依据。

作用于轮心的径向力:

$$P_r = P_u \operatorname{tg} \alpha_0 \text{ 公斤} \quad (10)$$

此径向力在轴承支承数个齿轮和在特殊情况下计算轮体强度 (例如计算特大齿轮齿圈挠度) 必须作为分力来计算。

按上述公式计算求得的并应代入下面计算中的各力是说明轮齿所传递的力。至于轴承和轴封的摩擦, 以及齿轮在油池中的飞溅造成的功率损耗应预先加以考虑 (见 II. 3)。

运转中由于冲击、啮合误差、振动或齿宽上的力的分布不均 (因支承不良) 会引起载荷增大, 因此应将额定载荷相应地提高些 (见 II. 2)。

2. 附加动载荷

根据功率和转速确定的轮齿上的作用力是理论值。但是, 由于轮

体（腹板等）的质量作用，其实际值可能大于理论值。

在确定轮齿的最大载荷时，必须考虑突然起动或突然制动时出现的附加载荷。因此轮齿需承受的最大载荷为：

$$\text{额定载荷} \cdot f_d$$

式中： $f_d > 1$ ，此值在不同情况下可根据经验估计或者进行计算。

例如，由一台电动机直接驱动，其起动力矩约为稳定运转时扭矩的2.7倍。那么在突然起动工作时（为避免轮齿断裂）则必须按 $f_d \approx 2.7$ 进行计算。

对汽车传动机构进行测量的结果表明，当主离合器在突然操作时，在离合器的轴上可能出现的扭矩为发动机扭矩的2至4倍。

必须考虑制动时由于物体惯性引起的、作用于齿轮上的惯性力矩 M_{dv} ：

$$M_{dv} = \frac{GD^2 n}{375t} \text{米} \cdot \text{公斤} \quad (11)$$

式中： M_{dv} ——为克服惯性阻抗，减速物体相对于其回转轴所需的惯性力矩，米·公斤。在这种情况下，齿轮传动机构所有质量的惯性力矩必须折算到一根轴上；

GD^2 ——飞轮矩，公斤·米²；

G ——轮体重量，公斤；

n ——轮体转速，转/分；

t ——停止运转时间，秒（制动时间）；

D ——轮体惯性直径，米；

$$= \sqrt{\frac{d_o^2}{2}} \quad \text{实心圆柱体}$$

$$= \sqrt{\frac{d_i^2 + d_o^2}{2}} \quad \text{空心圆柱体}$$

d_o ——圆柱体外径，米；

d_i ——圆柱体内径，米；

其他由质量惯性引起的附加力，是由于速度的波动（加速和减速）而产生的。其原因在于难以避免的齿廓和周节误差所造成。这些附