

若两个辊筒平均转数为 n （转/分），传动效率为 η ，则电动机功率为：

$$N = \frac{(M_1 + M_2) \cdot n}{97400 \cdot \eta} \text{ kw} \quad (2-10)$$

式中 n ——两辊筒平均转速，转/分；

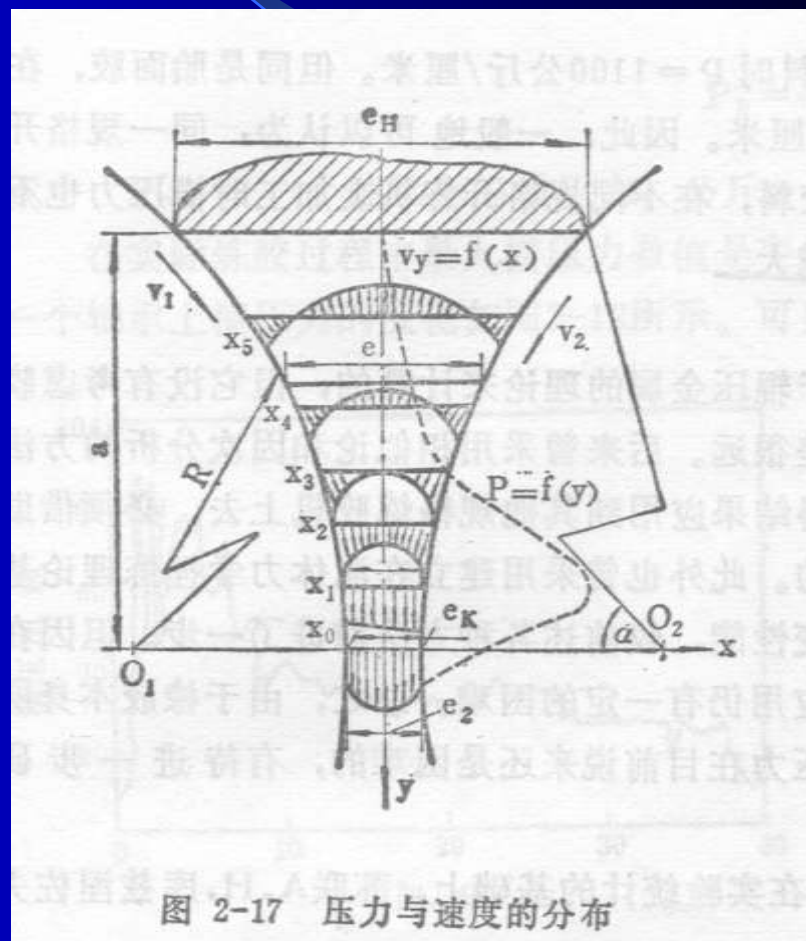
η ——机械传动效率（0.9）。

值得注意的是，按（2—10）式计算的功率是最大值。实际选择电动机的功率应比上述计算值小1.5~2.0倍。

2、按胶料捏炼的流体动力学理论计算

捏炼的流体动力学理论认为：炼胶过程中功率消耗在克服胶料的剪切变形上，故可按混炼时胶料所产生的剪切应力来求出。

在变形轴的方向两辊筒的剪切应力按下述方程计算，参照右图。



对慢速辊筒：

$$\tau_{+e/2} = \mu_{\text{效}} \cdot v_1 \left[\frac{3(1+f)(\delta - \delta_0)}{\delta^2 e} + \frac{(1+f)}{\delta \cdot e} \right]$$

对快速辊筒：

$$\tau_{+e/2} = -\mu_{\text{效}} \cdot v_1 \left[\frac{3(1+f)(\delta - \delta_0)}{\delta^2 e} - \frac{(1+f)}{\delta \cdot e} \right]$$

式中

$\mu_{\text{效}}$ ——胶料的有效粘度, $\text{kg} \cdot \text{s} \cdot \text{cm}^2$;

e ——辊距, cm ;

v_1 ——慢速辊线速度, cm/s ;

f ——速比;

δ ——无因次系数, $(\delta = e_k / e)$;

δ_0 ——无因次系数, $(\delta = e_1 / e)$ 。

粘性摩擦力的阻力矩可按下式计算：

$$M_{+e/2} = \frac{3 \cdot c_1 \cdot k \cdot a^n \cdot v_1^n \cdot (1+f) \cdot R \cdot \sqrt{R} \cdot L}{a_{1\sqrt{r}}}$$

$$M_{-e/2} = \frac{3 \cdot c_2 \cdot k \cdot a^n \cdot v_1^n \cdot (1+f) \cdot R \cdot \sqrt{R} \cdot L}{a_{2\sqrt{r}}} a$$

总扭矩为：

$$M = \frac{6cka^n v_1^n (1+f)^2 \sqrt{RL}}{a\sqrt{e}}$$

传动电动机功率按下式计算：

$$N = \frac{3Eka''v_1''(1+f)^2\sqrt{RL}}{a\sqrt{e}}$$

式中 a、a₁、a₂——计算系数，

$$a = \frac{3(1+f)\sqrt{Rt}}{2L\sqrt{e}}$$

$$a_1 = \frac{(1+f)\sqrt{Rt_1}}{L\sqrt{e}}$$

$$a_2 = \frac{(1+f)\sqrt{Rt_2}}{L\sqrt{e}}$$

L——辊筒工作部分长度，cm；

R——辊筒半径，cm；

C₁、C₂、t、t₁、t₂、E——经验系数；

K、n——流变系数。

系数 a 、 E 、 k 、 n 是根据具体条件决定的。为便于应用，这里令 $K=3Eka^{n-1}v_1^{n-1}$ ，这样上式可写为功率的一般计算式为：

$$N = K \frac{(1+f)^2 \sqrt{R} v_1 L}{\sqrt{e}} \quad (2-11)$$

式中 K ——计算系数。

计算系数 K 与胶料的性质和加工工艺条件有关，可由实验来确定。当最小辊距为1.5mm时，测得邵氏（A）硬度为55~65° 胎面胶数值为：在塑炼、混炼、热炼时 $K=0.023$ ；压片时 $K=0.021$ ；破胶时 $K=0.035$ 。

3、按经验公式计算

$$N = 92L \cdot \sqrt{R}^{kw} \quad (2-12)$$

式中 92——计算系数（天然橡胶）；

L——辊筒工作部分长度，m；

R——辊筒半径，m。

应指出（2—12）式对 $\phi 400 \times 1000\text{mm}$ 以上规格的开炼机都是适用的。

但对 $\phi 360 \times 900\text{mm}$ 以下规格的开炼机计算结果是偏高的。规格越小，差距越大。

$$N = 2.7vLD^{0.4} \text{ kW} \quad (2-13)$$

式中 v ——前后平均线速度， m/min ；

D ——辊径， m ；

L ——辊筒工作部分长度， m 。

由（2—12）、（2—13）式计算的功率为开炼机平均功率，炼胶过程功率峰值较大，故它可以作为电动机的额定功率。

4、按相似理论的计算

(1) 天然橡胶(Natural rubber)

$$N = 0.045 \gamma \omega D^2 L^{0.6} e^{0.1} f^{-0.2} B^{-4.5} \quad (2-14)$$

$$N = 0.038 \gamma \omega D^2 L^{0.6} e^{0.1} f^{-0.2} M^{-0.9} \quad (2-15)$$

(2) 丁苯橡胶(SBR)

$$N = K_1 \gamma \omega D^{2.3} L^{0.6} e^{0.1} f^{-0.2} B^{-0.7} \quad (2-16)$$

$$N = K_2 \gamma \omega D^{2.3} L^{0.6} e^{0.1} f^{-0.2} M^{-2.5} \quad (2-17)$$

其中 CKC—30 $K_1=0.115$; $K_2=0.0145$

CKC—10 $K_1=0.084$; $K_2=0.0140$

(3) 丁腈橡胶(NBR)

$$N = K_1 \gamma \omega D^2 L^{0.6} e^{0.1} f^{-0.2} B^{-0.7} \quad (2-18)$$

$$N = K_2 \gamma \omega D^2 L^{0.6} e^{0.1} f^{-0.2} M^{-2.5} \quad (2-19)$$

其中 CKC—40 $K_1=0.11$; $K_2=0.0195$

CKC—26 $K_1=0.10$; $K_2=0.020$

式中 N——功率, kw;

γ ——胶料比重, kg/cm³;

ω ——辊筒回转角速度, 1/s;

D——辊径, mm;

L——辊筒工作部分长度, mm;

e——辊距, mm;

f——速比;

B——胶料还原性;

M——胶料柔软性。

上述公式的实验条件：

辊筒直径 $D=200\sim400\text{mm}$ ；

辊筒工作部分长度 $L=450\sim1050\text{mm}$ ；

速比 $f=1\sim3$ ；

辊筒线速度 $v=28\sim18\text{m/min}$ ；

辊距 $e=0.6\sim2.5\text{mm}$ ；

最初塑度为 $0.06\sim0.15$ 。

辊温 $t=45\pm5^{\circ}\text{C}$ ；

胶温为 $80\pm5^{\circ}\text{C}$ 。

四、功率的确定

由于影响功率的因素很多。上述计算方法都具有一定的局限性。但在某些条件下这样的计算又是可取的。因此，在设计时往往采用调查研究、分析对比的方法，把计算作为确定电动机功率的参考，综合各种条件最后确定电机的额定功率。

若有相同规格与型号的开炼机最好进行实际测量，根据测量结果，经过分析再选择电动机的功率。

五、电机的选择：

1. 要求：

- (1) 启动力矩要大；
- (2) 转速要恒定；
- (3) 可以正反转；
- (4) 有耐超负荷的特性；
- (5) 封闭性能要好。

2、电机选择：

根据上述要求，一般选用Y、YR三相异步电动机。

§ 3—8生产能力 (Capacity)

1、定义：单位时间内开炼机的产量称为开炼机的生产能力。以公斤/小时表示。

2、开炼机生产能力计算：

1) 常用开炼机的生产能力可按下式计算：

$$Q = \frac{60q\gamma}{t} \text{ kg/h} \quad (2-20)$$

式中 Q——生产能力，kg/h；

q——一次加胶量，l；

γ ——胶料的重度，kg/l；

t——一次炼胶时间，min。

在进行机台选择计算时，还应乘以设备时间利用系数a，一般a=0.85~0.90。

一次加胶量是指开炼机一次炼胶的数量。一次加胶量是否合理不仅影响生产能力，同时影响炼胶的质量。合理的加胶量，可根据胶料全部包覆在前辊上并在两辊间存在有一定数量的积胶来确定。下边的经验公式可作为确定一次加胶量时的参考。

$$q = (0.0065 \sim 0.0085)DL \quad (2-21)$$

式中 q ——一次加胶量， l ；
 D ——辊筒直径， cm ；
 L ——辊筒工作部分长度， cm ；
 $0.0065 \sim 0.0085$ ——计算系数。

2) 对连续作业的开炼机:

理论生产能力按下式计算:

$$Q = 60\pi Dnhb\gamma \text{ kg/h} \quad (2-22)$$

式中 D ——辊筒直径, cm;

n ——辊筒转数, rad/min;

h ——胶片厚度, cm;

b ——胶片宽度, cm;

γ ——胶料重度, kg/cm²。

实际生产能力, 要乘以设备时间利用系数 a 。

3) 对破胶机（或沟纹的洗胶机）其生产能力：

$$Q = F \cdot L \cdot \beta \cdot i \cdot \gamma$$

式中 F ——辊筒沟纹间面积， m^2 ；

L ——沟纹长度， m ；

β ——填充系数， $(0.7 \sim 0.8)$ ；

i ——快速辊筒角分钟通过间隙的沟纹数；

γ ——胶料重度， kg/m^3 ；

Q ——角分钟的生产能力， kg/min 。

3、影响因素：

从以上的分析公式可以看出，开炼机的生产能力与一次炼胶容量、辊筒规格 $D \times L$ 、辊距、炼胶温度、炼胶时间、操作方法等有关，

当 $q \uparrow \downarrow$ 时， $Q \uparrow \downarrow$ ，

当 $D \times L \uparrow \downarrow$ 时， $Q \uparrow \downarrow$ ，

当辊距 $e(h) \uparrow \downarrow$ 时， $Q \uparrow \downarrow$ ，

当 $t \uparrow \downarrow$ 时， $Q \downarrow \uparrow$ ，

当 $v \uparrow \downarrow$ 时， $Q \uparrow \downarrow$ 。

因此，在实际工作中，采用计算与分析对比相结合的方法来确定生产能力。

第四节 传动系统

一、传动型式 (Transmission Type)

开炼机的传动系统的设计主要包括电动机、减速器、驱动齿轮和速比齿轮的选择与布置。传动系统设计直接影响开炼机的整体布置、结构型式、占地面积、加工制造和使用维护。为此，设计时要给予充分的重视。

开炼机传动系统

—Mixing

machine drive system



开炼机的传动型式颇多，大体上按下述方法分类：

1、按一台电动机驱动开炼机的台数可分为：

单台传动——系一台电动机驱动一台开炼机，

成组传动——系一台电动机驱动2~4台开炼机。

近年来，成组技术已很少采用，国内外生产的开炼机多为单台传动。

2、按电动机与开炼机的相对位置可分为：

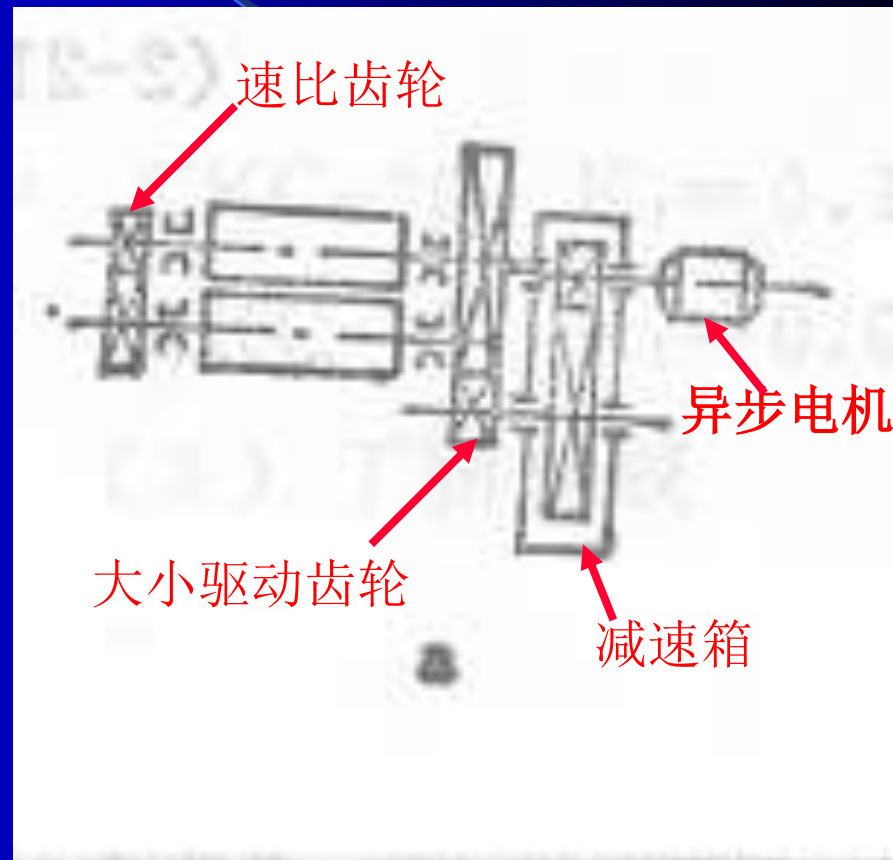
左传动——电动机在操作人员左侧；

右传动——电动机在操作人员的右侧。

左、右传动开炼机性能不变。

开炼机常见的传动型式主要有：

图a所示为用**异步电动机**通过**圆柱减速器的传动**，采用**圆柱齿轮减速器**，制造简单，工作平稳无噪声，但占地面积大。



右图b所示为用异步电动机通过圆锥—圆柱齿轮减速器的传动，其整体布置右下图所示。采用圆锥—圆柱齿轮减速器，结构紧凑，占地面积小，但工作时易发生噪音，使用寿命较短。

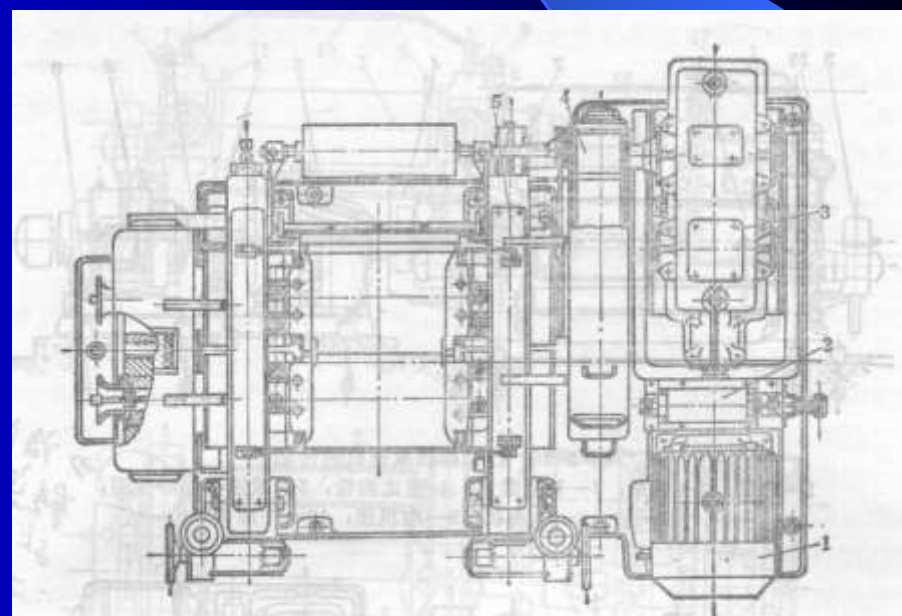
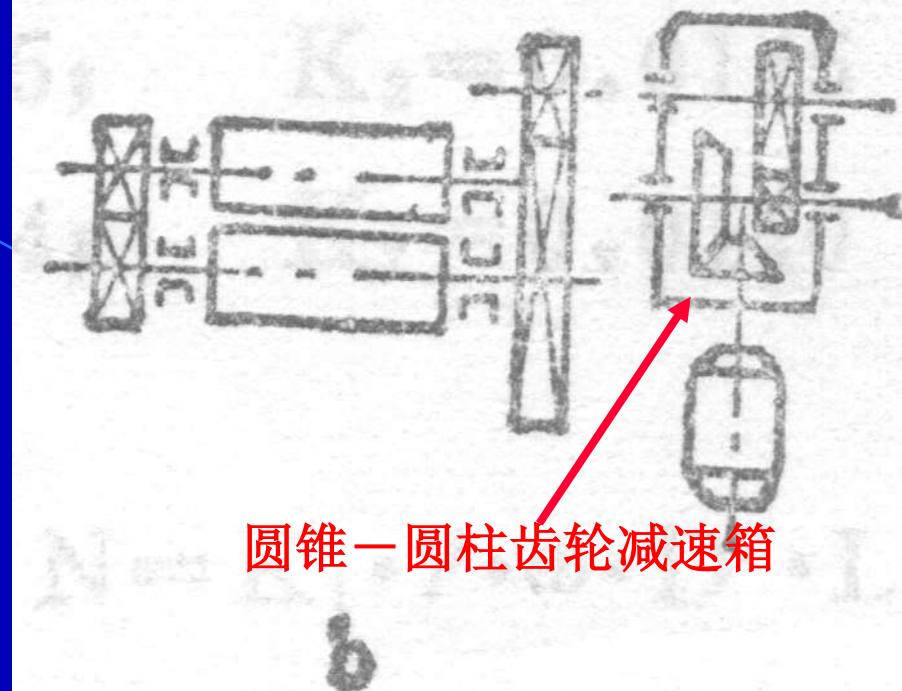


图 2-24 圆锥—圆柱齿轮减速器的传动
1—电动机；2—抱闸；3—减速器；4—驱动齿轮；5—开炼机

右图c所示为用**异步电动机通过圆弧齿轮减速器的传动**，其整体布置如下图所示。它的特点是采用整体机座，取消地脚螺钉，便于迁装。减少了占地面积，采用圆弧齿轮传动较少了噪音，结构简单。

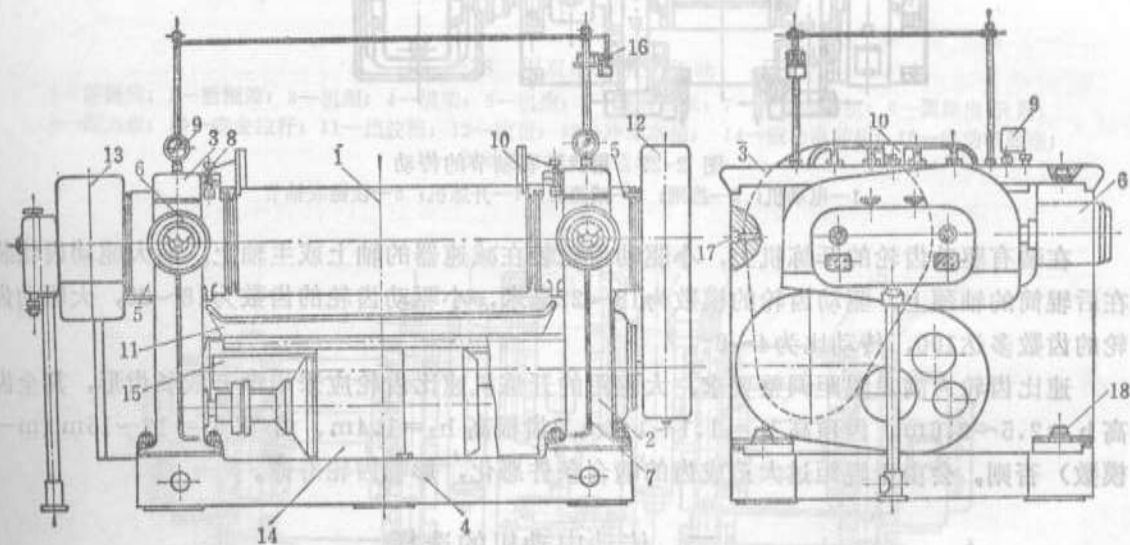
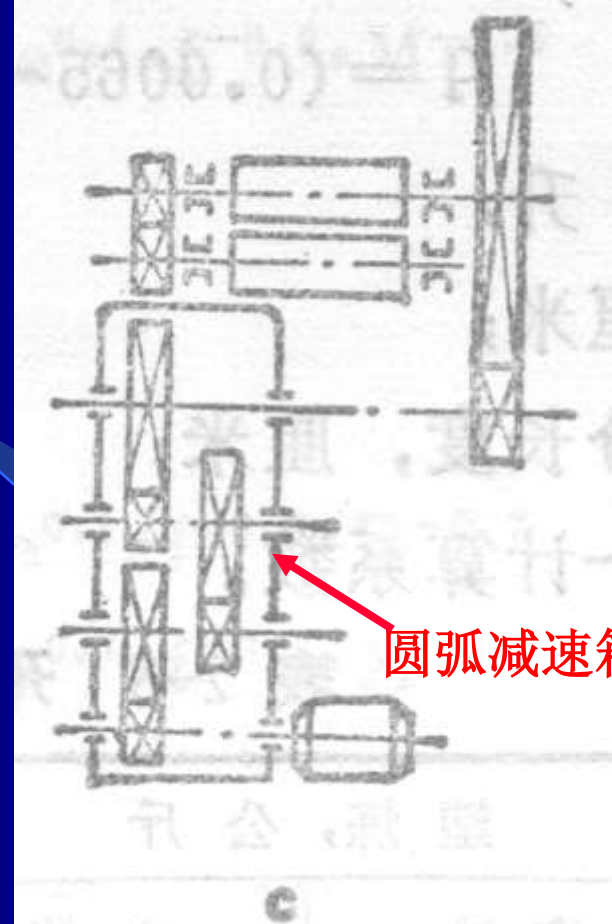
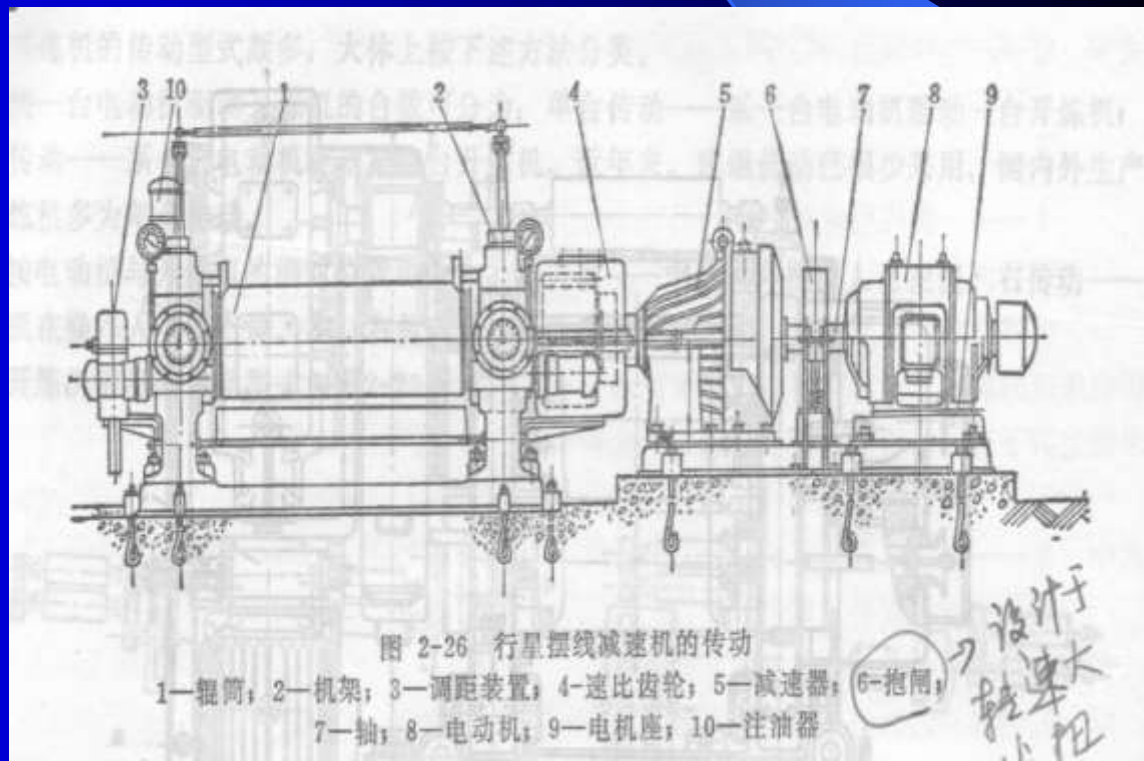
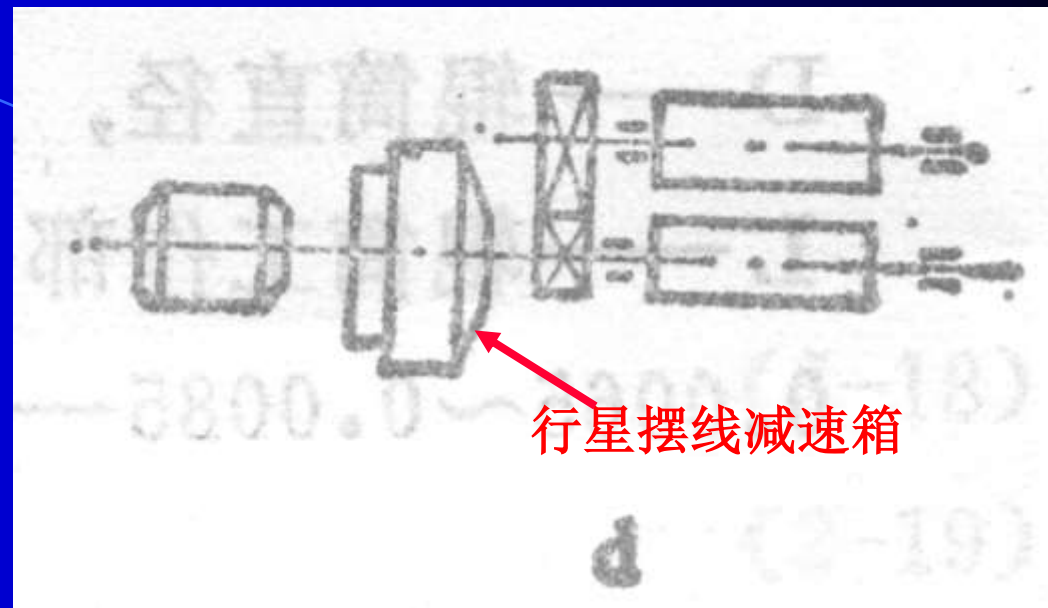


图 2-25 圆弧齿轮减速机的传动

- 1—辊筒；2—机架；3—横梁；4—机座；5—辊筒轴承；6—调距装置；7—导管；8—辊距指示器；9—横压力表；
10—挡胶板；11—胶盘；12—驱动齿轮罩；13—速比齿轮罩；14—电动机；15—传动轴；16—安全机构；17—螺钉；18—螺栓

图d 所示为用异步电动机通过行星摆线减速器的传动，其整体布置如下图所示。它的特点是取消了大小驱动齿轮，采用万向连轴节，减速比较大，但摆线齿轮加工困难，使用寿命低。



图e 所示为用**铰链联轴节**的传动，其整体布置如下图所示。它的特点是保证辊筒在单一受力状态下工作，传动主动轴轴线与辊筒轴线交角可达 $8\sim 10^\circ$ 。

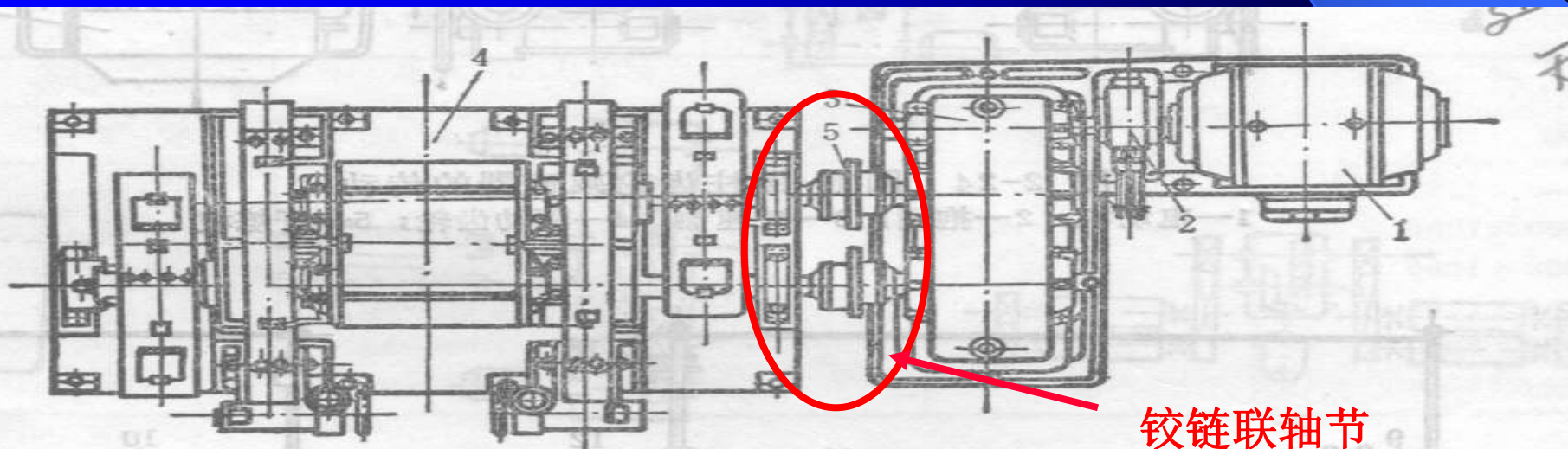
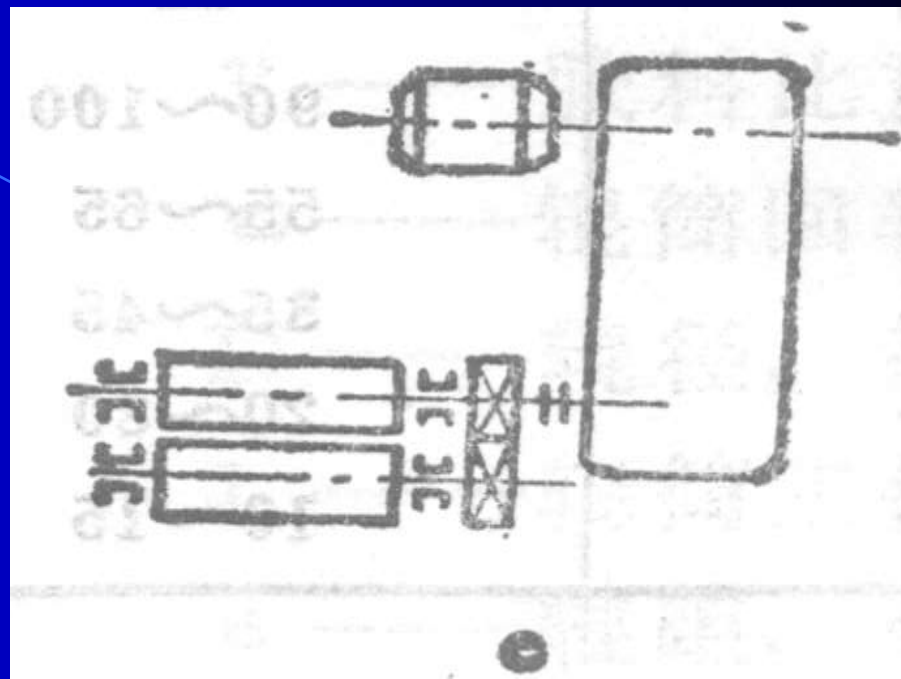
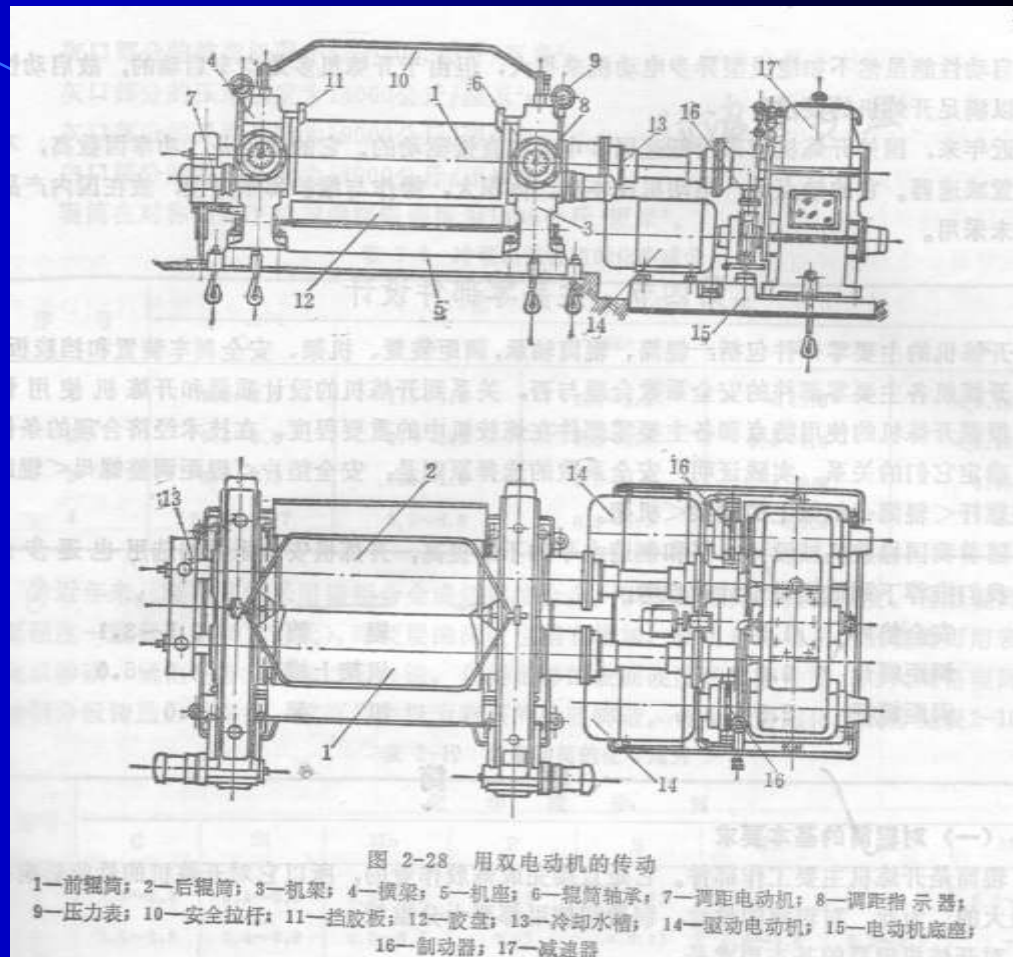
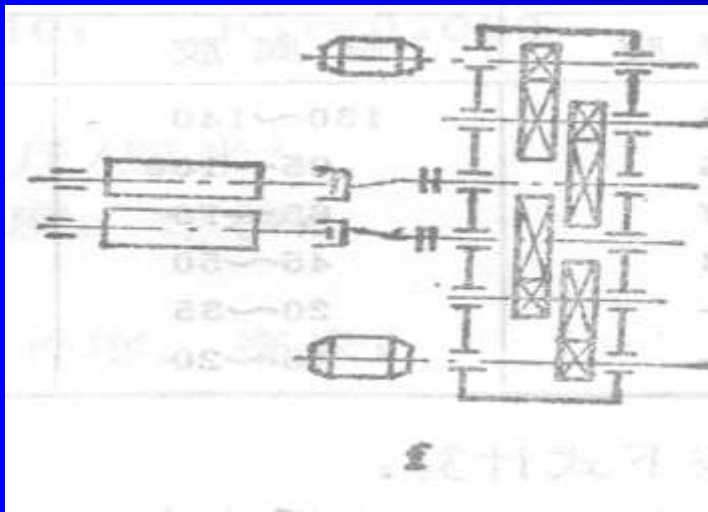


图 2-27 用铰链联轴节的传动

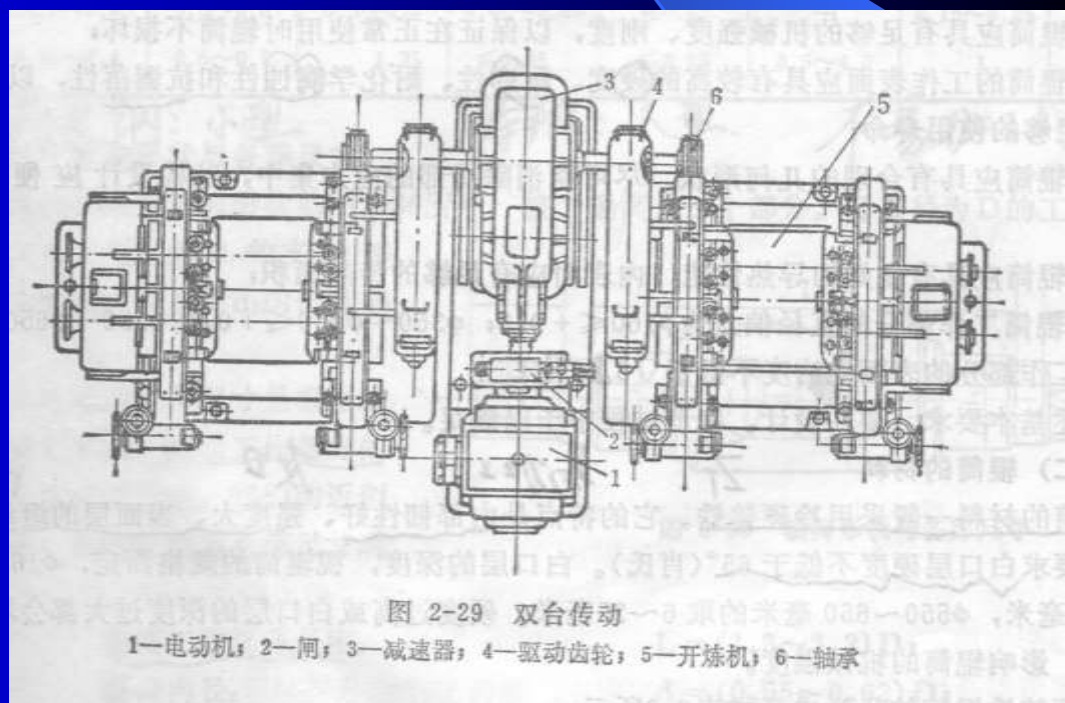
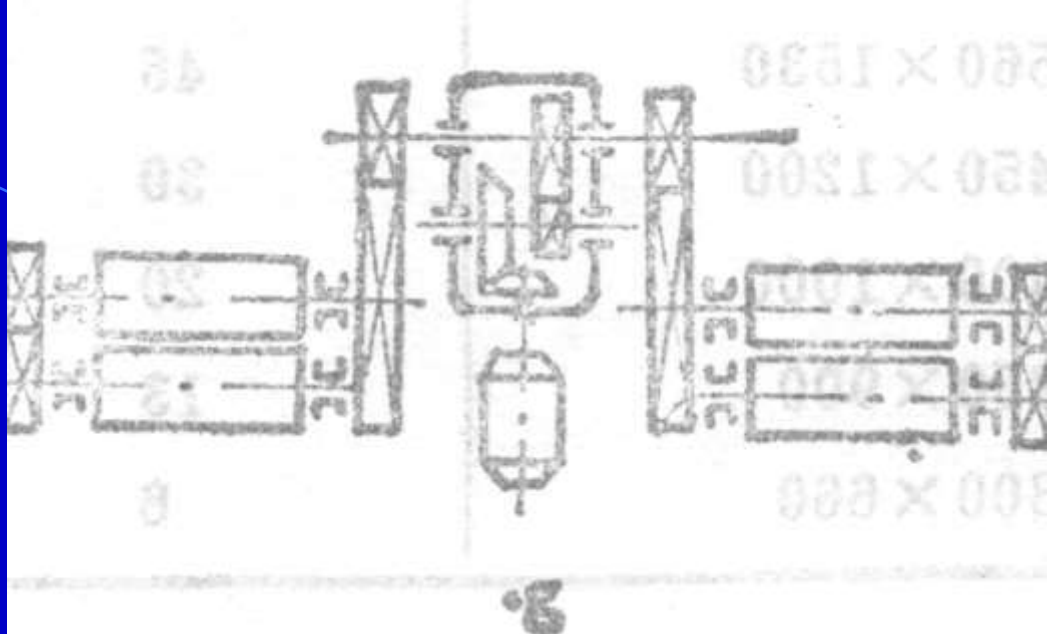
1—电动机；2—抱闸；3—减速器；4—开炼机；5—铰链联轴节

图f为用双电动机通过圆弧齿轮减速器的传动，其整体布置如右图所示。它的特点是取消了速比齿轮和大驱动齿轮。采用双电动机，通过减速器分别驱动二个辊筒，减速器与辊筒间用万向联轴节，结构紧凑，占地面积小，操作方便。



图g为用异步电动机通过圆锥—圆柱减速器的双台传动，其整体布置如下图所示。它的特点是比较有效地利用车间占地面积。传动轴大大缩短，检修和操作都很方便。

在装有驱动齿轮的开炼机上，小驱动齿轮装在减速器的轴上或主轴上，而大驱动齿轮装在后辊筒的轴颈上，驱动齿轮的模数为18~22mm，小驱动齿轮的齿数为18~20，大驱动齿轮的齿数多达100，传动比为4~6。



速比齿轮为满足辊距调整要求，大辊距的开炼机速比齿轮应采用渐开线长齿形，其全齿高 $h=2.5\sim 2.6m$ ，齿顶高 $h_1=1.1\sim 1.2m$ ，齿根高 $h_2=1.4m$ 、齿宽 $b=12\sim 15m$ (m —模数) 否则，会由于辊距过大造成齿的啮合条件恶化，影响齿轮寿命。

二、传动电动机的选择

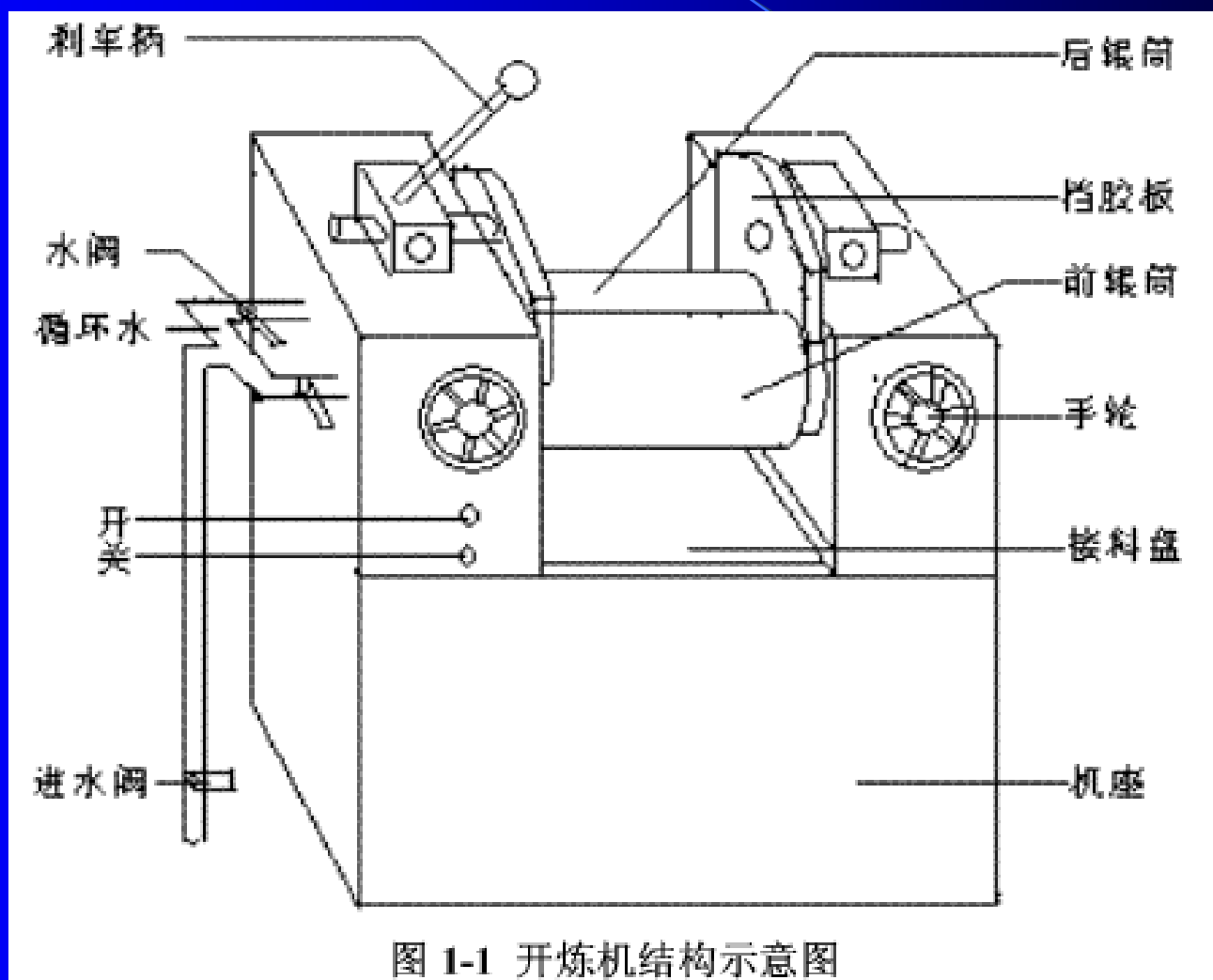
开炼机工作时负荷变动较大，又考虑到有时需要负载启动。混炼与压片时粉状配合剂飞扬易引起电动机短路，故对开炼机电动机的要求是：

1. 启动扭矩要大；
2. 具有超负荷特性，要求 $M_{\max}/M_{\text{额定}}$ 为2~2.5倍以上；
3. 能够正反转动；
4. 转速要恒定；
5. 制动性能要好；
6. 混炼、压片机电动机应采用封闭型。

常用电动机为三相异步交流电动机。一般选用鼠笼式转子封闭自扇冷式异步电机，也有选用绕线式异步电动机的。后者启动性能比前者好。但可靠性差、价格高。前者结构简单。防尘启动性能虽然不如绕线型异步电动机来得大，但由于开炼机多用空车启动的，故启动性能可以满足开炼机的要求。

近年来，国外开炼机有采用低速同步电动机直接驱动的。它的优点是：功率因数高，不需配置减速器。它的缺点是：电动机成本高、体积大，操作与维护都不方便，故在国内产品中尚未采用。

第五节 主要零部件设计



开炼机的主要零部件包括：辊筒、辊筒轴承、调距装置、机架、安全刹车装置和挡胶板。

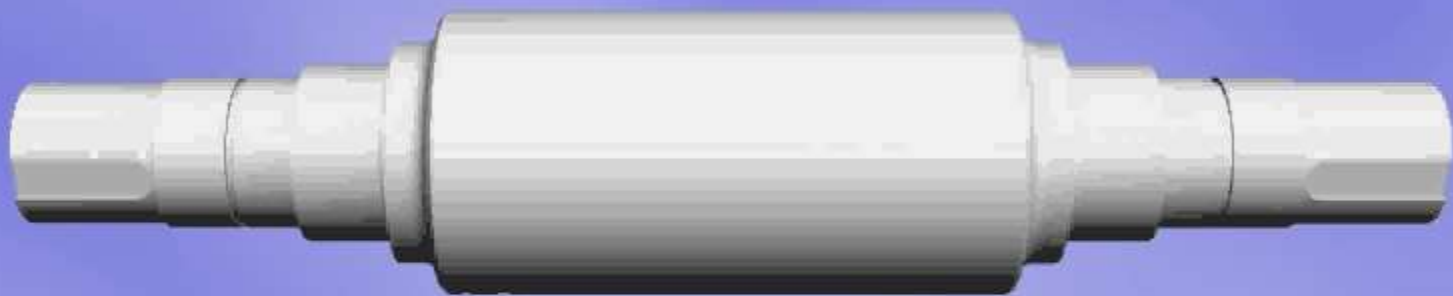
开炼机的使用特点和各主要零部件在炼胶机中的重要程度是不同的，实践证明，安全系数的选择原则是：安全垫片（1.5）＜辊距调整螺母（2.0）＜辊距调整螺杆（2.3）＜辊筒（2.5～3.1）＜机架上的横梁（4.0～5.0）＜机架（5.0）。

注：括号中的数值为推荐的安全系数。

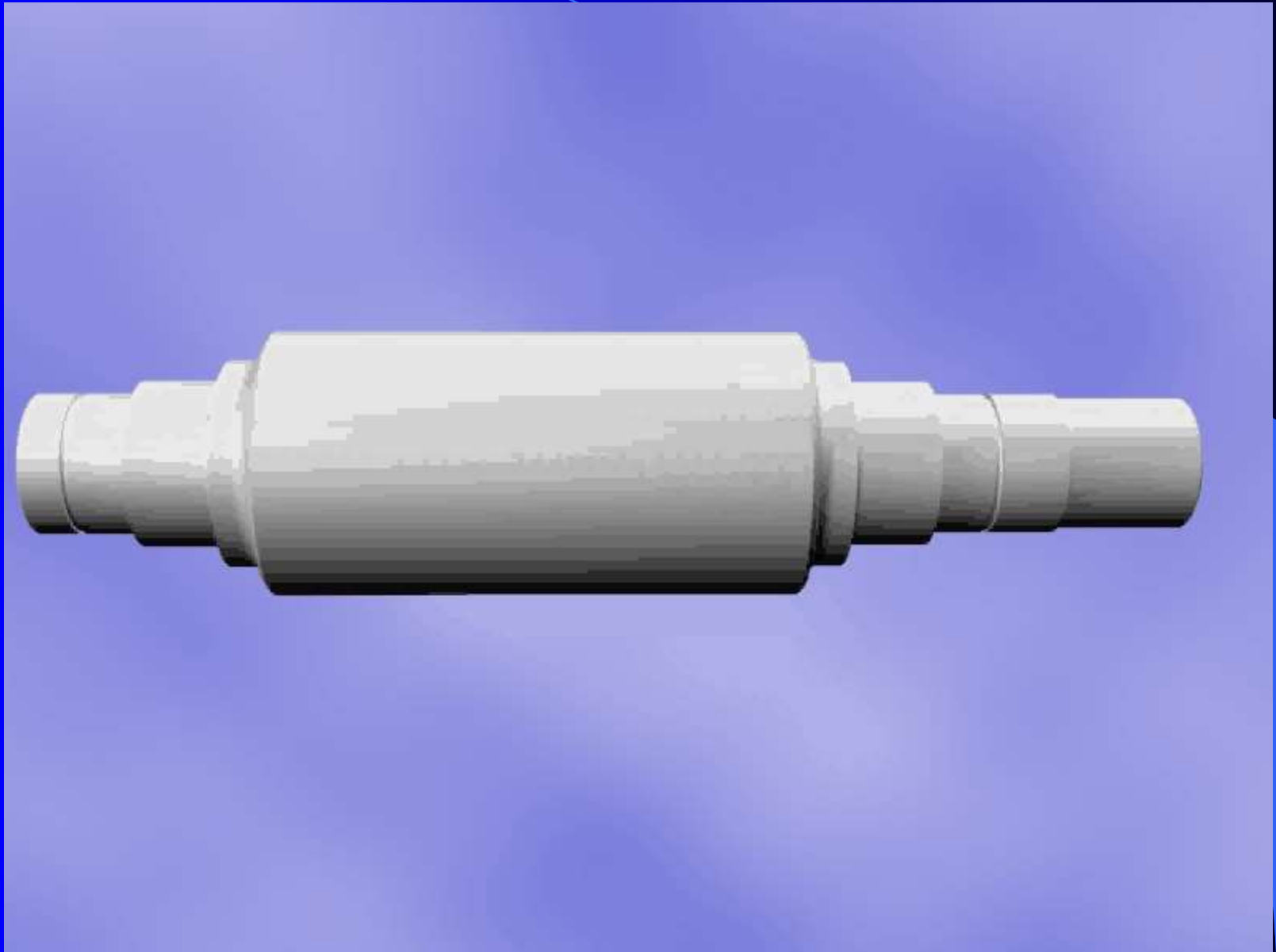
一、辊筒 (mill roll)



后辊筒的三维动画



前辊筒的三维动画



(一) 作用： 辊筒是开炼机的主要零部件。在工作过程中，它直接与胶料接触，对胶料产生挤压和剪切作用。因此，它的结构及质量将直接影响炼胶的效果和开炼机的使用寿命。

(二) 要求: 由于辊筒对胶料有挤压和剪切作用, 所以辊筒也受到胶料对辊的挤压、摩擦、弯曲以及化学腐蚀和热应力的作用。同时还要受到传动系统输入的扭矩作用, 其受力状态比较复杂且负荷又大。根据其受力特点, 一般对辊筒有下列要求:

1. 要具有一定的机械强度、刚度，能承受胶料的作用力；
2. 辊筒的工作表面要有较高的耐磨性和耐腐蚀性，且表面硬度不低于肖氏65°；
3. 从结构上来讲，具有合理的几何形状，防止应力过度集中；
4. 具有较好的导热性能，便于胶料的加热和冷却；
5. 制造工艺简单、造价低；
6. 直径误差为 $1\sim 0.5\text{mm}$ ，表面粗糙度为 $3.2\sim 1.6$ ，出厂检验一定要保证辊径有正的偏差。

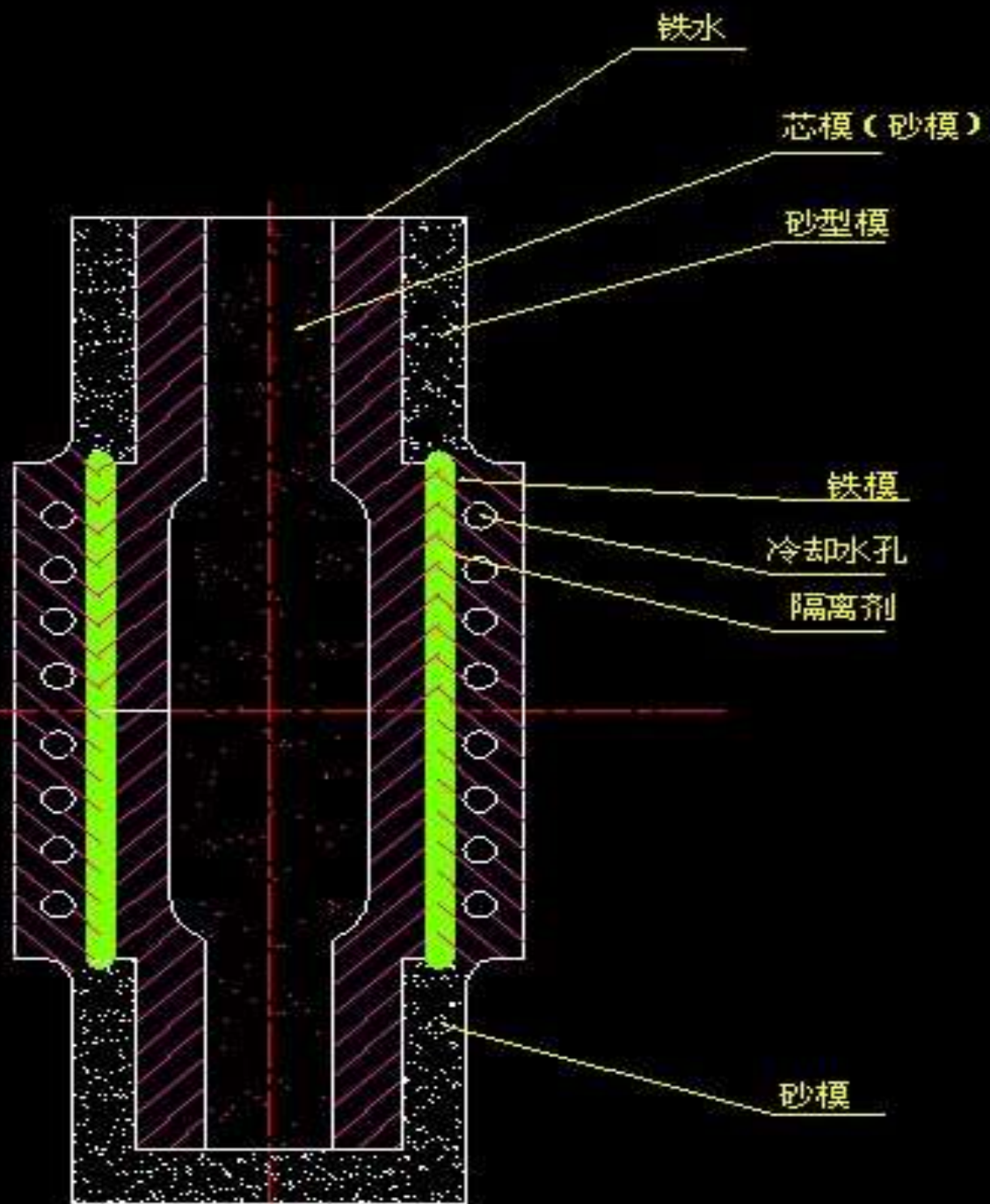
(三) **材料:** 根据以上要求, 一般选用冷硬铸铁作材料, 它的特点是内部韧性好, 强度大, 表面层的组织硬、耐磨损、白口层的硬度不低于肖氏65°。白口层的深度可根据其规格而定, 一般 $\Phi 160\text{mm}$, 取深为3~12mm, $\Phi 550\sim 650\text{mm}$, 取深为6~25mm, 硬度过高或白口层太深都会增加辊筒的脆性, 影响其机械强度。

冷硬铸铁辊筒的化学成分如下表:

序号	化学成分				%
	C	Si	Mn	P	S
1	3.2~3.7	1.4~1.8	0.6~1.2	<0.20	<0.10
2	3.4~3.6	0.5~0.7	0.2~0.4	0.4~0.6	<0.15
3	3.0~3.2	1.0~1.5	0.5~0.8	0.3	0.05
4	3.03~3.77	0.7~0.8	0.5~0.7	<0.5	—

冷硬铸铁：利用铁水自身过冷度和模具表面激冷的办法获得的一种铸铁。其辊身表面激冷而生成白口层，硬度高，耐磨性好。受激冷部分的碳呈化合碳形式，形成局部的白口铸铁。

冷硬铸铁是生产中常见的耐磨材料。冷硬铸铁的表层一定厚度为白口化，其内部仍保持灰口组织，以防整体脆化。激冷的表层硬度可达HRC60左右，常用来做压延机轧辊。



冷硬铸铁辊筒的物理机械性能如下：

灰口部分的抗拉极限不低于 2000kg/cm^2 ；

灰口部分的抗弯极限不低于 4000 kg/cm^2 ；

灰口部分的压缩强度为 14000 kg/cm^2 ；

灰口部分的弹性系数为 10500 kg/cm^2 ；

白口部分的弹性系数为 14000 kg/cm^2 ；

辊筒在对称循环下的弯曲极限强度为 1400 kg/cm^2 。

近年来，也开始采用铬钼合金或低镍铬合金，以提高辊筒的机械强度。国外两种均采用金属离心浇铸的方式铸造。合金辊筒的化学成分见下表：

序号	化学成分 %							
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
1	3.3~3.8	0.4~0.8	0.3~0.5	0.55	≤0.12	—	0.2~0.3	0.2~0.4
2	3.3~3.8	0.4~0.8	0.3~0.5	0.55	≤0.12	0.4~0.8	0.2~0.3	—
3	3.3~3.8	0.5~0.8	0.3~0.5	0.45~0.55	≤0.12	—	0.15~0.25	0.2~0.4
4	3.25~3.4	0.5~0.7	1.25	≤0.05	≤0.05	3.5~4.5	1	—

(四) 结构和分类:

1. **结构:** 见下图，辊筒主要由直径为 D 的工作部分（称为辊筒体）；直径为 d_1 的支撑部分，称为辊径和直径为 d_3 的传动部分组成。

轴径部分与辊筒轴承相连，且在轴承中回转；联接部分与速比齿轮和大驱动齿轮相连接；内部有调整温度的空腔。

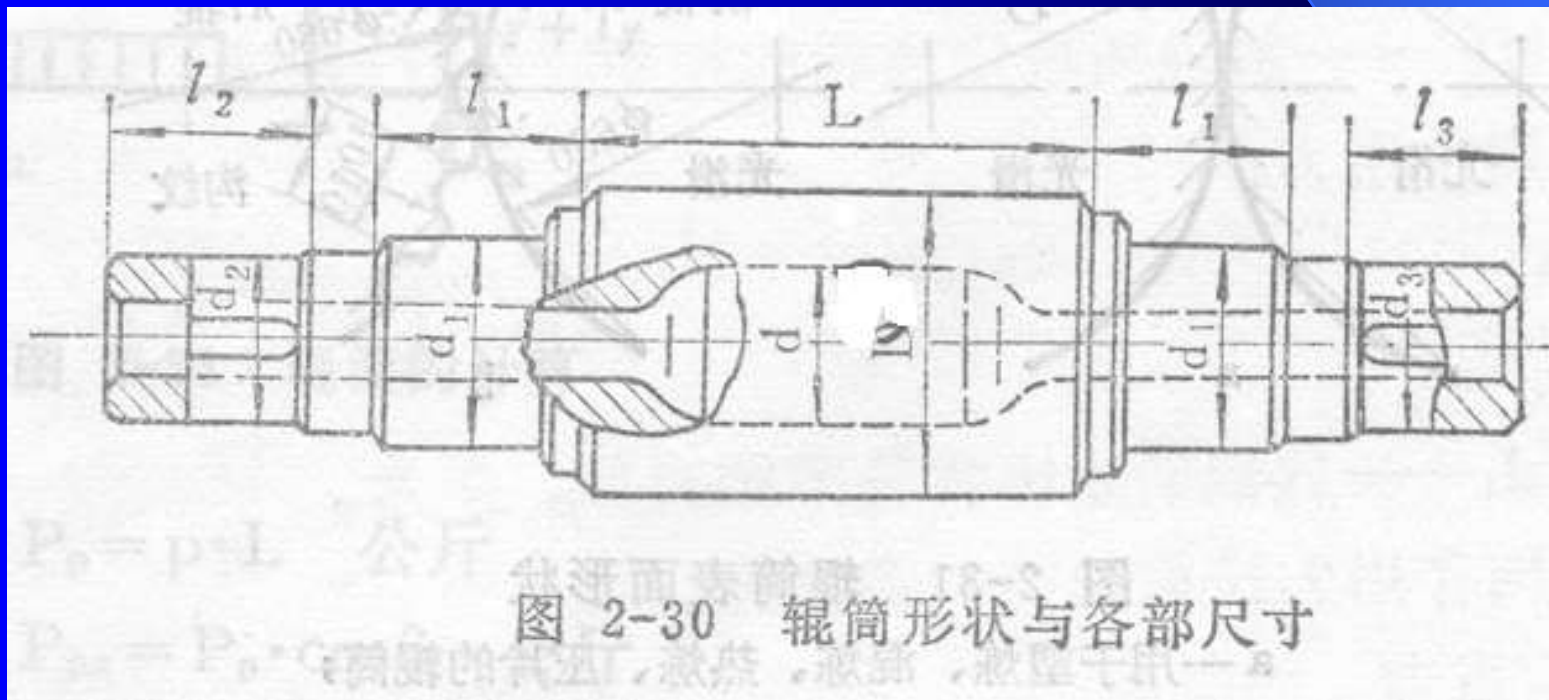


图 2-30 辊筒形状与各部尺寸

2 . 各部尺寸：根据经验资料确定，一般以工作部分的直径D为基础而得到：

辊筒工作部分长度

$$L = (1.3 \sim 3.2) D$$

辊筒内径

$$d = (0.55 \sim 0.70) D$$

辊颈直径

$$d_1 = (0.65 \sim 0.70) D$$

辊颈长度

$$l_1 = (1.0 \sim 1.2) d_1$$

辊筒传动部分直径

$$d_3 = (0.85 \sim 0.95) d_1$$

辊筒传动部分长度

$$l_2 = (1.06 \sim 1.10) d_3$$

3. 分类：

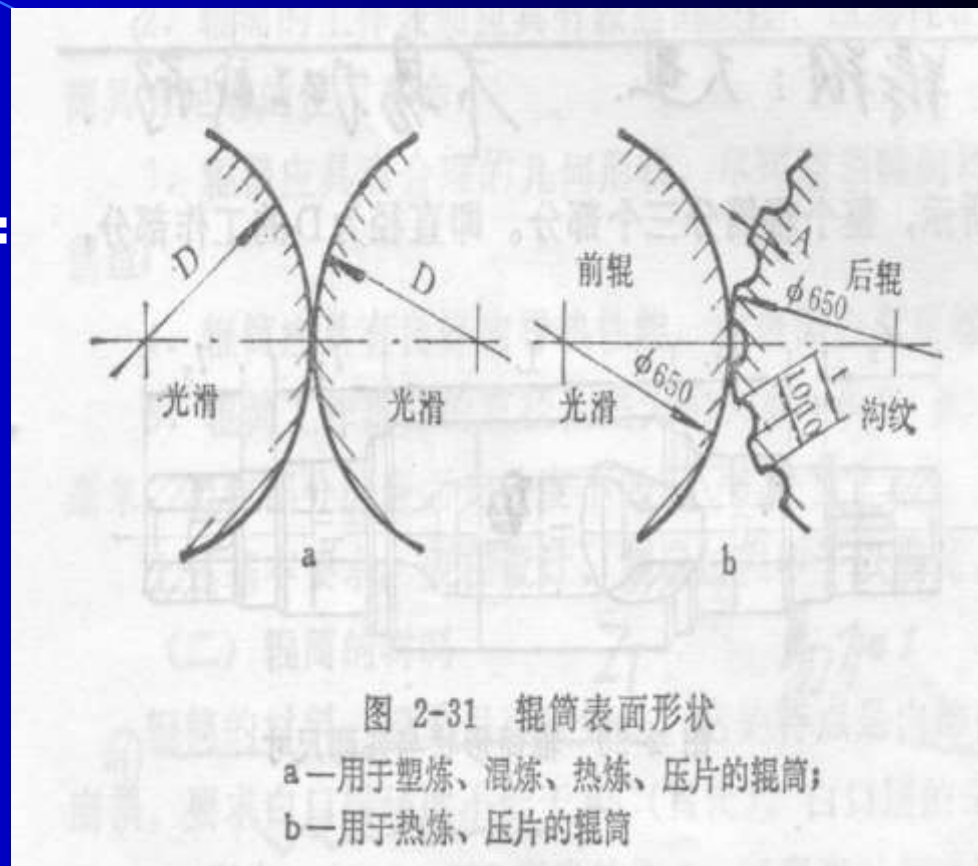
①其分类方法主要根据**辊筒的表面形状**。一般分为：

a. **光滑圆柱辊筒（圆柱面）**：

用于塑炼、混炼、压片、热炼（用于热炼和压片的辊筒，为了提高炼胶效果，前辊为光滑的，后辊为带沟纹的，沟纹螺旋角为 4° ，深度为4mm，宽为20mm。）

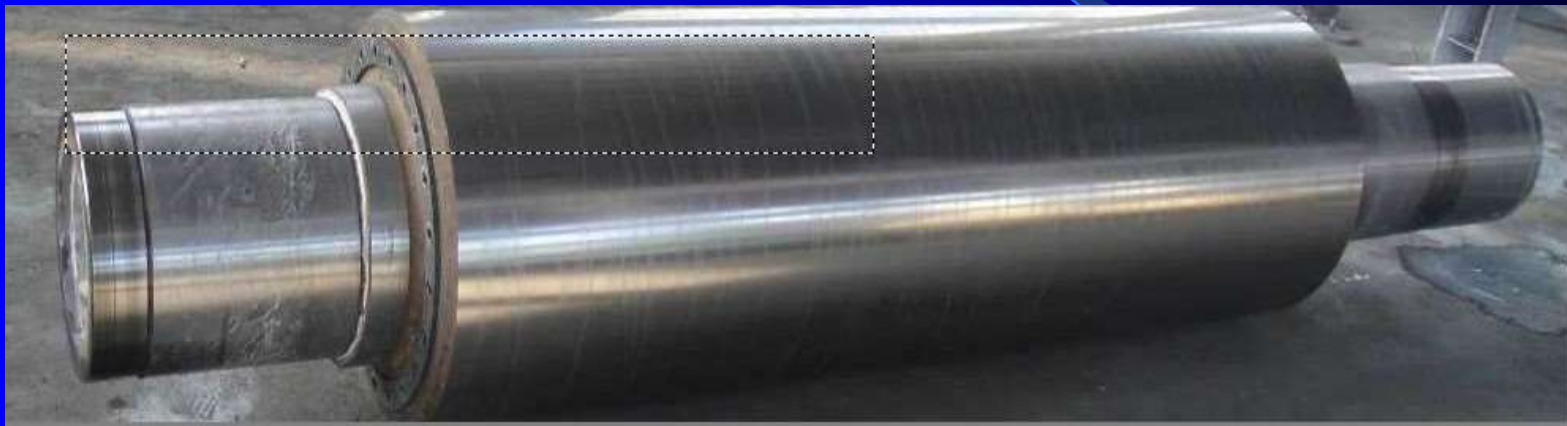
b. **腰鼓辊筒（凹凸）**：用于再生胶精炼

c. **带沟纹的辊筒**：破胶、洗胶

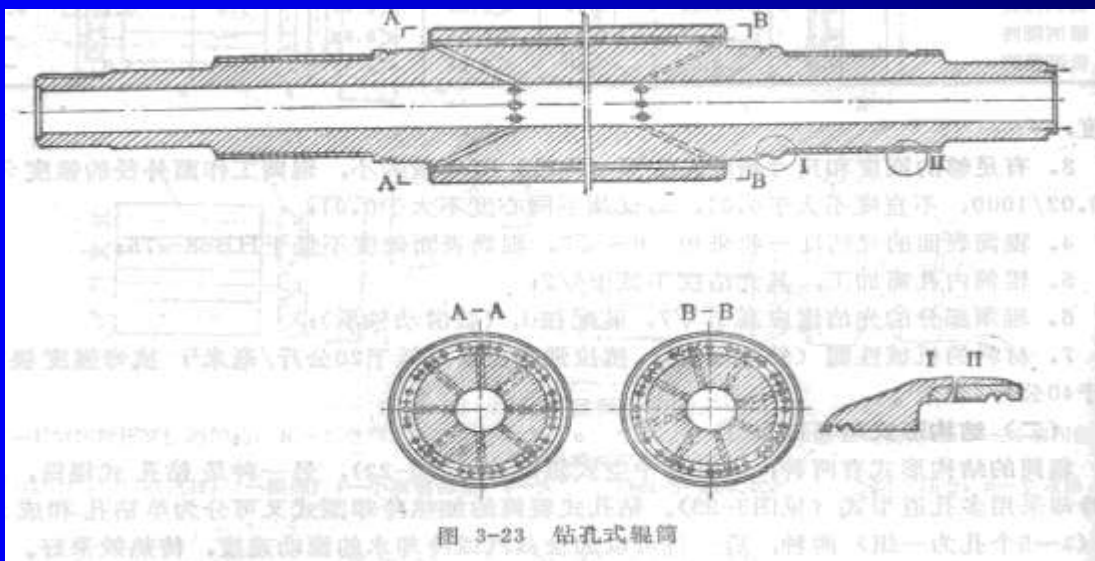
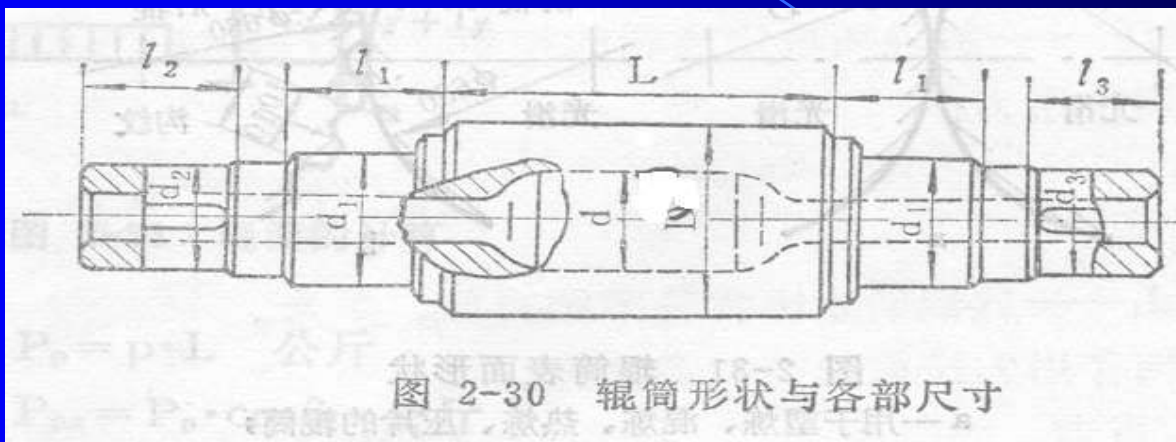


腰鼓型辊筒

带沟纹的辊筒



②按加热冷却形式来分：中空式、钻孔式



③按**加热介质**来分：**电加热、蒸汽加热、油加热、恒温水**

④按**前后辊筒直径是否相同**来分：**同径、异径**

辊筒圆周钻孔冷却加热流道过去主要用于压延机辊筒。

近年来，越来越多的国家在开炼机上采用钻孔流道的辊筒，据介绍，大多数情况下，后辊筒为中空的，而前辊筒为钻孔的，这有利于控制混合物的温度及调节操作条件。

(五) 辊筒的受力分析

开炼机的辊筒工作时受有较大的横压力、摩擦力、温度应力、大小驱动齿轮和速比齿轮的作用力。由于胶料横压力的作用，辊筒要承受弯曲应力，由于胶料的摩擦力和轴承的摩擦力作用，辊筒要承受扭转应力，可见辊筒实际上是受有弯曲和扭转的复合应力。此外，辊筒的自重作用都必须给予考虑。

由于辊筒内外温度差而引起的温度应力和冷硬铸造产生的内应力都对辊筒强度有影响，在精确计算时都应考虑。但内应力因计算困难，一般可在安全系数中考虑即可。

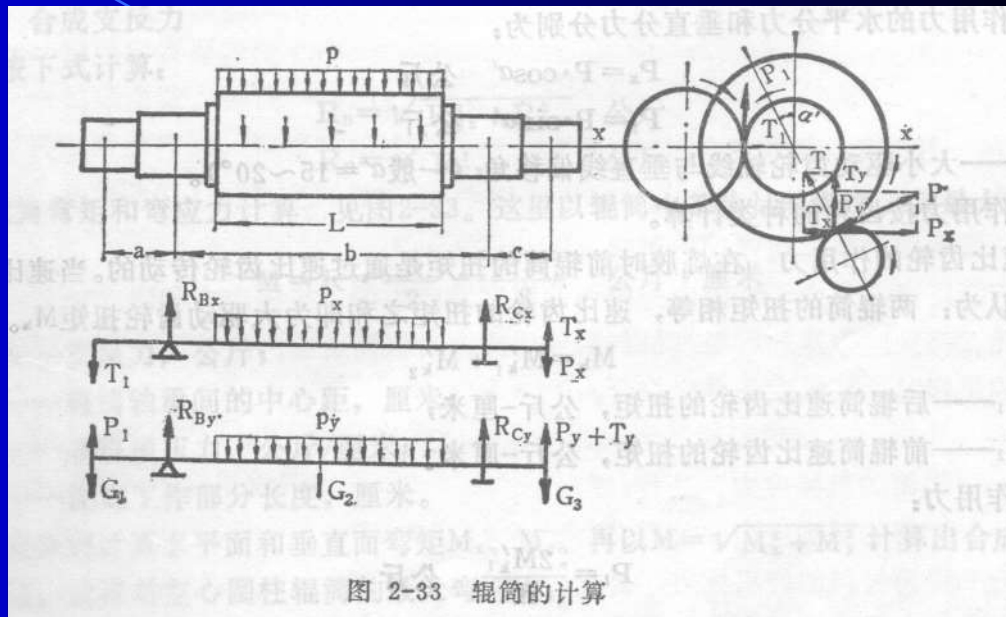
辊筒在工作状态下的负荷如下图所示。

1. 胶料对辊筒的横压力

$$P_p = p \cdot L \quad \text{kg}$$

$$P_{px} = P_p \cdot \cos \beta \quad \text{kg}$$

$$P_{py} = P_p \sin \beta \quad \text{kg}$$



式中 P_p ——总横压力, kg;

P ——单位横压力, kg/cm;

P_{px} , P_{py} ——横压力的水平分力, 垂直分力, kg。

2. 驱动齿轮的作用力

大小驱动齿轮在传动过程中，齿轮间便产生相互作用的力（如上图所示）：圆周作用力P的方向与节圆相切；径向作用力T的方向与齿轮的半径方向一致。

大驱动齿轮圆周作用力：

$$P = \frac{2M_k}{d_1} \text{ kg}$$

式中 M_k ——作用在大驱动齿轮上的扭矩， $\text{kg} \cdot \text{cm}$ ；

d_1 ——大驱动齿轮的节圆直径， cm 。

这里应指出：经电动机、减速器、大驱动齿轮传来的扭矩，是供前后辊加工胶料的需要，故由前后辊筒共同承担。

即
$$M_k = M_{k1} + M_{k2} \quad \text{kg} \cdot \text{cm}$$
$$M_{k1} = 97400 \frac{N_1}{n_1} \quad \text{kg} \cdot \text{cm}$$
$$M_{k2} = 97400 \frac{N_2}{n_2} \quad \text{kg} \cdot \text{cm}$$

式中 M_k ——大驱动齿轮的扭矩， $\text{kg} \cdot \text{cm}$ ；
 M_{k1} 、 M_{k2} ——前、后辊扭矩， $\text{kg} \cdot \text{cm}$ ；
 N_1 、 N_2 ——后、前辊消耗功率， kw ；
 n_1 、 n_2 ——后、前辊转数， rad/min 。

在炼胶时可粗略地认为 $M_{k1} = M_{k2}$

圆周作用力的水平分力和垂直分力分别为：

$$P_x = P \cdot \cos \alpha' \quad \text{kg}; \quad P_y = P \cdot \sin \alpha' \quad \text{kg}$$

式中 α' ——大小驱动齿轮轴线与垂直线偏移角（一般 $\alpha' 15 \sim 20$ ）。

径向作用力按齿轮的种类计算。

3. 速比齿轮的作用力

在炼胶时前辊筒的扭矩是通过速比齿轮传动的。当速比很小时，可近似的认为：两辊筒的扭矩相等，速比齿轮的扭矩之和即为大驱动齿轮扭矩 M_k 。

$$M_k = M'_{k1} + M'_{k2}$$

式中 M'_{k1} ——后辊筒速比齿轮的扭矩， $\text{kg} \cdot \text{cm}$ ；

M'_{k2} ——前辊筒速比齿轮的扭矩， $\text{kg} \cdot \text{cm}$ 。

圆周作用力：

$$P_1 = \frac{2M'_{k1}}{d_1} \text{ kg}$$

式中 d_1 ——后辊筒速比齿轮节圆直径， cm 。

径向作用力按齿轮的种类计算。

4. 重力

速比齿轮（后辊筒）重量： G_1

辊筒重量： G_2

大驱动齿轮重量： G_3

(六) 辊筒的强度计算

辊筒的强度计算包括：支反力、弯矩、扭矩和危险断面强度的计算。在计算时，虽然前后辊筒工作条件相似。为安全起见，看做后辊筒沿全长传递全部扭矩。此外，它的一端要承受驱动齿轮的作用力，另一端又承受速比齿轮的作用力，其工作条件较前辊恶劣。所以，一般只对后辊计算就可以了。

1. 辊筒支反力的计算

计算辊筒的支反力是分别求出水平方向和垂直方向的，最后合成。

(1) 水平方向支反力

从图可见，后辊筒受力为平面平行力系，故可建立 $\sum(P)=0$ 和 $\sum(M)=0$ 两方程式。分别计算 R_{Bx} 和 R_{Cx} ：

$$R_{Cx} = \frac{(P_x - T_x)(b + c) + P_{px} \cdot \frac{b}{2} - T_1 a}{b} \text{ kg}$$

$$R_{Bx} = \frac{T_1(a + b) + R_{px} \cdot \frac{b}{2} + (T_x - P_x) \cdot c}{b} \text{ g}$$

(2) 垂直方向支反力

$$R_{Cy} = \frac{-(P_y + T_y - G_3)(b + c) + (P_{py} + G_2) \frac{b}{2} + (P_1 - G_1) \cdot a}{b} \text{ g}$$

$$R_{By} = \frac{-(P_1 - G_1)(a + b) + (P_{py} + G_2) \frac{b}{2} + (P_y + T_y - G_3) \cdot c}{b} \text{ g}$$

(3) 合成支反力

分别按下式计算： $R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \text{ g}$

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} \text{ g}$$

2. 辊筒弯矩和弯应力计算

这里以辊筒中部为计算断面，其最大弯矩为：

$$M = R \cdot b/2 - p \cdot L^2/8 \quad \text{kg} \cdot \text{cm}$$

式中 R ——支反力，kg；

b ——辊筒轴承间的中心距，cm；

p ——单位横压力，kg/cm；

L ——辊筒工作部分长度，cm。

按上式分别计算水平面和垂直面弯矩 M_x 、 M_y 。再以 $M =$ 弯矩。并绘出弯矩图。这样对空心圆柱辊筒的最大弯应力：

$\sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ 算出合成

$$\sigma_w = \frac{M}{W} \quad \text{kg/cm}^2$$

式中 σ_w ——辊筒计算断面最大弯应力，kg/cm²；

M ——辊筒计算断面最大弯矩，kg·cm；

L ——抗弯断面系数，cm³。

$$W = \frac{\pi D_H^3}{32} \cdot (1 - \alpha^4) = 0.1 D_H^3 (1 - \alpha^4)$$

其中 D_H ——计算外径 ($D_H = D - 2$)，cm；

δ ——白口层厚度，cm；

α ——内外径比，(d/D_H)。

3. 剪应力计算

$$\tau = \frac{M_k}{W_p} \text{ kg/cm}^2$$

式中 M_k ——辊筒计算断面最大扭矩, $\text{kg} \cdot \text{cm}$;

W_p ——抗扭断面系数, cm^3 。

$$W_p = \frac{\pi D_H^3}{16} (1 - \alpha^4) = 0.2 D_H^3 (1 - \alpha^4) \text{ cm}^3$$

4. 辊筒的强度计算

根据辊筒的受力状态, 是属于弯曲与扭转联合作用下的复合应力。根据力学中的强度理论, 可按修正后的第二强度理论计算工作应力。

$$\alpha = \frac{1 - \mu}{2} \sigma_w + \frac{1 + \mu}{2} \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau^2}$$

式中 μ ——泊松比, 对铸铁=0.33;

σ_w ——最大弯曲应力, kg/cm^2 ;

τ ——最大扭转剪应力, kg/cm^2 ;

5. 在所选择的截面上，辊筒的强度应满足的条件

$$[\sigma] \geq \sigma$$

根据辊筒的工作条件，可视其受对称循环载荷。

以疲劳极限为基础，其许用应力按下式计算：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n}$$

式中 σ_{-1} ——材料的疲劳极限，kg/cm²；
n——安全系数。

(七) 温度应力及其对强度的影响

辊筒的温度应力是由于辊筒内外表面的温度差产生的。机械应力和温度应力同时作用于辊筒。若此二部分应力迭加后超过材料的许用应力时辊筒就会产生破坏。故考虑温度应力对辊筒强度的影响时，其强度条件应符合：

$$\sigma_{\text{机}} + \sigma_{\text{温}} \leq [\sigma]$$

式中 $\sigma_{\text{机}}$ ——辊筒的机械应力， kg/cm^2 ；
—— $\sigma_{\text{温}}$ ——辊筒的温度应力， kg/cm^2 ；
 $[\sigma]$ ——辊筒材料的许用应力， kg/cm^2 ；

图2—34所示为辊筒的温度应力状态。当辊筒受热后，辊筒就要发生膨胀。但由于内外表面温度不同，膨胀也不同。当内部冷却时外部伸长大大而内部伸长小。就整个辊筒而言，外部的伸长受内部限制，而产生压应力；反之内部则产生拉应力。可见温度应力的产生是由于热膨胀受到限制而引起的。在辊筒内取一小单元体，这个单元体在受热时便产生膨胀，同时这一膨胀在三个方向受到限制。故它的主应力为三向应力，即环向应力，轴向应力和径向应力。如图2—35所示。

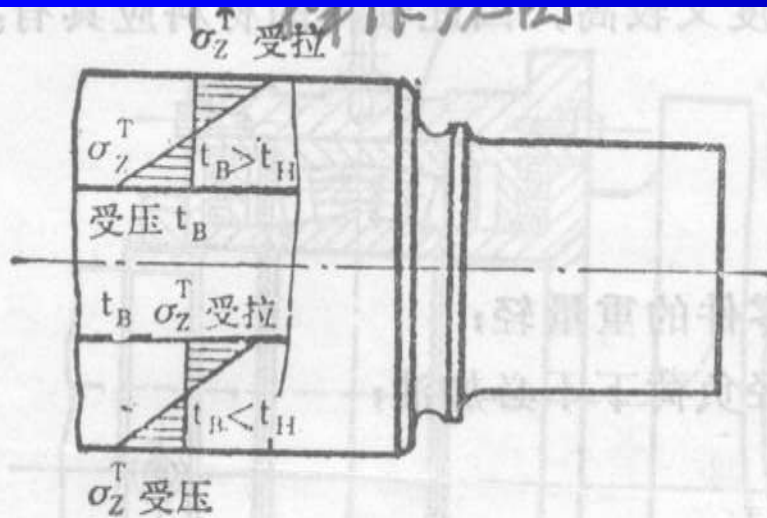


图 2-34 温度应力状态

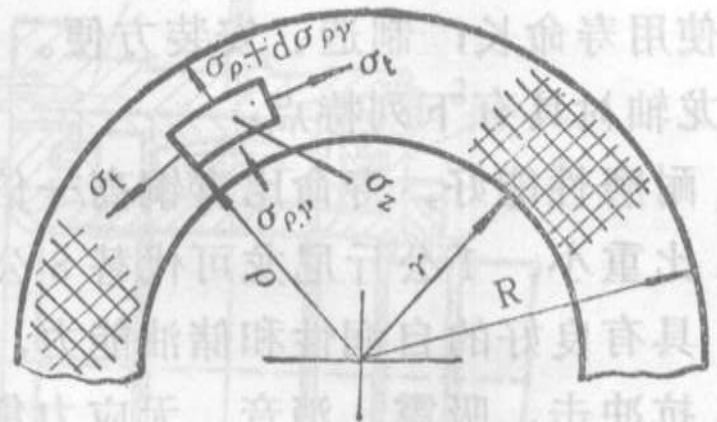


图 2-35 温度应力

因径向应力对机械强度的影响不大，而环向应力与扭矩引起的剪应力相迭加。但剪应力大大小于弯应力，故在计算温度应力的影响时可忽略。可见，真正对强度有影响的是轴向应力。温度应力按下式计算：

$$\sigma_{zH} = \frac{\alpha E(t_B - t_H)}{2(1 - \varepsilon)} \left(\frac{1}{\ln \frac{R}{r}} - \frac{2R^2}{R^2 - r^2} \right) \quad \text{kg/cm}^2$$

式中 R——辊筒外半径，cm；
r——辊筒内半径，cm；
 α ——线膨胀系数，铸铁 $\alpha = 11 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ ；
E——弹性模数，铸铁 $E = 1.2 \times 10^6 \text{kg/cm}^2$ ；
 t_H ——辊筒外表面温度， $^\circ\text{C}$ ；
 t_B ——辊筒内表面温度， $^\circ\text{C}$ ；
 ε ——泊松系数，铸铁 $\varepsilon = 0.33$ ；

在炼胶机正常操作时，辊筒内部通水冷却。因而，温度应力使外层受压。内层受拉。在外层：由弯矩引起的拉应力为 σ_2 ；由温度引起的压应力为 $-\sigma_{2H}$ 。

则总应力： $\sigma_{总H} = \sigma_{弯H} - \sigma_{2H}$

可见，考虑温差应力后更加安全。

在内层：由弯矩引起的拉应力为 $\sigma_{弯B}$ 由温差引起的拉应力为 σ_{zB} 。则总应力：

$$\sigma_{总B} = \sigma_{弯B} + \sigma_{zB}$$

可见，考虑温度应力后，工作应力增加，因为需要进行强度校核。

这样，辊筒内层的强度条件： $\sigma_{总B} = \sigma_{弯B} + \sigma_{zB} \leq [\sigma]$

二、 辊筒轴承

辊筒轴承所承担的负荷是很大的。例如 $\Phi 650 \times 2100\text{mm}$ 开炼机最大负荷达200吨。因此，轴承设计合理与否对机台的性能影响很大。



- (一) 作用：辊筒轴承是开炼机的主要零部件之一，用以支承辊筒，使之能在其内自由回转。减少摩擦损失，提高传动效率。
- (二) 位置：轴承套在辊筒两端的轴径上，下面由机架支承，后辊筒轴承是固定的，前辊筒轴承又与调距装置相联，并在调距装置的推动下，可在机架上作水平的前后移动。
- (三) 要求：承受的负荷大，滑动的速度低，温度高，要求轴衬材料耐磨损，承载能力强，使用寿命长。

(四) 类型:

滚动轴承

一般在大型炼胶机上采用

滑动轴承

尼龙衬套

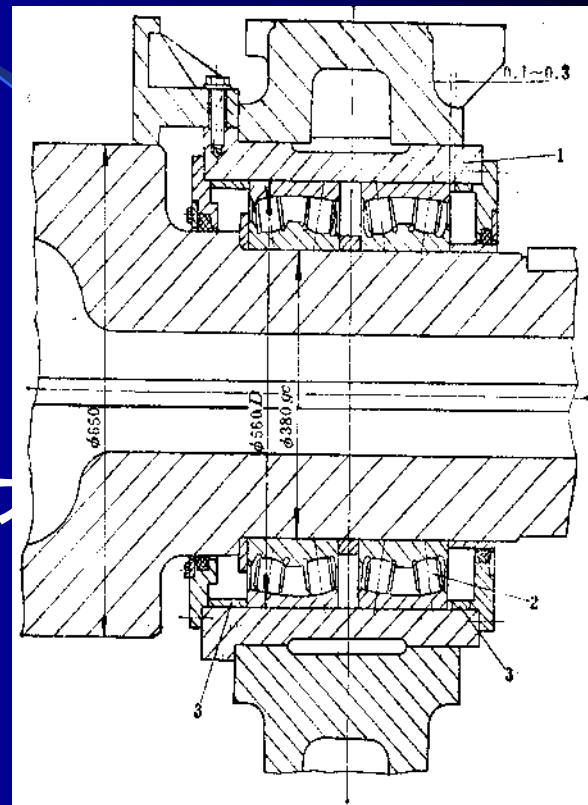
橡胶

锡青铜衬套

橡胶

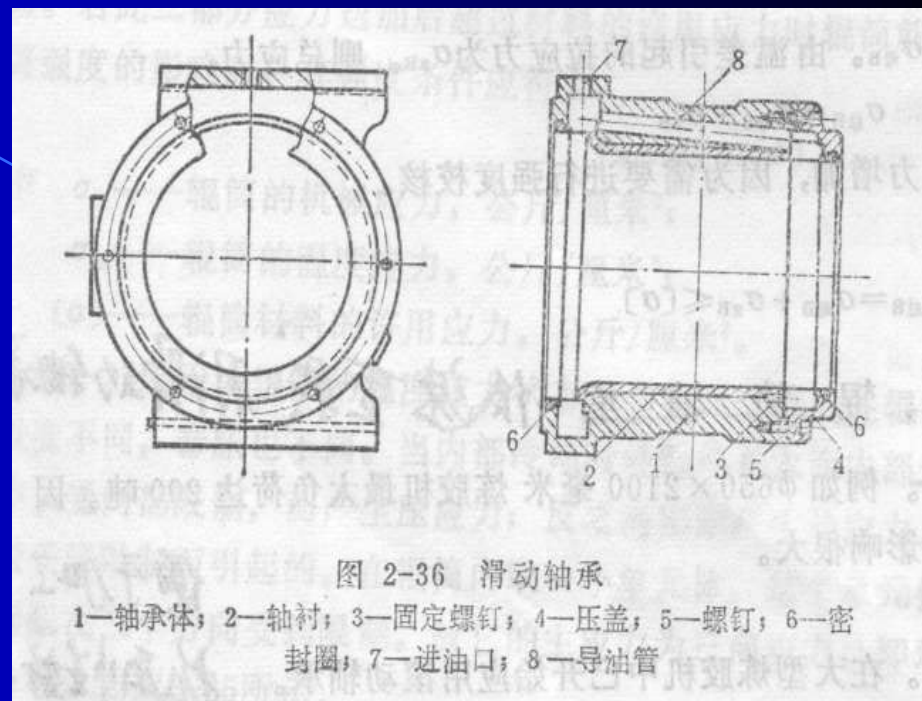
塑料

辊筒轴承广泛采用滑动轴承。在大型炼胶机中已开始应用滚动轴承，其特点是：使用寿命长，传动效率高，安装维修方便。其缺点是：成本高、配套困难、结构庞大。其典型结构如右图。



滚动轴承是国家的标准体，已成系列，不用单独制造。

1. 滑动轴承：在开炼机上广泛采用。其特点是：承载能力强，传动平稳无噪音，结构简单成本低，易加工制造，但传动效率低容易发热，其机构大体上可分为轴承体和轴承衬。



- (1) **轴承体：**一般用铸铁制造，个别的用铸钢制造。
- (2) **轴承衬：**一般用ZQSn8—12或ZQSn10—1来制造，优点是：耐磨强度高，寿命长，导热性能好，热变形小。缺点是：重量大，价格贵。

目前推广使用尼龙作轴衬浇注轴衬。

优点：耐磨性好，寿命比青铜高一倍以上，重量、轻吸聚消音、成本低、且单位压力越大，摩擦系数越小，润滑性和储油能力好。

缺点：导热性差，热膨胀大。

滑动轴承结构尺寸

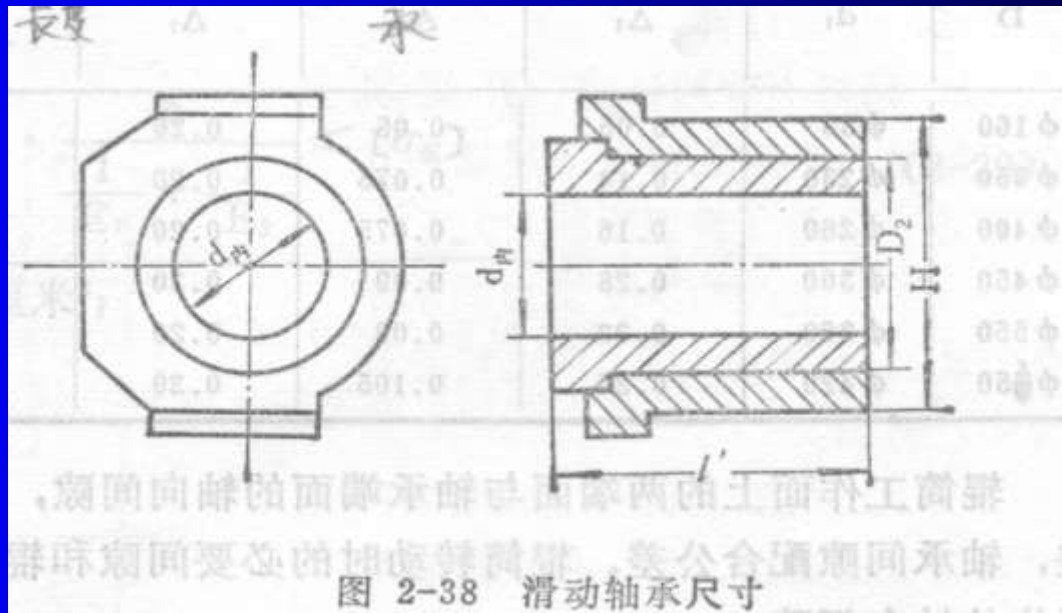
青铜滑动轴承的结构尺寸是按辊筒轴颈 d_1 来作初步计算的。参见图所示。

轴承体内孔直径： $D_2 = d_{\text{内}} + 30 \text{ mm}$

轴承体高度： $H = D_2 + (30 \sim 50) \text{ mm}$

轴衬长度： $l' = l_1 - (20 \sim 40) \text{ mm}$

式中 l_1 —辊颈长度，mm。



铸型尼龙轴衬结构尺寸按具体情况选择。

壁厚：

轴衬内径 $d_{\text{内}} = 100 \sim 150$ mm时, $\delta = 4.5 \sim 7$ mm;
 $d_{\text{内}} = 100 \sim 200$ mm时, $\delta = 7.5 \sim 10$ mm;
 $d_{\text{内}} > 200$ mm时, $\delta = 10$ mm;
 $d_{\text{内}} > 300$ mm时, $\delta = 10 \sim 15$ mm;
 $d_{\text{内}} > 400$ mm时, $\delta = 15 \sim 20$ mm;

轴衬长度：按长径比选1：1时为最佳，最长不超过1.5：1。

轴衬外径: $D_1 = D_2 + D_2 f$

式中 D_1 —轴衬外径, mm;

D_2 —轴承体内径, mm;

f —过盈系数。

当轴衬内径 $d_{\text{内}} < 50$ mm时, $f = 0.0075 \sim 0.0085$;

$d_{\text{内}} = 50 \sim 100$ mm时, $f = 0.006 \sim 0.008$;

$d_{\text{内}} = 100 \sim 150$ mm时, $f = 0.0050 \sim 0.0075$;

$d_{\text{内}} = 150 \sim 200$ mm时, $f = 0.005 \sim 0.0065$;

$d_{\text{内}} > 200$ mm时, $f =$

间隙选择时应考虑:

1. 轴颈的热膨胀 Δ_1

$$\Delta_1 = \alpha(t_1 - t_0) \cdot d_1$$

式中 α 一轴颈线膨胀系数 α (= 10.5 * 10⁻⁶ 1/°C)

t_1 —轴承最大工作温度 ($t_1 = 80$ °C)

t_0 —室内气温 ($t_0 = 20$ °C)。

2. 保证运转的间隙

按 H_8/f_9 配合的最小间隙选取。

3. 制造公差带和安装精度 Δ_3
 最小公差带0.1mm。安装精度0.15 / 1000，则
 $\Delta_3 = 0.1 \sim 0.2$

4. 轴承体热膨胀 Δ_4
 由于温度不高， Δ_4 可不考虑。

由此，最小间隙： $\Delta_4 =$ +

最大间隙： $= \Delta_{\min} \Delta_1 \Delta_2$

各种规格开炼机间隙见下表所示：
 $\Delta_{\max} \Delta_1 \Delta_2 \Delta_3$

轴颈与轴承的间隙

D	D ₁	Δ_1	Δ_2	Δ_3	Δ_{\min}	Δ_{\max}	间 隙	
							青铜	尼龙
Φ 160	Φ 85	0.05	0.05	0.20	0.100	0.300		0.30~0.50
Φ 350	Φ 230	0.14	0.075	0.20	0.215	0.415	0.25~0.45	0.60~0.80
Φ 400	Φ 260	0.16	0.075	0.20	0.235	0.435	0.25~0.40	0.70~0.90
Φ 450	Φ 300	0.28	0.09	0.20	0.270	0.470	0.30~0.50	0.80~1.00
Φ 550	Φ 360	0.22	0.09	0.20	0.310	0.510	0.30~0.55	1.10~0.30
Φ 550	Φ 420	0.25	0.105	0.20	0.355	0.510	0.35~0.60	1.10~1.50

辊筒工作面上的两端面与轴承端面的轴向间隙，应考虑辊筒的热膨胀，制造上的长度公差，轴承间隙配合公差，辊筒转动时的必要间隙和辊筒与轴承端面的不垂直度等。各种不同规格的轴向间隙：

$D=160\text{mm}, \quad \delta=0.5\sim1.0\text{mm};$

$D=350\text{mm}, \quad \delta=1.0\sim2.0\text{mm};$

$D=400\text{mm}, \quad \delta=1.5\sim2.0\text{mm};$

$D=450\text{mm}, \quad \delta=1.5\text{mm};$

$D>500\text{mm}, \quad \delta=2.0\sim3.0\text{mm};$

δ

δ

轴承选择计算

开炼机在工作时，轴衬工作面上产生高达 $70\text{kg} / \text{cm}^2$ 的压力 (p)。若轴颈的速度为 $0.5\text{--}1 \text{ m} / \text{s}$ ，开炼机轴承的工作强度 p_v 一般为 $30\sim 70\text{kg} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \cdot \text{s}$ 。根据这个关系，去选择轴承的结构和轴衬的材料。

在确定了开炼机轴承工作指标和具体规定后，须对轴衬进行验算。计算方法如下：

1. 按最大单位压力计算

$$P_{\max} = \frac{R}{d_1 l} \leq [P]$$

kg /

cm²

式中 P_{\max} — 辊颈上的最大压力, kg / cm²;
R — 轴颈上的最大支反力, kg;
 d_1 — 辊颈直径, kg;
l — 辊颈支撑部分长度, kg;
[P] — 轴衬的许用应力, kg / cm²。

许用应力 [p] 是根据轴颈和轴衬的材料和摩擦方式来选取的。一般铸铁轴颈和青铜轴衬, 在半液体摩擦的条件下 $[p] = 50 \text{ kg / cm}^2$ 。铸铁轴颈和尼龙轴衬, 在半液体摩擦时的许用应力 $[p] = 40 \text{ kg / cm}^2$ 。

2. 按工作强度pv计算

$$\text{kg} / \text{cm}^2 \cdot \text{s} \quad pv = \frac{R'n}{1910l} \leq [Pv]$$

R'

式中

—一个周期中辊筒的平均支反力，kg；

n —辊筒的转数，rad / min；

l —轴承的长度，cm；

p —辊颈的最大单位压力，kg / cm^2 ；

v —辊颈的滑动速度，m / s。

对滑动轴承 $[pv] = 30 \sim 70 \text{kg} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \cdot \text{s}$

3. 按轴衬表面的挤压应力计算

$$\sigma_{\text{压}} = 1.18 \sqrt{\frac{p}{dl} \frac{\varphi}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} \leq [\sigma_{\text{压}}]$$

式中 $\sigma_{\text{压}}$ 一轴衬表面挤压应力, kg / cm²;

E_1 一轴颈弹性系数 (对铸铁: $E_1 = 1.2 \times 10^6$);

E_2 一轴衬弹性系数 (对青铜: $E_2 = 1.0 \times 10^6$);

$\varphi = \frac{\delta}{d_1}$
一轴颈的相对间隙 (cm),

为轴颈与轴承孔的径向载荷，一般
 $\delta = (0.0015 \sim 0.0020) d_1$ 。不同规格不同。
当轴颈 $D = 160\text{mm}$ 时 $\delta = 0.20 \sim 0.40\text{mm}$ ；
当 $D > 450\text{mm}$ 时， $\delta = 0.30 \sim 0.60\text{mm}$ 。

对于滚动轴承通常根据载荷和转数来选择。
再验算其耐久性，开炼机轴承的耐久性应不少于5000小时。

三、 机架与横梁

机架是开炼机的支撑部件。它应有足够的强度，以承受机械的全部作用力（包括在加工胶料时辊筒的横压力、短时的尖峰负荷和动力冲击等）。

机架还应具有足够的刚度。受力弯曲的变形不超过许可值，以保证安装在其上的机器等零部件相对位置的准确性。

(一) 机架的类型与结构

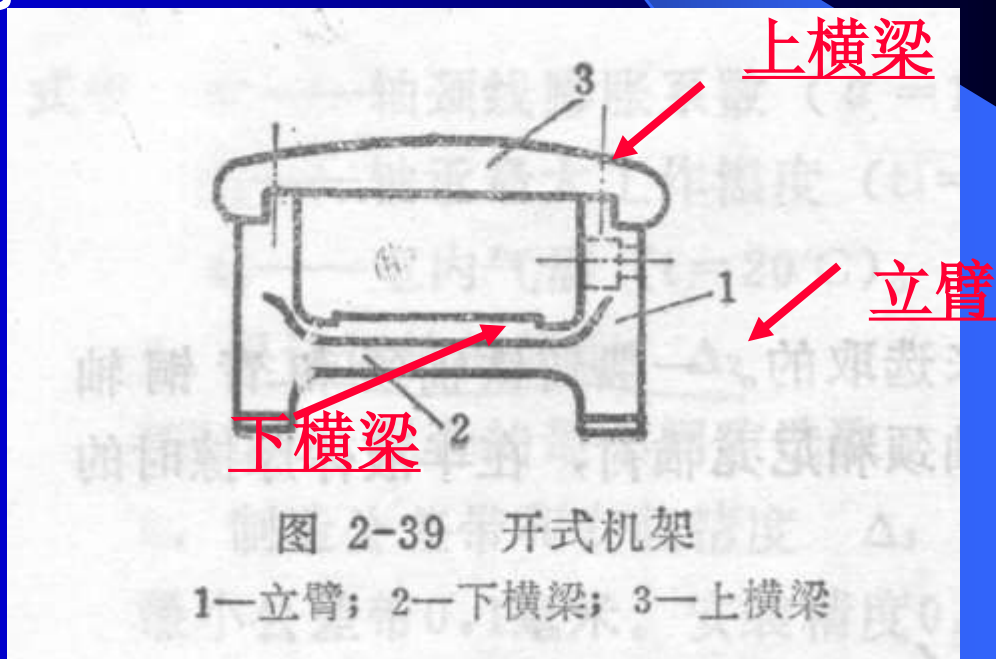
按机架的结构可分为

闭式

拆卸式

开式

开式机架被广泛的采用，它由立臂、下横梁和上横梁组成。立臂和下横梁为一整体，上横梁是活动的，以便于拆装和维修。



按开式机架的构造与外形又可分为直式和凹式；

按部件形状不同，又可分为实心的和空心。

直式和实心的便于制造，但消耗金属量大，而且直式的外观不好；

凹式和空心的铸造麻烦，但金属消耗量小、重量轻、外观好，又可减少与其相连的机座尺寸。

所以，在大中型开炼机都普遍采用它。图所示为国产直式空心机架。



开炼机



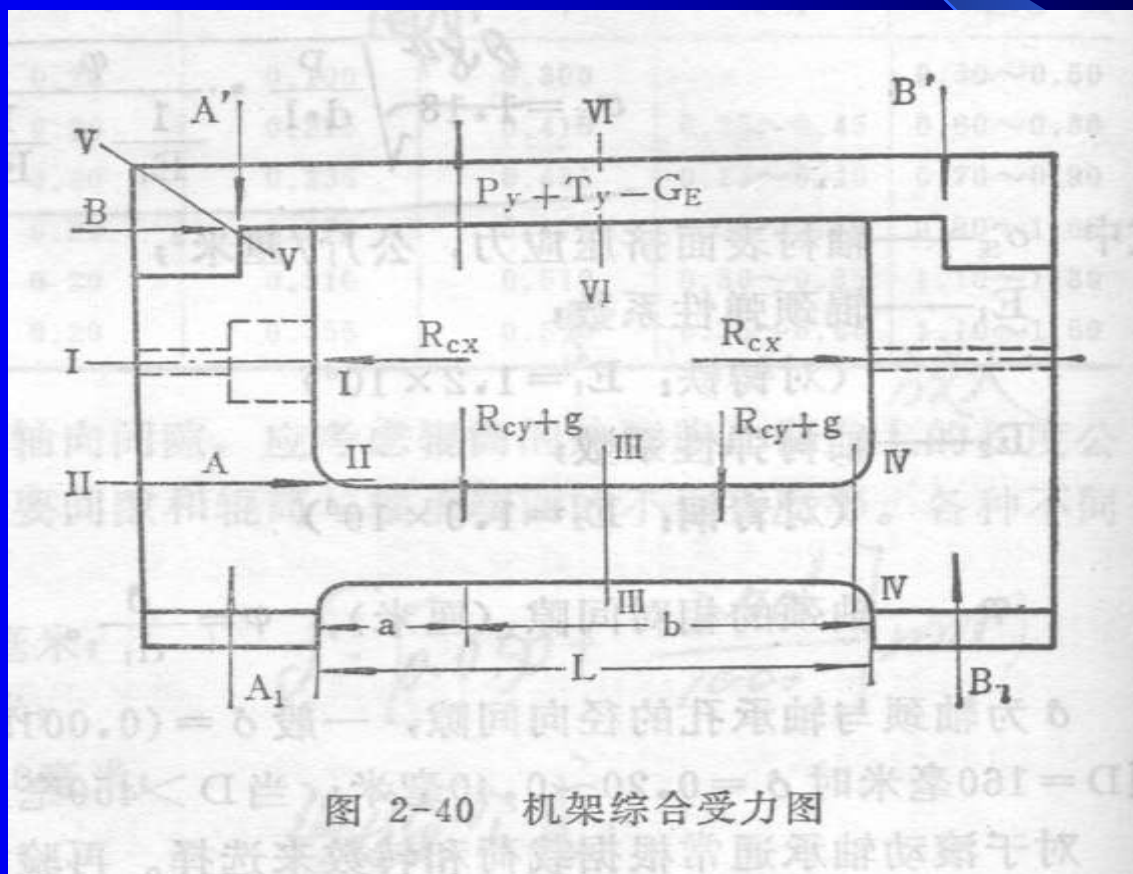
机架的材料常用铸铁，很少用铸钢。国外还有用球墨铸铁制造机架的。

用地脚螺栓把（也常用铸铁制造）机座与机架固定在基础上。有的开炼机把机器装于整块防震垫上，不用地脚螺栓，不须沉重的基础，这便于安装与搬运。

(二) 机架的强度计算

机架零件形状复杂，并受有复合应力。还时常受到外界因素的影响。如制造的残余应力，基础下沉的影响等。因而难于准确的计算其刚度与强度。设计时，通常是根据机器的工作要求，并和同类型相近的机器比较，拟定机架的结构型式和尺寸，然后作粗略的计算。验算危险断面的强度。

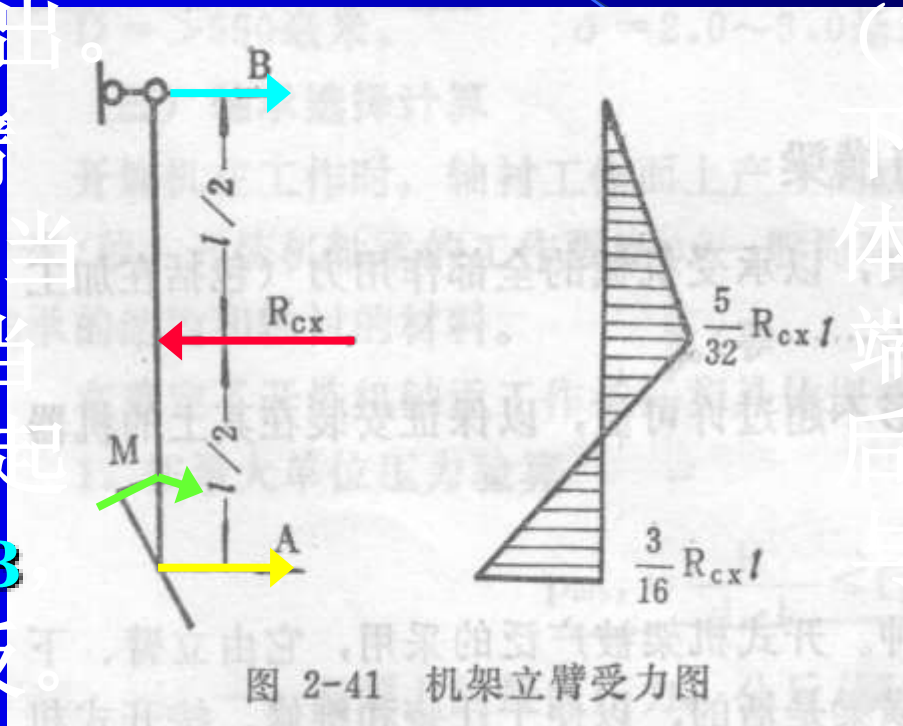
如图所示，机架的综合受力情况，为了简化计算，这里把机架分成机架立臂和横梁两部分，分别计算。



1. 机架立臂的计算 开炼机在工作时，机架立臂在下述诸力作用下处于平衡（参照下图）。

(1) 辊筒轴承支反力的水平分力 R_{cx} 。水平分力 R_{cx} 在计算中已算出。

(2) 机架立臂与上横梁之间相当于铰链连接，当 R_{cx} 作用后便引起铰链的反作用力 B ，其方向与 R_{cx} 相反。



(4) 在机架立臂与下横梁连接处。当 R_{cx} 作用时，引起一个反抗弯矩 M ，其方向是顺时针的。

机架立臂在上述四个力作用下平衡。这四个力仅 R_{cx} 为已知，A、B、M均为未知数。此一力系属于平面平衡力系，由于略去y方向分力，固属于静不定问题，如求出A、B、M，须建立机架立臂的变形方程式，先求出支反力B，再计算M和反力A。

支反力：

$$A = 11/16 R_{cx} \quad \text{kg}$$

$$B = 5/16 R_{cx} \quad \text{kg}$$

弯矩计算：（参照右图）
在 I—I 断面：

$$M_{I-I} = M_{MAX} = 5/32 R_{cx} l$$

在 II—II 断面：

$$M_{II-II} = M = 3/16 R_{cx} l$$

强度条件应满足：

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma] \text{ g / cm}^2$$

式中 σ — 工作应力，kg / cm²；

M — 立臂的弯矩，kg. cm；

W — 断面系数，cm³；

$[\sigma]$ — 许用应力，kg / cm²。

机架多用铸铁材料，其

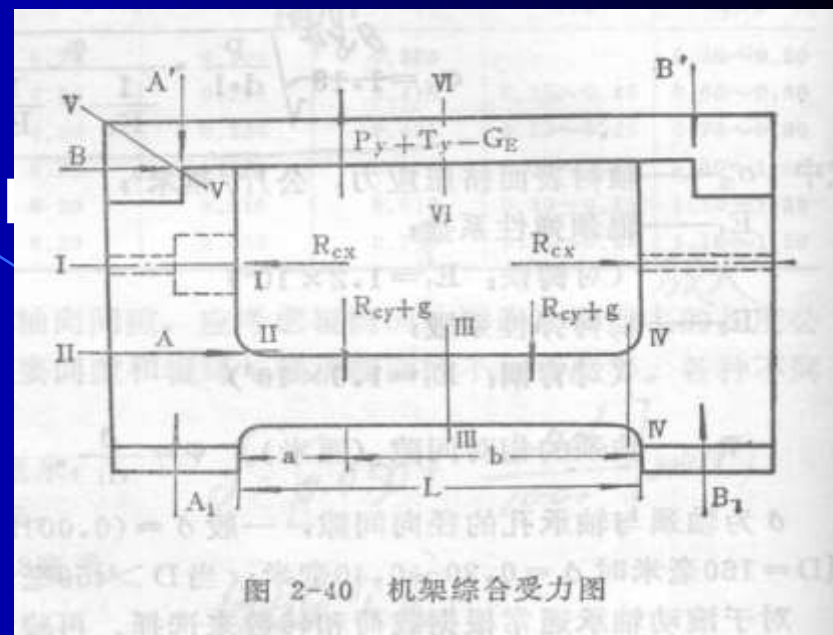
$[\sigma]$

$$\frac{\sigma_b}{n}$$

， σ_b 其中

为材料的强度限，

在选择强度校核截面时，前后两个立臂，应以截面较小者为校核对象。



2. 机架下横梁的计算 开炼机在工作时，机架下横梁在下述诸力作用下处于平衡，如下图所示。

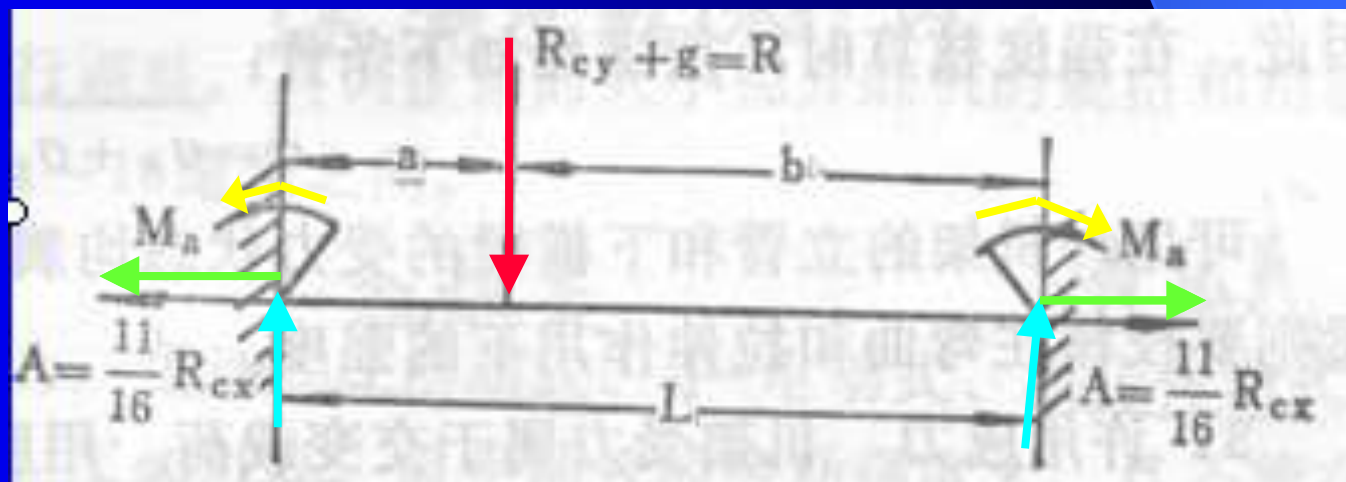
(1) 辊筒轴承支反力的垂直分力 R_{cy} 和轴承的重力 g ，二者之和为 R ；

(2) 机架立臂被分离后，产生一个与机架立臂大小相等方向相反的力 A ；

(3) 机架立臂被分离，产生一个与机架立臂弯矩方向相反的弯矩 M_a ，其方向是逆时针的；

(4) 机架的下横梁在 $(R_{cy} + g)$ 的作用下，在底座上产生反作用力 A_1 和 B_1 ，此方向与 $(R_{cy} + g)$ 相反。

可以认为机架下横梁式两端固定承受弯曲作用的两度静不定问题。因此，用力的独立作用原理进行计算。



右图所示是下横梁左部在R作用下的受力状态和弯矩图。其反作用力和弯矩分别按下式计算：

$$A_1 = \frac{R \bullet b^2 (L + 2a)}{L^3}$$

$$B_1 = \frac{R \bullet a^2 (L + 2b)}{L^3}$$

$$M_{A1} = R \frac{ab^2}{L^2}$$

$$M_{B1} = \frac{a^2 b}{L^2}$$

在任一截面上的弯矩：

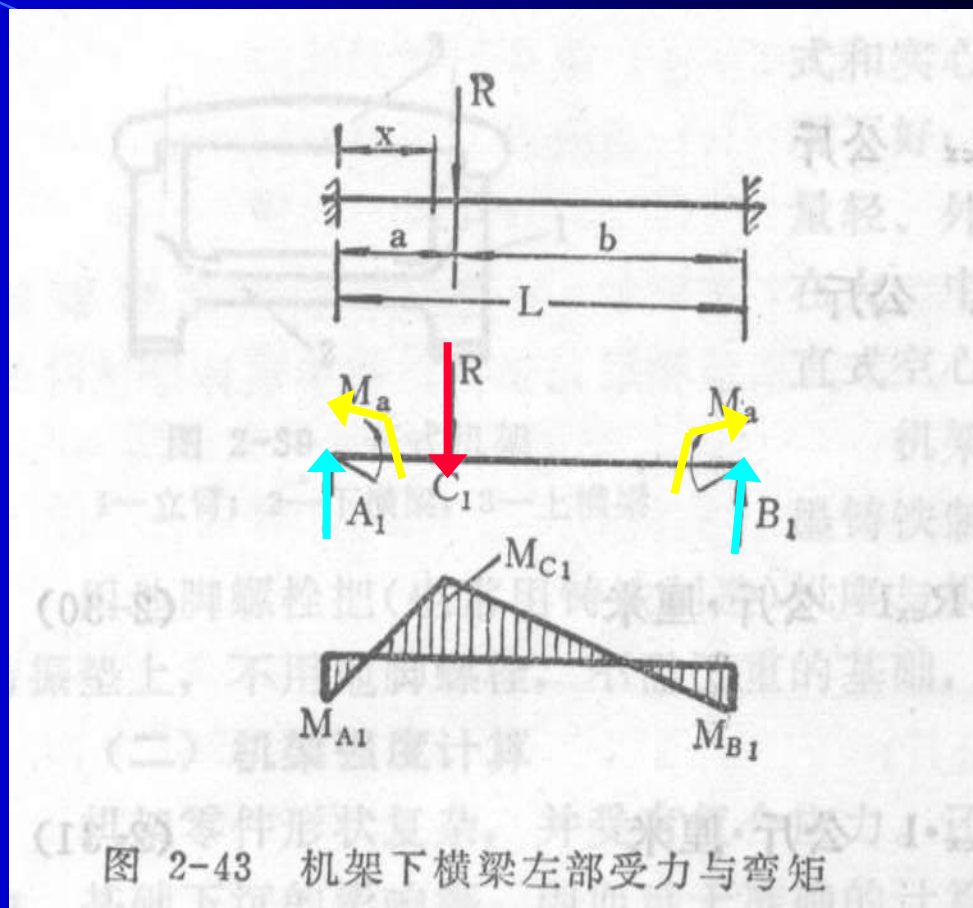
当 $0 \leq x \leq a$

$$M_x = A_1 x - R \frac{ab^2}{L^2}$$

当 $a \leq x \leq L$

$$M_x = A_1 x - R \frac{ab^2}{L^2} - R(x - a)$$

时：



同理，可求出下横梁右部的反作用力和弯矩，再计算总弯矩，并作总弯矩

根据总弯矩图和机架构形选择危险截面，并计算出各截面的断面系数，最后计算选择截面弯曲应力（一般设计中选择的危险截面是III—III 和 IV—IV）。

弯曲应力：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M}{W} \quad \text{kg / cm}^2$$

下横梁在工作时，由于立臂的作用在弯曲的同时也受拉。拉应力为：

$$\sigma_{\text{拉}} = \frac{A}{F} \quad \text{kg / cm}^2$$

式中 A—拉力，kg；

F—断面面积，cm²。

因此，在强度核算时，须满足如下条件：

$$\sigma = \sigma_{\text{弯}} + \sigma_{\text{拉}} \leq [\sigma]$$

可见，机架的立臂和下横梁的受力状态均属静不定问题。立臂只校核弯曲强度，而下横梁则要校核在弯曲和拉伸作用下的强度。

3. 许用应力的计算 机架受力属于交变载荷。用脉动弯曲疲劳强度限 σ_0 为计算基础。

许用应力：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{n}$$

kg / cm²

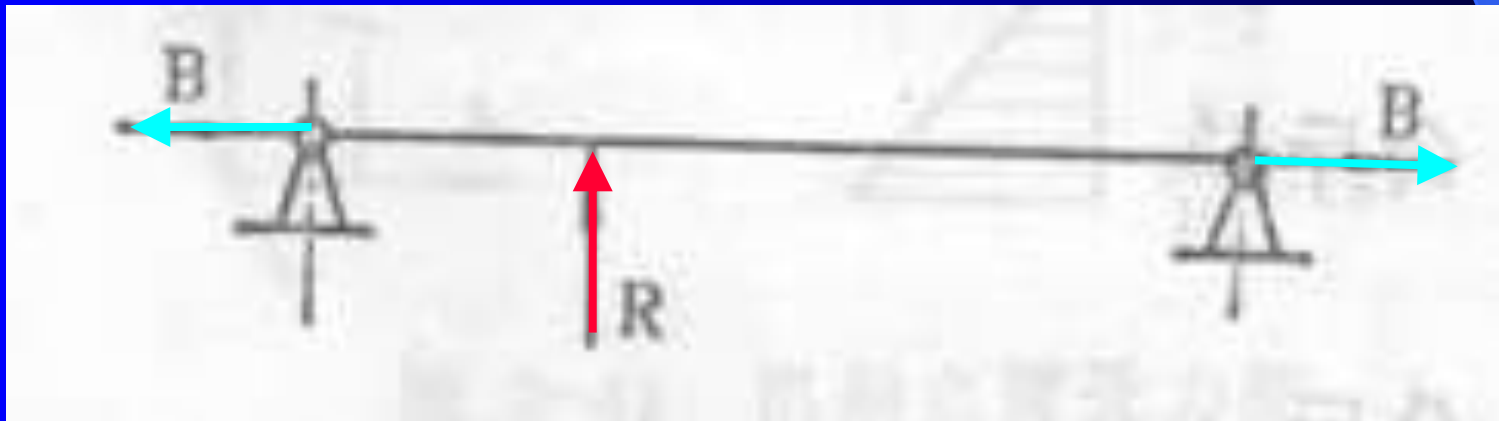
(三) 上横梁计算

图为上横梁的受力状态。上横梁在以下诸力作用下平衡：

1. 当辊筒反向转动时，引起胶料与辊筒摩擦力 T 在 y 方向分力的改变，加上驱动齿轮与速比齿轮的作用力，产生一个方向向上的作用力，由于这个力的作用，使上梁跳动。但这个力远远小于 R_{Cy} 或 R_{By} ，因此，在设计时可以不考虑。

2. 当大小驱动齿轮转动时，大驱动齿轮在小驱动齿轮的作用下，产生圆周作用力的垂直分力和径向作用力的垂直分力，其方向都是向上的。它引起压盖产生弯矩。其作用力总和为： $R = P_y + T_y + G_3$ 。这个值在辊筒一节内已计算出。

3. 在上横梁与机架立臂接触点处，有一个与立臂支反力大小相等、方向相反的力B作用在其上。由于这个力的作用，使上横梁受拉。



4. 在精确计算时，还需要考虑由立臂反力的偏心而引起的弯矩。

在强度核算时只计算V—V和IV—IV截面就足够了。这里介绍V—V截面校核。该截面受到的力有两个；一个是由于力B而引起的弯矩，另一个是有力B引起的拉伸。

弯曲应力：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M}{W}$$

kg / cm²

式中 M—弯矩，kg / cm²；

$$M = B \cdot a$$

拉应力：

$$\sigma_{\text{拉}} = \frac{B \sin 45^\circ}{hb}$$

kg / cm²

式中 b—截面宽度，kg；

h—截面长度，kg

强度条件满足：

$$\sigma = \sigma_{\text{弯}} + \sigma_{\text{拉}} \leq [\sigma]$$

