

造纸机辊筒计算

《设计参考资料》

轻工业部机械局制浆造纸机械“三化”组

毛主席语录

阶级斗争是纲，其余都是目。

认真看书学习，弄通马克思主义。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

打破洋框框，走自己工业发展道路。

中国应当对于人类有较大的贡献。

抓革命，促生产，促工作，促战备。

鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义。

我们不能走世界各国技术发展的老路，跟在别人后面一步一步地爬行。我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

目 录

| | |
|------------|----|
| 一 胸辊的计算 | 2 |
| 二 案辊的计算 | 12 |
| 三 导网辊的计算 | 17 |
| 四 真空伏辊的计算 | 20 |
| 五 驱网辊的计算 | 27 |
| 六 花岗石压辊的计算 | 29 |
| 七 压榨辊的计算 | 37 |
| 八 导卷辊的计算 | 54 |

附 录

| | |
|------------------------|----|
| (1) 造纸机生产能力(产量)的计算 | 56 |
| (2) 长网造纸机各部宽度的计算 | 59 |
| (3) 几种造纸机的轨距尺寸表 | 63 |
| (4) 造纸机各处线张力 | 64 |
| (5) 造纸机各处刮刀线压力 | 65 |
| (6) 压辊间的线压力参考表 | 66 |
| (7) 辊筒的相对挠曲率表 | 68 |
| (8) 各种辊筒轴颈危险断面许用弯曲应力 | 69 |
| (9) 长网造纸机辊筒的直径参考尺寸 | 70 |
| (10) 真空伏辊辊面钻孔有效面积系数 | 72 |
| (11) 长网造纸机真空部件真空度参数 | 73 |
| (12) 造纸机各种辊筒橡胶硬度 | 76 |
| (13) 辊筒静平衡及动平衡允许误差参考资料 | 77 |

造纸机辊筒的计算

各项辊筒包括管辊、铸造空心辊、钻孔管辊及石辊等，应计算强度、刚度及临界速度。下列计算未包括中固辊及芯轴辊的计算。

一、胸辊的计算：

1. 按经验公式初步估算胸辊直径：D：

$$D = 0.08 \times S (\text{网宽}) + 275 \text{ mm}$$

$$\text{或 } D = 0.107 \times S (\text{网宽}) + 225 \text{ mm}$$

2. 确定胸辊面宽 b：

$$\text{胸辊面宽 } b = S (\text{网宽}) + (100 \sim 150) \text{ mm}$$

3. 估算胸辊自重 G：

胸辊为钢质管辊，外包复 3~4 mm 铜套或镀铜（硬度 HB 80~100）或包复 4 mm 硬橡胶（肖氏硬度 90°~98°±2°）壁厚参见下表。

胸辊应具有最大刚度（最小挠度）和最轻重量

胸辊参考资料

| 网宽 mm | 车速 m/min | 钢管直径 ∅ mm | 加工以后的 管壁厚度 mm | 铜套厚度 mm | 轴颈直径 ∅ mm |
|---------|-------------|--------------|---------------------|------------|--------------|
| 1600 以下 | 150 | 375 | 7.5 | 3.0 | 45 |
| 2150 以下 | 150 | 430 | 7.5 | 3.0 | 55 |
| 2600 以下 | 180 | 500 | 7.5 | 3.0 | 65 |
| 3100 以下 | 180 | 530 | 7.5 | 3.0 | 65 |
| 3550 以下 | 250 | 590 | 9.0 | 3.5 | 70 |
| 4150 以下 | 250 | 625 | 9.0 | 3.5 | 80 |
| 4800 以下 | 250 | 700 | 10.0 | 3.5 | 90 |
| 5500 以下 | 250 | 700 | 10.0 | 3.5 | 100 |
| 6300 以下 | 250 | 700 | 11.0 | 4.0 | 110 |
| 8125 以下 | 425 | 865 | — | — | — |

管辊的壁厚在允许条件下选用薄些较好。

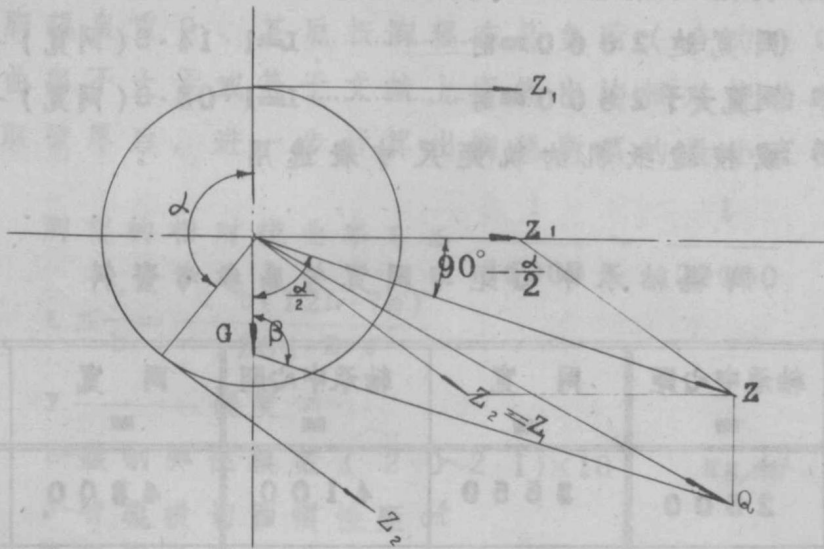
由上列初步直径、面宽及壁厚(辊筒估算)自重 G_2 :

采用的比重: 碳钢 7.85 g/cm^3

铜 8.9 g/cm^3

硬橡胶 $1.4 \sim 1.6 \text{ g/cm}^3$

胸辊总负荷 Q (kg) 的计算:



Z_1 、 Z_2 —— 铜网张力, 取 $Z_1 = Z_2 \text{ kg}$

铜网线张力 $q_s = 5 \sim 8 \text{ kg/cm}$, 其中高数量用于高速纸机。

Z —— 铜网张力的合力 kg

G —— 胸辊自重 kg

Q —— 胸辊总负荷 kg

α —— 铜网在胸辊上的包角 度

铜网张力的合力:

$$Z = 2 \cdot Z_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \text{ kg}$$

其中: $Z_1 = q_s \cdot S$ (网宽 cm) kg

$$\beta = 130^\circ - \frac{\theta}{2}$$

胸辊总负荷:

$$Q = \sqrt{G^2 + Z^2 - 2 \cdot G \cdot Z \cdot \cos \beta} \quad \text{kg}$$

5. 胸辊轴承中心距 L 的估算:

胸辊轴承中心距均略小于造纸机的轨距 (初步计算时可采用轨距的数值), 按下列经验公式计算:

网宽达 2600mm 时..... $L = 1.14 \cdot S(\text{网宽}) + 300\text{mm}$

网宽大于 2600mm 时..... $L = 1.03 \cdot S(\text{网宽}) + 600\text{mm}$

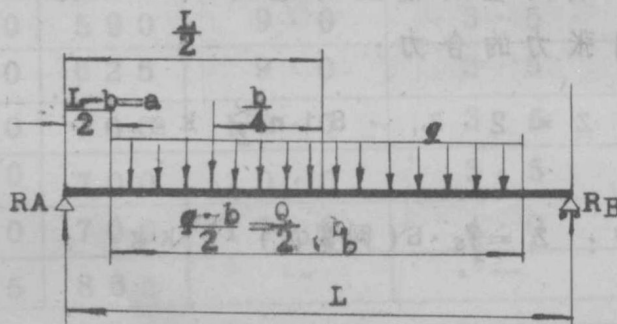
或按造纸机的轨距尺寸表选用

胸辊轴承中心距与网宽关系参考资料

| 网宽 mm | 轴承中心距 mm | 网宽 mm | 轴承中心距 mm | 网宽 mm | 轴承中心距 mm |
|----------|-------------|----------|-------------|----------|-------------|
| 2000 | 2500 | 3550 | 4100 | 4800 | 5550 |
| 2300 | 2750 | 3950 | 4650 | 4900 | 5460 |
| 2500 | 3050 | 4000 | 4675 | 5050 | 5510 |
| 2860 | 3200 | 4200 | 4900 | 5750 | 6300 |
| 3325 | 3950 | 4700 | 5350 | 5950 | 6550 |

6. 胸辊最小直径 D 的计算:

沿辊面的负荷如下图:



L —— 轴承中心距 cm

b —— 轴辊工作面宽 cm

q —— 胸辊在总负荷（合力）面上的均布负荷 kg/cm

RA、RB —— 支点上的反作用力 kg

胸辊要求具有最大刚度（最小挠度）所以计算胸辊的直径的步骤是：先运用经验公式初步计算胸辊估算直径，再估算胸辊自重 G，其后按胸辊在总负荷（合力）Q 面上的相对挠曲率不大于或等于文献上所提出的相对挠曲率为依据，并在选取壁厚后，进一步计算出胸辊所需的最小直径。

$$\text{胸辊的相对挠曲率 } \xi \leq \frac{l}{15000} \sim \frac{l}{20000}$$

$$\xi \leq \frac{y}{b} = \frac{Q \cdot b(12L-7b)}{384 \cdot E \cdot J}$$

y —— 挠度 cm

E —— 碳钢弹性模数 (2.0~2.1) × 10⁶ kg/cm²

J —— 管辊横切面惯性距 cm⁴

管辊惯性距 J 为：

$$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \approx 0.4 \cdot D_p^3 \cdot \delta \quad \text{cm}^4$$

管辊断面系数 W 为：

$$W = \frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D} \approx 0.8 \cdot D_p^2 \cdot \delta \quad \text{cm}^3$$

上两式中：D —— 管辊外径 cm

d —— 管辊内径 cm

$$D_p = \frac{D+d}{2} \quad \text{管辊平均直径 cm}$$

δ —— 壁厚 cm

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{Q \times b \times (12L - 7b)}{\xi \times 384 \times E \times 0.4 \times \delta}} + \delta \quad \text{cm}$$

7. 在选定胸辊直径与结构后，核算胸辊钢质辊体的总挠度 y (cm) 及相对挠曲率 ξ ，应使其相对挠曲率小于辊筒的相对挠曲率表（见附录）中所列的参数。胸辊的相对挠曲率为：

$$\xi = \frac{\text{总挠度}}{\text{辊面宽}} = \frac{y}{b} < \frac{1}{15000} \sim \frac{1}{20000}$$

辊身的总挠度为辊筒自重所形成的挠度与筒身受铜网两面张力所形成的挠度相组合而成，计算步骤如下：

(1) 辊筒自重 G 系由下列三部分组成：

管子的重量—— $q_G \cdot b$ ——为均布荷重

两端闷头的重量—— $2P_1$ ——为集中力

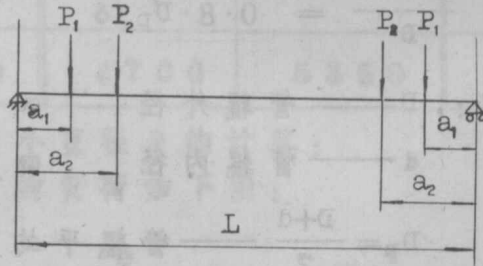
两端轴颈的重量—— $2P_2$ ——为集中力

(a) 管子重量所形成的辊筒中点的挠度 y_1 为：

$$y_1 = \frac{q_G}{384 \cdot E \cdot J} (5L^4 + 16a^4 - 24a^2 L^2) \quad \text{cm}$$

$$\text{其中 } a = \frac{L - b}{2} \quad \text{cm}$$

(b) 两端闷头及轴颈重量集中力 P_1 及 P_2 所形成辊筒中点的挠度 y_2 为：



$$y_2 = \frac{1}{24E \cdot J} (P_1 a_1 (3L^2 - 4a_1^2) + P_2 a_2 (3L^2 - 4a_2^2)) \quad \text{cm}$$

(c) 辊筒自重所形成的总挠度 y_G 为：

$$y_G = y_1 + y_2 \quad \text{cm}$$

(2) 铜网两面张力所形成的辊筒中点在铜网张力合力面上的挠度 y_s 。力的图形如前所示。

$$y_s = \frac{q_s'}{384E \cdot J} \cdot (5L^3 + 16a^4 - 24a^3 - 24a^2 \cdot L^2) \text{ cm}$$

其中：

$$q_s' = \frac{\text{铜网两面张力合力}}{\text{网宽}} = \frac{Z}{s} \text{ kg/cm}$$

(3) 胸辊的总挠度 y ：

$$y = \sqrt{y_G^2 + y_s^2 - 2 \cdot y_G \cdot y_s \cdot \cos\beta} \text{ cm}$$

8. 核算辊之角速度应使之低于该辊之临界角速度

辊筒在挠曲时的横振动的第一临界角速度 $\omega_L = \sqrt{\frac{g}{y}} \text{ 1/秒}$

其中： g ——动加速度 = 981 $\text{cm} \times \text{sec}^2$

y ——在辊自重作用下，包括轴颈挠度在内的辊筒总挠度 cm 。

考虑轴颈的刚度不变而辊面与轴颈断面的刚度不同时，辊筒在自重的作用下的总挠度 y 为：

$$y = \frac{G}{384E \cdot J} (b^3 - 4b^2 L + 8L^3 + 64a^3 (\alpha - 1)) \text{ cm}$$

其中： $\alpha = \frac{E \cdot J}{E_1 \cdot J_1}$ ——刚度换^标系数，等于辊面部分断面刚度 $E I$ 与轴颈断面刚度 $E_1 I_1$ 的比值。

G ——辊筒自重 kg

$a = \frac{L-b}{2}$ ——辊颈长度，即从轴承中心至辊的工作

部分边缘的距离 cm

造纸机在结构车速 V_{min}^M (一般比工作车速高 15~20%)

辊径为 D cm 时，其角速度为 ω 为：

$$\omega = \frac{10 \cdot v}{3D} \quad \text{1/秒}$$

造纸机及整饰机械辊筒的最大角速度不应超过第一临界角速度 ω_L 的 60~80%：

$$\therefore \omega < (0.6 \sim 0.8) \omega_L$$

9. 辊体弯曲应力的计算：

辊筒中部在总负荷面上的最大弯曲力矩：

$$M = Q \left(\frac{L}{4} - \frac{b}{8} \right) \quad \text{kg-cm}$$

其中： Q —— 辊筒总负荷 kg

L —— 轴承中心距 cm

b —— 辊面宽 cm

管辊断面系数：

$$W \approx 0.1 \frac{D^4 - d^4}{D} \approx 0.8 \cdot D_p^2 \cdot \delta \quad \text{cm}^3$$

其中： D —— 管辊外径 cm

d —— 管辊内径 cm

D_p —— 管辊平均直径 cm

δ —— 壁厚 cm

辊体弯曲应力：

$$\sigma_w = \frac{M}{W} = 10Q \left(\frac{L}{4} - \frac{b}{8} \right) \cdot \frac{D}{D^4 - d^4} \quad \text{kg/cm}^2 < (\sigma_w)$$

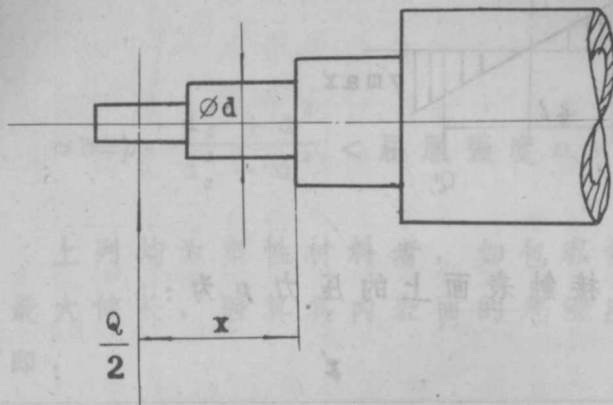
钢管弯曲应力不应超过 700-1000 kg/cm^2 选用 $(\sigma_w) = 800 \text{ kg/cm}^2$

生铁管弯曲应力不应超过 150-200 kg/cm^2 选用 $(\sigma_w) = 150 \text{ kg/cm}^2$

10. 辊筒轴颈的计算：

实心辊筒轴颈在距轴承中心为 x cm 时之弯曲应力：

$$\sigma_w = \frac{M}{W} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot x}{0.1 \cdot d^3} = \frac{Q \cdot x}{0.2 \cdot d^3} \quad \text{kg/cm}^2$$



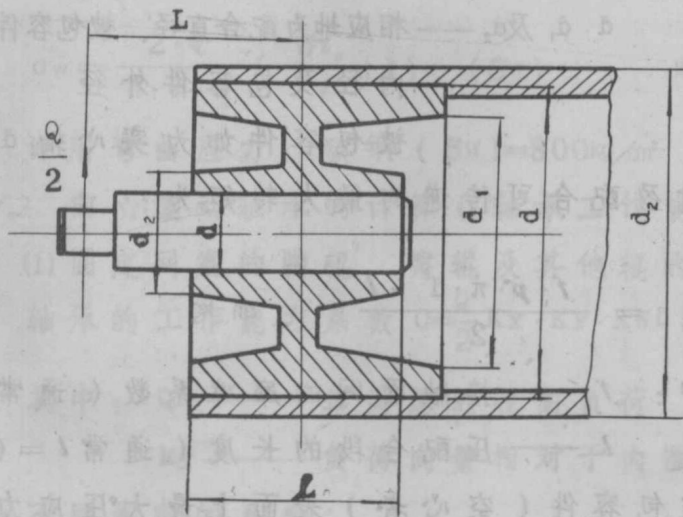
轴承中心

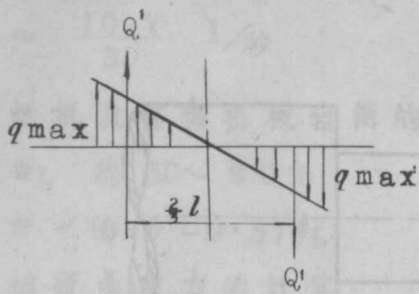
其中： Q 辊筒的总负荷 kg
 d 轴径 cm
 x 所取断面到辊支点（轴承中心）的距

离 cm

钢轴所承受的最大弯曲应力不应超过 $600 \sim 800 \text{ kg/cm}^2$
 (σ_b) 45钢选用 $(\sigma_w) = 500 \text{ kg/cm}^2$

∴ 管辊、铸铁空心辊的管与闷头、闷头与轴颈、
 辊体与轴头的过盈配合。





(1) 连接件接触表面上的压力 p 为：

$$p = \frac{i}{\left(\frac{1}{E_1} \left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{l}{E_2} \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \right) \right) d} \quad \text{kg/cm}^2$$

其中： i ——最小有效过盈 cm

E_1 ——被包容件弹性模数 kg/cm^2

碳钢 $(2.0 \sim 2.1) \times 10^6 \quad \text{kg/cm}^2$

铸铁 $(1.15 \sim 1.60) \times 10^6 \quad \text{kg/cm}^2$

E_2 ——包容件弹性模数 kg/cm^2

μ_1 ——被包容件波松比

碳钢 $0.24 \sim 0.28$

μ_2 ——包容件波松比

铸铁 $0.23 \sim 0.27$

d, d_1 及 d_2 ——相应地为配合直径、被包容件（空心者）

内径及包容件外径 cm

被包容件如为实心轴 $d_1 = 0$

(2) 过盈配合可传递的最大转矩为：

$$M_d = \frac{f \cdot p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}{2} \quad \text{cm kg}$$

其中： f ——接触面间的摩擦系数（通常取 $f=0.08$ ）

l ——压配合段的长度（通常 $l = (1.5 \sim 2)d$ ） cm

(3) 被包容件（空心者）表面上最大压应力为：

$$\sigma_y = 2 \cdot h \cdot \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} < \text{屈服强度 } \sigma_s \quad \text{kg/cm}^2$$

(4) 包容件的危险应力是包容件内表面上的最大拉应力为：

$$\sigma_b = p \cdot \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} < \text{屈服强度 } \sigma_s \quad \text{kg/cm}^2$$

上列均为塑性材料者，如包容件为脆性材料（铸铁）则按其最大伸长，验算其内表面的危险应力，使不发生断裂即可，即：

$$\sigma = p \cdot \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} < \frac{\text{抗拉强度 } \sigma_b}{\text{安全系数 } n}$$

安全系数 n 一般取 2 ~ 3

抗拉强度 σ_b 按所取用灰铸铁牌号

(5) 压配段中部断面受过盈所产生的应力及由弯曲变形而产生的应力，压配合段端部包容件内面上单位宽度的环上的拉应力为：

$$\sigma_b = \frac{Q}{2ld} \left(\frac{6l_0}{l} + 1 \right) \times \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \quad \text{kg/cm}^2$$

(6) 弯曲应力：

$$\sigma_w = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot l \cdot d} \left(\frac{6l_0}{l} + 1 \right) < (6w) \quad \text{kg/cm}^2$$

许用弯曲应力：碳钢 $(6w) = 800 \text{ kg/cm}^2$

1.2 向心滚动轴承的计算（轴承工作能力系数的计算）

(1) 固定网案的胸辊、案辊及其他辊的轴承：

$$\text{轴承的工作能力系数 } C = \frac{Q}{2} K_x \cdot K_F \cdot K_W \cdot (nh)^{0.3}$$

其中：Q —— 辊筒总的径向负荷 kg

K_x —— 负荷向量相对于内圈或外圈旋转对

轴承寿命不同影响的系数

内圈旋转时 $k_x = 1$

外圈旋转时

向心球轴承 $k_x = 1.1$

其他类型轴承 $k_x = 1.4$

K_F —— 轴承负荷性质对轴承寿命影响的系数
对造纸机及整饰机械大多数辊(静负荷) $K_F = 1 \sim 1.1$

对压光机下辊(冲击负荷) $K_F = 1.3 \sim 1.5$

K_W —— 轴承工作温度对轴承寿命影响的系数

烘缸、压光机、超级压光机轴承 $K_W = 1.1 \sim 1.15$

其他轴承(工作温度不超过 80°C) $K_W = 1$

n —— 轴承每分钟转数

h —— 轴承使用寿命, 采用 $h = 40000 \sim 48000$ 小时

(2) 摇振网案的胸辊、案辊等的轴承:

向心轴承的工作能力系数 $C = \left(\frac{Q}{2} \cdot k_x + mA\right) \cdot K_F \cdot K_W \cdot (nh)^{0.3}$

其中: m —— 轴向负荷折算成径向负荷的换算系数, 按所选轴承类型取用。

A —— 轴向负荷, 即作用在振动轴的滚动轴承的轴向负荷 kg

$$A = \frac{G \cdot n^2 \cdot e}{90000} \text{ kg}$$

其中: G —— 振动辊筒的重量 kg

n —— 每分钟振次 $\text{次} / \text{min}$

e —— 振幅 cm

三、案辊的计算:

案辊要求重量最轻并具有最高的强度, 多以壁厚为 $4 \sim 8 \text{ mm}$ 无缝钢管包复橡胶层或镀铜, 包胶层厚 $4 \sim 6 \text{ mm}$ (肖氏硬度 $90^\circ \sim 98^\circ \pm 2^\circ$) 镀铜厚 $1 \sim 2 \text{ mm}$ (硬度 $\text{HB}80 \sim 100$), 黄铜管已较少采用。

1. 按经验公式初步估算案辊直径 D :

$$D = 0.047 \cdot S \text{ (网宽) mm}$$

2. 确定案辊面宽 b :

$$b = S \text{ (网宽)} + (130 \sim 150) \text{ mm}$$

3. 估算案辊自重 G。

案 辊 的 尺 寸 参 考 资 料

| 网 宽 mm | 车 速 m/min | 案 辊 | | | |
|-----------|--------------|-----------|-----------|-------------|-----------|
| | | 直 径 mm | 管 厚 mm | 轴颈直径* mm | 重 量 kg |
| 1600~2150 | 120 | 79 | 3 | 17/17 | 22 |
| 1300~1800 | 120 250 | 101 | 3.5 | 20/17 | 29 32 |
| 2150~2600 | 120 180 | 120 | 3.5 | 25/17 | 32 40 |
| 1800~2300 | 120 250 | 120 | 3.5 | 25/17 | 37 |
| 2600~3100 | <180 | 152 | 4.0 | 35/20 | 71 |
| 2300~2800 | 180 -250 | 152 | 4.0 | 35/20 | 66 |
| 3100~3550 | <250 | 152 | 4.5 | 40/25 | 91 |
| 2800~3300 | 180 350 | 152 | 4.5 | 40/25 | 86 |
| 3550~4150 | <250 | 185 | 5 | 45/25 | 133 |
| 3300~3900 | 250 350 | 185 | 5 | 45/25 | 127 |
| 4150~4800 | <250 | 198 | 5 | 50/30 | 161 |
| 3900~4500 | 250 350 | 198 | 5 | 50/30 | 152 |
| 4800~5500 | <250 | 198 | 5 | 55/35 | 185 |
| 4500~5200 | 250 350 | 198 | 5 | 55/35 | 177 |

注：* 分子是网部有摇振网案时的轴颈直径，分母是网部为固定网案时的轴颈直径

黄铜管案辊的尺寸、挠度参考资料

| 网宽 mm | 车速 m/min | 轴承中心距 mm | 案辊直径 Ømm | 管壁厚度 mm | 挠度 mm |
|-----------|-------------|-------------|-------------|------------|-----------|
| 1600 | 150 | 1450 | 65 | 2.5 | 0.11 |
| 1600 | 120-150 | 2050 | 65-80 | 2.5 | 0.45-0.3 |
| 2150-2200 | 120 | 2610-2660 | 80-101 | 2.5-3.0 | 0.79-0.53 |
| 2600-2650 | 120-180 | 3060-3160 | 101-151 | 3.0 | 0.93-0.48 |
| 3100-3150 | 180-250 | 3610-3700 | 151-167 | 3.0-3.5 | 0.81-0.73 |
| 3550-3600 | 250 | 4100-4160 | 167-183 | 3.5-4.0 | 1.1-0.97 |
| 4150-4200 | 250 | 4710-4780 | 183-208 | 4.0 | 1.6-1.34 |
| 4800-4850 | 250 | 5380-5430 | 208 | 4.0 | 2.11-2.19 |
| 5500 | 250 | 6080 | 208 | 4.0 | 3.44 |
| 6300 | 250 | 6880 | 232* | 7.5 | — |
| 8150 | 425 | — | 381 | — | — |

注 * 钢管案辊，面上的铜套厚度为 2 mm

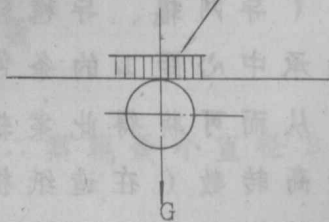
案辊数量参考资料

| 网宽 mm | 车速 m/min | 网案长 mm | 网案直径 Ømm | 案辊数量 根 | 网宽 mm | 车速 m/min | 网案长 mm | 案辊直径 Ømm | 案辊数量 根 |
|----------|-------------|-----------|-------------|-----------|----------|-------------|-----------|-------------|-----------|
| 920 | 160 | 8500 | 81 | 26 | 3950 | 250 | 12330 | 231 | 23 |
| 1845 | 100 | 6735 | 65 | 27 | 4000 | 150 | 9000 | 180 | 19 |
| 2000 | 110 | 7440 | 81 | 29 | 4400 | 300 | 8725 | 250 | 18 |
| 2265 | 100 | 6530 | 85 | 26 | 4650 | 250 | 12700 | 232 | 24 |
| 2500 | — | 12200 | 162 | 27 | 4800 | 250 | 11800 | 179 | 22 |
| 2500 | 150 | 9000 | 181 | 26 | 5000 | 275 | 12650 | 220 | 22 |
| 2850 | 110 | 10500 | 97 | 32 | 5050 | 250 | 12850 | 209 | 18 |
| 2900 | 100 | 10270 | 100 | 39 | 5750 | 250 | 12850 | 232 | 23 |
| 2950 | 200 | 8950 | 121 | 27 | 5950 | 300 | 12420 | 257 | 24 |
| 3325 | — | 10050 | 153 | 19 | 5950 | 360 | 12715 | 267 | 28 |
| 3600 | — | 8995 | 170 | 19 | | | | | |

4. 案辊总的负荷:

网重及网上浆重 = $0.1 \sim 0.3 \text{ kg/cm}$

计算时一般取 0.1 kg/cm



案辊上总负荷 $Q = G + 0.1 \cdot S$ (网宽) kg

5. 案辊轴承中心距 L 的估算, 与胸辊轴承中心距的估算相同。

6. 案辊最小直径 D 的计算:

(1) 在造纸机上, 案辊的回转角速度最大。先估算案辊轴承中心距, 在所拟定的结构车速下, 以其角速度小于临界角速度, 并计入安全系数, 以求得案辊的最小直径 D :

$$\therefore \text{案辊的最小直径 } D \geq n \cdot C \cdot L \cdot \sqrt{V} \quad \text{cm}$$

$$\text{其中: } C = 0.75 \sqrt[4]{\frac{\gamma}{E \cdot g}}$$

L — 案辊轴承中心距 cm

V — 造纸机结构车速 m/s

n — 安全系数 (见下表)

对于钢管: $E = (2.0 \sim 2.1) \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$

$$\gamma = 7.85 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$$

$$g = 981 \text{ cm/s}^2$$

$$C = 0.001033$$

对于黄铜管: $E = 1.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$

$$\gamma = 8.4 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$$

$$g = 981 \text{ cm/s}^2$$

$$C = 0.00125$$