

# 制织高密织物的机构分析

李德平 吴震世

(纺织工程系)

**摘要** 采用新的方法对 1511~1515 系列织机制织高密织物时开口、打纬、送经、卷取等主要机构的受力进行了分析和测试,结果符合实际情况。同时还提出了制织高密织物时的系列改进措施。

**关键词** 高密织物;开口机构;打纬机构;送经机构;卷取机构

制织高密织物,本文以防羽绒织物为例,由于打纬阻力剧增,经纱张力很大,1511~1515 型织机各机构出现严重不适应现象。

## 1 开口机构

1511~1515 型系列织机开口机构属于消极式踏盘开口机构,用上吊综罗拉或弹簧回综装置。

可选择踏盘作用力最大、梭口满开、综框静止时前、后综处经纱的作用力  $S_1, S_2$  作分析。

经纱在综框处附近张力为  $T = T_0 + C \Delta L$ , 其中:  $T_0$  为平综位置时经纱初张力,其值由送经机构确定;  $C$  为经纱刚性常数;  $\Delta L$  为满开时经纱伸长量。

对于平纹踏盘开口机构,  $\Delta L$  是一个定值,因此  $C \Delta L$  是定值。而对于织制高密羽绒织物,为减少织物张力波动,  $T_0$  值选得较大。因此制织高密织物,在梭口满开时,  $T$  值较大。

经纱拉力在垂直方向分力为:

$$S = NT \left[ \frac{x}{\sqrt{L_1^2 + x^2}} + \frac{x}{\sqrt{L_2^2 + x^2}} \right] = NT \left( \frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} \right) x$$

其中:  $x$  为开口高度;  $N$  为经纱根数。对防羽绒织物,  $N$  很大,因此  $S$  很大,故踏盘作用力  $Q$  很大。

因此在织制防羽绒织物时,踏盘与转子间压力很大,易磨损,影响梭口开口量。综框受力比普通织物织造时要大,故易变形;平综时,由于经密较大,且  $T_0$  较大,经纱与经纱,经纱与综丝之间易产生摩擦,又综框上下运动并非完全铅直,故综框会产生蹿动。

开口机构中,在织羽绒织物时,由于受反复作用较大的吊综力  $S$  的作用,易产生变形、疲劳,影响梭口开口量。为了制织防羽绒布,开口机构采取的措施有:采用双踏盘开口机构,使开口踏盘负荷减轻一半,以减少踏盘与转子间磨损,延长其寿命;采用双踏盘,四页八列综框,减少经纱与经纱,经纱与综丝之间摩擦;采用弹性、强度高、耐疲劳强度较好的吊综带;尽可能缩短柔性吊综带,增长刚性部分;增强综框刚度,以减小变形,并采用导轨防止综框左右游动。

## 2 打纬机构力学分析

### 2.1 打纬条件分析

**2.1.1 惯性条件分析** 当织机处于一定车速情况下,惯性力矩是一定的。但打纬阻力随着织制织物不同而发生变化。当打纬阻力矩大于惯性阻力矩时,就不能形成惯性打纬。这时箱座就必须依靠牵手从弯轴上获取能量,引起牵手与轴承间冲击磨损,造成松档或停车档等织疵。生产实际中,都希望打纬过程是惯性打纬。

**2.1.2 制织高密织物时的打纬条件** 布机为实现惯性打纬要求所需最小转动惯量的确定。

在图1中,由  $M = J\epsilon$ ,  $M_p = PL'$ 。式中:  $M$  为箱座惯性力矩;  $M_p$  为打纬阻力矩;  $L'$  为织口至摇轴中心距离;  $P$  为打纬阻力;  $J$  为箱座转动惯量;  $\epsilon$  为箱座角加速度。

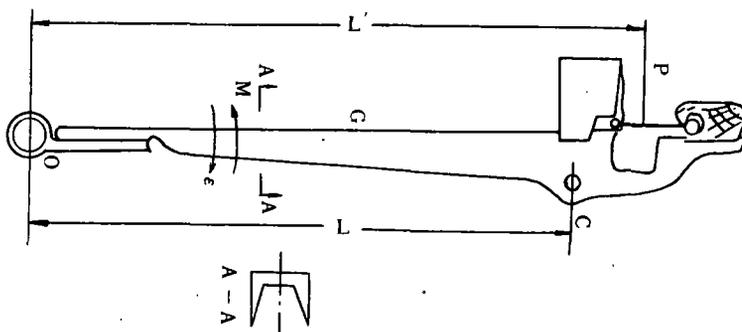


图1 箱座示意图

$$\text{又} \quad J_{\min} = \frac{P_{\max} L'}{\epsilon_{\alpha=0}} \quad (1)$$

$$\text{故} \quad \epsilon_{\alpha=0} = \frac{\pi^2 R}{900 L_c} (R/L + 1) n^2 \quad (2)$$

式中:  $J_{\min}$  为最小打纬阻力;  $L_c$  为牵手栓至摇轴中心距离;  $\epsilon_{\alpha=0}$  为箱座摆动至最前方时角加速度;  $R$  为曲柄长;  $L'$  为牵手长;  $n$  为织机转速。

以制织防羽绒织物为例,将有关参数代入(1)(2)式得

$$J_{\min} \doteq 5.1N$$

与实际 1511M44" 织机转动惯量实测值<sup>[1]</sup>  $J = 3.627N$  比较得  $J_{\min} > J$

两者相差  $\Delta J = 1.473N$

由计算比较知,现行 1511M 型 44" 布机在织制羽绒布时不能实现惯性打纬。如要改善现

有打纬机构工作状态,必须增加箱座转动惯量。现今纺织生产中,厂家大都采用在箱帽上增加重块的办法来增加其惯量,改善打纬机构工作情况。但增加重块后,由于改变箱座的重心位置和打击中心位置,使箱座振动情况加剧,织机回转不匀率增加,因此采用增加重块以增加箱座转动惯量,存在着重块安放位置的最优化选择的问题。要根本上解决国产织制防羽绒布等高密织物时打纬存在的问题,应改变现有的四连杆打纬机构,采用共轭凸轮打纬机构,用高速积极打纬方式来满足织制高密织物所需打纬机构巨大惯性力矩的要求。

## 2.2 箱座脚受力分析

实际生产中,特别是在织制中厚密织物时,箱座脚常发生扭转断裂情况。这是由于箱座脚在打纬时,受到来自与箱座联接处扭矩作用的结果。

由于与箱座脚相联结构件很多,如箱帽、箱座、牵手等,因此对箱座脚进行精确受力分析异常困难。

作者认为箱座运动在打纬时刻,牵手作用力近似为0,并将箱帽与箱座木看作一整体箱座。

取两箱座脚间箱座受力,则箱座受力主要来自打纬阻力均布载荷和箱座切向惯性力产生的均布载荷,其与支承箱座脚间的作用力为  $M_a, M_b, R_a, R_b$ , 详见图 2。

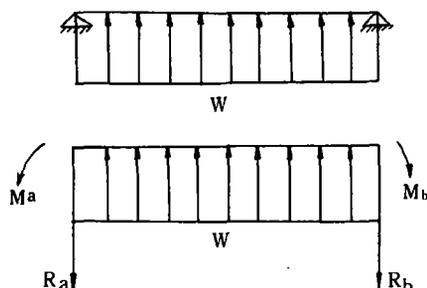


图 2 箱座受力情况

$$W = \frac{P_w - m \cdot a_{a=0}^r}{L} = P_w - \rho a_{a=0}^r \quad (3)$$

式中

$\rho$ ——箱座线密度;  $\rho = 2\text{kg/m}$

$L$ ——打纬门幅,  $L = 1.05\text{m}$

$a_{a=0}^r$ ——箱座运动至最前方时切向加速度值,  $a_{a=0}^r = 313\text{m/s}^2$

$P_w$ ——打纬力线分布,  $P_w = 299.82\text{kg/m}$

$W$ ——由于打纬阻力及箱座切向惯性力作用在两箱座脚间均布载荷,

$W = 2.88 \times 10^3\text{N/m}$

$M_a, M_b$ ——作用在箱座脚上力矩

$R_a, R_b$ ——箱座脚支承力

由图 2 计算得:

$$M_a = M_b = \frac{1}{4}WL^2 = 7.9 \times 10^2\text{N} \cdot \text{m}$$

$$R_a = R_b = 1.51 \times 10^3\text{N}$$

则在箱夹轴至摇轴间,箱座脚扭转角  $\theta$  为

$$\theta = \frac{M_a \cdot L}{G \cdot J_k} \quad (4)$$

式中

$L$ ——箱夹至摇轴间距,取  $L = 72\text{cm}$

$G$ ——箱座脚材料剪切弹性模量,  $G = 44 \times 10^9\text{Pa}$

$J_k$ ——箱夹轴至摇轴间箱座脚断面平均极惯性矩,

由箱座脚尺寸查材料零件手册,  $J_k \approx 5.078 \times 10^{-7}\text{m}^4$ ,

将有关参数代入(4)式,得

$$\theta \approx 2.54 \times 10^{-2} \text{ 弧度} \approx 1.5^\circ$$

从(4)式可看出,当打纬阻力矩增加后,箱座脚所受扭矩  $M$  随之成正比增加。故在织制高密织物时,打纬阻力成倍增加情况下,箱座脚往往出现扭转断裂现象。为了避免箱座脚的断裂,应增加其强度和刚度。

### 2.3 箱帽受力分析

在织制高密织物时,箱帽在承受巨大打纬阻力情况下,本身会产生剧烈的变形振动,使钢箱工作条件恶化,影响织物形成,易造成梭子磨损和飞梭等故障。故对箱帽在织制高密织物情况下,在打纬阻力冲击作用下,其变形及振动规律对判定打纬机构适应性及其对织物形成影响具有重要意义。

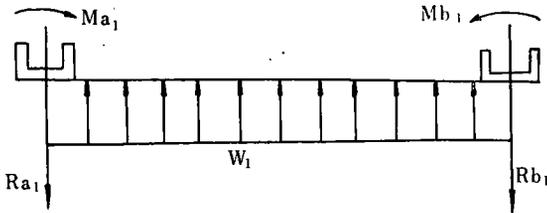


图3 箱帽平面受力图

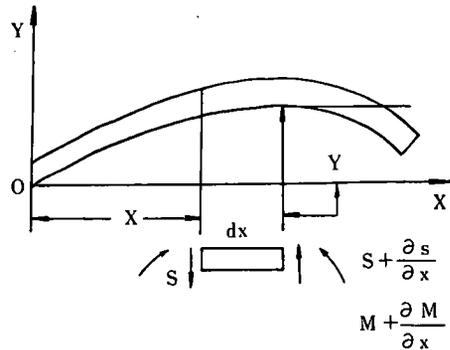


图4 箱帽微元受力图

取箱帽为分离体,建立如图3平面受力图。令  $E_1 J_1$  为箱帽断面刚度;  $W_1$  为箱帽上由于打纬阻力而产生均布载荷强度;  $M_a, M_b$  分别为箱帽在左、右两端箱座脚支承处反力。

假定箱帽在不受载荷作用情况下,在平面内作自由横向振动,求其固有振动频率方程。

建立如图4坐标平面  $XOY$ ,两箱帽支承间距  $L$ ,线密度为  $\rho$ ,在箱帽上截取一微元段  $dx$  作力学分析。设其微元段在  $XOY$  平面横向位移可用  $y(x, t)$  表示,则写出其微元段在自由状态情况下,横向位移的运动微分方程如下:

$$\rho dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = S + \frac{\partial S}{\partial x} dx - S \tag{5}$$

各力对垂直  $XOY$  平面轴矩之和为零,可得:

$$(M + \frac{\partial M}{\partial x} dx) - M + (S + \frac{\partial S}{\partial x} dx) dx = 0 \tag{6}$$

由(5),(6)式得

$$\frac{\partial M}{\partial x^2} = -\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \tag{7}$$

由材料力学：

$$M = EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (8)$$

将(8)式代入(7)式,并令  $a^2 = EI/\rho$  得

$$a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = - \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (9)$$

当设箱帽以某一主振型振动时,则(9)解可表示为振型函数  $Y(x)$  和  $t$  的谐振函数乘积形式:

$$y(x,t) = Y(x)(A \cos pt + B \sin pt) \quad (10)$$

将(10)式代入(9)式得:

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} = \frac{P^2}{a^2} Y(x) \quad (11)$$

设  $Y(x)$  符合边界条件并且具有非零解,令

$$P^2/a^2 = \beta^4$$

并设

$$Y(x) = e^{ix}$$

则方程(11)通解为

$$Y(x) = C_1 e^{\beta x} + C_2 \cos \beta x + C_3 \operatorname{Sh} \beta x + C_4 \operatorname{Ch} \beta x$$

经换算得箱帽频率方程:

$$\beta_i l = i\pi \quad (i = 1, 2, \dots)$$

$$\beta_i = i\pi/l \quad (i = 1, 2, \dots)$$

对应于  $\beta_i$  的固有频率方程为:

$$P_i = a\beta_i^2 = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho}} \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (12)$$

因此振型函数可表示为:

$$Y_i(x) = C_i \sin \frac{i\pi}{l} x \quad (i = 1, 2, \dots)$$

将  $Y_i(x)$  对箱帽线密度  $\rho_l$  标准化后得:

$$\int_0^l \rho \tilde{Y}_i^2(x) dx = \rho C_i^2 \int_0^l \sin^2 \frac{i\pi}{l} x dx = \rho C_i^2 l/2$$

故

$$C_i \sqrt{2/\rho l}$$

$Y_i(x)$  标准振型函数可写为:

$$\tilde{Y}_i(x) = \sqrt{\frac{2}{\rho l}} \sin \frac{i\pi}{l} x \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (13)$$

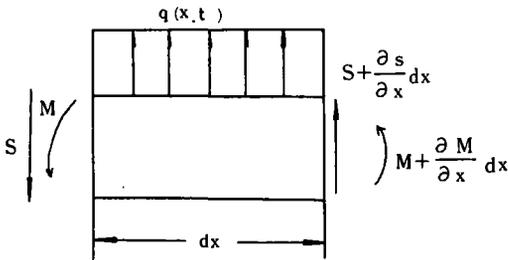


图5 打纬时箱帽微元受力

当打纬时,箱帽受一来自打纬阻力作用均布载荷  $q(x,t)$ ,  $q(x,t) = W_1$ .

选取图3中箱帽上的一微元段作如图5所示。由材料力学可得下列微元段的位移微分

方程式:

$$\rho \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + q(x, t) \quad (14)$$

令上式解为

$$Y(x, t) = \sum_{i=1}^n Y_i(x) y_i(t) \quad (15)$$

将(15)式代入(14)式得

$$\sum_{i=1}^{\infty} \rho \ddot{y}_i Y_i(x) = -EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + q(x, t) \quad (16)$$

$y_i$  为系统受到扰力时对其第  $i$  个主振型响应。将(16)式通乘以  $\tilde{Y}_i(x)$ , 并沿箱帽长度方向积分, 利用主振型正交性, 化简后得箱帽强迫振动方程

$$\ddot{y}_i + P_i^2 y_i = \int_0^l q(x, t) \tilde{Y}_i(x) dx \quad (i = 1, 2, \dots)$$

系统对第  $i$  个坐标响应为:

$$y_i(t) = Y_{i0} \cos P_i t + \frac{Y_i}{P_i} \sin P_i t + \frac{1}{P_i} \int_0^t Y_i \int_0^l q(x, \xi) \sin P_i(t - \xi) d\xi dx$$

$Y_{i0}, Y_{i0}$  是与  $Y_i$  及  $\dot{Y}_i$  积分有关的扰力初始响应值, 由于  $Y_i$  及  $\dot{Y}_i$  为 0, 故  $Y_{i0}$  及  $\dot{Y}_{i0}$  为 0。

所以

$$Y(x, t) = \frac{2q}{\rho l} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{P_i} \sin \frac{P_i x}{a} \int_0^t \sin \frac{P_i x}{a} \int_0^l \sin P_i(t - \xi) d\xi dx$$

$$= \frac{4ql^2}{\pi^3 EI} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{i^3} \sin \frac{i\pi}{l} x (1 - \cos \frac{i\pi}{l} \sqrt{\frac{EI}{\rho}} t) \quad (17)$$

由箱帽断面尺寸知:

$$I = \frac{1}{12} bh^3 \doteq 7.92 \times 10^{-7} \text{cm}^4$$

根据织口打击钢筘位置, 知作用在箱帽上均布载荷  $q(x, t) \doteq \frac{2P}{3l} \doteq 1.96 \times 10^3 \text{(N)}$

$P$  为打纬阻力;  $l$  为箱帽幅宽。

又知  $E = 10^{10} \text{Pa}$ ,  $\rho = 0.2 \text{kg/m}$

将有关参数代入(17)式得箱帽在打纬阻力情况下具体强迫振动微分方程数学表达式

$$Y(x, t) \doteq 5 \times 10^{-2} \sum_{i=1, 3, 5}^{2N-1} \frac{1}{i^3} \sin 0.8i\pi x (1 - \cos 160i\pi t) \quad (i = 1, 3, 5, \dots) \quad (18)$$

结论: 由箱帽的固有频率方程计算式(12), 变形振动微分方程式(17)知, 箱帽振动固有频率与其长度成反比, 与其截面抗弯刚度根值成正比。振幅与其长度成正比, 与截面抗弯刚度值成反比, 还与作用在箱帽上打纬阻力引起的均布载荷成正比。由于有梭织机的木质箱帽, 材料弹性模量  $E$  很小, 尤其在打纬阻力剧升情况, 箱帽变形振动急剧增加, 表现在阔幅织机上情况更为严重。新型织机由于广泛采用铝合金箱帽, 箱帽截面抗弯刚度值  $EI$  大大提高, 故其变形振动情况大为缓和。

由此可见, 对于 1511 系列织机在制织高密织物时必须提高箱帽的抗弯刚度, 在箱帽上加装钢板是一种最简便的方法。

## 2.4 钢筘受力分析

实际生产中,尤其在织制高密织物过程打纬时,钢筘会产生较大变形,可达若干 mm. 这是由于钢筘本身具有一定弹性之后,缓冲对纬纱作用,对实现将纬纱推入织口有利. 故实际生产中使用的钢筘材质,也大都为含碳量 0.45%~0.70% 的优质碳钢. 但钢筘的过大变形会打不紧纬纱. 由于钢筘在打纬时产生变形后,积聚很大势能,当打纬结束后,由于筘夹放松对钢筘的压持力,这时积蓄的弹性势能会产生弹性振动使钢筘松动,甚至造成游筘,影响梭子飞行.

在打纬时刻,由于筘夹木在定筘鼻作用下紧紧压住钢筘,此时的受力状态简化为简支梁形式. 假定在打纬时刻,对钢筘的打纬阻力作用在钢筘中点位置,由于  $P_w$  为集中载荷,不便运算,用一个作用在钢筘上很短一个长度单元  $\delta$  上,强度为  $q$  的分布载荷来表示之. 即  $q\delta = P_w$ , 利用傅立叶变换,将  $P_w$  分解展开成为一级数分布载荷形式,则可得级数载荷系数  $a_n$ .

$$a_n = \frac{2}{l} \int_0^l F(x) \cos \frac{n\pi}{l} dx$$

其中

$$F(x) = q(x, t) = P_w$$

所以

$$a_n = \frac{2P_w}{l} \int_{l/2-\delta/2}^{l/2+\delta/2} \cos \frac{n\pi}{l} dx = \pm \frac{4P_w}{n\pi}$$

当

$$\begin{cases} n = 4k + 1 & a_n \text{ 取值正号} & k = 0, 1, 2, \dots \\ n = 4k - 1 & a_n \text{ 取值负号} & k = 1, 2, \dots \end{cases}$$

即集中载荷  $P_w$  可表示为同样强度  $4P_w/n\pi$  余弦载荷级形式.

由材料力学知,两端固定简支梁在均载荷作用下,则其挠度微分方程:

$$q = EI \frac{d^4 y}{dx^4} \quad (19)$$

则当  $q_n = \frac{2P_w}{n\pi}$  时,静态变形曲线由(19)式进行四次积分可得:

$$y_{(静)n} = \frac{2P_w l^4}{n^3 \pi^3 EI} \sin \frac{n\pi}{l} x$$

由线弹性叠加理论,整个变形曲线由每个单独载荷作用叠加,因而可写成:

$$y(x) = \frac{2P_w l^4}{\pi^3 EI} \sum_{1,3,5}^{\infty} (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{\sin \frac{n\pi x}{l}}{n^4}$$

又由变形振动微分方程:

$$y(x, t) = Y(x) \cos Pt, \text{ 得}$$

$$y(x, t) = \frac{2P_w l^4}{\pi^3 EI} \sum_{1,3,5}^{\infty} (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{\sin \frac{n\pi x}{l}}{n^4} \cos Pt \quad (20)$$

由(20)式知钢筘的变形振动大小主要与其所受打纬阻力  $P_w$  成反比,筘片的抗弯刚度成反比,筘片高度  $L^4$  成正比. 故当在打纬阻力增大 1 倍以上, 织制高密织物时,其钢筘变形振动很剧烈. 因此在制织高密织物时,再使用通常材料钢筘而不考虑其变形振动对织造工艺是不

合适的。因此在织制高密织物时为打紧纬纱,应采用高  $E$  值材料钢筘或特种异形钢筘。为了提高筘齿的刚度,也可以适当增加筘齿片的宽度和厚度。

### 2.5 筘夹轴与筘座受力变形振动分析

在织制高密织物打纬时刻,筘座木与筘夹轴同样受到巨大打纬阻力,从而产生变形振动。通过类似对筘帽的受力分析,同样可以建立起由打纬阻力作用,筘夹轴与筘座木产生的变形振动方程。

筘座木变形振动会影响梭子正常飞行,筘夹轴变形振动会使筘夹产生松动,使筘夹对钢筘夹持力减弱,使钢筘松动,打不紧纬纱,甚至造成游筘。

为使生产正常进行,实际中采用增加筘夹轴鸭嘴与胸梁前定筘鼻数目,最好用特别前伸较长的鸭嘴与定筘鼻,以增加打纬时刻,定筘鼻与鸭嘴啮合深度,增加打纬时刻筘夹木对钢筘的夹持力,以保证打纬时刻钢筘有足够坚牢度,无松动,或者采用固定钢筘打纬机构。

## 3 送经机构力学分析

在生产高密织物过程中,1511~1515型系列织机的送经机构中,经常发生齿轮,蜗轮,蜗杆轮齿折断,齿面严重磨损。送经轴发生较大的扭转,弯曲变形。致使送经机构不能按正常工艺要求均匀送出经纱,产生云织、稀密路等织疵。因此对送经机构在织制高密织物情况下负荷进行检测,并对有关构件强、刚度校核是很有必要的<sup>[2]</sup>。

利用在1511M型44"布机上织制133×100羽绒布对送经机构负荷测试所得数据,对送经机构主要传动零件进行了强、刚度校核。

### 3.1 送经齿轮的弯曲疲劳强度校核

已知  $m=4.23$ ,  $z=23$ ,  $T_1=448\text{Nm}$  材料 HT 15~33,由直齿圆柱齿轮弯曲疲劳强度计算公式,齿根弯曲应力

$$\delta_F = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\varphi_a m^3 Z_1^2} \quad (21)$$

其中

$$K = K_A \cdot K_v \cdot K_\beta$$

$K$ ——计算齿轮强度用载荷系数

$K_A$ ——齿轮工作情况系数 查知  $K_A = 1.25$

$K_\beta$ ——载荷分布不匀系数 查知  $K_\beta = 1.05$

$K_v$ ——齿轮动载荷系数 查知  $K_v = 1.0$

$Y_{Sa}$ ——应力校正系数 查知  $Y_{Sa} = 1.575$

$Y_{Fa}$ ——齿形系数 查知  $Y_{Fa} = 2.69$

$\varphi_a$ ——齿宽系数 查知  $\varphi_a = 0.36$

$M$ ——齿轮模数

$Z_1$ ——齿数

$$K = K_A \cdot K_v \cdot K_\beta = 1.25 \times 1.0 \times 1.05 = 1.31$$

已知数据代入(21)式得

$$\sigma_F \doteq 345.6 \text{MPa}$$

查表得

$$\sigma_{Flim} = 150 \text{MPa}$$

由  $N = 60njL_n$

其中  $n$  为齿数转速  $r/\text{min}$ ;  $j$  为齿数每转一圈同一齿面啮合次数;  $L_n$  为齿数工作寿命。用实际生产中实测数据代入, 可得齿轮工作循环次数:  $N \doteq 1.8 \times 10^5$

查表寿命系数  $K_{FN} \doteq 1.4$

故可计算出齿轮许用弯曲应力  $[\sigma]_F$ :

$$[\sigma]_F = \frac{K_{FN} \cdot \sigma_{Flim}}{S} = 1.4 \times 150 = 210 \text{MPa}$$

式中疲劳强度安全系数  $S=1$  (取失效概率为 10%) 比较得  $[\sigma]_F < \sigma_F$

由此可知, 在实际织制高密织物羽绒布时, 送经齿轮轮齿常发生弯曲折断, 原因是由于选用材料的许用弯曲应力  $[\sigma]_F$  不够。

当选取齿轮材料为铸钢件或球墨铸铁时, 由有关零件手册查知  $\sigma_{Flim} = 300 \text{MPa}$ , 所以

$$[\sigma]_F = \frac{K_{FN} \cdot \sigma_{Flim}}{S} = 420 \text{MPa}$$

故  $[\sigma]_F > \sigma_F$ 。因而目前生产厂家大都采用铸钢或球墨铸铁材料的齿轮替代原铸铁件, 提高了齿轮承载负荷能力。

对送经蜗轮轮齿强度校核, 也不能满足承载要求, 而生产中已采用蜗轮轮齿材料 ZQA19-4, 进行负荷校核, 能满足承载要求。

### 3.2 送经轴的刚度校核

经轴在织造中变形主要是由于送经扭矩作用而产生的扭转变形。

已知经轴直径  $d=28\text{mm}$ , 材料为 45# 钢。圆轴在承载扭矩作用下, 扭角为

$$\varphi = \frac{M_n}{G'I_p} \times \frac{180}{\pi} \quad (22)$$

式中

$\varphi$ ——经轴单位长度扭角 ( $^\circ/\text{m}$ )

$M_n$ ——经轴承受扭矩 ( $\text{N} \cdot \text{m}$ ), 已知  $M_n = 4.48 \times 10^2 \text{N} \cdot \text{m}$

$G'$ ——材料剪切弹性模量 ( $\text{Pa}$ ), 查表知  $G' = 79 \times 10^9 \text{Pa}$

$I_p$ ——经轴断面极惯矩 ( $\text{m}^4$ )

将有关参数代入上式, 得

$$\varphi = \frac{4.48 \times 10^2}{79 \times 10^9 \times \frac{1}{64} \times 3.14 \times 28^4 \times 10^{-12}} \doteq 10.8 (^\circ/\text{m})$$

又查知  $[\varphi] = 2^\circ/\text{m}$ , 得  $\varphi > [\varphi]$ , 故知送经轴扭转刚度不能满足要求。

国产 1511~1515 型织机送经机构不能满足织制高密织物对其机构承载能力要求, 因此必须采取某些措施。

(1) 必须以铸钢件或更好的材质替代送经机构的零部件铸铁材质, 或改进原有零部件设计尺寸, 如增大经轴直径和齿轮模数等; (2) 采用双后梁, 使经纱张力通过与后梁的摩擦

使后梁下的张力明显下降,送经系统作用力减小,使织轴和送经系统得到保护;(3)采用单头蜗杆有助于蜗杆副的自锁作用。

### 4 卷取机构

1511~1515型系列织机的卷取机构均属间歇运动的积极式卷取机构。布辊是依靠刺毛辊与卷布辊之间的摩擦力带动进行卷取的。

织物在织口处附近受力情况如图6示。

经实测可知,织口处布面拉力是一个变量。在前心位置,布面拉力呈松弛状态,且随后梁所施加张力、开口机构的升降运动、综框的高低位置和上下层经纱角度的变化而变化。

当织物刚离开织口时,此时张力为  $T_c$ ,经过刺毛辊与导布辊后织物张力  $T_e$ 。

$$T_e = T_c e^{\mu\alpha}$$

式中  $T_e$  为导布辊与卷布木辊之间织物张力; $T_c$  为织物离开织口时张力; $\mu$  为织物与刺布辊摩擦系数; $\alpha$  为织物在刺毛辊上包角。

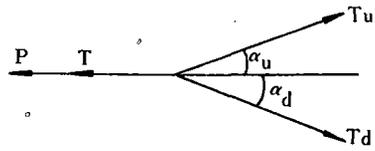


图6 织口处受力情况

- T. 布的张力
- Tu. 上层经纱张力
- Td. 下层经纱张力
- P. 箱的打纬力

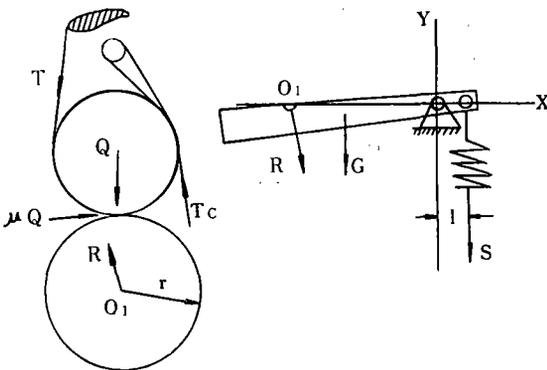


图7 卷取机构受力

通过对卷布辊进行简单力学分析可知,要使卷布辊能顺利卷走织物,必须  $\sum MO_i \geq 0$ ; 即

$$\mu Qr \geq T_c \cdot r \quad Q \geq T_c / \mu$$

式中  $Q$  为卷布辊对刺毛辊压力; $T_c$  为织物张力; $r$  为卷布辊直径。

$Q$  主要是由于卷布辊支承臂上顶端弹簧弹力  $S$ (见图7)和力臂  $L$  引起的。为使织高密织物时防止织物松弛或卷不走,必须能克服大的织物张力及其波动作用,因此卷取方面也应采取相应措施:如必须加强卷布辊支承作用端弹簧弹力,或加大其臂长,以增加卷取力;改进织物导布方式,增大织物与刺辊间的包围角,增大刺辊表面摩擦系数,使织物得以顺利导布;采用紧压式导布装置,既可以增大织物与刺辊之间的包围角,也可以增加织物与刺辊之间的压力,增强刺辊的握住力。不但可以解决高密织物的松布现象,而且还可减少织疵,如边撑疵、轧梭、断边等。此外还可以增加卷布容量,实现落布不关车等。

### 5 其它机构

在制织高密羽绒织物时,在大负荷作用下长期运行,还会发现其它机构不适应或易损坏机件的现象,如织机墙板、胸梁等振动显著加剧,有的甚至发生开裂或折断现象。

打纬时,在急剧上升经纱张力作用下,织轴跳动剧烈,使经纱附加张力波动区值增大,轴承座易损。说明现有 1511~1515 系列摆动式单后梁不适应制织高密织物。为了织轴运动得到控制,最好采用多后梁,弹性振动后梁等。

## 6 结 论

(1) 采用动态过程分析,直接建立起打纬机构中箝座脚、箝帽、钢箝、箝座木、箝夹轴等在打纬阻力作用下的振动方程式。在制织高密织物时,必须考虑巨大的打纬阻力所引起打纬机构变形对织物形成和机构正常运行的影响。为了满足制织条件,实现惯性打纬,必须按所作计算增强有关部件的强度、刚度,采取相应的措施。

(2) 对送经机构强度和刚度的校核证明,目前的送经齿轮蜗轮等所受负荷,均超过材料的强度,送经轴扭转刚度也不能满足要求,为此建议改用铸钢材料或改进设计等。

(3) 1511 织机的开口机构、卷取机构等按计算也不能满足高密织物的制织要求,采用本文所提出的相应措施才能顺利织造。

### 参 考 文 献

- 1 李德平,吴震世. 高密织物防羽绒布的织造工艺测试. 棉纺织技术,1990
- 2 陈明. 1511~1515 型系列织机机构分析及设计. 纺织工业出版社,1985

## An Analysis for Mechanisms of Looms During the Production of High Pick Fabrics

Li Deping Wu Zhenshi

(dept. of Textile Eng.)

**Abstract** In this paper shedding, beat-up let-off and take-up mechanisms of 1511~1515 series shuttle looms are tested for loads and analyzed by new methods during the production of high pick fabrics. Tested and analytic results are accorded with practical condition. At the same time series improving measures for producing high pick fabrics are advanced.

**Key words** High pick fabric; Shedding mechanism; Beat-up mechanism; Let-off mechanism; Take-up mechanism