

# 环锭纺高速锭子

张 铮 铮

(上海纺织轴承厂)

沿用了 150 多年的环锭纺纱传统技术,到了 60 年代受到气流纺(纺杯转速从 3 万转/分迅速提高到 6 万转/分)的挑战。但从实际生产的结果来看,气流纱的经济支数为 35 公支以下,在劳动力成本低的国家,则经济支数还要偏低。即在目前纺纱技术水平上,以技术经济指标全面衡量,纺 34 公支以上时,气流纺不会对环锭纺造成多大威胁,並可以促使环锭纺向新的高度发展。由于新型锭子在提高转速和载荷,以及在降低噪声和动力消耗方面,都有所突破,使环锭纺纱机的水平提到了新的高度。

瑞士 Rieter 用于环锭细纱机的 G5/1 锭子,采用弹性支承和滑动轴承,锭速可达 2 万转/分,並能使全细纱机的噪声比用 G0/2 老锭子时降低 6~8 分贝。英国 Platt-Saco-Lowell 的 800、802 型细纱机配用该公司制造的 New Era 锭子,比老锭子可节电 20%,加油周期可延长到 3~5 年,锭带寿命延长 3 倍,轴承载荷能力提高 1 倍。西德 SKF 的新型锭子,最高锭速为 2.4 万转/分,而噪声却低于锭速 1.7 万转/分的老锭子。瑞士 SMM 的双弹性支承锭子,最高锭速为 2.5 万转/分,噪声为 75 分贝。在 1979 年第八届国际纺织机械展览会上,意大利、东德等国展出的环锭细纱机,其锭速都在 1.8~2 万转/分的水平上。

由此可见,新型高速锭子目前正处于一个新的发展时期,现在对这类新型锭子讨论如下。

## 一、新型锭子的设计原则

1. 要求:从纺纱工艺和机械设计两方面考虑,新型锭子应符合以下四点:

(1) 运转稳定。要求在通常筒管质量偏心而引起的动不平衡情况下,锭子振幅应在允许范围内。当由于纺纱张力、传动系统、空气扰动、筒管配合松动等原因造成瞬时干扰时,锭子应具有良好的阶跃响应特性,不产生振荡。

(2) 定位正确。要求在任何情况下,锭子应保持垂直,便于敲锭子使之处于钢领正中,以提高纱的容量,减少断头和毛纱。

(3) 轴承受力小,磨损少,不产生黑油,使用寿命长。

(4) 振动小,噪声低,功耗省。

2. 技术政策:多年来,“高速小卷装”这一技术政策问题,国内外始终存在两种不同的观点。近年来,世界各国都面临动力成本增大的困难;另一方面,在技术上已解决了落纱问题。因而不仅在劳动力成本低的国家大都推行“高速小卷装”的政策,即使劳动力成本高的国家,也已将这一政策提到了议事日程。1981 年 E.G. Smally 氏估计“我们仍可能回到 1 $\frac{1}{2}$  英寸钢领、5 英寸升降动程的时代去”。

## 二、系统分析

在现代的纺机设计中,锭子已不能作为一个部件而应作为一个系统来进行分析。具

体地讲，我们不能单纯以转速和负荷来评定锭子性能，而是在锭速较高条件下要同时满足上述四点要求。这种将部件的转速、负荷以及工作条件结合起来分析，从而改进结构设计，以提高其寿命与可靠性的方法，称为“部件系统分析”。多年来的实践证明，采用这种方法改进设计，提高转速，可取得很大的经济效果，已日益为国内外设计人员所认识。部件系统分析对于而大量广的纺织机械来说，尤为重要。



图1 刚性支承原理图

1. 刚性支承：如图1所示。纺纱系统中，筒管和纱线部分总存在一定的动不平衡量，使重心C和回转轴线R偏离一个距离e。动不平衡量决定重心C和惯性轴I的位置，运转时筒管有绕通过重心C的惯性轴I回转的趋势。（惯性轴上的力处于平衡状态，故又称“自由轴”）。在刚性支承系统中，因动不平衡量产生的离心力  $F = me\omega^2$ ，

式中的  $m$  为质量， $e$  为偏心量， $\omega$  为锭子角速度）直接作用在上轴承上，致使轴承受力增大，锭子的振动、噪声、功耗也随之增大，因而限制了锭速的提高，一般仅在1.2万转/分左右。

2. 弹性支承：为解决上述矛盾，进一步提高锭速，系统设计者认为锭子支承方式应从刚性改为弹性。在这种思想指导下，欧洲产生了西德SKF的HF、HZ型，Süssen的SH型，瑞士SMM的SMM4、SMM11、SMM12型，日本NSK的HA、HZ型等弹性支承锭子，其锭速较刚性支承可提高50~100%。

(1) 单弹性支承，其原理如图2所示。上轴承固定在锭座中，下支承具有一定弹性，从而保证在较高锭速下重心C仍能位于回转轴线上，使运转平稳。单弹性支承的锭子速度可达1.8万转/分，与刚性支承锭子对比的

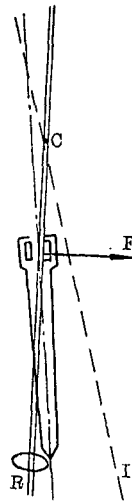


图2 单弹性支承结构

振幅特性曲线见图3。

但在高锭速条件下，这种结构仍无法保证惯性轴I和回转轴R重合。高速产生的离心力F仍作用在上轴承，限制了锭速进一步提高。

(2) 双弹性支承。根据上述分析，70年代出

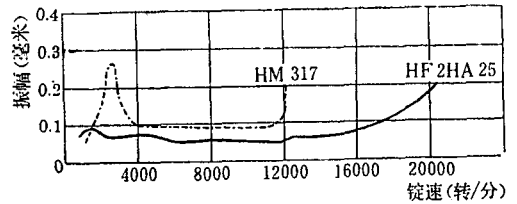


图3 刚性支承(HM317)与单弹性支承(HF2、HA25) 振幅对比

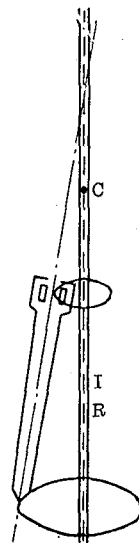


图4 双弹性支承结构

现了双弹性支承型式，其原理如图4所示。上、下轴承装在刚性套管中，系统又装在一个弹性座内。弹性座的设计是既可摆动，又可平移，这样就保证了在高转速下惯性轴I也能和回转轴R重合，达到运转平稳和轴承受力小这两个目的，从而满足了锭速高、振动小、噪声低、功耗省的设计要求。瑞士SMM12型锭子就是根据这

这两个目的，从而满足了锭速高、振动小、噪声低、功耗省的设计要求。瑞士SMM12型锭子就是根据这

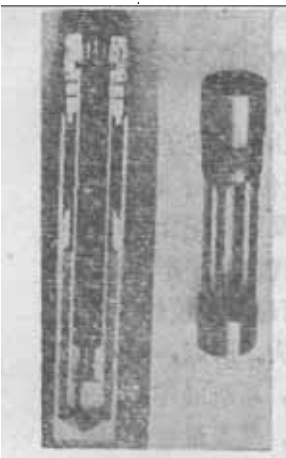


图5 弹性轴承座

原理设计的。

(3) 弹性支承的结构分析。要在锭子上设计一个弹性上轴承系统,是较为困难的。因为锭子由锭带传动,锭带张力作用在轴承上,如轴承座有弹性,则将使锭子倾斜而无法保证垂直,这在纺纱工艺上是不允许的。现在结构上采用了如图5所示的、有四根支柱和四条槽的弹性轴承座,在受到锭带的张力后,仅作平移,不产生歪斜。如棉纺锭子锭带的张力约为1.5公斤,弹性轴承座的侧向刚度选用15公斤/毫米;帘子线锭子锭带的张力约为2.5公斤,弹性轴承座侧向刚度选用25公斤/毫米;轴承座产生的平行位移为 $\frac{1.5}{15} = \frac{2.5}{25} = 0.1$ 毫米。此时锭子仍保持垂直,通过敲锭子就可把它调正过来,使之位于钢领的中心,符合了纺纱工艺要求。同时,上轴承也处在弹性支承的状态下,符合上述高速设计的原则。

(4) 几种弹性支承的比较和特点:

① 双弹性支承(SMM32型)和单弹性支承(SMM4型)锭子的比较(参看图6)。

a. 锭速(最高): 双弹性支承2.5万转/分,单弹性支承1.8万转/分。

b. 噪声: 双弹性支承低15分贝。

c. 振动: 双弹性支承可减小10倍。

d. 功耗: 双弹性支承低15~20%。

e. 双弹性支承的锭子敲锭子方便。

② 三支承结构。在卷装较小,转速较高的条件下,可采用三支承的结构型式(见图7)。

上下轴承固定,加一个中间支承(用铜基含油滑动轴承)。中间支承装在尼龙套管内,外套螺旋吸振卷簧。SMM11型锭子用这种型式,

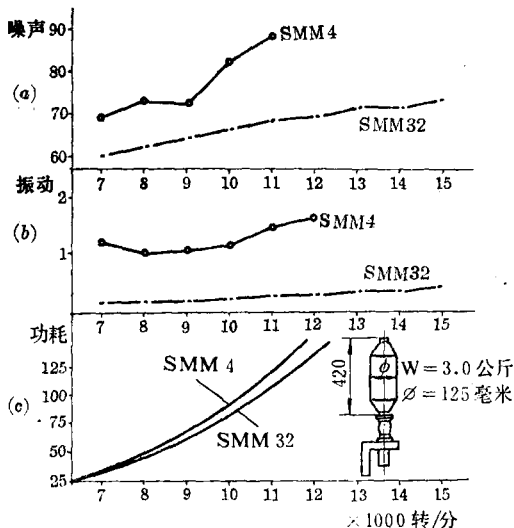


图6 单弹性支承与双弹性支承的性能对比

(a) 为噪声—转速对比曲线。(b) 为振动—转速对比曲线。用加速度传感器测量,以克值表示。

(c) 为功耗—转速对比曲线。



图7 三支承结构

其特点是:①满管重350克,锭速2万转/分(筒管高310毫米,钢领直径80毫米)。②结构简单,无钢制铣槽元件,故无变形或磨损之虞。③锭子能始终保持垂直,适应自动落纱。④当锭子加速或减速而越过临界转速时,浸在油中的弹性中间支承起阻尼作用,使转动保持平稳。⑤由于阻尼装置无摩擦,长期运转仍能保证不产生黑油(换油周期为二年)。⑥锭杆弹性变形所产生的自阻尼特性使锭子在高速时的振动小,噪声低。

### 三、锭子运转稳定性

1. 动力学模型和运动方程: 在高速锭子设计中,主要考虑弹性和阻尼两个问题。弹性支承之所以必要,理由已如前述。阻尼在高速锭子中的作用有二:

(1) 在锭子起动过程中,减少跨越临界速度时的振幅。

(2)在锭子正常运转过程中,由于纱线张力、系统振动、零件配合松动所产生的瞬时干扰,使锭子具有快速阻尼而无振荡的阶跃响应。

现代高速锭子支承系统一般采用液压阻尼,这种阻尼由螺旋卷簧或同心圆套管狭缝中油的运动而产生,能使锭子运转稳定。

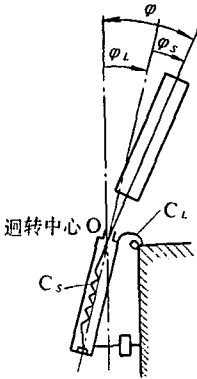


图8 锭子动力学模型

锭子动力学模型,可看作如同一个阻尼和弹簧悬挂转子的振动系统,如图8所示。

设不平衡力矩  $M = M_0 \omega^2 e^{i\omega t}$ ,  $M_0 = m_u r_u L_u$ ; 主轴弹性力矩为  $C_s \phi_s$ ; 惯性力矩为  $-J_0 \phi''$ ; 弹簧恢复力矩  $C_L \phi_L$ ; 阻尼力矩为  $d \phi'_L$ 。对回转中心 O 点的力矩平衡方程可写成:

$$J_0 \phi'' + C_s \phi_s = M \tag{1}$$

$$C_s \phi_s = C_L \phi_L + d \phi'_L \tag{2}$$

$$\phi_s + \phi_L = \phi \tag{3}$$

$$\text{由(3)得: } \phi_L = \phi - \phi_s \tag{4}$$

$$\text{由(1)得: } \phi_s = (M - J_0 \phi'') / C_s \tag{5}$$

代入(2)得:

$$\begin{aligned} & C_s \frac{M - J_0 \phi''}{C_s} \\ &= C_L \left( \phi - \frac{M - J_0 \phi''}{C_s} \right) + d \left( \phi' - \frac{M' - J_0 \phi'''}{C_s} \right) \\ & C_s M - J_0 C_s \phi'' \\ &= C_L C_s \phi - C_L M + C_L J_0 \phi'' + d C_s \phi' \\ & \quad - d M' + d J_0 \phi''' \\ & d J_0 \phi''' + J_0 (C_s + C_L) \phi'' + d C_s \phi' + C_L C_s \phi \\ &= (C_s + C_L) M + d M' \end{aligned} \tag{6}$$

这模型的一个重要因素是引入主轴力矩

$C_s \phi_s$ , 导出三阶微分方程。一般推导的二阶方程,对有的实验问题,特别是不可控的锭子振荡现象,未能充分说明。

2. 锭子振荡: 如上所述,锭子除承受动不平衡载荷外,还要承受传动带、纱线张力、空气扰动、上下轴承以及简管配合松动所引起的瞬时干扰,这些干扰使锭子产生挠曲变形。在极端情况下,会引起无法控制的振荡,影响纺纱质量和增加断头。所以,当锭子顶部加了一个阶跃载荷时,系统能作出快速阻尼而无振荡的阶跃响应,是衡量锭子运转稳定性的重要指标。

阶跃响应特性,可用上节推导的运动方程解算。为使问题简化,引入以下无量纲参数(相对参数),使因子数由4个减少为2个。

$$\text{刚度比} \quad C = C_s / C_L$$

$$\text{阻尼(无量纲)} \quad Z = d / \sqrt{C_G J_0}$$

$$\text{式中: } C_G = C_s C_L / (C_s + C_L)$$

$$\text{振动角相对值} \quad Y = \phi / \phi_0$$

$$\text{干扰力矩(无量纲)} \quad m = M / M_0$$

$$\text{时间(无量纲)} \quad Y' = dY / d\tau$$

$$\text{式中: } \frac{\tau}{t} = \sqrt{C_G / J_0}$$

上式中  $\phi_0$  和  $M_0$  的含义可说明如下:

在(6)式中,令  $M = M_0 = \text{常数}$ ,

则  $\phi = \phi_0$ , 而  $\phi' = \phi'' = \phi''' = 0$

代入(6)式,可解得:

$$C_L C_s \phi_0 = (C_s + C_L) M_0$$

$$M_0 = C_G \phi_0$$

根据上列无量纲参数,可将运动方程(6)

变换为下列无量纲型式:

$$\begin{aligned} & Z \frac{C}{(C+1)^2} Y''' + Y'' + Z \frac{C}{C+1} Y' + Y \\ &= Z \frac{C}{(C+1)^2} m' + m \end{aligned} \tag{7}$$

当  $\tau < 0$ ,  $m = 0$

$\tau \geq 0$ ,  $m = m(\text{常数})$

式(7)用拉氏变换法得出三次方程,即可用计算机进行计算。

以无量纲阻尼(Z值)为参数,不同刚度

比(C值)的阶跃响应曲线如图9所示。

从图中可看出,适当取刚度比  $C=4$ ,不仅可获得无尖峰的阶跃响应,且比二阶导数 ( $C=\infty$ )所分析达到稳定值的时间为短。

选用  $C=4$ ,不仅锭子功耗可以降低,且可获得更为稳定的运转特性。

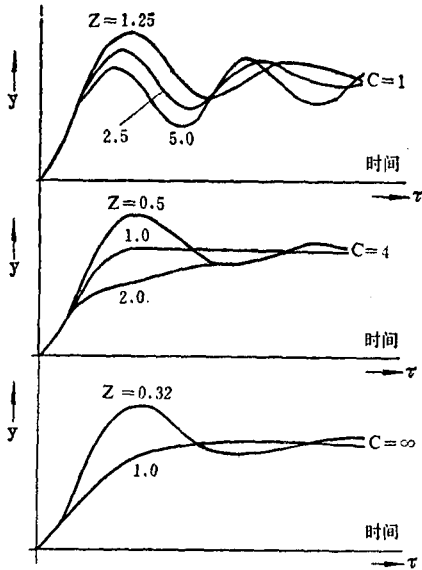


图9 锭子阶跃响应曲线

#### 四、锭子功率消耗

影响锭子功率消耗的因素很多,如筒管系统在高速时的空气阻力,筒管不平衡和间隙,纱线张力,纱的毛羽以及锭座内油的粘度和加油量,支承结构等。单锭功耗主要包括轴承外部功耗和轴承内部功耗。轴承外部功耗主要由纱线张力、空气阻力、传动带摩擦损耗组成。轴承内部功耗主要由锭旋轴承摩擦力、锭底轴向和径向摩擦功耗、阻尼功耗三部分组成。

本文着重分析与锭子结构及设计参数有关的内部功耗和小直径锭盘的作用。

1. 轴承内部功耗比:测定锭子轴承内部功耗颇为困难,但可用下法求得。用不同直径的标准筒管(指筒管长度、重量、重心、不平衡量、转动惯量及表面粗糙度都相同),在不

同转速下测其功耗。这时轴承外部功耗虽然变化,但轴承内部功耗则维持不变。因空气阻力随筒管直径的减小而逐渐趋向于零,由实验数据绘得的  $N-\phi$  曲线(见图10),若推至  $\phi=0$ ,即可得出锭座内部功耗值。

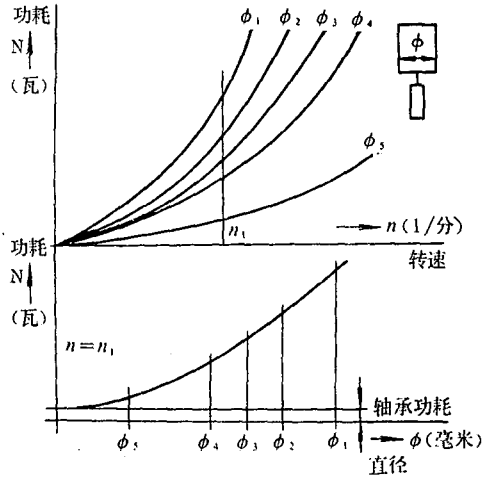


图10 轴承部分功耗

根据测量,可看出下面的趋向:

- (1) 中等锭速,空气阻力影响大,轴承内功耗比数值  $< 15\%$ 。
- (2) 高锭速时,轴承内功耗显著增加,内功耗比数值  $> 15\%$ 。
- (3) 在平衡良好的条件下,空气阻力影响大。
- (4) 在平衡差的条件下,轴承内功耗显著增加。

2. 阻尼能量消耗:要计算阻尼作用所消耗的能量,应先求出阻尼力矩。根据运动方程,用下式:

$$M = M_0 \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \tag{8}$$

$$\phi_L = \phi_{L0} \cdot e^{i\omega t} \tag{9}$$

即可求出阻尼力矩  $M_D = d\phi'_L = d\phi_{L0}\omega$  式(3)代入(1)式得

$$M = J_0 \frac{d^2}{dt^2} (\phi_s + \phi_L) + C_s \phi_s \tag{10}$$

式(2)代入(10)式得

$$M = \frac{J_0 d}{C_s} \cdot \phi''''_L + J_0 \frac{C_L + C_s}{C_s} \phi''_L + d\phi'_L + C_L \phi_L \tag{11}$$

再以(8)、(9)两式代入(11)式得:

$$M_0\omega^2 = \left(1 - \frac{J_0\omega^2}{C_S}\right) d\phi_{L0}\omega i$$

$$+ \left(C_L - J_0\omega^2 \frac{C_L + C_S}{C_S}\right) \phi_{L0}$$

$$\therefore \left(1 - \frac{J_0\omega^2}{C_S}\right) d\phi_{L0}\omega i$$

$$= M_0\omega^2 - \left(C_L - J_0\omega^2 \frac{C_L + C_S}{C_S}\right) \phi_{L0}$$

即  $\left(1 - \frac{J_0\omega^2}{C_S}\right) d\phi_{L0}\omega$

$$= \sqrt{(M_0\omega^2)^2 - \left(C_L - J_0\omega^2 \frac{C_L + C_S}{C_S}\right)^2} \phi_{L0}^2$$

(12)

$$M_D = d\phi_{L0}\omega = \frac{1}{1 - \frac{J_0\omega^2}{C_S}}$$

$$\times \sqrt{M_0^2\omega^4 - \left(C_L - J_0\omega^2 \frac{C_L + C_S}{C_S}\right)^2} \phi_{L0}^2$$

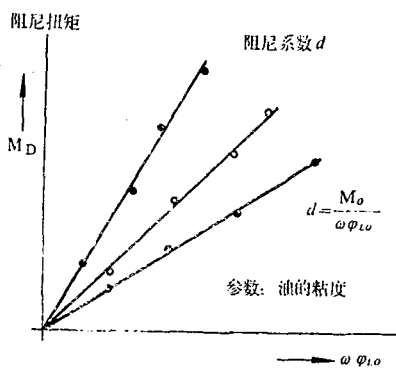


图 11 阻尼系数的测定曲线

在上列方程式中, 代入一定的不平衡量  $M_0$  和测量值  $\phi_{L0}$ , 即可求出阻尼系数  $d$ 。

图 11 表示以油粘度为参数,  $M_D$  与  $\omega \cdot \phi_{L0}$  的函数关系。根据狭缝内液流的雷诺数估算, 阻尼和速度呈线性。此时阻尼功率为

$$N_D = \omega^2 \cdot \phi_{L0}^2 \cdot d$$

将(12)式两边平方得

$$M_0^2\omega^4 = \left(1 - \frac{J_0\omega^2}{C_S}\right)^2 d^2 \phi_{L0}^2 \omega^2$$

$$+ \left(C_L - J_0\omega^2 \frac{C_L + C_S}{C_S}\right)^2 \phi_{L0}^2$$

$$\phi_{L0}^2 = M_0^2\omega^2 / \left[ \left(1 - \frac{J_0\omega^2}{C_S}\right)^2 d^2 \omega^2 \right.$$

$$\left. + \left(C_L - J_0\omega^2 \frac{C_L + C_S}{C_S}\right)^2 \right]$$

$$= C_S^2 \cdot M_0^2 / \left[ J_0^2 (C_S + C_L)^2 \right.$$

$$- 2J_0 (C_S + C_L) \frac{C_S C_L}{\omega^2} + \frac{C_S^2 C_L^2}{\omega^4}$$

$$\left. + \frac{C_S^2 d^2}{\omega^2} - 2C_S d^2 J_0 + \omega^2 d^2 J_0^2 \right]$$

据此, 可求得阻尼功率 ( $N_D$ )

$$N_D = C_S^2 M_0^2 d / \left[ J_0^2 \frac{(C_S + C_L)^2}{\omega^2} - 2J_0 \times \right.$$

$$\times (C_S + C_L) \frac{C_S C_L}{\omega^4} + \frac{C_S^2 C_L^2}{\omega^4} + \frac{C_S^2 d^2}{\omega^4}$$

$$\left. - 2C_S \frac{d^2}{\omega^2} J_0 + d^2 J_0^2 \right]$$

从而可以算出  $\phi_{L0}(C_S, C_L, M_0, J_0, d, \omega)$  和  $N_D(C_S, C_L, M_0, J_0, d, \omega)$ , 重要的是研究高于转子临界转速的特性。

在极限情况下,  $\omega \rightarrow \infty$ , 可得:

$$\phi_{L0}(\omega \rightarrow \infty) \rightarrow 0; \phi \rightarrow \phi_s \quad (13)$$

$$N_D(\omega \rightarrow \infty) \rightarrow C_S^2 M_0^2 / d J_0^2 \quad (14)$$

式(13)说明: 高速时, 锭杆挠度形成锭子自动恢复角。因高速时, 锭底回复到静止状态的位置, 并在该位置保持稳定。

式(14)说明: 高速时, 阻尼功率有个极限值。同时说明, 高速时阻尼功率的增加, 与主轴刚度以及不平衡量平方成比例。

为了降低功耗, 应采取如下措施:

(1) 用高质量筒管, 即不平衡量小、配合良好、偏心量小、在离心力作用下不变形的筒管。

(2) 用平稳运转所要求的挠性锭杆。

(3) 选取  $C_L, C_S$  和  $d$  的最佳值的最佳支承方案。

3. 小直径锭盘: 在尺寸允许、轴承容量不降低条件下, 锭盘直径减小, 可以取得经济实效。从系统分析, 由于从动轮直径减小, 可

以节约能耗。以棉纺锭子而言，锭盘直径一般为 24 毫米。日本 NSK 公司制造的 HA25A 锭盘直径为 23.8 毫米，HA25C 锭盘直径为 20.8 毫米(最小为 20.2 毫米)。上海纺织轴承厂 12 年来一直生产小直径锭盘，DFG2 锭盘直径为 22 毫米，DFG2C 锭盘直径为 20 毫米，是迄今为止国内外最小的锭盘直径。在细纱机不进行任何改造的情况下，可取得极为显著的节电效果。

多年来的实践证明，DFG2 锭子(锭盘直径为 22 毫米)较 D1200 系列锭子(锭盘直径为 24 毫米)节电 8~10% (指卷绕部分)。最近设计的 DFG2C(锭盘直径为 20 毫米)又较 DFG2 节电 4% (折算到整机电用)。若全国加以推广，节电数字是相当可观的。

现将 DFG2 与 DFG2C 单锭功耗对比以及整机电用对比分述于后。

(1) 单锭功耗对比：DFG2 和 DFG2C 单锭，是在 1.6~1.9 万转/分条件下，用扭簧式测功装置进行功耗测试。图 12(a) 表示空锭功耗的对比，图 12(b) 以 0.215 毫米偏心加于锭杆上进行的功耗测试。

(2) 整机电用测定：

小直径锭盘在上棉 22 厂上车，进行整机

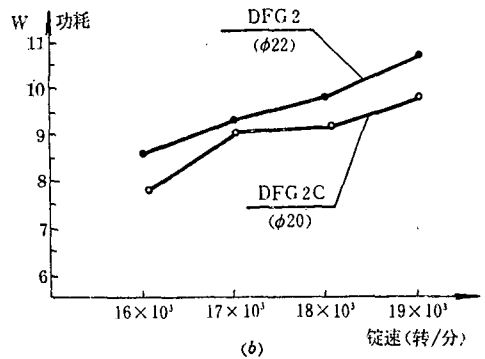
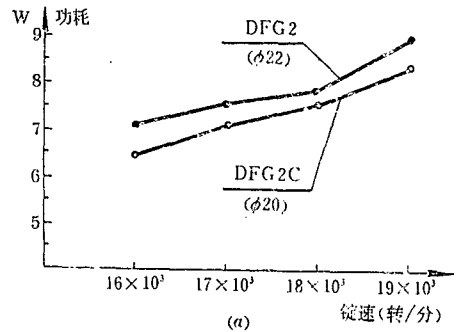


图 12 单锭功耗对比

用电测定。纺纱条件是：锭速 1.89 万转/分，品种 13 号涤棉，钢领直径 38.1 毫米，筒管高度 177.8 毫米。以一落纱时间为准，结合产量测得的用电度数如表 1 所列。

表 1 DFG2 和 DFG2C 锭子在整机运转时的用电对比

纺 13 号涤棉 (一落纱)	DFG2	DFG2C				
	1	1	2	3	4	平均
时间 (小时)	3.53	3.53	3.53	3.53	3.53	3.53
产量 (亨司)	4.42	4.15	4.37	4.41	4.41	4.33
电耗 (度)	30	26.4	28.8	29.1	28.5	28.2
单耗 (千瓦/吨)	1531.43	1435.34	1487	1488.86	1458.16	1469.47
单耗 (千瓦/亨司)	6.79	6.36	6.59	6.60	6.46	6.51

表 2 锭子直径不同的用电对比

机号	锭盘直径 (23.8毫米)	锭盘直径 (20.8毫米)	小锭盘降低率 (千瓦/%)
A-45	64.00	55.40	-8.6/-13.44
A-46	62.90	57.30	-5.6/-8.9
A-47	64.35	57.70	-7.65/-11.88
A-49	63.07	55.10	-7.94/-12.58

根据表 1 所列数据计算，对整机电用，直径 20 毫米锭盘的 DFG2C 比直径 22 毫米锭盘的 DFG2 可节电 4%。若和全国大量使用的锭盘直径为 24 毫米的锭子比较，则节电的数字将更大。

小直径锭盘的节电效果，也引起了国际

锭盘锭子的设计。日本某棉纺厂在运转机台上进行用电测定,以一落纱时间为准,平均锭速为1.45万转/分,测得的用电度数如表2所列。

从上述测定数据表明,卷绕部分节电百分率和锭盘直径减小百分率基本接近。

## 五、结 语

(一) 在十几年前,上海对锭子结构进行了改革,由刚性支承改为分离型弹性支承,锭速提高50%,取得较大的经济效益。但在当前形势下,有必要对锭子结构进行第二次变革,理由如下:

1. 适应国内数以千万锭计的老机、老厂技术改造的需要。据了解,目前使用厂(在我国目前的卷装条件下),对新型高速锭子的要求是:

(1) 棉纺锭速2万转/分,毛纺锭速1.1万转/分。

(2) 新型高速锭子转速提高后,要求细纱机不调换电动机而能节约用电。

(3) 锭子支承可靠,保持垂直,不歪斜,便于敲锭子,能长期经受落纱时的冲击载荷。

(4) 加油和换油周期要长,磨损要少,不产生黑油,使用寿命长。

(5) 噪声要低。

显然,要满足上列五点要求,锭子结构不进行改革是无法达到的。

2. 适应外销需要,使我国的锭子能进入国际市场。

(二) 根据本文论述的五个方面,结合我国国情和当前形势,对我国新型高速锭子的发展提出如下看法:

1. 棉纺锭子的锭盘直径减小到20毫米,细纱机不作任何变动,全上海市可节电800万度/年,全国可节电6400万度/年(这是以锭盘直径从22毫米减为20毫米计算的,实际上,全国大部份锭子的锭盘直径为24毫米,则节电数当更为可观)。

2. 改进纺锭轴承设计。为了推广小直径锭盘又不致影响锭子使用寿命,DZ2A纺锭轴承可作如下改进:①轴承内滚子数由7粒增加为8粒,轴承额定动载荷增加10.5%。②研制外径为15毫米的纺锭轴承,为锭盘直径减小提供条件。

3. 卷装小、锭速高的棉纺锭子,以及卷装较大、转速中等的毛纺锭子,可采用三支承结构型式。三支承结构简单,性能可靠,锭座内无钢制铣槽元件,多用适宜于机械厂大量生产的尼龙件、冲压件和粉末冶金件。这样有利于降低制造成本,而锭子性能却有较大提高,能同时满足使用厂提出的五点要求。

4. 重载荷锭子要求提高锭速,减少振动,降低噪声和功耗,双弹性结构是一个可取的支承方案。

5. 下列两点应引起锭子设计制造者的重视。

(1) 按本文所述原理,合理选择设计参数,定位与弹性兼顾。

(2) 弹性上轴承座弹性与精度保持性,在制造上要予以保证,选用优质钢材和合理工艺,消除材料组织应力和加工应力,保持弹性长期不变。

(三) 本文从理论上多次提及筒管质量偏心对锭子运转稳定性、功耗以及纺纱质量和纺纱效率的影响,目的是引起大家重视。一些国内外通过实践行之有效的措施,如优质塑料管、铝套管(配轻质纸管)、铝衬套等,都应在改进系统设计的考虑范围之内。

## 参 考 资 料

- [1] Dieter Widmer, "Lecture of <SMM> on Spindles" Spindle; Motorn. und Maschinenfabrik AG.
- [2] Melliand Textilberichte 56(1975).
- [3] Textima DDR Export.
- [4] Nihon Spindle "Catalogue".
- [5] <NSK> Anti-friction System, Textile Machinery Components Pr. No. 21101.