

# 目 录

服装机械概论	
第一章 裁剪设备 .....	1
第一节 概述 .....	1
一、裁剪机的标准 .....	1
二、主要技术要求 .....	9
第二节 裁剪机 .....	9
一、直刀裁剪机 .....	9
二、圆刀裁剪机 .....	10
三、带刀裁剪机 .....	11
第三节 非接触式裁剪简介 .....	13
一、高速激光裁剪机 .....	13
二、喷射水流裁剪机 .....	13
三、超声波裁剪机 .....	13
第四节 服装 CAD/CAM 系统 .....	14
一、服装 CAD/CAM 系统的作用及功能 .....	14
二、服装 CAD/CAM 系统的组成及设备 .....	17
三、服装自动裁剪设备 .....	17
第二章 温热加工设备 .....	21
第一节 概述 .....	21
第二节 粘合机理及主要参数 .....	21
一、粘合机理 .....	21
二、粘合的主要工艺参数 .....	22
三、粘合加工方式 .....	23
第三节 粘合机的工作原理及主要机构 .....	21
一、粘合机的工作原理及分类 .....	21
二、粘合机的标准 .....	21
三、粘合机的主要技术要求 .....	25
四、几种常用粘合机的工作原理 .....	25
五、粘合机的主要机构 .....	26
第四节 粘合机的设计 .....	26
一、加热器设计 .....	28
二、加压器设计 .....	30
第五节 蒸汽机 .....	35
一、概述 .....	35
二、蒸汽机的工作原理与种类 .....	36

三、蒸汽机的结构	38
四、蒸汽机的主要技术要求	40
第六节 服装立体整烫	41
一、服装立体整烫的工作原理	41
二、服装立体整烫的特点	42
三、柜式立体整烫机	42
第三章 工业缝纫机	44
第一节 工业缝纫机的分类与型号	44
一、工业缝纫机的分类	44
二、缝纫机型号	44
第二节 工业缝纫机整机结构及传动系统	49
一、工业缝纫机的组成	49
二、传动系统	50
第三节 缝纫机的主要成缝构件	51
一、机针	51
二、成缝器	54
三、缝料输送器	58
四、收线器	61
第四节 平缝机	63
一、概述	63
二、主要机构及基本工作原理	65
第五节 包缝机	65
一、概述	65
二、主要机构及其工作原理	67
第六节 绷缝机	76
一、绷缝机的种类及技术特性	76
二、主要机构工作原理	77
第七节 高速自动工业缝纫机	80
一、全机系统构成及主要性能	80
二、控制装置	81
三、自动剪线机构	85
第四章 缝纫机的成缝原理	87
第一节 线迹及其形成原理	87
一、线迹的基本概念	87
二、线迹形成的基本原理	87
三、线迹的分类和标准	88
第二节 几种常用线迹的形成方法	91
一、锁式线迹的形成方法	91
二、单线链式线迹的形成方法	91
三、双线链式线迹的形成方法	92

四、三线包缝线迹的形成方法	93
五、绷缝线迹的形成方法	94
第三节 成缝过程分析	94
一、进针	95
二、入线	96
三、面线成环	97
四、入环	97
五、退针	97
六、送料	98
七、底线成环	98
八、紧线	98
第四节 成缝构件运动时间的配合	99
一、平缝机工作循环图	99
二、三线包缝机工作循环图	102
三、双针绷缝机工作循环图	103
第五章 刺料机构	105
第一节 刺料机构的作用与类型	105
一、机针沿固定导向轴线作往复直线运动	105
二、机针沿导向轴线作往复运动,又随导向轴线摆动	106
三、机针以其他特殊方式运动	107
第二节 刺料机构的基本工作原理	107
一、刺料引线	108
二、面线成环	108
三、退针	110
第三节 机针对缝料的刺穿力	110
第四节 正置曲柄滑块刺料机构	113
一、正置曲柄滑块刺料机构的运动特性	113
二、正置曲柄滑块刺料机构的设计	118
第五节 包缝机过约束刺料机构设计	121
一、导向子机构设计	121
二、传动子机构设计	122
第六节 刺料机构铰链的验算	123
一、刺料机构的动态静力分析	123
二、铰链的强度和磨损的校核	127
第六章 勾线机构设计	130
第一节 勾线机构的作用与类型	130
一、梭机构	130
二、弯针机构	130
第二节 摆梭勾线机构	132
一、作用原理与特点	132

二、摆梭勾线机构的分析与计算 .....	133
三、摆梭勾线机构的设计 .....	135
第三节 旋梭勾线机构 .....	136
一、作用原理与特点 .....	136
二、旋梭转角的计算 .....	137
三、旋梭勾线机构的传动设计 .....	138
四、旋梭勾线机构的运动方程 .....	141
五、旋梭勾线时间的调整 .....	141
第四节 包缝机弯针机构设计 .....	144
第五节 绷缝机弯针动程的确定 .....	147
第七章 挑线机构设计 .....	149
第一节 挑线机构的作用与类型 .....	149
一、凸轮挑线机构 .....	150
二、四连杆挑线机构 .....	150
三、滑杆挑线机构 .....	150
四、齿轮-连杆组合式挑线机构 .....	150
五、异形端旋转片式挑线机构 .....	151
六、单旋转盘式挑线机构 .....	151
七、双旋转盘式挑线机构 .....	151
第二节 线迹形成过程中面线消耗量函数 .....	151
第三节 理论供线量和实际供线量 .....	156
一、理论供线量的确定 .....	156
二、实际供线量的计算 .....	156
第四节 四连杆挑线机构 .....	157
一、挑线杆的运动性能 .....	157
二、主要运动参数的调节 .....	160
三、四连杆挑线机构的设计 .....	161
第五节 凸轮挑线机构 .....	165
一、凸轮挑线机构的运动方程 .....	165
二、凸轮挑线机构设计 .....	167
第六节 齿轮-滑杆挑线机构 .....	169
第七节 异形端旋转片式挑线机构 .....	172
第八节 面线张力与夹线器 .....	174
一、面线张力 .....	174
二、夹线器 .....	175
第八章 送料机构设计 .....	179
第一节 送料机构的作用与类型 .....	179
一、摩擦送料 .....	179
二、托架或夹板送料 .....	181
第二节 送料牙的运动轨迹 .....	181

一、送料作用原理 .....	181
二、送料牙轨迹评价指标 .....	182
第三节 下送料机构工作原理及运动分析 .....	183
一、下送料机构工作原理 .....	183
二、下送料机构的运动分析 .....	184
三、送料机构主要可调参数的确定 .....	186
第四节 几种改进型送料机构 .....	187
一、针、下综合送料机构 .....	187
二、下差动送料机构 .....	188
三、上、下差动送料机构 .....	180
四、上、下针综合送料机构 .....	191
第五节 针距调节机构 .....	191
一、针距调节原理 .....	191
二、针距调节机构的计算 .....	196
三、针距调节凸轮 .....	197
第六节 送料机构的设计 .....	199
一、送料机构的设计要求 .....	199
二、送料牙轨迹几何特征参数的确定 .....	200
三、送料机构的优化设计 .....	202
第七节 滚轮送料机构 .....	204
一、滚轮传动机构 .....	204
二、滚轮送料的力学分析 .....	206
第八节 托架送料机构 .....	208
一、托架送料原理 .....	208
二、确定机构结构参数的原则 .....	210
三、间歇送料凸轮的设计计算 .....	210
四、绘制凸轮廓线 .....	212
五、间歇传动机构 .....	212
第九节 压脚机构 .....	214
一、压脚机构的作用及组成 .....	214
二、压脚压力的调节 .....	215
三、压脚的静压力和动压力 .....	216
第九章 工业平缝机的总体设计 .....	219
第一节 主要设计要求和基本设计参数 .....	219
一、主要设计要求 .....	219
二、平缝机设计参数的确定 .....	220
第二节 机构运动配合曲线图 .....	221
一、机针运动曲线的确定 .....	222
二、机针带线量曲线 .....	223
三、梭子带线量曲线 .....	223

四、排线杆供线量曲线 .....	224
五、送料需线量曲线 .....	221
第三节 机头总体布局及机架结构型式 .....	225
一、机头总体布局 .....	225
二、机架结构型式 .....	226
第四节 缝纫机零件的设计 .....	227
一、缝纫机零件的尺寸公差和形位公差 .....	233
二、材料的选择 .....	239
三、缝纫机零件的热处理 .....	232
第五节 润滑系统 .....	233
一、润滑方式 .....	233
二、润滑系统的设计 .....	235
第六节 自动剪线机构设计 .....	239
一、设计要求 .....	239
二、工作稳定性评定参数 .....	239
三、自动剪线机构设计方案的选择 .....	240
四、设计参数 .....	240
主要参考文献 .....	242

# 第一章 裁剪设备

## 第一节 概 述

裁剪是根据服装设计人员对服装款式的总体设计,把服装各部位展开成平面几何图形,经过合理排料,用各种裁剪设备对面料、里料、辅料进行裁剪,为服装的缝制提供衣片。裁剪的面料、里料、辅料的形状和尺寸,将直接影响到服装缝制的顺利进行和成衣的质量。

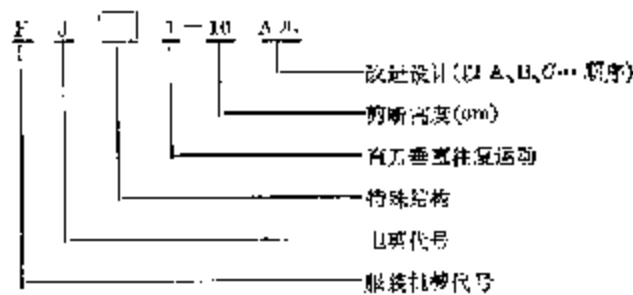
裁剪机多用于棉、毛、丝、麻、针织、各种化学纤维、皮革等面料的裁剪。

### 一、裁剪机的标准

轻工业部对电动裁剪机制定了统一企业标准,其代号为 Q/QJ82-06-86,本标准仅适用于 FJ1 型电动直刀裁剪机。

在标准中对裁剪机的型号、结构、基本参数、尺寸、技术要求、检验规格等做了统一规定。

#### (一) 型号表示



#### (二) 结构型式

FJ1 型电剪结构为电动机驱动曲柄滑块机构,从而带动刀片作垂直往复运动。

#### (三) 基本参数和尺寸

外型尺寸(长×宽×高)不大于 850×220×650 mm;

总重量不大于 18 kg;

基本参数见表 1-1。

表 1-1 裁剪机的基本参数

序 号	参 数				
刀片提升高度(mm)	≥40	>60~100	>100~120	>120~160	>160~210
剪断高度(mm)	≥30	>80~90	>80~100	>100~150	>150~200
功率(W)	≥40	>40~200	>100~250	>250~400	>450~400
电压(V)	60~70, 220, 380				

注:刀片提升高度必须大于剪断高度。

## 二、主要技术要求

### (一)整机性能

起动力矩不大于  $0.08 \text{ N}\cdot\text{m}$ ; 噪声不大于  $77 \text{ dB(A 型)}$ ; 外表面温升不超过  $50^\circ\text{C}$ 。

### (二)工作精度

底座表面对裁料无阻带, 推动回转灵活, 剪断最小回转半径不大于  $40 \text{ mm}$ ; 按规定高度裁料剪断时, 上下裁片误差小于  $2.5 \text{ mm}$ 。

### (三)装配精度

电机转子轴向串动量不大于  $0.05 \text{ mm}$ ; 滑块和滑轨间的间隙不大于  $0.05 \text{ mm}$ ; 刀片落入刀板槽内, 刀片与槽口对称度  $0.04 \text{ mm}$ 。

## 第二节 裁 剪 机

国内外裁剪机的型号很多, 按裁剪冲切的动作, 可以分为两种类型:

1. 连续式裁剪机 可实现连续裁剪, 按刀片形状分为直刀裁剪机、圆刀裁剪机、带刀裁剪机;

2. 间歇式裁剪机 有用于在衣片上作出刀眼记号的切口机、在衣片上打孔或穿线的钻孔机、穿线记号机、辅助裁剪用的手动裁刀等。

本章主要介绍常用的三种连续式裁剪机。

### 一、直刀裁剪机

裁剪时, 垂直刀片作上下往复运动, 并且沿衣片划线相对布层以一定速度推进, 实现对面料的切割裁剪。按结构型式直刀裁剪机可分为手提式自动磨刀裁剪机和摇臂式自动磨刀裁剪机。

#### (一)手提式自动磨刀裁剪机

##### 1. 工作原理及特点

图 1-1 为 ZQ 系列直刀裁剪机的结构图。此种裁剪机由电机带动曲柄转动, 通过连杆滑枕及固定在滑枕上的刀片作上下往复运动。裁剪时, 人工推动整机沿布层划线进行裁剪。

(1) 裁布机理 在裁剪时, 是以高速运动的刀片(往复运动或圆周运动)相对布层移动进行切割裁剪的。下面以直刀刃为例来说明裁布机理。

如图 1-2 所示。刀片锋角为  $\alpha_0$ , 刀刃沿垂直方向放置。裁剪时, 刀片以  $V_0$  的速度沿  $X$  方向相对布层推进, 并且以  $V_1$  的速度沿  $Y$  方向作上下往复运动, 这样刀刃相对布层的合成运动速度为:

$$V_2 = \sqrt{V_0^2 + V_1^2} \quad (1-1)$$

如果布层能被刀刃切开, 布层在与刀刃接触点  $O$  处被一分为二, 并在刀片的两个刃面上沿  $OA_2$ 、 $OB_2$  移动, 刀片切割布层的实际锋角为  $\alpha_2$ ,

$$\alpha_2 = \angle A_2OB_2$$

设  $O_2$  为  $A_2B_2$  的中点, 则:

$$\tan\left(\frac{\alpha_2}{2}\right) = \frac{O_2A_2}{(X)_2} \quad (1-2)$$



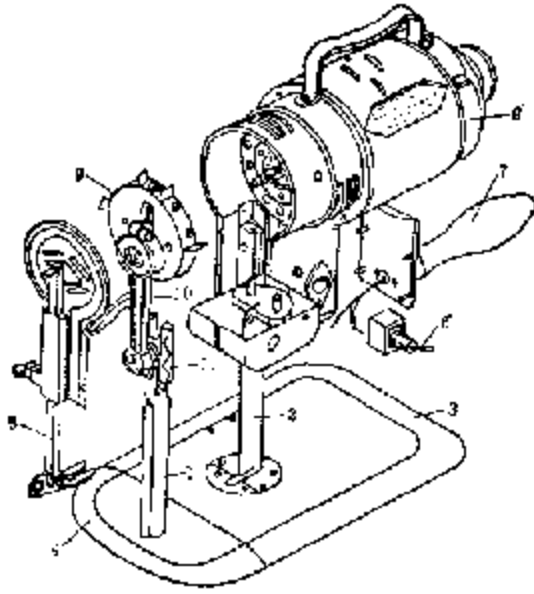


图 1-1 直刀裁布机

1. 刀片 2. 支柱(刀座) 3. 底座(主机) 4. 刀片(架块)  
5. 弹簧(压脚) 6. 开关 7. 手柄 8. 电机  
9. 曲柄 10. 连杆 11. 滑轮

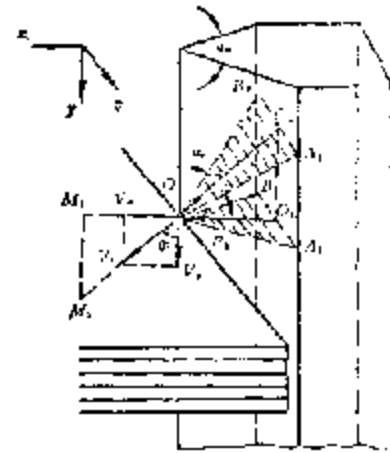


图 1-2 直刀裁布机原理图

如果刀片不沿  $Y$  方向运动, 只以  $V_x$  速度沿  $X$  方向移动, 则布层在与刀刃接触点  $O$  被切割开, 在刀片的两个刃面上沿  $OA_1$ 、 $OB_1$  移动, 刀片的切割锋角即为刀片本身锋角  $\alpha_0$ 。由图得:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) = \frac{O_1A_1}{OO_1} \quad (1-3)$$

式中  $O_1$  为  $A_1B_1$  的中点。

由上两式得:

$$\frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_t}{2}\right)} = \frac{OO_1}{OO_1} = \frac{V_t}{V_x} \quad (1-4)$$

$\frac{V_t}{V_x}$  表示切割时, 刀片锋角的变化程度, 当裁布刀片的自身运动速度远远大于切割的推进速度时, 即  $V_t \gg V_x$ , 刀片的实际切割锋角  $\alpha_t$  比原锋角  $\alpha_0$  要小得多, 或者说刀刃锋利得多。

例如刀片的运动速度  $V_t = 15 \text{ m/s}$ , 推进速度  $V_x = 0.15 \text{ m/s}$ , 刀片锋角  $\alpha_0 = 20^\circ$ , 由式(1-4)算出切割锋角  $\alpha_t = 0^\circ 18'$ 。这说明裁布时, 由于刀片自身的运动速度远大于推进速度, 使得刀口变得异常锋利, 这就是裁布机切割裁布层的基本原理。

假设不考虑摩擦阻力和布层切面对刀刃面的挤压力, 以及刀片自身上下运动时 ( $V_t = 0$ ), 裁布机推进, 布层沿  $OM_1$  被切开, 刀片做功为:

$$\Delta = P_1 \cdot OM_1$$

$P_1$  为刀对布层的切割力,  $P_1$  的大小与布料的种类、料层厚度, 以及刀片锋角有关, 可以由试验测得。

当考虑刀片自身以  $V_t$  速度沿  $Y$  方向运动时, 布层将沿  $OM_2$  被切开, 刀片做功为:

$$\Delta = P_2 \cdot OM_2$$

$$P_2 = \frac{OM_1}{OM_2} \cdot P_1 = \frac{V_2}{V_1} \cdot P_1 \quad (1-5)$$

$P_2$  亦为刀对布层的切割力, 在前述的例子中,  $P_2$  仅为  $P_1$  的 1%。

图 1-3 为切割布层时刀片的受力图。

裁剪时, 刀片除了受到切割力  $P_2$  的反作用力  $P_2'$  (布层切口对刀片的抗力) 以外, 还受到布层切面对刀面的挤压力  $N$ , 其方向垂直于刀面, 布层切面对刀面的摩擦阻力为  $F = fN$ ,  $f$  为布层切面与刀面间的摩擦系数,  $F$  力的方向沿刀面与布层切面相对滑动的方向。

将  $P_2'$ 、 $N$ 、 $F$  各力沿  $X$  方向和  $Y$  方向分解并求和, 其平衡力分别为沿  $X$  方向的  $P_x$  力和沿  $Y$  方向的  $P_y$  力, 如果不考虑裁剪台面对裁剪机底部的摩擦力, 那么,  $P_x$  力即为操作推进力,  $P_y$  力为裁剪机的电机对刀片提供的工作动力。

$$\sum F_x = 0$$

$$P_x - P_2' \sin \varphi - 2F \cos \frac{\alpha_1}{2} \cdot \sin \varphi - 2N \sin \frac{\alpha_2}{2} = 0$$

$$P_x = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^2 P_1 + 2N \left( f \cos \frac{\alpha_1}{2} \cdot \frac{V_2}{V_1} + \sin \frac{\alpha_2}{2} \right) \quad (1-6)$$

(1-6) 式表明, 不仅布料性质, 刀片锋角  $\alpha_2$  与操作推进力有关, 而且  $\frac{V_2}{V_1}$  值的影响更大。在前面的例子中, 当  $\frac{V_2}{V_1} = 0.01$  时,  $P_x$  力可以近似为:

$$P_x \approx 2N \sin \frac{\alpha_2}{2}$$

说明较高的刀速有利于轻便操作。

$$\sum F_y = 0$$

$$P_y - P_2' \cos \phi - 2F \cos \frac{\alpha_1}{2} \cos \phi = 0$$

$$P_y = \frac{V_2}{V_1} \left( \frac{V_2}{V_1} P_1 + 2Nf \cos \frac{\alpha_1}{2} \right) \quad (1-7)$$

这是刀片需要电机提供原动力的表达式。

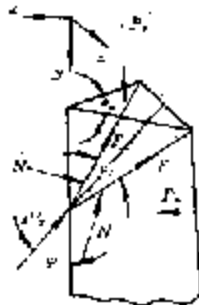


图 1-3 刀片受力图

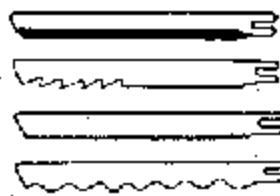


图 1-4 直刀刀刃

(2) 裁剪质量的影响因素 影响裁剪质量的主要因素有刀刃的形状及刀的尺寸, 刀刃的锋利度, 刀片的材料, 布料的种类与布层的厚度, 操作者的推进力以及沿布层划线走刀的准确性, 刀片垂直冲切速度与水平推进速度等。

刀片是裁剪机的关键部件之一, 刀刃通常有四种: 垂直刀刃、锯齿刀刃、细牙刀刃、波形刀刃。如图 1-4 所示。

其中垂直刀刃应用广泛,其余属于专用刀片,主要用于塑料薄膜、人造革、合成纤维面料等熔融温度低或摩擦热量大的材料的裁剪。

刀刃锋利是正常裁剪的保证,为此,各种自动磨刀裁剪机上都设置有标准磨刀石或磨刀砂带。按磨粒的粗细,磨刀砂带分为四种:即幼砂、中砂、粗砂、极粗砂,所磨成的刃口如图 1-5 所示。各种磨刀砂带所磨刃口适用的布料推荐如下表:

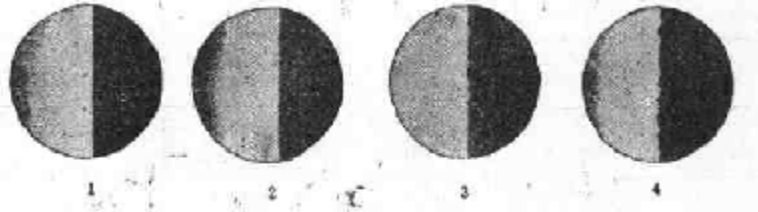


图 1-5 四种刀刃刃口放大图

1. 幼砂所磨刃口 2. 中砂所磨刃口 3. 粗砂所磨刃口 4. 极粗砂所磨刃口

表 1-2 四种刃口适用切制的布料

序 号	磨刀砂带	适用、切制的布料
1	幼 砂	丝绸、合成纤维、棉及混纺的针织机织面料
2	中 砂	棉、轻型毛织面料、合成纤维及绒料
3	粗 砂	厚棉、毛织面料、软皮料
4	极粗砂	牛仔布、灯芯绒、帆布、皮革料

为扩大裁剪机的适应能力,有的裁剪机设置双速电机,以便提供更加适宜的冲切速度,裁剪厚薄不同的面料。冲距即为刀片往复运动的垂直距离,它取决于裁剪面料的种类。如合成纤维、人造纤维、塑料薄膜等通常选用短冲距。冲距短,刀片上下运行速度较慢、摩擦较小;而长冲距,刀片的上下运行速度快,适合于牛仔布、灯芯绒、帆布等面料。ZC 系列自动磨刀直刀裁剪机有五种冲距:110、135、160、185、210 mm。

(3) 手提式裁剪机的特点 手提式裁剪机体积小,重量轻,操作方便;可裁剪多种面料,零部件更换方便;有自动磨刀机构,只要一按磨刀杠杆,可自动磨刀,保持刃口锋利,节约辅助时间,提高生产效率。

为保证裁剪时裁刀上下往复运动与工作台而垂直,机器底盘尺寸不能设计得过小,这样就使得裁剪机转动不够灵活,对小尺寸衣片的裁剪困难。

## 2. 技术特性

ZC 系列自动磨刀直刀裁剪机的主要技术特性见表 1-3。

## 3. 主要机构分析

手提式自动磨刀裁剪机由切布机构、自动磨刀机构、压脚升降机构及离心式启动机构等组成。

(1) 切布机构 是通过直刀的快速垂直往复运动切割面料。

图 1-6 为切布机构简图,采用对心曲柄滑块机构,此机构结构简单,运行可靠。由电机带动曲柄轮 1 转动,经过连杆 2 带动十字滑块 3 作直线往复运动,从而带动刀片 6 在立柱 5 的刀槽 4 内上下运动,达到切布的目的。

直刀的行程(冲距)取决于曲柄 1 的半径,如果曲柄半径为 10 mm,直刀行程为 28 mm,

表 1-8 ZC 系列自动磨刀直刀裁布机的主要技术特性

形 式	自 动 磨 刀				
	ZC110 M	ZC135-M	ZC160-M	ZC185 M	ZC210 M
项 目	ZC110Δ M	ZC135Δ-M	ZC160Δ-M	ZC185Δ M	ZC210Δ M
最大裁布高度(mm)	110	135	160	185	210
功率(W)	370 *550	370 550	370 550	370 550	370 550
额定电压(V)	220 *380	220 380	220 380	220 380	220 380
档数	单相 +三相	单相 三相	单相 三相	单相 三相	单相 三相
刀片规格(mm)	194×20.5×0.7	211×20.5×0.7	242×20.5×0.7	269×20.5×0.7	294×20.5×0.7
外形尺寸(mm)	314×184×460	314×184×491	314×184×516	314×184×547	314×184×566
净重(kg)	14	14.5	15	15.5	16

注: \*为相对应规格技术数据。

即为曲柄长度的 2 倍。这种切布机构由于刀片在冲切面料时产生摩擦热,因此,刀片、刀鞘、立柱、十字滑块等部件,除具有良好的强度、刚度之外,还应有良好的耐热性。同时必须给十字滑块以良好的润滑条件和可靠的密封性。

(2) 自动磨刀机构 如图 1-7 所示,由砂带运动机构和托架的上下往复运动机构组成。

通过橡皮轮 2 与曲柄轮 1 的离合,控制磨刀机构的使用。橡皮轮 2 的运动经过斜齿轮 3、4、5 传递给直齿轮 6、7、8, 齿轮 7、8 分别与砂带主动轮 17、19 同轴,两轴 a、b 均为方轴。二

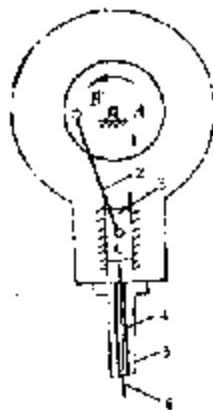


图 1-6 直刀切布机构

- 1. 曲柄轮 2. 连杆
- 3. 十字滑块 4. 刀鞘
- 5. 立柱 6. 刀片

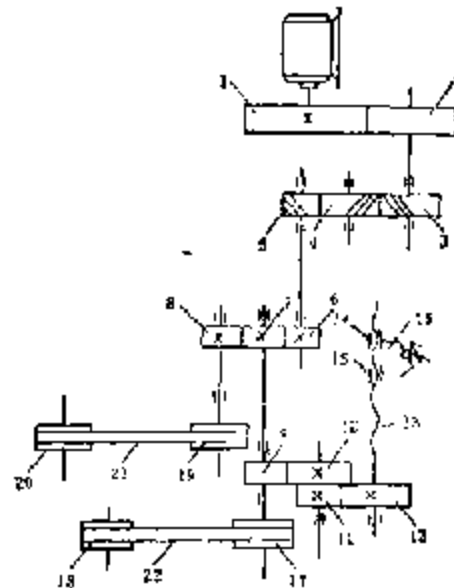


图 1-7 自动磨刀机构

- 1. 曲柄轮 2. 橡皮轮 3、4、5. 斜齿轮 6、7、8、9、10. 直齿轮
- 10、11. 双联齿轮 12. 螺栓 13. 螺母 14. 右螺母 15. 控制杆
- 16. 控制杆 17、19. 砂带主动轮 18、20. 砂带从动轮 21、22. 砂带

根砂带 21、22 产生方向相反的运动, 刃磨刀片。

磨刀机构托架的上下往复运动是由装在方轴 6 上的齿轮 9 传递的, 齿轮 9 经双联齿轮 10、11 带动齿轮 12 及固定装在齿轮 13 上的双向螺杆 13 旋转, 再通过左螺母 14 与右螺母 15 的自动离合, 使磨刀机构托架在刃磨过程中作上下往复运动。

在正常裁剪时, 刀片应与砂带脱离, 为此必须把磨刀机构托架提升到最上面位置, 图 1-8 所示为砂带与刀片脱离机构原理图, (a) 为刀片与砂带脱离状态, 通过固定在传动箱上的推展销 2 推动左右磨刀靴 3、4, 使砂带与刀片脱离。(a) 表示磨刀状态, 当退出推展销时, 左右磨刀靴在弹簧作用下, 使砂带 6 与刀片 5 接触, 即可磨刀。

(8) 压脚升降机构 如图 1-9 所示, 其作用是当直刀向上运动时压住面料, 以避免带起布料或产生错动。

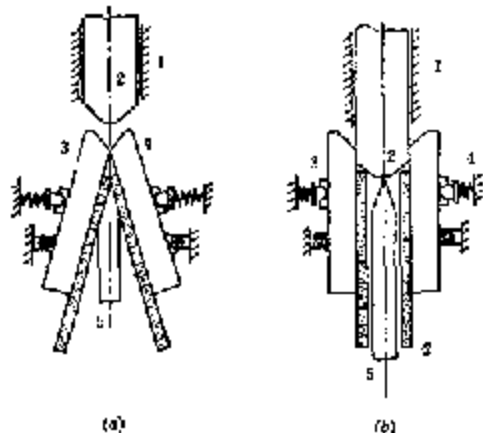


图 1-8 砂带与刀片脱离机构原理图

1. 机架 2. 推展销 3、4. 左右侧磨刀靴 5. 刀片 6. 砂带

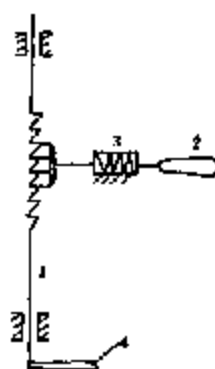


图 1-9 压脚机构原理图

压杆 1 上有齿面上斜的锯齿, 手柄 2 上有齿面下斜的锯齿, 在弹簧 3 的作用下两锯齿吻合, 限制了压脚 4 的上移, 而压住面料。通过手柄解除弹簧力后, 锯齿脱离, 压脚方可上下移动。

(4) 离心式启动机构 如图 1-10 所示。它提高了电机的启动性能。

塑料压板 2、弹簧片 3、圆盘 4、离心块 5 都装在电机转子 7 上, 随转子一起转动。当启动电机时, 塑料压板在弹簧的作用下, 压紧铜片 6, 接通启动线圈 1, 而运行线圈 10 的触点断开。启

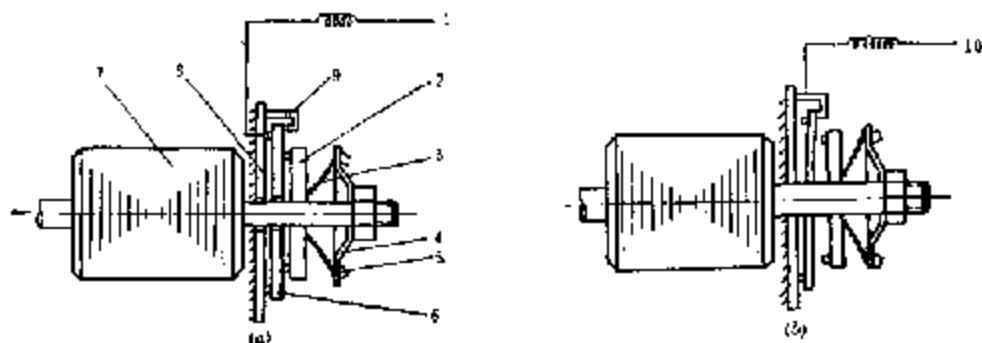


图 1-10 离心式启动机构工作原理图

1. 启动线圈 2. 塑料压板 3. 弹簧片 4. 圆盘 5. 离心块 6. 铜片 7. 电机 8. 磁极  
9. 触点 10. 运行线圈

动电机,如图 1-10(a)所示,当电机转速升到 1800 r/min 以后,由于离心块的离心力超过弹簧片的作用力,弹簧变形牵动塑料压板 2 与铜片 3 脱开,铜片在自身弹力作用下,接通运行线圈 10,同时与启动线圈断开,进入正常运行状态,如图 1-10(b)所示。

## (二) 摇臂式自动磨刀裁剪机

### 1. 工作原理及特点

摇臂式自动磨刀裁剪机是在手提式自动磨刀裁剪机的基础上发展起来的直刀式裁剪机。它与手提式自动磨刀裁剪机的区别在于将裁剪机机头吊装在带有沿裁剪工作台自动行走的摇臂上。如图 1-11 所示。该机由机头、机头升降机构、一、二级摇臂、立柱、行走机构、导轨、工作台等组成。只要开动装在行走机构上的电机,即可通过传动装置带动立柱、摇臂、裁剪机沿裁剪工作台自动行走,可以自动改变裁剪机在裁剪工作台面上的位置。

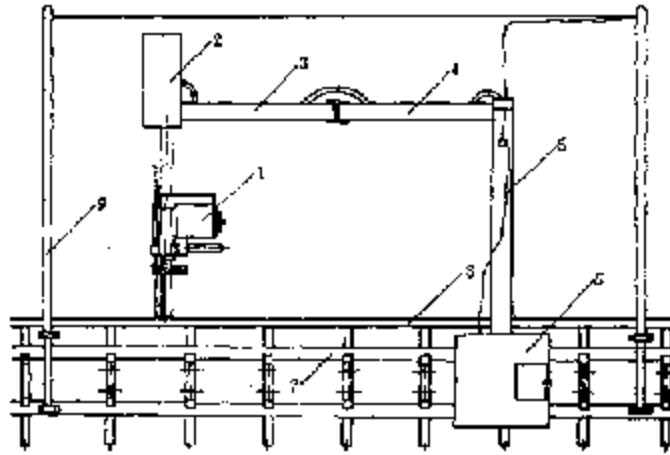


图 1-11 摇臂式自动磨刀裁剪机

1. 机头 2. 升降机构及电源滑环接触器 3, 4. 一、二级摇臂 5. 立柱 6. 行走机构及控制箱 7. 导轨  
8. 工作台 9. 电源导线及气源管导线架

摇臂式自动磨刀裁剪机的特点:

- (1) 底盘尺寸小, 剪切阻力小, 转弯灵活;
- (2) 由于摇臂及行走机构的保证, 使裁刀上下往复运动始终垂直于裁剪工作台, 只要操作者轻轻推动手柄, 沿排料图裁剪下的各层衣片形状尺寸一致, 提高了裁剪质量;
- (3) 有利于机械化裁剪, 减轻劳动强度。

### 2. 主要机构分析

裁剪机头的各工作机构完全与手提式裁剪机相同, 这里仅就裁剪机头在平行于裁剪平面及垂直方向的运动机构加以分析。

(1) 机头升降机构及电源滑环接触器 如图 1-12 所示。其作用是自动提升裁剪机头, 并且当机头沿任何方向移动时, 电源和控制线都能可靠地引入电器控制开关。

机头的提升是通过气缸 1、活塞杆 2 实现的, 最大提升高度为 80mm。当正常裁剪时, 切断气源, 靠弹簧 3 及机头自重落下, 使机头底盘以一定压力压在裁剪工作台上, 从而保证机器的稳定性。电源线及行走机构控制电源线通过可旋转的滑环接触器 4 引入机头控制开关内, 因此当机头做任何方向移动时, 始终保持良好的通电状态。这种机构简单, 但必须保证绝缘性能良好方可使用。

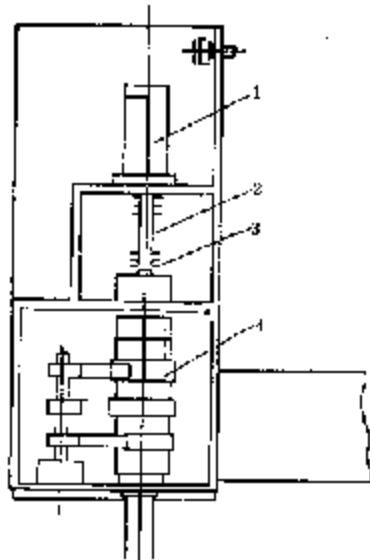


图 1-13 气头升降机构与气源滑环联轴器

1. 气缸 2. 活塞杆 3. 弹簧  
4. 滑环联轴器

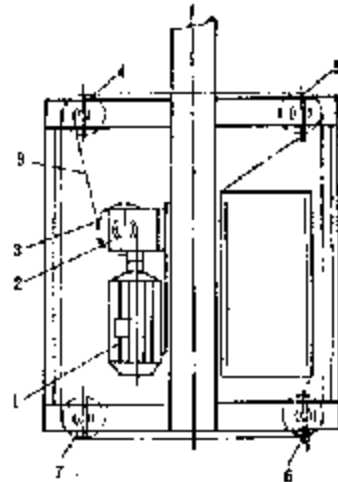


图 1-14 摇臂行走机构

1. 电机 2. 蜗轮减速器 3. 齿轮 4, 5. 主动导轮  
6, 7. 从动导轮 8. 链条

(2) 摇臂行走机构 西德杜可普公司 MOD-610 型摇臂式自动磨刀裁剪机的行走机构是由两级摇臂和立柱组成。一、二级摇臂间和二级摇臂与立柱之间都采用了铰链连接,如图 1-13 所示。使用时,只要推动一级摇臂即可实现变幅移位。若需摇臂行走,启动行走机构开关便能使用行走机构沿导轨移动。电机 7 通过联轴器、蜗轮减速器、链轮 3、链条 8 带动主动导轮 4、5,实现自动行走。6、7 是从动导轮。为使导轮与导轨保持良好的接触,减少因制造误差给安装带来的困难,导轮轴是有偏心装置的,可以在一定范围内调节 4 只导轮的中心位置。

这种机构的优点在于结构简单,便于加工。缺点是当两摇臂接近共线时,出现死点位置而自锁。德国富利士公司的 LPU-ATR 型摇臂裁剪机在两级摇臂及二级摇臂与立柱间的铰链轴上,分别安装了由旋转凸轮控制的行走机构行程开关,控制凸轮随摇臂的转动而转动,当两级摇臂共线时,凸轮触动行程开关,使行走机构移动一定距离,以使两级摇臂自由通过死点位置。

摇臂式裁剪机对裁剪工作台的水平度要求较高,设计要求每平方米平面度不超过 0.5 mm,所以常用气垫悬浮式裁剪工作台。

### 3. 德国杜克普公司的 MOD 610 型摇臂式自动磨刀裁剪机的技术性能

配套主机: 美国伊士曼公司的 BS829 型自动磨刀裁剪机;

电机额定功率: 主电机 450 W;

行走电机 250 W;

电机额定转速: 1440~2850 r/min;

裁剪工作台: 宽 2 m, 长 10 m, 高 20 m;

直刀冲程: 88 mm;

最大裁剪厚度: 150 mm;

裁剪机提升方式: 气动, 提升高度 80 mm;

裁剪对象: 各种薄绸、布、呢料、帆布、皮单、发泡塑料等面、辅料。

## 二、圆刀裁剪机

### (一)工作原理及特点

圆刀裁剪机的外形如图 1-14 所示,由电机经过一对圆锥齿轮传动使圆刀转动,裁剪时,操作者推电剪在裁剪台上移动切布。

与直刀裁剪机的结构组成、工作原理相同,区别主要是刀片的形状与刀片的推力。圆刀的刀刃为一圆筒,如图 1-15 所示。裁剪时,是横向推向面料,刀刃旋向料层,以单方向推动裁剪面料,而直刀裁剪机的刀片是以自上而下及横向两个方向推动裁剪,刀片自身运动速度的大小和方向不断变化,因此对布层的切割是不连续的,剪开的布层切面不如圆刀平整美观。

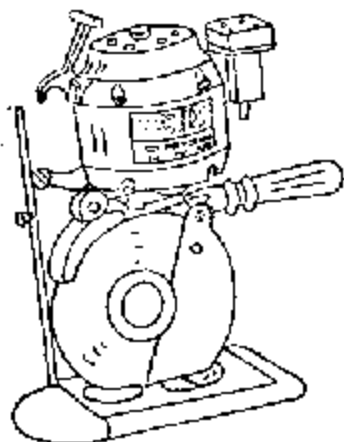


图 1-14 圆刀裁剪机

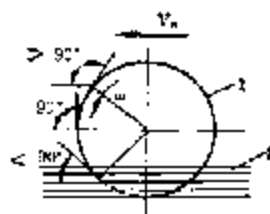


图 1-15 圆刀裁剪机的工作原理

1. 刀片 2. 布层

圆刀裁剪机的特点:

1. 重量轻,操作容易;
2. 具有自动刃磨装置,可使刀片始终保持锋利;
3. 裁断功率大,运转平稳,最适合于毛毯等织物的直线裁剪。

圆刀裁剪机的裁剪能力取决于圆刀直径、电机功率、电机转速。

### (二)裁剪仰角与料层厚度

裁剪仰角指刀片与所接触的面料平面之间的夹角。由于直刀刀刃均垂直于料层,则各层的裁剪仰角均为  $90^\circ$ 。而圆刀的裁剪仰角则不然,由图 1-15 不难理解,当料层厚度小于圆刀半径时,仰角自下而上增大,但都小于  $90^\circ$ ;如果料层厚度大于圆刀半径时,仰角从小于  $90^\circ$  逐渐增大,当布层通过圆刀中心时仰角为  $90^\circ$ ,布层超过圆刀中心时,仰角都大于  $90^\circ$ 。因此中心偏上的布层将最早切到,顶部次之,最后切到底部布层。所以,一般取料层厚度为圆刀半径,此时刀片领先点刚好是料层的顶部,以下未裁断之处可用手动裁刀辅助完成。

### (三)上海 Y(170 M 型)圆刀裁剪机的技术规格

- 最大裁剪厚度: 70 mm;
- 电机额定功率: 300 W;
- 电机同步转速: 3000 r/min;
- 电压: 220 V;
- 电流: 2.1 A。



### 三、带刀裁剪机

#### (一)工作原理及特点

带刀裁剪机的工作原理如图 1-16 所示,一条环形带刀片,张紧在 4 个高速回转轮上,并随轮子一起转动。裁剪时,操作者在裁剪台上推动料层,带刀在料层下面的运动中切割面料。带刀裁剪机应配有气垫裁床,裁床上设有许多圆锥形喷气孔,如图 1-16 所示,气流沿 45° 方向吹出,在裁床上形成大面积气垫,使要裁剪的布料有重量减轻感,推动面料容易、迅速而无错位。

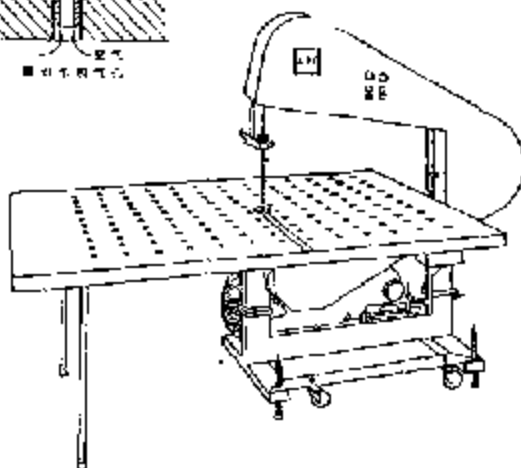


图 1-16 带刀裁剪机的工作原理

带刀裁剪机的特点为:

1. 裁剪时带刀由回转轮支承,位置相对固定,所以裁料垂直度好,各层料片尺寸相同;
2. 如设有气垫床,推布更加容易;
3. 设有磨刀系统,可自动刃磨刀刃;
4. 带刀运转速度可调,运用于不同布料的裁剪;
5. 裁剪时,裁料沿台面向带刀推进,台面不动。

适合形状复杂、尺寸较小的衣领、口袋、门襟等的裁剪。

#### (二)主要机构分析

该机由带刀运动机构、带刀张力调节机构、磨刀机构、清理机构等组成。

1. 带刀运动机构 图 1-17(a)为带刀式裁剪机,图 1-17(b)为带刀运动机构。接通开关 5,接通电源,再按动转换开关 9,启动主电机 8,经过无级变速器,带动图 1-17(b)右下角的主

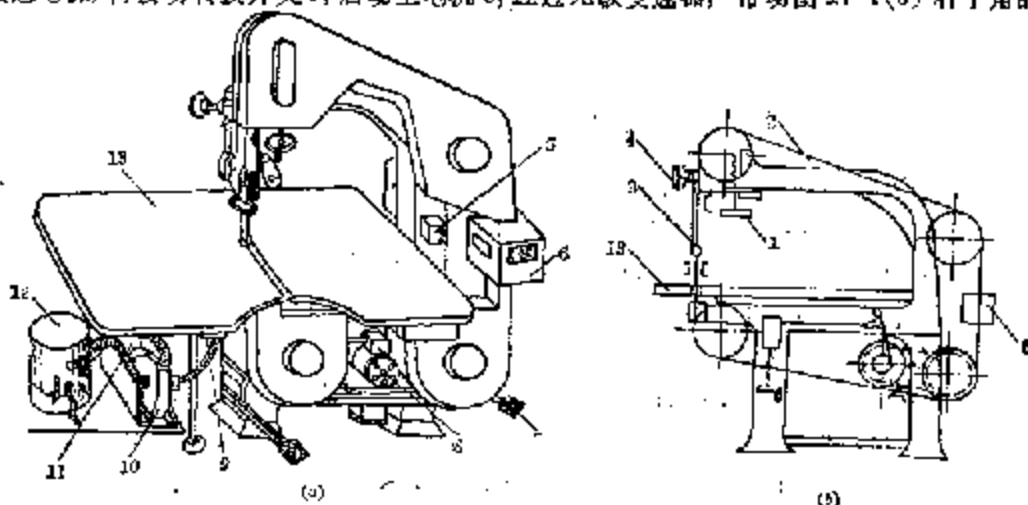


图 1-17 带刀式裁剪机

1. 手柄 2. 带刀 3. 导向器 4. 开关 5. 刀架机构箱 6. 踏板 7. 主电机 8. 转换开关  
9. 风机 10. 电机 11. 小桶 12. 工作台

动轮转动,使有一定张力的环形带刀运动。

2. 带刀张力调节机构 如图 1-17(b)所示,转动手轮 1,通过螺旋传动机构可以上下移动左上角的轮子,张紧或放松环形带刀。

转动手轮 4,通过齿轮齿条传动,可以调节导向器 3 的横向位置,即起到压住刀刃的作用。

8. 磨刀机构 如图 1-17(a)所示,刃磨机构箱 6 内有两块磨刀石,脚踏板 7 即可刃磨带刀。

4. 清盘机构 电机 11 带动风机 10 旋转,可以把切下的零碎边料及粉尘吸到小桶 12 内。

(三)上海 DZ-3 型带刀裁剪机的技术规格

电机额定功率: 1.1kW;

工作台尺寸: 1200×2300mm;

带刀速度: 570 或 700m/min;

带刀规格: 0.6×18×(3600~4150)mm;

最大裁剪厚度: 250mm。

### 第三节 非接触式裁剪简介

#### 一、高速激光裁剪机

高速激光裁剪机,是利用三维直线穿越装置,使其能够产生密集的静释型高能激光束,来熔融纤维材料进行切割的,图 1-18 为激光设备原理图。

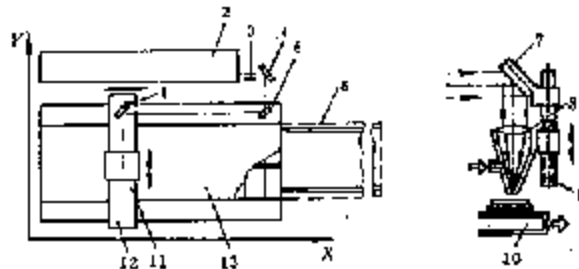


图 1-18 激光设备原理图

1, 2, 活动反光镜 3, CO<sub>2</sub> 气体激光发射系统 4, 电磁式闸刀 5, 转向反光镜 6, 工作台 8, 聚光切割嘴  
9, 悬挂机构 10, 气体出口 11, 滑座 12, 架空托架

裁剪时,由 CO<sub>2</sub> 气体激光发射系统射出的光束,经过转向反光镜 4、5 射到活动反光镜 1、7 上,再进入聚光切割嘴 8 中。架空托架 12 可相对工作台 6 沿  $x$  方向移动,而活动反光镜 1 和滑座 11 安装在架空托架 12 上,滑座 11 能相对架空托架 12 沿  $y$  方向移动,聚光切割嘴又安装在滑座 11 上并随悬挂机构上、下移动,这样聚光切割嘴可进行三轴正交的直线运动,能够稳定地、无声地激发出大功率的光束。

激光裁剪的布边比普通裁布机的切边硬实、光滑、干净、利落,不会有毛头、散纱。切口宽度 0.2mm。激光裁剪能力为 10 层布,最大误差  $\pm 0.05$ mm,实现了高速、高效操作。

日本的三菱电气公司已研制成高速激光裁布机,其机器特性为:

激光类型: 二氧化碳气体;

发生器类型: 三维直线穿越,静释感应;

额定输出: 单束 500W;

高频脉冲: 2000 Hz;  
耗气: 100L/100h;  
气体转换时间: 30 min。

## 二、喷射水流裁剪机

机械裁剪机的缺点是易磨损,而且只能沿展开料按步就班地作大半径或大角度外廓的连续裁剪。而热气流、等离子流、激光之类的裁剪虽然不会磨损,并能裁出复杂形状和曲线,但是,由于切口过热,被切材料组织变化,不可避免地产生灼伤。

为实现磨损小,形状复杂,并且能保持切口材料组织的高速裁剪的需求,导致了划时代的射流裁剪机的诞生。

以 700~900 m/s,即 2 到 3 倍音速,从直径 0.1~0.9 mm 的喷嘴射出 400 MPa 压强的高压水流,从而产生能量高度集中,可以裁剪各种材料的射流。

射流裁剪设备由产生 4000 Pa 高压泵、裁剪装置、数控装置和制作裁样的电脑辅助设计装置组成。

全套设备的设计不仅要考虑裁剪,而且要辅以送料装置,一种是用传送带给送少数几层布料;另一种是由喷射水流裁剪机自动地把多至十层料从拉布装置上拉至裁剪部位,可连续拉布裁剪。由于高压喷射水流在切断布料后仍有很大的能量,所以裁剪台的台面不用普通切刀裁剪机的毛刷式台面,而是使用特制的蜂窝状台面。这种台面由特殊硬化处理的钢片制成,喷射水流对其影响很小,因此寿命很长。

与旧的裁剪方法相比,采用喷射水流裁剪的优点是:

1. 喷射水流用作点状切割工具,对所有方向都是锋利的。
2. 裁开的缝很细,所以相邻裁样的划线可以紧靠在一起,比之冲压裁剪和模板裁剪,布料利用率可提高 5~15%。
3. 喷射水流始终是锋利的,可免去调换切刀之类停机时间。
4. 水流是冷的,不会造成多层裁剪时粘结现象。
5. 裁剪方向是垂直的,因此在裁多层布料时,上下层料片的外形均匀一致。
6. 喷射水流对布料没有推力,不需要用真空技术来固定布料。
7. 能量高度集中,裁剪速度可高达 60 m/min。
8. 布屑量比用切刀裁剪少,有利于净化环境。

德国杜克普公司的喷射水流裁剪机已广泛地用于汽车厂和软垫厂中难以用机械方式裁剪的皮革和布料。

## 三、超声波裁剪机

在服装生产中,由于款式的繁多及迅速变化,单层或少层裁剪也是一种正在发展的技术,需要一种能替代喷射水流快速裁剪的切刀高效裁剪法,即超声波切刀裁剪。

全套设备由单头或双头超声波裁剪装置、循环传送带、数控装置和电脑辅助设计装置组成。与喷射水流裁剪机一样,高速的裁剪要辅以高速的送料和高效率的卸料。

超声波振动频率为 20000 Hz,最大裁剪速度为 60 m/s,由于切刀与布料的摩擦,有效裁剪速度比喷射水流低一些。然而,与普通切刀相比,裁剪相同层数布料的速度约提高 1 倍。

超声波裁剪机适于裁剪薄料、单层料片,也可视切刀长度增加裁料层数。

## 第四节 服装 CAD/CAM 系统

当今新技术的采用为服装制造业的生产方式带来了一场革命。服装工业生产技术水平正在从劳动密集型向技术密集型转变，其中最具有代表性的就是利用电子计算机进行服装辅助设计与制造的 CAD/CAM 系统(Computer Aided Design/Computer Aided Manufacture)。它是将航空、机械、汽车、造船等领域的 CAD/CAM 技术应用于服装加工行业中，以适应现代服装多样化、个性化、流行化的生产和消费的需要，也是服装企业对市场作出快速反应、提高产品的市场竞争能力的重要技术保证。服装计算机辅助设计与制造系统是把衣片设计、放码、(推挡)、排料、裁剪组合在一起的一套完整的服装设计裁剪自动化装置。

### 一、服装 CAD/CAM 系统的作用及功能

现代服装生产工艺流程如图 1-19 所示。服装 CAD/CAM 系统可划分为两大部分，一部

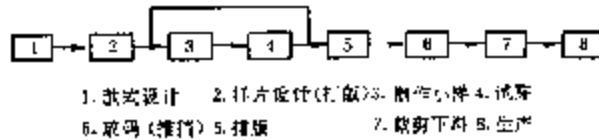


图 1-19 服装生产流程图

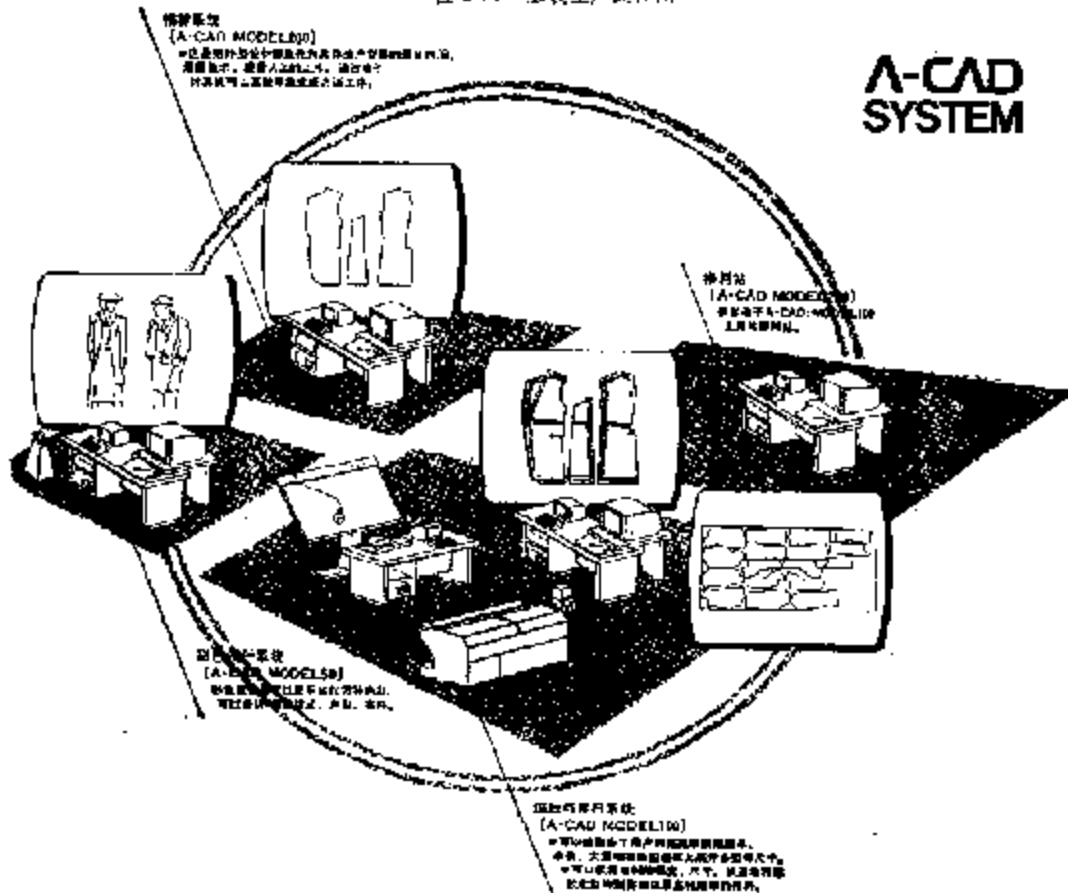


图 1-20 日本重机公司 A-CAD 系统图

分称为服装 CAD 系统,它包含流程图中的 1、2、5、8 道工序,其作用如图 1-20 所示。另一部分为服装 CAM 系统,它主要指自动裁剪系统。

服装 CAD/CAM 系统一般具有如下功能:

(一)款式设计

服装 CAD 软件系统模仿人的笔绘方式提供了在彩色屏幕上作图的各种功能。服装设计人员操作写入笔可以自如地勾画出款式的彩色线框图,然后借助软件提供的功能方便地填充,变换各种色彩及图案,最终在计算机屏幕上逼真地完成款式彩色效果图的设计。计算机提供变换的色彩可达 1680 万种,这是人手工绘画不可比拟的,其功能如图 1-21 所示。

款式设计功能图											
描点	毛笔	画笔	橡皮	调色	填充	布料	伪三维	图像操作	分版	扫描	打印
笔形	毛笔笔形	画笔笔形	橡皮大小	调色笔笔形	填充笔笔形	布料编辑	网络编辑	拷贝	线框存取	彩色图形扫描输入	彩色打印
空图比例	图像对齐	画笔擦除	图像清除	调色图案填充	文件存取	图案映射	放大缩小	图像存取			
			全屏清除					变形			

图 1-21 款式设计功能图

(二)样片设计

样片的输入一般采用输入设备,即使用大型数字化仪将服装工艺人员绘制的纸样沿样片轮廓线逐点输入计算机中。也可由软件提供的样片作图工具,人机交互式地直接在屏幕上绘制出,然后,利用软件功能对屏幕上的样片图形进行修改和变换,如沿衣片结构线的自动分割,自动开省道,并可进行省道的自动转移变换。另外,对衣片的缝份量、缩量可自动进行添加

放 码 系 统	输入	制式转换
		表格输入
		衣片输入
		衣片操作
		组合
	取码	参数表
		扣眼表
		尺码码
		缩水
	输出	曲线调整
		显示
		绘图
衣片处理		
纸幅		
绘系比例		

图 1-22 放码功能图

新文件 装入文件	输入	
	编辑	码
	删	宗
	并	放
	行	
排料	开	散片
		移动
	剪	拷贝
		删
换	初始化	
	换屏	
显示		
绘图	绘制任意比例的排料图	
脱机绘图	将绘图文件存入软盘	
英文菜单	将中文菜单换成英文菜单	

图 1-23 排版功能图

补偿, 还可对曲线吻合部位, 衣片用料面积自动进行测量, 最终完成工业生产用的基础版, 其图形可用绘图机自动输出或者存储在磁盘、磁带上。

(三) 放码(放样)

软件系统提供了齐全的放码规则方式, 服装工艺人员只要对已输入衣片图形上事先定义的有限个关键点建立放码量规则, 计算机即可在数秒钟内一次完成数 10 种规格的放样工作, 解放了人工操作的繁重劳动。其功能如图 1-22 所示。

(四) 排样(排版)

人工排版繁重又复杂, 往往排一个版要反复调整许多次, 以期得到一个较理想的面料裁剪利用率。现在利用计算机, 服装工艺人员面对屏幕可极其方便地进行交互式排版。软件系统可随时检测布料利用率, 供操作人员参考。另外软件功能还可做到只要将排版用的一系列样片设定, 计算机就可以完成全自动的排版。最终完成的排版图由输出设备(如大型绘图机)自动输出, 并可自动存入磁盘或磁带中, 最后提供给自动裁剪系统。其功能如图 1-23 所示。

(五) 衣片裁剪下料

衣片裁剪下料属于服装 CAM 部分, 它可由计算机数字控制的自动裁床系统高效、高质量地自动完成。其过程是将存储在磁带上的排版图形传送给计算机数控系统, 再由伺服系统控

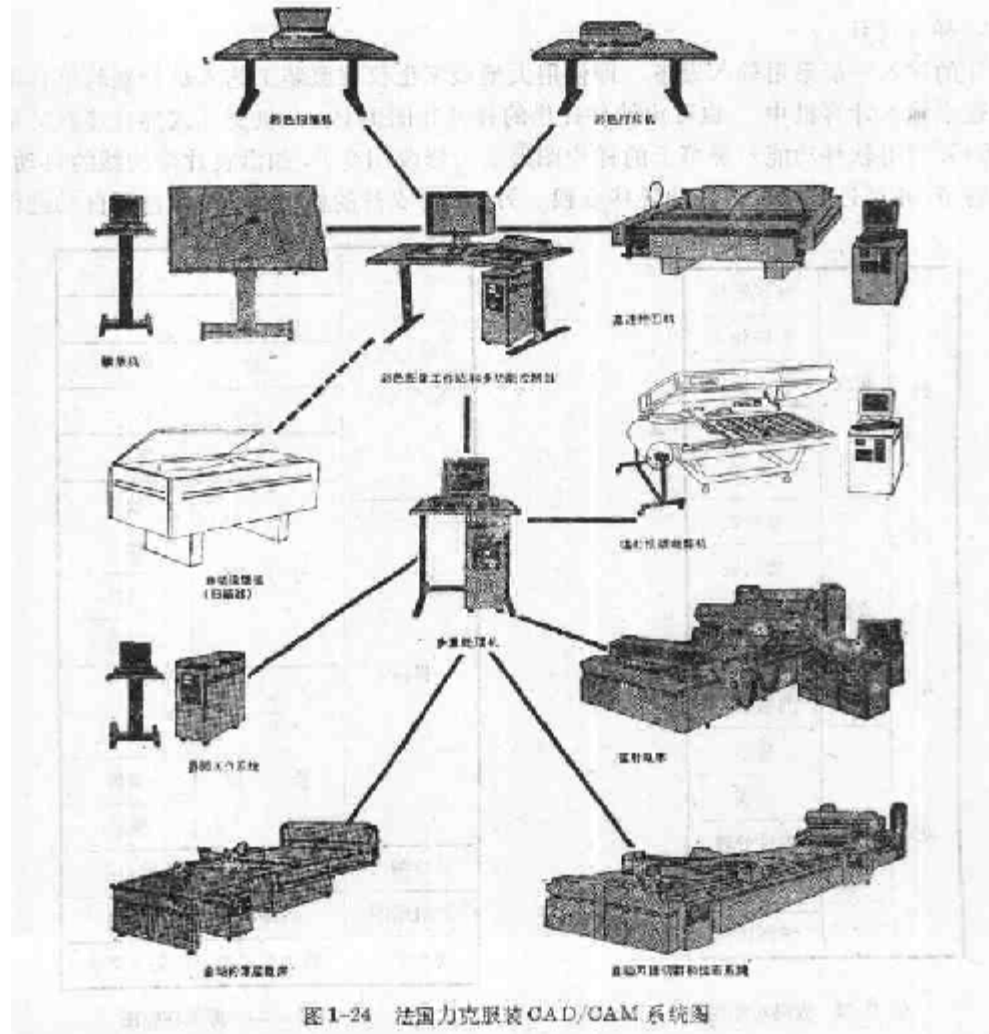


图 1-24 法国力克服装 GAD/CAM 系统图



## 重型自动裁剪辅助系统。

### (一) S-91 裁剪系统设备及功能

1. 电脑控制中心 如图 1-27 所示,它是由小型电脑、磁带机、刀架刀具变速控制及定位伺服装置以及电源设备组成。其功能主要有:

- (1) 读入由服装 CAD 系统生成的磁带上的排版资料信息。
- (2) 依照工作指令或排版图资料自动计算刀架及刀座位移,并控制定位。
- (3) 依照裁片轮廓线的复杂程度,自动计算刀具落刀角度,并控制裁刀位移速度。
- (4) 根据刀侧所受到的阻力,自动计算并控制刀具补偿。
- (5) 根据设定的时间及距离,控制裁刀在刀座上自动进行磨刀,保持裁刀锋利。

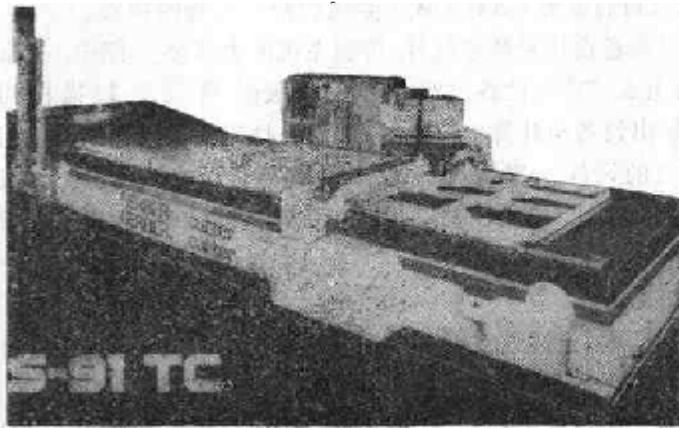


图 1-26 S-91 自动裁床图

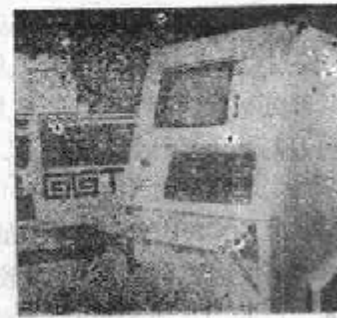


图 1-27 电脑控制中心图

2. 裁床 如图 1-26 所示,它主要包括裁剪台、刀架、刀座和真空吸气装置等。

(1) 裁剪台:台面上铺有格伯公司的专利产品鬃毛垫(见图 1-28),它的强度足以支持 200 层以上的布料。鬃毛垫的间隙使刀具在游走时不致损伤台面。

(2) 刀架:横跨在裁剪台面上,由裁剪台前后侧面的台缘传动轴驱动刀架进行沿裁剪台长度方向(作为  $x$  轴方向)的移动或定位。

(3) 刀座:装配在刀架上,由刀架传动轴驱动,作沿刀架方向(作为  $y$  轴方向)的移动或定位。这种刀座具有如下特点:

- 可根据布料材质的不同装配不同的刀具。
- 带有伺服装置,可测出裁剪时刀侧所承受的阻力,并随时由电气回路反馈到电脑控制中心,由电脑计算补偿后自动控制刀座,进行刀具校正,使裁刀运动时一直保持上下垂直方向,以保证上下层的尺寸一致,确保裁片的精确度。

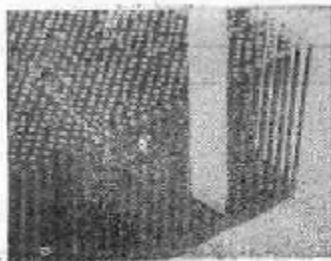


图 1-28 鬃毛垫

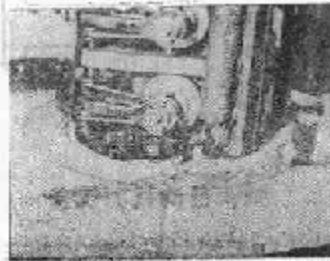


图 1-29 刀座

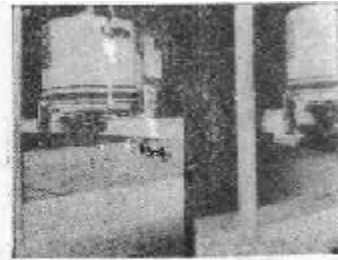


图 1-30 真空吸气装置图



- 带有自动磨刀装置,可定时或定距离磨刀,以使特制的超薄裁刀在高速切割运动中一直保持最佳作业状态。

(4) 真空吸气装置:如图 1-20 所示,此装置经由导管连接在裁剪台下的吸气口(见图中底部带小孔部分),起动后可将台面与覆盖在布料最上面的不透气塑料胶纸之间的空气抽出,利用大气压力压缩布料,将布料紧紧吸附在裁剪台上,以使裁片不致在裁刀游走时滑动而失去精确度。

(二) 8-91 裁剪系统操作流程

图 1-31 所示为 8-91 裁剪系统操作流程,其工作过程简述如下:

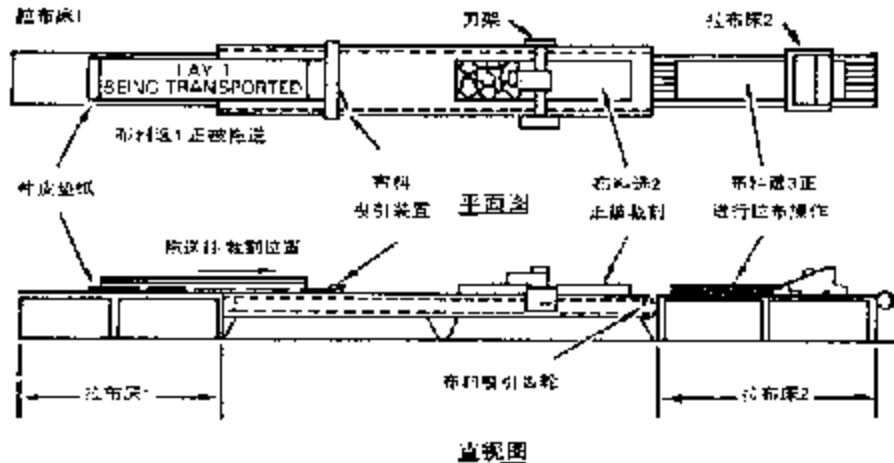


图 1-31 8-91 裁剪系统操作流程

- (1) 在铺有牛皮纸的拉布桌上进行拉布工作。
- (2) 由布料牵引装置将整叠布料由拉布桌拉到裁剪台面上(见图 1-31 中间部分),并覆盖上一层不透气的薄透气塑胶纸。

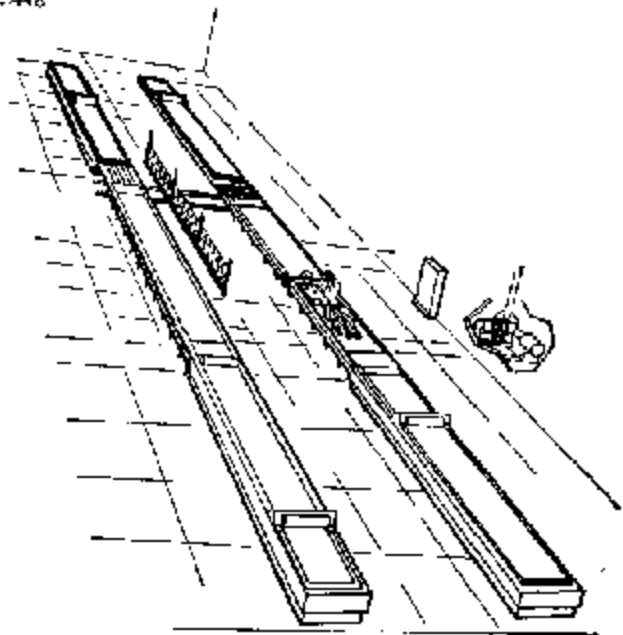


图 1-32 双床组合形式

(3) 打开真空吸气装置,将塑胶纸下整叠布料中的空气抽出,使布料被压缩至紧紧地吸附在裁剪台面上。

(4) 将排版废料磁带装入磁带机上,输入要裁剪的排版编号。

(5) 操作控制面板上的按钮,使刀架及刀座回归到原点。

(6) 按“启动”键,由 S-01 系统自动开始进行裁剪,直到裁完为止。

### (三) S-01 裁剪系统的弹性组合

为了适应不同生产环境和产量要求, S-01 裁剪系统可以作各种弹性组合。如图 1-91 为单床组合形式,它只有一个中间裁剪台面,两端各有一个拉布桌面。图 1-92 所示为双床组合形式,它具有四个拉布桌面,刀架部分可在两床间移动,轮换进行两床面的裁剪作业,极大地提高了生产率。

## 第二章 湿热加工设备

### 第一节 概 述

服装的湿热加工是运用适当的温度、湿度、压力,对服装材料进行热塑整形及消皱整理的加热手段,从而使服装制作得平展、美观、大方。

光滑的加热器表面与颗粒状的织物表面接触时,织物上凸出的纤维点能与热表面接触,其余凹陷部分则不能接触。由于织物都是热传导能力很差的绝热纤维,所以要使整块织物受热均匀是很困难的。为此,在生产实践中人们往往借助于水的作用。当吸入一定水份的织物受热后,水便很快汽化渗入纤维,使每根纤维均匀受热,从而实现整块织物同时达到可塑温度的目的。然后,在一定的压力下,改变织物原来的形状,使之符合特定的需要。

热加工的时间主要取决于加热器的温度。加热器温度高,加热时间短;反之,加热时间长。为提高工作效率,加热温度应高些,可缩短热加工时间。但考虑到纤维的耐热程度,加热温度不应超过 $200^{\circ}\text{C}$ 。

服装的热加工设备有电熨斗、蒸汽机及粘台机。其热源有电热、汽热、微波热。电热设备结构简单,制造方便。但是,电加热消耗能源,不经济;纤维体受热不均匀,加工效果不良,容易使织物局部烫坏。用蒸汽加热,织物纤维不易受损,受热均匀,加工质量高,节约能源。但加热温度较低,最高能达到 $150^{\circ}\text{C}$ ,因此,加工时间长,还需要蒸汽管道等附属设备,制造成本高。

### 第二节 粘合机理及主要参数

粘合是把具有粘性树脂类的衬布在一定温度、压力作用下,与面料粘在一起的工艺过程,可使服装外观挺括、穿着舒适、洗涤后不变形、不起皱。因此,粘合工艺可简化生产工序、美化款式、提高效率、降低成本。

#### 一、粘 合 机 理

##### (一) 粘合过程

粘合用的粘合剂是以热塑性树脂为主要成份的热熔胶。粘合加工过程是热熔胶将面料和衬布粘合的过程,经过粘合后,面料和衬布成为一体,两层之间的热熔胶起粘合作用,如图 2-1

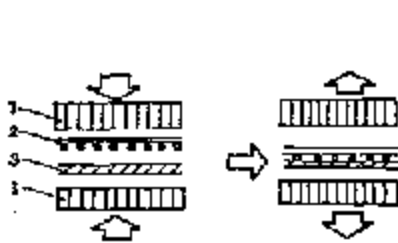


图 2-1 粘合加工示意图

1. 压板 2. 粘合衬布 3. 面料

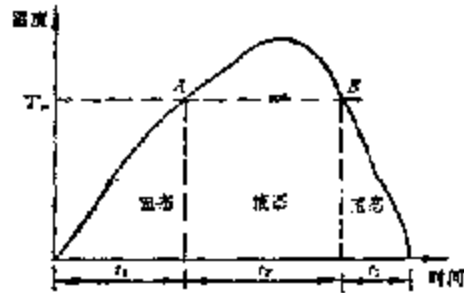


图 2-2 粘合加工过程

所示。在这一过程中,由于温度、压力和时间的作用,热熔胶发生了一系列的物理形态变化。

粘合过程可分为三个阶段,如图 2-2 所示。

1. 升温阶段 粘合衬布受热后,热熔胶的温度达熔点温度  $T_m$ ,这一阶段叫升温阶段,升温时间为  $t_1$ 。在升温阶段中,热熔胶受热熔融为粘流体,由固态变为液态。

2. 粘着阶段 随着温度的升高,和外加的压力,使热熔胶的流动性增加,浸润织物表面,并渗入到面料与底布纱线缝隙及周围,发生粘着,这一阶段叫粘着阶段,粘着时间为  $t_2$ 。

3. 固着阶段 粘合结束,压力消除,热熔胶逐渐冷却到熔点  $T_m$  以下,胶体结晶并固着在两层织物之间,这一阶段叫固着阶段,固着时间为  $t_3$ 。

### (二) 粘合理论

高分子热熔胶能粘着在纤维织物上并具有理想的粘着牢度,其机理有各种解释,因而提出了各种粘着理论。讨论较多的有机械粘着以及由物理化学作用产生的扩散粘着。所谓机械粘着是当热熔胶固化后镶嵌在纤维缝隙之间,并和纤维连结在一起,这种粘着叫机械粘着,粘合力的大小是由粘着剂微粒与织物纤维接触面的大小决定的。扩散粘着是在一定温度下,热熔胶和纤维分子或链段运动加快,互相扩散渗透,导致两固体局部互熔为一体。

### (三) 粘着的破坏和粘着强度

粘着后的织物,由于外力的作用和内应力的存在,在粘着接头处会出现裂缝,并导致粘着的各种破坏,其中以剥离破坏为主要破坏形式。

将粘着的底布与面料缓慢地、连续地撕开,这种破坏为剥离破坏,抵抗剥离破坏的能力叫剥离强度,是粘合衬布抵抗裂缝扩展能力的度量,也是粘合衬布的一项主要物理指标。

经粘着后,衬布和面料之间产生一定的粘合力,粘合力的大小为粘着强度,粘着强度以剥离强度表示。一般说来,粘合衬布的剥离强度在  $9.8\text{N}(1\text{kgf})/2.5\text{cm}$  以上,可以保证粘着可靠。

## 二、粘着的主要工艺参数

温度、压力、时间是粘着主要工艺参数。工艺参数的选取主要取决于衬布上热熔胶的种类和性能。各参数与加工后成品的剥离强度有密切关系,分析各参数对剥离强度的影响,有助于各参数的正确选取。

### (一) 粘着温度

1. 粘着温度  $T_c$ : 指粘着机加热温度调节器的温度,这是粘着机温度表上读出的温度,它不代表粘着的实际温度。

2. 熔压面温度  $T_f$ : 指面料与衬布之间的温度,它代表实际粘着温度。熔压面温度  $T_f$  一般低于粘着温度,两者之差  $\Delta T$  随粘着机的不同而不同。如平板粘着机的温差一般在  $24\sim 28^\circ\text{C}$ ,连续式粘着机的熔压面温度  $T_f$  和辐射源与织物的垂直距离有关,应在粘着前预先测定  $\Delta T$  值。

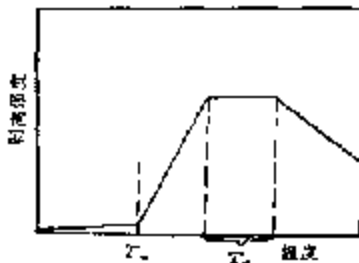


图 2-3 粘着温度与剥离强度关系

3. 胶粘温度  $T_a$ : 这是使热熔胶获得最佳粘着效果的温度范围。衬布的胶粘温度只取决于热熔胶的熔点范围和熔融精度,常用热熔胶的胶粘温度范围如表 2-1 所示。

由胶粘温度可以算出粘着温度

$$T_c = T_a + \Delta T$$

4. 粘着温度与剥离强度的关系: 如图 2-3 所示。

在粘着开始,由于熔压面温度低于热熔胶的熔点,而不

表 2-1 常用热熔胶的胶粘温度范围

热 熔 胶 种 类	熔点范围(°C)	胶粘温度(°C)
高压聚乙烯	100~130	150~160
低压聚乙烯	120~135	150~170
聚烯烃乙烯	80~95	100~150
乙烯-醋酸乙烯共聚物	75~90	90~100
羧化乙烯-醋酸乙烯共聚物	70~120	100~120
外衣衬用聚氨酯	80~120	130~160
裘皮、皮革用聚氨酯	75~90	80~95
聚氨酯	110~125	140~160

发生粘合。当温度达到热熔胶的熔点  $T_m$  后, 发生粘合。随着温度的提高, 剥离强度迅速提高。当温度达到胶粘温度  $T_a$  后, 剥离强度达到最高值。在胶粘温度范围内, 剥离强度不变。当温度超过胶粘温度, 一部分热熔胶渗出布面, 剥离强度降低。

因此, 粘合时熔压面温度应控制在胶粘温度范围内, 以收到最佳的粘合效果。

### (二) 粘合压力

#### 1. 粘合压力的作用:

- (1) 使衬布与面料紧贴, 以便于传热;
- (2) 给予热熔胶以切向应力, 降低热熔胶的熔融粘度, 促进热熔胶的流动与渗透;
- (3) 减小热熔胶与面料之间的间隙, 便于热熔胶嵌入织物内部, 提高粘合强度。

2. 粘合压力的确定, 粘合压力大小决定了热熔胶的热流动性。压力太小影响剥离强度; 压力过大造成渗料现象, 影响面料的手感, 甚至造成织物表面极光。

粘合衬布的粘合压力范围为:

- 衬衫用粘合衬(PE 胶) 200~300 kPa;
- 外衣用粘合衬(PA、PET 胶) 30~50 kPa;
- 裘皮用粘合衬(PA、EVA 胶) 20~30 kPa。

### (三) 粘合时间

粘合过程所需的时间为升温时间  $t_1$ , 粘着时间  $t_2$  和固着时间  $t_3$ 。由于固着是在去除压力后进行的, 所以通常将粘合时间看作  $t_1$  和  $t_2$  的和,

$$t = t_1 + t_2$$

升温时间  $t_1$  与织物的厚度和导热性、热熔胶的熔点有关, 也与粘合机的传热方式有关, 一般需要 5~10 s。

粘着时间  $t_2$  决定于热熔胶的浸润时间和扩散速率, 一般粘着时间约 6~12 s。

各种粘合材料的粘合时间  $t$  为:

- 衬衫粘合衬(PE 胶) 15~25 s;
- 外衣粘合衬(PA、PET 胶) 12~20 s;
- 裘皮粘合衬(PA、EVA 胶) 10~15 s。

## 三、粘合加工方式

粘合时, 由于面料和衬料的叠置方式不同, 有以下五种加工方式, 如图 2-4 所示,

1. 单层叠置方式, 面料在衬布的上面或下面, 见图 2-4(a)。
2. 内叠层方式: 两块面料在外, 两块衬布在内, 见图 2-4(b)。
3. 外叠层方式: 两块面料在内, 两块衬布在外, 见图 2-4(c)。
4. 双粘合层方式: 在一块面料上, 上下叠置两层材料, 见图 2-4(d)。
5. 多层粘合方式: 一层面料, 一层材料, 依次多层叠置, 见图 2-4(e)。

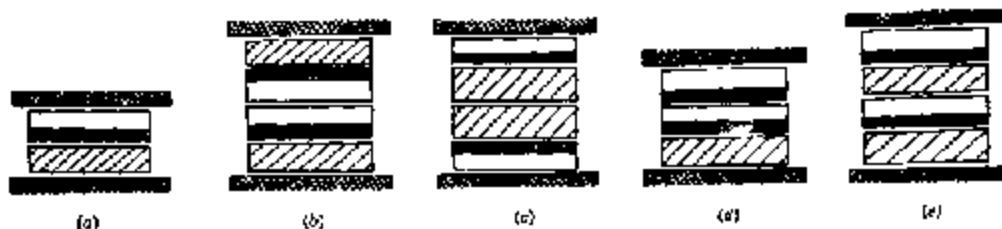


图 2-4 粘合的加工方式

### 第三节 粘合机的工作原理及主要机构

粘合机是粘合工艺过程的专用设备。粘合机的作用是把带有粘合剂的衬料与面料牢固地粘合在一起。

#### 一、粘合机的工作原理及分类

面料与衬料通过运输带平稳地进入加热、加压系统, 经加热加压后逐渐冷却, 再由运输带送出平坦、无皱、挺括的衣片。

粘合机的分类方法很多, 按加压方式可分为板式粘合机、辊式粘合机; 按热源可分为电热粘合机、蒸汽粘合机、高频粘合机、红外线粘合机; 按压力源可分为液压式、气压式、机械式; 按冷却方式可分为风冷、水冷、自然冷却。

#### 二、粘合机的标准

轻工业部机械局对粘合机规定了统一的企业标准, 其标准代号为 Q/Q152-12-80。在标准中对粘合机的品种规格, 技术要求, 质量保证, 检验规则等作了规定。

##### (一) 粘合机的型号表示



##### 型号示例:

1. 工作板面积为  $600 \times 1000 \text{ mm}^2$  的自然冷却的板式粘合机型号: NH-B600×1000。
2. 粘合传送带宽度为 1000 mm, 风冷式的辊式粘合机型号: NH-G1000 F。

## (二) 粘合机系列

辊式加压粘合机按粘合传送带宽度分为: 200、400、600、1000、1400。

板式加压粘合机按工作板的面积分为: 400×650、560×700、600×1000、600×1200、800×1400。

## 三、粘合机的主要技术要求

### (一) 粘合压力

辊式粘合机压力是指施加在靴子上的外力, 采用气压方式的系统压力为  $0\sim 6\times 10^5\text{ Pa}$ ; 液压方式的系统压力为  $0\sim 20\times 10^5\text{ Pa}$ 。

板式粘合机的压力是指施加在烫压承板上的单位面积压力, 按使用要求分为  $0\sim 1\times 10^5\text{ Pa}$ 、 $0\sim 5\times 10^5\text{ Pa}$ 。

### (二) 粘合温度及控制

粘合机的温度必须在  $200^\circ\text{C}$  以内连续可调, 控温仪表精度为  $\pm 1^\circ\text{C}$ 。

### (三) 粘合时间控制

辊式粘合机的粘合时间是指粘合物通过熔融区的时间, 通常以粘合传送带速度表示, 其控制范围为  $0\sim 12\text{ m/min}$ , 并且通过热熔区最短时间不小于  $5\text{ s}$ 。

板式粘合机的粘合时间是指从烫压承板动作, 与加热器接触、加压、直至脱离的时间, 控制范围为  $0\sim 60\text{ s}$ 。

### (四) 冷却定型

风冷是指粘合衣料经冷却区被抽气定型, 以冷却区真空度表示。

水冷是指粘合衣料通过冷却板冷却定型, 冷却板的温度不高于  $10^\circ\text{C}$ 。

### (五) 整机性能与装配精度

粘合机传送带耐热度不低于  $250^\circ\text{C}$ ; 粘合传送带正常使用寿命不少于  $1500\text{ h}$ 。

包胶胶辊表面耐热度不低于  $200^\circ\text{C}$ ; 表面硬度(邵氏)  $70\sim 75\text{ A}$ 。

粘合机工作时, 加热区各点温差不得超过  $\pm 5^\circ\text{C}$ 。

靴子与靴子之间平行度按 GB1184-80 标准 10 级精度制造。板式粘合机上、下板压合后, 平面度按 GB1184-80 标准 10 级精度制造。

## 四、几种常用粘合机的工作原理

粘合机的性能将直接影响粘合工艺的进行和粘合质量。粘合机应该符合以下要求:

- (1) 粘合条件可按工艺要求调节, 并且能自动控制;
- (2) 各部位的温度、压力均匀一致;
- (3) 操作方便。

### (一) 辊式粘合机

辊式粘合机是一种连续通过式粘合机, 其工作原理如图 2-5 所示。

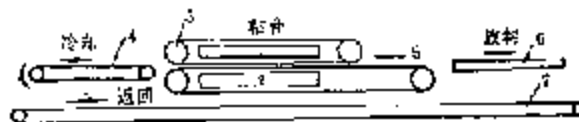


图 2-5 辊式粘合机工作原理图

1、8, 电加热器 3, 靴辊 4, 冷却台 5、7, 输送带 6, 送料台

工作时,粘合物由送料台送入,夹在两层带中,进入加热区加热,使热熔胶熔融,经过一对胶辊加压粘合,最后送入冷却区冷却定型,再由输送带将其返回机头完成一个循环。

其加压部分是通过一对作用在胶辊两端下部的两个液压缸实现,压力在 $0\sim 6\text{kgf/cm}^2$ 之间可调;加压时间是通过无级调速电机改变传送带运行速度(在 $0\sim 12\text{m/min}$ 之间可调)来进行的;温度是通过温度调节仪和温度传感器控制,在常温至 $200^\circ\text{C}$ 之间可调。

此种粘合机的特点是连续工作,生产效率高,粘合物长度不受限制,适合大面积粘合。缺点是加压时线接触,加压时间范围小;由于输送带不断运动,容易造成粘合衬与面料的相对滑动;受带速限制,粘合物从常温到粘合温度需要较长的加热区,因此辊式粘合机机身较长。

### (二)板式粘合机

板式粘合机是一种非连续式粘合机,主要有上、下两块平板,上板固定不动,并有电加热装置;下板依靠液压或气动装置作上下平行运动。工作时两平板吻合,夹在其中的衬布和面料由加热器加热,经过一定时间后粘合衬上的粘合剂熔融,在压力作用下渗入面料,使之粘合。然后两板分离,粘合物冷却定型,完成粘合过程。

板式粘合机的特点是面接触,压力大,粘合过程中粘合物静止不动,加压时间长,压力、温度、时间三要素连续可调,且调节范围大,适应性广。



图 2-6 高频粘合机工作原理图

1. 压板 2. 液柱装置  
3. 粘合物

### (三)高频粘合机

高频粘合机是新研制的粘合机。其工作原理如图 2-6 所示。该机是利用微波辐射进行粘合加工的。粘合机由压板加压,周围密封,防止微波泄漏。高频振荡器产生频率为 $26\text{MHz}$ 的交变电流,在交变电场作用下,热熔胶分子运动产生摩擦热,使之熔融粘合。

高频粘合机的特点是:

1. 热熔胶温度高于织物表面温度,不会产生热液渗料问题;
2. 低温下压烫粘合,可防止面料的热缩、变形及极光,效果最佳;
3. 由于微波穿透力强,可多层压烫,生产效率高。

高频粘合机粘合衬布和面料厚度可达 $7\text{mm}$ ,粘合效果甚佳,是粘合机的发展方向。

## 五、粘合机的主要机构

粘合机主要由加热系统、加压系统、冷却系统、传动系统组成。

### (一)加热系统

加热系统是粘合机的重要组成部分。粘合机的加热方式有电加热、蒸汽加热、红外线加热和高频感应加热。按加热器整体有平板加热和弧形板加热。

#### 1. 弧形板加热器

德国坎尼吉塞生产的 VK-1400 型辊式粘合机成功地采用了弧形板加热器。加热器有上、下两组弧形发热装置,交错排列,每组有七条独立的发热条分别装在上、下传送带之间,如图 2-7 所示。



图 2-7 VK-1400 系加热装置

1. 下加热器 2. 输送带 3. 上加热器



发热条的结构如图 2-8 所示,其外壳是由导热性好、耐高温、高强度的特种铝合金制作,内有加热线圈及加热垫。由于发热条的弧形排放,与输送带紧密接触,可使热量均匀地传到布料上,能以较低的温度达到优质的粘合。发热系统为分段控制温度,可以程序式加热,能广泛适合于不同厚度面料粘合,以至省电、耐用。弧形板加热器设计合理,适合于辊式粘合机,是未来加热器的发展方向。

### 2. 平板加热器

国产 NH-G-1000F 型辊式粘合机采用了平板加热器,如图 2-9 所示。有六上、六下共十二根电热管,上、下交错排列,以使加热板均匀加热。每块加热板均由铸铝制造,传热快,寿命长。但是不能对电热管进行分区控制,某根电阻丝损坏,不易查出。

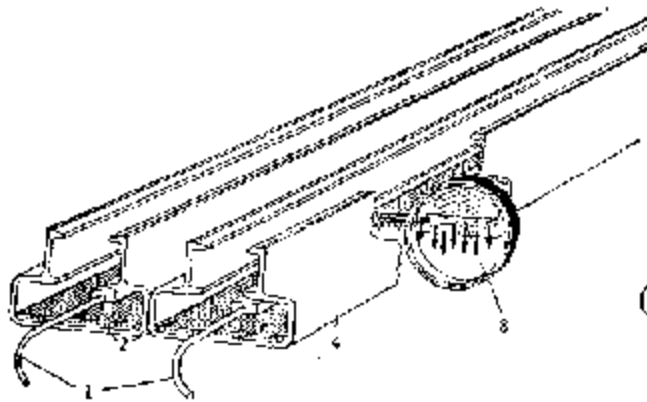


图 2-8 发热条结构

1. 电热 2. 加热垫 3. 加热线圈 4. 发热条外壳

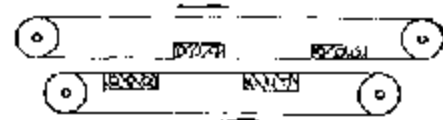


图 2-9 NH-G-1000F 型加热装置

## (二) 加压系统

粘合机加压系统的作用是在上、下压辊(或上、下压板)之间加压,使热熔粘合衬与面料粘在一起。加压方式可分液压式、气动式、机械式三种。

### 1. 液压式加压

我国 NH-G1000 型粘合机采用了液压式加压,如图 2-10 所示。由电机、油泵工作油缸和蓄能器等组成,当油缸需工作时,开启系统阀门,启动电机,带动油泵工作,压力油由油缸活塞下部进入,推动下胶辊吻合加压。由于液压系统为一封闭循环系统,从而使两胶辊在调定的恒压力下工作,系统的泄漏和压力损失由蓄能器补偿。

### 2. 气动式加压

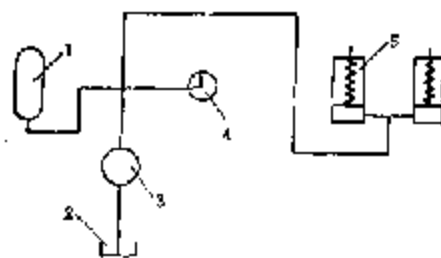


图 2-10 液压式加压

1. 蓄能器 2. 油箱 3. 油泵  
4. 压力表 5. 油缸

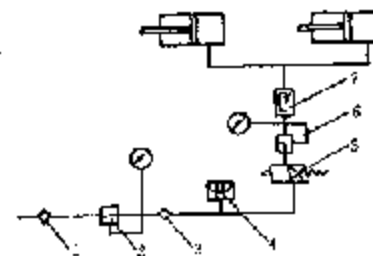


图 2-11 气动加压系统

1. 过滤器 2. 减压阀 3. 油雾器 4. 压力表 5. 电磁阀  
6. 减压阀 7. 单向节流阀 8. 油缸

德国坎尼吉塞 VK-1400 型辊式粘合机的加压系统采用气动加压。此气动加压系统如图 2-11 所示。压缩空气经空气过滤器、减压阀、油雾器、单向节流阀进入滚筒的左右两个油缸，对上滚筒加压，调节减压阀可以调节压力。气动加压的优点是压力稳定，对辊式粘合机来说，能保证压辊的刚性支座的均匀横向压力。

### (三) 冷却系统

经加热、加压、粘合后的面料与衬料中的热熔胶还没有完全固化，易发生面料与衬料的滑动，影响粘合质量。因此，在粘合区后需要给予冷却。

### (四) 传动系统

传动系统的作用是输送衣片，将铺好衬布的衣片送入加热区进行加热、加压、粘合，再将粘合后的衣片由加热区输送出来，进行冷却定型。

输送衣片的任务由上、下传送带完成，而上、下传送带的传送运动是由传动系统传动的。德国坎尼吉塞 HKH 5.6/7 型粘合机的传动系统为链传动，如图 2-12 所示。采用无级调速电机调速，电机驱动主动轮旋转，通过链条带动上、下两组传送带运行，各轴装在带有可调滑块的轴承支座上。

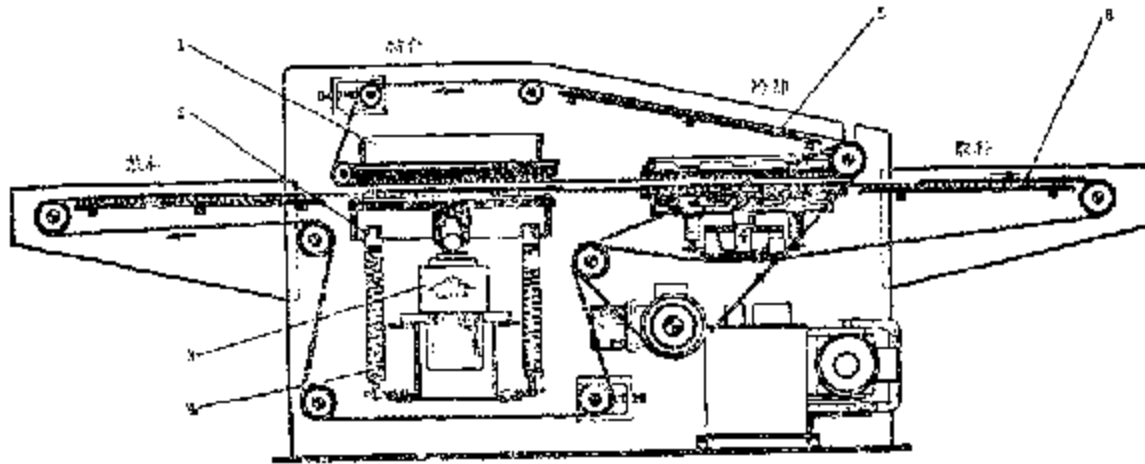


图 2-12 HKH 5.6/7 型粘合机

1. 上加压板 2. 下顶板 3. 液压油缸 4. 复位拉簧 5. 上传送带 6. 下传送带

## 第四节 粘合机的设计

粘合机的设计要求:

1. 保证粘合温度、传送带速(或粘合时间)、粘合压力的可调,并能自动控制;
2. 全机布局合理,紧凑,结构稳定可调;
3. 操作维修方便。

粘合机的设计包括全机方案的确定,加热系统、加压系统、传动系统、冷却装置等设计。在此仅就某些设计加以论述。

### 一. 加热器设计

(一) 正常工作时加热功率的确定

以辊式粘合机为例, 粘合机工作时加热器提供的热能, 主要用于传送带和粘合物的温升所需的热量, 以及向周围空间散热所损耗的热量。其热平衡方程为:

$$E_{H_1} = E_{T_1} + E_{W_1} \quad (2-1)$$

式中:  $E_{H_1}$ ——单位时间内加热器提供的热量(W);

$E_{T_1}$ ——单位时间内传送带和粘合物升温所需用的热量(W);

$E_{W_1}$ ——单位时间内散热所损耗的热量(W)。

1. 传送带和粘合物升温所需用的热量  $E_{T_1}$ : 工作时, 粘合物被上、下传送带夹持, 并以一定的速度通过加热区。其温度由进料温度加热到粘合温度, 这一升温过程为动态变化的不稳定过程, 近似计算方法如下:

$$E_{T_1} = (m_1 c_1 + m_2 c_2) \Delta t_1 / T_1 \quad (2-2)$$

式中:  $m_1$ ——粘合物质量(kg);

$c_1$ ——粘合物的比热(J/kg·°C);

$m_2$ ——受热时间内通过传送带的质量(kg);

$c_2$ ——传送带的比热(J/kg·°C);

$\Delta t_1$ ——受热时间内的温升。因传送带和粘合物在经过加热区时, 温度逐渐上升, 所以取

$$\text{平均温升, } \Delta t_1 = \frac{1}{2}(t_2 - t_1);$$

$t_1$ ——进入加热区时传送带和粘合物的温度(°C);

$t_2$ ——离开加热区时传送带和粘合物的温度(°C);

$T_1$ ——粘合物和传送带通过加热区的受热时间(s)。

2. 散热所损耗的热量:

$$E_{W_1} = K_1 F_1 \Delta t_2 = K_1 F_1 (t_{W_1} - t_f) \quad (2-3)$$

式中:  $F_1$ ——加热器保温层外表面积(m<sup>2</sup>)。若加热器错开布置时, 还应计算传送带表面的散热损失;

$\Delta t_2$ ——保温层壁面与周围环境温差(°C);

$t_{W_1}$ ——保温层外表面温度(°C);

$t_f$ ——周围环境温度(°C);

$K_1$ ——传热系数(W/m<sup>2</sup>·°C)。

$K_1$ 值可查有关资料。在温度为50~350°C范围时, 对流和辐射联合的传热系数可按下列经验公式计算:

$$K_1 = 9.9 + 0.058 t_{W_1}$$

(二) 升温时加热功率的确定

粘合机升温时, 加热功率用于传送带和加热器构件升温及通过保温层散失的热量, 其热平衡方程式为:

$$E_{H_1} = E_{T_1} + E_{W_1}$$

式中:  $E_{H_1}$ ——升温时, 单位时间内加热器提供的热量(W);

$E_{T_1}$ ——单位时间内传送带和加热器构件升温所需的热量(W);

$E_{W_1}$ ——升温时, 保温层散热所损耗的热量(W)。

1. 传送带和加热器构件升温所需的热量  $E_{T_1}$ : 升温时机器由常温升至工作温度, 同时传送带也在空运转, 所以这一过程也是不稳定升温过程, 近似计算方法如下:

$$E_{T_2} = (m_3 c_3 \Delta t_3 + m_4 c_4 \Delta t_4) / T_2 \quad (2-4)$$

式中:  $m_3$ ——加热器构件质量(kg);  
 $c_3$ ——加热器材料的比热(J/kg·°C);  
 $m_4$ ——升温时间内所通过传送带的质量(kg);  
 $c_4$ ——传送带的比热(J/kg·°C);  
 $\Delta t_3$ ——工作温度与周围空气的温度差(°C);  
 $\Delta t_4$ ——平均温升(°C), 取  $\Delta t_4 = \frac{1}{2} \Delta t_3$ ;  
 $T_2$ ——升温时间(s)。

2. 保温层散热所损耗的热量: 升温过程中保温层壁面的温度是变化的, 可以近似取:

$$E_{W_1} = \frac{1}{2} E_{T_2} \quad (2-5)$$

### (三) 保温层设计

保温层应选用导热系数低的绝热材料, 常用超细玻璃棉, 耐热温度为 450°C。为保证加热面的温度分布均匀, 保温层布置要合理, 并尽量避免短路, 即不通过绝热层直接向周围传热。



图 2-13 保温层传热过程

保温层厚度的计算:

保温层传热过程如图 2-13 所示。

单位时间内通过保温层传导的热量为:

$$E_{W_1} = \frac{(t_{w_1} - t_{x_1}) F_1}{\delta} \lambda$$

式中:  $t_{w_1}$ ——加热板表面温度(°C);  
 $\delta$ ——保温层厚度(m);

$\lambda$ ——保温材料导热系数, 超细玻璃棉  $\lambda = 0.038 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ 。

保温层传出的热量全部散失于环境中, 所以

保温层壁面温度为:

$$t_{w_2} = \frac{t_{w_1} + K_1 t_f \cdot \frac{\delta}{\lambda}}{1 + K_1 \frac{\delta}{\lambda}}$$

保温层厚度为:

$$\delta = \frac{(t_{w_1} - t_{w_2}) \lambda}{K(t_{w_2} - t_f)} \quad (2-6)$$

设计时可先选取保温层厚度  $\delta$ , 然后验算保温层壁面温度, 通常不超过 50°C。或者先确定保温层壁面温度, 再求出保温层厚度。

## 二、加压辊的设计

粘合机加压机构的作用是在上、下压辊(或上、下压板)之间加压, 使热熔粘合物与面料粘在一起。粘合机的加压机构有机械、液压、气动三种加压方式。上、下压辊有立式、倾斜式两种布置方式, 理论上认为倾斜式布置加压力大, 有一定的预压作用, 但实际上为便于制造, 降低成本, 多采用立式布置方式。

### (一) 加压辊的结构设计

1. 加压辊的类型: 粘合机用的加压辊多为金属辊筒包覆橡胶层, 金属辊筒本身用无缝钢

管制造,从耐热性考虑,包覆层多采用硅橡胶,耐热温度可达250℃。

2. 加压辊的结构:如图2-14所示,主要由辊轴、辊体、网头(法兰)组成。

辊轴为45号钢制成的阶梯轴,有通轴(长轴)、不通轴(短轴)两种,一般采用不通轴结构,辊轴直径的大小根据传递功率及线压力大小而定。

辊体用无缝钢管制造,辊体的壁厚随直径大小而异。在直径 $\leq 100$ mm时壁厚不应小于5mm;直径 $> 110\sim 250$ mm时,壁厚不应小于8mm;直径 $> 250\sim 500$ mm时,壁厚不应小于12mm。

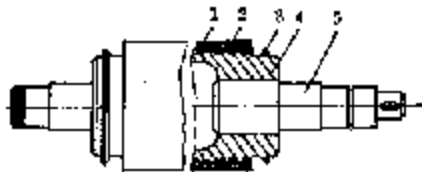


图 2-14 加压辊结构

1. 软橡胶层 2. 密封衬套层 3. 通水圈(汽泊圈)  
4. 辊体 5. 辊轴

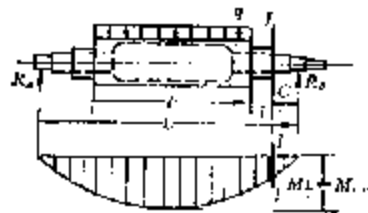


图 2-15 加压辊受力图

辊轴与轴体的联结方式:当辊轴为不通轴时,辊轴与辊体为热压配合,将辊体两端加热,轴孔膨胀,将短轴放入孔中,辊体冷却,产生过盈量,将辊体与辊轴固结为一体,过盈量不小于 $d/1000$ ( $d$ 为配合孔名义直径)。

3. 加压辊的制造:为保证橡胶与辊体的紧密结合,防止脱层,在金属辊筒表面加工有自中央分开的左右螺旋纹,并在辊体两端车出梯形深槽。包覆橡胶层的厚度一般为15~25mm,制造时通常先包覆6~9mm厚的硬橡胶过渡层,然后再包覆软橡胶层。橡胶辊表面不得有气孔、裂纹等缺陷。

### (二) 加压辊的强度设计

加压辊通常只做弯曲强度计算,对于主动辊轴颈应作弯曲和扭转的强度计算。

1. 辊体的弯曲强度计算:无缝钢管空心辊体受力情况,如图2-15所示。

加压辊中部的最大弯矩为:

$$M_{\frac{l}{2}} = R_n \cdot \frac{L}{2} - \frac{q l^2}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{q l^2}{4} \left( L - \frac{l}{2} \right) \quad (2-7)$$

式中:  $R_n$ ——加压辊轴承处的支承反力(N);

$q$ ——加压线压力(N/mm);

$l$ ——辊体长度(mm);

$L$ ——加压辊两端轴承间的距离(mm)。

辊体最大弯矩截面上的应力:

$$\sigma = \frac{M_{\frac{l}{2}}}{W} \leq [\sigma] \quad (2-8)$$

式中:  $W$ ——辊体的抗弯截面模数( $\text{mm}^3$ ),对于空心辊,  $W = \frac{\pi}{32} \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right)$ ;

$D$ ——辊体外径(mm);

$d$ ——辊体内径(mm);

$[\sigma]$ ——辊体材料的许用弯曲应力(N/mm<sup>2</sup>)。

2. 主动辊轴颈的强度计算: 轴颈受弯曲和扭转的联合作用。在图 2-15 的 I-I 截面处承受弯矩为:

$$M_1 = R_R \cdot c = \frac{qt}{2} \cdot c \quad (2-9)$$

轴颈传递的扭矩为:

$$T = 9.55 \times 10^3 \frac{P}{n} \quad (2-10)$$

式中:  $c$ ——I-I 截面与支点间距离(mm);

$P$ ——传递功率(kW);

$n$ ——压辊转速(r/min)。

由于压辊是转动的, 可将弯应力看作对称循环变应力, 扭剪应力视作脉动循环变应力, 折合系数

$$\alpha = \frac{[\sigma]_{II}}{[\sigma]_{III}}$$

式中:  $[\sigma]_{III}$ ——对称循环许用弯曲应力(N/mm<sup>2</sup>);

$[\sigma]_{II}$ ——脉动循环的许用弯曲应力(N/mm<sup>2</sup>)。

则轴颈的强度计算公式为:

$$\sigma = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W_1} \leq [\sigma]_{III} \quad (2-11)$$

式中:  $W_1$ ——轴颈处的抗弯截面模数(mm<sup>3</sup>);

$$\text{实心轴 } W_1 = \frac{\pi}{32} d^3$$

$$\text{空心轴 } W_1 = \frac{\pi}{32} \left( \frac{d^4 - d_0^4}{d} \right)$$

式中:  $d$ ——轴颈直径(mm);

$d_0$ ——轴颈内孔直径(mm)。

### (三) 压辊的刚度设计

压辊的刚度也就是压辊因弯曲变形而产生的挠度, 它直接影响压辊的质量。压

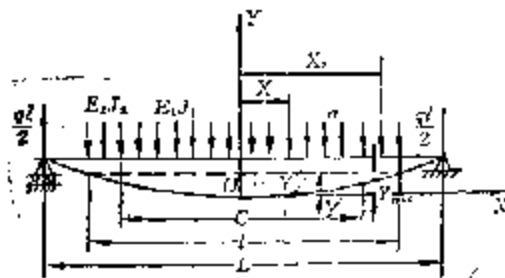
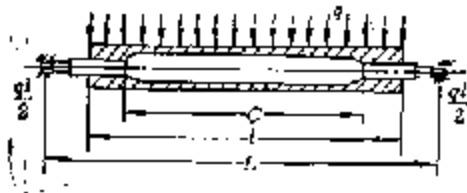


图 2-15 压辊结构及受力系

辊的许用挠度值, 一般经验数据为  $\frac{l}{15000} \sim \frac{l}{30000}$ ,  $l$  为压辊辊体长度。

#### 1. 辊体刚度计算:

几点假设和简化:

(1) 把辊体看作两端支承的简支梁;

(2) 把辊体看作对称于中点, 并取中点为座标原点。为此计算的挠度  $y$  是以中点为原点的任意截面  $x$  处的挠度  $y = y_{max} - y_c$ , 如图 2-16;

(3) 由于辊体弯曲变形后, 上、下辊体之间的线压力  $q$  是中间小, 两端大, 为简化计算, 仍认为  $q$  是均布载荷;

(4) 由于辊体长度比辊体直径大得多, 所以剪力产生的挠度略去不计。

图 2-16 为加压辊结构及受力图。由材料力学可知，一般梁的弹性曲线微分方程为：

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EJ}$$

式中：\$y\$——梁的挠度；

\$M\$——弯矩；

\$E\$——材料弹性模量；

\$J\$——截面惯性矩。

上式中的 \$M\$ 是 \$x\$ 的函数。对于等截面梁，截面抗弯刚度 \$EJ\$ 为一常数；对于变截面梁，\$EJ\$ 不再是常数。所以对于变截面的辊体，其弯矩 \$M\$ 需用几个方程区段表示：

令 \$E\_1J\_1\$——辊体中段（即长度为 \$c\$ 的薄壁段）的截面抗弯刚度；

\$E\_2J\_2\$——辊体端部（长度为 \$\frac{l-c}{2}\$ 的厚壁段）的辊体与辊轴的截面抗弯总刚度；

\$\alpha' = \frac{E\_1J\_1}{E\_2J\_2}\$——刚度比例系数。

在第一段中（\$0 \leq x\_1 \leq \frac{c}{2}\$），横坐标 \$x\_1\$ 处截面上的弯矩为：

$$M_{x_1} = q \left( \frac{Ll}{4} - \frac{l^2}{8} - \frac{x_1^2}{2} \right)$$

这一段上的弹性曲线微分方程式为：

$$E_2J_2 \frac{d^2y_1}{dx_1^2} = M_{x_1} = q \left( \frac{Ll}{4} - \frac{l^2}{8} - \frac{x_1^2}{2} \right)$$

将上式积分两次可得：

$$E_2J_2 \frac{dy_1}{dx_1} = q \left( \frac{Ll}{4} x_1 - \frac{l^2}{8} x_1 - \frac{x_1^3}{6} \right) + D_1 \quad (2-12)$$

$$E_2J_2 y_1 = q \left( \frac{Ll}{8} x_1^2 - \frac{l^2}{16} x_1^2 - \frac{x_1^4}{24} \right) + D_2 x_1 + D_3 \quad (2-13)$$

按图 2-14，边界条件为：

\$x\_1=0\$ 时，转角 \$\frac{dy\_1}{dx\_1} = 0\$，挠度 \$y\_1 = 0\$。

于是上面两式中积分常数 \$D\_1 = 0\$，\$D\_2 = 0\$。

则辊体在第一段上的挠度方程式：

$$y_1 = \frac{qx_1^4}{48E_2J_2} (6Ll - 8l^2 - 2x_1^2) \quad (2-14)$$

在第二段中（\$\frac{c}{2} \leq x\_2 \leq \frac{l}{2}\$），横坐标为 \$x\_2\$ 处截面上的弯矩为：

$$M_{x_2} = q \left( \frac{Ll}{4} - \frac{l^2}{8} - \frac{x_2^2}{2} \right)$$

在这一段上的弹性曲线微分方程式为：

$$E_2J_2 \frac{d^2y_2}{dx_2^2} = M_{x_2} = q \left( \frac{Ll}{4} - \frac{l^2}{8} - \frac{x_2^2}{2} \right)$$

将上式积分，并利用两段相接截面（横坐标 \$x\_1 = x\_2 = \frac{c}{2}\$）处的转角和挠度相等（\$\frac{dy\_1}{dx\_1} = \frac{dy\_2}{dx\_2}\$，\$y\_1 = y\_2\$）的关系（详细推导从略），可得第二段上的挠度方程式为：

$$y_2 = \frac{q}{384E_2J_2} [\alpha c^2 (48Ll - 24l^2 - 16x_2^2) + c(1 - \alpha) \times (48Ll\alpha_2 - 24l^2x_2 - 8c^2\alpha_2 + 6l^2c - 12Llc + 3c^2)] \quad (2-15)$$

当  $\alpha_2 = \frac{l}{2}$  时, 辊体的最大挠度值为:

$$y_{\max} = \frac{q}{384EI_1J_1} [\alpha l^3 (12l - 7l) + c(1 - \alpha) \times (247l^3 - 12l^3 - 4c^2l + 6l^2c - 12Llc + 3c^3)] \quad (2-16)$$

为简化计算, 将辊体视为不通轴等截面梁时, 即  $\alpha = 1$ 。则不通轴等截面梁的挠度方程式为:

$$y = \frac{qx^3}{48EI_1J_1} (6Ll - 3l^2 - 2x^2) \quad (2-17)$$

辊体的最大挠度值(即  $x = \frac{l}{2}$  处)为:

$$y_{\max} = \frac{ql^3}{324EI_1J_1} (12lr - 7l) \quad (2-18)$$

2. 加压辊刚度计算分析: 为了提高加压结合的均匀性, 就要尽量减小辊体的挠度, 由上述理论分析知道, 辊体最大挠度与线压力  $q$  和辊体长度  $l$  的三次方成反比, 辊体长度  $l$  和线压力  $q$  由机型和工艺要求决定。要减小辊体挠度, 只有加大辊体的截面抗弯刚度  $EJ$ 。

其途径有:

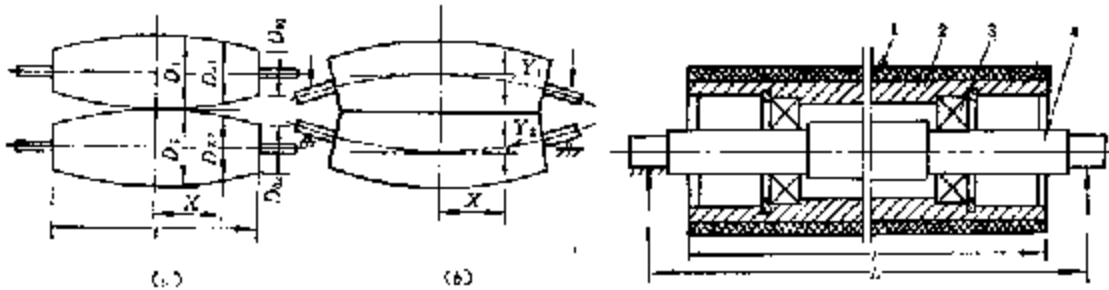
- (1) 增大辊体外径;
- (2) 加厚辊体的壁厚;
- (3) 将辊体设计成中高辊筒或中支辊筒。

增大辊体外径或加厚辊体的壁厚, 都是为了增大辊体截面的惯矩  $J$  值, 但这样做会使机器笨重, 功率消耗增大, 所以不宜无限地加大  $J$  值。

中高辊筒: 将辊体外径作成中间粗、两头细的截锥形的辊筒即为中高辊筒, 如图 2-17(a) 所示。

如前所述, 普通辊筒两端受集中载荷, 辊体受均布载荷, 辊筒产生了弯曲变形。由于辊筒的弯曲变形, 使辊体间的线压力  $q$  成中间小两头大的分布, 从而使加压结合不均匀。而预先将辊体做成中间粗、两头细的结构, 迫使中间的线压力增加, 两端的线压力减小。若中高值修正得得当, 在加压弯曲变形后, 刚好使辊体间线压力均匀分布, 可以满足均匀加压结合的要求, 如图 2-17(b) 所示。中高辊筒只适用于工艺参数不变或压力变化范围小的场合。

中支辊筒: 辊筒的支反力是通过辊轴与辊体的联结点将作用力传给辊体的, 如果把联结点内移一段距离, 则作用于辊体的作用力位置也相应地内移。这样相当于梁的跨度减小, 在相同载荷条件下, 挠度即可减小, 这种辊体支点内移的辊筒为中支辊筒, 如图 2-18 所示。



(a) 未加压情况 (b) 加压后情况

图 2-17 中高辊筒

图 2-18 中支辊筒结构示意图

1. 橡胶层 2. 辊体 3. 轴承 4. 辊轴



中心通孔的辊体支承在滚动轴承上旋转,轴承装在深入辊体内适当位置的辊轴上。

中支辊筒的优点是可使辊体中点线度和辊体端点线度相等,也可使最大线度减小。但由于支点内移,辊筒制造困难。

## 第五节 蒸 烫 机

### 一、概 述

服装熨烫是服装加工中的一个重要工序——定型处理,衣服经过熨烫后,显得外观平直、挺括、匀称、丰满,富有立体感。

#### (一)服装熨烫的作用

1. 成型 是通过熨烫使纤维和纱线弯曲拍拔,以适应立体造型的要求。成型相当于推、归、拔工艺。

2. 熨平 是通过熨烫使纤维和纱线平服,以达到去掉皱痕,使衣服表面平滑笔挺。

3. 褶裥 是通过熨烫使织物的纤维与纱线弯曲而成。褶裥与熨平刚好相反,要求褶裥的褶痕愈持久愈好,以增进服装的美感,而熨平则希望褶痕不产生或产生后很快消失。

#### (二)服装熨烫机理

熨烫是利用湿度、温度、压力作用,使织物纤维产生热塑变形和热塑定型的原理。纺织纤维在热作用下,分子链间作用力减小,热塑变形性增强;在湿度作用下,纤维湿润、膨胀、伸展,容易变形和定型;在压力作用下,可以迫使纤维伸展或折叠成所需要的形状。熨烫一定时间后,纤维分子在新的位置上固定下来,形成热定型,使织物熨烫成所需的平整或折皱。

#### (三)服装熨烫工艺参数

温度、湿度、压力和时间是服装熨烫的主要工艺参数。参数的合理选择,是保证服装产生热塑变形和热塑定型的基本条件。

1. 温度与时间 温度与时间取决于面料的种类。降低温度会延长熨烫时间而增加成本,但提高了质量,减少了烫面、压印等疵点的产生。在生产高质量的成衣时,应降低温度,延长熨烫时间,以求得最佳熨烫效果。

2. 熨烫温度 熨烫有干烫、湿烫、先湿后干、干湿并用等几种。干烫主要用于熨烫棉布、化纤布、麻布、丝绸等织物;湿烫主要用于熨烫高档西装、大衣、礼服等;先湿烫后干烫、干湿并用烫用于上衣胸部、袋位、领止口、衣片止口、下摆边、裤子的前后裤线、折裥等。

3. 熨烫压力 取决于衣料的质地和具体要求。光面和厚织物其压力适当大些,一般的单衣压力可轻,对灯芯绒、平绒、长毛绒等衣料压力更轻。

#### (四)熨烫作业分类

从服装面料到成衣的整个制作过程中,都离不开熨烫,按熨烫的性质分类:

1. 中间熨烫 是指在成衣制作的过程中,对裁片或半成品进行的熨烫作业,包括分烫烫、归拔烫和小件的定型烫等。经中间熨烫平直的裁片,可减少缝纫时间,提高产品质量,降低生产成本。

2. 成品熨烫 是指成衣在完成所有缝纫工序后所进行的熨烫工序。成衣的熨烫方法基本上由服装款式所决定。对于成衣的熨烫可用蒸烫机按一定的程序进行熨烫。

#### (五)熨烫设备

1. 熨斗压烫 它以电热的形式,加热的方法,对织物进行加工整理。熨斗结构简单,操作

灵活,无论是对企业化的服装生产,还是对单件小批量生产都能适应。

随着生产的不断发展和工艺技术的提高,熨斗的种类和性能在不断更新和发展。常见的熨斗有普通电熨斗、调温电熨斗、恒温电熨斗和蒸汽电熨斗等。

2. 蒸汽熨烫机(简称蒸汽机)是利用喷射高温、高压蒸汽对衣片加热、给湿,使衣片变软、可塑,然后加压,使其变形、定型。由于高温蒸汽可以均匀地渗透到衣料组织、纤维之间,因此能使熨烫得极其彻底。用它代替手工电熨斗熨烫可减轻劳动强度,提高劳动生产率。

除此之外,还有带有真空抽湿装置,能配备各种形状的模头,使用蒸汽电熨斗的真空抽湿蒸汽烫台。有利用一种可调节、可膨胀的人形气囊,在蒸汽及空气的作用下使服装定型的立体整烫机。

## 二、蒸汽机的工作原理与种类

### (一)蒸汽机的工作原理

蒸汽熨烫过程是被熨烫的衣料靠真空吸力定位于蒸汽机的下模,蒸汽机的上下模合模后喷以高温高压蒸汽,在湿、湿、压的作用下,衣料按照所设计的模头形状变形,最后用真空泵抽湿,使熨烫衣料迅速冷却、干燥,完成衣料的定型,启模后取下衣料。

所以,蒸汽机的工作原理是利用纤维制品在高温高湿环境中具有迅速变形,并且冷却后可以保持所需形状的特点。

由于蒸汽机的热源是雾化了的水分子,因此,载热体(水)对天然纤维不会造成烫黄、烫焦,对人造纤维不会熔融损坏。而且,织物纤维被蒸汽包围加热,受热均匀,温升一致。另外,这种机器的加压体表面(与工件接触的表面)富有一定的弹性,故被加工件不会产生极光。蒸汽机的不足之处是需要庞大的附属设备,造价高,故只适合于大批量的服装生产。

### (二)蒸汽机的分类

按加压体(上、下模)表面的不同形状,可分为半压式、叠压式以及归拢式;按操作方式,可分为手动式、半自动式、全自动式。

手动蒸汽机是由人工根据熨烫作业的合模、喷汽、加压、抽湿、启模等工序,依次操作各有关开关和阀门来完成。由于整个熨烫作业过程及作业时间由操作者控制,所以熨烫质量取决于操作者的技术水平。

全自动蒸汽机,在启动按钮后,自动地按规定程序完成整个熨烫作业。工作时,先控制电动气压装置,将衣料吸附于下模上,而后启动按钮,蒸汽机自动地合模、喷汽、加压、抽湿、启模。全自动蒸汽机操作简便,熨烫质量均匀,并且熨烫参数可调,以适应不同衣料的熨烫要求。机器价格较贵,适用于大批量生产。

## 三、蒸汽机的结构

ZY1型全自动空气驱动式蒸汽机的结构如图2-19所示。它由上模操作机构、上下烫模、蒸汽加热系统、真空抽湿系统和气动控制系统组成。

### (一)上模操作机构

上模操作机构如图2-20所示。由连杆机构组成,可以完成合模、加压、启模等操作。

图中实线表示上模操作机构处于合模位置;虚线表示上模操作机构处于启模位置。

工作时,打开气缸的进气阀,压缩空气推动气缸活塞杆沿气缸移动,活塞杆推动连杆绕支点 $a$ 由虚线位置左摆到实线位置,牵动上模固定板绕支座 $b$ 顺时针转动,使上模下降完成合模

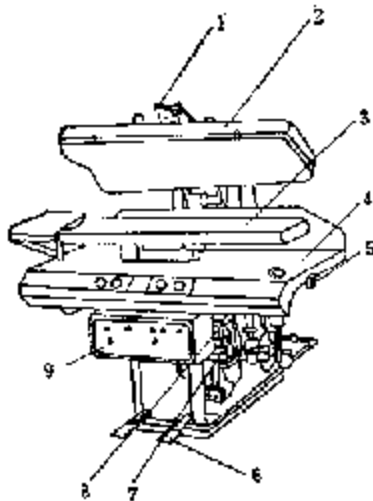


图2-19 ZY1型蒸汽熨斗的结构

1. 上模蒸汽手动操作打 2. 上模 3. 下模 4. 台板  
5. 调压阀 6. 下模蒸汽脚踏板 7. 二位三通阀  
8. 二位三通阀 9. 电器箱

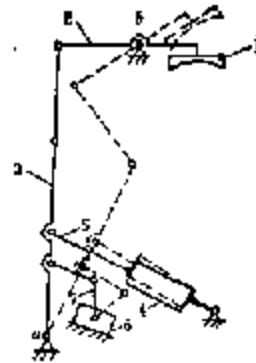


图2-20 上模操作机构

1. 上模 2. 上模固定板 3. 连杆 4. 气缸  
5. 活塞杆 6. 缓冲阀 7. 网杆

操作。启模时，打开气缸的上进气阀，压缩空气推动气缸活塞杆作回程运动，活塞杆拉着连杆绕支座 $a$ 右摆，带动上模固定板绕支座 $b$ 逆时针转动，使上模升起完成启模操作。

### (二) 烫模的结构

烫模的结构如图2-21所示。烫模是在熨烫过程中直接与衣料接触的构件。烫模分上模、下模，上下模之间的夹紧力是施加于衣料上的总压力。上模喷射蒸汽，下模支承衣料，下模模腔可以形成真空以吸附衣料，烫后抽湿冷却。

烫模的形状应符合以下要求：

- (1) 上、下烫模必须吻合，以产生均匀的压力；
- (2) 上烫模压合面不得过大或过小；
- (3) 上、下烫模的形状尽量简单；
- (4) 平板式上、下烫模在档衬时是必不可少的。

1. 上模 由模腔、上模喷气控制机构和上模垫料组成。上模模腔的结构如图2-22所示。

模腔分为保温腔和喷汽腔。当烫机接通蒸汽时，蒸汽可先进入保温腔对烫模进行预热和保温。喷汽腔的喷汽口与蒸汽阀连接，当打开蒸汽阀时，蒸汽进入喷汽腔，并通过模面上的喷汽孔喷射蒸汽。

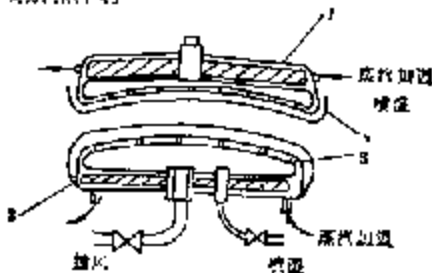


图2-21 烫模的结构

1. 上模 2. 下模  
3. 衬垫 4. 帆布

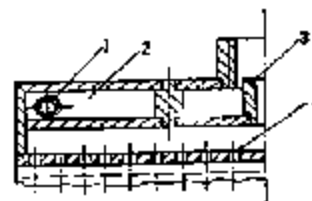


图2-22 上模模腔的结构

1. 上模 2. 蒸汽口(左右各一个) 3. 保温腔  
3. 喷汽口 4. 喷汽腔

上模头垫料的结构如图 2-23 所示。

扩散筛上的小孔由冲头冲制成侧面撕裂、底面不脱落的凹坑，以使蒸汽沿倾斜的喷射口均匀喷射。垫板上开有小孔，起保护面料的作用。白布可防止污染面料，用时注意清洁和绷紧。

2. 下模 由下模腔和下模垫料组成。下模模腔的结构如图 2-24 所示。

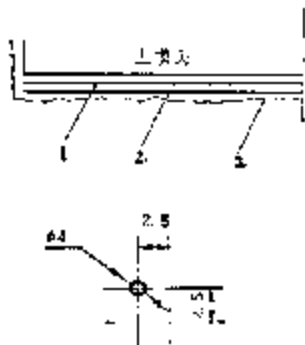


图 2-23 国产烫机上模头垫料

1. 扩散筛 2. 垫板  
3. 白布

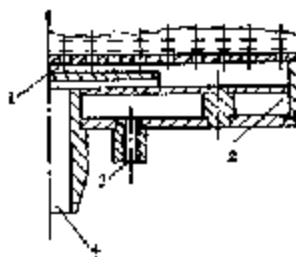


图 2-24 下模模腔结构

1. 蒸汽、抽气腔 2. 保温腔 3. 蒸汽口(左右各一个)  
4. 蒸汽、抽气口

模腔分保温腔和蒸汽、抽气腔。当烫机接通蒸汽时，蒸汽进入保温腔对烫模进行预热和保温。抽气腔与真空泵相联，脚踏真空泵的开闭，真空腔通过下模头上分布许多小孔，从而吸住衣料或烫后抽湿。有的烫机下模也喷射蒸汽，此时真空抽气腔与蒸汽喷射腔为同一腔室。

下模垫料如图 2-25 所示。

钢丝布可以过滤布料上掉下来的纤维，防止吸入真空泵。毛毡和泡沫塑料为具有一定弹性的软垫料，防止衣料直接与金属烫模接触，以便使衣料纤维有伸展的余地。白布可防止污染面料。

8. 烫模的安装与调节 JUKI 公司的 JP 型烫机上模头与固定板的连接如图 2-26 所示。

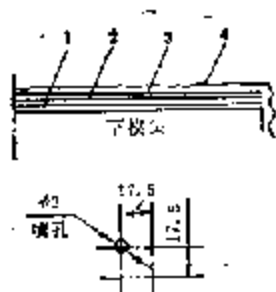


图 2-25 国产烫机下模头垫料

1. 不锈钢丝网 2. 毛毡  
3. 泡沫塑料 4. 白布

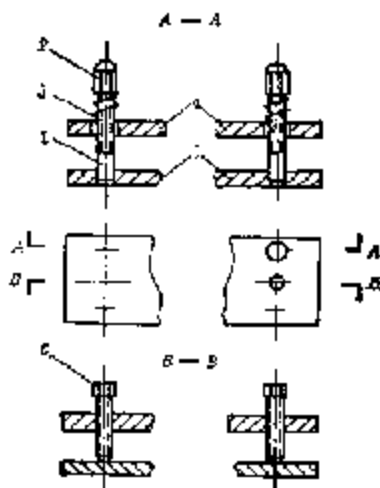


图 2-26 JP 型烫机上模头连接图

1. 螺母 2. 螺帽 3. 弹簧 4. 固定板  
5. 上模头 6. 螺钉

固结于上模头上的螺栓 1 穿过固定板上的孔, 通过螺帽 2, 弹簧 3 使上模头与固定板弹性连接。螺钉 6 拧入固定板中的螺孔, 其端部与上模头接触, 旋转对称分布的两只螺钉 6, 即可调节上模的高度和左右水平, 旋转对称分布的四只螺帽 2, 即可调节上模的前后水平。由于上模的合模运动轨迹为圆弧, 所以合模时, 模头的一边将先与下模接触, 这时整个模头就绕两只螺钉 6 端部连成的直线摆动, 直至整个上下模面相接触。

国产脱机的上模头安装调节结构如图 2-27 所示。

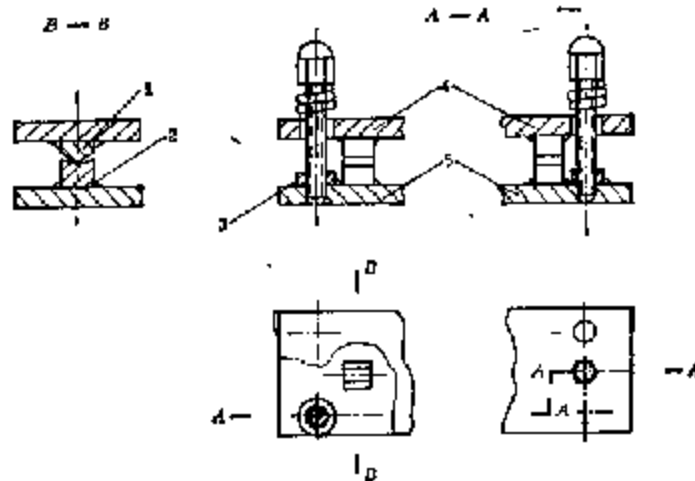


图 2-27 国产脱机模头连接图

1. 三角块 2. V形槽头 3. 螺栓 4. 固定板 5. 模板

两块三角块 1 分别楔入两条 V 形槽 2 内, 其作用相当于 JP 型机中的螺钉 6, 而三角分布的 3 只螺栓 3 的作用相当 JP 型机中的螺栓 1。

下模头的安装是通过螺栓将其固定在机架上。

### (三) 蒸汽加热系统

蒸汽加热系统如图 2-28 所示。由蒸汽源来的蒸汽接入蒸馏机后分成三路, I 路进入上模头进行预热和保温, II 路进入下模头进行预热和保温, III 路经汽水分离器到电磁阀 2。蒸汽回水经疏水器 6 排出。上模喷汽靠操纵蒸汽阀 5 来实现, 下模喷汽由电磁阀 2 来实现。

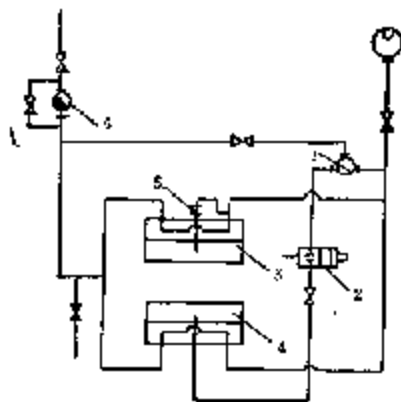


图 2-28 蒸汽加热系统

1. 汽水分离器 2. 电磁阀 3. 上模  
4. 下模 5. 蒸汽阀 6. 疏水器

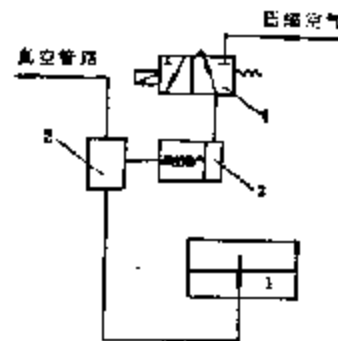


图 2-29 真空抽吸系统

1. 下模 2. 真空阀 3. 气缸  
4. 电磁阀

#### (四) 真空抽湿系统

如图 2-29 所示。抽湿时, 踩脚踏开关, 接通电磁阀 4, 压缩空气经电磁阀 4 进入气缸 8, 驱动活塞打开真空阀 2, 使下模抽湿腔与真空管路接通, 熨烫衣料中的湿气被吸入抽湿腔, 经真空阀进入真空管路而被排出。

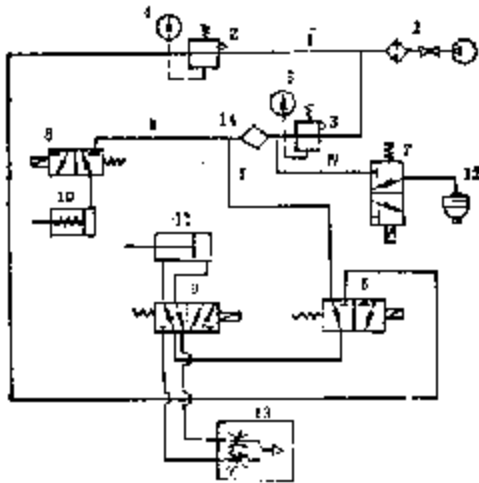


图 2-30 气动控制系统

1. 分水过滤器 2, 3. 减压阀 4, 5. 压力表 6, 7, 8, 9. 电磁阀 10, 11. 气缸 12. 薄膜阀 13. 节流阀 14. 油雾器

#### (五) 气动控制系统

如图 2-30 所示。它是蒸汽机自动控制的执行机构。用于实现合模、喷汽、加压、抽湿、启模等操作。

打开进气阀, 压缩空气经分水过滤器 1 除去空气中的水份, 再经减压阀 2, 3 减压后, 分四路进行控制。

I 路经减压阀 2 后, 压力为  $4 \times 10^5 \text{ Pa}$  的压缩空气经电磁阀 6, 9 进入气缸 11, 驱动上模操作机构完成合模、启模操作。

II 路经减压阀 3 后, 压力为  $6 \times 10^5 \text{ Pa}$  的压缩空气, 通过油雾器 14 将润滑油雾化, 并携带润滑油雾分别进入电磁阀 6, 8, 由电磁阀 6 控制的带油雾的压缩空气再经电磁阀 9 进入气缸 11, 使上模加压。

III 路由电磁阀 8 控制的带油雾的压缩空气, 进入气缸 10 控制真空阀。

IV 路经减压阀 3 到电磁阀 7 的压缩空气, 推动薄膜阀 12 来控制上模喷汽阀的开关。

电磁阀 9 改变气缸 11 的进气和排气路线, 以实现气缸 11 中活塞的往复运动, 完成合模、启模动作。

节流阀 13 可以控制气缸 11 的排气速度, 从而调整蒸汽机合模启模的作业速度。

### 四、蒸汽机的主要技术要求

轻工业部机械局对蒸汽机制定了统一的企业标准, 其代号为 Q/QJ32-14-86。

在标准中对蒸汽机的型号、结构、操作方式、基本参数、尺寸、技术要求、检验规则等作了统一规定。

#### (一) 蒸汽机的标准规格

##### 1. 产品品种规格

按操作方式分:

- (1) 全自动空气驱动式 (ZT 型、ZYI 型、ZL1 型);
- (2) 手动脚踏式 (FST 型)。

按结构型式分:

- (1) 摇臂式 (ZT1 型双缸、ZY1 型单缸);
- (2) 立式 (ZL1 型单缸);
- (3) 摇臂杠杆式 (FST 型)。

##### 2. 基本参数和尺寸

如表 3-2。

表 2-8 热烫机的基本参数和主要尺寸

项 目	单 位	ZT1	ZY1	ZL1	F21
蒸汽工作压力	Pa	$(4\sim 5) \times 10^5$			
最高空气压力	Pa	$5 \times 10^5$			
蒸汽消耗量	kg/h	25~26	3~3.5	10	10~20
空气消耗量	L/cycle*	20	17	15	—
最高总压力	T	4	3.5	0.3	—
耗电量	kW	0.2			
真空度	kV	0.785~1.1	0.78~0.795	0.87	0.97~0.99
外形尺寸	mm	1500×1000×1500	1000×1000×1900	1000×650×810	1900×1244×1550
整机重量	kg	500	310	170	—

注: \*cycle—周期。

## (二) 主要技术要求

### 1. 整机性能

压缩空气压力可在  $0\sim 6 \times 10^5$  Pa 内自由调节; 在  $(4\sim 5) \times 10^5$  Pa 的蒸汽工作压力下, 疏水器能正常排水; 在下模工作面上每  $\phi 60$  mm 面积上真空压力不低于 40 mm 水柱; 各气动元件, 手动按钮、脚踏开关等反应灵敏, 工作可靠; 机械动作的起始与终止无明显的冲击; 噪声不大于 88 dB(A)。

### 2. 工作精度

下模工作表面能平整地吸住熨烫件; 以  $(4\sim 5) \times 10^5$  Pa 的蒸汽通入上下模后, 85 min 内, 上下模表面温度升至  $100^\circ\text{C}$  以上, 上下模合模后, 喷汽 10 s, 模内平均工作温度在  $100^\circ\text{C}$  以上。

### 3. 装配精度

气动管路在  $6 \times 10^5$  Pa 压力下不得漏气; 蒸汽管路在  $5 \times 10^5$  Pa 压力下不得漏气; 使气缸起动的压缩空气压力不大于  $3.8 \times 10^5$  Pa。

## 第六节 服装立体整烫

在服装熨烫过程中, 当给织物施加热度、湿度后, 纤维应力屈服点下降, 加压及冷却后, 纤维发生可塑性变形而定型。但由于使用了压力, 服装表面受到了很大夹压力, 服装表面纤维倒伏, 缺乏立体感与丰满度。而立体整烫取消了蒸汽机的夹压力, 服装表面不受压力, 无纤维倒伏现象, 立体感、丰满度均很好。因而到本世纪七十年代, 世界各工业发达国家就开始研究服装三维立体整烫工艺和设备了, 经过十多年的发展, 各种立体整烫设备相继问世, 在洗衣店、服装商店、服装加工厂获得了广泛应用。

### 一、服装立体整烫的工作原理

最常用的普通立体整烫机外型如图 2-91 所示。

这种立体整烫机在箱内设置锅炉与排风装置(有的分离于体外), 主要由蒸汽、空气及其控

制系统组成。采用 6~15 W 的电锅炉蒸汽发生器, 有水泵、水位指示器、压力过载安全阀等, 以保证蒸汽压力达 5 个大气压。空气及控制系统有风机、空气加热器、自动控温装置, 以使具有一定温度的空气给服装以冷却、去湿、干燥, 完成定型。

工作时, 通过控制面板, 打开过温开关、加热开关, 并调节好蒸汽时间、空气时间等参数, 将整烫的衣服套入人形袋, 引入高压蒸汽, 使之从气袋内通过衣服向外喷射, 使衣服加温给湿, 然后通热空气, 使衣服去湿干燥定型, 取下整烫好的衣服即可。一分钟即可完成一件衣服的整烫全过程。

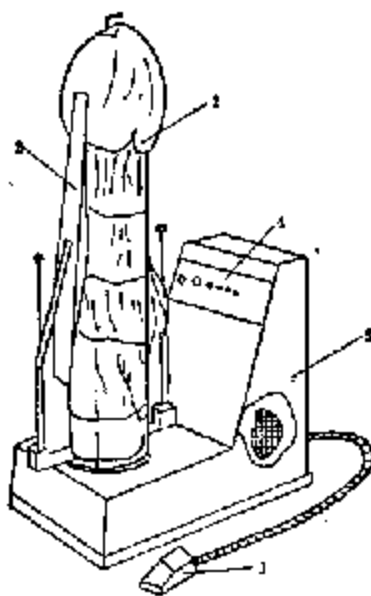


图 2-21 普通立体整烫机

1. 操作开关 2. 人形气袋 3. 蒸汽阀板 4. 控制面板 5. 箱体

## 二、服装立体整烫的特点

1. 缩短了熨烫辅助时间, 提高了生产率(达 90~95%)。如一件西服上衣采用模烫整烫机需要 10 台左右的设备才能完成对西服上衣 12 个工序的熨烫工艺, 而采用立体整烫只需一台立体整烫机及一台万能烫台, 用三个工序即可完成。

2. 适应服装面广, 可应用于西服、牛仔服、裙子、羽绒服、大衣、女时装以及针织面料等各类服装, 效果以毛呢、绒类、裘皮、丝绸面料为好, 从根本上解决了手工熨烫丝绒服装十分困难的一大难题。

3. 可一台独立使用, 做到省地、省机、省人、省能耗。

4. 有水位控制器、水压过载安全阀、温度控制与保护系统, 操作中安全可靠, 整烫工艺参数调节迅速方便。

## 三、柜式立体整烫机

普通立体整烫机因蒸汽是开放式, 能量浪费、劳动环境差, 送热空气对衣服冷却时间太短, 不利于服装定型。为了克服这些缺点, 在此基础上发展了柜式立体整烫机。在设计上集蒸汽



发生器、排风装置及转位人形架于箱内。整理时可把任意两件成衣组合在一起,交替转位进行整理,节省了辅助时间,比普通立体整理提高效率近1倍。

柜式立体整理机体积小,由于蒸汽、热空气被封闭在箱内,蒸汽温度高、耗能少,整理好后抽气排风,因而车房劳动条件好。

国际上关于立体整理设备的研究正在向着多功能化、程序控制化、设备独立整体化以及符合人机工程化方向发展,立体整理工艺进一步向精确控制、调整参数以及检测服装整理效果的各种定量检测仪器的方向发展。

# 第三章 工业缝纫机

## 第一节 工业缝纫机的分类与型号

工业缝纫机是指服装生产工业中使用的缝纫设备，它与一般家用缝纫机的主要区别在于“高速化”和“专用化”，它的转速一般在2500 r/min 以上。

### 一、工业缝纫机的分类

工业缝纫机是高度专业化的机种，机器种类很多，为了适应不同用途的需要，目前世界上工业缝纫机种类已多达4000种以上。

工业缝纫机的分类主要有以下几种方法：

#### 1. 按机器的缝纫速度分类

- (1) 中速缝纫机：2000~3000 r/min；
- (2) 高速缝纫机：3000~5000 r/min；
- (3) 超高速缝纫机：5000~10000 r/min。

#### 2. 按机器的用途分类

平缝机、包缝机、绷缝机、绣花机、锁眼机、套结机、钉扣机、暗缝机、缩袖机、扎驳机、开袋机、缝小片机、封口机等。

#### 3. 按机器形成的线迹种类分类

锁式线迹缝纫机、单线链式线迹缝纫机、双线链式线迹缝纫机、包缝线迹缝纫机、绷缝线迹缝纫机、无线迹缝纫机等。

#### 4. 按机头外形分类

平板式缝纫机、悬筒式缝纫机、立柱式缝纫机、箱体式缝纫机、肘形筒式缝纫机等。

### 二、缝纫机型号

我国轻工业部于1958年正式颁布了国产缝纫机部颁标准，规定了国产缝纫机的统一命名和分类，以后经过多次修改试行，于1975年颁布了QB159-75试行标准，1988年通过了新的缝纫机国家标准。按新国家标准编制的缝纫机型号分类规定如下：

缝纫机机头型号由两个汉语拼音大写字母和若干个阿拉伯数字组成，型号的字体大小相同，其排列顺序如下：

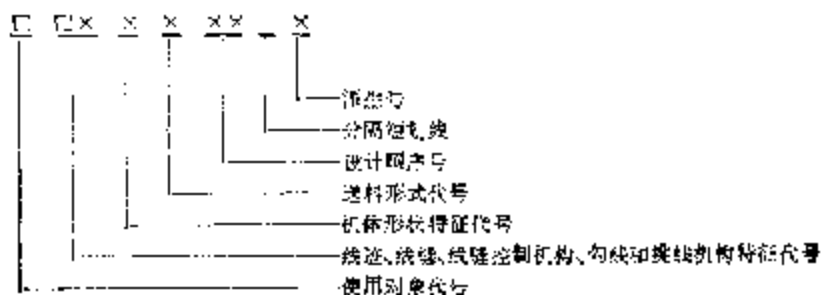


表 2-1 划线、裁纸、勾线和挑线机特征代号

代 号		A	B	M	Q	C1	C2	C3	D	E	D2	D3	T	J1	J2	F	F1	F2		
特 征	划线																			
	裁纸	+	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+		+	+	+	+			
	勾线													+					+	
	挑线																			
	裁纸																			
	挑线																			
	裁纸																			
特 征	程序控制	+	+	+	+	+	+	+												
	十字形裁线																			
	曲线或折线裁线																			
	倒角孔																	+	+	+
	斜切口													+	+	+				
	加工边								+	+	+	+								
	吸尘																			
	无程序控制	+	+	-	+	+		+												
	裁纸控制	可换								+	+				+	+	+	+	+	+
		可换																		
特 征	电子程序控制												+	+						
	裁纸	形式							+					+			+			
		材料																		
	裁纸	形式				+	-			+									+	
		材料							+											
	边裁																			
裁纸	控制																		+	
	控制													+						
特 征	全纸挑线	+																		
	连续挑线				+				+	+				+		+	+			
	斜线挑线																		+	
	斜线挑线																			
	斜线挑线																		+	

续表

代号		30	G	G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7	G8	11	H1	H2	H3	H4	E3	E6		
特	线	平绕线迹																		
		锁式线迹		+	-	-	+	+	+	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
		单线链式线迹																		
		双链链式线迹	+																	
		多线链式线迹																		
		覆盖链式线迹																		
	缝	凸形线迹		-	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
		凸字形线迹		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
		凸形双链链式线迹		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
		凸形链式线迹	+																	
征	热缩控制机构	控制																		
		送料																		
	针线种类	电子程序控制											+	+						
		针线	平式																	
			凸式																	
			双链																	
		线架	凸式																	
			凸式																	
	双链																			
	兼线形式	凸形线迹																		
注汗线迹			+	-	-	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
液杆线迹																				
脚踏线迹																				
什有线迹		+																		

续表

代 号		K	K1	K2	K3	K4	D	T1	T2	T3	T4	T5	N	N1	N2	N3	T	T1		
特	缝	平缝线迹																+	+	
		锁式线迹										+	-				+	-		
		单线链式线迹	+					+	+											
		M线链式线迹									+	+				+				
		多线链式线迹		+																
		锁链式线迹			+			+												
	缝	包边式线迹													+	+	+	+		
		U形线迹	+		+	-	+	+	+	+	-	-	+	+	+	+	+	-	+	
		Z字形线迹					+	+		+		+							+	
		曲形式装饰性线迹						+												
		波浪形线迹																		
		钉纽扣																		
缝	加重缝																			
	暗 缝							+	+	+	-	-	+	+	+	+				
	无程变化	+	+	+	+			+	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+	+	
	机械控制机构	机 械 控 制	固定	送料																
			送料																	
	电子程序控制	可 控	送料																	
			送料																	
	钩 线 件 类 别	摆 板	E式															+		
			立式																	
			摆斜																	
		旋 梭	卧式																	
			立式																	
侧斜																				
钩 梭	钩梭			+	+	-			+	+				+	+	+	+			
	摆钩																			
跳 线 类 别	凸钩跳线																			
	芯杆跳线																			
	滑杆跳线											+	-			+	+			
	旋转跳线																			
	斜杆跳线	+	-	+	-	+	+	+	-	-	+			+	+					

注：不属于表内所列特征的机头，用字母“Y”表示。

各项内容具体说明如下:

1. 使用对象代号 用一个汉语拼音大写字母表示。根据缝纫机使用对象不同,该代号按下列规定:

- J——家用缝纫机;
- G——工业用缝纫机;
- K——服务性行业用缝纫机。

2. 线速、线缝、勾线和挑线机构特征代号 用一个汉语拼音大写字母和一个阿拉伯数字表示。具体规定见表 8-1。

3. 机体形状特征代号 用一个阿拉伯数字表示。具体规定见表 8-2。当机头是下送料形式时,下列情况的机体形状连同送料形式可以在型号中省略不表示。

表 8-2 机体形状的特征代号

代 号	机 体 形 状	代 号	机 体 形 状
0	平根式	4	立杆式
1	平台式	5	箱体式
2	悬筒式	6	可换板式
3	岛形筒式	7	其它形式

(1) 表 8-1 中规定的 A、B、C、G、H 系列的平根式机体。

(2) 表 8-1 中规定的 K、N 系列的平台式机体。

4. 送料形式特征代号 用一个阿拉伯数字表示。具体规定见表 8-3。

表 8-3 送料形式的特征代号

代 号	送 料 形 式
0	下送料
1	上送料
2	机针送料
3	上、下综合送料
4	上机针综合送料
5	下机针综合送料
6	上、下机针综合送料
7	无送料系统
8	

5. 设计顺序号 用两位阿拉伯数字表示,当顺序号不满 10,而左边又无阿拉伯数字时,可用个位数字表示。

设计顺序号由缝纫机型号管理单位统一登记编号,凡符合下列规定之一者,方可变更设计顺序号:

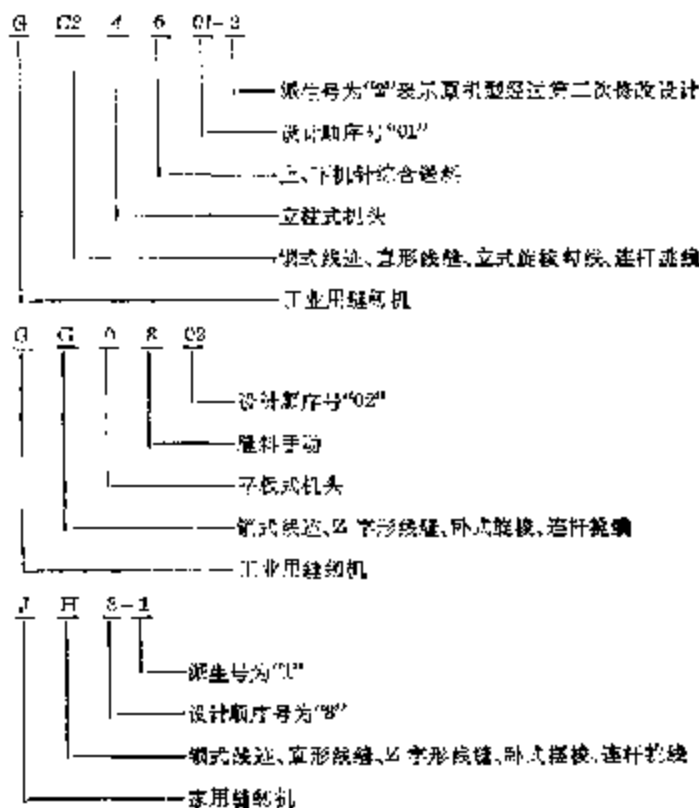
- (1) 改变了专用缝纫对象。
- (2) 主要机构的布局和尺寸规格显著不同。

(3) 形成的线迹种类不同。

6. 派生号 派生号是在机器原型号基础上派生出来的,它表示用途相同的机种作了一些微小的改动。派生号由设计单位提出。根据产品的具体特点,派生号可以表达如下几种含义:

- (1) 特征和机构的尺寸规格不变,造型显著改变。
- (2) 在原系列的基础上更换了个别零件以后,增加或减少了线迹的行数。
- (3) 增加了某些零件以后,辅助功能有某些增加。
- (4) 主要零部件如壳体、主轴以及其它主要零件采用了不同的材料。
- (5) 设计单位要表示的其它含义。

现将缝纫机型号的表示方法举例如下:



## 第二节 工业缝纫机整机结构及传动系统

### 一、工业缝纫机的组成

工业缝纫机的种类很多,但最基本的结构原理是相同的。一般地说,工业缝纫机包括:机头、工作台板、机架、电动机四大部分,如图 9-1 所示,自动缝纫机还附有电子控制装置。

机头是缝纫机最主要的组成部分,缝纫机的主要工作机构都装在机头内,缝纫工作主要是靠机头内的各个成缝机构密切配合来实现的。机架是缝纫机的支承体,机头和工作台板就装在机架上。电动机装在台板下侧,通过皮带轮直接传动机头上的手轮。机架底部装有脚踏板,它是用来控制缝纫速度的。

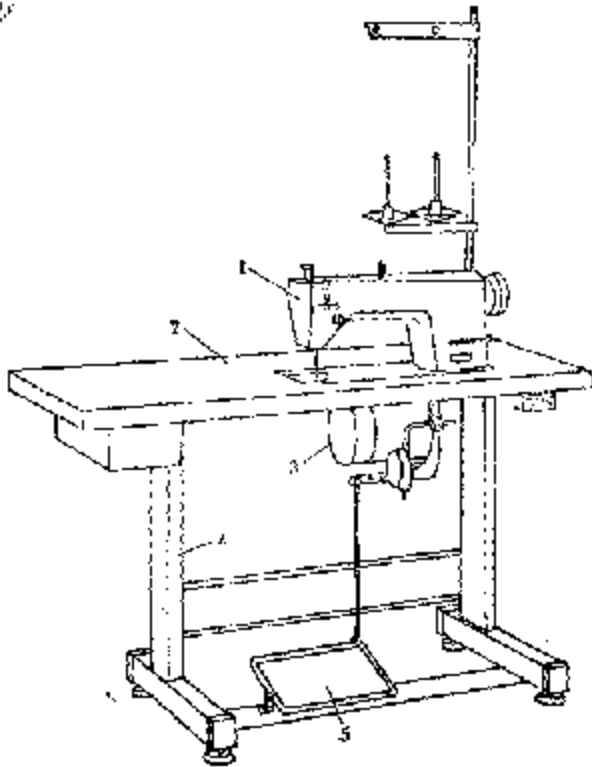


图 9-1 工业缝纫机外形图

1. 机头 2. 工作台面 3. 电动机 4. 机架 5. 脚踏板

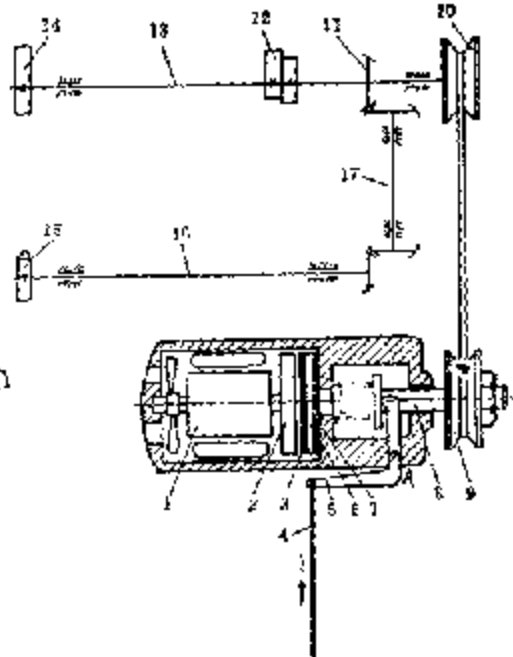


图 9-2 工业平缝机传动系统

1. 电机转子 2. 电机圆盘 3. 离合器摩擦片  
4. 拉杆 5. 离合器杠杆 6. 离合器圆盘 7. 驱动摩擦片  
8. 离合器轴 9. 皮带轮 10. 手轮  
11. 旋梭伞齿轮 12. 送料、拾牙偏心轮 13. 上轴  
14. 针杆曲柄 15. 旋梭 16. 下轴

## 二、传动系统

工业缝纫机的传动系统是指电机驱动缝纫机主轴的一套传动系统，它是一种间接传动系统，通过摩擦式离合器，把电机的驱动转矩传给主轴。摩擦式离合器和电机装成一体，形成缝

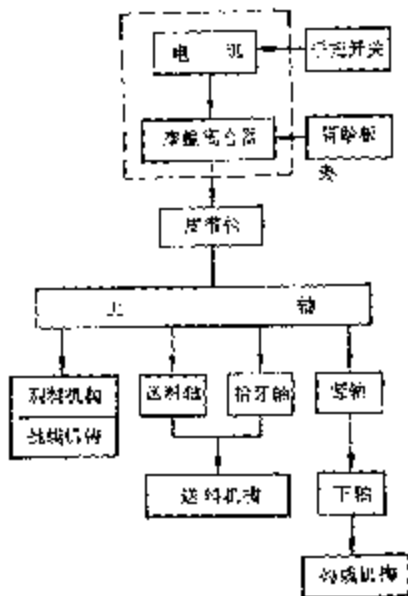


图 9-3 工业平缝机传动系统示意图

纫机专用的离合器电机，如图 9-2 所示。电机在缝纫前启动，并连续运转，当需要进行缝纫时，踩下脚踏板，使拉杆 4 向下，拉动离合器杠杆 5 绕 A 点逆时针转动，推动离合器轴 8 向左移动，使离合器摩擦片与电机圆盘接触，由于摩擦力作用，将电机的旋转运动通过一根三角皮带，传动机头上的手轮 10。图 9-2 所示为 GC 型工业平缝机传动示意图，手轮 10 带动下轴 13 转动，通过上轴将动力传递给机头内的各成缝机构，即：由上轴带动伞齿轮 11、送料、拾牙偏心轮 12 以及针杆曲柄 14，从而分别传动勾线机构、送料机构、刺料和挑线机构。由于三角皮带在两个皮带轮上的楔紧作用，动力的传递十分有效（传动带很少打滑）。

改变脚踏板踏下的位置，即可改变离合器摩擦盘的压紧力，达到调节缝纫机转速的目的。在压紧力最大时，离合器摩擦盘与电机圆盘转速一致，松开



脚踏板、离合器圆盘通过压簧作用而脱离电机圆盘，与制动摩擦片7接触，从而实现了缝纫机的制动停机。图 8-8 所示为 GC 型工业平缝机传动系统框图。

### 第三节 缝纫机的主要成缝构件

将机针上引出的面线在缝料上形成各种线迹所需要的基本构件称作成缝构件。在工业缝纫机中，成缝构件包括：机针、成缝器、缝料输送器和收线器。

#### 一、机 针

##### (一) 机针的结构

机针是缝纫机的主要成缝构件之一。它的作用是将面线带过缝料，以便与成缝器配合形成不同的线迹。机针主要有直针和弯针两种形式，图 8-4 所示为直针；图 8-5 所示为弯针。多数缝纫机上都使用直针，只有在堵缝机、绗缝机和个别包缝机上才使用弯针。直针又有单头针尖和双头针尖之分，图 8-4(a) 为单头针尖，图 8-4(b) 为双头针尖。此类机针是用来完成仿手工线迹的，它以抛掷机针的方法穿刺缝料，所以又称浮针。

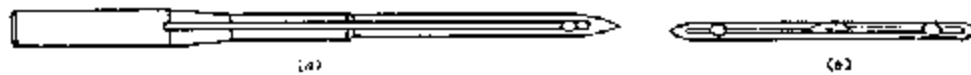


图 8-4 直针

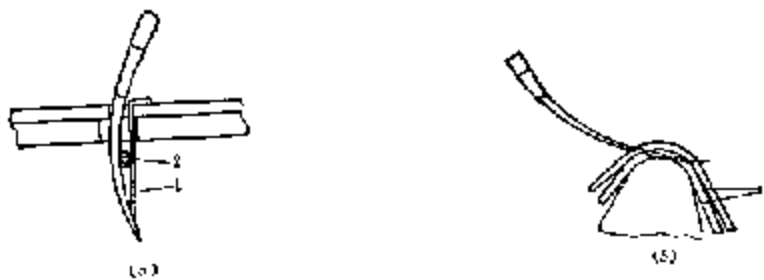


图 8-5 弯针

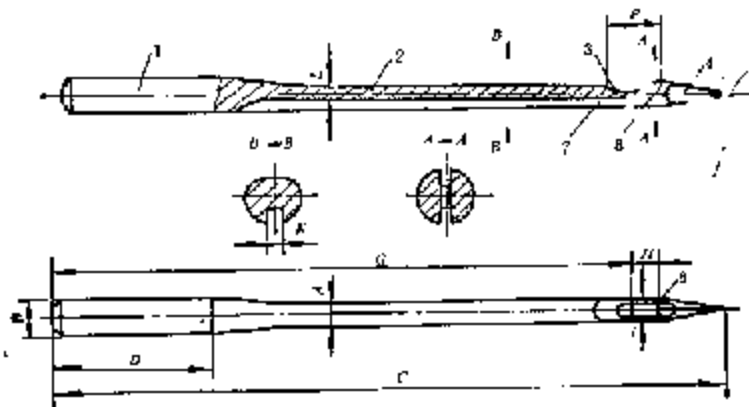


图 8-6 直针结构

直针的结构如图 8-6 所示。

1. 针柄 是缝纫机针杆夹住机针的部分，针柄装在针杆下端的圆孔内，并用螺钉将其与针杆紧固。为通用性起见，相同型号机针的针柄长度和直径均应分别相等。

2. 针杆 指针肩至针孔上沿的一段长度。
3. 曲档 指针孔上部的针杆一侧所形成的缺口。它的作用是为了使成缝带的尖头能顺利地穿入面线环。
4. 针刃 指针孔上沿至针尖的一部分。它是机针的工作部分, 用来撑开缝料, 并穿引面线。
5. 针尖 是穿刺缝料的重要部分, 不同用途的机针具有不同形状的针尖(见图 3-7)。

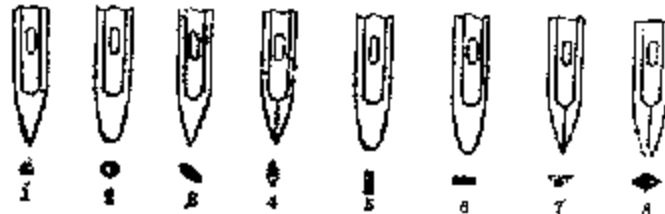


图 3-7 机针针尖形状

1. 圆尖 2. 球尖 3. 反球尖 4. 矛尖 5. 球尖尖 6. 球尖尖 7. 三角尖 8. 球尖

6. 针孔 是穿针刃上供穿面线用的小孔。它用于携带面线通过缝料, 面线能自由通过针孔, 但不能太松弛, 否则将妨碍面线环的形成。

7. 长槽 指针杆下端至针孔处的一长度凹槽。它的作用是容纳面线, 以减少面线与缝料之间的摩擦力。长槽的宽度和深度均应大于缝线直径, 使缝线嵌入长槽后能较自由地滑动。

8. 短槽 在针孔上部, 与长槽相对, 槽短而浅。其主要作用是在机针穿刺缝料时, 使面线嵌入槽内, 不会在针杆上滑动; 当机针回升时, 由于面线未全部嵌入槽内, 所以面线和缝料之间有较大的摩擦力, 起到促使面线环的形成和稳定线环状态的作用。

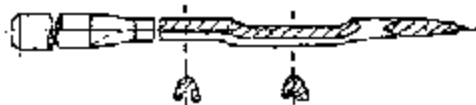


图 3-8 曲柄机针

随着缝纫机速度和性能的不断提高, 对机针的性能和质量也提出了更高的要求。美国胜家公司通过改革机针的结构形状, 制造出 MR 曲柄机针(见图 3-8)。

这种机针的针杆部分是弓形, 从而大大减小了产生缝针的可能性, 即使由于种种原因不能形成饱满稳定的面线环, 梭尖也能通过针杆的弓形凹处勾取线环。另外, 这种机针的截面形状与普通机针不同, 它采用 U 形截面, 从而大大提高了机针的强度, U 形截面还有利于增加容线槽深度, 从而使针杆可以容纳更粗的缝线。这样不仅减少了断线故障, 而且扩大了机针的适用范围, 一种规格的 MR 曲柄机针可以替代两种规格普通直机针。

### (二) 机针的型号规格

缝纫机的种类和型号很多, 因此, 相应的机针型号也很多, 同时, 为了适应缝制不同厚薄的缝料, 每一种型号的机针还有不同的规格(针号)。因此, 在选用机针时, 必须根据所使用的缝纫机种类选择机针的型号, 根据缝料的性质和厚度选择机针的针号。

缝纫机的种类繁多, 世界各国制造缝纫机针的厂家各有自己的型号, 据统计, 目前全世界的机针型号已达 15000 种以上, 国产机针型号也有几百种, 为便于选用, 表 3-1 列出了几种常用缝纫机种类所使用的国产机针与进口机针型号对照。一般情况下, 根据缝纫机的勾线方式, 一切使用梭子或线钩勾线的机器, 都可使用 96×1 和 88×1 等型号的机针; 一切使用叉钩勾线的机器, 原则上只能使用 81×1 型机针。另外, 由于机针行程决定了针杆的长短, 因此, 88×1 型机针只适用于行程小于 81.5mm 的機種, 96×1 型机针适用于行程小于 86.5mm 的機種。

表 3-4 机针型号对照

缝衣机种类	中 国	日 本	美 国	德 国
平 缝 机	88×1	DA×1	88×1	1128/SY1801
	96×1	DB×1	16×231	1707/SY2254
包 缝 机	81×1	DO×1	81×1	601/SY1246
	DM18×1	DM×13	82×13	886/SY1240
糊 缝 机	121/32×1	DV×1	121/32×1	3001/SY3510
	CK16×1	DV×43	82×43	R1M62/SY3516
直 线 机	71×1	DL×1	71×1	481A/SY1630
	126×1	DI×1	149×1	1776/SY1413
	567×1	DL×5	71×5	18070/SY1526
	DP×5	DP×5	135×5	134X797/SY1945
打 孔 机	566 四面	TQ×7	175×7	2091/SY4531
	540 四眼	TQ×1	176×1	1985/SY2551

我国常用的机针针号有“号制”、“公制”和“英制”三种表示方法。

号制——用若干号码表示，号码本身没有特殊含义，号码越大，针杆越粗。

公制——按照国家标准规定，公制针号的代号为  $N_m$ ，其表示方法是将针杆直径  $d(\text{mm})$  乘以 100，即

$$N_m = 100d$$

公制针号每一档的间隔为 5。

英制——英制针号的表示方法是将针杆直径  $d(\text{英寸})$  乘以 1000。

以上三种针号的近似对应关系列于表 3-5 中。

表 3-5 针号对照表

号 制	6	7(或 8)	9	10	11	12	13	14	15	16
公 制	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
英 制	092	—	025	027	029	032	034	036	038	040

机针各部分的尺寸见表 3-6，尺寸符号所表示的意义见图 3-6。

### (三) 机针的技术要求

1. 机针由优质工具钢丝制成，并经热处理（淬火、冷校直、回火）后，硬度达到 HRC64~68。
2. 机针表面应镀铬，镀层厚度不少于 0.02 mm。
3. 针杆表面及针尖、针槽、针孔等过线部位必须非常圆滑光滑，不得有毛刺、伤痕、锈斑等缺陷，表面粗糙度在  $R_a0.2$  以上。
4. 针尖、针杆、针柄对机针中心线的跳动不大于 0.04 mm。
5. 机针强度试验（弯曲、变形）的有关数据应不大于表 3-7 所列的范围。
6. 机针防锈试验经 3% 盐雾，时间不少于 5 小时。
7. 针柄部位应打商标及针号。

表 3-6 机件各部分尺寸

(单位: mm)

针号	代号	公差									
		A	B	O	D	E	Π	J	K	L	F
		$\pm 0.04$	$+0.04$	$\pm 0.15$	$\pm 0.15$	$\pm 0.1$	$\pm 0.1$	$\pm 0.08$	$\pm 0.08$	$\pm 0.03$	$\pm 0.03$
60	8*	0.60		97.1			0.60	0.23	0.28	0.33	3.5
65	9*	0.65		97.2			0.65	0.24	0.30	0.36	3.5
70	10*	0.70		97.3			0.70	0.25	0.30	0.39	3.5
75	11*	0.75	1.5	97.4	15.5	33.5	0.75	0.26	0.33	0.42	3.5
80	12*	0.80		97.5			0.80	0.28	0.38	0.45	4.0
85	13*	0.85		97.6			0.85	0.30	0.42	0.47	4.0
90	14*	0.90		97.7			0.90	0.32	0.48	0.50	4.0
100	15*	1.00		97.9			1.00	0.36	0.48	0.53	4.0

表 3-7 机件(抗弯、抗变形)强度

针号(N <sub>max</sub> )	60	65	70	75	80	85	90	100	110	120	130	140	160
外径(g)	180	200	210	220	230	240	260	280	300	330	360	400	450
弯曲(mm)	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
变形(mm)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1

## 二、成缝器

成缝器是在缝纫机上形成各种线迹所必需的基本构件之一。它的作用是勾住、带走、拉长、扩大针线环、引导线轴旋转供线,从而实现缝线之间的相互交织,以形成各种不同的线迹。

成缝器的基本形式有:线钩(带线弯针)、叉钩(不带线弯针)、旋转钩、梭子等四种,如图 3-9 所示。其中线钩和梭子都带着缝线(底线),叉钩和旋转钩本身不带缝线。线钩的作用是形成与穿套线环;叉钩和旋转钩的作用是把面线或别的线钩上的缝线勾住并转套于其它或缝构件上而相互穿套联结成各种线迹。

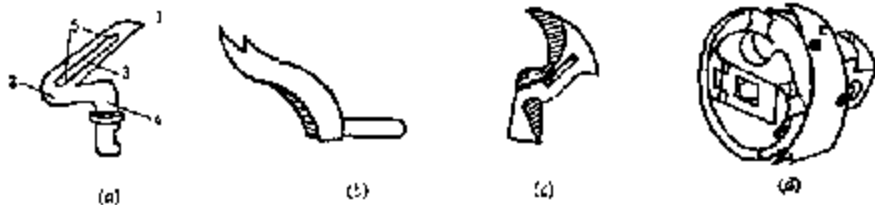


图 3-9 各种成缝器

### (一) 线钩

线钩是由钩头 1、钩杆 2、钩槽 3、钩柄 4 和穿线孔 5 组成的,如图 3-9(a)所示。钩头用来穿过直针或其它成缝线钩所形成的线环,钩槽用来引导底线,钩柄用来固定于弯针架上。线钩(弯针)是用来形成包缝、双线链缝和绷缝线迹的主要成缝构件。

### (二) 叉钩

叉钩构造如图 3-9(b)所示。它本身不带缝线,只是把其它线钩上的缝线叉送到直针的运

动位置。叉钩构造简单，钩头形状分有叉和无叉两类。这是形成双线包缝线迹必不可少的专用构件。

### (三) 旋转钩

旋转钩构造如图 8-9(n) 所示。它本身也不带缝线，旋转钩的尖端是用来穿过直针线环，并将其拉长扩大，以便直针第二次穿刺缝料后穿入而形成单线链式线迹。它是单线链缝操纵机和钉扣机上的成型构件。

### (四) 梭子

梭子是最常用的一种成型器，它主要用于锁式线迹缝纫机上。根据梭子的运动特性，梭子可分为旋梭和摆梭两大类。摆梭结构简单，造价较低，但是，由于摆梭的重心和旋转中心不重合，因此，在工作过程中不可避免地要产生径向惯性力，引起梭床导轨、摆梭托两端以及摆梭本身的磨损，从而限制了机器工作速度的提高，因此，摆梭主要用于家用缝纫机以及少数低速工业缝纫机上。旋梭一般为匀速旋转，因此，惯性冲击小，运转平稳，噪音小，在现代高速工业缝纫机上，均采用旋梭勾线。

旋梭结构如图 8-10 所示。旋梭组件的主要零部件有：

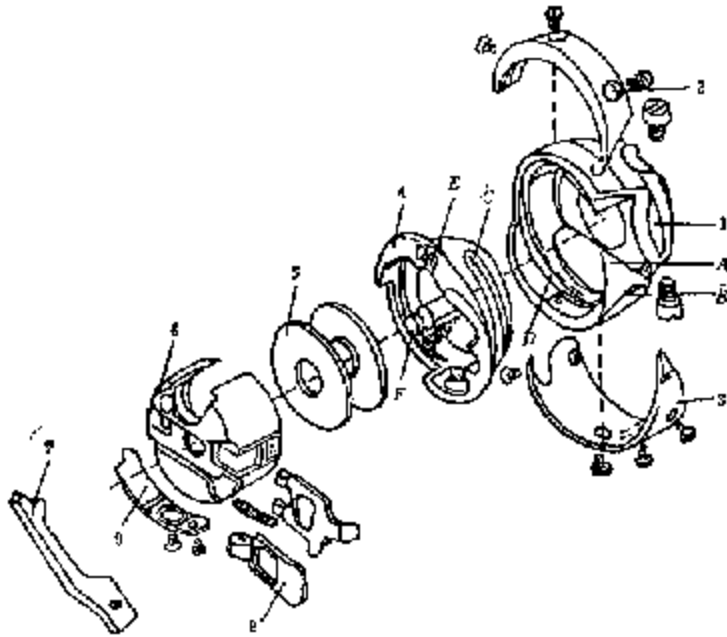


图 8-10 旋梭组件结构

1. 梭壳 2. 正线钩 3. 导线片 4. 梭架 5. 梭心  
6. 梭心芯 7. 梭架定位钩 8. 梭门 9. 梭皮簧

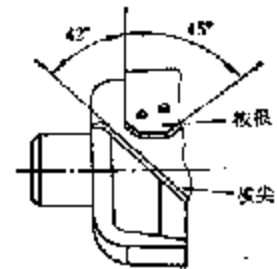


图 8-11 梭尖与梭根

1. 梭壳 用螺钉紧固在下轴上。当机器以每分钟  $n$  转的转速转动时，梭壳以每分钟  $2n$  转的转速沿梭架上的环形导轨  $U$  (导向齿) 高速运转，并利用其上的梭尖  $A$  穿透针孔附近的针线环，梭尖的角度一般为  $42^\circ$ 。特定形状的梭根  $B$  有助于针线环向梭架上的导向齿  $O$  的后侧移动，梭根角一般为  $45^\circ$ ，见图 8-11。梭壳内嵌的凹槽 (导向槽)  $D$  与梭架上凸起的导向齿  $O$  相配合。

2. 脱线钩 它是用螺钉附装在梭壳上的一块半月形导板，其作用有二：一是用来压住梭架上凸起的环形导轨  $U$ ，使其与梭壳上的凹槽  $D$  相配合，防止梭架从梭壳内脱落；二是利用其

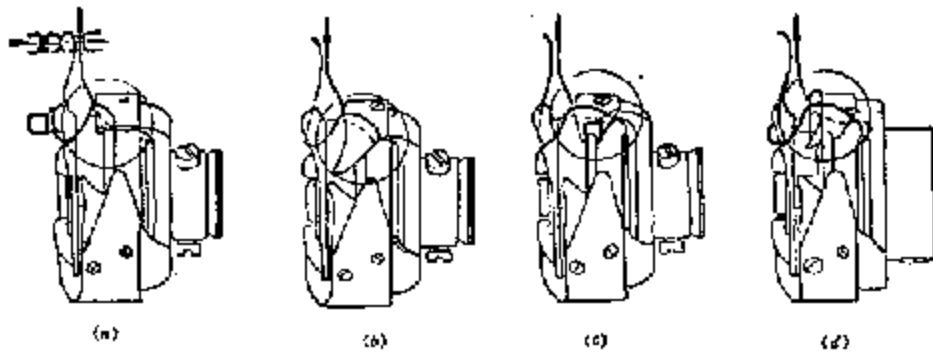


图 3-12 旋梭的脱线勾形式

上的弯形尖尾,在针线环收缩过程中,接住从梭尖上脱出的线环,在挑线杆挑线时对线环起着导向作用。脱线勾弯形尖尾的形状与几何尺寸对针线环从梭壳上脱出的时间起着十分重要的作用,它必须与所用缝线的粗细相适应,并与所缝的缝料厚度密切相关。图 3-12 所示为几种常用旋梭,它们的弯形尾尖形状各有不同。

A 型:弯形尾尖较短,故脱线较快,即使旋梭与针的配合放慢,脱线也不困难。适用于缝制软料。

B 型:弯形尾尖较长,当针线从旋梭上脱出时,它能较长时间地持线,因此可以避免线的松弛。适用于中厚料的缝制。

C 型:脱线勾弯形尾尖上具有突出部,脱线时可防止针线扎进旋梭内部,在一定程度上还能消除线的松弛。适用于缝制中厚料及薄料。

D 型:兼备 B 型与 C 型旋梭的特点。使用细且牢度不高的缝线,或是较难缝纫的化纤缝线,都可得到良好的缝制条件。适用于缝制薄料。

3. 导线片(大梭皮) 它是一片弹簧钢片,用螺钉紧固在梭壳的外侧。其作用是限制旋梭尖勾住的针线环在梭根 B 处向外滑脱。它的弧形边缘有助于收紧线迹中的底线。

4. 梭架 装在梭壳内,它的环形导轨 C 和梭壳内的凹槽 D 相配合。环形导轨的 2 个端尖是用来勾住针线环的一支,起到控制分线、脱线时间的作用。梭架端面有定位槽 E,由固定在机壳底板上的定位钩 F 卡在槽内(见图 3-13)。因此,当梭壳随下轴高速转动时,梭架不会转动。梭架底部中心处的芯轴 H 是用来支撑梭芯套和梭芯的。

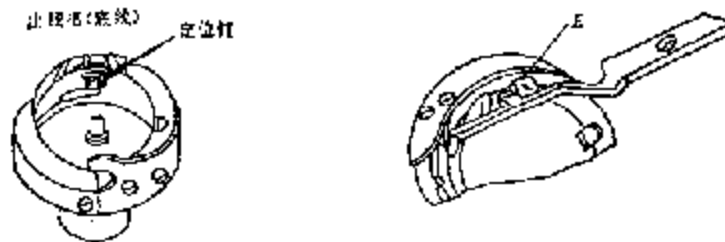


图 3-13 梭架与定位钩的配合

5. 梭芯 它是一个绕有梭线(底线)的线架,活塞在梭芯套的空心轴上。在缝纫中,当梭线被抽动时,它在梭芯套空心轴上自由转动以供线。

6. 梭芯套 其作用是容纳并支撑梭芯。它的中央有一空心轴,套在梭架心轴 H 上,并由梭门 S 把它固定在梭架上,因此在工作时,梭芯套也不随梭壳转动。梭芯套圆周外侧面上装有

梭皮簧9以调节梭线的张力。

7. 梭架定位钩 定位钩的一端固定在机壳底板上,另一端的凸缘嵌在梭架定位槽 $R$ 中,以防止梭架转动,使其固定在正确的位置上,如图9-13所示。

旋梭是形成线迹的重要构件之一;旋梭质量的好坏直接影响到缝纫性能的好坏,因此,对梭壳、梭架等零件的表面粗糙度、硬度、形位尺寸的精度等均有很高的要求。设计旋梭的基本要求主要有:

(1) 旋梭构件的主要零件表面要磨光,所有过线部位必须光滑圆润,没有条纹及毛刺,这样在缝纫过程中才能保证缝线在旋梭上顺利滑动而不致被拉断、拉毛。梭壳、梭架、导线勾等零件的表面粗糙度一般均要求达到 $Ra0.2$ ,过线部位要求达到 $Ra0.1$ 。

(2) 要保证旋梭具有良好的机械性能,例如弹性、韧性、硬度等,在制造上,要保证这些机械性能的同—性。旋梭表面需经渗碳淬火处理,渗碳层深度为 $0.2\sim0.3\text{mm}$ ,硬度达到 $HV660$ 以上,相当于 $\text{HRC}58$ 以上。

(3) 旋梭表面镀硬铬,镀层厚度为 $0.005\sim0.01\text{mm}$ 。

图9-14和表9-8列出了卧式旋梭梭壳及梭架的结构,以及主要结构参数。

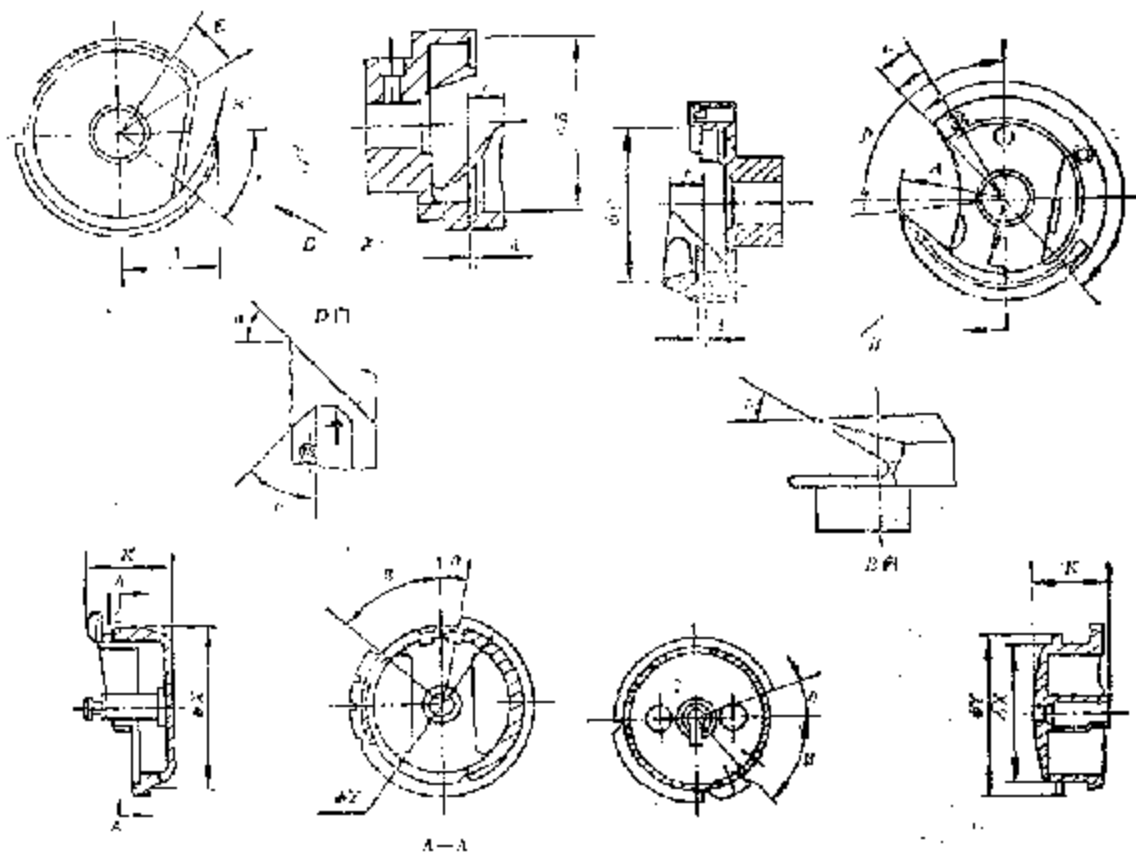


图9-14 卧式旋梭结构

图9-15 立式旋梭结构

图9-15和表9-9列出了立式旋梭梭壳及梭架的结构,以及主要结构参数。

摆梭结构如图9-16所示。摆梭组件的主要零部件有:

(1) 梭床圈——通过两只销钉孔与梭床上的两只销钉联成一体,构成摆梭导轨档的一部分。

表 3-8 卧式旋梭主要结构参数

机种型号	A	B	C	d	E	K	x	y	$\alpha$	$\gamma$	$\rho$	$\beta$	$\theta$	E
GC15-1 GC15-2 GC15-4	16.2	0.6	5.7	1.6	29	14.7	26	29	45°	36°	45°	50°	10°	20.75°
GC9-1 GC7-1 GC5-2	18.1	0.6	5.9	1.6	29	14.7	26	29	45°	36°	45°	52°	8°	24°
GC1-1 GC1-2 GC1-5	16.1	0.6	5.9	1.6	29	14.7	26	29	45°	36°	45°	52°	8°	16.64°

表 3-9 立式旋梭主要结构参数

机种型号	A	C	d	E	K	x	y	$\alpha$	$\beta$	$\rho$	$\theta$	$\phi$	E
GLB-1	19	5.8	1.6	27.7	13.30	24.8	27.7	94°	51°	93°	19°	192.62°	19.62°
GLB2-1 GLB3-1	18.5	5.6	1.6	27.7	14	25	27.7	94°	52°	90°	10°		

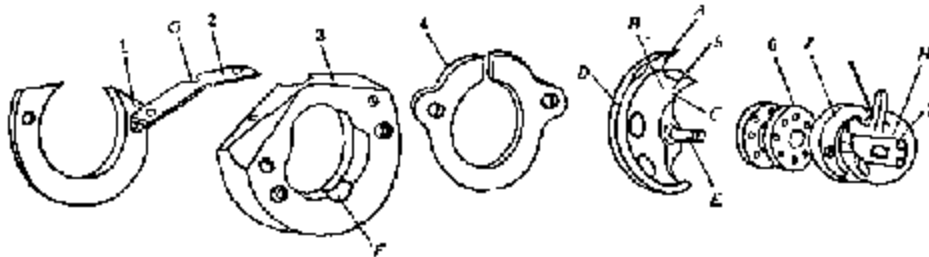


图 3-10 摆梭组件结构

1. 梭床圈 2. 梭盖 3. 梭床 4. 梭芯定位板 5. 摆梭 6. 梭芯 7. 梭芯套

(2) 梭盖——用两只螺钉将其固定在梭床上，梭盖上的切口 G 供机针通过以及面线环从梭装置中抽出之用。

(3) 梭床——用两只螺钉把梭床固定在缝纫机底板上，其内导轨槽 F 与摆梭上的导轨环 D 相配合。

(4) 梭芯套定位板——用两只螺钉将其固定在梭床上，使梭芯套静止不动。

(5) 摆梭——在梭床的导轨槽中往复摆动。它的勾线尖 A 用来勾住面线环以构成线迹。推面 B 使面线环顺利绕过梭芯套。弧面 C 用来收紧线迹中的底线，并从梭芯中抽出底线。

(6) 梭芯——与旋梭梭芯相同。

(7) 梭芯套——中央有空心轴，套在摆梭轴 B 上，定位网使其不能绕摆梭轴转动。梭门 H 将其锁定在摆梭轴上，其圆周外侧装有梭皮簧 J 以调节底线张力。

### 三、送料输送器

在缝纫机上，将缝料按一定量和方向移送的构件称为送料输送器，线迹长度就是由送料输送器的送料量来决定的。送料输送器一般由送料牙与压脚配合一起组成，有些机种的机针或其它构件也参与输送缝料，以满足不同性质的缝料对送料机构的要求。



### (一) 送料牙

送料牙的作用是在缝制过程中与压脚配合,利用送料牙条上的齿拉动缝料,使缝料向前移动一段距离。缝纫机送料性能的优劣对缝制质量影响重大,而送料牙又是决定缝纫机送料性能的关键零件。

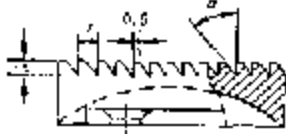


图 3-17 送料牙

送料牙是一个扁平的零件,如图 3-17 所示,其上表面具有相同高度的牙齿,齿高一般为  $h=1\sim 2\text{mm}$ ,齿距一般为  $t=1\sim 2.5\text{mm}$ ,缝制薄或中厚缝料的标准送料牙齿距为  $t=1.6\text{mm}$ 。

送料牙的品种繁多,一般来说,机型不同,其送料牙也互不相同,即使是同一机型,由于其适用范围有别,送料牙也往往存在这样或那样的差异。因此,在设计送料牙时,要根据缝料的性质、缝层厚度来确定送料牙的排数、齿形、长度、位置等。

1. 排数 送料牙有单排齿(见图 3-18(a))和多排齿(见图 3-18(b))两种。单排齿送料牙与缝料接触的工作宽度  $b$  一般只有  $3\text{mm}$  左右,导向性较差,适合于缝制圆弧、曲线以及需要频繁扭转的缝料。多排齿送料牙的工作宽度  $b$  越大,送料时的导向性就越好,由于多排牙齿同时与缝料接触,因此能防止缝料横向移动,送料稳定。一般在单针缝纫机上,多采用双排或三排牙齿的送料牙。双排送料牙便于缝边线缝,因此多用在包缝机上。

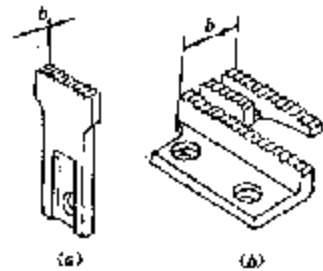


图 3-18 送料牙排数

在缝纫机上,使用的针数越多,缝制宽度越大,送料牙的排数也就越多。

2. 齿形 送料牙齿形一般呈锯齿状,有细齿、粗齿、复齿等多种规格。齿的形状分为单向齿、对称齿和无齿。

(1) 单向齿(图 3-19(a)): 单向齿的特点是齿的前倾角垂直,后倾角向送料方向倾斜,顶角  $\alpha=45^\circ\sim 60^\circ$ 。为防止损坏缝料,牙齿尖端修钝  $0.5\text{mm}$ ,注意:齿尖要修钝成圆弧形,而不能修钝成平面。

(2) 对称齿(图 3-19(b)): 对称齿的特点是前、后倾角对称倾斜,顶角一般为  $\alpha=90^\circ$ 。这种送料牙对缝料的损伤较轻,有利于保持缝料在缝制过程中处于自然状态,适用于缝制易受损、易变形的缝料。尤其是网状对称型送料牙(图 3-19(c)),当其齿尖的间距与织物纱线构成的网眼相吻合时,不仅送料可靠,而且有利于保护缝料,常用于缝制高档毛料、呢料等。



图 3-19 送料牙齿形

(3) 无齿型: 这种送料牙与缝料接触的表面平整无齿,常用摩擦系数较大,且具有一定耐磨度的硬橡胶之类的材料制成,适用于缝制毡、棉等极易损伤的缝料。

3. 齿位 齿位是指送料牙与机针之间的相对位置,根据缝料的不同特性,送料牙齿位有以下几种形式:

(1) 普通型(图 3-20(a)): 普通送料牙装配后,机针前后都有牙齿。送料时,形成前拉后推之势,可以保证机针前、后的缝料同步送进,既不拉长,也不缩皱。

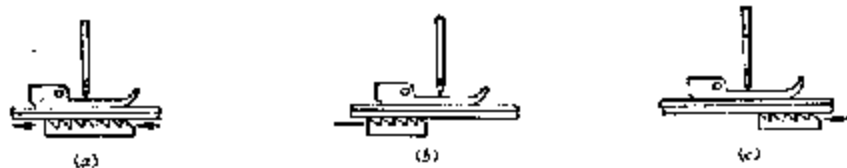


图 8-20 送料牙齿位

(2) 前置型(图 8-20(b)): 这种送料牙位于机针前侧, 靠拉拽移送缝料, 工作时有将缝料拉长的趋势, 因而可以在一定程度上避免缝料在压脚下堆紧, 防止缝料起皱。常见于缝制弹性强、有松紧的缝料, 对于减少丝绸类缝料的起皱也有一定效果。

(3) 后置型(图 8-20(c)): 这种送料牙位于机针后侧, 靠推抵移送缝料。缝制打褶部位时可采用这种送料牙; 另外, 这种送料牙对克服针织类松软缝料因压展而出现的缝后波纹也有一定的效果。

## (二) 压脚

压脚的作用是对缝料施加适当的压力, 与送料牙配合, 使缝纫机能实施正常的送料功能。压脚的形状和材质应根据缝料的种类、性质及缝制条件的不同有所选择。根据用途不同, 压脚可分为两大类型, 即: 普通型和专用型。

1. 普通型 普通型压脚主要以压住缝料为目的, 适用于缝制联接结构及平面结构的线缝, 如合缝、拼接缝、省缝及搭链等。普通型压脚主要有以下几种类型:

(1) 平底活压脚(图 8-21(a)): 这是一种最普遍最常用的压脚, 它的压脚指板与压脚体用铰链连接, 底面光滑平坦, 故称为平底活压脚。此种压脚能轻易地越过较厚的缝料, 这是由于压脚指板不但前后均有起翘, 而且可作前后摆动(摆角  $\alpha=85^{\circ}\sim 95^{\circ}$ )。压脚指板与缝料接触的有效长度一般在 15~20mm。铰链中心后起翘不超过 5mm, 否则压脚指板绕铰链摆动时, 后面将扯住传送的上层缝料, 而造成意外滞布。

平底活压脚的容针槽宽度一般为  $b=2\text{mm}$ , 针边距(针中心线到压脚容针孔边缘距离)为  $e=0.8\sim 1.2\text{mm}$ 。容针孔下有一过线槽(三角槽或眉毛槽), 其主要作用是导线及减少空缝时的断线率。平底活压脚的结构见图 8-22。

(2) 滚轮压脚(图 8-21(b)): 滚轮压脚用外圆上带有细小“滚花”的滚轮取代平底压脚上的底板, 这样, 当送料牙送料时, 滚轮被缝料带着滚动, 减小了压脚对上层缝料的摩擦阻力, 因而便于上下层缝料同时移动, 有效地避免了滞布现象, 这种压脚适用于缝制厚料。

滚轮压脚有单滚轮和双滚轮等形式。单滚轮压脚的压料面积很小, 缝纫时拐弯异常灵活, 适用于缝制手套、鞋面等曲缝较多的产品。双滚轮压脚是在单滚轮压脚的基础上发展起来的, 其特征是左、右两只滚轮对称分布, 两只滚轮的曲线都与针板平面成一定角度, 因而, 滚轮内侧半径大, 外侧半径小。这样, 在送料时, 滚轮内侧线速度大于外侧线速度, 缝料有被聚拢的趋势, 尤为适于缝制富有立体感的起梗缝线, 多见于需要保证送料可靠的厚料型双针缝纫机上。

(3) 纺缝齿轮压脚(图 8-21(c)): 这种压脚将底板与滚轮合二为一, 滚轮上的“滚花”用齿状代替, 这样送料更为强劲有力, 非常适用于罗纹服、棉被等软厚料的纺缝。但是, 这种压脚中的齿轮一般需要另设棘轮机构直接传动方能可靠工作, 这样, 难免使机器结构复杂, 因而限制了这种压脚的应用。

(4) 滚柱压脚(图 8-21(d)): 滚柱压脚的外形与普通平底压脚相似, 只是底板较厚, 内嵌直径较小的滚柱, 可以适当减小压脚对缝料的摩擦阻力。滚柱一般有三、四对, 因而压料时与

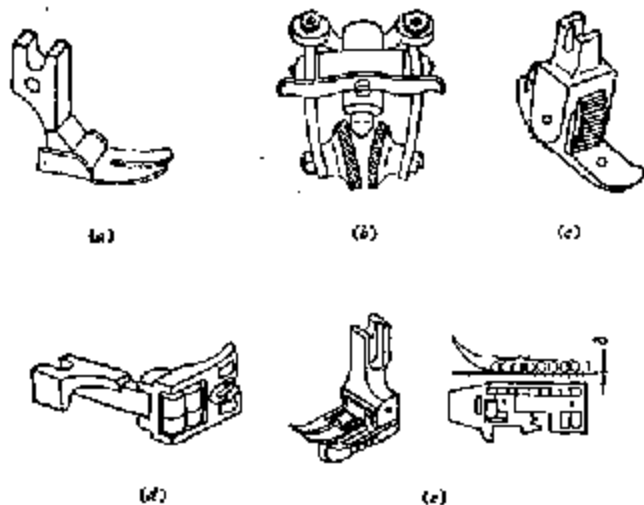


图 3-21 普通型压脚

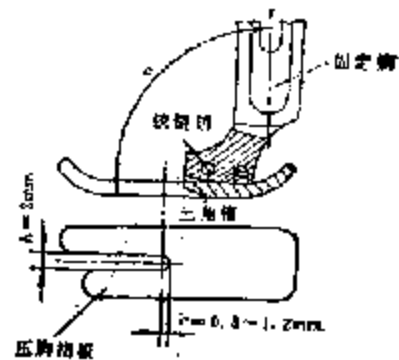


图 3-22 弯边压脚结构

面料的接触面较大,适用于缝制薄料。

(5) 滚针压脚(图 3-21(e)): 滚针压脚是在滚柱压脚基础上发展起来的新式滚动压脚。这种压脚的底板下有一组密布的滚针,对缝料施力均匀,压料效果更接近于平底板压脚,不易引起缝料受压局部变形,因而适用范围较广,使用效果良好。

根据滚针外公切线至压脚底板间距  $\delta$  的大小,滚针压脚可分为三种规格: $\delta = 0.05\text{mm}$ ,适于缝制薄料; $\delta = 0.1\text{mm}$ ,适于缝制中厚料; $\delta = 0.2\text{mm}$ ,适于缝制厚料。

2. 专用型 专用压脚是为了适应各种特殊缝切而在普通平底压脚的基础上加以改进的。使用专用压脚不仅能提高工作效率,更重要的是可以提高缝纫质量。专用压脚品种繁多,常用的主要有以下几种:

- (1) 卷边压脚 如图 3-23(a)所示;
- (2) 收拱压脚 如图 3-23(b)所示;
- (3) 嵌线压脚 如图 3-23(c)所示;
- (4) 限位压脚 如图 3-23(d)所示。

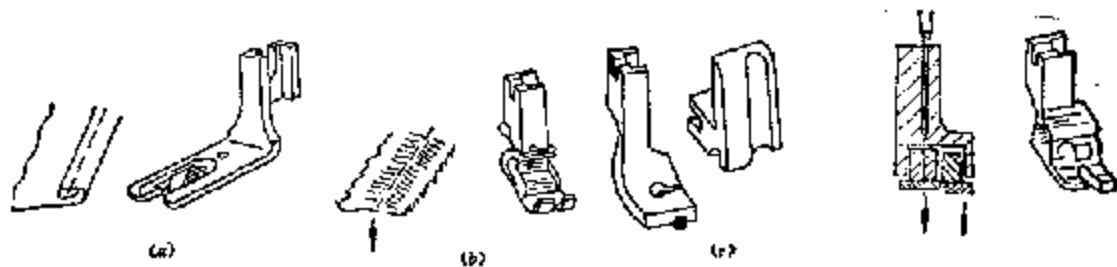


图 3-23 专用型压脚

#### 四、收线器

收线器的主要作用是供给机针或弯针形成线环所需的面线,同时收紧前一个线迹。在缝纫机上,收线器的作用是由一帘或若干组运动机构相互配合来实现的。不同类型的机器,形成不同的线迹,其收线器的形式和收线原理均不同。

工业平缝机形成的是双线锁式线迹，其对面线和底线的收紧和放松是由挑线杆的上下往复运动来控制的。如图 3-24 所示，面线经张力调节器 1 后穿过挑线杆 2 的穿线孔 P，再经导线钩 3 穿入针孔。在缝纫过程中，挑线杆的上下往复运动向机针和梭子提供面线，并收紧面线和底线。驱动挑线杆运动的机构种类很多，有凸轮式、连杆式、带杆式、旋转盘式等等，这将在第七章中详细介绍。

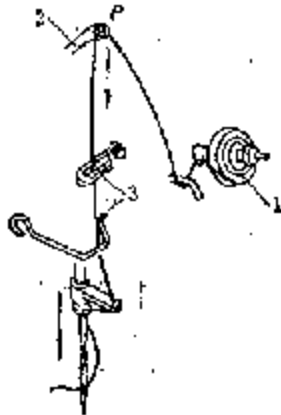


图 3-24 带杆机收线器

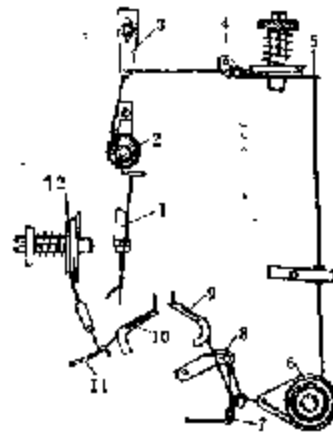


图 3-25 三线包缝机收线器

1. 针杆 2. 小夹线器 3. 穿线板 4. 面线  
5. 大弯针线 6. 大弯针过线板 7. 过线钩  
8. 大弯针挑线杆 9. 大弯针 10. 小弯针  
11. 小弯针挑线钩 12. 小弯针线

三线包缝机形成三线包缝线迹，其收线器如图 3-25 所示。装在针杆卡上的小夹线器 2 与针杆 1 同步运动，当针杆上下运动时，由小夹线器来调节面线 4 的松紧，起供线和收线作用。对大小弯针线的收紧是靠机针运动和大小弯针收线器相对运动的配合来实现的。其中，大弯针线 5 的收放是由随小弯针 10 同步运动的大弯针挑线杆 8 控制的，而小弯针线 12 的收放则是由随大弯针 9 同步运动的小弯针挑线钩 11 控制的。当大弯针 9 向左运动勾取小弯针线环时，挑线杆 8 随小弯针 10 向右运动，放松缝线 5；当大弯针向右返回时，挑线杆随小弯针向左运动收紧缝线 5，并经过线钩 7 从线团上轴出一定线量。小弯针挑线钩 11 对小弯针线量的控制规律与大弯针挑线杆类同。

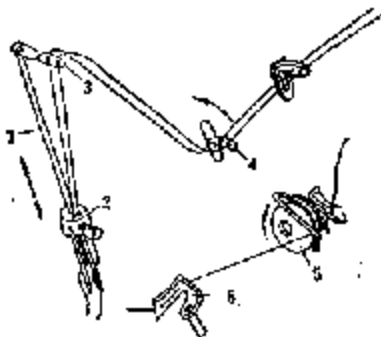


图 3-26 平板式双针缝线机收线器

1. 针杆 2. 小夹线板 3. 穿线板 4. 杠杆式补偿收线器 5. 偏心轮 6. 线钩

平板式双针缝线机形成二针三线锁式线迹，其收线器如图 3-26 所示。装有两根机针的针杆 1 上有小夹线板 2 和穿线板 3，在形成线迹的过程中，两根面线的收线作用是利用针杆上下往复运动和杠杆式补偿收线器 4 的双重作用来达到的。而线钩 6 上的底线是由偏心轮式收线器 5 的转动来进行收放线的。

## 第四节 平 缝 机

### 一、概 述

#### (一) 功能及特点

工业平缝机是形成双线锁式线迹的缝纫机，也称梭缝缝纫机，图 3-27 所示为国产高速工

业平缝机。在服装加工过程中,平缝机承担着拼、合、纳、纳、孔等多种工序任务,与其它特种缝纫机相比,平缝机结构简单,使用灵活,维修方便。因此,在服装生产中,它的数量最多,用途最广。

### (二)类型

工业平缝机的种类很多,其分类方式也有多种。

根据机器的缝纫速度,可分为中速平缝机(缝纫速度在每分钟4000针以下)和高速平缝机(缝纫速度在每分钟4000针以上)。高速平缝机一般都采用自动润滑系统。国产的GC1-1型、GC1-2型等平缝机均属中速工业平缝机,国产的GC15-1型、GC6-1型、GC21型等平缝机均属高速工业平缝机。

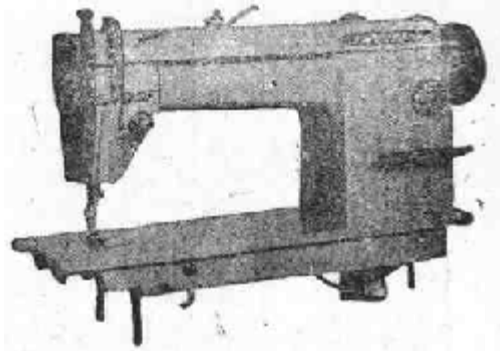


图 3-27 工业平缝机

根据机器所具有的机针数,可分为单针平缝机和双针平缝机。双针平缝机的两根机针同步运动,可使两道锁式缝迹平行配置于缝制物上,提高了产品的外观品质和生产效率,是缝制外衣、运动衣、牛仔服、上拉链等工序的理想机种。如国产的GDM-1型、G1X8-6型缝纫机,日本重机公司的LH系列缝纫机等都是双针平缝机。

根据缝纫机送料方式的不同,工业平缝机还可分为下送式、差动式、针送式、上下差动式等不同机种。差动式送料方式是缝制弹性织物的理想方式,针送式一般用来缝制较厚的,容易滑移的缝料。

根据对机器操作方式的不同,工业平缝机又可分为普通平缝机和自动平缝机。自动平缝机采用计算机控制,装有自动剪线、自动倒缝、自动缝针定位、自动压脚提升等装置,大大减轻了劳动强度,生产效率可提高20~35%左右。

### (三)机头结构及技术特征

工业平缝机的机体形状一般为平板式,整个机头是一台由几百甚至上千种零件组成的高

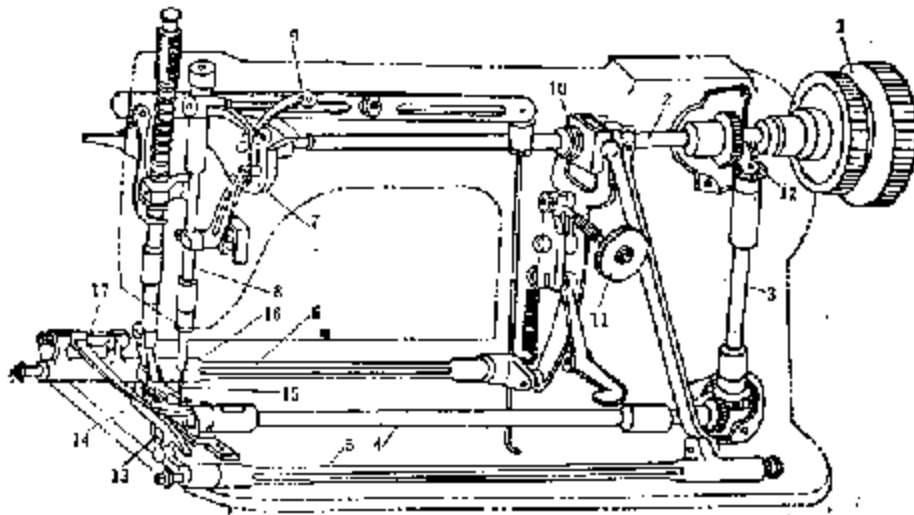


图 3-28 GC1-2型平缝机机头结构示意图

1. 手轮 2. 上轴 3. 穿轴 4. 下轴 5. 拉牙轴 6. 送料轴 7. 针杆轴 8. 针杆 9. 挑线杆 10. 送料拍牙偏心轮 11. 针距调节装置 12. 螺旋偏心轮 13. 放线 14. 送料牙 15. 机针 16. 压脚 17. 牙架

表 8-10 平缝机技术参数

参 数	型号	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工	3CL3-1 (中国) 双角	3CL3-2 (中国) 双角	3CL3-1 (中国) 双角	3CL3-2 (中国) 双角	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工	3CL3-1 (中国) 上工	3CL3-2 (中国) 上工
针, 踏转速 (r/min)		6500	5000	4500	5000	4500	5000	8500	8500	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000
最大转速长度 (mm)		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
最大线距 (mm)		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
压脚提升高度 (手控/脚踏)		6.5/10	5.5/10	6/10	5.5/10	6/10	5.5/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10	6/10
送针间距 (mm)		—	—	3.2~88.1	—	—	—	8.2~12.7	8.2~12.7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
• 机针型号		DB×1 14#	DB×1 14#	DB×5 11#~25#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DP×14 14#~24	DP×14 14#~24	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#
送布方式		全自动	全自动	全自动	全自动	全自动	全自动	全自动	全自动	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
• 电动机功率 (W)		870	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370	370
• 性能、用途说明		适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	(1) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品 (2) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	(1) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品 (2) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	(1) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品 (2) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	(1) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品 (2) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	(1) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品 (2) 适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品	适用于 缝制薄型 及中等厚 度布、化纤 布、呢、毛 织品

速运行的精密机器。它要在一秒钟内完成近 100 个线迹,而每个线迹的形成又包含了多个复杂的动作。无论哪一种类型的缝纫机,其主要功能都是形成线迹,所以,形成线迹的机构是机器的主要部分。工业平缝机形成的是双链锁式线迹,它是由机针、梭子(摆梭或旋梭)、挑线杆和送料牙等四个主要成缝构件按一定顺序进行工作来实现的。这四个成缝构件分别属于平缝机的刺料机构、勾线机构、挑线机构和送料机构,它们都装在缝纫机机头内,图 8-28 所示为 GC1-2 型中速工业平缝机机头结构示意图。

工业平缝机的主要技术参数包括:缝纫速度(即:机器转速  $r/min$ )、最大针距( $mm$ )、针杆行程( $mm$ )、压脚提升高度( $mm$ )、最大缝厚( $mm$ )、电机功率( $W$ )等。表 3-10 列出了部分国产和进口平缝机的主要技术特征。

## 二、主要机构及基本工作原理

工业平缝机的主要机构包括:刺料机构、勾线机构、挑线机构和送料机构,它们是形成双链锁式线迹所必需具备的四大成缝机构,分别驱动机针、梭子、挑线杆和送料牙协调运动,互相配合。现以 GC1-2 型中速工业平缝机为例,简要介绍平缝机四个主要机构的工作原理(参见图 8-28)。

刺料机构为平面曲柄滑块机构,它由针杆曲柄 7 通过针杆连杆带动针杆 8 作上下往复直线运动,从而使固装在针杆 8 上的机针 15 也随之作上下往复直线运动,完成刺料动作。

勾线机构是由固装在上轴 2 上的伞齿轮 72 传动整轴 3,再通过整轴下端的另一对伞齿轮带动下轴 4 转动,从而使固装在下轴前端的梭子 13 转动,完成勾线动作。

挑线机构为平面曲柄摇杆机构,它是由装在线杆曲柄 7 上的挑线曲柄带动挑线杆 9 作平面运动,随着挑线杆 9 的上下运动,完成供线和收线动作。

送料机构由送料系统(送料机构、抬牙机构、倒顺缝装置等)、针距调节系统和压料系统等组成。装在上轴 2 上的送料抬牙偏心轮 10 分别传动送料轴 6 和抬牙轴 5,并通过送料曲柄和抬牙曲柄共同作用在牙架 12 上,从而使送料牙 14 完成送料和抬牙动作。送料牙 14 输送缝料的作用必须与压脚 16 共同配合才能实现。转动针距调节旋钮 11,就可以改变送料针距的大小。

除了上述四种主要机构之外,工业平缝机还必须具备驱动系统、机架、电机、台板和绕线装置等才能正常工作。为了高速运转的需要,还应有自动润滑系统以润滑、冷却高速运行的机件。对于高速自动平缝机而言,还需装备自动功能执行系统以及自动控制系统。

## 第五节 包缝机

### 一、概 述

#### (一)功能及特点

包缝机是服装工业各类工厂中的专用缝纫设备,用于切齐、缝合缝料边缘,防止缝料边缘脱散。包缝机不象平缝机那样能完成多种工序任务,但它在结构形式和工作性能方面,却有着许多平缝机不可比拟的优点。包缝机的零部件短小,结构紧凑,因此,整机运转时惯性较小,工作性能比较稳定,特别适应高速运转(主轴转速最高可达  $10000 r/min$ )。另外,由于包缝线迹的形成方法及其成缝器的形式与锁式线迹不同,因此,在生产中不必象平缝机那样频繁地更换核心,而且能将对面料的缝合和包边两道工序并为一道,提高了生产效率。

## (二)类型

包缝机的种类很多,一般可按两种方式进行分类。

1. 按线迹形式分类 包缝机的线迹类型有单线、双线、三线、四线和五线等多种形式,与此相应的包缝机种类有:

### (1) 单线包缝机

一根机针,两个叉针,用一根缝线,形成501号单线包缝线迹,主要用于缝合毛皮和布匹接头。

### (2) 双线包缝机

一根机针,一个弯针和一个叉针,用两根缝线,形成508号双线包缝线迹,主要用于缝合布匹接头,针织弹力罗纹衫的底边也常用这种线迹缝合。

### (3) 三线包缝机

一根机针,两个弯针,用三根缝线,形成504、505、509号三线包缝线迹,这种线迹美观、牢固耐用,拉伸性较好。因此,三线包缝机是服装行业中最常用的包缝机。

### (4) 四线包缝机

两根机针,两个弯针,用四根缝线,形成507、512、514号四线包缝线迹。这种线迹与三线包缝线迹的不同之处在于其中一根机针线起到了防止其它缝线被拉断脱散的作用,使整个线迹的牢度提高了,因此也叫“安全缝线迹”。一般多用于外衣合缝或内衣受摩擦较烈的肩缝和袖缝等。

### (5) 五线包缝机

两根机针,三根弯针,用五根缝线,形成516、517号复合线迹。这种包缝机对衣片可连包带缝,一次完成两道工序的工作,而且缝出的线迹美观、牢固。因此,五线包缝机的应用日益增多。

2. 按缝纫速度分类 根据包缝机主轴的不同转速,可将其分为:

### (1) 低速包缝机

指缝速低于3000r/min的包缝机,这类包缝机主要用于服务性行业,如国产的FN1-1型包缝机,由于其缝速太低,因此在国际市场上早已绝迹。

### (2) 中速包缝机

指缝速为3000~4500r/min的包缝机,如国产的GN1-1、GN1-2、GN3-1型包缝机都属于中速包缝机。这类包缝机由于结构上的一些问题,运转时产生的惯性较大,润滑条件又差,因此不能高速运转。

### (3) 高速包缝机

指缝速为5000~7000r/min的包缝机,如国产的GN2-1M型三线包缝机,GN5-1型五线包缝机,GN6系列包缝机等都属于高速包缝机。这类包缝机在机械结构上有所改进,有些零件的材料选用轻型合金,使整机工作性能稳定,惯性减小;同时采用全封闭式自动润滑系统,因此可以高速运转。

### (4) 超高速包缝机

指缝速超过7500r/min的包缝机,这种包缝机主要机构的结构型式与高速包缝机并无明显的差别,只是采用风扇、空冷的多级压力油泵,作为机器的润滑源,机针和缝线均采用冷却装置,主轴轴承采用静压式,主要运转零件均采用轻质合金材料,因而缝速可达7500r/min以上。如国产的GN11001型五线包缝机,GN32-3型三线包缝机,GN32-4型四线包缝机,德国



Pfaff 的 9656-130 型三线包缝机, 9652 系列包缝机, 意大利 Rimoldi 的 527-00-KD-01 型三线包缝机, 日本 Juki 的 MO-2500N 系列包缝机, 日本 Singer 的 88CU 型三线包缝机等都属于超高速包缝机。

### (三) 机头结构及技术特征

包缝机的机头结构与平缝机截然不同, 其机体外形为箱体式, 如图 3-29 所示。包缝机的主轴一般装在机体的下部, 故也称为下轴。主轴上一般均带有曲拐。包缝机同样具有形成线迹所必需的四个成缝机构, 即: 刺料机构、勾线机构、挑线机构和送料机构。除此之外, 还有为切齐布边用的切边刀机构, 图 3-30 所示为 GN1-1 型中速二线包缝机传动示意图。

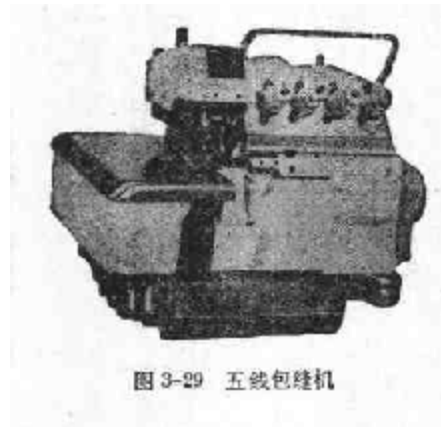


图 3-29 五线包缝机

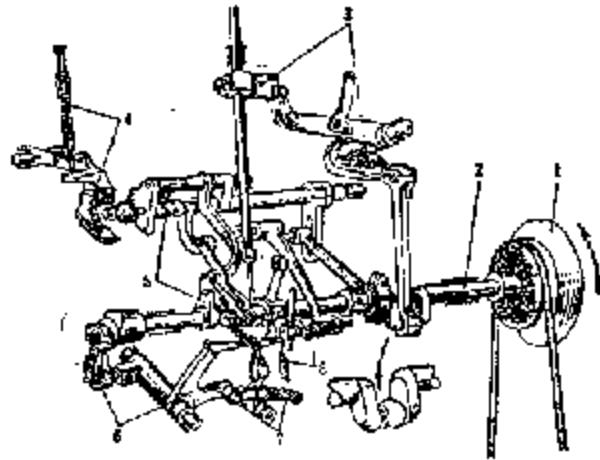


图 3-30 三线包缝机传动示意图

1. 皮轮 2. 主轴 3. 送料机构 4. 压脚机构 5. 送料机构 6. 勾线机构 7. 挑线装置 8. 切边刀机构

包缝机的主要技术参数包括: 缝速速度( $r/min$ )、最大缝厚( $mm$ )、最大针距( $mm$ )、线迹类型(ISO 标准)、缝线根数等等。表 3-11 列出了部分国产和进口三线包缝机的主要技术特征, 表 3-12 列出了部分国产和进口四线、五线包缝机的主要技术特征。

## 二、主要机构及其工作原理

包缝机的主要机构包括: 刺料机构、勾线机构、挑线机构、送料机构以及切边刀机构。其中, 前四种机构的作用与平缝机相同, 它们是形成包缝线迹所必需具备的四大成缝机构, 分别驱动机针、成缝器、送料输送器和收线器协调运动, 互相配合。切边刀机构的作用是驱动刀片切去缝料的毛边, 保证线缝宽度相等, 线迹美观。

下面以国产 CN3-1 型中速五线包缝机为例, 介绍包缝机主要机构的工作原理。

### (一) 刺料机构

图 3-31 所示为刺料机构示意图, 当主轴 10 旋转时, 轴上的球面曲柄 1 带动连杆 2 上下运动, 连杆 2 通过球头销轴 3 使摆杆 4 和上轴 5 摆动, 所以固装在上轴 5 上的针杆曲柄 6 也随摆杆 4 作同步摆动, 从而, 通过链节形连杆 7 和针杆卡头 8 使针杆 9 在针杆套筒中上下往复运动。为了确保弯针能顺利地准确地穿套面线环, 包缝机中的针杆位置是倾斜的, 一般, 针杆中心线与针板上平面(水平面)的夹角为  $67^\circ$ 。

图 3-31(b) 所示为刺料机构运动简图, 该机构是由一组空间曲柄摆杆机构  $OABD$  和一组平面摆杆滑块机构  $DGEF$  串联而成的。

表 8-11 三速缝缝机技术参数

型 号	GNL-1 (中国) 双工	GN6-302 (中国) 双工	FN6-8 (中国) E工	GN7C-3 (中国) 标准	GN7D-3 (中国) 双角	2652-124 (德国) PCATP	687-00-TSD (意大利) Elnoldi	MO ENKE -004 (日本) JTKI	B50-137/MD4 (日本) P2BdA11.9
机器转速(r/min)	3000	5500	5000	7000	7500	8000	9500	5500	3000
最大针距(mm)	2.2	4	4	3.5	3.8	3.5	3	2~4	3.0
压脚升距(mm)	4	6	4	5	5	5	4.5	7	5
缝边宽度(mm)	2.5~3.8	5~6	3~4	4	4	3~5	2~3.5	2.4	3~6
机壳型号	81×7#~1#	81×9#~2#	81×9#~16#	—	TDX27(11#)	JY164AS	RJVP7	DC×3F	TGX37
送料差动比	1:0.8~1:1	1:0.8~1:1.5	1:0.75~2:1.55	1:0.7~1:1.2	1:0.7~1:1.8	—	1:0.8~1:1.7	1:0.7~1:1.3	1:0.7~1:1.2
电机功率(W)	550	370	370	370	400	—	—	—	—
线迹类型(JBO)	504	504	504 505	504	504	504	504	504	504
性能用途	中速三线 包缝机	用于针织 内衣的包边、 下摆卷边	适用于针织服 裁、童装、羊毛衫等 行业的包边、包缝用, 并可进行卷边包 缝	适用于缝、中 厚料的呢、毛、化 纤、针织服装的 包边、包边	适用于缝制 薄、中厚料的呢、 毛、麻、化纤等各 种织物	适用于缝缝器 织及弹性材料及 布边的包缝	适用于缝制拉 链或纤维编织薄 料,如衬裤、裤布 内衣等	① 用于中厚 缝料的包边。 ② 采用新式 跳线针,可缝兼 调整	适用于缝 夹衬衫装领 衬等,并 附有上领线 管

表 3 12 四线、五线包缝机技术参数

参 数	GN 5 5 (中国) 女工	GN 11004 (中国) 双角	GN 82-4 (中国) 双角	GN 0 4 (中国) 上工	GN 110-4 (中国) 女工	9032-180/17-2A8 (德国) PPAFF	682-00-20D (意大利) Browald	MO-2514-FDM -300F (日本) JUKI	EE2-542/218-213 (日本) YEDAUCB
机器转速(r/min)	4 000	7 500	7 000	5 500	9 000	7 000	7 500	8 000	7 000
最大针距(cm)	2.0	3.8	3.3	4	3.2	5	3	2.5	2.2
压脚升程(mm)	4	5	6	4	5	6	4	6.5	5
送拉宽度(mm)	6~8	4	3.6	5.5~6.5	3~6	2.6	3.7~5.6	5.2	3~6
机针型号	81 X 98~138	21 X 87(1#)	DO X 87(1#)	31 X 95~160	31 X 1# 14#	—	—	DO X 87(14#)	—
送拉差动比	1:0.8~1:1.5	1:0.7~1:2	1:0.7~1:2	1:0.75~1:1.65	1:0.5~1:9	1:0.7~1:2	1:0.5~1:11.5	1:0.9~1:9	1:0.8~1:2.8
电机功率(W)	970	900	420	370	370	—	—	—	—
线数(根)	5	5	4	4	4	5	5	—	5
线迹类型(ISO)	401/505	401/505	514	514	514	401/504	401/509	504	401/504
性能用途	缝制内衣、 服装等行头、平 包双袋	适用于缝制薄到 中厚棉布、毛、麻、 化纤等各种织物	超高速四 线包缝机 作肩前	适用于针织、 内衣、服装等行 头双袋、包双用	同前	适用于车缝薄 到中厚织物的外 衣、内衣	适用于薄 料衫的包 缝	适用于毛料工 作服等包缝制的 袖口、中位 接缝、中位	适用于薄到中等 料西服袖、裤裙、领 口等的包缝

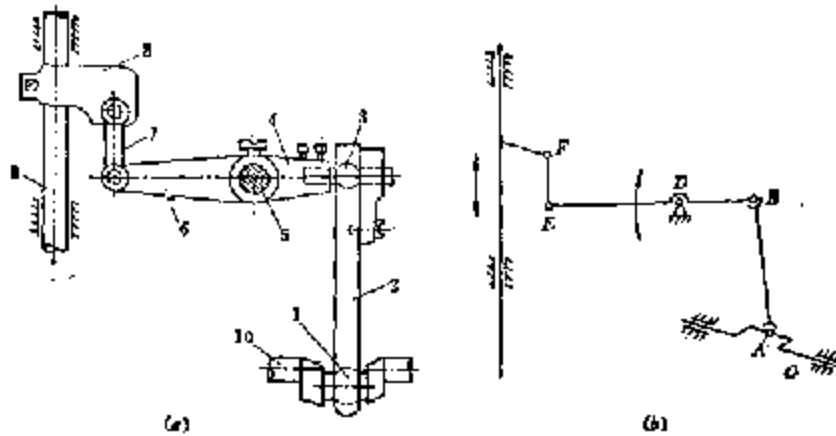


图 3-31 刺料机构示意图

1. 球面曲柄 2. 刺打连杆 3. 球头销 4. 摆杆 5. 摆轴 6. 针杆曲柄  
7. 键形形正杆 8. 针杆尖头 9. 针杆 10. 主轴

根据机构动平衡理论, 当缝速提高时, 因机针杆引起的惯性负荷无法完全平衡, 加之针杆质量的削减又受到其结构限制, 因此, 这种类型的机构在高速包缝机中已逐渐被另一种形式的机构所取代, 如图 3-32 所示。这种刺料机构是以夹针器沿固定导路的运动来取代针杆的往复运动, 夹针器采用轻质合金制作, 这样可以大大减少因针杆上下运动所产生的惯性, 有利于机器的高速运转。

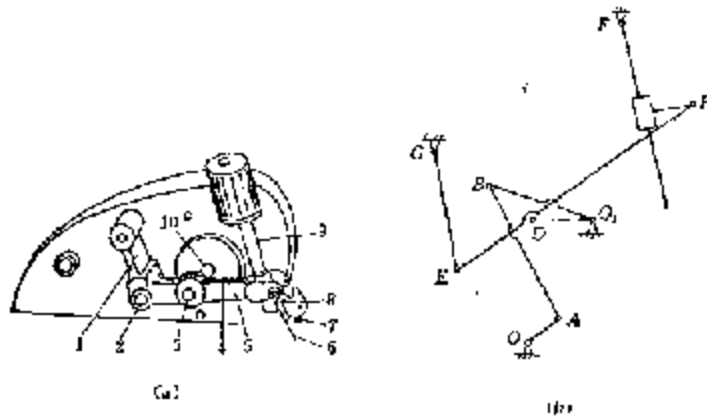


图 3-32 夹针器夹取物件的刺料机构

1. 摆杆曲柄 2. 打打轴 3. 偏心轴 4. 圆盘 5. 连杆 6. 夹针  
7. 小夹线器 8. 夹针器 9. 针杆 10. 针杆提钩

其传动原理如下: 当主轴转动时, 通过一套曲柄摇杆机构(图 a 中未表示出来)使针杆摆轴 10 摆动, 因此, 与摆轴一体的圆盘 4 也随之作同步摆动, 圆盘上的偏心轴 3 带着打杆 5 作平面运动, 使连杆右端的夹针器 8 带着机针 9 和小夹线器 7 一起, 以针杆 9 为固定导杆作上下滑动。

图 3-32(b)所示为该机构运动简图。其中, 传动子机构  $O_1ABO_1$  为曲柄摇杆机构, 导向子机构  $O_1DEGH$  为变态导杆机构, 整个机构是由平面八杆组合机构演化而成的, 其机构自由度为  $F=3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$ 。但在实际机器中, 导杆 8 与机架固定, 因此, 要减去一个活动杆件和一个转动副, 这样, 实际机构的自由度为  $F=3 \times 6 - 2 \times 9 = 0$ , 这是一个自由度为 0 的过约束机

构。为使夹针器 8 能够沿针杆导路顺利滑动,就必须使导向子机构中的杆 5 和杆 7 的铰接点  $H$  精确复演平行于导杆的直线运动。但是,由机构综合理论可知,曲柄摇杆机构连杆上的点仅能近似复演直线轨迹。因此,在实际机构设计中,欲使整个机构运动自如的关键在于巧妙地利用运动副间隙。

## (二) 勾线机构

中速五线包缝机的勾线机构分为两部分,一部分是实现三线包缝线迹的勾线机构——弯针机构;另一部分是实现双线链式线迹的勾线机构——前弯针(链线弯针)机构。

### 1. 弯针机构

由三线包缝线迹的形成原理可知,这种线迹的形成是由机针和两个弯针相互作用穿套而成的,其中两个弯针均作左右摆动。图 3-33 所示为弯针机构示意图,当主轴 9 转动时,轴上的弯针球曲柄 7 带动弯针连杆 2 上下运动,并通过球形销 3 使上弯针摆架 4 带着上弯针 8 左右摆动。上弯针摆架的摆动通过链节形连杆 5 又使下弯针摆架 6 带着下弯针 7 也作左右摆动,两个弯针相对摆动,就完成了勾线穿套动作。

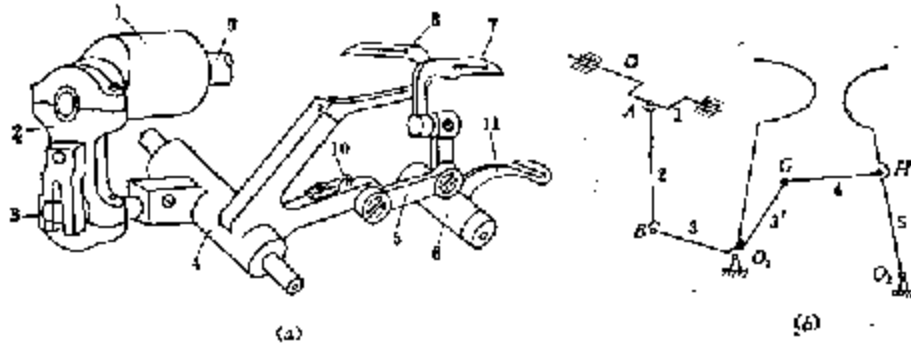


图 3-33 弯针机构示意图

1. 弯针球曲柄 2. 弯针连杆 3. 球形销 4. 上弯针摆架 5. 链节形连杆 6. 下弯针摆架  
7. 下弯针 8. 上弯针 9. 主轴 10. 下弯针收线器 11. 上弯针收线器

从图 3-33(b)可以看出,弯针机构是由一组空间曲柄摇杆机构  $O_1AHO_1$  和一组平面双摇杆机构  $O_1GHO_2$  串联而成的。虽然上、下两个弯针的摆动都是由同一个弯针球曲柄传动的,但两者的摆幅是不同的。一般,上弯针摆幅为  $36^\circ$  左右,下弯针摆幅为  $32^\circ \sim 34^\circ$ 。根据形成线迹的需要,摆幅在一定范围内可自由调节,调节的方法是用改变杆 3 长度的方法,来改变上弯针摆架的摆幅大小,调节后,上、下弯针的摆幅增加或减少量略有不同。

高速包缝机弯针机构的形式与中速包缝机不同,图 3-34 所示为高速包缝机弯针机构示意图,它的上、下弯针的运动是由主轴上的两个球曲柄分别传动的。当主轴 1 转动时,轴上的上弯针球曲柄 2 和下弯针球曲柄 11 分别通过上、下弯针连杆 4 和 13 驱动上、下弯针 10 和 16 摆动。其中,下弯针机构是一个简单的空间曲柄摇杆机构,下弯针连杆 13 带动下弯针摆杆 14 和下弯针摆轴 15 摆动,从而使固装在摆轴左端的下弯针曲柄 15 带着下弯针 16 一起绕定轴摆动,下弯针尖端的运动轨迹是一条圆弧曲线。弯针机构是由空间曲柄摇杆机构和平面摆动导杆机构串联而成的,其机构运动简图见图 3-34(b)。上弯针连杆 4 的上下运动通过上弯针摆杆 5 和上弯针摆轴 3 使上弯针曲柄 6 上下摆动。上弯针 10 与滑杆 9 固接,滑杆的下端与曲柄 6 铰接,上端穿套在滑套 7 中,可上下滑动,滑套 7 侧面的销轴又插在套筒 8 中,并可在套筒中转动。因此,随着曲柄 6 的上下摆动,使滑杆 9 在滑套 7 中作上下滑动,同时又随滑套在套筒 8

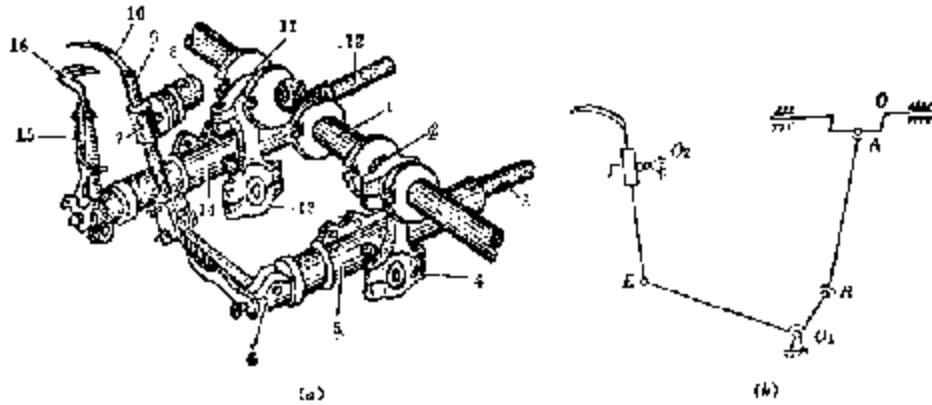


图 3-34 高速包缝机弯针机构示意图

1. 主轴 2. 上弯针球曲柄 3. 上弯针摆轴 4. 上弯针连杆 5. 上弯针摆杆 6. 上弯针曲柄  
7. 衬套 8. 凸轮 9. 连杆 10. 上弯针 11. 下弯针球曲柄 12. 下弯针摆鞋 13. 下弯针  
连杆 14. 下弯针摆杆 15. 下弯针曲柄 16. 下弯针

中转动，从而使上弯针作复合平面运动，其尖端的运动轨迹不是一条圆弧线，而是一条连杆曲线。

### 2. 前弯针机构

图 3-35 所示为前弯针机构示意图，该机构的作用是驱动弯针与机针相互配合，形成双线链式线迹。由双线链式线迹的形成原理可知，前弯针为了完成勾线任务，除需要左右摆动（勾取面线环）外，还要作前后进出运动（让针）。

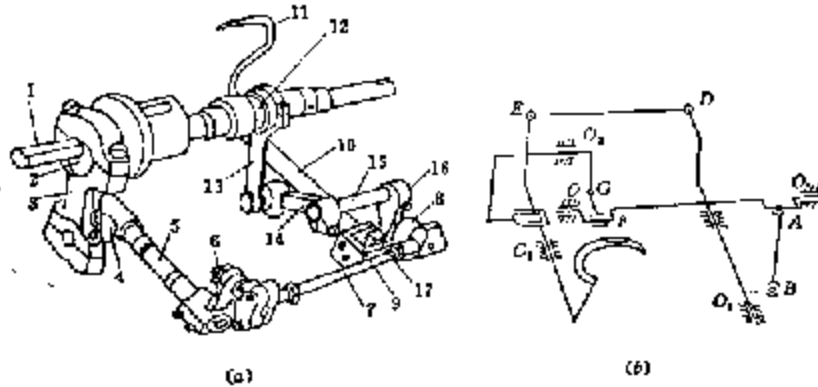


图 3-35 前弯针机构示意图

1. 主轴 2. 偏心轮 3. 大连杆 4. 球销 5. 摆轴 6. 摆臂 7. 拉杆 8. 摆杆  
9. 方形叉口 10. 摆轴 11. 前弯针 12. 滑动偏心轮 13. 连杆 14. 大摆杆  
15. 短轴 16. 右摆杆 17. 滑块

**前弯针的左右摆动：**当主轴 1 转动时，轴上的偏心轮 2 带动大连杆 3 上下运动，并通过球销 4 和摆轴 5 使摆臂 6 摆动。摆臂 6 的摆动拉动拉杆 7，使摆杆 8 随之同步摆动。因为摆杆 8 与方形叉口 9 均与摆轴 10 固接，而前弯针 11 也固接在摆轴 10 上，这样，前弯针 11 就随摆杆 8 左右摆动。

**前弯针的前后进出运动：**主轴上的滑动偏心轮 13 随主轴转动，通过连杆 13 推拉短轴 15 上的左摆杆 14，从而使短轴 15 带动右摆杆 16 前后摆动。安装在右摆杆 16 下端的滑块 17 嵌在方形叉口 9 内，所以，当右摆杆前后摆动时，滑块 17 借助方形叉口 9 使摆轴 10 带着前弯针

作前后进出运动。

从图 3-86(b)中可以看出,前弯针机构也是一个空间多杆机构,其中,空间曲柄摇杆机构  $OABO_1$  和平面双摇杆机构  $O_1DEO_2$  串联而成的六杆机构实现前弯针的左右摆动;平面曲柄摇杆机构  $OPGO_3$  实现前弯针的前后进出运动。三线包缝机的勾线机构只有弯针机构,而没有前弯针机构,因此只能形成三线包缝线迹。

### (三)挑线机构

在五线包缝机中,两根机针和二个弯针分别带着五根缝线穿套交织,形成五线包缝线迹。在缝纫过程中,要使得每根缝线都具有合适的张力,象平缝机那样,靠单一的挑线机构是难以控制的。因此,在包缝机中,机针和弯针的挑线装置是相互独立的。

#### 1. 机针挑线装置

如图 3-36 所示,多数包缝机都在机针夹头 5 上装一个小夹线器 6,小夹线器与机针 7 同步运动,当机针带着机针 8 作上下往复运动时,由小夹线器来调节针线 2 的松紧,起供线和收线作用。

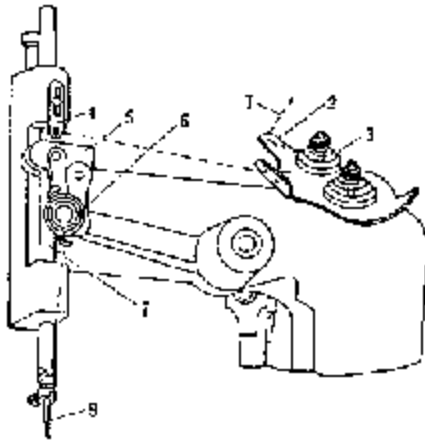


图 3-36 机针挑线装置

1. 机针线 2. 过线板 3. 夹线器 4. 小过线板  
5. 机针夹头 6. 小夹线器 7. 机针 8. 机针

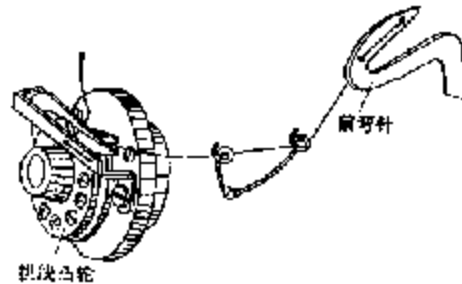


图 3-37 前弯针挑线装置

#### 2. 前弯针挑线装置

前弯针挑线装置是一个安装在主轴左端上的挑线凸轮,如图 3-37 所示,常见的挑线凸轮有单片和双片两种,其工作原理是一样的。挑线凸轮随主轴一起转动,适当控制前弯针线的张力,并从线网上拉出前弯针所需的线量。挑线凸轮与前弯针的配合时机针对线迹影响较大。一般情况下,当机针下降穿套前弯针形成的三角形线环时,挑线凸轮应与前弯针线脱离接触,使前弯针线处于松弛状态;当机针由最低点向上回升形成面线环,前弯针勾取面线环时,前弯针线也应放松;当机针上升到最高位置时,挑线凸轮应使前弯针线张紧。

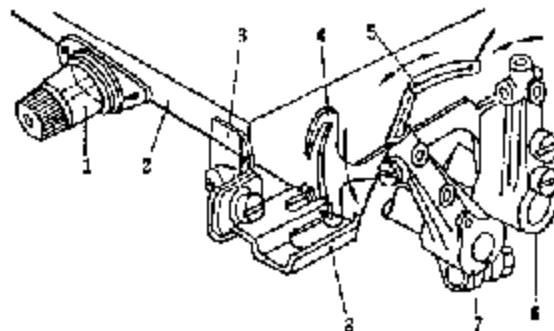


图 3-38 GN6-5 型包缝机前弯针挑线机构

1. 挑线夹线器 2. 前弯针线 3. 经线穿线板  
4. 挑线夹线杆 5. 前弯针 6. 下弯针摆杆  
7. 前弯针摆杆 8. 挑线调节板

在国产 GN6-5 型高速五线包缝机上,采用一种新式的前弯针挑线机构代替复杂的旋转式挑线凸轮,见图 3-38。这种挑线机构结

构简单,性能稳定,调整方便,是目前世界上包缝机挑线机构的一种创新。它的挑线原理是利用装在下弯针摆架6上的链线挑线杆4的上下运动,实现对前弯针线2的收紧和放松。当需要调整供线量和供线时间时,只要移动链线穿线板3或链线调节板8。将穿线板3向上移动,则供线时间提前;向下移动,则供线时间延后;将调节板8向左移动,则供线量大;向右移动,则供线量小。一般每次供线量控制在7~8mm为宜。

#### 8. 上、下弯针挑线装置

图3-39所示为上、下弯针挑线装置,下弯针架3上装着上弯针挑线钩2(图3-39(a)),上弯针架5上装着下弯针挑线钩6(图3-39(b))。当上弯针1和下弯针7相互摆动时,两个挑线钩也随之摆动。上弯针1向左运动勾取小弯针线环时,其挑线钩2随下弯针架3向右摆动,放松缝线;当上弯针向右返回时,其挑线钩又随下弯针架3向左运动,拉紧缝线,收紧线迹,并经过线架4从线团上挑出一定的线量。下弯针挑线钩6对缝线线量的控制规律与上弯针挑线钩类似。

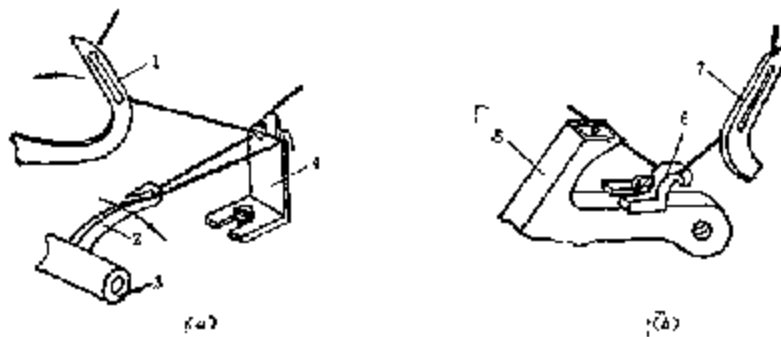


图3-39 上、下弯针挑线装置

1. 上弯针 2. 上弯针挑线钩 3. 下弯针架 4. 线过架 5. 上弯针架  
6. 下弯针挑线钩 7. 下弯针

#### (四) 送料机构

包缝机送料机构的作用原理与平缝机的送料机构基本相同,也是由送料、拍牙和针距调节三部分组成,因此,送料牙的运动轨迹也是由送料运动和拍牙运动合成的斜椭圆形。

图3-40所示为GN3-1型中速包缝机送料机构示意图,这是一种最简单的送料机构,送料偏心轮1随主轴10转动,通过送料连杆2和针距调节杆3,使牙架曲柄5随送料轴4前后摆动,

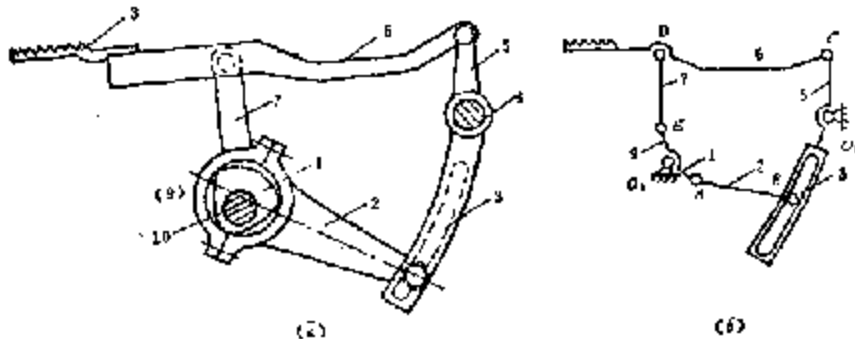


图3-40 GN3-1型包缝机送料机构

1. 送料偏心轮 2. 送料连杆 3. 针距调节杆 4. 送料轴 5. 牙架曲柄 6. 牙  
7. 拍牙连杆 8. 送料牙 9. 拍牙使心轮 10. 主轴



从而使牙架 6 带着送料牙 8 作前后送料运动。抬牙偏心轮 9 也装在主轴上(在送料偏心轮后面), 随主轴一起转动, 通过抬牙连杆 7, 使牙架带着送料牙作上下运动。图 3-40(b) 为该机构运动简图, 改变铰链点  $B$  在杆 3 中的位置, 就可改变送料针距。

多数包缝机上采用的是差动送料机构, 它是在送料、抬牙和针距调节机构的基础上增加了差动送料装置, 图 3-41 所示为国产 GN1-1 型包缝机的送料机构示意图。

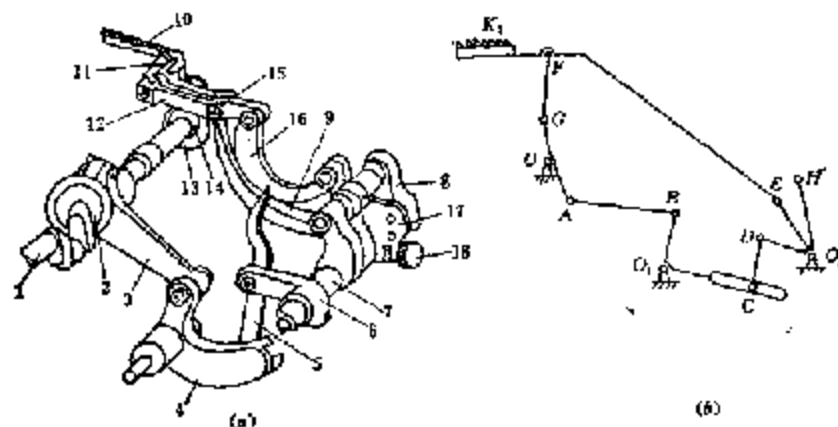


图 3-41 GN1-1 型包缝机送料机构

1. 主轴 2. 送料凸轮 3. 送料连杆 4. 针距调节座 5. 拉杆 6. 抬牙架轧头 7. 送料轴  
8. 送料牙 9. 大牙架 10. 主送料牙 11. 差动送料牙 12. 小牙架 13. 抬牙连杆 14. 抬  
牙凸轮 15. 轴位螺钉 16. 弯头 17. 送料架 18. 差动送料调节螺母

这种送料机构的运动可分为三部分:

### 1. 送料运动

当主轴 1 转动时, 轴上的送料凸轮 2 通过送料连杆 3, 带动针距调节座 4 上下摆动, 针距调节座 4 又通过拉杆 5 和抬牙架轧头 6 使送料轴 7 摆动, 这样, 与送料轴 7 固联的两个摆臂 8 就前后推拉大牙架 9, 致使装在大牙架上的主送料牙 10, 以及与大牙架铰接的差动送料牙 11 作前后送料运动。

### 2. 抬牙运动

抬牙运动的原动件是抬牙凸轮 14, 当主轴转动时, 抬牙凸轮 14 就牵动抬牙连杆 13, 使与抬牙连杆铰接的大牙架 9 作上下运动, 从而使主送料牙 10 和差动送料牙 11 也随之上下运动。

图 3-41(b) 所示为送料机构运动简图, 其中, 平面曲柄摇杆机构  $O_1ABO_2$  和平面双摇杆机构  $O_1CDO_2$  串联而成的平面六杆机构实现送料牙的前后运动; 平面双自由度五杆机构  $OGFEO_3$  为送料执行机构, 实现送料牙上下、前后的复合运动。当需要调节送料针距时, 只需改变  $O$  点在摇杆  $O_1O_2$  上的位置,  $O$  点愈靠近  $O_1$  点, 送料针距愈小; 反之, 针距愈大。当  $O$  点位置调整好, 工作时,  $O$  点为  $O_1O_2$  杆和  $DC$  杆的固定铰链点。

### 3. 差动送料运动

差动送料装置的主要任务是协助主送料牙推送缝料。当缝制弹性和滑性缝料时, 还可利用它来调整缝料的伸缩和错位。差动送料的原理主要是使主送料牙 10 和差动送料牙 11 在送料行程和升降时间上有差别。一般情况下, 差动牙的送料动作总是先于主送料牙, 即主送料牙在上升过程中, 差动牙已咬住缝料, 开始有轻微的送料动作, 而当主送料牙正在推送缝料时, 差动牙已完成送料任务开始下降。只要将差动牙调高或调低, 就可改变其送料行程和升降时间, 从而起到调整缝料伸缩和错位的作用。

差动送料运动的实现可见图 8-41(a)。由前述已知,主送料牙 10 的升降是由拾牙凸轮 14 通过拾牙连杆 13,使大牙架 9 作上下运动而实现的。而差动牙 11 的升降除了受大牙架 9 的控制外,还要受开针架 17 的制约。由图可见,支承差动牙的小牙架 12 是用轴位螺钉 15 与大牙架铰接在一起的,小牙架的最右端又与弯头 16 铰接,弯头 16 的另一端与开针架 17 铰接。当摇臂 8 拉动大牙架向后退时,开针架也向后摆动,从而使小牙架右端绕轴位螺钉 15 向下摆动,而左端则向上翘起,致使差动牙提前上升,接触缝料;当摇臂 8 推动大牙架向前送料时,开针架也向前摆动,从而使小牙架右端绕轴位螺钉 15 向上摆动,而左端则向下摆动,致使差动牙提前下降。调节螺母 18 可以调节差动牙的高低位置。图 8-42 所示为差动送料机构运动简图,这是一个双自由度的平面高级连杆机构。

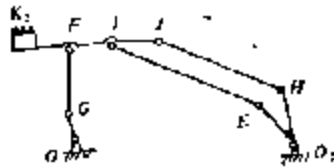


图 8-42 差动送料机构运动简图

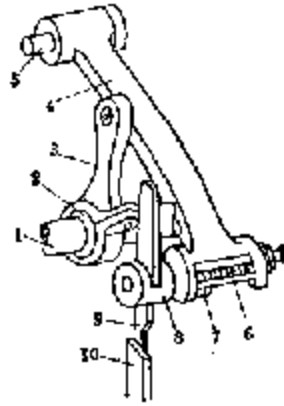


图 8-43 切边刀机构

1. 主轴 2. 上刀偏心轮 3. 连杆 4. 上刀架 5. 短轴  
6. 弹簧 7. 紧圈 8. 上刀夹头 9. 上刀片 10. 下刀片

### (五) 切边刀机构

GN8 1 型包缝机的切边刀机构如图 8-43 所示,该机构为平面曲柄摇杆机构。当主轴 1 转动时,上刀偏心轮 2 通过连杆 3,带动上刀架 4 绕短轴 5 上下摆动,从而使上刀片 9 相对下刀片 10(固定在机壳上)作上下运动,连续切去缝料的余边。上刀片 9 装在上刀夹头 8 的槽孔内,夹头右边轴上有弹簧 6 和紧圈 7,弹簧的作用是将上刀片紧压于下刀片的右侧。

## 第六节 绗缝机

### 一、绗缝机的种类及技术特性

绗缝机属 GK 型工业缝纫机,它由两根以上的直针和一个弯针相互配合,形成各种形式的绗缝线迹。绗缝线迹的阻力和弹性均较好,因此,被广泛应用于针织品的拼接、滚领、滚边、饰边,以及绗缝加固等生产工序中。绗缝机按照外形可分为筒式绗缝机和平台式绗缝机;根据直针数量的不同,以及所形成的线迹是否带有装饰线。绗缝机又可分为多种类型,如,双针三线绗缝机、三针五线绗缝机、四针六线绗缝机等等。

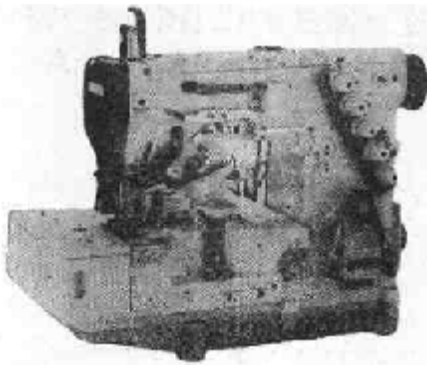


图 8-44 平台式三针绗缝机

不带装饰线的绗缝线迹也叫“多线链式线迹”,如 402 号、406 号、407 号线迹,形成多线链式线迹的绗缝机,其机针可以是二根、三根、四根甚至更多,但弯针只有一根,因此,这种类型的绗缝机所使用的线数总是比针数多 1。

带有装饰线的绗缝线迹也叫“覆盖线迹”,如 602~

609号线迹,形成覆盖线迹的绷缝机的机针也可以是二根、三根、四根甚至更多,其弯针也只是一根,但这种类型的绷缝机比形成多线链式线迹的绷缝机多了一至两个饰线带纱器,因此,线迹数可以比机针数多2~3根。图3-44所示为平台式三针绷缝机。

绷缝机的主要技术参数有:针迹距、针数及线数、针间距、线迹类型、缝切厚度等。选用绷缝机时,应按生产所需的针距、线迹种类、缝料厚度等进行选型。表3-13列出了各国生产的绷缝机典型机种的技术特性。

表 3-13 绷缝机主要技术参数

型 号	转 数 (r/min)	最大针距 (mm)	压脚开距 (mm)	针 数	线 数	针间距 (mm)	线迹类型 (ISO)	电机功率 (W)	机头外形
UK10-3 (中国)标准	4000	1.8~3.3	3	3	6	3	305	350	平台式
G210 3A (中国)标准	4000	3	4	4	6	2.05	606	540	平台式
GK31004 (中国)标准	4000	1.8~3.3	3	3	5	3	605	350	平台式
GK37-1 (中国)双工	4100	1.97~3.71	3.5	3	5		602 605	—	平台式
GK11-1 (中国)标准	3300	4	4	3	5	3.75	605	550	筒式
GK11-2 (中国)标准	3300	4	4	4	6	3	603	550	筒式
SK6 3 (中国)大丁	3300	3.5	5	2	3	5.5	408	370	筒式
37800 (美国)友尔	5500	1.3~4.6	5	3	6	3.17	605	550	平台式
13 23100-011 (德国)百福	6000	1.5~3.5	5	3	3	3.5	408	550	平台式
41 30411-01 (德国)百福	4100	3.5	6	4	3	5.6	507	1400	平台式
MF-300 (日本)费机	6000	3.2	5	3	5	6.4	605	550	平台式
DWFC-1702FMD (日本)藤本	4500	3.1	—	3	3	5.8	406	550	平台式
DV 1260 (日本)费柳	4000	3.0	5	3	3	6	408	400	平台式
DW-1371 (日本)费柳	4000	4.0	5	3	5	5.9	505	400	平台式

## 二、主要机构工作原理

### (一)双针三线平台式绷缝机

图3-45所示为双针三线平台式绷缝机结构示意图,其主要机构有:刺料机构、勾线机构、送料机构以及收线机构。现将各机构作用原理分述如下。

#### 1. 刺料机构

双针绷缝机的两根机针10装在同一根针杆9上,随针杆作上下往复直线运动。针杆的上

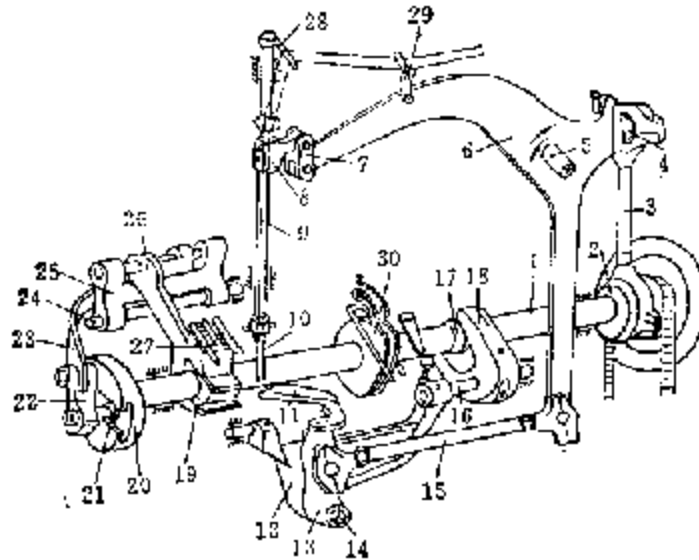


图 3-45 双针一线平台式缝纫机

1. 主轴 2. 偏心轮 3. 连杆 4. 球面副 5. 短轴 6. 三臂杠杆 7. 铰节  
8. 引针夹头 9. 引针 10. 双机针 11. 弯针 12. 托架 13. 弯针架 14. 螺钉  
15. 拉杆 16. 销轴 17. 偏心轮 18. 扇形杠杆 19. 拾牙偏心轮  
20. 楔形圆块 21. 螺钉 22. 小连杆 23. 弯针 24. 摆轴 25. 送料摆杆  
26. 牙架 27. 送料牙 28. 穿线板 29. 杠杆式补偿收线器 30. 凸轮收线器

下往复运动是由主轴 1 上的偏心轮 2 驱动的，偏心轮 2 通过连杆 3、球面副 4 带动三臂杠杆 6 以短轴 5 为支点上下摆动，杠杆 6 的左端通过铰节 7 带动引针夹头 8 和引针 9 一起作上下往复运动。通过调节连杆 3 的长度，就可以改变机针上下往复运动的动程。图 3-46 为刺割机构运动简图，它是由空间曲柄摇杆机构  $O_1ABO_1$  和平面摇杆滑块机构  $O_2EFO$  串联而成的。

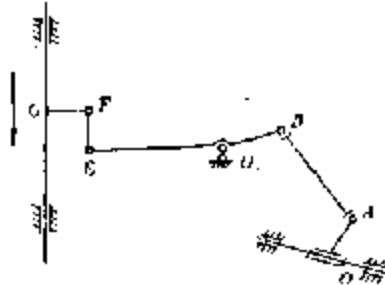


图 3-46 刺割机构运动简图

## 2. 勾线机构

缝缝机的成缝器是一个带线弯针，在成缝过程中，弯针要作三维运动，一方面要作穿过而线环的横向摆动，另一方面还要作纵向移动，以便机针能顺利通过弯针形成的三角线环而不发生两针干涉。

弯针的动作原理可见图 3-45，其中，横向摆动是由三臂杠杆 6 传动的，杠杆 6 的下端与拉杆 15 的右端为球面连接，拉杆的左端又与弯针架 13 以球面连接。当主轴转动时，通过连杆 3 和球面副 4，使杠杆 6 的下端左右摆动，从而使弯针架带着弯针绕支点 14 作横向摆动。弯针的纵向移动是由装在主轴上的另一个偏心轮 17 驱动的，偏心轮 17 带动扇形杠杆 18 和销轴 16 摆动，销轴左端与托架 12 固接，弯针架通过螺钉 14 与托架铰接。当销轴 16 摆动时，托架就会通过弯针架带动弯针 11 作微量纵向移动。通过调节拉杆 15 的螺丝扣，改变拉杆长度，就可以调整弯针 11 和机针 10 的相对位置。

图 3-47 为弯针机构运动简图，整个机构是由两组空间机构和一组平面机构组合而成的。其中，勾线执行机构  $O_1DEFO_2$  是由杆 3-4-5-6 组成的空间  $BSSRRZ$  机构，机构自由度  $F=6 \times 4 - 5 \times 3 - 9 \times 2 = 3$ ，因杆 4 为  $S-S$  杆，具有一个局部自由度，所以机构的自由度为 2。它具

有两个输入,使附在杆5上的弯针K实现复杂的勾线运动(空间椭圆形轨迹)。

### 3. 送料机构

缝缝机送料牙的运动和平缝机一样,也是由送料和拍牙运动复合而成的。如图3-45所示,送料牙的前后送料运动是由主轴最左端的槽形圆盘20驱动的,连杆22上的销钉21呈偏心位置嵌在圆盘20的凹槽内,当主轴转动时,由于偏心的作用,使连杆22牵动弯杆23上下摆动。弯杆23与送料摆杆25固接,牙架26与摆杆25铰接,当弯杆23作上下摆动时,带动摆杆25绕摆轴24前后摆动,从而使牙架带着送料牙27作前后送料运动。

送料牙的拍牙运动是由嵌在牙架前端口内的拍牙偏心轮29驱动的,偏心轮29随主轴转动时,将使牙架26作上下运动。这样,由送料牙的上下和前后复合运动,达到输送缝料的目的。改变销钉21在圆盘20凹槽中的位置(也就是改变偏心量的大小),就可以调节送料牙的前后动程,从而改变针迹密度。

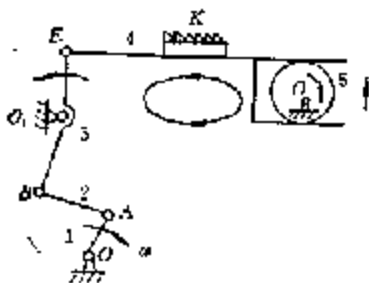


图3-45 送料机构运动简图

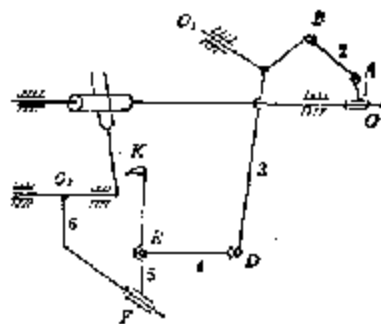


图3-47 弯针机构运动简图

图3-48为送料机构运动简图,这是一个双自由度的平面多杆机构,其中,曲柄摇杆机构OABO<sub>1</sub>中从动杆B的摆动实现送料牙K的前后送料运动;偏心轮5的转动实现送料牙的上下拍牙运动;两个运动的合成得到送料牙的椭圆形运动轨迹。

### 4. 收线机构

双针缝缝机机针线(面线)的收线器与包缝机的针杆式收线器类同,它是利用随针杆上下运动的小夹线器和穿线板,以及随三臂杆杆摆动的小夹线器和穿线板,以及随三臂杆杆摆动的补偿收线器29的双重作用进行收线和供线的。见图3-45,弯针线(底线)的供线和收线是由装在主轴上的挑线凸轮30控制的。当机针上升,弯针向左摆动勾取面线环时,挑线凸轮上的缝线从最高点滑下,缝线处于松弛状态,使弯针向左运动时有足够的线量;当弯针从最左边向右运动时,挑线凸轮的大半径逐渐接触缝线,把弯针上的余线收紧,使弯针针背上的三角线环拉直,以便机针下降时插入;同时,挑线凸轮又从线轴上拉出下一个线迹所需耗用的缝线。

#### (二)双针三线筒式缝缝机

图3-49所示为JL5-1型中速筒式双针缝缝机结构示意图,它的结构形式与平台式缝缝机有所不同,在机头结构布局上的最大不同是主轴呈纵向安装在机头内。主轴上依次装着皮带轮1、送料偏心轮2、刺料偏心轮3、让针偏心轮4、弯针偏心轮5、拍牙偏心轮6以及过线凸轮7(见图3-50),随着

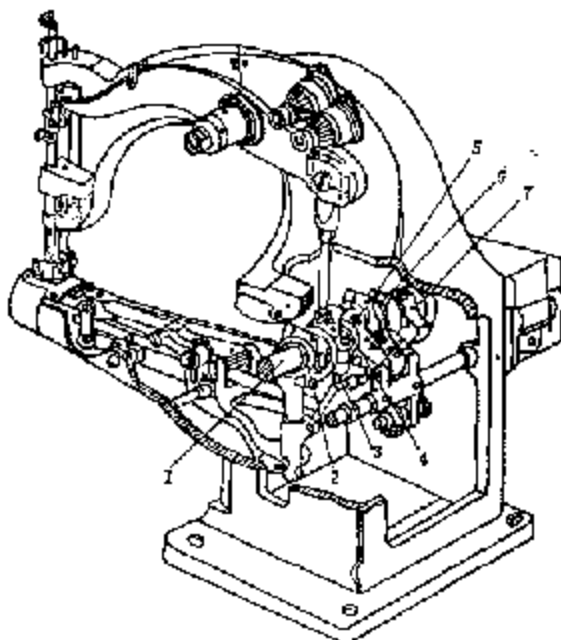


图3-49 筒式双针缝缝机

1. 主轴 2. 送料偏心轮 3. 刺料偏心轮 4. 让针偏心轮 5. 弯针偏心轮 6. 拍牙偏心轮 7. 过线凸轮

随着

主轴的转动, 这些偏心轮分别带动刺料、挑线、勾线和送料机构运动, 以形成一个线迹。

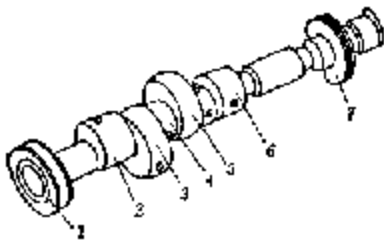


图 3-50 主轴结构

在各个机构中, 刺料机构和收线机构的结构形式和动作原理与平台式绷缝机类同, 这里不再重述。勾线机构和送料机构在结构形式上有所不同。

### 1. 勾线机构

和平台式绷缝机一样, 筒式绷缝机的弯针也要作横向运动和纵向移动, 其动作原理可参见图 3-51。当主轴转动时, 装在轴上的弯针偏心轮 7 通过弯针连杆 5 和球面副 4, 使弯针托架 13 和连接轴 3 摆动, 从而使连接轴前端的弯针夹头 2 带着弯针 1 作横向摆动。为了防止弯针连杆在弯针偏心轮上运动时产生的摇摆, 采用连杆 8 和固结架 9 等措施, 使弯针连杆与弯针运动保证正常配合, 减少摆动现象, 提高弯针连杆在弯针偏心轮上运动的稳定性。让针运动是由让针偏心轮 6 传动让针连杆 10 和让针摇杆 11, 并通过链节形连杆 12, 使弯针托架 13 作纵向移动。

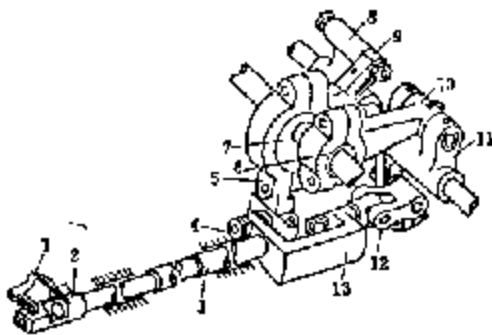


图 3-51 勾线机构

- 1. 弯针 2. 弯针夹头 3. 连接轴 4. 球面副
- 5. 弯针连杆 6. 让针偏心轮 7. 弯针偏心轮
- 8. 连杆 9. 固结架 10. 让针连杆 11. 让针摇杆
- 12. 链节形连杆 13. 弯针托架

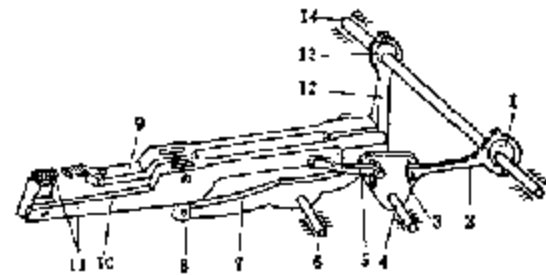


图 3-52 送料机构

### 2. 送料机构

送料牙的前后运动和上下运动分别由送料偏心轮 1 和抬牙偏心轮 13 传动。图 3-52 中, 送料偏心轮 1 的转动, 通过送料连杆 2 使三角形摆杆 3 绕短轴 4 摆动, 再通过连杆 5 使牙架 9 和 10 带着送料牙 11 作前后送料运动。抬牙运动是由抬牙偏心轮 13 传动抬牙连杆 12, 使摆杆 7 绕短轴 6 上下摆动, 再通过连杆 8, 使牙架上下运动。

## 第七节 高速自动工业缝纫机

### 一、全机系统构成及主要性能

随着科学技术的飞速发展, 电脑越来越多地被应用在各种工业设备中, 缝纫工业也不例外, 在缝纫机中采用电脑控制, 将大大提高缝纫工业的自动化程度, 使一机向多功能发展, 从而大大减轻了操作工的劳动强度, 提高了生产效率。图 3-53 所示为全自动高速工业平缝机机头外形图。

表 3-14 全自动高速工业平缝机技术参数

项 目	GCS8/DK4A (中国) 双角	GC15-5-4D (中国) 上工	LS2-130-MIT (日本) MITSUBISHI	DB2-B7360 (日本) PROFFER	DDL-5530-6-WT (日本) JUKI	691D2003D (日本) SINGER
机器转速(r/min)	5000	5000	5000	5000	5000	5000
最大针距(mm)	4	4	4	4.5	4	4.3
最大线厚(mm)	3层纱卡其	—	—	—	—	—
片缝提升高度 (手送/脚踏)(mm)	5/10	5.5/10	6/11	6/11	5.5/13	9.5
机针型号	30×2Nm75~11	DS×1 14#	DE×1 14#	DB×1 14#	DB×1 14#	—
电机功率(W)	400	—	—	—	380	400
功能	自动剪线	○	○	○	○	○
	自动接线	○	×	○	○	○
	自动倒线	○	○	○	○	○
	自动拍压脚	○	×	○	○	○
基本操作模式	3种	3种	3种	4种	—	—
特性	(1) 轻触开关, 输入数据, 方便二极管显示模式及输入信息 (2) 适用于缝制薄的和中厚的针织、化纤织物, 特别适用于订商标、缝门发等工序	—	—	(1) 用红外线检测传感器自动检测缝料厚度 (2) 可以计数并显示产量, 同时掌握生产情况 (3) 适用于领、袖、口袋以及订商标	备有各种功能的控制盘, 可根据需要, 进行选择	(1) 备有三种不同规格的操作面板, 可根据需要进行选择 (2) 适用于缝制中等厚度的缝料

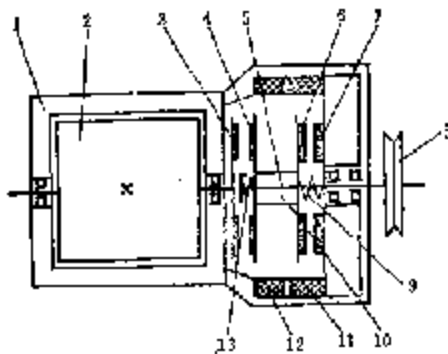


图 3-55 串激离合电动机结构示意图

1. 定子 2. 转子 3. 离合器摩擦盘 4. 离合器摩擦轮 5. 花键轴 6. 制动器摩擦轮 7. 制动器摩擦盘 8. 皮带轮 9. 弹簧 10. 花键套 11. 制动器线圈 12. 离合器线圈 13. 弹簧

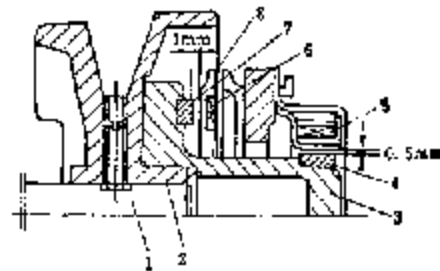


图 3-56 同步检测器

1. 上轴 2. 皮带轮 3. 同步检测器转子 4. 检测磁头 5. 定子 6. 非接触开关 7. 检测磁头 8. 印刷电路板

## (二) 同步检测器

同步检测器由速度检测器和针位检测器两部分组成。速度检测器的作用是向控制系统提供机器的实际转速信号,以便实现对速度的自动控制;针位检测器的作用是使机针在确定的位置(上针位或下针位)上停住,以便剪线机构动作。同步检测器装在皮带轮外侧,与缝纫机上轴直接连接,便于检测轴的位置和停针位置,其结构原理见图 8-56。从图中可以看出,同步检测器主要由定子、转子、检测磁铁、非接触开关等组成。同步检测器转子和检测磁铁随缝纫机上轴一起旋转,发出信号由定子传到控制电路,产生出上针位、下针位以及速度检测信号,送入电脑。前者完成准确的定位停车;后者作为速度控制的给定信号。

获得速度检测信号的方法从原理上看,可以分为两类,一类是脉冲发生器式,根据可变磁阻的速度检测原理进行速度检测,将定子得到的脉冲信号送入控制电路进行计数,即可产生出速度检测信号。另一类是发电机式,采用测速电机,当测速电机的转子随缝纫机上轴旋转时,根据发电机原理,定子线圈的两端便产生感应电动势,其大小与上轴转速成正比,经整流滤波后,便形成测速信号电压。

获得上、下针位检测信号的方法也有两种,一种如图 8-56 所示,当缝纫机上轴转动时,随上轴转动的检测磁铁 7 通电后,产生的磁场作用于非接触开关 6,使开关闭合,由此获得针位检测信号;另一种方法是采用光敏检测器,其原理如图 8-57 所示,在缝纫机上轴轴颈上固定一块弧形金属片 1,当上轴旋转时,金属片在光源 2 和接收端 3、4 之间作圆周运动,接收端 3 和 4 分别与机针的上、下针位相对应,相隔  $180^\circ$ ,在上轴一转中,金属片在十分确定的位置上遮住两个接收端中的一个,这个被遮住的接收端发出中断动力传递的信号,使机针停置在所需要的位置上。

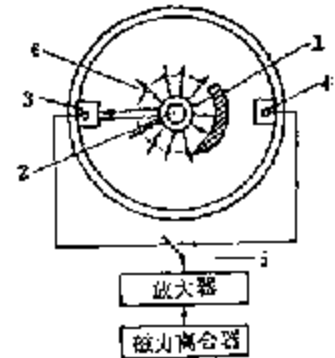


图 8-57 光电式针位传感器原理图  
1. 金属弧形板 2. 光源 3、4. 上、下针位接收端 5. 非接触位置换位置开关 6. 光窗

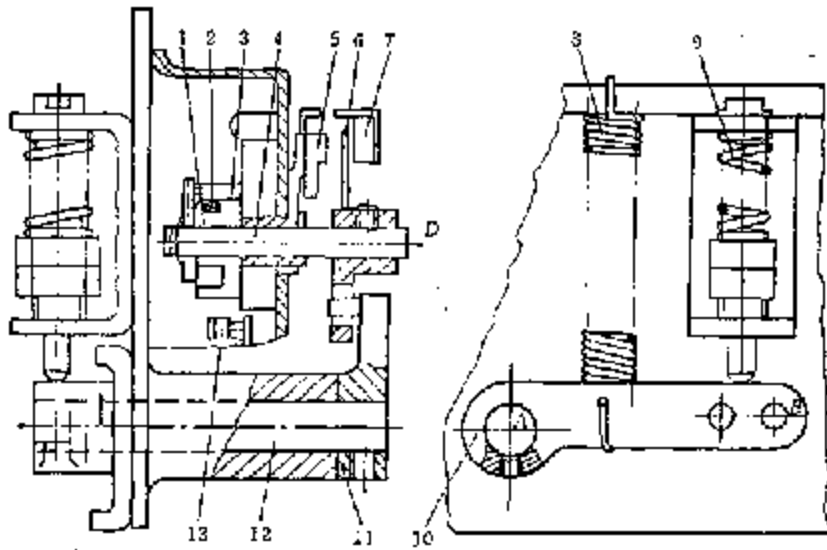


图 8-56 变压器式磁路传感器结构示意图

1. 定子磁环 2. 线圈 3. 可动磁芯 4. 磁轭 5. 非接触开关 6. 透板 7. 磁轭  
8. 拉簧 9. 压簧 10. 外缸杆 11. 内缸杆 12. 印刷电路板



### (三)脚踏传感器

脚踏传感器是用来检测缝制机踏板的位置,发出起停、剪线及速度指令的部分。常见的脚踏传感器有两种结构形式:一种为变压器式,如图 3-58 所示,当踩动脚踏板时,通过拉杆使外杠杆 10 摆动,外杠杆 10 和内杠杆 11 均与摆轴 12 固接,因此,内杠杆也随外杠杆摆动,从而使短轴 4 带着可动磁芯 5 转动,从而改变了整流电压值,即速度指令信号发生了变化。其工作原理示意图可参见图 3-59。脚踏板在 0 位时,停机,机针位于下针位(停在缝料中),当踩动脚踏板从 0→1→2 时,缝制速度逐渐增高;当反踩脚踏板从 0→3 时,机针上升,停在上针位,剪线机构开始动作。另一种脚踏传感器为干簧管开关式,当踩下脚踏板后,内摇臂随外杠杆摆动,通过内摇臂上的磁体,接通对应的导程干簧开关,从而发出不同的速度指令信号。

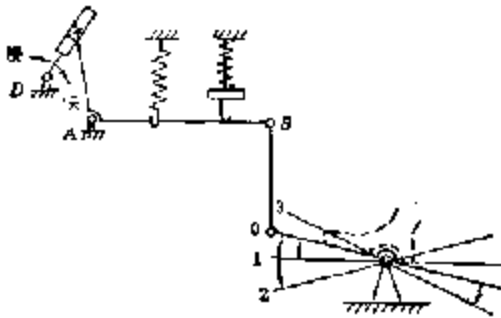


图 3-59 踏板控制原理示意图

脚踏板从 0→3 时,机针上升,停在上针位,剪线机构开始动作。另一种脚踏传感器为干簧管开关式,当踩下脚踏板后,内摇臂随外杠杆摆动,通过内摇臂上的磁体,接通对应的导程干簧开关,从而发出不同的速度指令信号。

### (四)控制器

控制器即为电脑,它是全机的控制中心,是实现逻辑功能的电子电路,图 3-60 所示为控制器框图。所有输入控制器的信号来源于脚踏传感器、同步检测器(手轮)以及一些手动开关。脚踏传感器根据脚踏板压下幅度和方向的不同,发出四种信号,即:起动信号、停车信号、给定速度指令信号(升、降速),以及剪线信号;装在手轮上的同步检测器,通过预置的上针位或下针位检测开关产生出上针位检测信号、下针位检测信号,以及速度检测信号。手动开关有:拔线开关、抬压脚开关以及操作面板上的各种按钮键,分别给出拔线、抬压脚信号,以及各种缝制图案的信号。

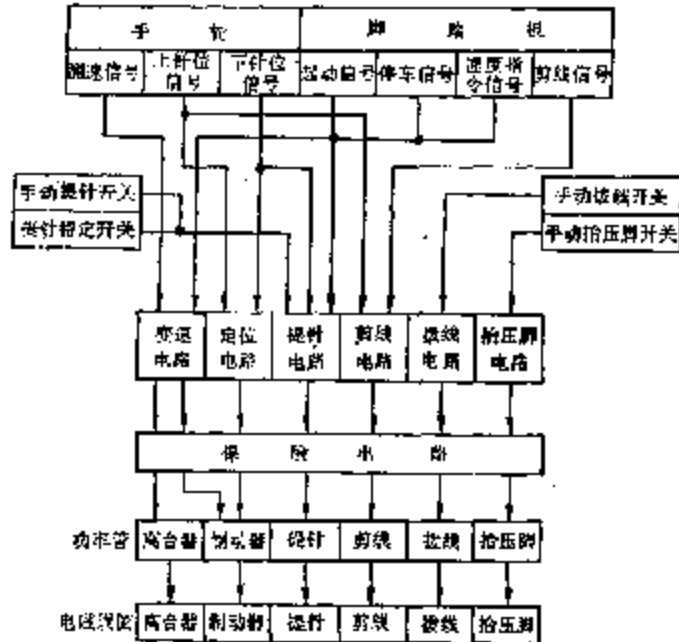


图 3-60 控制器框图

控制电路分属在两块印刷电路板上,其中一块为电源板,包括离合器、刹车盘及控制电路电源;缝制机的各种负载电源,各种功放电路;另一块为控制电路板,包括速度及定位电路,缝制机负载控制电路,起落针控制电路,以及安全保护电路等。

控制器构成了全自动工业平缝机的自动控制系统,整个控制系统由速度控制和电脑控制两部分组成。

1. 速度控制部分 这是一个典型的速度反馈控制系统,给定速度指令信号由脚踏传感器输入,用来控制缝制机的起动、停车和调速。其中,速度指令信号输出电压的幅值取决于脚踏板压下的幅度,由此得到的缝制机转速,通过同步检测器检测并计算出实际转速,反馈到控制端,与脚踏传感器给定的速度指令比较,以确定离合器接通时间和制动器制动时间,定时重复

上述实测-计算-控制,即实现了对速度的控制。

2. 电脑控制部分 该部分主要完成两大功能,即:(1)准确控制机针的上针位或下针位;(2)自动缝制圆形花样。电脑控制部分的输入主要来自脚踏传感器、同步检测器和操作面板;电脑控制部分的输出主要控制两部分:(1)速度部分,通过速度控制器控制离合器线圈和制动线圈,完成机针的停位控制以及缝纫机的转速控制;(2)四个电磁线圈(送线滑移器线圈、剪线线圈、倒缝线圈、拍压脚线圈),以确保缝纫模式的精确实现。

### 三、自动剪线机构

#### (一)类型

自动剪线机构是全自动高速平缝机上最基本、最主要的自动功能装置。装有自动剪线机构的缝纫机,生产效率高,产品质量稳定,操作方便,缝线消耗少。缝纫机的自动剪线功能是由一把动刀和一把定刀运动而实现的,自动剪线机构即为动刀的传动机构。根据剪线机构动刀的运动形式,自动剪线机构可分为平面式和旋转式两种类型。

#### 1. 平面式自动剪线机构

这类剪线机构的动刀和定刀都是平面薄板式结构,定刀的安装平面和动刀的运动平面均与机针轴线垂直,位于针板下方。采用这类剪线机构的全自动高速平缝机主要是日本重机公司的DDL-555-4、DDL-555-5、DLN415-4、DLN-482-4、DLU-450-2、DMN-590-4等等。图9-61所示为DDL-555-4型高速平缝机上的平面式自动剪线机构示意图。

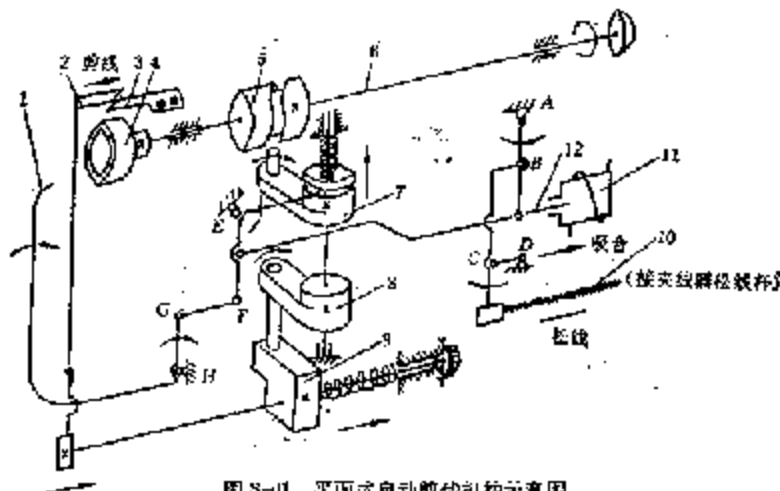


图9-61 平面式自动剪线机构示意图

1. 余线钩 2. 动刀 3. 定刀 4. 凸轮 5. 剪线凸轮 6. 下轴 7. 可动摆杆  
8. 摆杆 9. 滑块 10. 松线钢丝 11. 电磁铁 12. 拉杆

当控制系统发出剪线信号时,电磁铁11吸合,与此同时,剪线机构产生三个动作:

#### (1) 松线动作

拉杆12通过一套四杆机构ABCD,拉动松线钢丝10,使夹线器放松面线。

#### (2) 压线动作

拉杆12通过另一套四杆机构EFGH,带动余线钩压向旋梭,使梭芯停止转动,等待剪线刀剪线。

#### (3) 剪线动作

拉杆12拉动EF杆,使可动摆杆7向上运动,摆杆头部的凸块嵌进剪线凸轮5的凹槽内,

凸轮5随下轴6转动,因此带动摆杆7左右摆动,由于摆杆8与摆杆7同连在同一根轴上,所以摆杆8也随之摆动,并带动滑块9向右移动,从而使动刀2向右运动,与定刀3配合,完成剪线动作。

## 2. 旋转式自动剪线机构

旋转式剪线机构的动刀呈圆弧形,安装于针板下方,旋转的外侧圆周上,定刀固定在缝纫机底板上,如图3-62所示。采用这类剪线机构的全自动高速平缝机主要有:日本三菱公司的DB-179、DB-189M、DB-189V、DB189AP、LS<sub>2</sub>-150、LS<sub>2</sub>-180、LS<sub>2</sub>-190等;日本兄弟公司的DB<sub>2</sub>-B715系列、DB<sub>2</sub>-B716-402AB系列、DB<sub>2</sub>-B718-903系列等;日本津家公司的491UTT系列、591UTT系列等等。

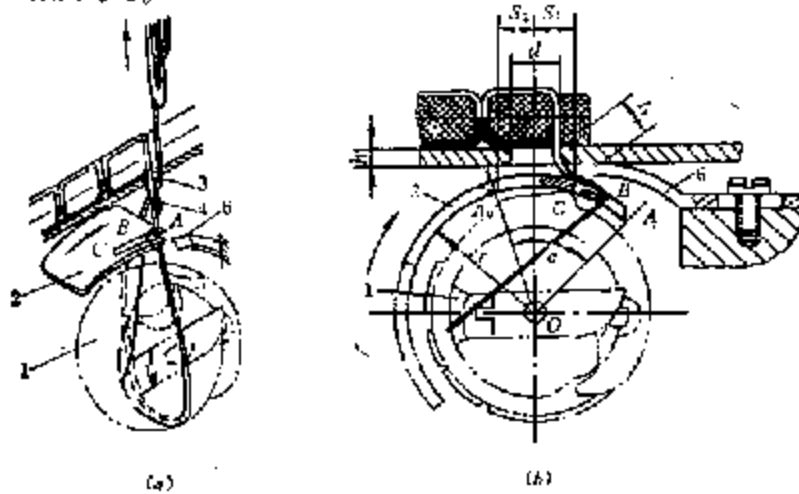


图3-62 旋转式动刀剪线示意图

1. 旋梭 2. 动刀 3. 面线后支 4. 嘴线 5. 面线前支 6. 定刀

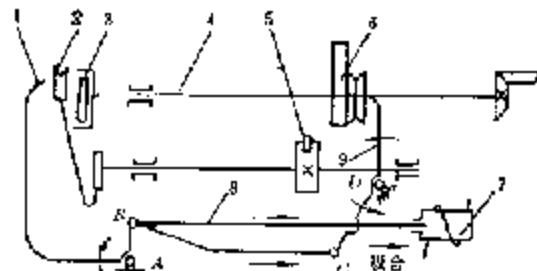


图3-63 旋转式剪线机构示意图

1. 针线筒 2. 动刀 3. 旋梭 4. 下轴 5. 偏心滚轮 6. 剪线凸轮  
7. 电磁铁 8. 拉杆 9. 摆杆

旋转式剪线机构的工作原理与平面式类同,当控制系统发出剪线信号时,电磁铁7吸合,在拉杆8作用下,剪线机构同样要进行松线、压线和剪线三个动作,其中只有剪线动作与平面式剪线机构有所不同,其作用原理可参见图3-63。当电磁铁吸合后,拉杆8通过四杆机构ABCD,使摆杆9推动剪线凸轮6向左移动,凸轮上开有花键,以保证轴向平移,同时又能随下轴4转动。当凸轮与偏心滚轮5接触后,凸轮将带动滚轮摆动,从而带动动刀2转过一个角度 $\alpha$ (见图3-62),进入剪线位置。

从剪线机构的结构形式来看,旋转式剪线机构比平面式剪线机构在结构上要简单,制造较易,成本也较低,发生故障的概率也相应低些。

## 第四章 缝纫机的成缝原理

### 第一节 线迹及其形成原理

#### 一、线迹的基本概念

衣料经过裁剪、里衬粘合后成为各种衣片,缝纫就是用缝线将衣片连接起来或在衣片表面缝上一定的装饰花纹。在缝纫过程中,一根或若干根缝线按一定规律相互串套联结配置于缝料(衣片)上,就形成了线迹。根据缝纫机的机针和成缝器的形式、数量以及运动规律的不同,可将缝线串套联结成各种不同的线迹结构。

##### (一)基本定义

针迹——机针穿刺缝料时,在缝料上形成的针眼。

线迹——缝料上相邻两针迹之间所配置的缝线组织。

缝迹——相互连接的线迹。

缝迹密度——规定单位长度(我国轻工部部颁标准为2cm)缝迹内的线迹数。

针距——每个线迹的长度,即相邻两针眼之间的间距。

##### (二)线迹的用途

- (1) 将衣片连接缝合成服装,这是线迹最主要的用途;
- (2) 保护缝料边缘不脱散;
- (3) 对服装的某些部位进行加固,以保持该部位形状的稳定性;
- (4) 装饰、美化服装。

#### 二、线迹形成的基本原理

服装制作的主要方式是利用针和线对衣片进行缝合连接,缝合的结果使缝线在服装上形成了各种形式的线迹,因此,线迹是构成服装的必要条件。不同形式的线迹从表面上看有各种不同的复杂结构,但其形成的基本原理是相同的,都是在机针和成缝器的共同作用下,将缝线相互交织而形成的。

如图4-1所示,缝纫机工作时,机针作上下往复运动,当机针向下运动刺穿缝料时,也把穿在针孔中的缝线(面线)带过缝料,使缝线到达缝料下侧。当机针向上运动时,由于缝线与缝料之间所产生的摩擦力作用,使缝线留在缝料下侧而不随机针回升,随着机针上下往复运动穿刺缝料,缝线将在缝料下侧形成一个环,如图4-1(b)所示。这就是缝纫机形成各种线迹的基础。

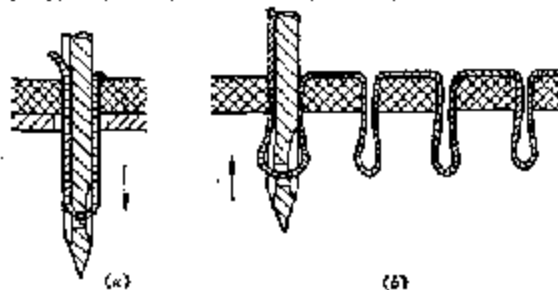


图4-1 机针工作过程

但是,这种线迹并不能用来缝合衣片,因为它很不牢固,当缝线受到拉力时,线迹很容易松脱,没有安全性。为了防止缝线从缝料中脱出,最有效的方法是在缝料下侧的线环内穿入一个

“障碍物”。如图 4-2(a)所示,这样就可以阻止缝线脱出缝料。

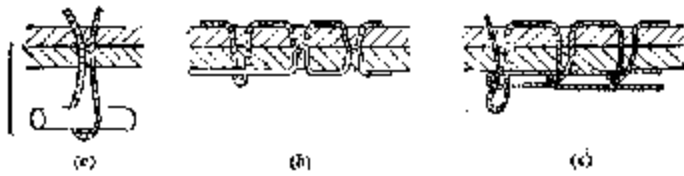


图 4-2 链迹形成原理

根据这个道理,可采用另一根缝线作为“障碍物”,将两根缝线的线环相互交错咬合,就形成了锁式线迹,如图 4-2(b)所示。或者以缝线在缝料下侧所形成的各个线环互为相邻线环的“障碍物”,使它们互相穿套连接起来就形成了链式线迹,如图 4-2(c)所示。所有类型的缝纫机所形成的各种不同形式的线迹,都可以归纳成这两类最基本的连接形式。

### 三、线迹的分类和标准

按照国际标准化组织 1981 年拟定的线迹类型国际标准(ISO 4915 1981),共列举了 68 种线迹类型,分为以下六级:

- 100 型——链式线迹,计有 7 种;
- 200 型——仿手工线迹,计有 19 种;
- 300 型——锁式线迹,计有 27 种;
- 400 型——多线链式线迹,计有 17 种;
- 500 型——包缝链式线迹,计有 15 种;
- 600 型——覆盖链式线迹,计有 9 种。

图 4-3 所示为 100 型单线链式线迹,它是由一根缝线往复循环穿套而成的链条状线迹。这种线迹用线量不多,拉伸性一般,当缝线断裂后,线环将发生迅速的脱散。因此应用不广泛,在服装加工中常与其它线迹联合使用,如缝制针织厚绒面料的服装时,还必须用细绕线迹加固。GJ1-1 型切缝机和 GJ8-1 型钉扣机形成的线迹为 101 号单线链式线迹,108 号线迹为单线链式播边线迹,日本重机公司的 CB-340 型和兄弟公司的 OM2-B981 型暗缝机形成的就是这种线迹。

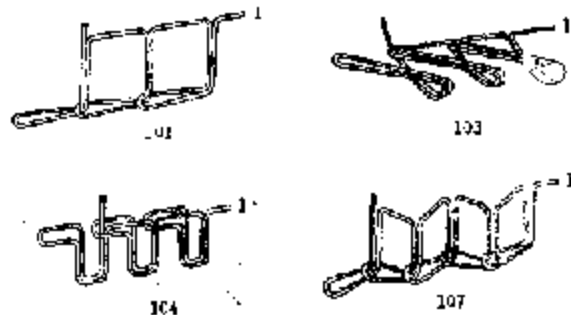


图 4-3 100 型链式线迹

图 4-4 所示为 200 型仿手工线迹,它是由单根缝线穿进缝料所形成的线迹。

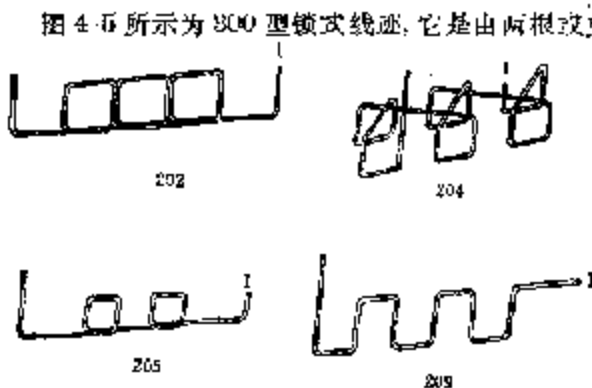


图 4-4 200 型仿手工线迹

图 4-5 所示为 300 型锁式线迹,它是由两根或更多根缝线在缝料上相互锁套而形成的。这种线迹的特点是结构简单、坚固,线迹不易脱散,用线量少,但线迹的拉伸性较差,容易被拉断,而且梭体容线量较少,生产中需经常换底线。虽然如此,但这种线迹应用还是极为广泛,是服装生产中最基本的线迹。GO 型平缝机形成的是 301 号直线型锁式线迹,GI 型曲折缝机、平头锁眼机、人字机等形成的是 304 号曲折型锁式线迹。

这种线迹的特点是结构简单、坚固,线迹不易脱散,用线量少,但线迹的拉伸性较差,容易被拉断,而且梭体容线量较少,生产中需经常换底线。虽然如此,但这种线迹应用还是极为广泛,是服装生产中最基本的线迹。GO 型平缝机形成的是 301 号直线型锁式线迹,GI 型曲折缝机、平头锁眼机、人字机等形成的是 304 号曲折型锁式线迹。

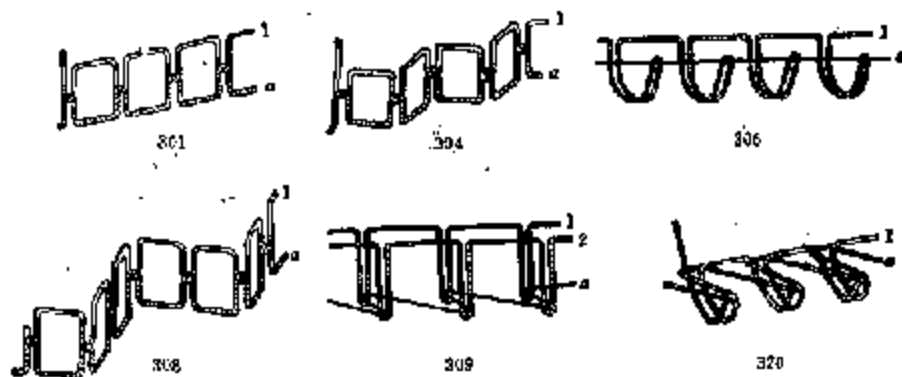


图 4-5 200型链式线迹

图 4-6 所示为 400 型多线链式线迹，它是由两根缝线（一根弯针线和一根直针线）或多根缝线（一根弯针线和多根直针线）在缝料中往复穿套而形成的。这种线迹用线量较多，其正面线迹形态与锁式线迹相同，而拉伸性和强力均比锁式线迹为好，有一定的耐磨性，缝线断后不易脱散，适用于针织服装加工。我国习惯将两根缝线形成的链式线迹称作双链式线迹，如 401、404 号线迹均为双链式线迹，401 号为直线型，404 号为曲折型；而由多根缝线形成的链式线迹则称为多链式线迹，如 406 号线迹为二针三线翻链式线迹，407 号线迹为三针四线翻链式线迹，图中 1、2、3、… 表示直针线的数量， $a$  表示一根弯针线。多链式线迹的直针数最多可达 30 多根以上，但不论直针线有多少根，弯针线只有一根。

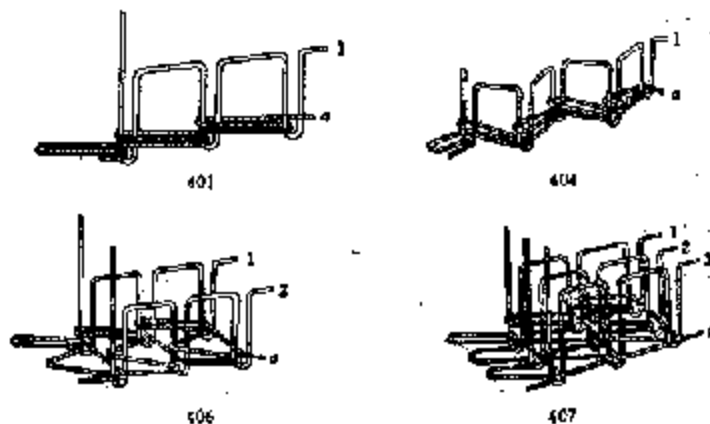


图 4-6 400 型多线链式线迹

图 4-7 所示为 500 型包缝链式线迹，它是由一根、两根或多根缝线相互循环穿套在缝料边缘上所形成的线迹。这种线迹拉伸性较好，能有效地防止缝料边缘脱散，因此在服装加工中应用很广，GN 型包缝机形成的就是这种线迹。其中最常用的是三线、四线和五线包缝线迹。图中 501 号线迹为单线包缝线迹，它是缝制毯子边缘的专用线迹。503 号线迹为双线包缝线迹，缝线 1 为直针线（面线），缝线  $a$  为小弯针线（底线）。504、505 和 509 号线迹都是三线包缝线迹，其中缝线 1 为直针线，缝线  $a$  为大弯针线，缝线  $b$  为小弯针线。507、512 和 514 号线迹是由两根直针线 1 和 2，以及两根弯针线  $a$  和  $b$  组成，故称四线包缝线迹，其中直针线 2 起到了防止其它缝线被拉断脱散的作用，使整个缝迹的牢度提高，因此也叫“安全缝线迹。”除了上述各种包缝线迹以外，还有一种由五根线组合而成的包缝线迹，称作五线包缝线迹，如图 4-8 所示，这

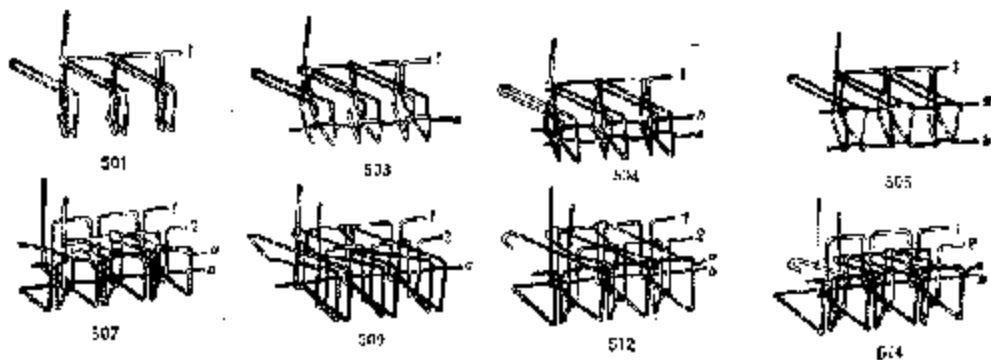


图 4-7 500 型包缝链式线迹

种线迹实际上是由一个双线链式线迹和一个三线包缝线迹复合而成的，两种线迹各自保持其独立性。这种线迹的特点是张力大，可以简化工序，从而提高了缝迹的牢度和缝制的生产效率。如果将一个双线链式线迹和一个四线包缝线迹组合起来，就构成了六线包缝线迹。

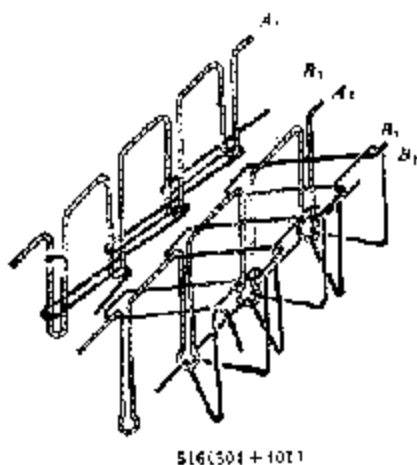


图 4-8 五线包缝线迹

图 4-9 所示为 600 型覆盖链式线迹，它是由二根以上的直针线和一根弯针线互相穿套，并在缝料表面配置一根或多根装饰线而形成的。这种线迹的特点是强力大，拉伸性好，同时还能使缝迹平整。在缝料上覆盖装饰线（一般用光泽好的人造丝线或彩色线），可以美化缝迹外观，似有花边的效果。我们习惯上将这种类型的线迹也称作绗缝线迹，它与 400 型绗缝线迹的不同之处在于缝料正面加有装饰线。比如，602 号线迹为双针四线绗缝线迹，其中缝线 1 和 2 为直针线， $\alpha$  为弯针线， $\beta$  为装饰线。603 号线迹为双针五线绗缝线迹，它与 602 号线迹的区别在于有两根装饰线  $\beta$  和  $\gamma$ 。604 号为三针六线绗缝线迹，其中有三根直针线，一根装饰线和一根弯针线。608 号比 604 号多一根直针线，故称作

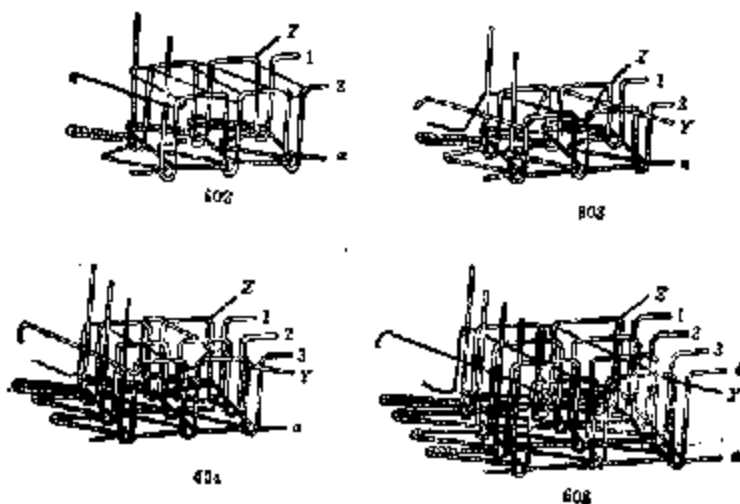


图 4-9 600 型覆盖链式线迹

## 第二节 几种常用线迹的形成方法

### 一、锁式线迹的形成方法

双线锁式线迹是由两根缝线(面线和底线)组成,两线呈交织状,线结位于缝料层中央。双线锁式线迹的形成是由机针的上下直线运动和梭子的摆动(摆梭)或旋转(旋梭)运动共同配合实现的。绝大多数形成锁式线迹的工业缝纫机都采用旋梭勾线。一般缝纫机上轴旋转一周,旋梭壳转两周,第一周为工作行程,梭子勾取面线环,并带面线环绕过梭架,第二周为空行程,梭子不工作。图4-10所示为旋梭勾线缝纫机形成锁式线迹的过程。

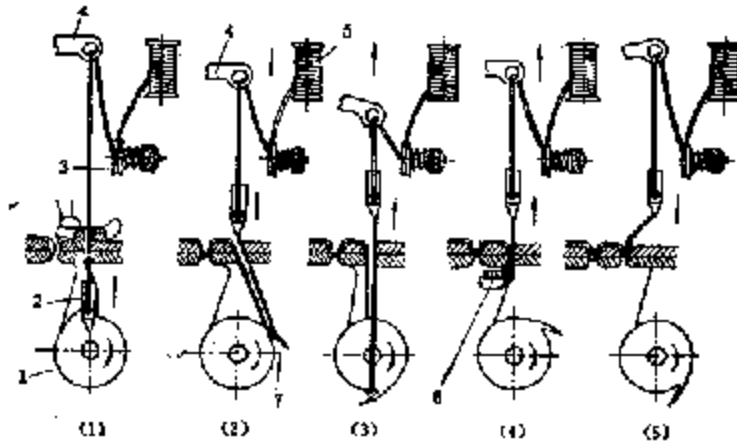


图4-10 锁式线迹形成原理

1. 旋梭 2. 机针 3. 夹线器 4. 挑线杆 5. 线筒 6. 梭尖

1. 机针2带面线向下运动刺穿缝料,到达最低位置后开始回升,当回升距离为2~2.5 mm时,由于机针短槽侧的面线与缝料间产生的摩擦力大于机针与面线之间的摩擦力,致使面线留在缝料下侧,开始形成线环,当线环达到最佳形态时,梭尖将勾取面线环,如图4-10(1)所示。

2. 梭尖勾取面线环,并继续转动扩大线环,此时机针继续回升,挑线杆4往下运动向梭子供应面线,如图4-10(2)所示。

3. 梭尖带面线环绕过梭轴中心时,机针退出缝料,使线环很快从梭架上滑脱,如图4-10(3)所示。

4. 机针继续回升,挑线杆也开始上升,迅速抽紧面线,旋梭开始作第二周回转(空行程),如图4-10(4)所示。

5. 机针第二次开始下降,挑线杆继续上升抽紧线迹,并吊起底线,使面线和底线交叉配合于缝料层中央。此时,缝料在送料机构作用下向前移动一个针距,如图4-10(5)所示。至此,一个锁式线迹形成过程结束,随着机针向下运动第二次刺穿缝料,又开始了第二个线迹的形成过程。

### 二、单线链式线迹的形成方法

单线链式线迹是由一根缝线往复循环穿套而成的链条状线迹。它的形成是由机针的上下



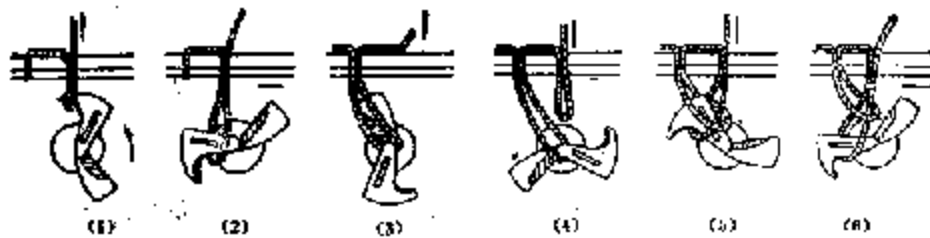


图 4-11 单线链式线迹的形成过程

往复运动和旋转钩的转动共同配合实现的,图 4-11 所示为单线链式线迹的形成过程。

1. 机针刺穿缝料,并将面线带入缝料下侧,随着机针回升,面线在缝料下侧形成线环,旋转钩就顺时针旋转勾取面线环,如图 4-11(1)所示。

2. 机针继续上升退出缝料,旋转钩仍逆时针转动并扩大面线环,使面线环滑至旋转钩中部,这时,送料牙将缝料向前推送一个针距,如图 4-11(2)所示。

3. 机针开始下降,第二次刺穿缝料,旋转钩已从初始位置转过了 $180^\circ$ ,如图 4-11(3)所示。

4. 机针从最低位置回升,第二次形成线环,旋转钩继续逆时针转动,如图 4-11(4)所示。

5. 旋转钩转过 $90^\circ$ 后,第二次勾取面线环,并将线环拉长扩大,机针继续回升,送料牙又将缝料向前推进一个针距,如图 4-11(5)所示。

6. 随着旋转钩继续转动,旧线环从旋转钩上滑脱,套在被旋转钩勾住的新线环上,如图 4-11(6)所示。此时,挑线杆开始收紧旧线环,一个单线链式线迹已经形成。随着旋转钩继续转动,每转一圈勾住一个新线环,同时滑脱一个旧线环,如此重复运动,形成一连串的单线链式线迹。

### 三、双线链式线迹的形成方法

双线链式线迹是由一根机针线和一根弯针线相互穿套而成的链条状线迹,它的形成是由一根机针和一个带线弯针互相作用实现的。图 4-12 所示为双线链式线迹的形成过程。

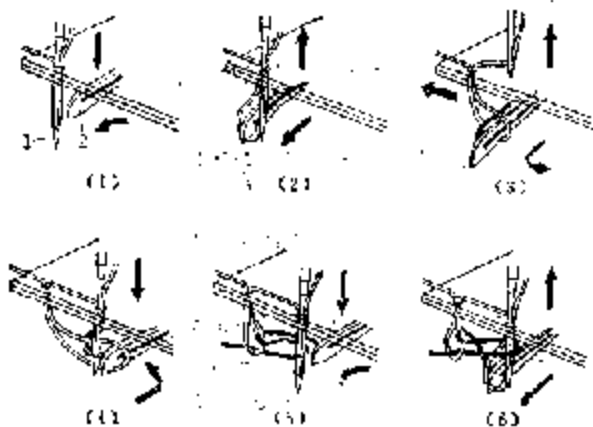


图 4-12 双线链式线迹的形成过程

1. 机针 1 带面线刺穿缝料后,从最低位置回升,形成面线环,这时弯针 2 带底线从右向左摆动,如图 4-12(1)所示。

2. 弯针穿入面线环,并将其扩大,机针继续回升,如图 4-12(2)所示。

3. 机针退出缝料,送料牙将缝料向前推送一个针距,面线环被拉长。这时,弯针沿图示箭头方向从机针前侧移向机针后侧(即让针),如图 4-12(3)所示。

4. 机针第二次下降刺穿缝料,并穿过由弯针头部形成的底线环,弯针开始沿图示箭头方向运动,退出面线环,并复位,如图 4-12(4)所示。

5. 弯针向右运动脱出面线环后,使面线环套在底线环上,如图 4-12(5)所示。

6. 机针又开始回升,形成第二个面线环,弯针又自右向左摆动,从机针前侧穿入新的面线

环,同时拉紧前一个线迹,机针上升,退出缝料,从而形成了一个双线链式线迹,如图4-12(6)所示。重复上述过程,可形成一系列双线链式线迹。

#### 四、三线包缝线迹的形成方法

三线包缝线迹是由一根机针和两个带线弯针配合运动,使三根缝线相互穿套在缝料边缘面形成的,图4-13所示为三线包缝线迹的形成过程。

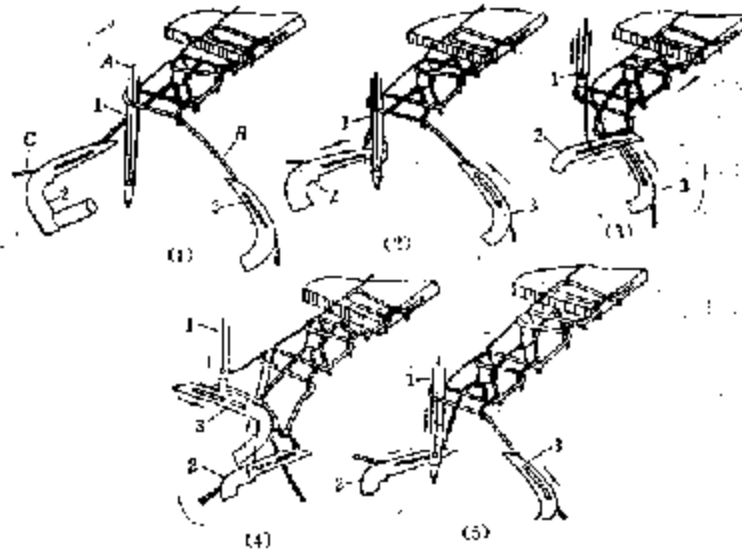


图4-13 三线包缝线迹的形成过程

1. 机针 2. 小弯针 3. 大弯针 4. 机针线 5. 大弯针线 6. 小弯针线

1. 机针1带面线A穿过缝料后,从最低位置回升,形成面线环,小弯针2带底线C从左至右穿入面线环,如图4-13(1)、(2)所示。

2. 机针退出缝料,面线环随小弯针的继续摆动而被扩大,同时,大弯针3带底面线B沿图示箭头方向从右下方向左上方摆动,穿入小弯针形成的三角线环,如图4-13(3)所示。

3. 送料牙将缝料向前推送一个针距后,机针又开始下降。此时大弯针已摆至最高位置(缝料上表面),处在机针运动线上,并形成了大弯针线环,机针在下降过程中,首先穿过大弯针线环,然后刺穿缝料,如图4-13(4)所示。

4. 大小弯针同时回程,分别向相反方向运动,并脱掉各自穿套的线环。机针下降到最低位置,大小弯针也分别返回各自的最低位置,在收线器作用下,线迹被抽紧,形成了一个三线包缝线迹,如图4-13(5)所示。

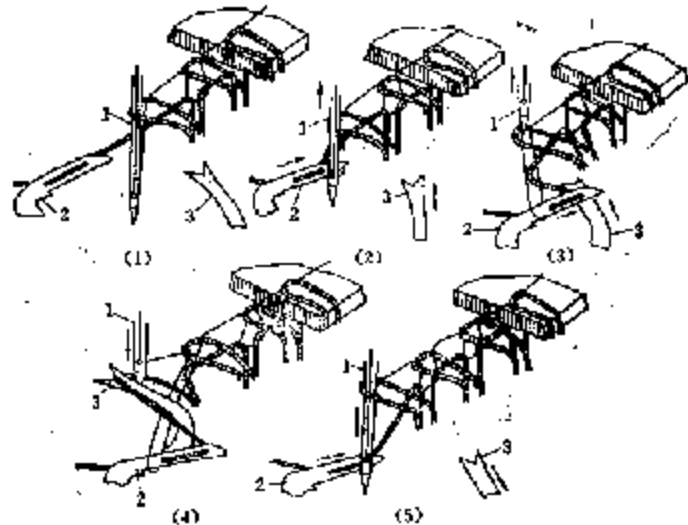


图4-14 双线包缝线迹的形成过程

双线包缝线迹的形成过程与三线包缝线迹的形成过程基本相同，所不同的只是用叉钩代替了大弯针的作用。叉钩不带缝线，它只是将小弯针形成的三角线环叉送到机针的运动线处，等待机针下降时穿过，从而使小弯针线和面线之间互相发生串套联结，形成双线包缝线迹。它的形成过程如图 4-14 所示。

### 五、细缝线迹的形成方法

细缝线迹有双针、三针、四针、……之分，但不论针数多少，其成缝原理基本相同，都是基于链式线迹的基础。所有形成细缝线迹的细缝机不论其机针数有多少，都只有一个弯针，一根底线，而且几根机针安装的高低位置不同，弯针最先穿入的机针应装得最高，其余依次降低一定距离。图 4-15 所示为三针四线细缝线迹的形成过程。

1. 机针从最低位置开始回升，弯针也开始从右向左运动，如图 4-15(1) 所示。当机针回升到一定高度，在缝料下侧形成三个面线环，弯针依次穿入这三个面线环，如图 4-15(2) 所示。

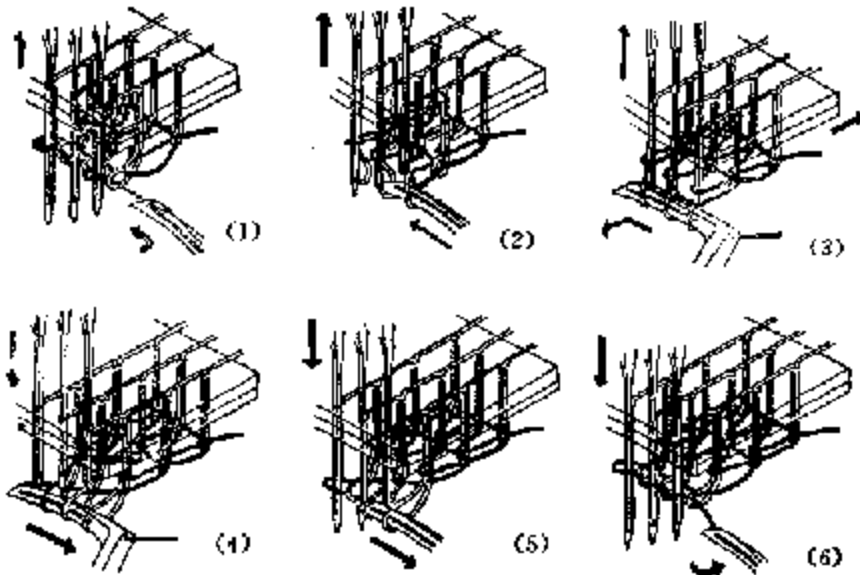


图 4-15 三针四线细缝线迹的形成过程

2. 机针上升到最高位置，拉长被弯针勾住的所有线环，并抽紧前一个线迹，此时，弯针沿图示箭头方向移动一个距离（即让针），缝料向前移动一个针距，如图 4-15(3) 所示。

3. 机针开始下降，再次刺穿缝料，然后穿入弯针头部形成的底线三角线环，如图 4-15(4) 所示。

4. 机针继续下降，弯针向右退出面线环，底线被机针挡住，从而形成了面线和底线的相互穿套联结，如图 4-15(5) 所示。

5. 机针下降到最低位置，弯针也运动到最右位置，并沿图示箭头方向移动复位，如图 4-15(6) 所示。至此，面线环全部套在底线上，收线器收紧线迹，形成一个三针四线细缝线迹。

### 第三节 成缝过程分析

从上节介绍的线迹形成过程可以知道，各种线迹的形成过程都可以归纳为八个环节，即：

进针、入线、面线成环、入环、退针、送料、底线成环、紧线。对双线锁式线迹来说，因其底线(梭线)不形成线环，故其成缝过程只有七个环节。在上述每个环节中，缝料、缝线和成缝构件之间必须协调配合，才能保证线迹的顺利形成。下面对这八个环节分别进行分析。

## 一、进 针

机针下降刺穿缝料的过程叫做进针。缝纫机对进针阶段的主要要求是：针路通畅，面料无损。这也就是要使机针尽可能少受一些阻力，能够顺利通畅地穿过缝料，而不对缝料产生明显的损伤，如刺伤、弄断缝料中的纱线，而使缝料产生“针洞”等。

为此，对机针进针阶段的受力情况作一个简单的分析。如图4-16所示，机针刺穿缝料的过程中，首先要刺入并挤开缝料，此时，缝料2受到机针1的正向挤压力 $P$ ， $P$ 力沿针尖斜面的法线方向作用于缝料，由于 $P$ 力的存在，产生了缝料与机针的摩擦力 $T$ ，其方向与 $P$ 力方向垂直。

力 $P$ 可以分解成两个分力 $Q$ 和 $G$ ，分力 $Q$ 是推开缝料，使机针顺利穿过缝料；分力 $G$ 一方面帮助引针穿刺缝料，但另一方面将会引起缝料被挤入针板孔3内，如果针板孔边缘有毛刺，缝料中的纱线将被刮断而造成“针洞”，如果针板孔太大，缝料受力 $G$ 作用将会下垂，对面线环的形成不利，容易造成跳针。因此，应力求减小分力 $G$ 。由图可知，为了减小分力 $G$ ，必须减小针尖角 $\alpha$ ， $\alpha$ 值可由下式确定：

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{2h}$$

式中， $d$ ——针杆直径(mm)； $h$ ——针尖锥部长度(mm)。

由上式可知，减小 $d$ 或增大 $h$ 均可使角 $\alpha$ 变小。对于一定针号的机针来说，直径 $d$ 是一个定值，因此，要减小 $\alpha$ 的唯一途径是增长 $h$ 。但是 $h$ 增大将产生两个不利因素，一是增加了机针的动程，不利于机器高速，二是影响针尖的强度，缩短了机针的使用寿命。

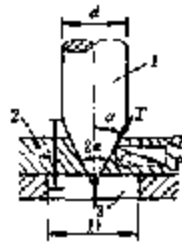


图4-16 进针阶段受力分析  
1. 机针 2. 缝料 3. 针板孔



图4-17 双尖角机针

为了解决这一矛盾，设计了一种带有双尖角的机针，如图4-17所示，针尖起始角 $\alpha_1$ 大于针尖角 $\alpha_2$ 。这样，当机针刚接触缝料时，虽然分力 $G$ 增大了，但很快被过渡到正常的针尖角 $\alpha_2$ ，同时针尖长度 $h$ 缩短了，从而增加了机针强度，减小了针杆动程。

但是，双尖角针头不易加工，因此，逐渐被圆头针所代替，圆头针的基本原理也是从双尖角演化来的，只不过加工更加方便了。

根据上述分析，在进针阶段应注意：

(1) 选用合适的机针

一般选用圆头针尖的机针，这样既可增加机针的强度，又可避免因针尖太尖面刺伤缝料；

同时,还应对针尖进行精密加工,使针尖光滑无毛刺,以减少机针与缝料间的摩擦系数,

(2) 针板孔直径大小应适当

如上所述,针板孔直径太大或太小都将对进针产生不利影响,有可能造成“针洞”、“跳针”以及断面线等故障。因此,针板孔直径  $D$  和针杆直径  $d$  应该有一个配比关系,一般以  $D=(1.5 \sim 2)d$  为宜。

二、入 线

机针将缝线带到缝料下方称为入线。入线阶段是从机针针孔接触缝料开始,随着机针继续下降,引入缝料下方的缝线逐渐增多,直到引入的缝线长度足以形成线环为止,入线结束,此时机针处于最低位置。我们将被机针引入缝料下方的缝线长度称为入线长度,则如图 4-18 所示,当机针下降到最低位置时,入线长度应为  $2l$ ,即

$$2l = 2(l_1 + b + \Delta)$$

其中,  $l_1$ ——针孔上沿距针板底面的距离;

$b$ ——针板厚度;

$\Delta$ ——缝料总厚度。

由此可知,入线长度主要由  $l_1$  和  $b$  决定,而  $l_1$  和  $b$  与机器的种类和结构有关。

必须指出,入线长度并不是形成一个线迹所需要的缝线长度,而只是为形成成缝器能勾住的线环所需要的缝线长度。比如一台工业平缝机,其  $l_1=8\text{ mm}$ ,  $b=2\text{ mm}$ ,  $\Delta=1\text{ mm}$ ,则入线长度为  $22\text{ mm}$ ,当缝制双层棉毛布时,缝迹密度为  $9\text{ mm}$ ,则每个线迹的面线用量约为  $3.6\text{ mm}$ 。显然,入线长度比一个线迹的实际耗线量多达 6 倍以上,也就是说,在成缝过程中,每段缝线都要在缝料中来回穿刺 6 次以上,这就增加了缝线与机针、缝线与缝料之间的摩擦次数,影响了缝线的耐力。

为了减少缝线在缝料中的穿刺次数,应尽量缩短入线长度。具体措施是,在设计缝纫机时,尽可能减小  $l_1$  和  $b$  的大小,比如,将针孔附近的针板尽量做得薄一些,以减少  $b$  值;或使成缝器的安装位置尽可能接近针板,从而可提高机针的下极限位置,以减小  $l_1$  值。但必须注意,机针在下极限位置时,其针孔必须低于成缝器尖头与机针轴线的交点以下  $0.8 \sim 2.2\text{ mm}$ ,才能保证成缝器尖头顺利勾取面线环。

在入线过程中,缝线与缝料摩擦最严重的地方是在图 4-19 中所示的  $A$ 、 $B$ 、 $C$  三点,  $A$  点

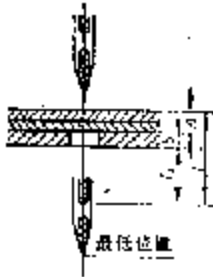


图 4-18 入线长度

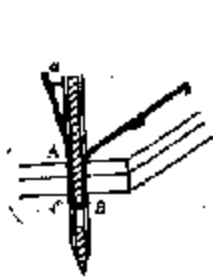


图 4-19 入线角

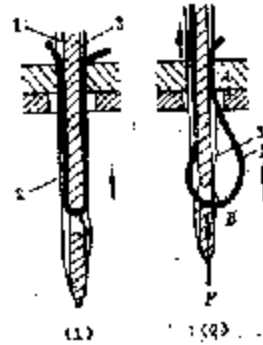


图 4-20 面线环的形成

是缝线进入缝料的起始点,其摩擦程度视入线角 $\alpha$ 而定, $\alpha$ 越大, $A$ 点的入线张力也越大,角 $\alpha$ 主要与线钩相对针杆的位置有关;缝线在针孔上沿 $BC$ 之间几乎形成 $180^\circ$ 的包角,因此要求针孔上沿加工得特别光滑圆滑,并制成圆弧形。

### 三、面线成环

机针由最低位置上升时,缝料下方的缝线在针槽侧凸出形成一个环状,以供成缝器尖头插入,这一过程为面线成环阶段。

由图4-20可知,机针向下运动时,穿在针孔中的缝线处于张紧状态;当机针从最低位置向上回升时,缝线张力消除,处于松弛状态。由于处在机针短槽侧的缝线在 $A$ 点处与缝料之间的摩擦力大于缝线与机针之间的摩擦力,因此,当机针上升时,缝线上的 $A$ 点保持不动,而缝线上的 $B$ 点在针孔下缘受 $P$ 力作用,使缝线凸起形成环状。

通常,缝纫机在工作时,机针与成缝器的运动速度都很高,一般成缝器尖头是以 $10\text{ m/s}$ 以上的速度穿入线环的。因此,为使成缝器能顺利穿入线环,对线环的形态要有严格的要求:

(1) 线环必须具备一定的宽度,一般应达到成缝器尖头厚度的 $1.5\sim 2$ 倍,但也不可过宽,否则将使入线长度增加,而且会破坏线环的稳定性,使线环发生扭曲;

(2) 线环形成后必须保持平面状,不可扭曲,且线环所在平面必须垂直于成缝器尖头入环时的轨迹平面,这就要求缝线的捻度和线环的大小要适当;另外,机针的安装位置要正确,即机针的短槽侧应面向成缝器尖头。

### 四、入环

成缝器尖头在机针侧面穿入线环的过程称为入环。成缝器入环的关键是要准确无误。以高速平缝机( $n=5000\text{ r/min}$ )为例,机针处于线环最佳位置的时间仅有千分之一秒左右,成缝器尖端必须在这极短的一瞬间穿入线环,过早或过晚都不能顺利入环。为了保证成缝器能准确无误地穿入线环,而线环必须具备良好的形态,另外,机针和成缝器的运动配合也是极为关键的,二者的相对位置一定要调整合适。

在形成绷缝线迹的缝纫机中,都有两根以上的机针,而成缝器只有一个。为使成缝器能够依次顺利地穿过所有面线环,必须将机针依次配置在不同高度,成缝器最先穿入线环的那根机针应装在最高位置,然后,依次降低一个高度差 $S_1$ ,如图4-21所示。相邻两根机针的高度差是成缝器从一根机针移至另一根机针的时间 $t$ 内,机针所回升的距离。若设两根机针的间距为 $S$ ,机针回升速度为 $V_1$ ,成缝器运动速度为 $V_2$ ,则有

$$S = V_2 t$$

$$S_1 = V_1 t = \frac{V_1}{V_2} S$$

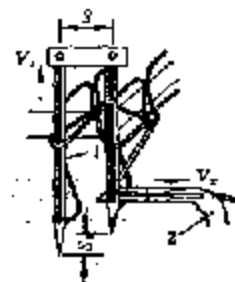


图4-21 绷缝机机针入环

### 五、退针

线环被成缝器勾住后,机针从缝料中退出的过程称为退针。如图4-22所示,在退针阶段,面线环下端被成缝器勾住,上端与针孔上下缘发生摩擦,并在 $A$ 点处受到针板和机针的挤压,

使缝线受到很大的张力。因此,在退针阶段必须尽量减小缝线张力,以防止因张力过大而引起的断面线等故障。

减小缝线张力的主要措施有:

(1) 改善机针的结构设计 提高机针的制造精度。例如,设计机针时,可在矩槽侧靠近针尖的部分开容线槽,以减轻缝线在A点处所受到的挤压;在机针制造中,针槽、针孔等过线部位都要精加工,使表面光滑无毛刺。

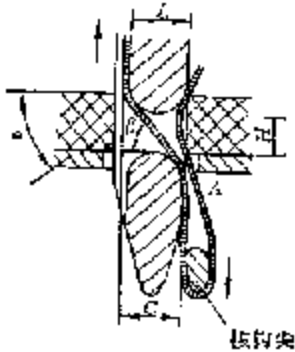


图 4-29 退针时缝线张力分析

(2) 选用粗细均匀,表面光滑、耐磨、粗细适当的缝线。

## 六、送 料

机针从缝料中退出后,缝料输送器将缝料向前移动一个针距称为送料。在送料阶段必须做到:

(1) 送料量要准确均匀;

(2) 上下层缝料要同步推进;

(3) 缝料不产生伸缩(即滑移或吃绉)。要达到上述要求,除了注意缝料本身的性质以及掌握正确的操作技巧外,主要是解决送料机构本身的性能问题。在缝纫机中,送料机构和送料方式是多种多样的,不同形式的机构出现的问题不同,解决的办法也不同,这些将在第六章中详细讨论。

## 七、底线成环

在形成包缝、绷缝和链式线迹的缝纫机中,当弯针运动到与机针或另一个弯针的正交位置时形成三角线环,以备机针或另一弯针的尖头穿入,这就是底线成环过程。在三线包缝机中,大弯针穿入小弯针形成的三角线环,而机针则在刺穿缝料后先穿入大弯针形成的三角线环;在链缝或链缝机中,所有机针一起穿入弯针形成的三角线环。

底线线环之所以能够形成是因为弯针由于不需要穿刺缝料,所以头部可以做得粗厚些,且侧面有凸肚形状,使弯针上的缝线自然形成三角形空隙,这就是“三角线环”的形成。

## 八、紧 线

在成缝过程中,为使面线环具有一定大小,入线长度必须大于形成一个线迹所需缝线长度的若干倍。当面线和底线互相套结以后,必须抽出多余的面线,使线迹中各根缝线互相锁紧,才能得到符合标准形态的线迹,这就是紧线过程。

根据不同线迹成缝过程的特点,紧线的方式有两种:

(1) 进针前将前一个线迹的松弛缝线抽紧;

(2) 退针时利用收线器的张力装置收紧线迹。

在包缝机和链缝机中采用第一种方式,当机针第二次进入缝料时,其所需的缝线来自两个方面,一是利用收紧前一个线迹时获取;二是克服夹线器弹簧的压力,从线团上抽取,这可由针杆上的小夹线板两边的缝线张力差来决定。

在平缝机上采用第二种方式,当梭尖勾住面线环后,带着线环继续转动,使线环绕过梭架中心,这时挑线杆开始向上运动,抽紧面线,并将底线同时收紧,线迹的收紧程度可由缝线张力调节器进行调节。

## 第四节 成缝构件运动时间的配合

任何一种工业缝纫机在形成一个线迹的工作周期中,都必须依靠四个成缝构件的相互配合和协调运动。在运动过程中,各成缝构件的运动形式、运动方向、运动速度以及动作前后次序都不相同。它们之间的运动时间配合对缝纫机的正常运行以及线迹的完美形成关系极大。因此,在缝纫过程中,除了要求这四个成缝构件本身能可靠地工作外,对它们之间的运动配合和协调动作也有严格的要求。

在缝纫机中,常用工作循环图来表明四个主要成缝机构在运动周期中的运动区域、主要位置以及相互间的配合关系。因此,工作循环图是缝纫机设计、生产、使用和安装调试中不可缺少的主要技术参考资料之一。缝纫机主轴每转一转,形成一个线迹,即:刺料、勾线、挑线、送料四个机构各完成一次运动循环,画出主轴一运转中各机构的运动起始和终止时间(以主轴转角表示),就得到缝纫机的工作循环图。工作循环图可以用圆形图,也可以用方块图来表示。

### 一、平缝机工作循环图

通常,平缝机各机构间的运动时间配合主要指的是:刺料机构(以机针为代表)与勾线机构(以梭子为代表)间的运动时间配合;挑线机构(以挑线杆穿线孔为代表)与勾线机构间的运动时间配合;刺料、勾线、挑线机构与送料机构(以送料牙为代表)间的运动时间配合。其中,刺料与勾线机构之间的时间配合要求,主要是保证机针从下极限回升一定距离,形成最佳面线环时,梭尖正好接触到机针轴线。机针回升量的大小要根据缝料性质的不同来确定(参见第五章第二节)。挑线与勾线机构间的时间配合要求,其实质是对需线量与供线量、多余线量与回收线量(这些参数都随缝纫机上轴转动角度的变化而变化)的控制要适当,供线和收线时间要准确:在旋梭需线量最大时,挑线杆供线量也应最大,避免出现供线过迟或收线过早,以及供线过早或收线过迟的现象。刺料与送料机构的时间配合要求,主要是保证机针在缝料中时,送料牙不得升出针板平面进行送料,即避免出现“拖针”现象,要做到这一点,一般平缝机在调试时,都要保证“三平齐”,即当机针从上极限向下运动,针孔上沿与针板上平面平齐时,送料牙齿面应降至与针板上平面平齐,亦即针孔上沿、送料牙齿面和针板上平面三平齐。

图 4-28 所示为 GO1-2 型中速平缝机工作循环图(圆形图),该循环图是以平缝机上轴按顺时针方向(面对缝纫机面板向手轮方向观察)旋转一周( $360^\circ$ )为其时间坐标,以机针尖在其上极限位置作为循环图的起点( $0^\circ$ )。也就是机针尖从其上极限位置( $0^\circ$ )向下运动至下极限位置( $180^\circ$ ),又从其下极限位置回升到上极限位置( $360^\circ$ ),作为平缝机的一个工作周期。在这一个工作周期中,平缝机四个主要机构的工作区域和特定位置,分别表示在四个同心圆环中。这四个同心圆环,从里圈往外数,第一个圆代表上轴(标有旋转方向);第二个圆环为刺料机构(机针尖)的运动位置图;第三个圆环为挑线机构(挑线杆穿线孔)的运动位置图;第四个圆环为送料机构(送料牙齿顶)的运动位置图。

从工作循环图中可以直观、明确地看出各机构的运动情况。

#### (一)机针工作循环

在第一个圆环中,机针从 $0^\circ$ 开始下降,运动到 $95^\circ$ 的 A 点,针尖开始接触缝料(缝料厚度 $1\text{mm}$ ),到 $114^\circ$ 的 A' 点时,机针穿刺缝料结束,此时,针尖与针板上平面平齐。从 $114^\circ$ 到 $180^\circ$ 为机针的工作行程区域,在 $180^\circ$ 的 D 点,机针尖到达下极限位置,从 $180^\circ$ 到 $208^\circ$ 的 C



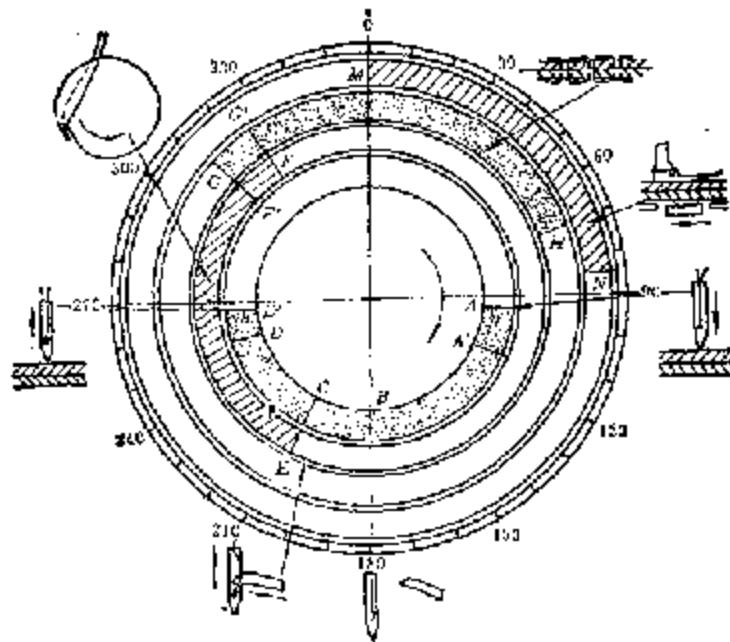


图 4-23 5C1-2 型平针机工作循环图

点, 机针回升了 2.2mm, 面线环形成。到 256° 的 *D* 点, 针尖离开针板上平面, 287° 的 *D'* 点, 针尖离开缝料上表面。

#### (二) 旋梭工作循环

在第二个圆环中, 从 208° 的 *B* 点开始, 旋梭勾线尖刚好接触机针轴线, 开始勾取面线环。当旋梭转到 305° 时, 面线环绕过梭架的一半, 到 312° 的 *F'* 点时, 面线环被扩大到最大状态, 此时即为旋梭带线量最多的位置。到 325° 的 *F* 点, 线环从梭尖根部脱出。从第一和第二个圆环中可以看出, 当机针回升 2.2mm, 形成面线环时, 梭尖正好接触机针轴线, 开始勾取面线环(208°)。

#### (三) 挑线杆穿线孔工作循环

在第三个圆环中, 在 312° 的 *G* 点处, 挑线杆下降到最低点, 并开始缓慢向上收线, 从 325° 的 *G'* 点开始, 挑线杆急剧上升, 其目的是迅速抽出从梭架上脱出的面线。从 360° 到 70° 的 *H* 点, 挑线杆仍迅速上升收紧面线, 同时克服夹线器的阻力, 从线团上抽出形成下一个线迹所需的面线。从 70° 的 *H* 点开始, 挑线杆又开始缓慢下降供线。从第二个和第三个圆环可以看出, 挑线杆和旋梭的运动时间配合, 当旋梭带线量最大时, 挑线杆应下降到最低点(312°), 当面线从梭尖根部脱出时, 挑线杆应迅速向上收线(325°)。

#### (四) 送料牙工作循环

在第四个圆环中, 在 0° 的 *M* 点处, 送料牙齿顶升出针板上平面 0.2mm, 送料开始; 到 85° 的 *N* 点处, 送料牙齿顶降至针板上平面 0.2mm 以下, 送料结束。从循环图中可以看出, 在送料牙整个有效送料过程中(0°~85°), 机针始终不在缝料中。由于送料机构可以作限位的调节, 所以送料牙的上、下、前、后极限位置也相应变化。一般情况下, 在 45° 左右, 送料牙齿面升至最高, 180° 左右降至最低, 100° 左右运动到最前端(远身), 310° 左右运动到最后端(近身)。这可以从图 4-24 所示的机针、挑线杆穿线孔和送料牙的运动曲线图中看出。

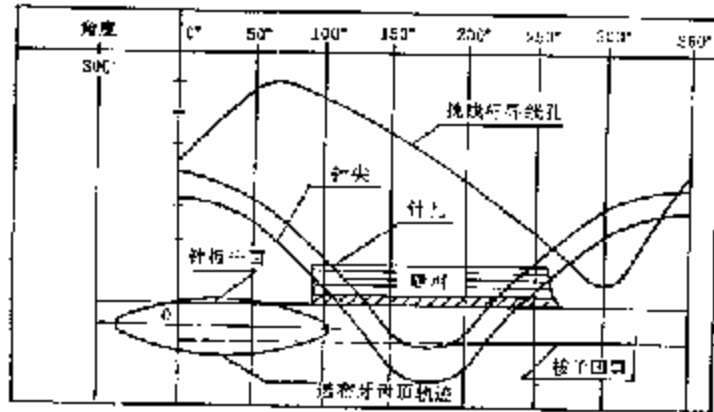


图 4-2 机针、穿线孔和送料牙运动曲线图

表 4-1 列出了国内外部分典型工业平缝机工作循环图数据。

表 4-1 国内外典型工业平缝机工作循环图数据

项 目	机 头 型 号	机 头 型 号						
		GCL-2	GCE-2	QCE-3	GCL5-1	LDLU 402 —4/B (JUKI)	LH-1150-T (JUKI)	WT2-R335-903 (Brother)
机 针	机针行程(mm)	51.5	51.435	51.5	50.75	51.685	55.2	50.35
	针尖接触线孔(线 料厚 1.0), deg	(5)95	(1)90.5	(5)87	(4)88	(4)87	(4)87.5	(4)91.5
	针尖接触针板上平 面, deg	114	114	105	104	103.75	110.75	114.0
	针尖从下包线时升 高, deg	(2.5)90.6	(2.338) 208.25	(2.2) 206.7	(2.54) 208.5	(1.97) 204.5	(2.51) 208.0	(3.14) 205.0
线 迹	针尖离开线料上表 面, deg	267.0	271.5	272.5	272.5	272.0	273.0	267.25
	勾线尖接触机针轴 线, deg	203	203.75	206.7	208	204.5	208.5(左) 205.5(右)	207.75(左) 206.75(右)
穿 线	穿线所需线量最多D, mm	312	318.75	316.3	318.5	317.5	327(左) 331(右)	330(左) 330(右)
	挑线杆行程(mm)		57.972		19.99	57.25	57.05	55.817
穿 线	穿线孔最高位置, deg	70	68.5	68	71	68	69.75	60.5
	穿线孔最低位置, deg	320.0	304.0	315.0	318.5	303.0	303.0	303.5
送 料 牙	送料牙内顶升出针 板上平面 0.2mm, deg	0	320.5	325	324	318	146.5	137.75
	送料牙内顶上升到 最高位置(峰点)(即 针板上平面 mm), deg	—	(0.52) 23.5	—	(0.635) 10.0	(0.72) 19.5	(0.724) 148.0	(0.725) 135.75
	送料牙内顶上升到 该峰位置(峰点)(即 针板上平面 mm), deg	—	40.25	—	42	45.5	261.75	224
	送料牙内顶离开针 板上平面 0.2mm, deg	65	90.5	87	86.5	103	272.5	207.0

## 二、三线包缝机工作循环图

三线包缝机各成缝构件之间的运动配合最主要的是机针、大弯针和小弯针之间的运动配合,此外还有机针、弯针与收线器之间的运动配合,以及机针与送料牙之间的运动配合。

根据三线包缝线迹的形成原理可知,在形成一个线迹的过程中,机针要穿套大弯针线环,大弯针要穿套小弯针线环,而小弯针又要穿套机针所形成的面线环。为了保证机针和两个弯针能顺利地、准确无误地相互穿套线环,就必须使机针、大弯针和小弯针的运动协调配合,即:

### (1) 机针与大弯针的运动配合

当机针从上极限位置向下运动时,大弯针正从右下向左上摆动,当大弯针到达左极限位置时,机针尖应正好到达大弯针线环范围内。此时大弯针正从左极限位置转折,准备向右摆动,相对于机针的运动,大弯针处于停滞状态,目的是保持大弯针线环的稳定性,便于机针顺利穿套线环。

### (2) 机针与小弯针的运动配合

当机针穿过大弯针线环继续下降到下极限位置时,小弯针已从左极限位置向右摆动了0.5mm左右,随着机针从下极限位置向上回升8~4.5mm时,最佳面线环形成,此时,小弯针应正好摆动到机针运动线处,开始穿套面线环。

### (3) 小弯针与大弯针的运动配合

小弯针穿入面线环后继续向右摆动,机针继续向上回升,此时大弯针已到达右极限位置,并从右极限位置向左摆动。当机针向上回升到针尖与针板面平齐时,大弯针将带线穿入小弯针线环,并继续向左摆动到左极限位置,以便机针从上极限位置向下运动穿套大弯针线环。至

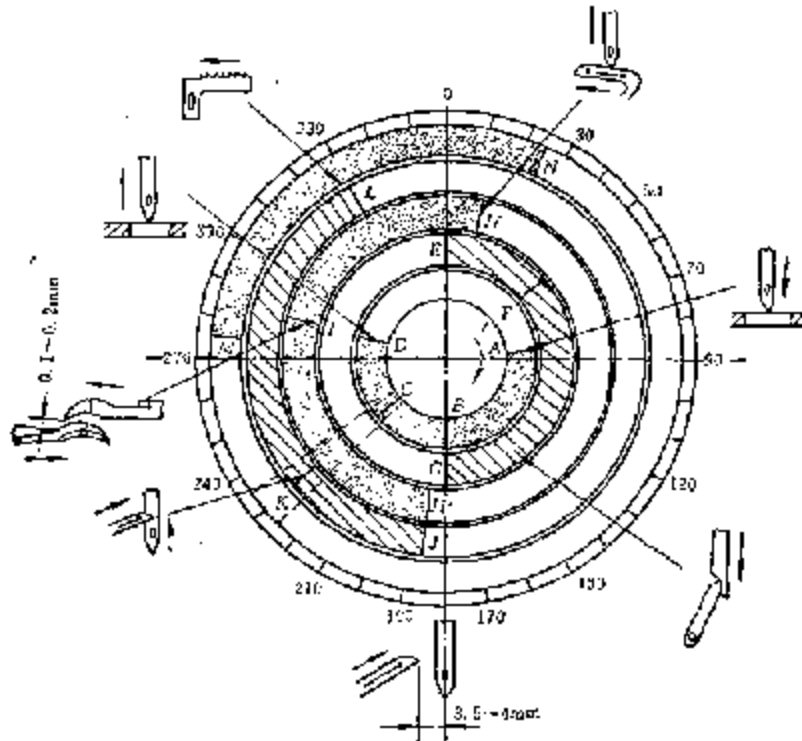


图4-25 GNI-1型三线包缝机工作循环图

此, 形成一个线迹的循环结束。

图 4-25 所示为 GMI-1 型中速三线包缝机工作循环图, 该循环图是以包缝机主轴按顺时针方向旋转一周 ( $360^\circ$ ) 为其时间坐标, 以机针尖在其上极限位置作为循环图的起点 ( $0^\circ$ )。在包缝机的一个工作周期中, 刺料机构、勾线机构、送料机构和刀机构等主要成型机构的工作区域和特定位置, 分别表示在五个同心圆环中。这五个同心圆环从里圈往外数: 第一个圆代表主轴 (标有旋转方向); 第二个圆环为机针尖的运动位置图; 第三个圆环为上刀的运动位置图; 第四个圆环为大弯针尖的运动位置图; 第五个圆环为送料牙齿顶的运动位置图。

#### (一) 机针工作循环

在第一个圆环中, 机针从  $0^\circ$  开始下降, 运动到  $85^\circ$  的 A 点, 机针尖与针板平面平齐。当主轴转至  $180^\circ$  的 B 点处, 机针到达下极限位置, 从  $180^\circ$  到  $290^\circ$  的 C 点, 机针向上回升了  $3\sim 4.5\text{mm}$ , 面线环形成。当主轴转至  $282^\circ$  的 D 点处, 机针尖离开针板上平面。

#### (二) 上刀工作循环

在第二个圆环中, 上刀与机针同步, 从  $0^\circ$  的 E 点 (上极限位置) 下降, 运动到  $50^\circ$  的 F 点, 上刀与下刀配合开始切料, 当主轴转到  $180^\circ$  的 G 点处时, 上刀位于下极限位置, 切料结束。

#### (三) 大弯针工作循环

在第三个圆环中, 在主轴转动  $12^\circ$  的 H 点处, 大弯针位于左极限位置, 此时机针从上极限位置下降, 针尖正好到达大弯针线环内。当主轴转到  $185^\circ$  的 H' 点处, 大弯针从左向右摆动到右极限位置。从 H' 点开始, 大弯针又从右向左摆动, 其间, 在  $283^\circ$  的 I 点处, 大弯针尖与小弯针颈部 (针背) 交叉重合, 此时要求两个弯针之间应保持  $0.1\sim 0.2\text{mm}$  的间隙, 以便大弯针顺利穿套小弯针线环。

#### (四) 小弯针工作循环

在第四个圆环中, 主轴转至  $188^\circ$  的 J 点处为小弯针摆动的左极限位置。从 J 点开始, 小弯针从左向右摆动, 运动到  $290^\circ$  的 K 点处, 小弯针尖与机针运动线重合, 此时正是机针形成最佳面线环之时, 因此, 小弯针能顺利地穿入面线环。当主轴转到  $360^\circ$  的 L 点处时, 小弯针摆到右极限位置。

#### (五) 送料牙工作循环

在第五个圆环中, 在  $275^\circ$  的 M 点处, 送料牙齿顶升起针板上平面  $0.2\text{mm}$ , 送料开始; 到  $26^\circ$  的 N 点处, 送料牙齿顶降至针板上平面  $0.2\text{mm}$  以下, 送料结束。

### 三、双针绷缝机工作循环图

在形成三线新缝线线迹的过程中, 长、短机针和弯针之间的运动配合最为重要, 其次还有机针与送料牙的运动配合, 过线凸轮与弯针的运动配合等, 都必须准确、严密、相互协调, 才能确保形成正常的线迹。

在绷缝机的一个工作周期中, 当机针位于上极限位置时, 弯针正好摆动到右极限位置, 并向机针前方移动一个距离 (让针), 以形成弯针线环。随着机针向下运动, 弯针从右极限位置向左摆动, 此时, 底线过线凸轮收紧线迹。当机针穿过面料, 运动到与弯针针背相交时, 长、短两机针先后穿套弯针线环, 此时, 底线过线凸轮开始放松底线。机针穿过弯针线环后继续下降, 弯针继续向左摆动, 并先后脱去长、短机针线环。当机针降至下极限位置时, 弯针到达左极限位置, 并复位回到机针后方。机针从下极限位置回升  $4\sim 9\text{mm}$  时, 两机针已先后形成了面线

环,此时,弯针从左极限向右摆动,并到达短机针轴线处,带线依次穿套两机针线环。弯针继续向右摆动,机针向上回升,脱出弯针线环,到达上极限位置,弯针也随之摆到右极限位置。

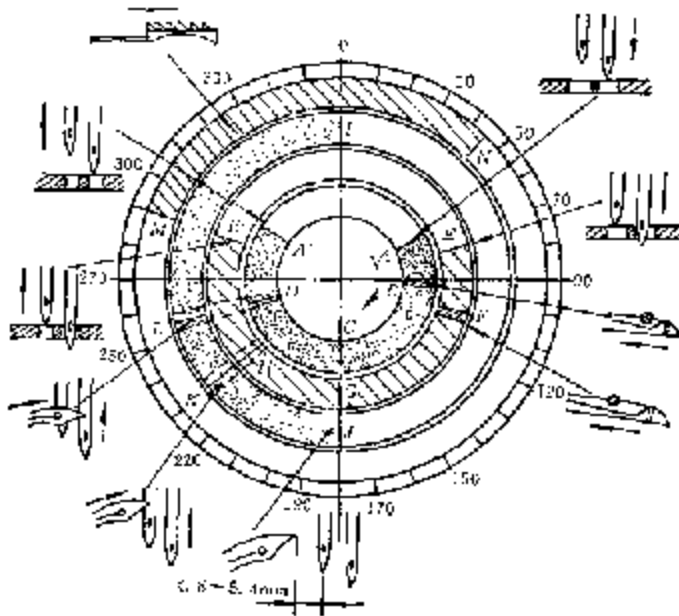


图 4-26 GK5-1 型筒式双针缝缝机工作循环图

图 4-26 所示为 GK5-1 型中速筒式双针缝缝机工作循环图。该循环图是以缝缝机主轴按顺时针方向旋转一周(360°)为其时间坐标,以机针尖在其上极限位置作为循环图的起点(0°)。用四个同心圆环从内图向外图依次表示长机针、短机针、弯针、送料牙的工作区域和特定位置。

#### (一)长机针工作循环

在第一个圆环中,长机针从 0°(上极限位置)开始下降,运动到 62° 的 A 点处,针尖与针板上平面平齐。在 90°~95° 之间的 B 处,长机针尖与弯针针背相错,此时即为长机针穿套弯针线环。在 180° 的 C 点处,长机针运动

到下极限位置。当长机针从下极限位置回升 4~9mm 时,长、短两机针均形成面线环,此时,主轴转至 200°~255° 之间的 D 处。在 303° 的 A' 处,长机针尖上升到与针板上平面平齐,并继续回升,离开针板上平面。

#### (二)短机针工作循环

在第二个圆环中,短机针与长机针同步,从 0°(上极限位置)开始下降,运动到 75° 的 B' 点时,针尖降至与针板上平面平齐。在 105°~110° 之间的 B' 处,短机针尖与弯针针背相错,此时短机针穿套弯针线环。在 180° 的 G 点处,短机针下降到下极限位置。当主轴转至 200° 的 B'' 点时,短机针回升到与针板上平面平齐。

#### (三)弯针工作循环

在第三个圆环中,在 0° 的 I 点处,弯针处在右极限位置,并向机针前方移动一个距离(让针),以便形成弯针线环。随着主轴的转动,弯针从右向左摆动,当主轴转至 180° 的 J 点处时,弯针到达左极限位置,并复位回到机针后方,此时,弯针尖与短机针轴线之间相距 4.8~5.4mm 左右。当机针回升 4~9mm 形成面线环时,弯针在 230° 的 K 点正好自左向右运动到短机针轴线处,准备穿套短机针线环。弯针穿过短机针线环后,继续向右运动,在 255° 的 L 点,弯针到达长机针轴线处,准备穿套长机针线环。为了保证弯针穿套线环的准确性,在 K 点和 L 点均留有 ±5° 的范围。

#### (四)送料牙工作循环

在第四个圆环中,从 290° 的 M 点,送料牙升起针板上平面 0.2mm,送料开始;到 45° 的 N 点,送料牙降至针板上平面 0.2mm 以下,送料结束。

# 第五章 刺料机构

## 第一节 刺料机构的作用与类型

刺料机构是缝纫机的四大成缝机构之一,它在缝制过程中的主要任务是:驱动机针刺穿缝料,并在缝料下方形成面线环,为针线和梭线的相互交织作准备。刺料机构的执行元件是机针,根据缝纫机的不同用途,刺料机构的类型也不同,若从机针的运动方式考虑,则可分为两大类,一类是机针沿固定的导向轴线作往复直线运动;另一类是机针在沿导向轴作往复直线运动的同时,又随导向轴摆动。下面分别介绍。

### 一、机针沿固定导向轴线作往复直线运动

在这类刺料机构中,机针运动的固定导向轴线有的垂直针板平面,见图 5-1(a);有的相对针板平面倾斜 $\beta$ 角度,见图 5-1(b);也有的平行针板平面,见图 5-1(c)。

大多数的缝纫机机针都是沿垂直针板平面的轴线作往复直线运动,图 5-2 为 GC 型工业平缝机刺料机构,该机构为正置曲柄滑块机构,当上轴 1 旋转时,固结其上的针杆曲柄 2 随之转动,并通过针杆连杆 4 使滑块 5 在滑块导向槽 6 中上下滑动,滑块 5 又通过针杆连接轴 7 与针杆 9 相连,因此,针杆 9 在针杆连杆 4 的作用下,与滑块 5 一起作上下往复直线运动,从而驱动机针 13 上下运动。

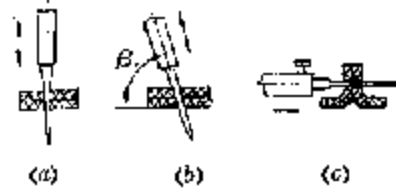


图 5-1 机针沿固定导向轴线往复运动

在包缝机中,为了确保弯针能顺利而准确地穿套面线环,针杆运动轴线相对针板面倾斜 $\beta$ 角度(GN1-1 型三线包缝机 $\beta=67^\circ$ )。图 5-3 为 GN 型包缝机刺料机构示意图,该机构是由一

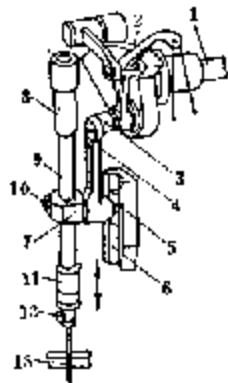


图 5-2 GC 型工业平缝机刺料机构

2. 上轴 3. 针杆曲柄 4. 挑线曲柄 5. 针杆连杆 6. 滑块 7. 滑块导向槽 8. 针杆上套筒 9. 针杆 10. 螺钉 11. 针杆下套筒 12. 螺钉 13. 机针

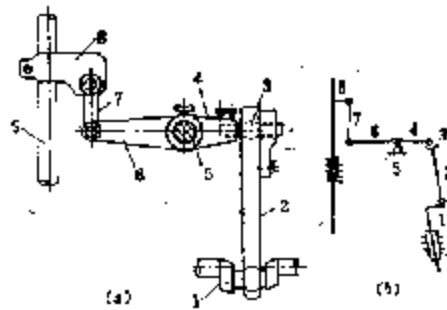


图 5-3 GN 型包缝机刺料机构示意图

1. 主轴曲拐 2. 大连杆 3. 挑线轴销 4. 针杆 5. 摆轴 6. 针杆曲柄 7. 针杆连接杆 8. 针杆夹套 9. 针杆

套空间四杆机构和一套平面四杆机构串联而成的。当主轴旋转时,曲柄1通过大连杆2使摆杆4摆动,由于摆杆4和针杆曲柄6都与摆轴5固连,因此,针杆曲柄6也随摆杆4摆动,从而通过针杆连杆7使针杆夹套8带动针杆9作往复直线运动。主轴曲柄1、大连杆2、球面副3和摆杆4构成空间RSSR四杆机构,针杆曲柄6、针杆连杆7和针杆夹套8构成平面曲柄滑块机构,图5-3(b)为机构运动简图。

## 二、机针沿导向轴线作往复运动,又随导向轴线摆动

在这类刺料机构中,机针既要沿导向轴线作往复直线运动,又要随导向轴线摆动,根据导向轴线的摆动方向,又可分为:

### (一)摆动方向与送料方向一致

这种刺料机构的作用不仅仅是刺穿缝料,形成面线环,而且还要与送料机构配合,参与送料,故又称为针送料机构,针送料机构可以有效地避免滞料、缝料起皱和缝层错移等缝纫故障。针送料机构机针的运动与一般无机针参与送料的机针运动不同,因此,机针所作的运动是一种复合运动,其运动轨迹为长椭圆。这种机构在结构上往往是在一般往复运动机构的基础上增加另一套与送料牙运动同步的摆动机构,如图5-4(a)所示。当上轴1旋转时,通过针杆曲柄2和针杆连杆3带动针杆5在针杆摆动架7的滑槽中往复运动。与此同时,由送料轴14输入的运动经导向曲柄13传给导向连杆19,并带动导向摆杆11摆动,因此,与导向摆杆同装在摆轴10上的摆动架连杆9也一起摆动,通过导向滑块8使针杆摆动架7绕导向架销轴15摆动,从而实现了机针沿送料方向的移动。图5-4(b)所示为机构运动简图,整个机构是一组平面多杆机构,其中杆2和杆13分别是输入运动杆,该机构自由度 $F=8 \times 8 - 2 \times 11 = 2$ ,故运动确定。

### (二)摆动方向与送料方向垂直

这种刺料机构是在图5-1所示的正置曲柄滑块刺料机构的基础上增加了针杆摆动机构,从而使机针既作垂直运动,又作横向摆动。这种刺料机构可以实现曲折缝,在曲折缝机、绣花机上均采用这种机构。图5-5(a)所示为实现针杆横向摆动的刺料机构示意图。驱动机针作垂直往复运动的是正置曲柄滑块机构,其工作原理前面已经叙述过了,这里不再重复。驱动机

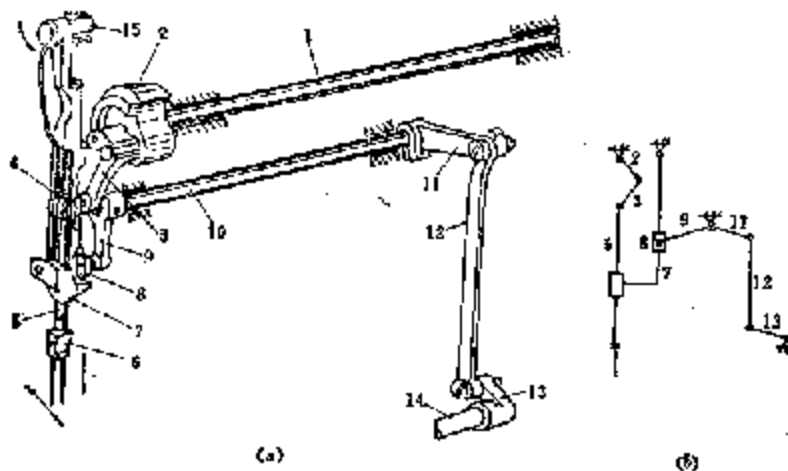


图5-4 针送料机构

1. 上轴 2. 针杆曲柄 3. 针杆连杆 4. 针杆连接轴 5. 针杆 6. 针夹套  
7. 针杆摆动架 8. 导向滑块 9. 摆动架连杆 10. 摆轴 11. 导向摆杆  
12. 导向连杆 13. 导向曲柄 14. 送料轴 15. 导向架销轴

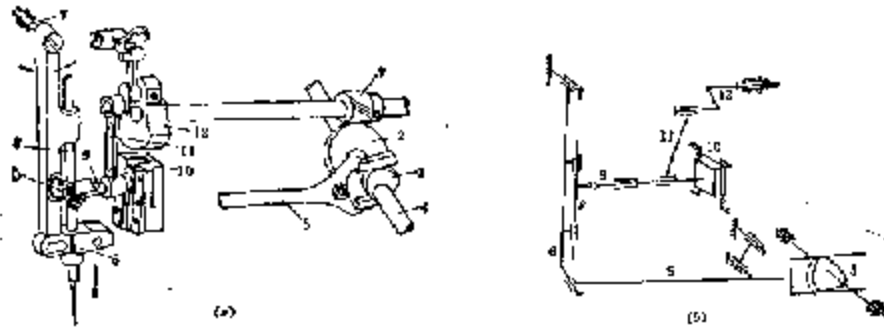


图 5-5 针杆摆动的机构

1. 小齿轮 2. 大齿轮 3. 三心凸轮 4. 斜齿轮轴 5. 叉形杆 6. 摆针架 7. 针杆  
8. 针杆连接轴 9. 销钉 10. 销钉 11. 针杆连杆 12. 针杆曲柄 13. 针杆曲柄

针作横向摆动的是一套摆针机构, 上轴的转动通过一对斜齿轮 1 和 2 传给斜齿轮轴 4, 固装在轴 4 上的三心凸轮 3 带动叉形杆 5 作平面运动, 从而使摆针架绕销轴 7 摆动。图 5-5(b) 所示为机构运动简图, 其中, 针杆曲柄和三心凸轮分别是输入构件, 该机构自由度  $F=3 \times 9 - 2 \times 13 - 1 \times 1 = 2$ , 故运动确定。

### 三、机针以其它特殊方式运动

在一些专用缝纫机上, 由于缝纫工艺的特殊要求, 机针的运动方式也比较特殊。如用于制鞋、皮革等生产部门的重型缝纫机, 其机针作纵向往复曲线运动; 在纺缝机和暗缝机中, 机针作横向往复曲线运动, 且需要顶料板 2 与机针 1 共同配合, 实现形成线迹的工作, 作往复曲线运动的机针均为圆弧形机针, 如图 5-6(a) 所示。圆头锁眼机的机针运动最复杂, 它是三种运动的合成, 一是完成刺料动作的上下往复运动; 二是完成曲折形缝锁料边的横向摆动; 三是缝“钮孔圆头”时机针需绕自身轴线旋转  $180^\circ$ , 如图 5-6(b) 所示。

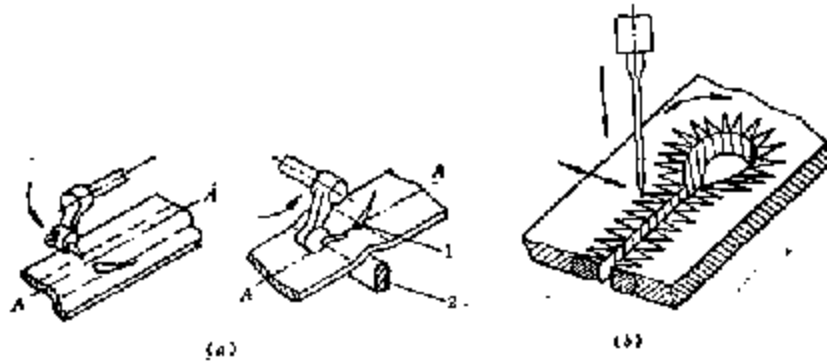


图 5-6 机针以特殊方式运动

## 第二节 刺料机构的基本工作原理

驱动机针作往复直线运动是一般刺料机构最基本的任务, 这里, 以机针作上下往复直线运动的刺料机构为例, 说明刺料机构的基本工作原理。通常, 上轴旋转一周, 刺料机构工作一个周期, 机针上下往复运动一次, 缝纫机形成为一个线迹。在机针上下往复运动一次的工作周期中, 机针一般要经历三个阶段的工作。



## 一、刺料引线

机针从上级限位置向下运动,当针尖接触缝料上表面时,机针开始刺穿缝料,这时要求机针具有足够的刺穿力,才能穿入缝料,并将面线引入缝料,直至机针到达下限位位置为止,机针刺料引线阶段结束,图5-7所示为刺料引线示意图。在整个刺料引线过程中,最突出的是缝线、机针和缝料三者之间的相互作用。当机针针孔进入缝料后,一方面由于机针短槽侧短槽以上的针身把缝线挤压在缝料中,另一方面由于机针向下运动时针孔上沿对缝线的作用,使缝线同时受到挤压和拉伸,其所受的张力达到最大值。

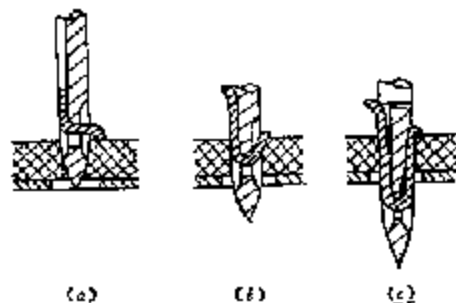


图5-7 刺料引线示意图

机针、缝线和缝料之间的相互作用,主要取决于缝线和缝料的特性。若缝纫机平布、呢绒、针织物、丝绸或类似的松软缝料时,缝线与缝料间相互作用的结果是只有缝料的变形(缝线不变形或变形量极少);若缝纫皮革、人造革、毡呢等硬性缝料,则大部分变形将发生在缝线上,有时缝线的变形量高达80%~40%,这将大大降低缝线强度,严重时有被挤断的可能。因此,为了防止机针上缝线强度的降低,通常应根据缝线粗细来选择适当的机针号码,一般缝线直径应小于针孔宽度,以便缝线能自由地从针孔中通过。同时,缝线直径还应小于机针长槽的深度,以便使长槽能容纳缝线,不使缝线与缝料接触。

## 二、面线成环

机针从下级限位置向上提升时,缝料下的面线在浅针槽侧的针孔旁形成一个线环,以保证梭子勾线尖能准确地勾住面线环,这是缝纫机获得锁式线迹的基本条件。

### (一)面线环形成原理

机针带着面线刺穿缝料时,面线是紧贴着机针上的线槽和针孔的上沿并随机针一起向下运动的,如图5-8(a)所示,在这个过程中,面线不断地通过机针孔从长槽(引入槽)向短槽(引出槽)侧供应。随后在机针到达下极限位置并开始向上回升时,原来作用在针孔上沿A点处的缝线张力即行消失,这段缝线处于自由状态,在缝线本身的弹性作用下开始形成线环,如图5-8(b)所示,随着机针继续回升,在长槽中的缝线完全容纳于槽中而不受缝料对它的弹性压力,而在短槽侧的缝线,则因短槽浅而短,缝线在短槽中容纳不下,被挤在机针针身和缝料之间,受到因缝料受挤压变形而产生的弹性压力 $N$ 的作用,这种压力通过缝线传递给机针,因此,在机针与缝线之间,缝线与缝料之间产生了两个摩擦力 $F_1$ 和 $F_2$ ,即

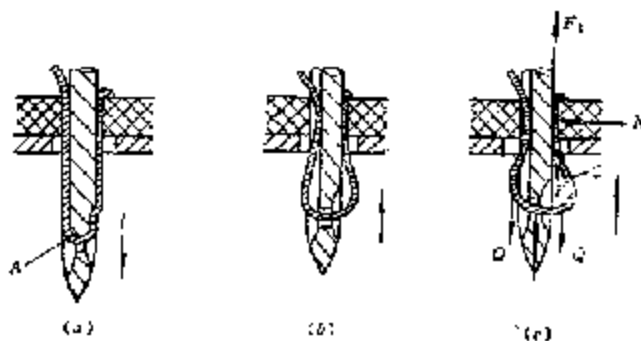


图5-8 面线环形成式

机针对缝线的摩擦力:

$$F_1 = \mu_1 N$$

缝料对缝线的摩擦力:

$$F_2 = \mu_2 N$$

式中:  $\mu_1$ ——缝线与机针之间的摩擦系数;

$\mu_2$ ——缝线与缝料之间的摩擦系数。

当机针向上回升时,  $F_1$  将力图使面线随机针一起上升, 而  $F_2$  则力图使面线停留在缝料中保持不动。由于  $\mu_2$  明显大于  $\mu_1$ , 所以  $F_2 \gg F_1$ , 这样, 短槽侧的缝线便不能随机针一起上升, 而滞留在缝料下方, 另外, 缝线在随机针下降时, 产生的惯性力  $Q$  也阻止缝线随机针回升, 见图 5-8(a)。这样, 缝料下方的面线在机针孔的下部附近累积, 在缝线自身弹力作用下, 面线将抵住针孔下沿并在针孔两侧分开而形成面线环。

(二) 最佳面线环的形状、位置和尺寸

面线环的形状、位置、大小是缝纫机在缝制作业中能否形成线迹的关键, 只有当面线环的形状稳定、大小和位置合适, 梭尖才能顺利地穿入线环, 从而引导面线与底线交织。

在线迹形成过程中, 通常要求面线环必须位于机针短槽一侧, 并与梭尖的运动平面正交, 这首先要靠正确安装机针位置来保证, 即机针针孔和针槽所在的  $A-A$  平面要与梭尖运动平面正交; 其次缝线的捻度要合适, 捻度过大或捻度不均都将使面线环发生扭曲, 即面线环与针孔和针槽平面发生偏转, 如图 5-9 所示, 从而严重影响梭尖顺利进入线环, 以致造成“跳针”故障。

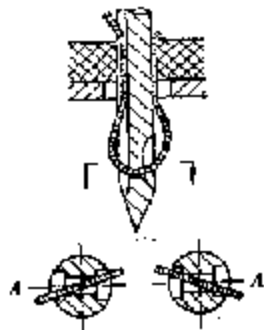


图 5-9 面线环发生扭曲而偏转

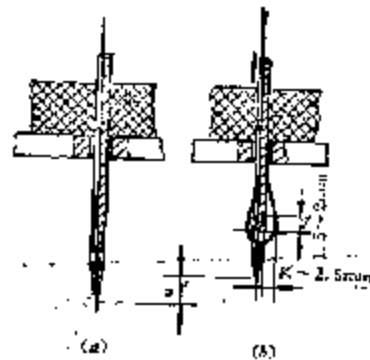


图 5-10 机针回升量与线环宽度

面线环的尺寸大小也是影响梭尖勾取线环的一个重要因素, 若尺寸太小, 梭尖不易进入线环; 若尺寸太大, 则线环将发生扭曲, 梭尖也不易进入线环。通常, 面线环的尺寸大小用其宽度  $k$  来表示, 如图 5-10 所示。从缝纫机的结构角度考虑, 形成一个线迹所必需的面线环宽度主要取决于梭子勾线尖的几何形状和尺寸。勾线尖的几何形状应设计成使其容易进入线环, 同时考虑结构强度的需要, 然后决定其宽度和角度。一旦勾线尖的形状大小确定了, 在正常工作条件下所必需的面线环宽度也就确定了。根据实际使用经验, 所需的  $k$  值大致为梭尖宽度的 1.5~2 倍。

面线环的宽度  $k$  与机针从下极限位置向上回升的距离  $a$  (称作机针回升量) 有密切的联系。在其余工作条件相同的情况下, 为获得应有的线环宽度所需的面线环回升量是由缝料的性质(弹性和硬度)来决定的。缝料越硬, 机针回升量应越小, 对于较柔软的缝料, 如针织品及稀薄织物(真丝、乔其纱等), 机针回升量应大些。表 5-1 给出了不同缝料的机针回升量  $a$  与线环宽度  $k$  之间的关系。表 5-2 是对于同种缝料机针回升量  $a$  与线环宽度  $k$  的关系。

从表 5-1、表 5-2 中可以看出, 无论对于何种缝料,  $a$  和  $k$  成正比关系。在一般的锁式线迹缝纫机中, 当  $a=1.8\sim 2.7\text{mm}$  时, 在机针短槽侧所形成的面线环宽度较合适, 其形态也较佳。

表 5-1 机针回升量  $a$  和线环宽度  $R$  (不同缝料)

$a$ (mm)	$R$ (mm)					
	斜纹布	号布	斜纹布	软呢	飞料	硬厚呢
3	0.0	1.3	1.4	1.3	1.4	1.5
6	1.2	1.5	1.8	1.6	2.0	1.7
9	3.0	2.7	2.9	2.8	3.0	2.9

表 5-2 机针回升量  $a$  和线环宽度  $R$  (同种缝料)

$a$ (mm)	$R$ (mm)	距针孔上沿 2mm 处	距针孔上沿 3mm 处	备 注
1	1.4	1.4	1.6	在 GC 型缝纫机上用 75# 机针、80# 涤纶、缝线总厚度为 2mm、0 号棉布
2	2.2	2.2	2.3	
3	2.8	2.8	2.7	
4	3.2	3.2	2.7	
5	3.4	---	---	

而当  $a > 3.5$  mm 后, 面线环就容易发生扭曲, 当  $a < 1.6$  mm 时, 面线环宽度不够大, 梭尖不易进入线环。所以, 对于缝纫一般织物, 缝厚在 2~6 mm 时,  $a$  控制在 1.3~2.7 mm 范围内较为合理。

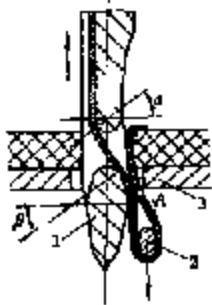


图 5-11 退针阶段

### 三、退 针

当面线环被梭尖勾住后, 机针从缝料下侧退回缝料上侧的过程为退针阶段。如图 5-11 所示, 在退针过程中, 面线环的下端被梭尖 2 牵引, 上端与针孔上、下沿发生摩擦, 同时在 A 点受到针板 3 和机针 1 的挤压, 使缝线受到很大的张力。因此, 在退针阶段应采取减小缝线张力, 防止因张力过大而引起的断线等故障。

可采取的措施主要从改善机针的设计和制造加工方面考虑。如: 提高针槽壁和针孔的加工精度, 一般表面粗糙度为  $R_a < 0.1$  mm; 在靠近针尖的部分开容线槽, 使线环的部分缝线容纳在槽内, 这样既可减轻对缝线的挤压, 又可减小缝线在针孔上的包角  $\alpha$  和  $\beta$ , 从而减小缝线张力。

## 第三节 机针对缝料的刺穿力

在缝纫过程中, 机针刺穿缝料时作用在缝料上的刺穿力随机针进入缝料的深度而不断变

此, 图 5-12(a) 所示为圆锥形针尖的机针在刺穿缝料时的受力情况。其中  $P$  为机针作用力(即刺穿力),  $R$  为缝料对机针尖的正向阻力,  $N$  为被机针挤开的缝料对机针的弹性正压力,  $F$  为缝料对机针表面的摩擦力。将上述各方向机针轴线方向投影, 可得刺穿力

$$P = R + 2N(\sin\theta + \mu\cos\theta) \quad (5-1)$$

式中:  $\theta$ ——针尖角;

$\mu$ ——机针与缝料间的摩擦系数。

从(5-1)式可知, 机针刺穿力  $P$  主要与正向阻力  $R$  和弹性正压力  $N$  有关。其中, 认为正向阻力  $R$  在刺料过程中是不变的, 即

$$R = \pi r_0^2 \sigma \quad (5-2)$$

式中:  $r_0$ ——针尖端球面半径(m);

$\sigma$ ——单位面积缝料对针尖端的垂直方向压力(Pa)。

一旦针尖穿出缝料,  $R=0$ 。

弹性正压力  $N$  是随刺料深度  $\omega$  而变化的, 取刺穿时与缝料接触的微元  $dS$  进行分析。如图 5-12(b) 所示, 在圆锥形针尖的任意半径  $r$  处, 环状圆锥侧面微元为

$$dS = 2\pi r dr / \sin\theta \quad (5-3)$$

在微元  $dS$  上, 缝料对针面的法向压力和摩擦力分别为  $dN$  和  $\mu dN$ , 同时, 将机针对缝料单位挤压力分解成水平分量  $dT$  和垂直分量  $dQ$ , 所以, 沿针尖锥面切向和法向的平衡方程分别为:

$$\mu dN = dQ \cdot \cos\theta - dT \cdot \sin\theta \quad (5-4)$$

$$dN = dQ \cdot \sin\theta + dT \cdot \cos\theta \quad (5-5)$$

从以上二式中可以解出

$$dQ = dT \cdot \operatorname{tg}(\theta + \alpha) \quad (5-6)$$

式中:  $\alpha$ ——摩擦角( $\alpha = \operatorname{tg}^{-1}\mu$ )。

而水平分量  $dT$  是缝料内部横向压缩力, 它是半径  $r$  的函数, 当变形不大时, 服从线性规律, 即

$$dT = k \cdot r \cdot dS / 2 \quad (5-7)$$

式中:  $k$ ——织物横向压缩刚度(N/mm)。

将式(5-6)、(5-7)分别代入式(5-5)并积分, 可得

$$N = \int dN = \pi k [\cos\theta - \sin\theta \cdot \operatorname{tg}(\theta + \alpha)] / \sin\theta \cdot \int r^2 dr \quad (5-8)$$

将式(5-2)、(5-8)分别代入式(5-1), 可得刺穿力

$$P = \pi r_0^2 \sigma + 2\pi k \cdot \operatorname{tg}(\theta + \alpha) / \sin\theta \cdot \int r^2 dr \quad (5-9)$$

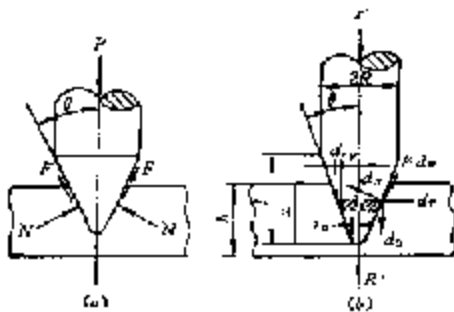


图 5-12 机穿过程受力图

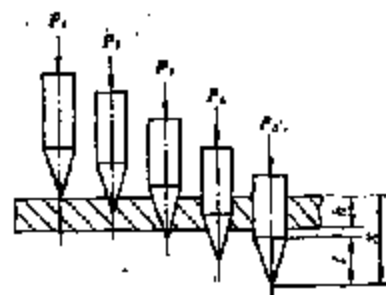


图 5-13 穿刺过程各阶段模型

由于机针在刺穿缝料的过程中, 刺穿力  $P$  是随刺料深度  $x$  变化的, 所以, 从针尖接触缝料上表面开始, 在整个刺料过程中, 刺穿力  $P$  的计算可分为五个阶段。图 5-13 是机针穿入缝料各阶段的模型, 图中  $x$  为机针刺入缝料的深度 (mm);  $h$  为缝料厚度 (mm);  $l$  为针尖圆锥台高度 (mm)。

(1)  $x = 0$  时,

$$P_1 = 0 \quad (5-10)$$

(2)  $0 < x \leq h$  时, 积分限为  $r_0 \rightarrow r_0 + x \cdot \operatorname{tg} \theta$ , 则

$$P_2 = \pi r_0^2 \mu + \frac{2\pi k}{3 \sin \theta} \cdot \operatorname{tg}(\theta + \alpha) [(r_0 + x \cdot \operatorname{tg} \theta)^3 - r_0^3] \quad (5-11)$$

(3)  $h < x \leq l$  时, 积分限为  $r_0 + (x-h) \cdot \operatorname{tg} \theta \rightarrow r_0 + x \cdot \operatorname{tg} \theta$ , 而此时针尖已穿出缝料, 故  $R = 0$ , 所以该阶段的刺穿力为

$$P_3 = \frac{2\pi k}{3 \sin \theta} \cdot \operatorname{tg}(\theta + \alpha) \{ (r_0 + x \cdot \operatorname{tg} \theta)^3 - [r_0 + (x-h) \cdot \operatorname{tg} \theta]^3 \} \quad (5-12)$$

(4)  $x > h+l$  时, 针尖圆锥部分已全部穿出缝料, 机针所受到的阻力只有摩擦力, 即

$$P_4 = 2\pi k \mu h (r_0 + l \operatorname{tg} \theta)^2 = \text{常数} \quad (5-13)$$

(5)  $l < x \leq h+l$  时, 进入缝料的机针部分为圆锥体, 部分为圆柱体, 综合考虑第三和第五阶段的刺穿力, 可得

$$P_5 = \frac{2\pi k}{3 \sin \theta} \cdot \operatorname{tg}(\theta + \alpha) \{ (r_0 + l \operatorname{tg} \theta)^3 - [r_0 + (x-l) \operatorname{tg} \theta]^3 \} + 2\pi k \mu (x-l) (r_0 + l \operatorname{tg} \theta)^2 \quad (5-14)$$

根据(5-10)~(5-14)式可以得到机针刺穿力的变化曲线如图 5-14 所示。

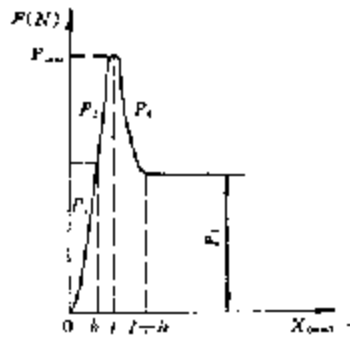


图 5-14 刺穿过程的力-位移曲线图

从图中可以看出, 针尖进入缝料后, 刺穿力  $P$  逐渐增大, 当  $x=l$  时, 有  $P_{\max} = P_{3\max}$ , 此时, 机针尖部的圆锥台底部与缝料上平面平齐。随着机针继续下降, 机针圆柱部分开始进入缝料, 刺穿力  $P$  开始逐渐减小, 直到机针尖部的圆锥台全部穿出缝料, 此后, 刺穿力  $P_4$  仅克服缝料对机针的摩擦力。

在缝纫过程中, 机针刺穿缝料时的稳定性是由刺穿力  $P$  和机针所能承受的临界力  $G$  决定的, 根据中心压杆的稳定条件, 机针刺穿力必须满足

$$P \leq \frac{G}{n_{sp}} \quad (5-15)$$

式中:  $G$ ——机针产生不稳定的临界载荷 (N);

$n_{sp}$ ——稳定安全系数, 其大小与压杆的工作情况有关, 机针一般取  $n_{sp} = 7 \sim 8$ 。

根据受轴向力  $P$  作用的细长直杆产生不稳定的临界载荷的欧拉公式, 有

$$G = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} \quad (5-16)$$

式中:  $E$ ——机针的弹性模量 (N/cm<sup>2</sup>);

$I$ ——机针截面惯性矩 (cm<sup>4</sup>), 近似将针杆截面看作圆形, 则  $I = \pi d^4 / 64$ ,  $d$  为针杆直径 (cm);

$\mu$ ——长度系数, 根据受压直杆杆端的支承条件确定。机针工作时可看作是一端固定, 一端自由的压杆, 故取  $\mu = 2.0$ 。

$l$ ——机针自由长度(cm)。

例如工业缝纫机常用的100#机针,直径 $d$ 为1mm,针柄长度为15.5mm,机针全长为37.9mm,所以自由长度 $l=37.9-15.5=22.4$ mm,根据以上所给数据,可求得 $l=4.9 \times 10^{-6}$  cm<sup>4</sup>,取 $E=2.2 \times 10^7$  N/cm<sup>2</sup>,所以100#机针所能承受的最大载荷为

$$G = \pi^2 \times 2.2 \times 10^7 \times 4.9 \times 10^{-6} / (2 \times 2.24)^2 = 59 \text{ N}$$

根据稳定条件(5-15)式,100#机针的刺穿力必须满足 $P < 6.625 \sim 7.57 \text{ N}$ 。

表5-3列出了用100#机针对不同缝料进行缝纫时的刺穿力。

表5-3 100#机针对不同缝料的刺穿力

缝料	层数	刺穿力(N)	缝料	层数	刺穿力(N)
布料 (厚2.5mm)	1	1.68	平纹布 (厚0.15mm)	1	9.28
	2	5.66		2	6.85
	3	8.60		3	1.97
	4	9.50		4	3.24
斜纹布 (厚0.15mm)	1	0.49	皮革 (厚1.5mm)	1	12.70
	2	2.17		2	30.30
	3	3.36	橡胶(4mm)	1	12.70
	4	4.45			

## 第四节 正置曲柄滑块刺料机构

### 一、正置曲柄滑块刺料机构的运动特性

在针杆沿固定导向轴线作往复直线运动的工业缝纫机中,其刺料机构通常采用结构最简单的正置曲柄滑块机构,如图5-1所示。这种机构的运动性能主要取决于曲柄和连杆的尺寸,下面具体分析。

#### (一)运动分析

图5-15为正置曲柄滑块刺料机构运动简图,上轴 $O$ 上的针杆曲柄 $OA$ 以角速度 $\omega$ 顺时针方向转动(从面板方向看),通过连杆 $AB$ 带动滑块 $B$ (即针杆)作上下往复直线运动。为分析滑块 $B$ 的运动规律,建立坐标系 $oxy$ 如图示,图中 $B_0$ 表示滑块的上极限位置, $B_1$ 表示滑块的下极限位置。通常在研究缝纫机各机构运动配合时,都规定以针杆上极限位置作为运动的起始位置,因此,主动曲柄 $OA$ 的转角 $\varphi$ 以铅垂向上位置作为运动的起始位置度量,顺时针转动为正。为分析方便起见,在图中作辅助线 $AA'$ 垂直 $x$ 轴。

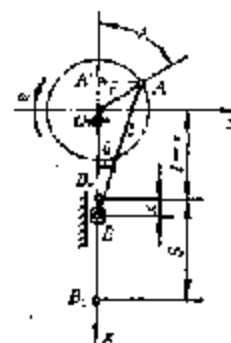


图5-15 刺料机构运动简图

由图可知,滑块位移 $x_B$ 为

$$x_B = A'B - A'B_0 = A'B - A'O - OB_0 = l \cos \theta - r \cos \varphi - (l - r)$$

又,由图可得

$$\overline{AA'} = r \sin \varphi = l \sin \theta$$

所以

$$\sin \theta = \frac{r}{l} \sin \varphi$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

将上式代入  $s_B$  表达式, 并令  $\lambda = r/l$ , 可以得到

$$s_B = l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - r \cos \varphi - l + r \quad (5-17)$$

上式中含有根号, 用它计算针杆位移量极不方便, 通常采用简化方法, 将式中根号部分用二项式定理展开, 即

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \varphi - \dots \quad (5-18)$$

当  $\lambda < 0.4$  时, 可略去多次项, 近似取

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi$$

将其代入(5-17)式, 可得到滑块位移  $s_B$  与上轴转角  $\varphi$  的关系

$$s_B = l \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \right) \quad (5-19)$$

若将上式对时间  $t$  求一次及二次导数, 则可求出针杆速度  $v_B$  和加速度  $a_B$  的函数式:

$$v_B = \frac{ds_B}{dt} = r\omega \left( \sin \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \right) \quad (5-20)$$

$$a_B = \frac{d^2 s_B}{dt^2} = r\omega^2 (\cos \varphi - \lambda \cos 2\varphi) \quad (5-21)$$

式中,  $\omega = d\varphi/dt$ , 为缝纫机上轴的角速度。如果已知机构的结构尺寸  $r$ 、 $l$  值, 代入(5-19)、(5-20)、(5-21)式中, 即可绘出针杆位移、速度和加速度的变化曲线。

若令(5-21)式等于零, 就可以求出机针从上限位置向下运动时的最大速度所对应的上轴转角  $\varphi'$ , 即

$$r\omega^2 (\cos \varphi' - \lambda \cos 2\varphi') = 0$$

将  $\cos 2\varphi' = 2 \cos^2 \varphi' - 1$  代入上式, 可得

$$\cos^2 \varphi' - \frac{1}{2\lambda} \cos \varphi' - \frac{1}{2} = 0$$

从中解出

$$\varphi' = \cos^{-1} \frac{1 - \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda} \quad (5-22)$$

上式根号前无正号, 因为它不符合实际机构的运动情况。将  $\varphi'$  代入(5-20)式, 可求出机针从上限位置向下运动过程中的最大速度为

$$v'_{\max} = r\omega \left( \sin \varphi' - \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi' \right)$$

对于正置曲柄滑块机构, 显然, 当机针从下极限位置向上回升过程中的最大加速度值所对应的上轴转角为  $\varphi'' = 360^\circ - \varphi'$ , 所以机针回升时的最大速度为

$$v''_{\max} = -r\omega \left( \sin \varphi' - \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi' \right) = -v'_{\max}$$

为求机针加速度的最大值, 将(5-21)式对时间  $t$  求导数, 并令导数值等于零, 即

$$\frac{da_B}{dt} = r\omega^3 (-\sin \varphi + 2\lambda \sin 2\varphi) = 0$$

以  $\sin 2\varphi = 2 \sin \varphi \cos \varphi$  代入, 上式变为

$$\sin \varphi \cdot (4\lambda \cos \varphi - 1) = 0$$

从中可解出两个结果, 即

(1)  $\sin \varphi = 0$ , 可得  $\varphi = 0$  和  $\varphi = \pi$ ;

(2)  $4\lambda \cos \varphi = 1$ , 可得  $\varphi = \cos^{-1} \frac{1}{4\lambda}$ , 显然, 当  $\lambda < 0.25$  时,  $\varphi$  值无意义; 当  $\lambda = 0.25$  时,  $\varphi = 0$ 。只有当  $\lambda > 0.25$  时,  $\varphi$  才有确定的值。

因此, 在缝制机的一个工作周期内, 当  $\lambda > 0.25$  时, 针杆加速度有四个极值点, 它们所对应的上轴转角分别为:  $\varphi_1 = 0$ ,  $\varphi_2 = \cos^{-1} \frac{1}{4\lambda}$ ,  $\varphi_3 = \pi$ ,  $\varphi_4 = 360^\circ - \varphi_2$ 。其中, 当  $\varphi_3 = \pi$  时的针杆加速度为最大值, 即:  $a_{n \max} = -r\omega^2(1 + \lambda)$ 。也就是说, 正置曲柄滑块刺料机构的最大惯性负荷发生在下极限位置。

通常在分析、设计刺料机构时, 需要计算当机针移动一段距离到达某一位置时, 上轴所转过的角度, 这时可利用(5-10)式求解。若已知机针从上极限位置向下移动距离  $s$ , 则此时上轴所转过的角度

$$\cos \varphi = \frac{1}{2} (1 - \sqrt{2\lambda^2 - 2\lambda - 2s\lambda/r + 1}) \quad (5-23)$$

例如, 已知 GCI 5-1 型高速平缝机  $r = 15.295 \text{ mm}$ ,  $l = 48.5 \text{ mm}$ , 则  $\lambda = r/l = 0.315$ , 当机针从上极限位置向下移动  $s = 16.727 \text{ mm}$  时, 针尖接触针板上平面, 则由(5-23)式可求出此时上轴转角为  $\varphi = 104^\circ$ 。

### (二) $\lambda$ 值对机针运动特性的影响

在刺料机构中, 针杆曲柄长度  $r$  和连杆长度  $l$  的比值  $\lambda$  与机针的速度、加速度密切相关, 它将影响缝制机的运转平稳性及刺料机构的缝制工艺性, 因此, 它是设计刺料机构的主要参数。为了说明  $\lambda$  值对机针速度、加速度的影响, 可对(5-19)、(5-20)、(5-21)式进行移项, 得到机针运动规律的无量纲普遍公式:

$$s_n/r = 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \quad (5-24)$$

$$v_n/r\omega = \sin \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \quad (5-25)$$

$$a_n/r\omega^2 = \cos \varphi - 2\cos 2\varphi \quad (5-26)$$

上面三个公式中消去了曲柄尺寸  $r$  和机速  $\omega$  数值大小的影响, 直接可以看出  $\lambda$  值与机针运动规律之间的关系。分别以  $\lambda = 0.1, 0.315, 0.63$  代入(5-24)、(5-25)、(5-26)式, 得到机针位移、速度、加速度的变化曲线如图 5-16 所示。

图中横坐标是上轴转角  $\varphi$ , 假设上轴作等速回转, 则  $\varphi$  代表相应的时间。应当指出, 以上一系列演算所得出的公式是建立在  $\lambda$  较小值的基础上。对于  $\lambda = 0.63$ , 因(5-18)式中第三项值比较大, 不能略去, 故图 5-16 中  $\lambda = 0.63$  的曲线与实际曲线有一些误差。

从图中曲线可以看出  $\lambda$  值对机针运动的影响如下:

1. 连杆  $l$  越长, 即  $\lambda$  越小时, 机针的运动性能越接近简谐运动, 其加速度变化比较平稳, 因此机构运动也比较平稳, 但连杆太长, 将影响机器结构的精巧性和紧凑性。

2. 根据缝制工艺要求, 机针进入缝料后, 送料牙不得送料, 只有当机针退出缝料后, 送料

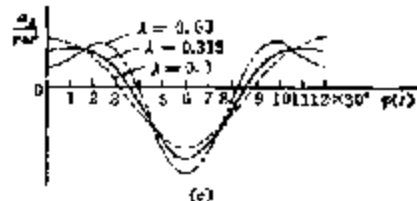
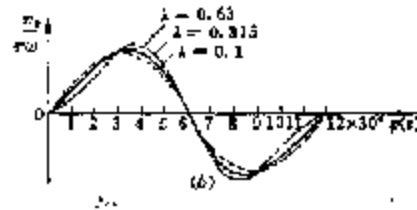
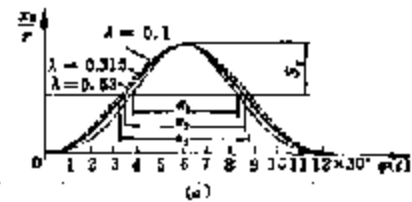


图 5-16  $\lambda$  值对机针运动性能的影响



牙才能升起针板而进行送料,也就是说,机针停留在缝料中的时间越长,留给送料机构的送料时间就越短,送料机构的速度就要提高。因此,在机针工作行程 $s_p$ (指机针尖接触缝料开始,到机针下极限位置为止,机针运动的行程)相同的条件下,希望机针在缝料中停留的时间短一些。若以 $s_p$ 值在机针位移曲线上作一水平线,则它与曲线交点在横坐标上的投影即为机针进出缝料的时间。图中所截得的 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\alpha_3$ 分别表示不同 $\lambda$ 值时机针在缝料中的停留时间, $\lambda$ 越大,停留的时间越短。

3. 从缝纫性能考虑,机针刺穿缝料时的速度越大越好。速度大,机针所获得的动能亦大,可以获得较大的刺穿力。一般,缝纫机在上轴转角 $\varphi=95^\circ\sim 115^\circ$ 之间,机针开始刺穿缝料,从速度曲线可以看出, $\lambda$ 越大,机针刺穿缝料时的速度也越大。

4.  $\lambda$ 越大,机针从下极限位置向上提升的速度越快,这正是形成锁式线迹的缝纫机所要求的。但在形成链式线迹的绷缝机中,由于弯针钩尖要穿进两根机针所形成的两个线环,而两根机针间有一定距离,但又同时向上提升,在这种情况下,为保证弯针钩尖同时穿入两个线环,机针从下极限向上提升的速度应尽可能慢些。

综上所述,从缝纫机的动力性能考虑, $\lambda$ 值不可取得太大,但从机器结构、缝纫性能等方面考虑, $\lambda$ 值又不可取得太小。因此,在工业缝纫机中,一般 $\lambda$ 值取在0.9~0.4之间,只有少数机器超出这个范围。表5-4给出一些常用工业缝纫机刺料机构的主要参数。

### (三) 连杆位置对机针运动特性的影响

正置曲柄滑块刺料机构中机针的运动特性还取决于机构中连杆所处的位置是在下部还是在上部。连杆在下部的机构,滑块在上轴下方移动,见图5-17(a);连杆在上部的机构,滑块在上轴上方移动,见图5-17(b)。

根据缝纫性能的要求,锁式线迹缝纫机在工作时,为满足挑线机构和送料机构动作的需要,机针从下极限位置向上提升的动作应尽可能快些。对于连杆位置不同的刺料机构,机针从下极限向上提升的速度亦不同。下面对连杆在两种位置时机针的运动特性进行分析比较。

表 5-4 工业缝纫机刺料机构主要参数

机 型	r(mm)	l(mm)	$\lambda$
GB1-1	18.7	41.4	0.380
GB1-3	18.0	42.0	0.429
GB10-1	18.7	49.4	0.386
GC1-2	15.75	45.4	0.365
GC9-1	18.0	45.5	0.398
GC5-2	15.75	43.4	0.363
GC15-1	3.35	44.5	0.315
GC17-3	17.0	48.5	0.361
GC2001	17.0	48.7	0.351
GD8-1	16.675	45.5	0.272
GD2101	50.685	50.0	0.290

如图 5-17 所示, 两种情况均以上极限  $B_0$  为起点, 设曲柄  $OA$  转过相同的角度  $\varphi$ , 则由 (5-10) 式可得连杆在下部的刺料机构中机针的位移

$$x_{B1} = r \left( 1 - \cos \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \right)$$

用同样的方法, 由图 5-17(b) 可得连杆在上部的刺料机构中机针的位移

$$x_{B2} = r \left( 1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \varphi \right) \quad (5-27)$$

将位移对时间  $t$  求导, 可得机针速度分别为

$$\begin{aligned} v_{B1} &= r\omega \left( \sin \varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \right) \\ v_{B2} &= r\omega \left( \sin \varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi \right) \end{aligned} \quad (5-28)$$

将速度对时间  $t$  求导数, 可得机针加速度分别为

$$\begin{aligned} a_{B1} &= r\omega^2 (\cos \varphi - \lambda \cos 2\varphi) \\ a_{B2} &= r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \end{aligned} \quad (5-29)$$

在机构尺寸完全相同的情况下, 取  $\lambda = 0.315$ , 根据以上各式可以得到连杆位置不同的两种情况下, 机针的位移、速度和加速度曲线, 如图 5-18 所示。

从图中曲线可以看出连杆位置不同对机针运动的影响如下:

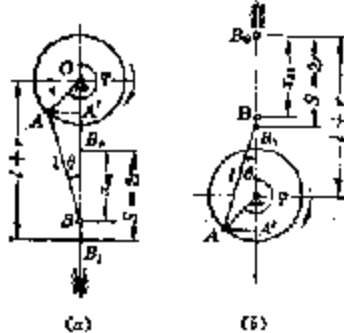


图 5-17 连杆位置不同刺料机构

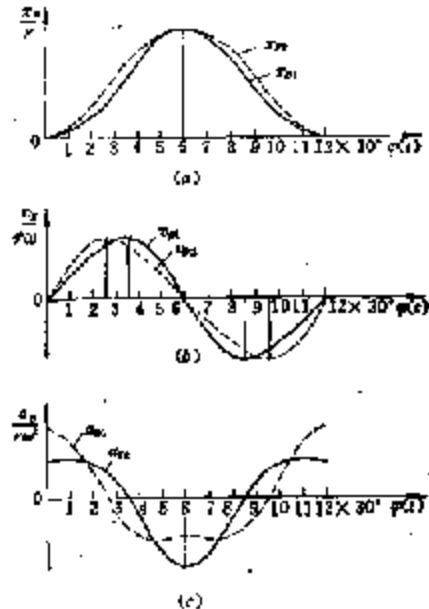


图 5-18 连杆位置不同对机针运动性能的影响

1. 两种刺料机构的机针最大速度值相同, 即:  $v_{B1 \max} = v_{B2 \max}$ , 但是  $v_{B1 \max}$  发生在上轴转角  $\varphi = 105.6^\circ$  时, 这正是针尖接触缝料之时, 对机针刺穿缝料有利, 而  $v_{B2 \max}$  发生在上轴转角  $\varphi = 74.4^\circ$  时, 到机针刺料时, 速度已开始下降。

2. 当机针从下极限向上提升时,  $v_{B1} > |v_{B2}|$ , 即: 连杆位置在下部的刺料机构, 机针从下极限回升的速度较快, 这有利于挑线机构和送料机构的运动。

3. 两种不同刺料机构的机针最大加速度数值相等, 但  $a_{B1 \max}$  发生在下极限位置, 而  $a_{B2 \max}$  发生在上极限位置。

4. 连杆在下部的刺料机构移动部分的质量总是小于连杆在上部的刺料机构移动部分的质量, 这对整机的动力特性有利。

因此, 连杆在下部的刺料机构得到普遍采用。

## 二、正置曲柄滑块刺料机构的设计

设计刺料机构, 首先应根据缝制工艺要求、机构运动性能等选择机构的型式。一般来讲, 对于使机针具有简单直线运动的刺料机构, 采用正置曲柄滑块机构即可, 这在前面已详细分析过了。正置曲柄滑块刺料机构的主要设计参数有: 机针总行程  $s$ 、机针工作行程  $s_p$ 、曲柄长度与连杆长度的比值  $\lambda$ 。

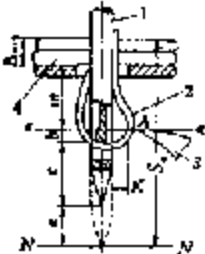


图 5-19 机针的工作行程

### (一) 主要设计参数的确定

1. 机针工作行程  $s_p$ 。机针工作行程是指机针尖接触缝料上表面起到机针尖到达其下极限位置止, 机针在缝料中移动的一段距离。它是决定机针总行程  $s$ 、曲柄半径  $r$  的重要参数。 $s_p$  越小, 越能降低刺料机构的惯性负荷, 缝制机的设计转速就可以提高。同时, 由于  $s_p$  减小, 机针总行程  $s$  可相应地减小, 从而使缝制机的机头总高度随之降低。因此, 在可能的情况下应尽量减小机针的工作行程。

由于受到梭子结构、勾线条件的限制,  $s_p$  不能任意减小。下面以装有垂直旋梭的锁式线迹缝制机为例, 具体讨论在设计刺料机构时, 如何确定工作行程  $s_p$ 。

图 5-19 表示机针从下极限位置(图中以水平线  $N-N$  表示)回升  $\alpha$  后, 在针孔旁形成宽度为  $K$  的最佳面线环时机针的瞬时位置。由图可知, 机针工作行程  $s_p$  由下式决定, 即

$$s_p = a + b + c + m + \Delta_{\max} \quad (5-30)$$

式中:  $a$ ——形成最佳面线环所需的机针回升量;  
 $b$ ——针孔上沿到梭线  $\alpha-\alpha$ (指梭尖  $A$  点经过机针轴线时, 过  $A$  点作的水平线, 该线亦为面线环最大宽度  $K$  的位置所在)的距离;  
 $c$ ——机针尖端到针孔上沿的距离;  
 $m$ ——梭线  $\alpha-\alpha$  到针板上平面的距离;  
 $\Delta_{\max}$ ——缝制机允许的最大缝厚。

在进行缝制机的结构设计时, 为减小工作行程,  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $m$  的取值都应尽可能小一些。

(1)  $a$  值  $a$  值机针回升量  $a$  可认为主要取决于缝层厚度。缝层越大,  $a$  取较小值; 反之,  $a$  取较大值。如前所述,  $a$  一般在  $1.8 \sim 2.7 \text{ mm}$  范围内选取, 在计算  $s_p$  时一般可取  $a = 2.2 \text{ mm}$ 。

(2)  $b$  值  $b$  是梭尖在机针轴线处距针孔上沿的距离, 在计算  $s_p$  时,  $b$  值一般可在  $1.5 \sim 2.0 \text{ mm}$  范围内选取。

(3)  $c$  值  $c$  值由机针型号决定, 根据日本 DAX1、DAX1-2、DBX1、DBX1-2 机针以及我国 GC15 型工业平缝机机针的标准可知,  $c$  值一般在  $3.3 \sim 5.8 \text{ mm}$  范围内变化。在设计刺料机构时, 应取符合缝料最大厚度  $\Delta_{\max}$  的最大号机针的  $c$  值, 在计算  $s_p$  时, 一般将  $c$  看作不变, 取  $c = 5 \text{ mm}$ 。

(4)  $m$  值  $m$  值的选取与下送料牙的结构尺寸密切相关。在缝制机的结构设计中, 通常都是把送料牙安排在针板和梭子之间, 如图 5-20 所示。

图中  $P_1$  表示下送料牙  $2$  的齿高,  $P_2$  表示下送料牙的牙体厚度。梭线  $\alpha-\alpha$  到针板  $1$  上平面的距离  $m$  主要由  $P_1$ 、 $P_2$  以及梭尖  $3$  的相对位置所决定。在下送料牙送料过程中, 齿高  $P_1$  应全部升到针板上平面的上方, 在下送料牙不送料时, 送料牙齿顶的理想位置应下降到低于针

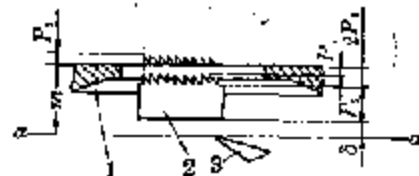


图 5-20 下送料牙、梭子和针板的相对位置  
1. 针板 2. 下送料牙 3. 梭尖

板上平面一个相同的距离  $P_1$ ，也就是说，针板上平面应与送料牙的椭圆形运动轨迹的水平对称平面重合。这样

$$m = 2P_1 + P_2 + \delta \quad (5-31)$$

式中： $\delta$ ——模尖轨迹的最高点与送料牙体最低位置之间的距离。

为了确保工作的可靠性，又不致于使  $m$  值过大，通常在送料牙的结构上采取一定的措施，就是把送料牙体底面设计成圆弧形，从而使  $P_2$  减小为  $P_2'$ 。这样，在保证  $\delta = 1.0 \sim 1.5 \text{ mm}$  的情况下，可适当提高校线的位置，使  $m$  值相应地减小。一般缝纫机送料牙  $P_1 = 1.2 \sim 1.5 \text{ mm}$ ， $P_2 = 2.5 \sim 4 \text{ mm}$ ，这样， $m = 6 \sim 8.5 \text{ mm}$ 。

2. 机针总行程  $s$  机针总行程  $s$  是指机针从上极限运动到下极限的总位移量，它由工作行程  $s_1$  和空行程  $s_2$  两部分组成，即： $s = s_1 + s_2$ 。一旦工作行程  $s_1$  确定后，总行程  $s$  就由  $s_2$  决定了。确定  $s_2$  主要应考虑：保证送料机构进行正常送料所必需的时间，在送料期间，机针不得进入缝料；保证机针在刺料时获得最大功能所必需的时间，就是要使机针向下运动时的最大速度发生在针尖进入缝料之时；保证与勾线机构和挑线机构的配合协调。一般缝纫机中， $s_2 = (0.4 \sim 0.45) \cdot s_1$ 。

通常，机针总行程  $s$  可以根据缝纫机允许的最大缝厚来选择：

薄料： $s = 28 \sim 29 \text{ mm}$

中厚料： $s = 30 \sim 32 \text{ mm}$

厚料： $s = 35 \sim 37 \text{ mm}$

3. 曲柄长度  $r$  和连杆长度  $l$  对于正置曲柄滑块机构，当机针总行程确定后，曲柄长度也就确定了，即： $r = s/2$ 。根据前述选择比值  $\lambda$  的原则，确定  $\lambda$  值，则连杆长度  $l$  就确定了，即： $l = r/\lambda$ 。

### (二) 结构设计中的几个主要问题

正置曲柄滑块刺料机构的结构形式有多种，图 5-21 所示为 G0 型高速工业平缝机刺料机构的结构形式。针杆曲柄 4 用螺母紧固在上轴 5 上，用以传递扭矩，针杆曲柄的形状是非圆形的，主要是为了平衡机构的惯性力。在与针杆曲柄中心偏置一定距离的孔中，用紧定螺钉固定着带双曲拐的挑线曲柄 3，其中与针杆曲柄固连的曲拐轴颈上活套着挑线连杆 7，而远离针杆曲柄的另一侧曲拐轴颈上活套着针杆连杆 10。在挑线曲柄的长曲拐上加工出一个定位缺口平面  $\alpha$ ，用以保证挑线曲柄和针杆曲柄的相位关系，从而保证刺料机构与挑线机构运动配合的准确、协调。在针杆连杆和挑线连杆与曲拐轴颈的配合处分别装着两个滚针轴承 2 和 6，目的是为了便机器在高速运转时能减少磨损，降低能耗，在中速缝纫机中，没有滚针轴承，两根连杆直接套在曲拐轴颈上，形成滑动轴承式的铰链接头。针杆连杆的另一端与针杆连接轴 11 相连，针杆连接轴用螺钉与针杆 12 固连，它的右端装着滑块 9。针杆连接轴设计成空心轴，内装一根油绳，当缝纫机运转时，润滑油从油绳中渗出，通过连接轴上的径向小孔进入连杆与连接轴的滑动表面。

图 5-23 所示为日本 LZH 型曲折缝机刺料机构的结构形式。它与 G015 型高速平缝机刺料机构在结构上的主要区别是：由于针杆 2 在作上下往复刺料运动的同时还要随摆针架 1 左右摆动，因此，与针杆固连的针杆连接轴 8 要随针杆一起沿滑块 9 的轴线左右移动，这样，针杆连杆 5 只能活套在滑块上。

缝纫机刺料机构的结构形式是多种多样的，归纳起来，它们的主要区别在于各构件之间的相互安装位置不同。比如 GB 型平缝机刺料机构的针杆连杆和挑线连杆在挑线曲柄曲拐上的

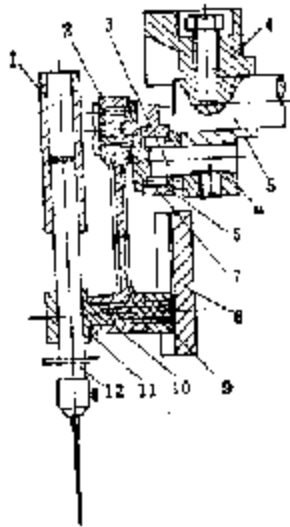


图 5-21 G035 型高速平缝机刺针机构结构

1. 针杆上套筒 2. 滚针轴承 3. 挑线曲柄 4. 针杆曲柄  
5. 上轴 6. 滚针轴承 7. 挑线连杆 8. 滑槽 9.  
滑块 10. 针杆连杆 11. 针杆连接轴 12. 针杆

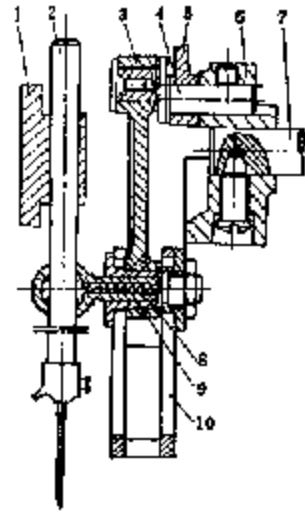


图 5-22 L02H 型曲针缝机刺针机构结构

1. 摆针架 2. 针杆 3. 针杆连杆 4. 挑线曲柄  
5. 挑线连杆 6. 针杆曲柄 7. 上轴  
8. 针杆连接轴 9. 滑块 10. 滑槽

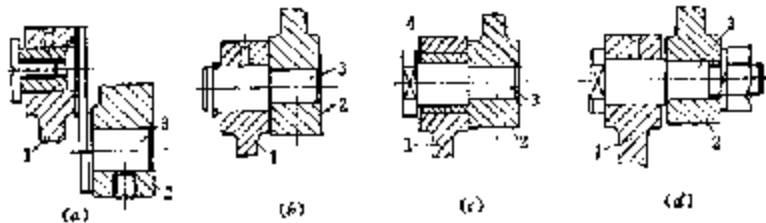


图 5-23 滑动轴承式铰链接头

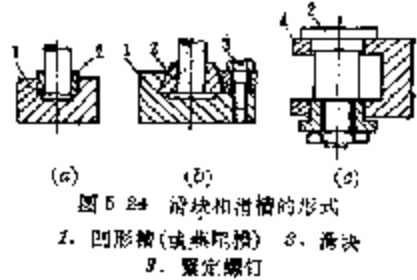
安装位置与 G0 型平缝机就不同,前者针杆连杆装在靠近针杆曲柄一侧的曲拐上,而后者针杆连杆却位于远离针杆曲柄的外侧曲拐上。另外,铰链接头的结构形式和滑块、滑槽的结构形式也不尽相同。

1. 铰链接头的结构形式 铰链连接在连杆机构中是必不可少的,在设计铰链接头的结构时必须注意,一般铰链接头都是由一根销轴和两个构件共同组成,其中一个构件应与销轴固连成一体,而另一构件必须能相对销轴转动。图 5-23 表示几种常用的滑动轴承式铰链接头。

在图(a)中,构件 1 与构件 2 用销轴 3 联接,构件 2 与销轴 3 用紧定螺钉固结,构件 1 与销轴为间隙配合,可相对转动,销轴左端中心有一螺孔,用螺钉并紧,防止构件 1 沿轴向串动。图(b)和(c)所示的铰链结构与图(a)所示基本相同,只是对构件 1 的轴向约束方式不同,图(b)在销轴 3 的左端配一个轴用弹性挡圈,图(c)直接在销轴 3 的左端加一个轴肩,弹性挡圈和轴肩的作用都是约束构件 1 的轴向串动。另外,构件 2 与销轴 3 之间也可采用压配而不用紧定螺钉。通常,为了减轻构件 1 与销轴 3 之间的磨损,在构件 1 孔内也可压配合油轴衬或铜衬 4,如图(c)所示。在图(d)中,销轴 3 做成阶梯形式,右端有螺纹,用螺母将其与构件 2 并紧,而构件 1 与销轴 3 为间隙配合,二者之间才可相对转动。随着缝纫机向高产、高速、高效的方向发展,近年来,在一些高速缝纫机中采用滚动轴承式的铰链接头,为了减小铰链接头的径向尺寸,可采用滚针轴承,如图 5-21 所示。由于滚动轴承是标准件,因此,与其内、外圈配合的零件

表面的要求与采用滑动轴承铰链接头时有较大的差别，一般采用公差等级为 IT4~7 级的过渡配合，销轴和连杆孔均应经热处理，表面硬度达到 HRC56~62。如与轴承内圈配合的销轴表面加工成基孔制  $H_8$ ，与轴承外圈配合的连杆孔加工成基轴制  $k_7$ 。

2. 滑块与滑槽的结构形式 在曲柄滑块刺料机构中，滑块和滑槽的结构设计是不可少的，图 5-24 所示为几种常见的滑动摩擦式滑块和滑槽的结构型式。图 (a) 所示的是最简单的滑块和滑槽结构，滑块 2 在“凹”形槽 1 内滑动，这种结构对中性能差，易于磨损，滑块与滑槽的间隙不可调节，仅用于速度不高、要求较低场合。在图 (b) 中，滑块 2 在“燕尾”形槽 1 内滑动，松开紧固螺钉 3 即可调节滑块与滑槽的间隙，这种结构对中性能较好，运转时横向跳动少，可用于传动要求较高的场合。但该移动副属于“楔形面”摩擦，在受同样外力的条件下比平面摩擦要产生较大的摩擦力。图 c 所示为两根导轨（滑槽）组合使用的例子，为便于装卸，滑块也加工成两个，用螺母将其并紧。这种结构受力状况良好，滑槽承载均匀，有利于提高运转稳定性。



### 第五节 包缝机过约束刺料机构设计

多数包缝机的机针是安装在针杆上，由针杆的往复直线运动实现机针的刺料动作，与此相应的刺料机构一般为空间曲柄摇杆机构（传动子机构）和平面摇杆滑块机构（导向子机构）串联而成的六杆机构（见图 5-8）。为了改变机构的动力特性，提高机器的转速，近年来，在高速和超高速包缝机上已逐渐采用夹针器沿固定导杆驱动机针的刺料机构。由前述已知，由于导杆固定，因此，这种机构是自由度为零的过约束机构。

如图 5-8(b) 所示，若要使杆 7 能沿固定导路 8 顺利滑动，就必须使铰接点 H 精确复演平行于导路的直线运动。事实上，如果铰接点 H 沿固定导路法向的误差带宽（指该点轨迹沿导路法向的坐标偏差）小于机构中各环节以及移动副副隙对这一偏差所能提供的补偿极限，那么，机构装配后就具有良好的可动性。

对于这样一种过约束机构的设计，必须满足：

(1) 机针达到设计要求的行程；(2) 夹针器在机针行程内的误差带宽最小；(3) 传动子机构具有良好的动力和传力特性。

对整个机构的设计可分成两部分来考虑。

#### 一、导向子机构设计

图 5-25 为导向子机构简图，该机构的设计，关键在于找出能满足 H 点的轨迹在机针行程范围内最佳逼近平行于固定导路直线的杆长尺寸。为求解方便，取局部参考坐标系  $x'Dy'$  如图 5-26 所示，其中，以连架副 D 为坐标原点，过 D 点且与固定导路垂直的直线为  $x'$  轴。

根据设计要求已知，机针行程为  $h$ ，取  $h$  与  $x'$  轴对称，同时，根据全机结构布局，并参考有关机器，可设定杆长  $l_2$  为已知参数，并取  $l_1:l_2=2$ ， $l_3:l_2=1.75$ 。这样，导向子机构的设计就是求解曲柄长度  $l_4$ ，以及导向摇杆连架副 G 点的坐标。

根据设计要求可知，当铰接点 H 的纵坐标为  $+h/2$ 、0、 $-h/2$  时，该点必须精确位于平行于导杆的某一条直线上，得到 H、H'、H'' 三点，与此三点对应的 H 点位置为  $H$ 、 $H'$ 、 $H''$ ，如图

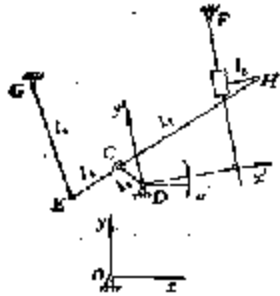


图 5-25 导向子机构

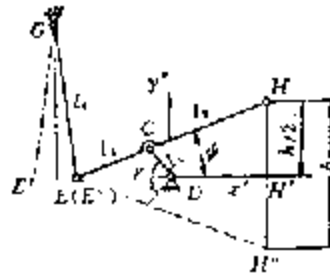


图 5-26 导向子机构设计图解

5-26 所示。因此,由机构的对称性有

$$\psi = \arcsin \left( \frac{h/2}{l_2 + l_7} \right)$$

又根据余弦定理有

$$l_1^2 = l_2^2 + \overline{DH}^2 - 2l_2 \overline{DH} \cos \psi$$

其中,当  $EH$  杆与  $x'$  轴重合时,有  $\overline{DH} = l_7 + l_4$ , 所以,

$$\overline{DE} = (l_2 + l_7) \cos \psi = \overline{DH} = (l_7 + l_4) \cos \psi = (l_7 - l_4)$$

将其代入上式,并整理后可得

$$l_4 = \frac{l_1^2 + l_7^2 + (l_2^2 - l_4^2) \cos^2 \psi - 2l_2^2 \cos \psi}{2l_7(1 - \cos \psi)} \quad (5-32)$$

由图示可知,连架副  $G$  点在  $x'Dy'$  坐标系中的位置坐标即为以点  $E'$  和  $D(E'')$  连线为弦,以  $l_0$  为半径的圆弧的圆心。于是,将  $E'$  点坐标  $(-\overline{DE}, 0)$  和  $D(E'')$  点坐标  $[-(l_4 + l_6), 0]$  分别代入圆方程,即可得到  $G$  点坐标

$$x'_G = -(l_4 + l_6) + \frac{1}{2}(l_6 + l_7)(1 - \cos \psi) \quad (5-33)$$

$$y'_G = \left[ l_0^2 - \frac{1}{4}(l_6 + l_7)^2(1 - \cos \psi)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5-34)$$

经过坐标变换,可以得到  $G$  点在  $xOy$  坐标系中的坐标值

$$x_G = x_D + x'_G \cos \alpha - y'_G \sin \alpha \quad (5-35)$$

$$y_G = y_D + x'_G \sin \alpha + y'_G \cos \alpha \quad (5-36)$$

式中:  $\alpha$  ——  $Dx'$  轴相对  $Ox$  轴的倾角。

若给定图 5-20 中  $F$  点的坐标,则杆长  $l_0$  可由下式确定

$$l_0 = l_7 - l_4 - \Delta/2 - (x_F - x_D) \cos \alpha - (y_F - y_D) \sin \alpha \quad (5-37)$$

式中:  $\Delta$  —— 点  $FF'$  沿导路法向的误差带宽。

导向子机构为完成机针行程  $h$  所需的输入转角范围可根据正弦定理,由下式确定

$$\gamma = 2 \arcsin \left[ \frac{l_0 h}{2l_4(l_5 + l_7)} \right] \quad (5-38)$$

## 二、传动子机构设计

传动子机构是一个平面曲柄摇杆机构  $OABD$  (见图 5-3(b)), 对该机构的设计要求是要保证使机构中摇杆  $B$  的输出转角范围等于导向子机构中摇杆  $4$  的输入转角范围  $\gamma$ 。同时,从机构的动力和传力特性考虑,可取机构的行程速比系数  $K=1$ , 并尽可能使机构的最小传动角

$\lambda_{min}$  达到最大。由机构设计原理可知,行程速比系数  $K=1$  的曲柄摇杆机构,在摇杆的两个极限位置上,铰链点  $B$  和  $B'$  连线的延长线必通过曲柄轴心  $O$ ,如图 5-27 所示。

当连架副  $O$  和  $D$  的位置坐标给定后,机构的最小传动角为

$$\lambda_{min} = \arccos \left| \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_1 \pm l_4)^2}{2l_2l_3} \right| \quad (5-39)$$

由上式可知,  $\lambda_{min}$  是杆长  $l_2$  和  $l_3$  的单调减函数,因此,为了使机构的  $\lambda_{min}$  达到最大,应在工艺条件允许的前提下,尽可能取  $l_3 = l_{3min}$ 。当选定  $l_3$  以后,由图 5-27 可得

$$l_1 = l_3 \sin \frac{\gamma}{2} \quad (5-40)$$

$$l_2 = \sqrt{l_3^2 - l_1^2 \cos^2(\gamma/2)} \quad (5-41)$$

传动曲柄  $l_1$  由  $\omega$  轴正向逆时针转到下极限时的角位移  $\phi_1$  可由下式确定

$$\phi_1 = \arctg \frac{y_D}{x_D} + \arccos \left[ \frac{(l_2 - l_1)^2 + l_3^2 - l_4^2}{2(l_2 - l_1) \cdot l_3} \right] + \pi \quad (5-42)$$

为了保证夹钳器在关于  $\omega'$  轴对称的上、下极限位置  $H$  和  $H'$  时(见图 5-28),主动曲柄  $l_1$  也处于上、下极限位置  $A$  和  $A'$ (见图 5-27),传动子机构输出杆  $l_3$  和导向子机构输入杆  $l_4$  的结构夹角  $\beta$  可由下式得到

$$\beta = \frac{2\pi}{2} | \alpha - \phi_1 | \quad (5-43)$$

过约束刺料机构要得到良好的运动性能,不仅在设计过程中要准确地确定机构结构参数的公称尺寸,公差范围,合理选配运动副的配合间隙,同时在制造过程中还必须对这些参数精度进行严格控制。

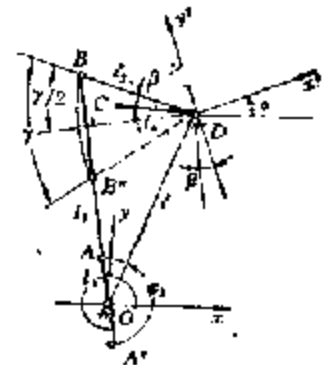


图 5-27 传动子机构设计

## 第六节 刺料机构铰链的验算

在机何一种缝纫机的机构中,铰链是最薄弱的环节,缝纫机使用实践表明,机器故障大部分是由于铰链损坏所致,下面以刺料机构为例,进行缝纫机铰链的验算。

刺料机构如同缝纫机中其它机构一样,受到多种力的作用,其中有驱动力、工作阻力、重力、惯性力(惯性力偶矩)、运动副约束反力以及摩擦力等。在设计机器时,一般应对铰链的强度以及运动副中的磨损和润滑等情况进行验算。因此首先需要计算各运动副反力,此外,在确定机器工作时所需的电机功率时,需要计算机构的平衡力(即驱动力)。

### 一、刺料机构的动态静力分析

我们知道,一般机构的动态静力分析方法有图解法和解析法两种。解析法就是将各构件逐一地作为脱离体,并写出每一构件的平衡方程式,再联立解出各运动副反力和平衡力,这种方法计算繁复,但精确度高,随着电子计算机的广泛应用,求解高阶线性方程组已不是很困难的问题了。图解法简单、直观,也易于检查,但图解误差较大。两种方法各有利弊,在进行机构力分析时采用哪种方法,可视不同情况和要求而定,下面分别介绍这两种方法。

#### (一)图解法

在对图 5-28 所示的曲柄滑块刺料机构进行动态静力分析时,一般预先给定,曲柄  $1$  和连



杆2的长度  $l_1$  和  $l_2$ , 质量  $m_1$  和  $m_2$ , 质心  $s_1$  和  $s_2$  的位置以及对质心轴的转动惯量  $J_{s1}$  和  $J_{s2}$ ; 滑块3的质量  $m_3$  及其质心  $s_3$  的位置。设主动曲柄1以等角速  $\omega_1$  顺时针方向转动, 滑块3上受到的工作阻力为  $F_{rc}$ 。若不计各构件的重力与运动副间的摩擦力, 可利用图解法确定机构在图示位置各运动副中的约束反力及作用在主动曲柄1上的平衡力矩  $M$ 。解题步骤如下:

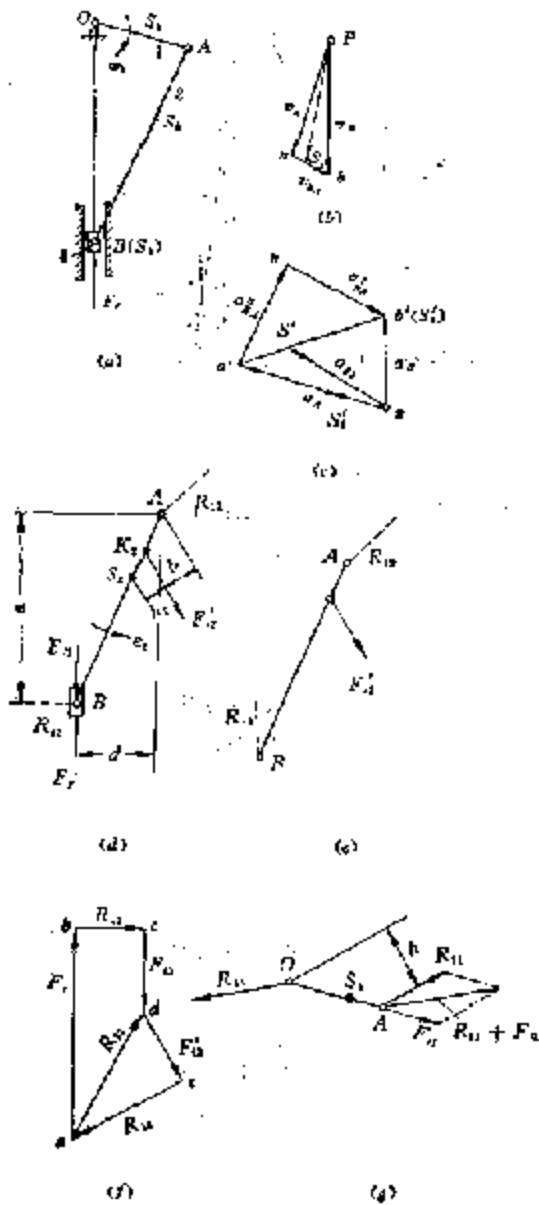


图 5-28 slider-crank 机构的动态静力分析

1. 选取长度、速度、加速度比例尺  $\mu_l$ ,  $\mu_v$ ,  $\mu_a$  作出机构运动简图, 并应用相对运动图解法作出其速度、加速度多边形图, 如图 5-28(a)、(b)、(c) 所示。

2. 确定各构件的惯性力和惯性力偶矩。构件1(曲柄)作定轴转动, 其惯性力为

$$F_{i1} = -m_1 a_{s1} = -m_1 \mu_a (\overline{\omega_1^2 s_1}) \quad (5-44)$$

构件2(连杆)作平面运动, 其惯性力和惯性力偶矩分别为

$$F_{i2} = -m_2 a_{s2} = -m_2 \mu_a (\overline{\alpha_2 s_2}) \quad (5-45)$$

$$M_{i2} = -J_{s2} \alpha_2 = -J_{s2} \mu_a (\overline{\alpha_2 l_2}) \quad (5-46)$$

惯性力  $F_{i2}$  与惯性力偶矩  $M_{i2}$  可以合成为总惯性力  $F'_{i2}$ , 其大小和方向与  $F_{i2}$  相同, 两者作用线间的距离为

$$h = \frac{M_{i2}}{F'_{i2}} = \frac{J_{s2} \alpha_2}{m_2 a_{s2}} \quad (5-47)$$

且力平移后的位置应使  $F'_{i2}$  对质心  $s_2$  之矩的方向与  $M_{i2}$  的方向一致。

构件3(滑块)作平移运动, 其惯性力为

$$F'_{i3} = -m_3 a_{s3} = -m_3 \mu_a (\overline{\alpha_3 s_3}) \quad (5-48)$$

以上各式中,  $a_{s1}$ ,  $a_{s2}$ ,  $a_{s3}$  分别表示构件1、2和3的质心加速度, 其大小可直接由加速度多边形图(c)中量取,  $\alpha_2$  为构件2的角加速度。

(B) 取构件2与构件3一起作为脱离体, 作受力图如图 5-28(d) 所示, 它上面所受的力有:

$F'_{i2}$ ——构件2上惯性力  $F_{i2}$  和惯性力偶矩  $M_{i2}$  合成的总惯性力, 其大小和方向与  $F_{i2}$  相同, 二力作用线间相距  $h_2(N)$ ;

$F_{i3}$ ——构件3上的惯性力, 方向与滑槽平行(N);

- $F_r$ ——滑块上受到的工作阻力,方向与滑槽平行(N);
- $R_{12}$ ——运动副 A 的约束反力,其大小、方向均未知(N);
- $R_{13}$ ——滑槽对构件 3 的正压力,大小未知,方向垂直于滑槽(N)。

将以上各力对 A 点取力矩,得

$$R_{12}a + F_{12}d + F_{13}b - F_r d = 0$$

所以

$$R_{12} = \frac{F_r d - F_{12}d - F_{13}b}{a} \quad (5-49)$$

其中  $a, b, d$  可直接从图(d)中量取。

又按力的平衡条件可写出

$$F_r + R_{12} + F_{13} + F_{12} + R_{13} = 0$$

选取力比例尺  $\mu_r$ , 从任意点  $a$  连续作矢量  $\overline{ab}, \overline{bc}, \overline{cd}$  和  $\overline{da}$  分别代表力  $F_r, R_{12}, F_{12}$  和  $F_{13}$ , 则由上式可知, 矢量  $\overline{ca}$  即代表运动副 A 中的反力  $R_{21}$ , 如图 5-28(f) 所示, 即

$$R_{21} = \mu_r(\overline{ca})$$

再取构件 2 为脱离体, 根据力的平衡条件可写出

$$R_{21} + F_{12} + R_{12} = 0$$

由上式可知, 矢量  $\overline{ad}$  即代表运动副 B 中的反力  $R_{32}$ , 即

$$R_{32} = \mu_r(\overline{ad})$$

(4) 取构件 1 为脱离体, 按力的平衡条件有

$$R_{41} = -(R_{21} + F_{12})$$

将各力对 O 点取力矩, 可得

$$M = R_{21}l_1 b$$

其中  $b$  可由图(g)量取,  $M$  方向与  $\omega_1$  同。

### (二) 解析法

图 5-29 所示的曲柄滑块机构中,  $F_1, F_2, F_3$  分别表示作用于各构件质心  $S_1, S_2, S_3$  处的已知惯性力,  $M_2$  为作用于构件 2 上的已知惯性力偶矩, 在构件 3 上还受有一个已知的工作阻力  $F_r$ , 下面利用解析法确定各运动副中的反力  $R$  以及施加于主动件 1 上的平衡力偶  $M$ 。

如图所示, 机构中有三个转动副和一个移动副, 在不考虑摩擦时, 每个转动副中的反力都有两个未知要素(大小及方向), 移动副中的反力也有两个未知要素(大小及作用点), 此外, 平衡力尚有一个力的未知要素, 所以在此机构中共有九个力的未知要素待定。而另一方面, 对机构中的三个活动构件共可列出九个力平衡方程式, 故知此机构中所有力的未知要素都是可解的。

在对机构进行力分析时, 首先以转动副中心 O 为原点建立直角坐标系  $Oxy$ , 其  $x$  轴与机架重合, 如图 5-29 所示。设与  $x, y$  轴指向一致的力具有“+”号, 相反的为“-”号; 以逆时针方向的力偶矩为“-”号, 顺时针方向的为“+”号。把各力分解为沿  $x, y$  轴的两个分力, 则可写出构件 1 的 3 个平衡方程式为

$$\sum M_O = 0 \quad R_{21}l_1 \sin \theta_1 - R_{21}l_1 \cos \theta_1 - F_1 \cos \alpha_1 l_2 \sin \theta_1 + F_1 \sin \alpha_1 l_2 \cos \theta_1 - M = 0$$

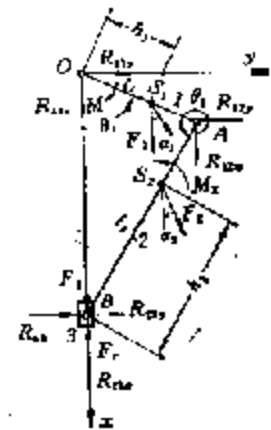


图 5-29 曲柄滑块机构受力图

$$\sum F_x = 0 \quad R_{31x} + F_1 \cos \alpha_1 - R_{21x} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{31y} + F_1 \sin \alpha_1 - R_{21y} = 0$$

构件 2 的 3 个平衡方程式为

$$\sum M_B = 0 \quad M_2 - R_{12x} l_2 \sin \theta_2 - R_{12y} l_2 \cos \theta_2 - F_2 \cos \alpha_2 l_2 \sin \theta_2 - F_2 \sin \alpha_2 l_2 \cos \theta_2 = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad R_{12x} + F_2 \cos \alpha_2 - R_{32x} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{12y} + F_2 \sin \alpha_2 - R_{32y} = 0$$

构件 3 的 3 个平衡方程式为

$$\sum M_B = 0 \quad R_{32y} h_3 = 0$$

所以  $h_3 = 0$ , 说明  $R_{32}$  也通过 B 点。

$$\sum F_x = 0 \quad F_3 + R_{23x} - F_1 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{23y} + R_{32y} = 0$$

以上 9 个线性方程式中有 2 个方程可直接解出  $h_3 = 0$  和  $R_{32x} = -R_{23y}$ 。因此, 还有 7 个方程式中具有运动副反力  $R_{12x}, R_{12y}, R_{21x}, R_{21y}, R_{23x}, R_{23y}, R_{32x}, R_{32y}$  和平衡力矩  $M$  共 7 个未知量, 故可解。因为 7 个方程式可组成一个线性方程组, 所以可将线性方程组写成矩阵形式。

$$[A]\{R\} = [B]\{F\} \quad (5-50)$$

式中,  $\{R\}$  和  $\{F\}$  分别为未知力和已知力的列阵, 即

$$\{R\} = [R_{12x} \quad R_{12y} \quad R_{21x} \quad R_{21y} \quad R_{23x} \quad R_{23y} \quad M]^T$$

$$\{F\} = [F_{1x} \quad F_{1y} \quad F_{2x} \quad F_{2y} \quad F_3 \quad F_1 \quad M_1]^T$$

其中,  $F_{1x} = F_1 \cos \alpha_1, F_{1y} = F_1 \sin \alpha_1, F_{2x} = F_2 \cos \alpha_2, F_{2y} = F_2 \sin \alpha_2$ 。

$A$  和  $B$  分别为未知力和已知力的系数矩阵, 即

$$A = \begin{bmatrix} -l_1 \sin \theta_1 & l_1 \cos \theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -l_2 \sin \theta_2 & -l_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} h_3 \sin \theta_3 & h_3 \cos \theta_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & h_2 \sin \theta_2 & h_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

从矩阵方程(5-50)中就可以解出所有运动副中的反力和平衡力偶矩, 即

$$\{R\} = [A]^{-1}[B]\{F\} \quad (5-51)$$

式中,  $[A]^{-1}$  为系数矩阵  $[A]$  的逆矩阵。

举例: 前苏联 22-A 型缝纫机刺料机构的曲柄长 15.5 mm, 其质心  $s_1$  在上轴中心 O 点, 连杆长 36.5 mm, 重 0.28 N, 其质心  $s_2$  在连杆中点, 滑块重 0.373 N, 其质心  $s_3$  在连杆与滑块的

铰链点  $B$  处, 设滑块工作阻力  $F_r = 10.0 \text{ N}$ 。根据对刺料机构的运动分析可知, 滑块最大加速度发生在针杆下极限位置, 根据此时滑块最大加速度  $a_{s \max}$  和连杆最大加速度  $a_{2 \max}$ , 就可利用图解法或解析法很容易地求得此时运动副中的反力  $R_{12 \max} = 150 \text{ N}$ ,  $R_{21 \max} = 109 \text{ N}$ ,  $R_{43} = 0$ 。图 5-80 所示为 22-A 型缝纫机在上轴回转一周的过程中各运动副反力  $R_{12}$ 、 $R_{21}$ 、 $R_{43}$  的变化曲线。

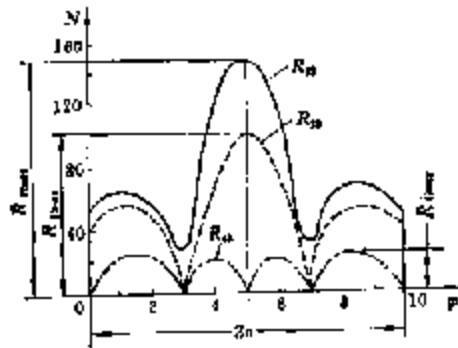


图 5-80 22-A 型缝纫机刺料机构运动副反力变化曲线

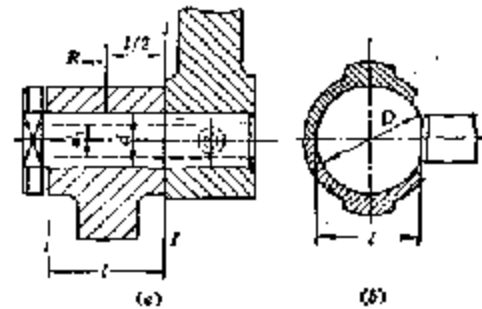


图 5-81 刺料机构铰链接头结构图

## 二、铰链的强度和磨损的校核

### (一) 强度校核

根据前面所求的刺料机构铰链的约束反力, 就能对铰链的强度进行校核, 这里主要是对铰链销轴进行强度校核。从图 5-80 所示的运动副反力变化曲线上可以看出, 在缝纫机工作期间, 机构中各构件所承受的是交变载荷, 这样, 各铰链销轴中将产生随时间而交替变化的交变应力, 因此, 必须考虑销轴在交变应力状态下的强度校核。

在对销轴进行强度校核时, 可将圆柱形销轴看作悬臂梁 (见图 5-81(a)), 并在其上承受有铰链中产生的最大反力  $R_{\max}$ , 在这种情况下, 就如图 5-81(a) 所示。最大弯矩发生在销轴危险断面  $I-I$  上, 其值  $M_{\max} = R_{\max} l / 2 (\text{N} \cdot \text{m})$ , 其中  $l$  是连杆长度 (m), 这时销轴横截面上所产生的最大应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} (\text{MPa})$$

式中:  $M_{\max}$ ——当交变载荷达到最大值时, 销轴危险断面  $I-I$  上的弯矩 ( $\text{N} \cdot \text{m}$ );

$W$ ——危险断面  $I-I$  的截面模量 ( $\text{cm}^3$ )。当销轴为实心圆柱时,  $W = \pi d^3 / 32 \approx 0.1d^3$ ;  
当销轴为空心时,  $W = \pi d^3 (1 - a^4) / 32 \approx 0.1d^3 (1 - a^4)$ 。其中,  $a = d_1 / d$ ,  $d$  为销轴外径 ( $\text{cm}$ ),  $d_1$  为空心销轴内径 ( $\text{cm}$ )。

危险断面上的最大应力确定后, 可按非对称循环的弯曲交变应力下的强度条件校核铰链销轴的强度, 即

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{-1}] = \frac{2}{n_s \left( \frac{N_r}{\sigma_s} + \psi_s \right)} \cdot \sigma_{-1} \quad (5-82)$$

式中:  $\sigma_{-1}$ ——对称循环的弯曲交变应力下构件的疲劳极限 ( $\text{MPa}$ )。一般, 对于结构钢:  $\sigma_{-1} = 0.27(\sigma_s + \sigma_b)$ ; 对于铸铁:  $\sigma_{-1} = 0.15\sigma_{24}$

$\sigma_s$ ——销轴材料的屈服极限 ( $\text{MPa}$ );

$\sigma_b$ ——销轴材料的强度极限 ( $\text{MPa}$ );

- $n_s$ ——销轴受弯曲时的疲劳安全系数,在交变应力下,  $n_s$  的推荐用值如下:  
 材质均匀,计算精度时,  $n_s = 1.3 \sim 1.5$ ;  
 材质不均匀,计算精度较低时,  $n_s = 1.5 \sim 1.8$ ;  
 材质较差,计算精度很低时,  $n_s = 1.8 \sim 2.5$ ;
- $\epsilon_s$ ——销轴的尺寸系数,它与销轴直径  $d$  以及销轴材料的强度极限  $\sigma_b$  有关。一般,当  $d < 20 \text{ mm}$ ,  $\sigma_b = 500 \sim 1200 \text{ MPa}$  时,  $\epsilon_s = 0.85 \sim 0.95$ ;
- $k_s$ ——销轴的有效应力集中系数。在轴上配合件边缘处的  $k_s/\epsilon_s$  值可按表 5-5 选用;
- $\psi$ ——销轴材料对应力循环不对称敏感性的系数(简称敏感性系数)。其值可按下列式计算

$$\psi = \frac{2r_{\text{过渡}} - \sigma_b}{\sigma_b}$$

$\sigma_0$ ——脉动循环的弯曲交变应力下构件的疲劳极限(MPa)。一般,对于结构钢和铸铁:  $\sigma_0 = 1.33\sigma_{-1}$ 。

表 5-5 有效应力集中系数与尺寸系数的比值

$d(\text{mm})$	$\sigma_b(\text{MPa})$	$K_{\sigma}/\epsilon_s$	
		过渡配合	过盈配合
$\leq 30$	400~500	1.0~1.35	1.35~2.0
	500~1000	2.1~2.45	2.45~3.8

## (二) 磨损和温升校核

缝纫机中,连杆和销轴组成的铰链就相当于一种滑动轴承结构,这种结构的主要失效形式是磨损和胶合,这是由于工作时,在连杆孔和销轴表面之间有局部金属直接接触,使摩擦、磨损严重所引起的。刺料机构中的针杆连杆上的两个孔分别与挑线曲柄和针杆连接轴配合组成转动副,在缝纫机工作期间,受力较大,容易磨损,一旦两孔磨损严重,就将导致针杆上下窜动,从而引起断针、断线、噪音加重等问题,因此,必须对铰链进行磨损校核。在设计铰链结构时,应以维持边界油膜不破裂为依据,来确定铰链的工作能力。但是,影响油膜破裂的因素很复杂,目前还没有完善的计算方法,只能采用简化算法。这种方法是在铰链的结构尺寸确定以后,采用限制磨损表面压强  $p$  及其与滑动速度  $v$  的乘积  $p \cdot v$  值,进行条件性验算。在设计铰链时应保证

$$(1) \quad p = \frac{R_{\text{max}}}{l \cdot d} \leq [p] \quad (\text{MPa}) \quad (5-58)$$

式中:  $R_{\text{max}}$ ——铰链中所受的最大反力(N);

$l, d$ ——分别为与销轴配合的连杆孔径和宽度(mm),如图 5-31(a)所示;

$[p]$ ——许用压力强度(MPa),根据组成铰链副的材料按表 5-6 选用。

$$(2) \quad p \cdot v = \frac{R}{l \cdot d} \cdot \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{R n}{19100 l} \leq [p \cdot v] \quad (5-54)$$

式中:  $p \cdot v$ ——表示铰链温升情况的数值( $\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ ),  $p \cdot v$  值越高,铰链温度越高,越容易引起边界油膜破裂,导致磨损加剧并出现胶合。

$[p \cdot v]$ ——圆柱形铰链  $p \cdot v$  的许用值,一般取  $[p \cdot v] = 2.5 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

表 5-6 许用压力速度

铰链副材料	$[pv]$ (MPa)
热镀锌销轴与 50# 钢套筒	15.0
冷镀锌销轴与冷镀锌套筒	13.0
热镀锌销轴与青铜套筒	7.5
冷镀锌销轴与青铜套筒	5.0
铰链轴与双转链套筒	3.0

$n$ ——铰链套筒对销轴的相对转速(r/min)。

上式表明,圆柱形铰链的温升与销轴直径  $d$  无关,在机器运转速度和铰链副反力确定的情况下,要控制铰链的温升,只能增大连杆孔的宽度  $l$ ,但  $l$  值不能随意确定,它受到比值  $l/d$  的限制, $l/d$  值过大或过小都容易使铰链过快磨损,一般取  $l/d = 0.5 \sim 1.5$ 。

如果铰链上承受的是交变载荷,即  $p$  和  $v$  均随时间作周期性变化,那么,可在一个工作周期内选取机构的  $m$  个位置,并计算每个位置处的  $p_i$  和  $v_i$  ( $i = 1 \sim m$ ),则  $pv$  值可利用下式计算

$$(pv)_m = \left( \sum_{i=1}^m p_i v_i \right) / m \quad (5-55)$$

在缝纫机中,有些机构的铰链副为球面副(见图 5-31(b)),这时,  $pv$  值应根据球面直径  $D$  来进行计算,同时,磨损表面压强  $p$  应按下式计算

$$p = \frac{3R}{\sigma D^2} \quad (\text{MPa}) \quad (5-56)$$

式中:  $R$ ——作用在球面副上的反力(N);

$D$ ——球面直径(mm)。

则  $pv$  值为

$$pv = \frac{3R}{\sigma D^2} \cdot \frac{\sigma D n}{60 \times 1000} = \frac{Rn}{20000D} < [pv] \quad (5-57)$$

将上式与(5-54)式比较,当  $D=l$  时,球形铰链的温升几乎和圆柱形铰链完全相同。但是,由于球形铰链散热性能极差,所以在核算其温升时应采用许用值  $[pv] = 1.5 \text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

# 第六章 勾线机构设计

## 第一节 勾线机构的作用与类型

勾线机构是缝纫机的主要机构之一，它的主要任务是勾住面线环，并将面线和底线进行绞合或串套，以形成线迹。勾线机构的执行元件是成缝器。不同线迹的勾线机构，其成缝器的形状和运动方式各不相同。但从缝线接合方式来看，可以归纳为两种类型。

### 一、梭机构

它是形成锁式线迹的勾线机构。这种勾线机构主要由梭子的转动或摆动将面线(针线)和底线(梭线)相互串套绞合，底线的线团必须整体穿过面线环，才能形成线迹。所以，底线必须绕在梭芯上，体积不能太大，缝纫过程中要经常更换梭芯。在平缝机、绣花机、平头锁眼机等形成锁式线迹的缝纫机上均采用这种勾线机构。根据梭子运动方式的不同，这种勾线机构可分为摆梭勾线机构和旋梭勾线机构。

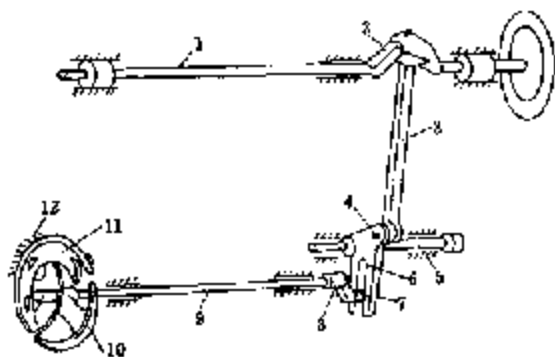


图 6-1 摆梭勾线机构

- 1. 上轴 2. 曲拐 3. 大连杆 4. 圆锥螺钉
- 5. 摆轴销 6. 摆轴体 7. 滑块 8. 下轴曲柄
- 9. 下轴 10. 摆梭托 11. 摆梭
- 12. 梭芯

图 6-1 为摆梭勾线机构。在上轴 1 上直接加工出曲拐 2，曲拐 2 的球形轴颈上装着大连杆 3 的球形上端，大连杆的下端与摆轴体 6 用圆锥螺钉 4 连接，摆轴体 6 具有开启式叉状槽，槽中有滑块 7 滑行，滑块装在下轴曲柄 8 上。当上轴转动时，通过大连杆使摆轴体 6 绕摆轴销 5 摆动，从而带动滑块 7 在槽中滑动，由于滑块的滑动，带动了轴曲柄 8，从而使装在下轴 9 前端的摆梭托 10 随之一起摆动，摆梭托 10 再带动摆梭 11 在梭床 12 内摆动。

图 6-2 为旋梭勾线机构。旋梭机构与摆梭机构的最大区别在于梭子的运动特性不同，摆梭随下轴作往复摆动，旋梭随下轴作单一方向的旋转运动。在旋梭勾线机构中，上轴 1 的旋转运动是通过两对螺旋锥齿轮 2、3 和 5、6 传给下轴 7 的，从而使装在下轴前端的旋梭梭壳 8 随下轴一起转动。

### 二、弯针机构

它是形成包缝、绷缝和链缝线迹的勾线机构。这种勾线机构是将缝线相互串套而形成线迹的。其中有利用旋转运动的旋转钩形成单线链式线迹的勾线机构，还有利用摆动或复合运动的弯针(线钩)形成包缝、绷缝和双线链式线迹的勾线机构。旋转钩本身不带线，只是将面线环拉长扩大，并使面线相互串套。弯针上带底线，在缝纫过程中，只要引出部分底线线段弯曲穿入面线环，勾线机构无需梭芯，底线的线团体积不受限制。在包缝机、绷缝机、双线链式缝纫机上均采用这类勾线机构。

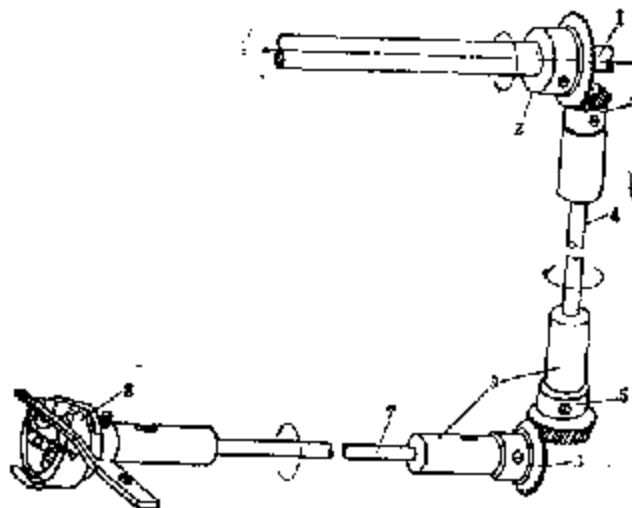


图 6-2 旋绕勾线机构

1. 上轴 2, 3. 旋绕轴心轮 4. 钩轴 5, 6. 旋绕轴心轮 7. 下轴 8. 钩壳 9. 钩筒

图 6-3 为三线包缝机的勾线机构(亦称弯针机构)。该机构是由弯针曲柄 1、弯针大连杆 2、球形销 3、上弯针架 4、弯针架连杆 5、下弯针架 6 等组成。当弯针曲柄 1 随主轴 9 转动时,大连杆 2 作空间运动,并通过球形销 3 使上弯针架 4 绕定轴摆动,上弯针架 4 再通过弯针连杆 5 带动下弯针架 6 绕定轴摆动。于是,固定在上、下弯针架上的两个弯针 7 和 8 作平面摆动,完成勾线动作。

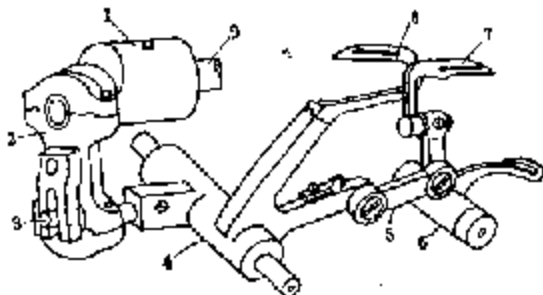


图 6-3 三线包缝机弯针机构

1. 弯针曲柄 2. 弯针大连杆 3. 球形销 4. 上弯针架 5. 弯针架连杆 6. 下弯针架 7. 下弯针 8. 上弯针 9. 主轴

时要求弯针作横向摆动;其二是为机针能顺利穿过弯针线环不发生两针干涉而让针,此时要求弯针作纵向运动。如图 6-4 所示,主轴 1 上固

装着弯针偏心轮 2,使弯针连杆 3 作上下运动,弯针连杆的下端用球面铰链 4 与托架 5 相接,托架 5 的前端通过连接轴 6 与弯针夹头 7 和弯针 8 连接。当主轴 1 回转时,弯针 8 作横向摆动。为防止连杆 3 在运动中产生摇摆,使连杆与弯针运动保证正常配合,在连杆 3 的后部有销钉 15 和连杆 16 与固定在摆轴 12 上的固结架 17 铰接。主轴 1 上另有一个让针偏心轮 9,通过让针连杆 10,使装于摆轴 12 上的让针摇杆 11 产生前后往复摆动,摇杆 11 的下端通过连杆 13、螺杆 14 和托架 5 的后端连接,因而,使弯针 8 在作横向摆动的同时又获得了纵向运动。

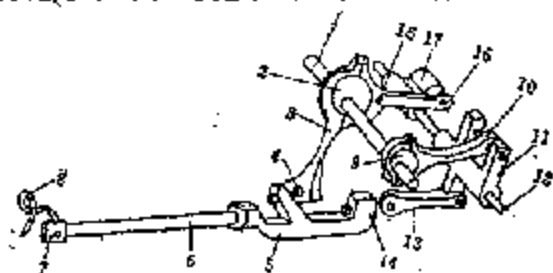


图 6-4 筒式双针链缝机弯针机构

1. 主轴 2. 弯针偏心轮 3. 弯针连杆 4. 球面销 5. 托架 6. 连接轴 7. 弯针夹头 8. 弯针 9. 让针偏心轮 10. 让针连杆 11. 摇杆 12. 摆轴 13. 连杆 14. 螺杆 15. 销钉 16. 连杆 17. 固结架



## 第二节 摆梭勾线机构

### 一、作用原理与特点

从锁式线迹的形成过程可知,梭子在线迹形成过程中的作用是勾取面线环,并将面线环扩大,使其绕过整个梭床,从而使面线和底线相互交织,形成线迹。因此,可以把梭子的整个工作过程归纳成勾线、分线、脱线三个步骤。摆梭机构的勾线、分线和脱线过程如图 6-5 所示。

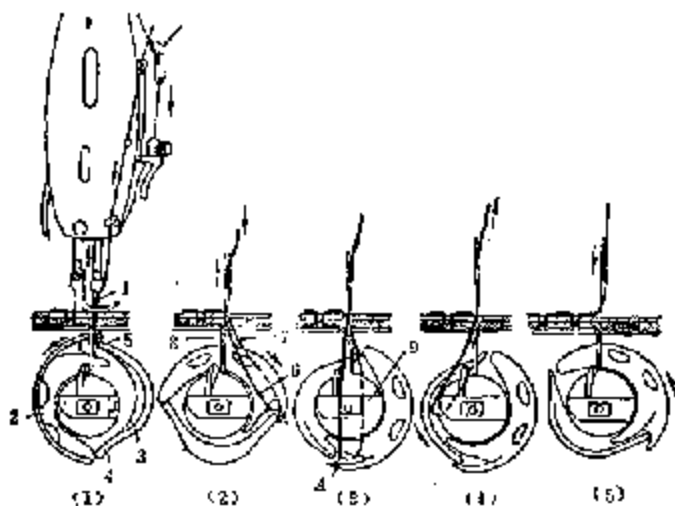


图 6-5 摆梭勾线、分线、脱线过程示意图

1. 机针 2. 摆梭 3. 摆梭托 4,5. 摆梭托端部和尾部 6. 面线长线段  
7. 面线短线段 8. 底线 9. 梭芯

**勾线** 当机针从下极限位置回升一定距离(2~2.5 mm)后,在机针短针槽一侧的针孔旁形成了足够大的面线环。此时,摆梭 2 在摆梭托 3 的端部 4 推动下,从左极限位置顺时针转动,摆梭勾线尖转到机针轴线位置,并进入面线环,实现了勾线(见图 6-5(1))。

**分线** 摆梭勾线尖 A 勾住面线环后,继续沿机针方向转动,此时,被勾线尖 A 勾住的面线环沿勾线尖端部的楔形角(一般为 40°)滑向梭根部。而线环两边的线段在梭根引导下,滑向摆梭两侧的锥形表面上,这样,便把面线环的长、短线段分开了。与机针相连的长线段滑向梭心套表面,与缝料相连的短线段滑向摆梭后侧表面,实现了对面线环长、短线段的分线(见图 6-5(2))。

**脱线** 摆梭梭根推动面线环继续沿顺时针方向转动,当面线环稍为超过机针轴线时,挑线杆开始向上运动,使面线环从摆梭和摆梭托尾部 5 之间的间隙中被收起。与此同时,摆梭托 3 开始沿逆时针方向转动,由于摆梭托尾部 5 与摆梭之间存在间隙,因此,摆梭在这一瞬间尚未被推动。随着摆梭托逆时针转动,其端部 4 与摆梭之间又形成一个间隙,在挑线杆迅速上升的过程中,面线环便从这个间隙中脱出,实现了脱线(见图 6-5(3)、(4))。

从摆梭勾线、分线和脱线的整个工作过程可知,摆梭在工作行程中顺时针转动的角度应大于 180°(通常为 200°~210°左右),工作行程结束后,摆梭逆时针转动,返回原位置的行程为空转行程。摆梭在梭床内往复摆动,是由于它轮番受到摆梭托的端部 4 和尾部 5 的推动。摆梭托紧固在下轴上,随下轴一起摆动。为使面线环能顺利环绕梭芯,在摆梭托的一个端部和摆

梭之间必须留出间隙,这个间隙一般为 0.6~0.8 mm。间隙过大,将引起摆梭机构的撞击,间隙过小,面线不能顺利通过,还可能磨断面线。

由于摆梭在结构上存在弱点,因此摆梭勾线机构不适应高速。摆梭的重心和旋转中心不重合,从动力学角度分析,它在运动过程中必将产生径向惯性力,使摆梭向梭床和摆梭托施加压力,引起梭床导轨和摆梭托两端以及摆梭自身的磨损。径向惯性力的大小与摆梭转动角速度的平方成正比,因此,为了减小振动和磨损,摆梭勾线机构只适于在缝速低于每分钟 2200 针的缝纫机中使用。

## 二、摆梭勾线机构的分析与计算

图 6-6 所示为 GB10-1 型工业平缝机摆梭勾线机构运动简图,它是由曲柄摇杆机构  $O_1ABO_2$  和摆动导杆机构  $O_1CO_2$  串联而成的。其中,机构的输入件为固装在上轴  $O_1$  上的主动曲柄  $O_1A$ ,机构的输出件为固装在下轴  $O_2$  上的摆杆  $O_2C$ ,曲柄摇杆机构  $O_1ABO_2$  的输出件  $O_1B$  和导杆机构  $O_1CO_2$  的输入件  $O_1C$  之间的安装角  $\delta$ 。摆梭托就固装在下轴  $O_2$  的前端。

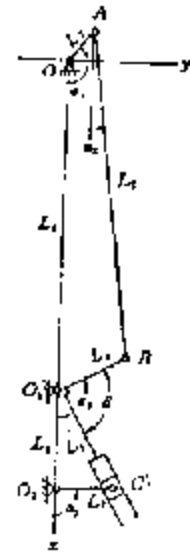


图 6-6 GB10-1 型工业平缝机摆梭勾线机构运动简图

### (一) 摆梭传动机构的运动规律

首先建立直角坐标系  $O_1xy$  如图 6-6 所示,并将机构中各构件以矢量形式表示出来。在曲柄摇杆机构  $O_1ABO_2$  中,根据各杆所构成的矢量封闭形,可写出以下矢量关系式

$$\vec{O_1A} + \vec{AB} + \vec{O_1O_2} = \vec{O_1B} \quad (6-1)$$

分别在  $x$  轴和  $y$  轴上投影得,

$$\left. \begin{aligned} L_1 \cos \alpha_1 + L_2 \cos \alpha_2 - L_4 - L_3 \cos \alpha_3 \\ L_1 \sin \alpha_1 + L_2 \sin \alpha_2 = L_3 \sin \alpha_3 \end{aligned} \right\} \quad (6-2)$$

消去  $\alpha_2$  后得,

$$E \cos \alpha_3 + F \sin \alpha_3 + G = 0 \quad (6-3)$$

式中,

$$\begin{aligned} E &= -L_2 \cos \alpha_1 - L_3 \\ F &= -L_1 \sin \alpha_1 \\ G &= \frac{F^2 - E^2 + L_3^2 - L_4^2}{2L_3} \end{aligned}$$

以下列三角函数变换公式

$$\cos \alpha_3 = \frac{1 - \operatorname{tg}^2\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}{1 + \operatorname{tg}^2\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}, \quad \sin \alpha_3 = \frac{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}{1 + \operatorname{tg}^2\left(\frac{\alpha_3}{2}\right)}$$

代入式(6-3),可解出

$$\alpha_3 = 2 \operatorname{arctg} \frac{F + \sqrt{F^2 + E^2 - G^2}}{E - G} \quad (6-4)$$

在导杆机构  $O_1CO_2$  中,根据各杆所构成的矢量封闭形,可写出以下矢量关系式

$$\vec{O_1C} = \vec{O_2O_1} + \vec{O_2C} \quad (6-5)$$

分别在  $x$  轴和  $y$  轴上投影得

$$\left. \begin{aligned} L_5 \cos \alpha_5 = L_6 + L_7 \cos \alpha_7 \\ L_5 \sin \alpha_5 = L_7 \sin \alpha_7 \end{aligned} \right\} \quad (6-6)$$

消去  $L_6$  后得

$$L_7 \sin(\alpha_7 - \alpha_5) - L_8 \sin \alpha_5 = 0$$

解此三角方程可得

$$\alpha_7 = \alpha_5 + \arcsin \frac{L_8 \sin \alpha_5}{L_7} \quad (6-7)$$

式中,  $\alpha_5 = \alpha_2 - \delta_1$ ,

(二) 摆梭勾线尖的运动规律

摆梭勾线机构的最终执行构件是摆梭, 由于摆梭与摆梭托之间存在间隙, 所以两者不能作为一个刚体处理。对于缝紉机的整机配合而言, 式(6-4)和(6-7)并不能把形成线迹过程中勾线机构的最终执行构件摆梭的运动规律及位置关系正确地表示出来, 为此, 有必要建立摆梭与上轴转角  $\theta$  之间的关系。

若以针杆上极限位置为上轴转角  $\theta$  的起始点( $\theta = 0^\circ$ ), 并以摆梭勾线尖  $P$  点的运动规律来表示摆梭运动的基本规律, 则可建立摆梭勾线尖  $P$  的角位移  $\alpha_P$  与上轴转角  $\theta$  之间的关系。

1. 上轴曲柄  $OA(\alpha_1)$  与针杆曲柄  $OG(\theta)$  的相位角

如图 6-7 所示,  $OA$  为摆梭机构的主动曲柄,  $OG$  为针杆曲柄,  $OF$  为挑线曲柄。

由图可知,  $OA$  与  $OG$  的相位角为

$$\delta_1 = 180^\circ - \theta - \alpha_1 \quad (6-8)$$

一般, 机构确定后,  $\delta_1$  已知, 则有

$$\alpha_1 = 180^\circ - \theta - \delta_1 \quad (6-9)$$

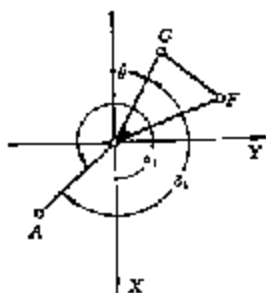


图 6-7  $OA$  与  $OG$  的相位角

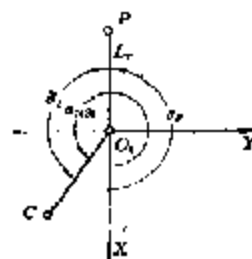


图 6-8  $O_2P$  与  $O_2O$  的相位角

2. 摆梭勾线尖  $P(\alpha_P)$  与下轴摆杆  $O_2O(\alpha_7)$  的相位角 当机针从下极限位置回升一段距离  $S$ , 形成最窄面线环, 此时, 摆梭勾线尖  $P$  到达针杆轴线,  $\alpha_P = 180^\circ$ , 如图 6-8 所示。

已知回升距离  $S$ , 即可利用针杆位移公式求出对应的上轴转角  $\theta_s$ , 再利用式(6-9)、(6-4)、(6-7), 可得对应的  $\alpha_{1s}$ 、 $\alpha_{7s}$ 。则  $O_2P$  与  $O_2O$  的相位角为

$$\delta_2 = \alpha_{7s} - 180^\circ \quad (6-10)$$

3. 摆梭勾线尖  $P$  点的位移 摆梭是由摆梭托推动而摆动的, 摆梭托与下轴曲柄  $O_2O$  固接, 所以, 摆梭运动的基本情况是由下轴曲柄  $O_2O$  的角位移  $\alpha_7$  所决定的。根据摆梭勾线尖  $P$  与下轴曲柄  $O_2O$  之间的相位角  $\delta_2$ , 以及摆梭与摆梭托端部之间的间隙, 可得勾线尖  $P$  点角位移

$$\alpha_P = \begin{cases} \alpha_7 - \delta_2 & (\text{工作行程}) \\ \alpha_7 - \delta_2 - \delta_3 & (\text{空转行程}) \end{cases} \quad (6-11)$$

式中:  $\delta_0$ ——摆梭与摆梭托的间隙所对应的摆梭托摆角, 可由摆梭与摆梭托的结构尺寸求得。

由图 6-8, 可得摆梭勾线尖  $P$  在图示坐标系中任一位置处的坐标为

$$\left. \begin{aligned} P_x &= L_P \cos \alpha_P \\ P_y &= L_P \sin \alpha_P \end{aligned} \right\} \quad (6-12)$$

### 三、摆梭勾线机构的设计

从摆梭勾线机构的工作原理可知, 在线迹形成过程中, 要求摆梭工作行程所摆动的角度为  $200^\circ$  左右。但是, 在单一的曲柄摇杆机构或摆动导杆机构中, 由于分别受到压力角和运动平稳性等条件的限制, 所以这些机构从动件的摆角一般均小于  $60^\circ \sim 100^\circ$  之间, 凸轮机构的从动件摆角通常还要小些。为使摆梭能摆动  $200^\circ$ , 就需要采用扩大摆角的机构, 在缝纫机摆梭勾线机构中, 通常利用摆动导杆机构来扩大摆角。

在图 6-9 所示的摆梭勾线机构中, 作用在从动杆  $O_2O$  上的推力  $F$  与  $C$  点速度  $V_C$  的夹角  $\alpha$  为其压力角,  $\angle \alpha = \angle O_2CO$ , 当  $O_2O$  处于极限位置  $O_2O_1$  时, 压力角达到最大值  $\alpha_{\max}$ , 如图 6-9(2) 所示。设  $O_2O$  的摆角  $\psi_1$ ,  $O_1O$  的摆角  $\psi_2$ , 则  $\psi_1, \psi_2$  和  $\alpha_{\max}$  的关系为

$$\alpha_{\max} = \frac{\psi_1}{2} - \frac{\psi_2}{2} \leq [\alpha]$$

或

$$\psi_1 - \psi_2 \leq 2[\alpha] \quad (6-13)$$

式中:  $[\alpha]$ ——许用压力角, 一般  $[\alpha] \leq 50^\circ$ 。如  $\psi_1 = 200^\circ$ , 设  $[\alpha] = 50^\circ$ , 式 (6-13) 取等号, 则  $\psi_2 = 100^\circ$ ;  $\psi_2$  即为曲柄摇杆机构  $O_1ABO_2$  中摇杆  $O_2B$  的摆角,  $\psi_2 = 100^\circ$  已达到曲柄摇杆机构从动件摆角许用值的上限。

摆梭勾线机构的设计主要是确定机构中主要结构点的位置和各杆件的尺寸。为满足摆梭摆动  $200^\circ$  的要求, 采用曲柄摇杆机构和摆动导杆机构串联的平面六杆机构。

首先设计曲柄摇杆机构  $O_1ABO_2$ , 如图 6-9 所示。根据缝纫机机壳形状, 初步确定机架点  $O_1, O_2$  的位置; 按上述, 确定摇杆  $O_2B$  的摆角  $\psi_2$ 。若  $\psi_2$  较大, 为适当改善机构的压力角及传动平稳性, 可取行程速比系数  $K=1$ 。此时, 连杆  $AB$  的长度  $L_3$  与曲柄  $OA$  的长度  $L_2$  的比值 (设  $\alpha = \frac{L_3}{L_2}$ ) 宜取大一些, 才能保证机构的传动角  $\gamma$  在许用范围内 (一般取  $\alpha = 13 \sim 15$ )。令

$$a = L_2/L_1, \quad b = L_3/L_2, \quad c = L_4/L_1$$

按上述, 已知  $K, \psi_2, \alpha$  后, 可得

$$\theta = \frac{K-1}{K+1} \times 180^\circ \quad (6-14)$$

$$b = \frac{H}{2 \sin(\psi_2/2)} \quad (6-15)$$

$$c = \sqrt{b^2 + (a-1)^2 - 2b(a-1) \sin\left(\beta - \frac{\psi_2}{2}\right)} \quad (6-16)$$

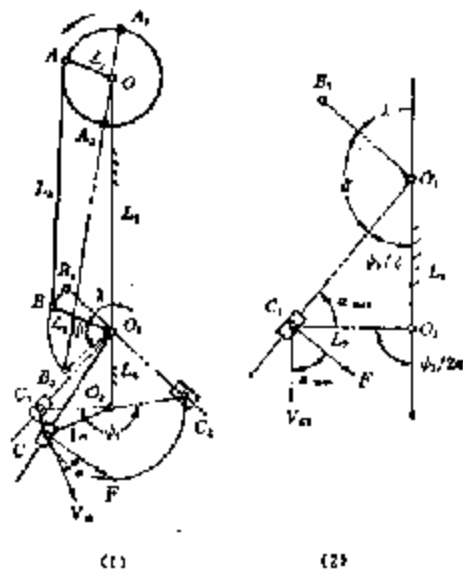


图 6-9 摆梭勾线机构

式中,

$$H = \sqrt{(a+1)^2 + (a-1)^2 - 2(a+1)(a-1)\cos\theta}$$

$$\beta = \arccos \frac{H^2 + (a-1)^2 - (a+1)^2}{2H(a-1)} = \arccos \frac{H^2 - 4a}{2H(a-1)}$$

$\theta$  为摇杆  $O_1B$  在两极限位置时曲柄两相应位置间所夹的锐角。显然, 当  $K=1$  时,  $\theta=0$ , 此时摇杆往返两行程的平均速度相同。由上述公式可求得

$$l_{21} = l_{11}/e, \quad l_{12} = aL_{11}, \quad L_{21} = bL_{11}$$

其次设计摆导杆机构  $O_1CO_2$ , 如图 6-9(2) 所示。在该机构中, 需要确定从动杆  $O_2C$  的长度  $L_7$  以及  $O_1C$  与  $O_1B$  的安装角  $\delta$ 。在  $\triangle O_1C_1O_2$  中,

$$l_{17} = \frac{\sin(\psi_0/2)}{\sin\left(\frac{\psi_0}{2} - \frac{\psi_0}{\gamma}\right)} \cdot l_{12} \quad (6-17)$$

$$\delta = \alpha - \frac{\psi_0}{2} - \lambda \quad (6-18)$$

式中,

$$\lambda = \arccos \frac{L_2^2 - L_1^2 - (L_2 - L_1)^2}{2l_{12}l_{14}} \quad (6-19)$$

### 第三节 旋梭勾线机构

#### 一、作用原理与特点

旋梭的工作过程也同样可以归纳成勾线、分线和脱线三个步骤, 如图 6-10 所示。与摆梭机构不同, 旋梭机构是由紧固在下轴上的梭壳随下轴作连续的定向旋转而实现勾线、分线和脱线的。

1. 勾线 机针  $1$  从下极限位置回升一段距离后, 形成最佳面线环, 此时, 梭壳上的梭尖逆时针转到机针轴线位置, 并进入面线环, 实现了勾线(见图 6-10(1))。

2. 分线 梭尖  $3$  勾住面线环后, 继续逆时针转动, 面线环沿梭尖的楔形角(一般为  $43^\circ$ )滑向梭根部。此时, 面线环顶端部分被梭架上的导齿  $6$  截住, 随着梭壳的继续转动, 位于导线片  $5$  下方的短线段  $8$  被导线片的凸缘从后边逐渐拨到前边, 而长线段  $7$  被导齿挂住并推向后

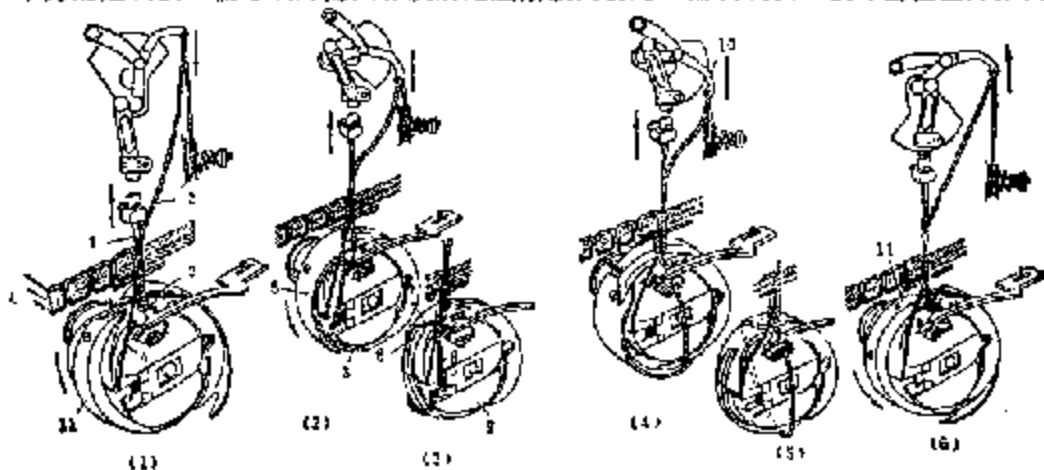


图 6-10 旋梭勾线、分线、脱线过程示意图

1. 机针 2. 面线 3. 梭尖 4. 底线 5. 导线片 6. 导齿 7. 长线段  
8. 短线段 9. 梭壳套 10. 梭壳杆 12. 过线钩

方, 整个面线环被扭转了  $180^\circ$  (见图 6-10(2)、(3)), 这样就把面线环的长、短线段分开了。随着梭壳的转动, 面线环在梭根带动下逐渐扩大, 导线片拨开线环的宽度超过了梭架的厚度, 被梭根和导齿挂住的面线环越过梭架直径, 把底线套在面线环中, 此时, 长线段从梭架底部滑过, 短线段从梭芯在  $\theta$  表面滑过 (见图 6-10(4)、(5))。

3. 脱线 梭壳继续沿逆时针方向转动, 梭根引导面线环绕过梭架, 此时, 挑线杆迅速上升, 使面线环急剧从梭根部脱出, 并过渡到过线钩  $12$  的尖尾上, 随着挑线杆继续上升收线, 面线环在过线钩尖尾的引导下逐渐收缩, 最后从尖尾处脱出 (见图 6-10(6))。

由于旋梭作匀速转动, 惯性冲击只在起动和停止时产生, 正常工作时, 运动非常平稳, 振动、噪声、磨损都较小, 使用寿命长, 特别适用于高速运转。因此, 广泛应用于高速工业缝纫机中。但是, 旋梭的结构比摆梭复杂, 加工精度要求高, 因此制造成本较高。

## 二、旋梭转角的计算

1. 梭尖勾取面线环至线环滑到梭根部期间旋梭转过的角度 图 6-11 所示是从梭壳圆周方向看, 梭尖  $1$  勾取面线环至面线环  $3$  滑到梭根  $MN$  处时的情况。由图可知, 在此期间旋梭转过的角度为

$$\varphi = \frac{s_1 + s_2}{\pi D} \times 360^\circ \quad (6-20)$$

式中,  $s_1$ 、 $s_2$  分别为梭壳圆周上梭钩部分的一段弧长;  $s_2$  是梭尖相对机针  $4$  的附加移动量, 它是由于线环在梭钩上的倾斜过程所产生的;  $D$  是梭壳直径。

当面线环  $3$  从梭尖滑至梭根部时, 在面线与梭钩之间摩擦力作用下, 线环  $3$  ( $MN$ ) 一般在  $(90^\circ - \delta)$  的角度下位于梭钩相应的楔形边缘处, 其中,  $\delta = \arctan \mu$  是按面线与梭钩之间的摩擦系数  $\mu$  确定的摩擦角。在图 6-11 中, 若设梭尖楔形角为  $\alpha$ , 则  $\beta = 90^\circ - (\alpha + \delta)$ , 该角是面线环相对梭钩前边缘的倾斜角, 由此可得

$$s_1 = b \cdot \operatorname{ctg} \alpha \quad (6-21)$$

$$s_2 = b \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \delta) \quad (6-22)$$

式中,  $b$ ——梭钩前边缘至梭架导齿  $2$  的外表面之间的距离。

将式(6-21)、(6-22)代入式(6-20), 可得

$$\varphi = b \cdot \frac{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg}(\alpha + \delta)}{\pi D} \times 360^\circ \quad (6-23)$$

如果不考虑线环在梭钩上的倾斜过程, 则线环滑至梭根部  $M$  点时, 旋梭所转过的角度应为

$$\varphi_0 = b \cdot \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\pi D} \times 360^\circ \quad (6-24)$$

例如, 当  $D = 33 \text{ mm}$ 、 $b = 5.9 \text{ mm}$ 、 $\alpha = 42^\circ$ 、 $\mu = 0.18$  时, 根据式(6-23)、(6-24)可得,  $\varphi_0 \approx 20^\circ$ ,

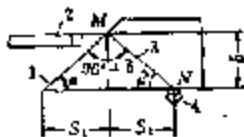


图 6-11 面线环从梭尖滑至梭根  
1. 梭尖 2. 导齿 3. 面线环 4. 机针

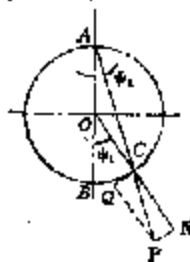


图 6-12 面线环在梭架上的受力分析

$\varphi \approx 50^\circ$ , 根据上轴与下轴之间的传动比为  $i = 1/2$ , 此时, 缝切机上轴所转过的角度分别为  $10^\circ$  和  $25^\circ$ 。

2. 面线环脱离梭架时梭架转过的角度 当梭尖带动面线环绕梭架结束时, 梭架已转过  $180^\circ$ , 此时, 面线位于梭架的  $A-B$  处。为使面线环能脱离梭架, 设梭架转过  $\psi_1$  角度, 此时面线位于梭架的  $A-C$  处, 如图 6-12 所示。

设此时挑线杆开始向上收线, 则作用在面线环上的拉力  $P$ , 可以分解成正压力  $N = P \cdot \cos \psi_2$  和切向力  $Q = P \cdot \sin \psi_2$ 。正压力  $N$  使面线与梭架之间产生了摩擦力, 该摩擦力是阻止面线环脱离梭架的阻力, 欲使面线环脱离梭架, 就必须使

$$Q > \mu N \quad (6-25)$$

式中:  $\mu$ ——面线与梭架的摩擦系数。

式(6-25)又可写作

$$P \cdot \sin \psi_2 > \mu P \cdot \cos \psi_2$$

∴

$$\operatorname{tg} \psi_2 > \mu = \operatorname{tg} \delta$$

式中:  $\delta$ ——面线与梭架的摩擦角。

由此可得面线环脱离梭架的条件是

$$\psi_2 > \delta \quad (6-26)$$

由图 6-12 可知,  $\psi_2 = \frac{1}{2} \psi_1$ , 所以上式又可写作

$$\psi_1 > 2\delta \quad (6-26')$$

### 三、旋梭勾线机构的传动设计

#### (一) 传动机构的类型

在使用旋梭的缝切机中, 将上轴动力传给下轴的传动机构并不复杂, 一般均采用齿轮传动或带传动。

1. 齿轮传动 一般采用两对小模数的螺旋锥齿轮(俗称格里森齿轮)将上轴的动力传给下轴。图 6-13 所示为齿轮传动机构简图。

采用螺旋锥齿轮可以提高传动的平稳性, 而且传动力矩大, 传动精度高, 噪声小, 不易磨损。因此, 在现代高速工业平缝机中均采用这种螺旋锥齿轮传动方式。当然, 这种齿轮的加工精度要求较高, 还要保证齿轮具有良好的润滑条件。在这种齿轮传动机构中, 只要改变齿轮  $z_1$  相对  $z_2$  的安装位置, 就可以很容易地改变下轴的旋转方向, 当需要调节齿轮的啮合时, 只需分

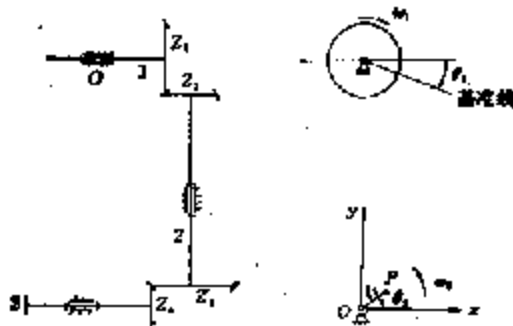


图 6-13 螺旋锥齿轮传动机构简图

1. 上轴 2. 中间轴 3. 下轴

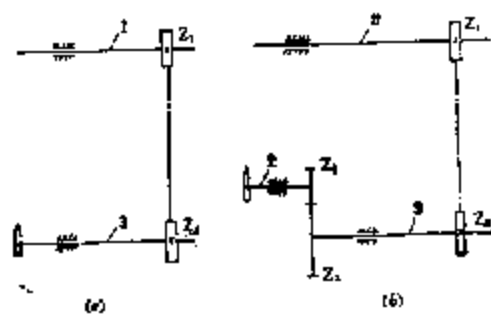


图 6-14 同步齿形带传动机构简图

1. 上轴 2. 中间轴 3. 下轴

4. 移动竖轴的上、下套筒或下轴的后套筒即可(见图 6-2)。

2. 同步齿形带传动 图 6-14 为同步齿形带传动机构简图, 图 (a) 所示机构中, 下轴和上轴均以顺时针方向旋转, 但是, 在大多数缝纫机上, 要保证面线和底线的正常交织, 必须使旋梭逆时针旋转, 因此, 多采用图 (b) 所示的同步齿形带和齿轮传动组成的组合传动系统, 在该传动系统中, 增加了一根中间轴 2 和一对直齿圆柱齿轮  $z_0$ 、 $z_1$ , 这样, 当上轴以顺时针方向转动时, 旋梭则以逆时针方向转动。

同步齿形带传动的特点是: 传动准确; 传动比范围大(可达 10); 仅需较小的初拉力。带指轴上所承受的载荷较小, 能吸收振动, 传动时噪声小, 带的柔性好, 可用较小的带轮, 结构紧凑。但这种传动的安装中心距离要求严格。

### (二) 传动比的选择

在旋梭传动机构中, 上轴和下轴之间的传动比如何选取, 对机器的使用性能和线迹的形成都有很大的影响。为了选择合适的传动比, 首先设

$$k_1 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{\varphi_0}, \quad k_2 = \frac{\varphi_3}{\varphi_0} \quad (6-27)$$

式中:  $k_1$ ——机针工作行程系数;

$k_2$ ——旋梭工作行程系数;

$\varphi_0$ ——上轴在形成一个线迹的工作周期内所旋转的角度;

$\varphi_1$ ——机针从穿刺缝料到下极限位置之间上轴应旋转的角度;

$\varphi_2$ ——机针从下极限位置回升到梭尖开始进入面线环之间, 上轴应旋转的角度;

$\varphi_3$ ——梭尖开始进入面线环到面线环脱离梭架期间, 上轴应旋转的角度。

根据线迹形成过程可知, 一般  $\varphi_0 = 360^\circ$ ,  $\varphi_1 = 85^\circ \sim 95^\circ$ ,  $\varphi_2 = 24^\circ \sim 28^\circ$ ,  $\varphi_3 = 220^\circ$  左右, 将这些数值代入式(6-27), 可得  $k_1 = 0.908 \sim 0.942$ ,  $k_2 \approx 0.61$ 。这样, 机针和旋梭工作系数的总和为  $k_1 + k_2 = 0.918 \sim 0.952$ , 也就是说, 在机针和旋梭的工作过程中, 上轴需要转动的角度为  $328.7^\circ \sim 342.7^\circ$ 。从锁式线迹的形成原理可知, 在上轴转动  $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$  角度期间, 挑线杆不能向上收紧面线, 即上轴在一个工作周期内留给挑线杆的收线时间只占  $20^\circ$  左右, 这样, 势必要求挑线杆提高收线速度, 从而使整机振动加剧; 同时, 由于收线速度增大, 势必使面线所受的拉力增大而发生断面线故障。为解决这些问题, 必须增大挑线杆的工作行程系数, 才能降低收线速度。这里, 可以有两种方法, 一是减小机针的工作行程系数  $k_1$ , 二是减小旋梭的工作行程系数  $k_2$ 。比较  $k_1$  和  $k_2$ ,  $k_1$  比  $k_2$  要小得多, 而且减小  $k_2$ , 将使刺料机构变得更复杂, 因此, 只能考虑减小  $k_2$ 。

减小旋梭工作行程系数  $k_2$ , 可采用几种方法来实现:

- (1) 采用非中央梭芯的梭子, 即改变梭芯中心相对下轴轴心的位置;
- (2) 采用非匀速旋转的梭子, 即采用加速机构来缩短旋梭引导面线环绕梭架的时间;
- (3) 提高梭子的旋转速度。

采用第一种方法, 对于非中央梭芯的梭子, 梭尖不需要转过梭壳的平线即可引导面线环脱离梭架(见图 6-15), 这样, 旋梭的工作行程可以减小。若  $\varphi_3 = 150^\circ$ , 则  $k_2 \approx 0.42$ , 这样, 在一个工作周期内, 留给挑线杆的收线时间就足够了, 约占  $100^\circ$  左右。但是, 梭芯与梭壳偏心, 将增大梭壳尺寸, 增加线环绕过梭架所需的面线长度, 还要加大挑线机构中所有零件的尺寸, 因此, 在高速缝纫机中不采用这种方法。

采用第二种方法, 加快梭子工作行程的速度, 可以缩短梭子引导面线的时间, 达到减小梭



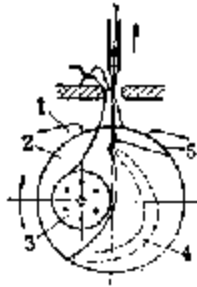


图 6-15 中心式梭芯的梭子

1. 梭床圈 2. 摆梭 3. 梭芯 4. 摆梭托 5. 梭尖

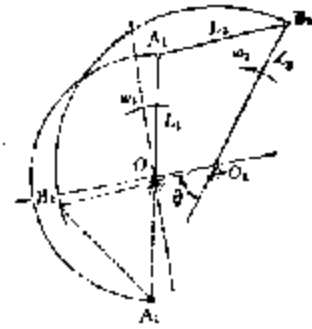


图 6-16 双曲柄梭子加速机构

子工作行程系数的目的。使梭子在工作行程中提高速度的机构。最简单的可以采用双曲柄机构,如图 6-16 所示。当主动曲柄  $OA$  从位置  $OA_1$  逆时针转动  $180^\circ$  到达位置  $OA_2$  时,从动曲柄  $OB$  相应地从位置  $OB_1$  转动  $(180^\circ - \theta)$  到达位置  $OB_2$ ; 当主动曲柄  $OA$  继续从  $OA_2$  转至  $OA_1$  时,从动曲柄  $OB$  由  $OB_2$  至  $OB_1$  转过  $(180^\circ + \theta)$ , 由此可知,当主动曲柄  $OA$  作等角速回转时,从动曲柄  $OB$  作变角速回转。若将主动曲柄  $OA$  与上轴具有相同转速的中间轴相连,而从动曲柄  $OB$  则与梭轴相连,这样,当上、下轴之间的传动比  $i=1$  时,可以提高梭子引导面线环绕梭架的速度。

一般,当梭子角速度  $\omega_{\text{梭子}}/\omega_{\text{上轴}} > 3$  时,它引导面线环绕梭架期间的平均角速度将大约超过上轴角速度的 2 倍。虽然采用梭子加速机构可以在保证上、下轴之间的传动比  $i=1$  的情况下,大大减小梭子工作行程系数,但是梭子非匀速旋转将导致机器产生过大的惯性负荷,加剧机器的振动,因此这种方法一般只限于速度不高的缝纫机中。

第三种方法是采用中央核心匀速旋转的梭子,并使梭子转动速度大于上轴转动速度,这样梭子的工作行程系数就可以相应地减小。若取上、下轴之间的传动比  $i=1:2$ , 则当梭子引导面线转过梭架转过  $220^\circ$  期间,上轴所转过的角度  $\varphi_2=110^\circ$ , 于是  $k_2 \approx \frac{110^\circ}{220^\circ} = 0.5$ 。这样,在一个工作周期内,留给挑线杆的收线时间相应地增加了,从而缓和了挑线机构的运动,减小了面线张力。当然,从缓和挑线机构的运动考虑,取上、下轴之间的传动比  $i=1:3$  或  $i=1:4$  更有利,但这样一来,下轴转速就要相应地成倍提高,下轴高速旋转也将加剧机器的振动和磨损。因此,全面考虑各种因素,目前工业平缝机旋梭勾线机构的传动比均取  $i=1:2$ , 即上轴转一转,下轴转两转,其中一转为空行程。

### (三) 齿数搭配

旋梭传动机构中,在同样达到上、下轴之间传动比  $i=1:2$  的要求下,两对螺旋锥齿轮的齿数搭配应如何选取,对传动机构的工作性能有很大影响,下面举例说明。

如图 6-13 所示,根据齿轮传动原理,上、下轴之间的传动比

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

GO1-3 型中速平缝机旋梭传动机构中,  $z_1=36$ ,  $z_2=18$ ,  $z_3=z_4=24$ , 则

$$i = \frac{18 \times 24}{36 \times 20} = \frac{1}{2}$$

GO15-1 型高速平缝机旋梭传动机构中,  $z_1=33$ ,  $z_2=21$ ,  $z_3=28$ ,  $z_4=22$ , 则

$$i = \frac{21 \times 22}{33 \times 28} = \frac{1}{2}$$

比较上述两种平缝机旋梭传动机构的齿数分配可以看出,在同样达到  $i = \frac{1}{2}$  的情况下,GC1-2 型平缝机的竖轴转 2 转,而 GC15-1 型平缝机的竖轴只转  $1\frac{4}{7}$  转。可见,采用 GC15-1 型平缝机旋梭传动机构的齿数分配方式,可以降低竖轴转速,从而延长竖轴的寿命。表 6-1 所列是部分国产工业平缝机旋梭传动齿轮的主要参数。

表 6-1 旋梭传动齿轮主要参数

打号及号	齿数				旋向				模数 $m_n$		螺旋角	
	下轴	竖轴上	竖轴下	上轴	上轴上	上轴下	下轴	上轴上	竖轴下轴	上轴上	竖轴下轴	
GC1-2	36	18	24	24	右	左	右	左	$m_n=1$		$27^{\circ}30'$	
GC1-3	27	18	25	21	右	左	右	左	$m_n=0.7$		$37^{\circ}20'$	
GC1-4	27	18	28	21	右	左	右	左	1.008		$35^{\circ}$	
GC6 系列	27	18	24	21	右	左	右	左	1.120	1.080	$35^{\circ}$	
GC8-2	27	18	23	21	右	左	右	左	$m_n=0.7$		$37^{\circ}20'$	
GC15 系列	33	21	28	22	右	左	右	左	1.058	1.104	$32.5^{\circ}$   $85^{\circ}$	

#### 四、旋梭勾线机构的运动方程

在图 6-18 所示的旋梭传动机构简图中,  $P$  点为旋梭勾线尖。在图示  $xOy$  坐标系中,若上轴转动  $\theta_1$  角度,则旋梭相应转过的角度为

$$\theta_2 = \alpha_0 + \frac{z_1 \cdot z_2}{z_2 \cdot z_1} \cdot \theta_1 \quad (6-28)$$

式中,  $\alpha_0$ ——机针处于上极限位置时,下轴的位置角(可调参数)。

将式(6-28)对时间求导数,可得下轴角速度

$$\omega_2 = \frac{z_1 \cdot z_2}{z_2 \cdot z_1} \omega_1 \quad (6-29)$$

其中,  $\omega_1 = \omega_1 / 30$  为上轴角速度,  $n_1$  为上轴转速(r/min),显然,上轴作等速运动,下轴(即旋梭)亦作等速运动。

旋梭勾线尖  $P$  在图示  $xOy$  坐标系中的位移、速度和加速度分别为

$$P_x = l_2 \cos \theta_2, \quad P_y = l_2 \sin \theta_2, \quad (6-30)$$

$$V_x = -l_2 \omega_2 \sin \theta_2, \quad V_y = l_2 \omega_2 \cos \theta_2, \quad (6-31)$$

$$a_x = -l_2 \omega_2^2 \cos \theta_2, \quad a_y = -l_2 \omega_2^2 \sin \theta_2, \quad (6-32)$$

#### 五、旋梭勾线时间的调整

##### (一) 时间配合参数

在线迹形成过程中,机针与旋梭运动的时间配合是缝纫机设计、使用调整中最关键的配合。是保证缝制质量的基础,若配合调整不当,将引起跳针、断线、断针、毛巾状浮线等一系列故障。机针与旋梭勾线尖的定时调整,对于不同用途的缝纫机,使用不同的缝料及缝线,其最佳

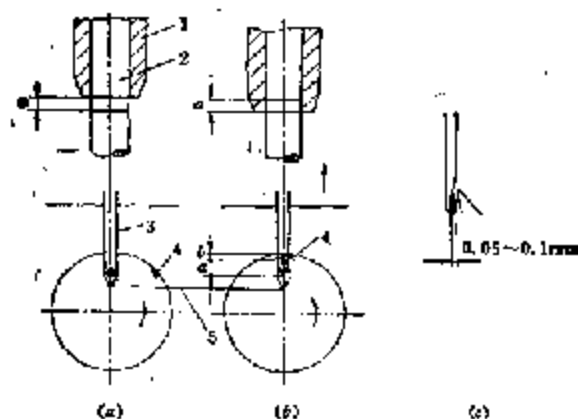


图 6-17 机针与梭子时间配合参数示意图

针杆下轴套, 2. 机针, 3. 机针, 4. 梭子勾线尖 5. 机针下极限位置

定时配合也不相同。一般, 机针与梭子的定时范围为: 机针从下极限向上回升  $1.8 \sim 2.7 \text{ mm}$  时, 旋梭勾线尖正好接触到机针轴线。图 6-17 所示为机针与梭子时间配合的有关参数示意图。

图中:  $a$ ——形成最佳面线环所必需的机针回升量;

$b$ ——机针回升  $a$  值时的梭尖抬高量, 指勾线尖到达机针轴线时距针孔上沿的距离。

机针回升量  $a$  是构成最佳面线环的参数, 梭尖抬高量  $b$  是梭子勾线尖进入面线环的最佳位置参数, 它们共同构成梭子勾线尖勾线的最佳时机。因此,  $a$ 、 $b$  值是工业缝纫机机针与梭子在时间配合上的两个重要参数, 它们对缝纫性能、缝纫质量影响极大。表 6-2 给出部分工业缝纫机机针与梭子勾线尖时间配合的  $a$ 、 $b$  值。

为了便于调整机针和梭子的时间配合, 大多数缝纫机的针杆上都刻有两条横线, 两条线的

表 6-2 机针与梭子的时间配合

		$a(\text{mm})$	$b(\text{mm})$
国 产 工 业 缝 纫 机	GCS-2	2.3	1.8~2.0
	GCI-3	2.2	2.0
	GOY-4	2.2	2.0
	GOB 系列	2.2	1.0~1.5
	GCS-2	2.3	2.0
	GCI3-1	2.2	1.0~1.8
	GI2-1	2.6	1.6
	GI6 系列	2.3	1.6~1.8
日 本 工 业 缝 纫 机	单针双线机 $JF_1$	1.8~2.0	1.6
	双针平缝机 $JF_2$	2.0~2.4	1.6
	脚踏缝机 $LF_3$	2.4	1.6
	脚踏机 $LF_4$	2.4	1.6
	脚踏机 $LF_5$	2.4	1.6

间隔距离为  $\alpha$ 。当机针处于下极限位置时, 必须将上刻线调整到与针杆下轴套的下平面平齐(见图 6-17(a)), 而当机针从下极限向上回升  $\alpha$  值时, 下刻线正好与针杆下轴套的下平面平齐。此时, 梭子勾线尖正好运动到机针轴套处(见图 6-17(b))。当勾线尖位于机针轴套处时, 其侧面与机针之间应留有 0.05~0.1 mm 的间隙(见图 6-17(c)), 以防机针与梭子勾线尖相碰。

机针与梭子运动的时间配合对缝纫性能的影响主要反映在跳针、断线、线迹的松紧以及穿线等故障的出现概率上。

1. 时间配合对跳针的影响 由实验可知, 勾线时间过早或过晚都将在缝纫作业中产生跳针故障。勾线时间过早, 机针的回升量过小, 在机针的短槽侧所形成的线环尺寸过小, 梭子勾线尖不易进入线环而造成跳针; 若勾线时间过晚, 则机针回升量过大, 形成较大的线环, 由于缝线的弹性、捻度等因素的影响, 造成面线环的扭曲而使梭子勾线尖不易进入面线环而产生跳针。根据试验测定, 在较大的  $\alpha$  值范围内调整勾线时间, 一般情况是不会出现跳针的。图 6-18 表示勾线时间与跳针次数  $N$  的关系。在同一种缝料上使用不同的缝线(棉线或化纤线)工作时, 勾线时间对跳针发生频率的影响是有区别的, 使用棉线出现跳针故障的勾线时间的范围比使用化纤线的为小。使用棉线, 勾线时间在  $\alpha=1.0\sim3.8$  mm 范围内变化时, 一般不会出现跳针现象, 而使用化纤线时, 范围扩展到  $\alpha=1.0\sim4.0$  mm。

2. 勾线时间对断线的影响 勾线时间对断线故障的发生, 无直接关系, 但是, 勾线时间过早或过晚, 将涉及缝纫机其它机构(特别是挑线机构与勾线机构)之间的运动配合, 从而间接地影响断线故障的出现。图 6-19 表示勾线时间与断线故障的关系, 化纤线不发生断线的勾线时间的变动范围比棉线为小, 如图所示, 化纤线的  $\alpha=1.4\sim3.0$ ; 而棉线的  $\alpha=1.2\sim3.6$ 。

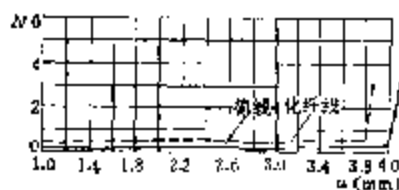


图 6-18 勾线时间与跳针故障的关系



图 6-19 勾线时间与断线故障的关系

3. 勾线时间对线迹松紧程度的影响 不同的缝纫机甚至是同一型号的缝纫机, 在不同的使用条件下(缝料质地不同、缝线厚度不同或使用的缝线不同), 所需要的机针回升量不同, 所形成的线环大小不同, 因此, 机针与梭子勾线尖的时间配合也不同。勾线时间过早或过晚, 对线迹的松紧程度均有影响。图 6-20 表示了勾线时间与缝线松紧率的关系, 当化纤线的  $\alpha=1.4\sim3.4$  mm, 棉线的  $\alpha=1.2\sim2.8$  mm 范围时, 对缝纫线迹的松紧率基本上无影响。若超出上述范围, 则线迹的松紧率变差。

4. 勾线时间对毛巾状线迹出现概率的影响 在缝纫作业中, 毛巾状线迹的出现是不允许的。当针线张力低于梭线张力时, 就将在缝料背面出现此现象。勾线过早或过迟将直接影响针线的松紧程度, 从而对毛巾状线迹出现的机会产生影响。图 6-21 所示为勾线时间与毛巾状线迹出现概率的关系, 当化纤线的  $\alpha=1.2\sim3.4$  mm, 棉线的  $\alpha=1.8\sim2.9$  mm 时, 毛巾状线迹出现的概率最低。

综上所述, 在最佳  $b$  值的条件下, 机针从下极限位置回升 1.8~2.7 mm 范围内, 梭子勾线

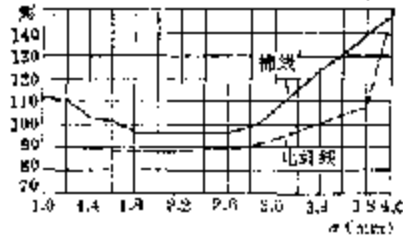


图 6-20 勾线时间与线迹长度的关系

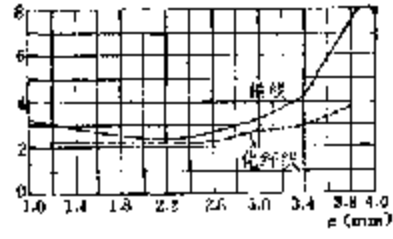


图 6-21 勾线时间与毛巾线迹边距的关系

尖进入面线环,是可以避免出现跳针、断线、浮浅等故障,能制出松紧合适的线迹的安全带。其中,最佳勾线时机  $\alpha = 1.8 + (2.7 - 1.8) / 2 = 2.25$  mm,也就是说,机针从下极限位置回升 2.25 mm 的瞬间,是梭子勾线尖进入面线环的最佳勾线时机。

## 第四节 包缝机弯针机构设计

形成三线包缝线迹的弯针机构是由空间曲柄插杆机构和平面双摆杆机构串联而成的,其机构运动简图如图 6-3 所示。根据三线包缝线迹的形成原理,弯针的运动在预定的特征瞬间应当符合下述要求:第一个瞬间,下弯针要勾住机针形成的面线环;第二个瞬间,上弯针要穿套下弯针形成的三角形线环;第三个瞬间,机针要穿入上弯针形成的三角形线环。

如图 6-22 所示,通常,下弯针尖端  $N$  点的运动轨迹是位于针板下面的一段圆弧,并与送料牙保持适当的最小间隙;上弯针尖端  $M$  点的运动轨迹可以是一段圆弧(如 GN1-1 型和 GN9-1 型中速包缝机等),也可是一段连杆曲线(如 GN2-1 型高速包缝机等)。图中  $M_1, M_2, M_3$  为上弯针尖端在上述三个特征瞬间相应的位置,与上弯针尖端三个位置相对应的下弯针的尖端位置用  $N_1, N_2, N_3$  表示。在第一瞬间,为满足下弯针勾住面线环的要求,根据机针的运动特性,下弯针尖  $N_1$  应位于针板下面,机针左侧,并与机针保持一定的横向距离  $a_1$ 。随着下弯针向右摆动,针尖将勾住面线环,此时,上弯针尖应从  $M_1$  向左运动。在第二瞬间,为满足上弯针穿套下弯针线环的要求,下弯针尖  $N_2$  应位于上弯针尖  $M_2$  的右方,两点间的距离与弯针头部的结构尺寸有关。在第三瞬间,为保证机针穿入上弯针线环,上弯针尖  $M_3$  应位于送料上方,机针左侧,并与机针保持一定的横向距离  $a_2$ 。一般,弯针勾线的最佳位置为  $a_1 = 3.5$  mm,  $a_2 = 8$  mm。

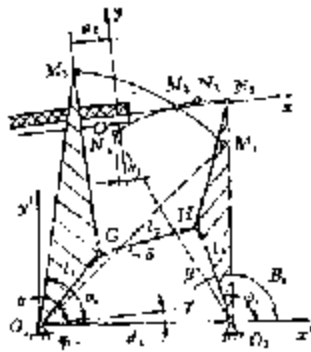


图 6-22 上、下弯针尖端三个特征位置

下面具体讨论弯针机构的设计,可对两个串联的四杆机构分别求解。

### 1. 平面四杆机构 $O_1GHO_2$

从上述讨论中可知,在线迹形成过程中,四杆机构  $O_1GHO_2$  的主动杆  $O_1G$  绕  $O_1$  点摆动时,上弯针尖端  $M$  连续经过三个特定的点位  $M_1, M_2, M_3$ ,与此相应,从动摆杆  $O_2H$  绕  $O_2$  点摆动,下弯针尖端  $N$  连续经过三个相应的点位  $N_1, N_2, N_3$ 。这六个点位是根据线迹形成要求以及机器的结构布局预先给定的。如果上、下弯针尖的轨迹均为圆弧,则机构的两个连架副  $O_1$  和  $O_2$  就分别为这两段圆弧所对应的圆心,当给定  $M_i$  和  $N_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) 的坐标值后,连架副  $O_1$  和  $O_2$  的坐标位置就确定了。这样,平面四杆机构  $O_1GHO_2$  的设计就是一个实现给定两连架杆对应位置的四杆机构综合问题,对于这类机构综合问题,可以采用

图解法,也可以采用解析法,下面介绍解析法求解过程,具体步骤如下。

(1) 根据给定的六点位在图示  $xOy$  坐标系中的坐标值  $M_i(x_{Mi}, y_{Mi})$  和  $N_i(x_{Ni}, y_{Ni})$ , ( $i=1, 2, 3$ ), 可以求出通过  $M_1, M_2, M_3$  三点的圆弧曲线所对应的圆心  $O_1$  的坐标值  $(x_1, y_1)$ , 以及通过  $N_1, N_2, N_3$  三点的圆弧曲线所对应的圆心  $O_2$  的坐标值  $(x_2, y_2)$ , 即

$$x_1 = \frac{1}{2\Delta_1} \begin{vmatrix} x_{M1}^2 + y_{M1}^2 & y_{M1} & 1 \\ x_{M2}^2 + y_{M2}^2 & y_{M2} & 1 \\ x_{M3}^2 + y_{M3}^2 & y_{M3} & 1 \end{vmatrix} \quad (6-33)$$

$$y_1 = \frac{1}{2\Delta_1} \begin{vmatrix} x_{M1}^2 + y_{M1}^2 & x_{M1} & 1 \\ x_{M2}^2 + y_{M2}^2 & x_{M2} & 1 \\ x_{M3}^2 + y_{M3}^2 & x_{M3} & 1 \end{vmatrix} \quad (6-34)$$

式中: 
$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} x_{M1} & y_{M1} & 1 \\ x_{M2} & y_{M2} & 1 \\ x_{M3} & y_{M3} & 1 \end{vmatrix}$$

以及

$$x_2 = \frac{1}{2\Delta_2} \begin{vmatrix} x_{N1}^2 + y_{N1}^2 & y_{N1} & 1 \\ x_{N2}^2 + y_{N2}^2 & y_{N2} & 1 \\ x_{N3}^2 + y_{N3}^2 & y_{N3} & 1 \end{vmatrix} \quad (6-35)$$

$$y_2 = \frac{1}{2\Delta_2} \begin{vmatrix} x_{N1}^2 + y_{N1}^2 & x_{N1} & 1 \\ x_{N2}^2 + y_{N2}^2 & x_{N2} & 1 \\ x_{N3}^2 + y_{N3}^2 & x_{N3} & 1 \end{vmatrix} \quad (6-36)$$

式中: 
$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} x_{N1} & y_{N1} & 1 \\ x_{N2} & y_{N2} & 1 \\ x_{N3} & y_{N3} & 1 \end{vmatrix}$$

(2) 取参考坐标系  $x'O_1y'$  如图 6-22 所示, 以连架副  $O_1$  为坐标原点, 横坐标  $x'$  轴位于  $O_1O_2$  连线上, 则  $\overline{MO_1}$  相对  $x'$  轴的倾角  $\alpha_i$  和  $\overline{NO_2}$  相对  $x'$  轴的倾角  $\beta_i$  分别为

$$\alpha_i = \arctg \frac{y_{Mi} - y_1}{x_{Mi} - x_1} + \gamma \quad (i=1, 2, 3) \quad (6-37)$$

$$\beta_i = \arctg \frac{y_{Ni} - y_2}{x_{Ni} - x_2} + \gamma \quad (i=1, 2, 3) \quad (6-38)$$

式中: 
$$\gamma = \arctg \frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2}$$

(3) 根据以上求出的两个连架副  $O_1$  和  $O_2$  的坐标位置, 以及两连架杆的三个对应位置  $\alpha_i, \beta_i; \alpha_2, \beta_2; \alpha_3, \beta_3$  就可以对四杆机构  $O_1GHO_2$  进行综合了。在参考坐标系  $x'O_1y'$  中, 各杆所表示的矢量构成一个矢量封闭形, 将各矢量向两坐标轴  $x'$  和  $y'$  投影, 可以得到

$$l_1 \cos \phi_1 + l_2 \cos \delta - l_3 \cos \psi_1 - d_2 = 0$$

$$l_1 \sin \phi_1 + l_2 \sin \delta - l_3 \sin \psi_1 = 0$$

将以上二式平方并相加, 可以消去  $\delta$ , 得

$$l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + d_2^2 + 2l_2d_1 \cos \psi_1 - 2l_1d_1 \cos \phi_1 = 2l_2l_3 \cos(\phi_1 - \psi_1)$$

或简写成

$$R_1 + R_2 \cos \psi_1 - R_3 \cos \phi_1 = \cos(\phi_1 - \psi_1), \quad (i=1, 2, 3) \quad (6-39)$$

式中:

$$R_1 = (l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 - a_1^2) / (2l_1 l_2)$$

$$R_2 = d_1 / l_1$$

$$R_3 = d_2 / l_2$$

$$\phi_i = \alpha_i - \alpha \quad (i=1, 2, 3)$$

$$\psi_i = \beta_i - \beta \quad (i=1, 2, 3)$$

$\alpha$  和  $\beta$  可在求解过程中选取合适的数值。分别将  $\phi_1, \psi_1, \phi_2, \psi_2, \phi_3, \psi_3$  代入 (6-99) 式, 可以得到三个方程式, 从中可解出  $R_1, R_2$  和  $R_3$ 。在  $R_1, R_2$  和  $R_3$  的三个表达式中, 已知

$$d_1 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}$$

因此, 可以解出  $l_1, l_2$  和  $l_3$ , 即

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= d_1 / R_1 \\ l_2 &= \sqrt{l_1^2 + l_3^2 + a_2^2 - 2l_1 l_3 R_1} \\ l_3 &= d_2 / R_3 \end{aligned} \right\} \quad (6-10)$$

## 2. 空间四杆机构 $O_1 A B O_2$

由图 6-23 可知, 弯针机构的传动子机构为主、从动轴垂直交错的空间  $RSSR$  机构。其中, 主动杆  $O_1 A$  和从动杆  $O_2 B$  分别与机架组成转动副  $R$ , 而连杆  $AB$  分别与  $O_1 A$  和  $O_2 B$  组成球面副  $S$ , 点  $A$  和  $B$  各为球面副的球心。如果通过点  $A$  和  $B$  各作平面  $V$  和  $W$  分别垂直于主动轴  $O_1$  和从动轴  $O_2$ , 则曲柄  $O_1 A$  的运动平面即为  $V$  平面, 而摇杆  $O_2 B$  的运动平面为  $W$  平面, 两平面的交线为  $ZZ$ , 如图 6-23 所示。

对于该机构的设计, 一方面要保证机构中摇杆  $O_2 B$  的输出角范围等于平面四杆机构  $O_1 G H O_2$  主动杆  $O_1 G$  所要求的输入角范围  $\psi_0 (-\psi_0 - \phi_1)$ ; 另一方面, 为了保证机构运转平稳, 受力良好, 可按行程速比系数  $K=1$  的要求, 采用正置的曲柄摇杆机构。

设计的已知条件是: 两轴中心距  $a_0$  (即: 两轴线间的最短距离), 摇杆  $O_2 B$  的摆角范围  $\phi_0$ , 以及行程速比系数  $K=1$ 。所要求的机构尺寸为: 曲柄  $O_1 A$  的长度  $l_1$ , 连杆  $AB$  的长度  $l_2$ , 摇杆  $O_2 B$  的长度  $l_3$ , 以及  $O_1$  至曲柄运动平面  $V$  的距离  $f$  (在平面  $V$  与  $W$  正交的情况下, 也就是  $O_1$  至交线  $ZZ$  的距离), 见图 6-24。

对于  $K=1$  的正置曲柄摇杆机构, 其摇杆上  $B$  点的两个极限位置  $B_1$  和  $B_2$  连线的延长线应通过曲柄轴心  $O_1$ , 在这种情况下, 摇杆  $O_2 B$  的运动平面  $W$  必须通过机器主轴, 这样, 曲柄中心  $O_1$  一定位于交线  $ZZ$  上。由于  $B_1, B_2$  连线的延长线应通过轴心  $O_1$ , 所以  $B_1, B_2$  两点也应在交线  $ZZ$  上, 如图 6-24(a) 所示。若将平面  $W$  绕  $ZZ$  线逆时针转动  $90^\circ$  与  $V$  平面重合, 就

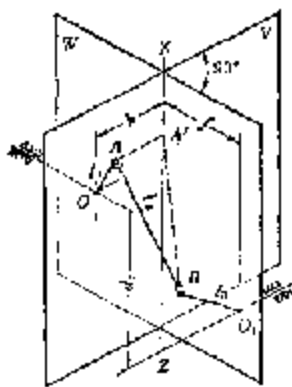


图 6-23 空间  $RSSR$  机构

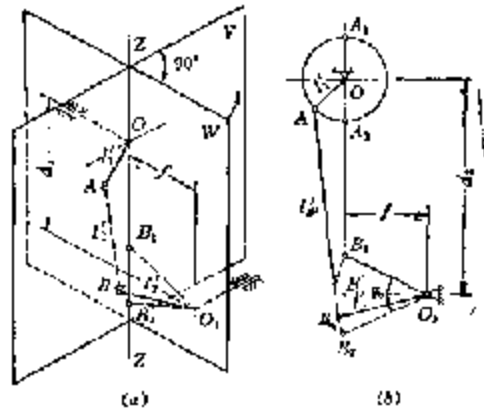


图 6-24 空间正置曲柄摇杆机构

可以得到机构的投影图,如图 6-24(b)所示。在这种情况下,连杆  $AB$  的两个极限位置  $A_1B_1$  和  $A_2B_2$  必位于交线  $ZZ$  上,其长度为

$$l_2 = A_1B_1 = A_2B_2 = A_1O + OZ - B_1B' = OB' = d_2 \quad (6-41)$$

然后按下列步骤设计:

(1) 选择曲柄长度  $l_1$

通常取  $l_1 < l_2/3$ , 在给定  $l_2 (=d_2)$  的条件下,  $l_1$  取得小些, 对传动平稳有利, 但必然增加曲柄销上的受力。

(2) 计算  $k$  和  $f$

由图 6-24(b)可知

$$k = \frac{B_1B_2}{2l_1 \sin(\phi_0/2)} = \frac{l_2}{l_1 \sin(\phi_0/2)} \quad (6-42)$$

$$f = l_2 \cos(\phi_0/2) \quad (6-43)$$

## 第五节 綉缝机弯针动程的确定

无论是平台式还是筒式綉缝机,其弯针机构的运动都是一个复合运动。弯针在运动时,既有横向摆动,又有纵向移动,如果俯视弯针尖的运动,可以看出它的运动轨迹是一个椭圆形(见图 6-25)。图中  $A$  表示弯针横向摆动的动程,  $B$  表示弯针纵向移动的动程,  $A$ 、 $B$  二值是设计弯针机构的重要参数,它是由成缝过程中,弯针和机针的相对位置所决定的。

(一) 横向摆动动程  $A$

由图 6-26 可知,弯针从右极限摆动到左极限的动程是由  $S$  和  $n$  决定的,即

$$A = S + n = S + n' + a$$

其中,  $n'$  是弯针尖在左极限距左侧机针轴线的距离,它要根据缝料厚度、机针行程,以及机针与弯针的运动配合来确定。 $a$  是相邻两根机针之间的距离,称为针间距,它决定于所形成线迹的宽度,一般在设计要求中预先给定。 $S$  是当机针位于下极限,弯针位于右极限位置时,弯针尖至右侧机针中心线的距离,通常称其为“勾线距”。勾线距  $S$  是决定弯针能否勾住面线环的一个重要参数,与平缝机类同,  $S$  的大小,必须满足使机针回升所形成的面线环达到最佳状态。在綉缝机中,因为机针不止一根,所以  $S$  值还要随针间距  $a$  的大小而变化。表 6-3 所列是不同针间距  $a$  所对应的弯针勾线距  $S$  的取值。

在确定弯针摆动动程  $A$  时,还必须注意如下位置问题:当弯针从右极限位置向左摆动到左侧机针中心线处时,其尖端应位于机针针孔上端,相距为  $y$ (见图 6-27(a));当弯针从左极限向右退回到左侧机针中心线处时,机针正好从上极限向下运动穿套弯针的三角线环,此时弯针尖也应正好位于机针针孔上侧,相距为  $y$ (见图 6-27(b)),一般取  $y = 0.5 \sim 1.0 \text{ mm}$ 。

(二) 纵向移动动程  $B$

弯针纵向移动(让针)的动程  $B$  可参见图 6-28,由下式近似确定

$$B = h + d + 2x$$

式中:  $h$ ——弯针头部厚度;

$d$ ——针杆直径;

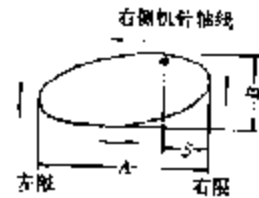


图 6-25 弯针运动轨迹



考针头部前、后端与机针之间的间距，一般取  $x = 0.1 \sim 0.5 \text{ mm}$ 。

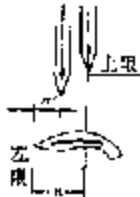
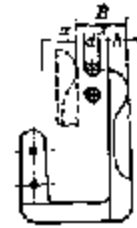
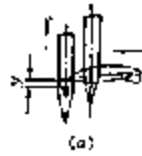


图 6-25 横向移动距离  $\Delta$  的确定    图 6-27 弯针与机针的相对位置    图 6-28 纵向移动距离  $B$  的确定

表 6-3 弯针勾线距  $S$

机 针 数	$\phi - d = s (\text{mm})$	勾线距 $S (\text{mm})$
2	2.4	4.8
2	3.2	4.4
2	4.0	4.0
2 或 3	4.8	3.6
3	5.6	3.2
2 或 3	6.4	2.8

# 第七章 挑线机构设计

## 第一节 挑线机构的作用与类型

在缝纫过程中，向机针和梭子传送面线的机构称为挑线机构。挑线机构的执行构件是挑线杆。挑线机构的作用就是在线迹形成过程的每个工作周期内，控制挑线杆供应和回收适量的面线，并使针线和梭线形成的线结在缝料中间抽紧，同时从线团上抽出下一个线迹所需的用线量。

挑线机构的具体工作过程是：当机针从上极限位置向下运动一段距离后，挑线杆也带着面线向下运动，向机针供线；当梭子勾住面线环，并将面线环不断扩大时，挑线杆向梭子供线，使面线能绕过梭架；当面线环从梭子上脱离后，挑线杆迅速向上运动，回收面线，抽紧线迹，并经夹线器从线团上抽出新的线段。在机构运动配合关系上，挑线机构从属于刺料机构和勾线机构。

挑线机构的种类很多，根据机器不同的使用要求，常用的挑线机构主要有：凸轮式、四连杆式、滑杆式、齿轮-连杆组合式、异形端旋转片式、单旋转盘式和双旋转盘式等。

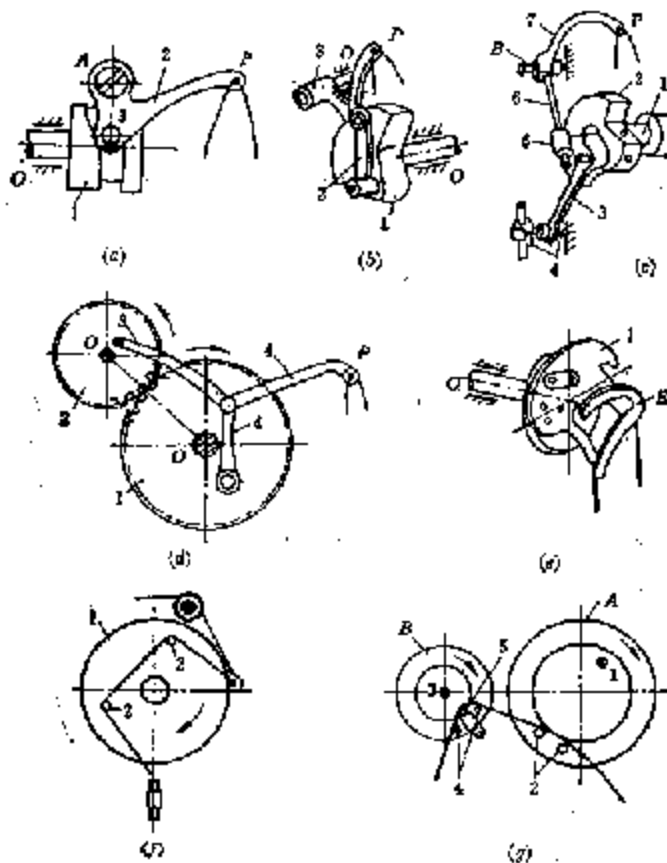


图 7-1 常用的挑线机构

### 一、凸轮挑线机构

如图 7-1(a)所示。凸轮挑线机构是由机架 0、圆柱凸轮 1 和挑线摆杆 2 组成的空间三杆高副机构。圆柱凸轮 1 附装在缝纫机上轴前端，而挑线杆上的滚柱 3 则嵌在凸轮圆周上的曲线槽内。当凸轮随上轴一起转动时，通过滚柱 3 驱动挑线杆 2 绕其自身的回转中心 A 按一定规律作上下往复摆动，从而完成供线和收线动作。这种挑线机构的特点是：凸轮曲线槽的形状可以完全按照供线和收线的要求设计，因此具有良好的挑线性能；凸轮和滚柱为高副联接，所以这种机构易磨损、噪音较大，传递力小，不适应高速运转，通常仅用在 1000 r/min 以下的低速缝纫机中。

### 二、四连杆挑线机构

如图 7-1(b)所示。四连杆挑线机构是由机架 0、曲柄 1、连杆 2(挑线杆)和摇杆 3 组成的曲柄摇杆机构。当曲柄 1 随上轴转动时，带动连杆 2 和摇杆 3 运动，使挑线杆上的穿线孔 P 按连杆曲线轨迹运动，从而完成供线和收线的动作。这种机构的特点是：挑线杆的运动轨迹只能接近理想的要求，而不能象凸轮挑线机构那样完全符合缝纫性能的要求。但如设计得合理，可以在几个关键位置使挑线孔在规定的瞬时通过规定的点位，这样也能基本满足缝纫时的实际需要；由于四连杆机构属低副传动，且所有运动副均为转动副，因此，这种机构中零件磨损小，使用寿命长，机器运转时噪音小，能适应高速运转，广泛应用于 5000 r/min 左右的高速缝纫机中。

### 三、滑杆挑线机构

如图 7-1(c)所示。滑杆挑线机构是由平面曲柄滑块机构与平面导杆机构组合而成的平面六杆机构。当曲柄 2 随上轴 1 转动时，带动连杆 3 在滑块 4 的约束下作平面运动，而与连杆 3 互相铰接的滑杆 5 则按一定的连杆曲线轨迹运动，从而驱动插在滑块 5 中的滑杆 6 绕其自身的回转中心 B 往复摆动，这样就使与滑杆 6 结为一体的挑线杆 7 上的穿线孔 P 按圆弧轨迹运动，完成供线和收线动作。这种机构的特点是：挑线杆穿线孔 P 从最高位置向下运动的速度较快，机构的供线和收线性能更符合垂直轴旋转机构的要求，因而适用于垂直轴旋梭双针缝纫机和厚料缝纫机中。由于这种机构属低副传动，所以能适应高速，但是穿线孔 P 在其上、下极限位置处存在最大加速度，使机构中产生较大的惯性负荷，同时还将使面线中的张力增大，造成断面线故障；另外，这种机构制造工艺复杂，造价高，因此应用尚不广泛。

### 四、齿轮-连杆组合式挑线机构

如图 7-1(d)所示。这种机构是由机架 0、齿轮 1、2、连杆 3、4 组成的齿轮五杆机构，它是在四连杆机构的基础上增加了一个曲柄，这个曲柄实际上就是齿轮 2 的偏心所产生的。整个机构有四个活动构件，五个低副(转动副)和一个高副(齿轮副)，机构自由度  $F=3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 \times 1 = 1$ ，因此，运动确定。当主动齿轮 1 随上轴顺时针转动时，带动从动齿轮 2 逆时针转动，两个齿轮上的偏心分别表示两个曲柄，它们将分别带动连杆 3 和 4 作平面运动，从而使挑线杆穿线孔 P 按一定的连杆曲线轨迹运动，完成供线和收线动作。齿轮五杆挑线机构是近几年来在国内外生产的缝纫机中出现的。它的主要特点是：可以调节供线量，适用于针距变化大或曲折缝缝纫机；另外，这种机构还能调节瞬时速度，使供线或收线的时间提前或推迟而不相互影响；在

齿轮五杆机构中, 连杆 3 和 4 的运动轨迹为封闭交叉曲线, 没有极限位置, 所以没有速度突变, 运动平稳, 噪音低, 适用于高速缝纫机, 但是这种机构的结构比较复杂。

### 五、异形端旋转片式挑线机构

如图 7-1(e) 所示, 这种挑线机构的执行构件不是挑线杆, 而是一片固结在缝纫机上轴上的形状复杂的金属片 1, 这种金属片带有异形端部 2, 当旋转片随上轴一起转动时, 依靠异形端部的运动, 来实现有规律的供线和收线。改变异形端部的形状, 可以满足供线和收线的长度。与前面几种挑线机构相比, 这种挑线机构仅是一个回转零件, 不产生任何附加的动负荷, 且不需专门的润滑系统。因此, 可用于 6000 r/min 的超高速缝纫机上。但在工作过程中, 旋转片工作边缘与面线的接触及摩擦过程较长。因此, 挑线片异形端部的复杂边缘必须加工得十分光滑, 具有足够的硬度。否则容易变形, 稍有不妥很容易引起断线, 所以实际使用并不十分广泛。

### 六、单旋转盘式挑线机构

如图 7-1(f) 所示, 这种挑线机构的执行构件是由若干片圆片 1 叠合而成的, 片间装有滚柱 2 构成整体, 整个圆盘又与上轴固结, 当圆盘随上轴旋转时, 由滚柱执行挑线任务。这种挑线机构结构简单, 便于制造, 一般用于低速缝纫机中, 而在高速运行时, 由于会发生面线缠绕滚柱以及崩断面线等故障, 且穿线过程繁杂, 这就限制了它的应用范围。

### 七、双旋转盘式挑线机构

如图 7-1(g) 所示, 这种挑线机构由两个并非单独圆盘组成, 大圆盘 A 由针杆曲柄销子 7 固定在上轴上, 其回转中心与转速和上轴相同, A 盘上还固定有两个滚柱 2。小圆盘 B 安装在边轴 3 上, B 盘上固定有两个滚柱 4 和销子 5。边轴 3 通过一对皮带轮传动, 其转速比上轴快一倍。当两个圆盘朝同一方向转动时, 由四个滚柱 2、4 以及销子 5 执行挑线任务。双旋转盘式挑线机构在运转过程中可以达到完全平衡, 能妥善地完成供线和收线任务。由于与面线接触的是滚柱和销子, 即使使用很细的面线, 在高速下也不会发生断线, 因此, 挑线工作要比单旋转盘式好得多。但由于要增加一套传动系统, 且双旋转盘在缝纫机机头前端占去较多空间, 因而仅在少量机器上采用。

## 第二节 线迹形成过程中面线消耗量图解

从线迹形成原理和过程可知, 只有当挑线杆的供线和收线长度完全满足形成线迹所需要的面线长度时, 挑线机构的设计才是合理的, 挑线机构的运动也才是正确的。因此, 正确分析和确定线迹形成过程中的面线消耗量, 了解挑线机构对面线线量的控制, 是设计挑线机构和研究缝纫机性能的一个重要方面。

缝纫机的挑线机构种类很多, 但不论采用何种形式, 为形成一个线迹, 挑线杆所提供的面线长度必须满足面线消耗量的要求, 否则将出现断而线、浮面线、浮底线、面线缠绕机针等多种故障。因此, 面线消耗量是设计任何一种挑线机构的理论基础。在线迹形成过程中, 面线消耗量主要与下列因素有关:

(1) 刺料机构的结构;

- (2) 勾线机构中梭子的形状和大小;
- (3) 缝料厚度和针距大小。

在上轴旋转过程中的不同瞬时, 面线消耗量是不同的。考虑到上轴每转动一周形成一个线迹, 即面线消耗量是以  $2\pi$  为周期作循环变化的。因此, 可以将上轴转角作为横坐标, 将面线消耗量作为纵坐标, 定量图解  $0 \sim 2\pi$  范围内上轴转角与面线消耗量之间的对应关系, 所作出的曲线图称为“面线消耗量图”。在缝纫机设计过程中, 通常是在制料机构和勾线机构的结构设计完成后才开始计算和绘制“面线消耗量图”, 并在该图的基础上设计挑线机构。下面具体讨论在形成一个线迹的工作周期内, 所对应的“面线消耗量图”的绘制方法。具体步骤如下:

1. 建立坐标系  $\varphi OL$

如图 7-2 所示, 横坐标表示上轴转角  $\varphi(\text{deg})$ , 纵坐标表示面线消耗量  $L(\text{mm})$ , 并取上轴转角  $\varphi=0^\circ$  时, 机针位于上级限位位置。这样就可以将上轴转角在不同位置时机器各机构所需要消耗的面线量表示出来。

2. 机针从上级限运动至下级限时 ( $\varphi=0^\circ \sim 180^\circ$ ) 的面线消耗量  $L_1$

当机针从上级限开始向下运动的初始阶段, 机针针孔在张紧的面线上滑动, 因此, 在这一期间机针不消耗面线。只有送料过程引起微量的面线消耗  $L_{1r}$ ; 当机针尖接触缝料时, 送料停止。随着针孔进入缝料, 机针开始消耗面线, 其消耗量  $L_{1s}$  随机针继续下降而逐渐增大。因此有

$$L_1 = L_{1r} + L_{1s} \quad (7-1)$$

其中, 由送料引起的面线消耗量  $L_{1r}$  的计算可见图 7-9。

$$L_{1r} = \sqrt{b^2 + T^2} - b \quad (7-2)$$

式中:  $b$ ——送料过程中针孔上沿到缝料表面的距离 (mm);  
 $T$ ——瞬时送料距离 (mm)。

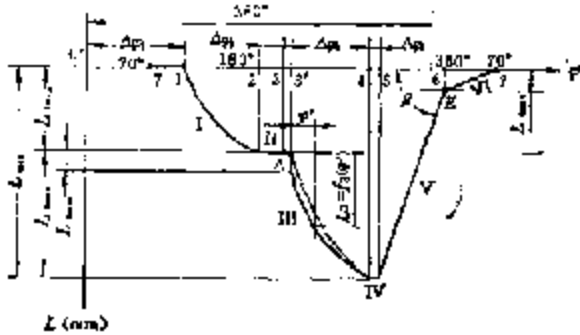


图 7-2 面线消耗量图

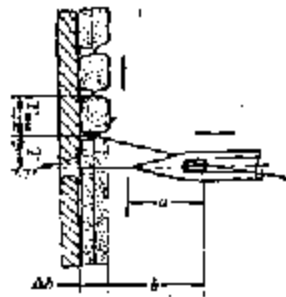


图 7-9 由送料引起的面线消耗

因为  $b \gg T$ , 则  $\frac{T}{b} \ll 1$ , 为简化计算, 利用二项式定理, 有

$$\sqrt{b^2 + T^2} = b \sqrt{1 + \frac{T^2}{b^2}} \approx b \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{T^2}{b^2} \right)$$

将其代入 (7-2) 式, 可得

$$L_{1r} = 0.5 \frac{T^2}{b} \quad (7-3)$$

由上式可以看出,  $L_{1r}$  与  $T^2$  成正比, 而与  $b$  成反比, 即: 送料距离越大且机针越靠近缝料表面时, 送料过程的面线消耗量越大。如以送料结束后机针尖正好触及缝料表面的极限情况来计算  $L_{1r}$ , 则有

$$L_{12max} = 0.5 \frac{T_{max}^2}{a} \quad (7-4)$$

式中:  $T_{max}$ ——最大送料针距(mm);

$a$ ——针尖到针孔上沿的距离(mm)。

就以 GC15-1 型高速平缝机为例, 已知  $a=4.1$  mm,  $T_{max}=4$  mm, 则由(7-4)式可得  $L_{12max}=1.95$  mm。由此可见, 送料过程的面线消耗量极小, 对简单的面线消耗量图可忽略送料的影响。

因此, 一般缝纫机的实际面线消耗是从机针针孔上沿接触缝料上表面时开始,  $L_{13}$  也就是从此时开始机针运动至下极限为止这段时间里的机针面线消耗量, 由图 7-4 可知

$$L_{13} = 2x = 2[S_p - (S - S_p) - a] \quad (7-5)$$

式中:  $S_p$ ——机针工作行程;

$S$ ——机针总行程;

$a$ ——机针尖至针孔上沿的距离;

$S_p$ ——机针从上极限向下运动的瞬时位移量。

从上式中可以求出, 当  $x=0$  时,  $S_p = S - S_p + a$ , 此时针孔上沿与缝料上表面平齐, 利用公式(5-28)

$$\cos\varphi_1 = \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda + 2S_{p1}^2/r + 1})$$

即可求出此时所对应的上轴转角  $\varphi_1$ , 这样, 图 7-2 中的  $\Delta\varphi_1$ 、 $\varphi_1$ , 取比例尺  $k_\varphi$ , 从坐标原点开始, 量取  $k_\varphi \cdot \Delta\varphi_1$ , 可在横坐标上得到点“1”, 这样, 机针向下运动期间的面线消耗量就从该点开始。

由公式(5-19)可知, 机针从上极限向下运动的瞬时位移量  $S_p$  为

$$S_p = r(1 - \cos\varphi - \frac{1}{2} \lambda \sin^2\varphi)$$

将其代入(7-5)式, 可得

$$L_{13} = 2 \left[ S_p - a - r \left( 1 + \cos\varphi + \frac{1}{2} \lambda \sin^2\varphi \right) \right] \quad (\text{其中 } \varphi_1 \leq \varphi \leq 180^\circ) \quad (7-6)$$

若不计算送料过程引起的面线消耗量, 则  $L_1 = L_{13}$ , 当  $\varphi = 180^\circ$  时, 机针到达下极限位置, 此时有

$$L_{13max} = 2(S_p - a)$$

至此, 机针向下运动时的面线消耗结束, 在横坐标上  $\varphi = 180^\circ$  处, 得到点“2”, 在“1”和“2”两点之间, 由(7-6)式可绘出面线消耗量曲线  $L_1$ 。

3. 机针从下极限回升至梭子扩出面线环完毕期间的面线消耗量  $L_2$

当机针从下极限开始向上回升, 到形成最佳面线环为止, 其回升量  $h = 1.8 \sim 2.7$  mm, 取  $h = 2$  mm, 利用公式(5-28), 这里要注意, 该式是以机针上极限位置为起点推导出的, 因此, 应以  $S_{p2} = S - h$  代入(5-28)式, 求出对应的  $\varphi_2$ , 这样, 机针从下极限回升  $h$  时, 上轴所转过的角度

$$\Delta\varphi_2 = 180^\circ - \varphi_2$$

在图 7-2 横坐标上, 从点“2”开始, 量取  $k_\varphi \cdot \Delta\varphi_2$  可得到点“3”。

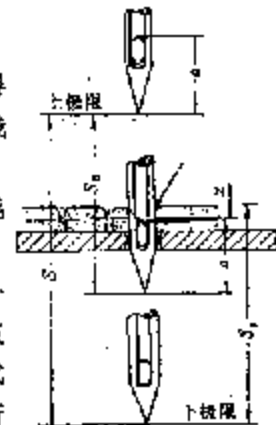


图 7-4 机针向下运动时的面线消耗量

从点“3”开始, 梭尖勾取面线环, 并扩大面线环。在缝纫机中, 扩大面线环的过程是指面线环从梭尖向梭架滑动的过程。在此过程中, 梭梭转过的角度为  $\Delta\psi$ , 如图 7-5 所示。其间, 上轴所转过的角度应为

$$\Delta\varphi_3 = \Delta\psi/2$$

由公式(6-24)可得

$$\Delta\psi = \frac{h \operatorname{ctg} \alpha}{\pi D} \times 360^\circ$$

式中:  $h$ ——梭尖边缘至梭架导引外缘之间的距离;

$\alpha$ ——梭尖角, 一般为  $12^\circ$ ;

$D$ ——梭子在校尖处的直径。

在图 7-2 横坐标上, 从点“3”开始, 取  $k_p \cdot \Delta\varphi_3$  可得到点“3'”。为了简化面线消耗量图的结构: 一般认为, 在点“2”至点“3'”之间, 机针和梭子均不消耗面线, 即:  $L_2 = 0$ , 所以, 在点“2”和“3'”之间可绘出水平线 II。

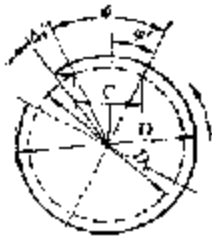


图 7-4 面线经过梭子时面线到针头示意图

#### 4. 梭子带面线环绕梭架时的面线消耗量 $L_3$

如图 7-5 所示, 为简化计算, 设梭架直径为  $D_W$ , 宽度为  $B_W$ , 则环绕在梭架上的面线长度为

$$L_3 = 2(B_W + C) \quad (7-7)$$

式中:  $C$ ——环绕在梭架上的面线环弦长,

$$C = D_W \cdot \sin \frac{\psi'}{2} = D_W \sin \varphi'$$

其中,  $\varphi'$  为梭尖引导面线在梭架周围环绕时, 上轴所转过的角度(从梭尖勾取面线环开始度量), 则(7-7)式可写作

$$L_3 = 2(B_W + D_W \sin \varphi') \quad (7-8)$$

显然, 梭子的面线消耗量按正弦规律变化。当  $\varphi' = 0^\circ$  时,  $C = 0$ , 此时面线刚滑至梭根, 故有  $L_{3\min} = 2B_W$ , 这似乎面线在瞬间被梭子所消耗, 实际上梭钩是楔形的, 梭架外缘是圆形的, 因此不会有瞬间抽取的现象产生; 当  $\varphi' = 90^\circ$  时,  $C = D_W$ , 则有

$$L_{3\max} = 2(B_W + D_W)$$

此时, 梭子引导面线环绕梭架转过了  $180^\circ$ , 面线消耗量达到最大。

在图 7-2 横坐标上, 从点“3'”开始, 使  $\varphi$  角增加  $90^\circ$ , 得到点“4'”, 在点“3'”和点“4'”之间, 取  $\varphi' = 0^\circ \sim 90^\circ$ , 由(7-8)式可得到梭子的面线消耗量曲线 III。在点“4'”上, 梭尖引导面线环在梭架周围环绕结束, 与此同时, 缝纫机实际消耗面线结束。

至此可得出链式线迹缝纫机的面线消耗总量为

$$J_{\max} = L_{1\max} + L_{3\max} = 2(S_0 - a + B_W + D_W) \quad (7-9)$$

在第四章中我们分析了面线环脱离梭架的条件(6-26)式。由此可知, 在点“4'”之后, 由于面线与梭架之间存在的摩擦阻力, 挑线杆不能立刻收线, 只能待梭尖引导面线环再转过一个  $\psi_1$  角度后方可收线(见图 6-12)。一般情况下,  $\psi_1 > 20^\circ \sim 20'$ , 因此, 可得到与此相应的上轴回转角  $\Delta\varphi_4 \approx 10^\circ$ 。这样, 在图 7-2 横坐标上, 从点“4'”开始, 取  $\Delta\varphi_4 = 10^\circ$  得到点“5'”, 在点“4'”与“5'”之间, 梭子不消耗面线, 挑线杆也不回收面线, 因此可作水平线 IV。

#### 5. 挑线杆收线阶段的面线回收量。

从点“5'”之后, 挑线杆开始向上收线, 在收线期间, 挑线杆的运动可分为两个阶段。

第一阶段：如图 7-6 所示。面线位于梭架的  $H$  点处(对应面线消耗量图横坐标上的点“ $\beta$ ”)，挑线杆开始迅速收线，使线环尽快脱离梭架。此时，受挑线杆向上运动的作用，从缝料中抽出的面线具有竖直向上的速度  $V_H$ ，而随梭子转动的  $H$  点上的线段在竖直方向上具有速度分量  $V_F$ 。为了避免梭子在空转行程开始时梭尖再次勾住线环，造成断线，就必须使

$$V_H > 2V_F = 2V_F \sin \psi \quad (7-10)$$

其中， $V_F$  是梭子转动线速度，即

$$V_F = D\omega_F/2 = D\omega$$

式中： $D$ ——梭子在梭尖处的直径；

$\omega_F$ ——梭子转动角速度；

$\omega$ ——上轴转动角速度。

显然， $V_F$  是个常数，而  $V_H$  则随梭子转角  $\psi$  按正弦规律变化，当

$\psi = \frac{\pi}{2}$  时， $V_{Hmax} > 2V_F$ 。因为  $V_F$  为常数，为了简化计算，近似取  $V_H$  在挑线杆收线阶段为常数，并使  $V_H = V_{Hmax} = \text{常数}$ 。这样，若取放大系数  $\xi$  ( $\xi = 1.1$ )，则(7-10)式变为

$$V_H = 2\xi D\omega \quad (7-11)$$

考虑到  $V_H = \frac{dL}{dt} = \frac{dL}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dL}{d\varphi}$ ，代入上式，可得

$$\frac{dL}{d\varphi} = 2\xi D$$

取面线消耗量图(图 7-2)的比例尺为  $k_L$  和  $k_\varphi$ ，则上式又可写作

$$\frac{\overline{dL} \cdot k_L}{d\varphi \cdot k_\varphi} = 2\xi D$$

式中， $\overline{dL}$  和  $\overline{d\varphi}$  分别为用比例尺  $k_L$  和  $k_\varphi$  在面线消耗图上画的线段(mm)。这样就求出了挑线杆收线阶段直线  $V$  的斜率

$$\text{tg } \beta = \overline{dL} / \overline{d\varphi} = 2\xi D \frac{k_\varphi}{k_L} \quad (7-12)$$

因此，在挑线杆收线的第一阶段，使面线脱离梭架的面线回收量的变化规律可用与横坐标倾角为  $\beta$  的一根斜直线  $V$  来表示。

第二阶段：当挑线杆向上运动即将结束时，线迹已基本在缝料中被抽紧，此时挑线杆的任务是从线团上抽出新的线段，为下一个线迹的形成作好供线准备。在此期间，抽取面线的速度要减缓，否则，面线将有被拉断的可能。减缓抽线速度，可在面线消耗图上用直线  $V$  上的  $B$  点开始缩小斜线的倾角来表示。

如何确定斜直线  $V$  上的  $B$  点呢？设  $L_4$  为从线团上抽出的一段新面线，显然， $L_4$  应与形成一个线迹所消耗的面线长度相等，即

$$L_4 = (T \div \Delta h) \eta \quad (7-13)$$

式中： $T$ ——送料针距；

$\Delta h$ ——缝料厚度；

$\eta$ ——拉紧系数，由缝料刚度决定，一般取  $\eta = 0.7 \sim 0.9$ 。

显然，当  $T = T_{max}$ 、 $\Delta h = \Delta h_{max}$  时，有

$$L_{4max} = (T_{max} \div \Delta h_{max}) \cdot \eta$$

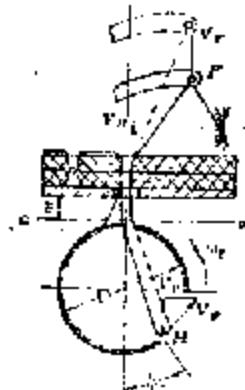


图 7-6 至线杆挑线时的速度分析



在面线消耗量图上作一直线平行于横坐标, 且与横坐标保持距离为  $L_{\text{max}}$ , 该直线与斜线 V 的交点即为 R 点。对应于 R 点, 在横坐标轴上可以得到点“6”。点“6”指出此时机器上轴的转角, 从此点起, 挑线杆开始从线团上抽线, 直至上升到最高位置。一般缝纫机中, 挑线杆在上极限位置所对应的上轴转角为  $\varphi - 70^\circ$ , 这样, 在横坐标轴上可以找到点“7”, 连接点 6 和点“7”, 得到直线段 VI, 该线段表示挑线杆从线团上抽取面线的规律。

此时, 面线消耗量图绘制完毕。在图 7-2 横坐标上的两个点“7”之间, 线段 I~VI 组成了一个工作周期内缝纫机各机构所需的面线消耗量图。

### 第三节 理论供线量和实际供线量

#### 一、理论供线量的确定

以上经过分析计算所得到的面线消耗量曲线只是一条纯理论曲线。由于在分析计算过程中所建立的数学模型以及所考虑的主次因素等, 与机器的实际工作情况略有差别, 因此, 有可能出现计算出的面线消耗量少于实际上机器所需要的面线长度这种情况, 这就可能使面线被拉断。为了解决这一问题, 较好地满足线迹形成过程中各机构对面线的实际需求, 通常采用在计算出的面线消耗量图上放一定余量(一般为 10%~20%)的方法来弥补计算中存在的误差。

在图 7-2 的面线消耗量图中, 对供线阶段每一瞬时的面线消耗量都加上一个定值, 而在收线阶段则不需要增加, 这样就得到一条挑线机构所必须满足的供线量曲线, 通常称之为挑线杆的理论供线量曲线, 如图 7-7 中虚线所示。挑线机构的设计必须以这条曲线为理论依据。

理论供线量曲线仍以图 7-2 中的点“P”为起点, 因为机针从该点开始消耗面线, 所以挑线杆必须从该点开始供应面线。在供线阶段, 机针和梭子所要求的最大供线量分别为

$$l_{\text{max}} = (1.1 \sim 1.2) l_{\text{max}} \quad (7-14)$$

$$l_{\text{max}} = (1.1 \sim 1.2) L_{\text{max}} \quad (7-15)$$

因此, 总的最大供线量为

$$l_{\text{max}} = (1.1 \sim 1.2) L_{\text{max}} \quad (7-16)$$

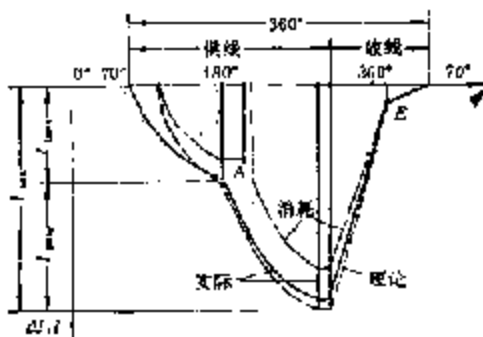


图 7-7 理论供线量和实际供线量

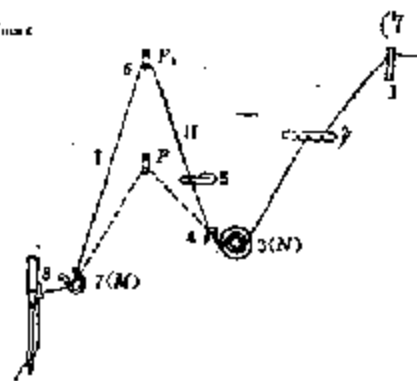


图 7-8 面线线迹布置简图

1. 过线杆 2. 三眼旋钩 3. 夹线器 4. 挑线臂  
5. 控线板 6. 挑线杆 7. 面线线钩 8. 针杆

#### 二、实际供线量的计算

不同形式的挑线机构所提供的实际供线量曲线也不同。在几种常用挑线机构中, 只有凸

箱挑线机构才能保证挑线杆在每一瞬时的实际供线量与理论供线量一致。即两条供线量曲线能很好地吻合。这是由凸轮机构的特性所决定的。其它类型的挑线机构只能近似地满足理论供线量的要求。为了检验所设计的挑线机构是否能满足各机构在形成线迹过程中对面线的需求量,可将挑线杆在  $2\pi$  周期内的实际供线量绘制成一条曲线,通常称之为挑线杆的实际供线量曲线。

如图 7-8 所示,挑线杆的实际供线量取决于挑线杆穿线孔  $P$  点的运动轨迹、夹线器  $S$  和面板线钩  $T$  的位置,以及面线的线道布置。在设计缝纫机机头的面线线道时,必须把夹线器和面板线钩安排在穿线孔  $P$  的下极限位置以下,并尽量靠拢  $P$  点轨迹,这样可以使挑线杆在向上收线的全过程中发挥作用。

根据图 7-8 所示的面线线道布置简图,可以求出挑线杆穿线孔从最高点  $P_0$  下降到点  $P$  时所供应的面线量。为便于讨论,不考虑挑线费的因素。取空间直角坐标系  $Oxyz$  如图 7-9 所示,坐标原点  $O$  为上轴回转中心,  $xy$  平面为挑线杆运动所在平面,  $M$  为面板线钩,  $N$  为夹线器,  $P_0$  为挑线杆穿线孔的最高位置,则  $MPN$  的变化量就是挑线杆的供线量,即

$$\Delta L = (P_0M + P_0N) - (PM + PN) \quad (7-17)$$

其中,  $P_0, M, N$  均为定点,三点坐标分别为  $P_0(x_{P_0}, y_{P_0}, 0), M(a_1, b_1, c_1), N(a_2, b_2, c_2)$ ;  $P$  点位置随上轴转角  $\varphi$  而变化,设其坐标为  $P(x_P, y_P, 0)$  故有

$$P_0M = \sqrt{(x_{P_0} - a_1)^2 + (y_{P_0} - b_1)^2 + c_1^2}$$

$$P_0N = \sqrt{(x_{P_0} - a_2)^2 + (y_{P_0} - b_2)^2 + c_2^2}$$

$$PM = \sqrt{(x_P - a_1)^2 + (y_P - b_1)^2 + c_1^2}$$

$$PN = \sqrt{(x_P - a_2)^2 + (y_P - b_2)^2 + c_2^2}$$

将它们分别代入(7-17)式中,即可求出挑线杆在任意位置  $P$  时的实际供线量。其中,穿线孔  $P$  点的轨迹坐标可以通过对挑线机构进行运动分析求出。

根据以上公式计算出的四连杆挑线机构的实际供线量曲线如图 7-7 中实线所示。从图中可以看出,实际供线量曲线与理论供线量曲线并不完全一致,这主要是受连杆机构结构型式的限制。因此,在设计连杆挑线机构时,应主要考虑满足几个关键瞬时的供线量要求,而在其它瞬时,尽量使实际供线量曲线逼近理论供线量曲线。

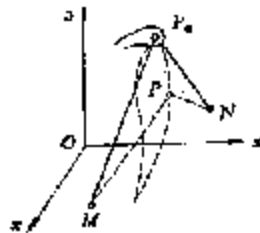


图 7-9 实际供线量计算简图

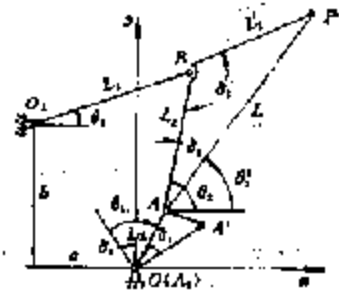


图 7-10 四杆挑线机构简图

## 第四节 四连杆挑线机构

### 一、挑线杆的运动性能

挑线机构的运动特性直接影响缝纫机的缝纫性能,特别是挑线杆穿线孔  $P$  点的轨迹、位移、速度和加速度等运动参数,直接关系到挑线机构的供线量是否满足面线消耗量的要求,关

系到挑线机构与刺料、勾线、送料机构的运动配合是否协调。因此,对现有机构进行运动分析,这对于了解机构的运动及工作特性,以及设计新的机器都是十分重要的。

图7-10为四杆挑线机构简图,为了对该机构进行运动分析,建立坐标系 $xOy$ 如图示,并取坐标原点 $O$ 为上轴转动中心。图中, $A_0A$ 为挑线曲柄,为了保证挑线机构和刺料机构在缝纫过程中的运动配合要求, $A_0A$ 与针杆曲柄 $A_0A'$ 之间保持固定相位角 $\delta_1$ ;  $AB$ 为挑线连杆,穿线孔 $P$ 位于挑线连杆上,因此,在运动过程中, $P$ 点轨迹为一条封闭的连杆曲线。它没有极限位置,这就使面线断头率大大减少; $O_1B$ 为挑线摆杆。各 $L_i$ 代表机构的杆长结构参数; $\delta_i$ 代表机构的角度结构参数。

在对缝纫机各机构进行运动分析时,一般约定各机构间的相互定位均以针杆上极限为基准点。因此,在挑线机构的运动分析中,将计算的起点取在挑线曲柄 $A_0A$ 与 $y$ 轴夹角 $\delta_1$ 处,此时,挑线曲柄角位移 $\theta_1=0$ ,针杆曲柄 $A_0A'$ 与 $y$ 轴重合,机针处于最高位置。同时,令 $\theta_1$ 以顺时针方向旋转为正。

由四杆机构的各杆所围成的封闭矢量图可写出:

$$\vec{OA} + \vec{AB} = \vec{OO_1} + \vec{O_1B}$$

分别向 $x, y$ 坐标轴投影,有

$$\left. \begin{aligned} L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) + L_2 \cos \theta_2 &= L_3 \cos \theta_3 - a \\ L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) + L_2 \sin \theta_2 &= L_3 \sin \theta_3 + b \end{aligned} \right\} \quad (7-18)$$

从中可解出:

$$\theta_2 = 2 \arctan \frac{b + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A - C} \quad (7-19)$$

$$\theta_3 = \arctan \frac{B + L_3 \sin \theta_2}{A + L_2 \cos \theta_2} \quad (7-20)$$

其中:

$$\begin{aligned} A &= L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) + a \\ B &= L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) - b \\ C &= (A^2 - B^2 + L_3^2 - L_2^2) / (2L_2) \end{aligned}$$

因此,穿线孔 $P$ 点的轨迹坐标可以求出:

$$\left. \begin{aligned} P_x &= L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) + L_2 \cos \theta_2 - L_3 \cos(\theta_3 + \delta_2) \\ P_y &= L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) + L_2 \sin \theta_2 - L_3 \sin(\theta_3 + \delta_2) \end{aligned} \right\} \quad (7-21)$$

将(7-21)式对时间取导数可确定 $P$ 点速度

$$\left. \begin{aligned} v_{Px} &= \omega_1 L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) + [L_2 \sin(\theta_2 + \delta_2) - L_3 \sin \theta_3] \dot{\theta}_2 \\ v_{Py} &= -\omega_1 L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) - [L_2 \sin(\theta_2 - \delta_2) - L_3 \cos \theta_3] \dot{\theta}_2 \end{aligned} \right\} \quad (7-22)$$

将(7-22)式对时间取导数可确定 $P$ 点加速度

$$\left. \begin{aligned} a_{Px} &= -\omega_1^2 L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) + [L_2 \sin(\theta_2 + \delta_2) - L_3 \sin(\theta_3 + \delta_2)] \ddot{\theta}_2 \\ &\quad + [L_2 \cos(\theta_2 + \delta_2) - L_3 \cos \theta_3] \dot{\theta}_2^2 \\ a_{Py} &= -\omega_1^2 L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) - [L_2 \cos(\theta_2 - \delta_2) - L_3 \cos \theta_3] \ddot{\theta}_2 \\ &\quad + [L_2 \sin(\theta_2 - \delta_2) - L_3 \sin \theta_3] \dot{\theta}_2^2 \end{aligned} \right\} \quad (7-23)$$

其中, $\omega_1$ 为上轴转动角速度, $\dot{\theta}_2$ 和 $\ddot{\theta}_2$ 分别为连杆转动角速度和角加速度,只要将(7-18)式分别对时间 $t$ 求一阶和二阶导数,就可以求出:

$$\dot{\theta}_2 = \frac{L_1 \cos(\delta_1 - \theta_1 - \theta_2)}{L_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \omega_1 \quad (7-24)$$

$$\dot{\theta}_2 = \frac{L_1 \cos(\delta_1 - \theta_1 - \theta_0)}{L_2 \sin(\theta_2 - \theta_0)} \omega_1 \quad (7-25)$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{L_1 \omega_1^2 \sin(\delta_1 - \theta_1 - \theta_0) - L_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_2 - \theta_0) + L_2 \dot{\theta}_1^2}{L_2 \sin(\theta_2 - \theta_0)} \quad (7-26)$$

在挑线曲柄  $A_0A$  转动一周的过程中, 穿线孔  $P$  点描绘了一条复杂的封闭曲线, 图 7-11 是根据(7-24)式计算的 GC15-1 高速平缝机挑线杆穿线孔  $P$  点的轨迹。当曲柄  $A_0A$  位于起始位置(分度点  $I'$ )时, 上轴转角  $\theta = 0^\circ$ , 机针正好位于最高位置。随着机针下降, 曲柄转至分度点  $J'$  处, 此时上轴转角  $\theta = 70.5^\circ$ , 穿线孔  $P$  上升到最高位置  $S$ 。我们将曲柄  $A_0A$  从起始位置  $I'$  转至  $J'$  处的转动角度记作供线时刻  $\theta_{1p}$  (即:  $\theta_{1p} = 70.5^\circ$ )。随着曲柄继续转动, 穿线孔  $P$  从最高位置  $S$  开始下降, 向机针和梭子供应面线, 当曲柄转至分度点  $II'$  时, 上轴转角  $\theta = 302^\circ$ , 穿线孔  $P$  位于最低位置  $II$  处, 此时供线结束, 挑线杆将开始执行收线任务, 同样, 我们将曲柄  $A_0A$  从起始位置  $I'$  转至  $II'$  处的转动角度记作收线时刻  $\theta_{1e}$  (即:  $\theta_{1e} = 302^\circ$ )。

这样, 在穿线孔  $P$  从最高位置  $S$  下降到最低位置  $II$  的供线阶段, 挑线曲柄  $A_0A$  转动的角度为  $\theta_0 - \theta_{1e} - \theta_{1p} = 231.5^\circ$ ; 而从最低位置上升到最高位置的收线阶段, 挑线曲柄转动的角度为  $\theta_0 - 360^\circ - (\theta_{1e} - \theta_{1p}) = 128.5^\circ$ 。我们把  $\theta_0$  与  $\theta_0$  的比值称作挑线杆的急回特性系数  $K$ , 即

$$K = \frac{\theta_0}{\theta_0} = \frac{\theta_{1e} - \theta_{1p}}{360^\circ - (\theta_{1e} - \theta_{1p})} \quad (7-27)$$

显然, GC15-1 平缝机挑线杆的急回特性系数  $K = 231.5^\circ / 128.5^\circ = 1.8$ 。  $K > 1$  表示挑线杆的供线速度比收线速度快, 这正是缝制工艺所要求的, 一般要求  $K = 1.8 \sim 2.2$ 。表 7-1 给出了一些工业缝纫机挑线孔轨迹的特性系数。

表 7-1 挑线孔轨迹的特性系数

型号	$\theta_{1p}$ (deg)	$\theta_{1e}$ (deg)	$AP_p$ (mm)	$K$
3A3-1	61.5	320	61.20	2.55
GD6-1	70.5	310	69.25	2.09
GC6-1	68.5	304	57.97	1.89
GC001	69.5	308	71.45	1.90
GC15-1	70.5	302	59.52	1.80
JuKI LF-310	63.2	296	68.88	1.68
JuKI LF 1153 4B	69.75	302	57.05	1.82
Broder LTS B966-008	60.5	308.5	65.817	2.21
MITSUBISHI DK-273	64.25	307	63.88	2.07

图 7-12 是 GC15-1 高速平缝机挑线杆穿线孔  $P$  点沿  $y$  方向运动的位移、速度和加速度曲线图。从图中可以看出, 当挑线曲柄转动角度  $\theta_1 = 70.5^\circ \sim 302^\circ$  时,  $P$  点从最高位置向下运动, 这是挑线杆的供线阶段, 在这个阶段,  $P$  点速度比较缓慢; 当  $\theta_1$  从  $302^\circ \sim 430.5^\circ$  ( $70.5^\circ$ ) 时,

$P$  点从最低位置向上运动,这是挑线杆的收线阶段,在收线阶段的前期, $P$  点速度迅速增大,这样才能保证面线环迅速脱离梭架,而在收线阶段的后期,面线已基本收紧,挑线杆开始从线面上抽取新的线段,这时, $P$  点速度逐渐降低,这样可以减小对面线的冲击力,降低面线断线率。

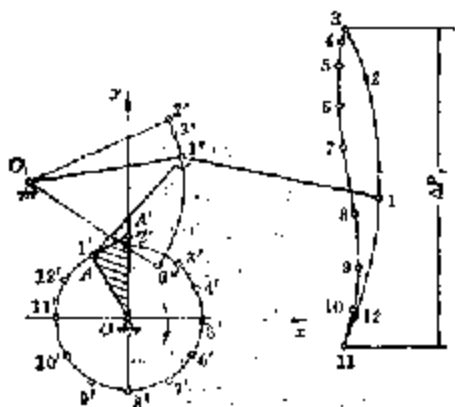


图 7-11 挑线杆穿线孔的运动位置

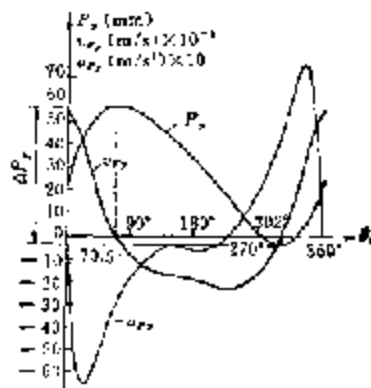


图 7-12 UC15-1 平缝机挑线杆运动曲线图(θ 方向)

## 二、主要运动参数的调节

挑线机构设计得是否合理,主要看供线时刻  $\theta_{1p}$  和收线时刻  $\theta_{1s}$  是否合适,是否能与其它机构协调配合;同时还要看挑线行程  $\Delta P$ ,能否满足各机构对面线消耗量的要求。因此,  $\theta_{1p}$ 、 $\theta_{1s}$ 、 $\Delta P$  是挑线机构的主要运动参数,它们直接影响挑线机构的工作性能。对四连杆挑线机构中各构件的杆长及夹角等结构参数进行适当的调节,可以改变运动参数的大小。

### (一) $\theta_{1p}$ 和 $\theta_{1s}$ 的调节

根据缝制工艺对挑线机构运动的要求,挑线杆的供线和收线时间必须合适,既不能太早,也不能太晚。若供线太早或收线太迟,将造成浮底线和面线缠绕梭钩等故障;若供线过迟或收线过早,则产生浮面线。由于面线张力增大而造成缠线、断线甚至断针等故障。因此,必须合理、严格地控制供线和收线时间,一般在接近机针剩料前开始供线,在面线环绕过梭架直径后再转过一个角度才开始收线。

在四连杆挑线机构的所有结构参数中,挑线曲柄  $A_0A$  与针杆曲柄  $A_0A'$  之间的夹角  $\delta_1$  对挑线杆的供线和收线时间的早晚起着主要的影响作用。如果增大  $\delta_1$  值,则收线和供线时间同时等量延迟,即延迟角度的大小就等于  $\delta_1$  的增大量。比如,UC15-1 平缝机挑线杆供线时间  $\theta_{1p} = 70.5^\circ$ ,收线时间  $\theta_{1s} = 302^\circ$ ,若将  $\delta_1$  增大  $5^\circ$ ,则供线和收线时刻也分别相应延迟  $5^\circ$ ,即  $\theta_{1p} = 75.5^\circ$ , $\theta_{1s} = 307^\circ$ 。如果减小  $\delta_1$  值,则供线和收线时间也同时等量提前,且提前角就等于  $\delta_1$  的减小量。因此,为了克服因收线早可能产生的缠线现象,可在不影响供线性能的前提下,适当增大  $\delta_1$  值,达到延迟收线的目的。同理,为了克服因供线过迟而产生的断线、断针现象,可以在不影响收线性能的前提下,适当减小  $\delta_1$  值,达到提前供线的目的。当然,这两者有时可能会互相矛盾,改善了这一方面,却可能恶化了另一方面,这时,可以通过改变挑线杆的结构夹角  $\delta_1$  来调节供线和收线时间。一般情况下,增大  $\delta_1$  可以提前供线时间,推迟收线时间;而减小  $\delta_1$  所产生的效果正好相反。不过这种供、收线时间的提前或延迟是非常有限的,因此,若要有效地解决这类问题,光靠改变个别结构参数不一定可行,而要靠多参数同时改变的优化设计方法来解决。

## (二) $\Delta P_s$ 的调节

根据机针和梭子所要求的最大面线消耗量,可以决定挑线行程  $\Delta P_s$  的大小。如果设计的挑线机构不能满足最大面线消耗量的要求,则需对  $\Delta P_s$  进行调整。在四杆挑线机构中,  $\Delta P_s$  主要是由挑线曲柄长度  $L_1$  和挑线杆长度  $L_2$  这两个参数决定的。 $L_1$  和  $L_2$  与  $\Delta P_s$  之间的变化关系成正比关系,但就  $L_1$  与  $L_2$  相比,  $L_1$  对  $\Delta P_s$  的影响更大。所以,若出现供线量(或收线量)不够或太多时,首先应考虑修正  $L_1$ ,其次再考虑修正  $L_2$ ,以取得较好的效果。当然,除了  $L_1$  和  $L_2$  以外,其它结构参数(不包括  $\delta$ )也对  $\Delta P_s$  有一定影响,只是影响程度较小。一般来说,如果  $\Delta P_s$  选择得合理,已能基本保证供线与收线要求,不过要使挑线量变化规律与面线消耗量变化规律相近的话,还要采用优化方法进行综合设计。

## 三. 四连杆挑线机构的设计

### (一) 设计依据

我们知道,理论供线量曲线是设计任何一种挑线机构的基础和依据,因此,在设计挑线机构之前,首先要计算和绘制全机的面线消耗量图以及理论供线量图。根据理论供线量曲线就可以确定挑线杆穿线孔  $P$  点沿其轨迹运动的必要规律。由于挑线机构的供线量与刺料、勾线和送料机构的结构尺寸以及相互位置有关,因此,只有在上述三机构设计完成后,才能进行挑线机构的设计,以达到线迹形成过程中供线量与面线消耗量相吻合。

### (二) 设计要求

1. 在形成一个线迹的工作周期内,挑线杆在每个瞬时的供线量或收线量都应近似等于相应的理论供线量,特别是在几个最有代表性的关键瞬间,如穿线孔  $P$  的两个极限位置(图 7-2 中的点“J”和“L”),梭子开始消耗面线的位置(图 7-2 中的点“B”),面线从梭架上脱离的位置(图 7-2 中的点“O”)等。
2. 在设计中要实现点的  $y$  坐标应能满足理论供线量的要求,并实现相应上轴的转角。
3. 挑线杆在收线阶段应具备急回特性,一般取急回特性系数  $K=2$  左右。
4. 要求穿线孔  $P$  点轨迹曲线的  $x$  坐标位于一定的界限内,也就是说,其轨迹形状要有利于机壳外形设计和缩小机器工作时的占有空间。特别是当机针在最高位置时,要求穿线孔必须伸出机壳以外,以便穿线。
5. 要求四杆机构的压力角不能过大,以减小铰链点的受力和磨损。国内外现有缝纫机连杆挑线机构的最大压力角  $\alpha_{max}$ ,绝大多数均小于  $66^\circ$ 。
6. 输入曲柄要能作整转,即机构必须有一个曲柄,一个摇杆。
7. 如果是在原有机器的基础上进行改型设计,则要求在保证机构性能的前提下,尽量使原有的工艺、工装、零件毛坯以及加工设备 etc 少作变动,以便所设计的机器能较经济地应用于实际生产。

### (三) 设计方法

缝纫机四连杆挑线机构的设计可以归纳成这样一个机构综合问题,如图 7-18 所示,当曲柄  $A_0A_1$  由位置  $A_0A_1$  转至  $A_0A_2$ ,其转动角度为  $\alpha_{12} = \angle A_1A_0A_2$ ,此时,挑线杆穿线孔  $P$  必须由位置  $P_1$  到达  $P_2$ ;当曲柄由  $A_0A_2$  转至  $A_0A_3$  时,其转动角度为  $\alpha_{23} = \angle A_2A_0A_3$ ,此时,穿线孔必须由位置  $P_2$  到达  $P_3$ ;当曲柄从  $A_0A_3$  转至  $A_0A_4$ ,其转动角度为  $\alpha_{34} = \angle A_3A_0A_4$ ,此时穿线孔必须由位置  $P_3$  到达  $P_4$ ,……。其中,曲柄转角  $\alpha$  是根据全机各机构之间的配合要求确定的,对于某一个转动角度  $\alpha$ ,要求穿线孔  $P$  必须按照理论供线量给定的值到达某一相应的位置

$P_1$ 。同时,在整个工作周期内,希望穿线孔  $P$  的运动轨迹尽可能地与机针运动轨道平行,这样对缝纫过程比较有利,至于  $P$  点运动轨迹究竟应采用怎样的一种封闭曲线却并无关系。

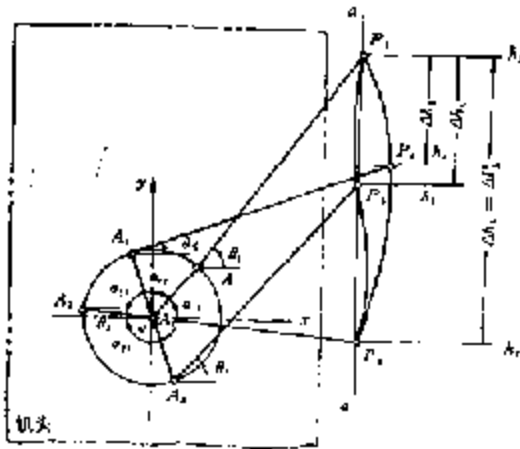


图 7-13 规定曲柄转角和相应的挑线杆位置

当连杆作平面运动时,由  $\vec{r} = A_i P_i$  代表它在运动时的位置  $A_1 P_1, A_2 P_2, A_3 P_3, A_4 P_4$ 。显然,这四个位置就是我们预期的运动连杆的四个位置。接下来需要求解一个尺度合适的四连杆机构  $A_0 A_1 B_1 B_0$ , 使连杆平面上的  $A P = \vec{r}$  在机构运动时, 经行上述预期的四个位置。显然, 这是一个根据连杆的若干个已知位置设计平面连杆机构的问题, 通常称为刚体导引问题。如果已知连杆的四个位置, 则称为刚体四位置导引。

对于这样一个机构综合问题, 可以利用几何法、解析法或优化设计方法进行求解。运用几何法综合连杆机构, 直观、易懂, 求解较快, 并可以直接得到全部求解, 但作图繁复, 精确度较低, 只在一定的精度范围内解决一些问题。解析法是以机构参数来表达各构件间的函数关系, 按给定条件可以求解未知数。对这种方法, 应采用各种逼近理论, 预先求出设计偏差, 精度高; 但直观性较差, 且计算量大, 往往要求解非线性方程组。随着电子计算机应用的日益普及, 解析法在机构综合中的比重正在不断增加。但是, 利用解析法进行机构综合, 为达到预定的目的, 综合的结果可能存在多种不同的方案, 还需要对这些方案进行比较, 作出判断。近几年发展较快的机构优化设计方法, 是求解这一问题有效方法。运用优化设计方法进行机构综合, 可以得到按照某种标准来以能最好地满足预定要求的设计方案。下面依次介绍利用几何作图法和解析法来进行四杆挑线机构设计。

### 1. 几何作图法

已知条件: 曲柄固定铰链点  $A_0$  在机头上的指定位置(即上轴中心); 连杆的四个指定位置以及相应的曲柄转角。求解摇杆固定铰链点  $B_0$  的位置以及活动铰链点  $B_1$  的点位(可任选四个位置中的一个)。应用布尔梅斯特尔作图法求出连杆的圆心点曲线, 就可以在这条曲线上选取  $B_0$  点, 具体步骤如下。

(1) 根据已知条件确定曲柄固定铰链点  $A_0$  在机头中的位置, 并建立坐标系  $oxoy$ , 坐标原点取在  $A_0$  点上, 如图 7-13 所示。

(2) 在理论供线量图中确定四个最有代表性的关键点, 如图 7-2 中的点“1”、“3”、“4”、“6”, 以穿线孔在最高位置(点 1)为运动的起始点, 这样, 与上述四点相对应的上轴转角分别为  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ , 同时在图 7-7 中找出与这四点相对应的理论供线量  $l_i = f(\varphi_i)$ 。

根据上述要求, 四杆挑线机构的设计实质上可以归纳为下列机构综合问题: 在缝纫机机头上选取原动曲柄的转动中心  $A_0$ (即上轴中心, 其位置已定), 并规定曲柄的四个相关位置  $A_0 A_1, A_0 A_2, A_0 A_3, A_0 A_4$ (三个或五个也行), 使其符合预期的转动角度

$$\angle A_1 A_0 A_2 = \alpha_{21},$$

$$\angle A_2 A_0 A_3 = \alpha_{32},$$

$$\angle A_3 A_0 A_4 = \alpha_{43}$$

然后在连杆平面上选取由曲柄铰链中心  $A_i$  至穿线孔  $P$  的长度  $l_i$ , 再分别以  $A_i$  为圆心, 以  $l_i$  为半径作圆弧, 使上述圆弧和表示  $P$  点位移的平行线段  $h_i$  相交于  $P_i$  各点 ( $i=1, 2, 3, 4$ )。

(2) 作铅垂线  $vu$ ，并取最大供线量的一半  $l_{\max}/2$  为间距作两条水平线段  $k_1$  和  $k_2$ ，要注意  $k_2$  必须位于夹线器和面板线钩的位置之上。水平线段  $k_1$  和  $k_2$  分别给出了穿线孔最高位置  $P_1$  和最低位置  $P_2$  沿  $y$  方向的位置，显然，摆线行程  $AP_1 = l_{\max}/2$ 。再以水平线  $k_1$  为起点，分别取间距  $\Delta h_3 = l_2/2$  和  $\Delta h_4 = l_3/2$  作水平线段  $k_3$  和  $k_4$ ，则  $P_2$  和  $P_3$  点必在这两条线上，其中， $l_2$  和  $l_3$  分别为对应上轴转角  $\varphi_2$  和  $\varphi_3$  的理论供线量。

(4) 在图 7-13 中，分别以  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$  表示点“1”、“3”、“4”、“6”时的曲柄位置，曲柄长度可初步设定。以  $\Delta_1$  为参考位置，则曲柄由位置  $\Delta_0\Delta_1$  运动到  $\Delta_2\Delta_3, \Delta_0\Delta_3, \Delta_0\Delta_4$  的转角，分别为  $\alpha_{22} = \varphi_2 - \varphi_1, \alpha_{23} = \varphi_3 - \varphi_1, \alpha_{33} = \varphi_3 - \varphi_2$ 。选取曲柄活动铰链  $A_1$  至穿线孔  $P_1$  的长度  $\bar{l}$ ，并分别以  $\Delta_i$  为圆心，以  $\bar{l}$  为半径作圆弧，交平行线段  $k_2$ ，得到点  $P_i$ ，则  $A_1P_i$  即为已知的连杆位置。

(5) 作  $\Delta_1, \Delta_3$  和  $P_1, P_3$  两点位间的垂直平分线，得交点——极点  $P_{13}$ ；

作  $\Delta_1, \Delta_4$  和  $P_1, P_4$  两点位间的垂直平分线，得交点——极点  $P_{14}$ ；

作  $\Delta_2, \Delta_3$  和  $P_2, P_3$  两点位间的垂直平分线，得交点——极点  $P_{23}$ ；

作  $\Delta_2, \Delta_4$  和  $P_2, P_4$  两点位间的垂直平分线，得交点——极点  $P_{24}$ 。

这样，可得到一个对极四边形  $P_{13}P_{23}P_{24}P_{14}$ ，见图 7-14(a)。

(6) 作对极四边形两对边的交点  $\pi_{12} = P_{13}P_{23} \times P_{14}P_{24}, \pi_{34} = P_{13}P_{14} \times P_{23}P_{24}$  并求出对极四边形对角线  $P_{13}P_{24}$  和  $P_{14}P_{23}$  的中点  $m_1, m_2$ ，以及  $\pi_{12}$  与  $\pi_{34}$  连线的中点  $m_3$ ，过  $m_1, m_2, m_3$  三点作直线  $kk$ ，此直线即为圆心点曲线（亦称中点曲线）的中线。

(7) 过  $\Delta P_{13}, P_{14}, \pi_{34}$  作圆  $K_1$ ，在  $K_1$  圆上任意选取一点  $\pi_{13}$ ，由该点分别向极点  $P_{23}$  和  $P_{24}$  作连线  $g$  和  $g'$ ，这两条直线分别与  $S(P_{13}$  和  $P_{14}$  的垂直平分线) 及  $S'(P_{23}$  和  $P_{24}$  的垂直平分线) 相交于  $M$  及  $M'$  点。再分别以  $M$  及  $M'$  点为圆心， $MP_{13} = MP_{14} = R$  和  $M'P_{23} = M'P_{24} = R'$  为半径作圆  $K$  及  $K'$ ，得到两圆的两个交点  $F$  及  $F'$ ，如图 7-14(a) 所示。

(8) 在  $K_1$  圆上选取若干不同的  $\pi_{13}$  点，重复步骤(7)中的工作，先后可以得到许多圆心在直线  $S$  及  $S'$  上的圆族  $K$  及  $K'$ ，以及两圆交点  $F$  及  $F'$ 。将所求出的交点  $F$  及  $F'$  用平滑曲线连起来就得到了连杆的一根中点曲线  $mm$ ，这条曲线就是摇杆固定铰链中心  $B_0$  点的轨迹。如图 7-14(b) 所示。显然，中点曲线  $mm$  上的任一点均可作为摇杆要求的  $B_0$  点，但在选取  $B_0$  点时，应注意必须位于机头范围内。

(9) 在机头范围内选定合适的  $B_0$  点后，与其相应的圆周点就是连杆在第三运动位置时的相关点  $B_3$ ，该点即为连杆的另一铰链点（注：不同的对极四边形得到的中点曲线不同，它所对应的连杆位置亦不同）。 $B_0$  点的求法如下：由极点  $P_{13}$  和  $P_{23}$  分别向  $A_0, B_0$  及  $\Delta_2, B_3$  作直线（见图 7-14(b)），所夹角度应满足以下二式：

$$\left. \begin{aligned} \angle A_0P_{13}B_0 &= \angle A_0P_{23}B_3 \\ 180^\circ - \angle A_0P_{13}B_0 &= \angle A_2P_{13}B_3 \end{aligned} \right\} \quad (7-28)$$

则  $P_{23}B_3$  与  $P_{13}B_3$  的交点即为  $B_3$  点，由此得到连杆与摇杆的铰链点  $B_3$  的点位。

(10)  $B_0$  及  $B_3$  点确定后，所求的四杆挑线机构  $\Delta_0A_0B_0B_3$  也就确定了，其中， $A_0\Delta_0$  为曲柄长度， $\Delta_0B_0$  为连杆长度， $B_0B_3$  为摇杆长度， $A_0B_0$  为固定杆。

由于  $B_0$  点是在中点曲线  $mm$  上任意选取的，因此，这类机构综合问题的解为无穷多。如果在中点曲线  $mm$  上选定  $B_0$  点，并由此求出相应的  $B_3$  点所得的四杆机构的传动角不佳，则需在中点曲线  $mm$  上另选  $B_0$  点，从而得到新的  $B_3$  点以及新的一组四杆机构，务必使所得机构有良好的传动角。



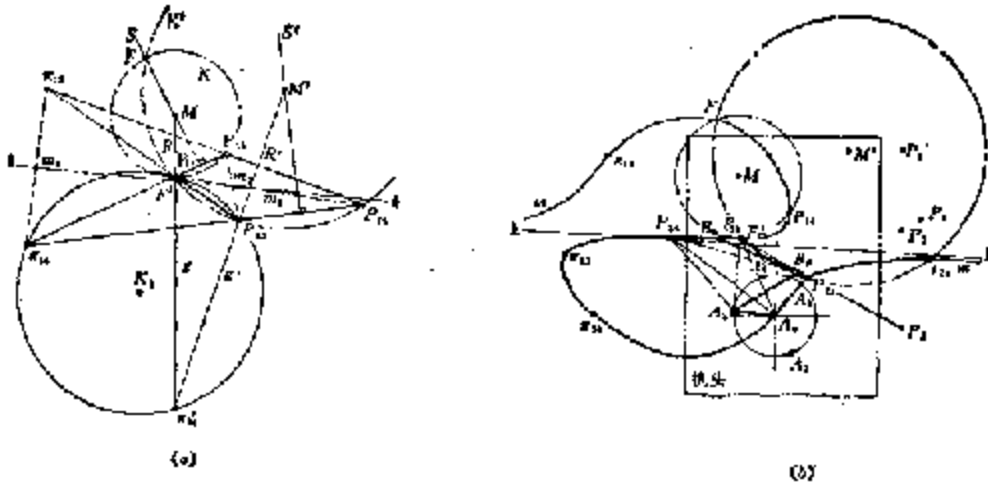


图 7-13 求连杆的质心点曲线

## 2. 解析法

给定挑线杆的四个位置, 应用解析法设计四连杆挑线机构, 就是连杆的四位置综合问题。建立机构综合的数学模型可以利用连杆上  $A, B$  两点在若干位置上分别保持与固定点  $A_0$  和  $B_0$  等长为条件, 写出  $A_0A$  与  $B_0B$  杆长的约束方程, 即

$$\left. \begin{aligned} (A_x - A_{0x})^2 + (A_y - A_{0y})^2 &= (A_{1x} - A_{0x})^2 + (A_{1y} - A_{0y})^2 \\ (B_x - B_{0x})^2 + (B_y - B_{0y})^2 &= (B_{1x} - B_{0x})^2 + (B_{1y} - B_{0y})^2 \end{aligned} \right\} \quad (7-29)$$

其中, 动铰链点  $A_i$  与  $A_1$  具有一定的关系 ( $i=2, 3, 4$ ), 即

$$\left. \begin{aligned} A_x &= A_{1x} \cos \theta_{i1} - A_{1y} \sin \theta_{i1} + E_i \\ A_y &= A_{1x} \sin \theta_{i1} + A_{1y} \cos \theta_{i1} + F_i \end{aligned} \right\} \quad (7-30)$$

式中,

$$E_i = P_{1x} - P_{ix} \cos \theta_{i1} + P_{iy} \sin \theta_{i1}$$

$$F_i = P_{1y} - P_{ix} \sin \theta_{i1} - P_{iy} \cos \theta_{i1}$$

$\theta_{i1}$ ——连杆  $A_iP_1$  两位置间的角位移 (见图 7-13),  $\theta_{i1} = \theta_i - \theta_{11}$

$P_{1x}, P_{1y}, P_{ix}, P_{iy}$  均为穿线孔  $P$  的已知点位。

同理, 动铰链点  $B_i$  与  $B_1$  也具有一定的关系, 即

$$\left. \begin{aligned} B_x &= B_{1x} \cos \theta_{i1} - B_{1y} \sin \theta_{i1} + E_i \\ B_y &= B_{1x} \sin \theta_{i1} + B_{1y} \cos \theta_{i1} + F_i \end{aligned} \right\} \quad (7-31)$$

将 (7-30) 和 (7-31) 式代入 (7-29) 式, 经整理后可得

$$\left. \begin{aligned} A_{1x}M_{ax} + A_{1y}N_{ax} &= G_{ax} \\ B_{1x}M_b + B_{1y}N_b &= G_{bx} \end{aligned} \right\} \quad (7-32)$$

式中,

$$M_{ax} = E_i \cos \theta_{i1} + F_i \sin \theta_{i1} - A_{0x} \cos \theta_{i1} - A_{0y} \sin \theta_{i1} + A_{0x}$$

$$N_{ax} = F_i \cos \theta_{i1} - E_i \sin \theta_{i1} + A_{0x} \sin \theta_{i1} - A_{0y} \cos \theta_{i1} + A_{0y}$$

$$G_{ax} = E_i A_{0x} + F_i A_{0y} - \frac{1}{2} (E_i^2 + F_i^2)$$

$$M_b = E_i \cos \theta_{i1} + F_i \sin \theta_{i1} - B_{0x} \cos \theta_{i1} - B_{0y} \sin \theta_{i1} + B_{0x}$$

$$N_b = F_i \cos \theta_{i1} - E_i \sin \theta_{i1} + B_{0x} \sin \theta_{i1} - B_{0y} \cos \theta_{i1} + B_{0y}$$

$$G_{bx} = E_i B_{0x} + F_i B_{0y} - \frac{1}{2} (E_i^2 + F_i^2)$$

取  $i=2, 3, 4$ , 则由(7-32)式可以得到 6 个方程式, 在这 6 个方程式中,  $P_{1x}, P_{1y}, P_{2x}, P_{2y}, P_{3x}, P_{3y}, P_{4x}, P_{4y}$  和  $\theta_{12}, \theta_{13}, \theta_{14}$  为已知机构参数, 可由给定的连杆四个位置得到;  $A_{12}, A_{13}, B_{12}, B_{23}, A_{23}, A_{34}, B_{23}, B_{34}$  为待定机构参数。显然, 为求解这 6 个方程式, 必须在上述 8 个待定参数中指定两个为已知参数(一般可取  $A_{23}, A_{34}$  为已知参数), 这样, 6 个方程式可解出 6 个待定参数。(7-32)式为非线性方程组, 需采用迭代法(如: 牛顿-拉夫森方法)在计算机上求其数值解。一旦待定参数求出后, 机构尺寸也就确定了, 即有

$$\left. \begin{aligned} \text{曲柄} \quad & A_0A = \sqrt{(A_{1x} - A_{2x})^2 + (A_{1y} - A_{2y})^2} \\ \text{连杆} \quad & AB = \sqrt{(A_{1x} - B_{2x})^2 + (A_{1y} - B_{2y})^2} \\ \text{摇杆} \quad & B_0B = \sqrt{(B_{1x} - B_{2x})^2 + (B_{1y} - B_{2y})^2} \end{aligned} \right\} \quad (7-33)$$

## 第五节 凸轮挑线机构

### 一、凸轮挑线机构的运动方程

图 7-1(a)所示的凸轮挑线机构是由机架  $\theta$ 、挑线凸轮 1 和挑线杆 2 组成的摆动从动件圆柱凸轮机构。为了简化计算, 可近似将此机构按平面移动凸轮机构进行运动分析。在进行运动分析时, 凸轮机构中的所有结构参数可见图 7-15, 图中  $D_0$  是凸轮中径(指凸轮曲线槽外径  $D_1$  和内径  $D_2$  的平均值, 即:  $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$ );  $l$  是凸轮端面到凸轮零刻度曲线槽中点的距离;  $\theta_1$  为凸轮转角(以挑线杆位于最高位置的时刻作为计算起点, 顺时针方向为正);  $\theta_2$  表示凸轮曲线的取值方向角, 其方向与上轴转动方向相反;  $\theta_a$  表示在任意  $\theta_1$  时刻, 挑线杆与滚柱接触点  $A$  的方位角(以顺时针方向为正)。

将圆柱凸轮理论轮廓线按凸轮中径  $D_0$  展开, 可得滚子从动件位移  $S$  与方向角  $\theta_1$  之间的关系, 如图 7-16 所示。在  $\theta_1 = 0^\circ \sim 360^\circ$  范围内, 每隔  $5^\circ$  测量对应的  $S$  值, 就可以得到凸轮曲线一组离散的结点值。对于这种只知道某些点位置数据的凸轮曲线, 进行运动分析是有一定困难的。如果要定量地求得任意  $\theta_1$  时刻的  $S$  值, 则应给出  $S$  的函数表达式  $S = S(\theta_1)$ 。像这种已知多组对应数据的凸轮曲线, 可以采用插值法, 写出  $S$  函数表达式, 求解任意  $\theta_1$  时的  $S$  值。

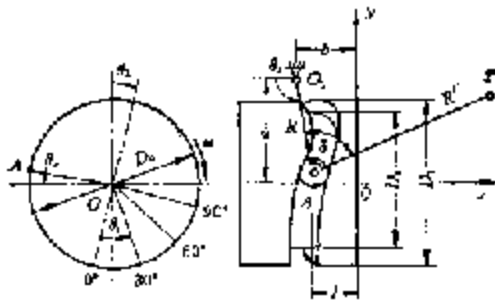


图 7-15 凸轮挑线机构简图

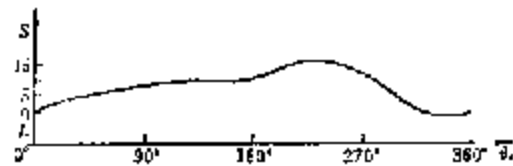


图 7-16 圆柱凸轮展开图

若采用拉格朗日插值法, 则插值公式可写成

$$S = S(\theta_1) = \sum_{i=1}^n \left[ S_i \cdot \prod_{j=1, j \neq i}^n \frac{\theta_1 - \theta_{1j}}{\theta_{1i} - \theta_{1j}} \right] \quad (7-34)$$

式中:  $\theta_{1i}, \theta_{1j}$  —— 凸轮曲线的方向角, 若凸轮曲线的  $S$  值是以  $5^\circ$  为间隔测量的, 则  $\theta_{1i}, \theta_{1j}$  是  $5$  的整数倍;

$S_i$ ——对应于  $\theta_{i1}$  的  $S$  值,

$n$ ——插值结点数。

当  $n=3$  时, 可以得到过 3 个结点的抛物线插值公式

$$S(\theta_i) = S_1 \frac{\theta_i - \theta_{i2}}{\theta_{i1} - \theta_{i2}} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i3}}{\theta_{i1} - \theta_{i3}} + S_2 \frac{\theta_i - \theta_{i1}}{\theta_{i2} - \theta_{i1}} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i3}}{\theta_{i2} - \theta_{i3}} + S_3 \frac{\theta_i - \theta_{i1}}{\theta_{i3} - \theta_{i1}} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i2}}{\theta_{i3} - \theta_{i2}} \quad (7-35)$$

在运用上式由  $\theta_i$  求  $S(\theta_i)$  时, 式中的  $\theta_{i1}, \theta_{i2}, \theta_{i3}$  应取在离  $\theta_i$  最近的位置, 即取

$$\theta_{i2} = 5 \operatorname{integer}(\theta_i/5)$$

$$\theta_{i1} = \theta_{i2} - 5$$

$$\theta_{i3} = \theta_{i2} + 5$$

解决了凸轮曲线的插值计算问题, 即可进行挑线杆的位移分析。如图 7-15 所示, 建立右手坐标系  $xOy$ ,  $x$  轴取在凸轮回转轴线上,  $y$  轴取在凸轮端面处, 则  $A$  点在  $xOy$  坐标系中的坐标为

$$\left. \begin{aligned} A_x &= -l \cdot S(\theta_i) \\ A_y &= \frac{D_0}{2} \sin \theta_i \end{aligned} \right\} \quad (7-36)$$

其中,  $\theta_i = 270^\circ + \theta_1 - \theta_{i1}$ ,  $S(\theta_i)$  可由插值公式 (7-35) 求得。

利用  $A$  点与挑线杆摆动支点  $O_1$  在运动过程中保持定长的几何约束关系, 有方程式

$$(A_x + b)^2 + (A_y - a)^2 = R^2 \quad (7-37)$$

上式为关于  $\theta_i$  的非线性超越方程, 只能用数值计算法求  $\theta_i$  的值。根据所求的  $\theta_i$  值, 由 (7-36) 式即可求出  $A_x$  和  $A_y$ , 进而求出

$$\theta_2 = \arctg \frac{A_y - a}{A_x + b} \quad (7-38)$$

则挑线杆穿线孔  $P$  点轨迹坐标为

$$\left. \begin{aligned} P_x &= R' \cos(\theta_2 - \delta) - R \cos \theta_2 - b \\ P_y &= R' \sin(\theta_2 - \delta) - R \sin \theta_2 + a \end{aligned} \right\} \quad (7-39)$$

穿线孔  $P$  点的速度和加速度只能利用 (7-39) 式计算出的  $P_x$  和  $P_y$  的高散数值, 通过差分法求得, 即

$$\left. \begin{aligned} v_{Px} &= \Delta n [P_{x(i+1)} - P_{x(i-1)}] \\ v_{Py} &= \Delta n [P_{y(i+1)} - P_{y(i-1)}] \end{aligned} \right\} \quad (7-40)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{Px} &= \Delta n [v_{Px(i+1)} - v_{Px(i-1)}] \\ a_{Py} &= \Delta n [v_{Py(i+1)} - v_{Py(i-1)}] \end{aligned} \right\} \quad (7-41)$$

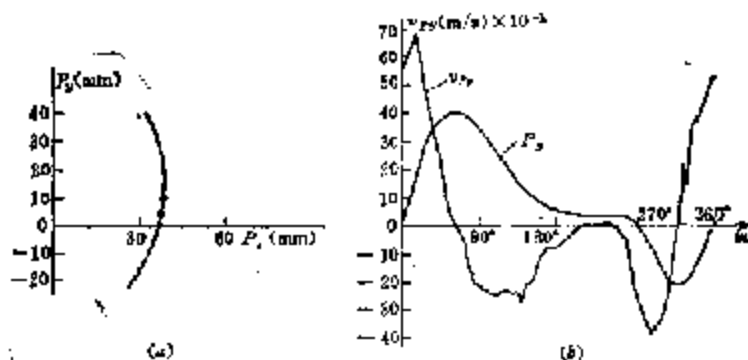


图 7-17 GA3-1 型平盘机挑线孔轨迹与运动曲线图(y 方向)

式中:  $\omega$ ——缝纫机上轴转速。

图 7-17(a)所示为 GA3-1 型平缝机凸轮挑线机构穿线孔  $P$  点的运动轨迹, 显然, 这是一段以挑线杆摆动支点为圆心的圆弧段。图 7-17(b)所示为穿线孔  $P$  沿  $y$  轴方向的位移和速度曲线图, 从图中可以看出, 当上轴转角处于  $215^\circ \sim 244^\circ$  范围内, 穿线孔沿  $y$  方向的运动速度为 0, 挑线杆暂停供线, 这正是缝纫工艺所要求的, 只有凸轮机构才具备这种暂停供线特性。但是, 凸轮挑线机构的挑线速度变化不平稳, 曲线上有不少尖点, 使挑线加速度产生突变(图中未绘出), 从而导致机器的振动与冲击, 这就是凸轮挑线机构只适用于低速缝纫机的原因之一。

## 二、凸轮挑线机构设计

凸轮挑线机构设计的基本任务是确定机构的结构尺寸, 拟订从动件的运动规律, 并根据从动件运动规律设计凸轮轮廓线。在缝纫机挑线机构中所采用的凸轮类型受缝纫机本身结构型式的影响, 一般均采用摆动从动件摆杆凸轮机构。

### (一) 结构尺寸的确定

如图 7-18 所示, 在摆动从动件凸轮机构中, 从动件  $O_1A$  的运动平面与凸轮轴线  $O-O$  平行, 当圆柱凸轮推动从动件摆动时, 滚子中心  $A$  相对于凸轮的运动轨迹并不在圆柱面上, 当摆角过大时, 滚子甚至会脱出凸轮凹槽而使机构不能工作。所以在这种情况下, 应用圆柱凸轮, 在理论上是近似的, 在设计中应尽可能减少由此引起的误差。通常将从动件摆动范围的中间位置  $O_1N$  垂直于凸轮轴线, 并尽可能缩小摆动角度。若以  $\alpha$  表示从动摆杆轴线  $O_1A$  与凸轮轴线  $O-O$  间的垂直距离, 以  $O_1A_0$  和  $O_1A_2$  表示从动摆杆的两个极限位置,  $O_1A_1$  为其中间位置, 则  $A_0A_1$  与  $O_1A_2$  的交点为  $K$ ,  $K A_2 = 2e$ 。为了减小因摆动而产生的误差, 滚子中心  $A$  的轨迹(圆弧  $A_0A_1A_2$ )应尽量与凸轮圆柱面接近, 故取

$$a = O_1K + e = R \cos \frac{\psi_{\max}}{2} + \frac{R}{2} \left( 1 - \cos \frac{\psi_{\max}}{2} \right) \quad \frac{R}{2} \left( 1 + \cos \frac{\psi_{\max}}{2} \right) \quad (7-42)$$

或

$$R = \frac{2a}{1 + \cos \frac{\psi_{\max}}{2}} \quad (7-43)$$

式中:  $a$ ——凸轮机构中心距;

$R$ ——从动摆杆长度;

$\psi_{\max}$ ——从动摆杆的最大摆角。

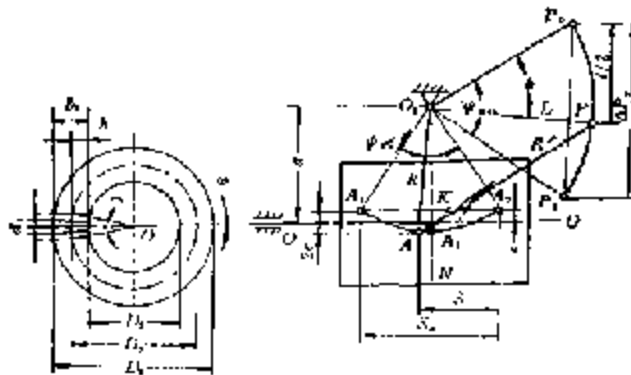


图 7-18 圆柱凸轮机构结构特征

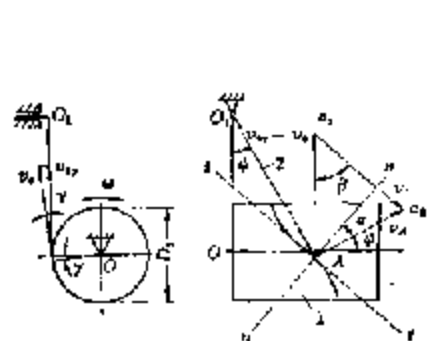


图 7-19 圆柱凸轮压力角的计算

在圆柱形凸轮机构中,使主动件和从动件发生联系的是在凸轮凹槽中滑动的滚柱,当滚柱为圆柱形时,其与凸轮槽的接触线上,各接触点对回转凸轮中心  $O$  的距离不等,这就引起滚柱在槽内顺着这条接触线作不等速滑动,从而将导致槽的不均匀磨损。为了消除滚柱和凸轮槽侧轮廓间不应有的滑动,有必要采用圆锥形滚柱,其锥顶点应位于凸轮回转中心  $O$  上,因此有下列关系式

$$d_1/d_2 = D_1/D_2 \quad (7-44)$$

式中:  $d_1$ 、 $d_2$ ——分别为圆锥滚柱的大、小端直径;

$D_1$ 、 $D_2$ ——分别为圆柱形凸轮槽的外径和内径。

而圆锥滚柱的宽度应为

$$b_c \geq h + \frac{D_2}{2} \left( 1 - \cos \frac{\lambda}{2} \right) \quad (7-45)$$

式中:

$$\lambda = \arcsin \left[ \frac{R}{D_2} \left( 1 - \cos \frac{\psi_{\max}}{2} \right) \right]$$

在设计圆柱形凸轮的结构尺寸时,压力角是个主要参数,它是限制凸轮直径的重要因素之一,这一点可由图 7-19 得到说明。图中,从动摆杆 2 上  $A$  点的绝对速度  $v_A$  与凸轮 1 侧面轮廓的法线  $n-n$  之间所夹的角度为凸轮机构的压力角  $\alpha$ ,为了求出圆柱形凸轮机构在任何位置上的压力角  $\alpha$ ,作  $A$  点的速度三角形  $u_1 A u_2$ 。图中,  $v_A$  为从动摆杆 2 在  $A$  点的绝对速度;  $v_0$  是凸轮在  $A$  点处的圆周速度  $v_0$  在垂直方向上的投影,由于在运动过程中,滚柱中心  $A$  总是在凸轮轴线  $O-O$  上下不远处来回运动,所以  $\gamma$  角总是很小,故有  $v_{0y} \approx v_0 = \frac{D_1}{2} \omega$  ( $\omega$  是缝纫机上轴转动角速度),  $v_r$  是滚柱  $A$  在凸轮槽中的相对滑动速度。从速度三角形  $u_1 A u_2$  中可以得到以下关系式

$$\frac{v_A}{v_0} = \frac{\sin \beta}{\sin(90^\circ - \alpha)} = \frac{\sin(\alpha + \psi)}{\cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha \cos \psi + \sin \psi$$

从上式中可以得到压力角

$$\alpha = \arctg \left( \frac{v_A}{v_0 \cos \psi} - \operatorname{tg} \psi \right) = \arctg \left( \frac{2v_A}{D_1 \omega \cos \psi} - \operatorname{tg} \psi \right) \quad (7-46)$$

上式中,当  $v_A = v_{A\max}$  以及  $\psi = 0$  时,有

$$\alpha_{\max} = \arctg \frac{2v_{A\max}}{D_1 \omega}$$

上式说明,当  $v_{A\max}$  和  $\omega$  一定时,增大凸轮中径  $D_1$ ,可以减小最大压力角  $\alpha_{\max}$ ,从而改善凸轮的受力情况。但受缝纫机结构的限制,圆柱凸轮的尺寸不可过大,因此,在凸轮挑线机构中,最大压力角的值较高,这也是该机构的缺陷之一。为了确保所设计的凸轮机构能很好地运动,必须使

$$\alpha_{\max} \leq [\alpha]$$

在摆动从动件圆柱凸轮中,一般取  $[\alpha] = 40^\circ \sim 45^\circ$ ,当该式可得凸轮中径

$$D_1 \geq \frac{2v_{A\max}}{\operatorname{tg} [\alpha] \omega} \quad (7-47)$$

## (二) 凸轮轮廓线的绘制

如图 7-18 所示的摆动从动件圆柱凸轮机构,已知凸轮中径  $D_1$ ,从动摆杆最大摆角  $\psi_{\max}$  及其运动规律,即可绘制凸轮的展开轮廓线。其中,凸轮中径  $D_1$  可按许用压力角由 (7-47) 式确定,从动摆杆的最大摆角可按下式确定

$$\phi_{\max} = 2 \arcsin \frac{l_{\max}}{4L} \quad (7-43)$$

式中:  $l_{\max}$ ——最大理论供线量;

$L$ ——挑线杆  $O_1P$  的长度。

对于摆动从动件圆柱凸轮挑线机构, 从动件的摆动角度不宜过大, 一般均为  $\phi_{\max} = 90^\circ$  左右, 当  $l_{\max}$  一定时, 欲减小  $\phi_{\max}$ , 则需增大  $L$ 。

从动件运动规律的建立必须以理论供线量为基础, 必须满足理论供线量的要求。首先根据缝纫机的结构位置确定从动摆杆长度  $B$ 、 $B'$ 、 $J$ , 以理论供线量图为依据, 将缝纫机上轴转动一周分成若干等分(如 8 等分), 用各等分点对应的理论供线量值  $l$  的一半去截以  $O_1$  为圆心,  $O_1P = L$  为半径的圆弧, 截得若干个  $P$  点, 再逐次以  $P$  点为圆心,  $PA = B'$  为半径, 以  $O_1$  为圆心,  $O_1A = B$  为半径的圆弧上截得若干相应的  $A$  点, 由此可确定凸轮回转相等角度时从动摆杆的一系列位置  $O_1A_0$ 、 $O_1A_1$ 、 $O_1A_2$ 、 $\dots$ 、 $O_1A_8$ , 如图 7-20(a) 所示。在此基础上, 就可以绘制圆柱凸轮的理论轮廓线了。如图 7-20(b) 所示, 设取  $A_0A_4$  为垂直位置, 过点  $A_0$ 、 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $\dots$  各作水平线, 与  $A_0A_4$  交于点  $A_0$ 、 $A'_1$ 、 $A'_2$ 、 $\dots$ ; 又在第一条水平线上取  $\overline{O_1A_0} = \pi D_0$ , 将其 8 等分, 与上轴对应, 得点  $0$ 、 $1$ 、 $2$ 、 $\dots$ 、 $8$ ; 过点  $0$ 、 $1$ 、 $2$ 、 $\dots$ 、 $8$  作一系列垂直线, 与上述对应的水平线分别交于点  $0$ 、 $1'$ 、 $2'$ 、 $\dots$ 、 $8$ 。因为摆动从动件上滚子中心  $A$  的轨迹为圆弧  $\widehat{A_0A_4}$ , 所以必须在上述作图的基础上进行补偿。为此, 在各水平线上取  $1'1'' = A'_1A_1$ 、 $2'2'' = A'_2A_2$ 、 $\dots$ , 得到点  $0$ 、 $1''$ 、 $2''$ 、 $\dots$ , 注意  $1''$  偏于  $1'$  的位置应与  $B_1$  偏于  $B'_1$  的位置相当。用曲线光滑连接点  $0$ 、 $1''$ 、 $2''$ 、 $\dots$ 、 $8$ , 即为挑线圆柱凸轮在其中径圆柱展开面上的理论轮廓线, 然后在理论轮廓线上选一系列点作为滚子中心画圆, 其包络线即为该凸轮展开的实际轮廓曲线。

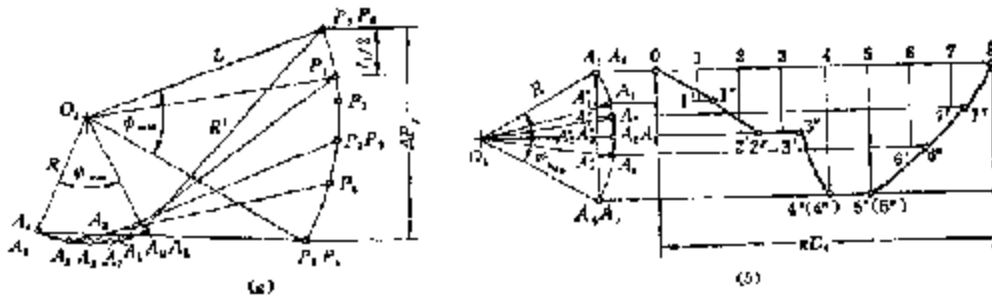


图 7-20 挑线凸轮在展开面上的轮廓线

## 第六节 齿轮五杆挑线机构

如图 7-1(d) 所示, 齿轮五杆挑线机构是在四连杆挑线机构的基础上, 增加一对齿轮, 从而增加了一个曲柄, 使挑线摇杆的摆动支点“浮动”起来, 变摇杆为连杆。图 7-21 表示该机构的运动简图。前柄  $II$  的运动是由挑线曲柄  $I$  通过一对内轮  $z_1$ 、 $z_2$  传动输入的, 其传动比  $i_{12} = \frac{1}{2}$ 。采用这种齿轮连杆组合式挑线机构的最大优点是可以调节供线量, 以适应针距变化大的缝纫机; 可以调节挑线杆的瞬时速度, 使供线或收线时间按缝纫工艺要求提前或推迟, 而不相互影响; 还可以调节挑线行程, 对缝厚或缝薄的适用性更好。

由于增加了一个曲柄, 所以挑线机构的运动特性有了改变。为了分析齿轮五杆挑线机构的运动特性, 可建立挑线杆穿线孔  $P$  点的位移、速度和加速度方程。如图 7-21 所示, 建立直

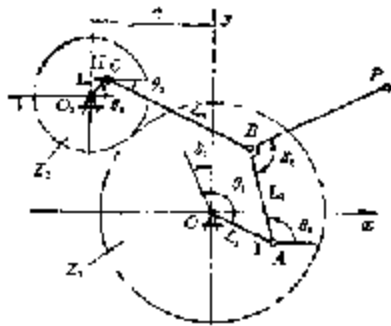


图 7-21 齿杆五杆挑线机构简图

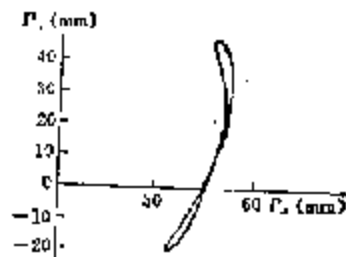


图 7-22  $\theta_1$  轮五杆挑线机构穿线孔运动轨迹

角坐标系  $xOy$ , 机构的各个结构参数  $L_i, \delta_i$  以及运动参数  $\theta_i$  均示于图中。运动分析的方法与四杆挑线机构相同, 只是由于增加了一对外啮合齿轮, 从而增加了一个副柄。这样, 在两个曲线之间存在着一一定的运动关系, 即齿轮传动特点有

$$\left. \begin{aligned} \theta_4 &= \alpha_4 + 2\theta_1 \\ \omega_4 &= 2\omega_1 \\ \varepsilon_4 &= 2\varepsilon_1 \end{aligned} \right\} \quad (7-49)$$

式中:  $\alpha_4$ ——针杆位于最高位置时, 曲线 II 的初始角位移(即当  $\theta_1 = 0$  时,  $\theta_4 = \alpha_4$ )。

由图 7-21 可知, 该机构的矢量方程为

$$\overrightarrow{OA} + \overrightarrow{AB} - \overrightarrow{OO_2} + \overrightarrow{O_2C} = \overrightarrow{OB}$$

分别向  $x, y$  轴投影, 有

$$\left. \begin{aligned} L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) + L_2 \cos \theta_2 &= L_3 \cos \theta_4 + L_4 \cos \theta_4 - a \\ L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) + L_2 \sin \theta_2 &= L_3 \sin \theta_4 + L_4 \sin \theta_4 + b \end{aligned} \right\} \quad (7-50)$$

从中可以解出

$$\theta_2 = 2 \arctg \frac{B + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A - C} \quad (7-51)$$

$$\theta_3 = \arctg \frac{B + L_3 \cos \theta_2}{A - L_2 \sin \theta_2} \quad (7-52)$$

式中,

$$A = L_1 \sin(\theta_1 - \delta_1) - L_4 \cos \theta_4 + a$$

$$B = L_1 \cos(\theta_1 - \delta_1) - L_4 \sin \theta_4 - b$$

$$C = (L_2^2 - L_3^2 + A^2 + B^2) / (2L_2)$$

将(7-50)式分别对时间  $t$  求一阶和二阶导数, 可以求出连杆 2 和 3 的角速度和角加速度

$$\dot{\theta}_2 = \frac{L_1 \cos(\delta_1 - \theta_1 - \theta_2) - 2L_4 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{L_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \omega_1 \quad (7-53)$$

$$\dot{\theta}_3 = \frac{L_1 \cos(\delta_1 - \theta_1 - \theta_2) + 2L_4 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{L_3 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \omega_1 \quad (7-54)$$

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{M}{L_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (7-55)$$

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{N}{L_3 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (7-56)$$

式中,  $M = L_1 \omega_1^2 \sin(\delta_1 - \theta_1 - \theta_2) - L_2 \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2 - \theta_3) + L_3 \dot{\theta}_3^2 + 4L_4 \omega_1^2 \cos(\theta_4 - \theta_2)$

$N = L_1 \omega_1^2 \sin(\delta_1 - \theta_1 - \theta_2) + L_2 \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2 - \theta_3) - L_3 \dot{\theta}_3^2 + 4L_4 \omega_1^2 \cos(\theta_4 - \theta_2)$

求出  $\theta_2, \theta_3, \dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3, \ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3$ , 即可利用(7-21)、(7-22)、(7-23)式求得穿线孔 P 点的轨迹、速度和加速度。图 7-22 所示为  $\omega_1 = 0$  时 P 点的运动轨迹; 图 7-23 所示为  $\omega_1 = 0$  时 P 点沿 y 方向的位

移、速度和加速度曲线。

在齿轮五杆摇线机构中, 曲柄 I 和 II 的相对位置对穿线孔  $P$  的运动特性有很大影响, 两个曲柄的相对位置由针杆位于最高位时曲柄 II 的初始角  $\alpha_2$  表示, 调节  $\alpha_2$  的大小, 即可改变  $P$  点的轨迹形状。图 7-24 所示为  $\alpha_2$  取不同值时的  $P$  点轨迹。显然, 曲柄 II 的起始位置不同,  $P$  点轨迹形状就有很大的变化, 也就是说, 可调角度  $\alpha_2$  对  $P$  点的轨迹特性参数  $\theta_{10}$ 、 $\theta_{12}$ 、 $\Delta P_y$  以及  $K$  值均有很大的影响。图 7-25~图 7-28 分别给出了  $\alpha_2$  对上述四个参数的影响曲线, 有了这些曲线, 便可根据不同的缝制要求确定出  $\alpha_2$  的合理取值范围, 这给安装调试机器带来很大的方便。

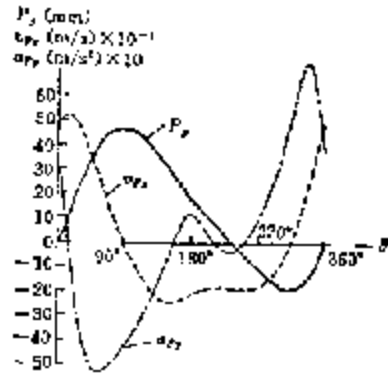


图 7-23 齿轮五杆摇线机构穿线孔运动的曲线图(y 方向)

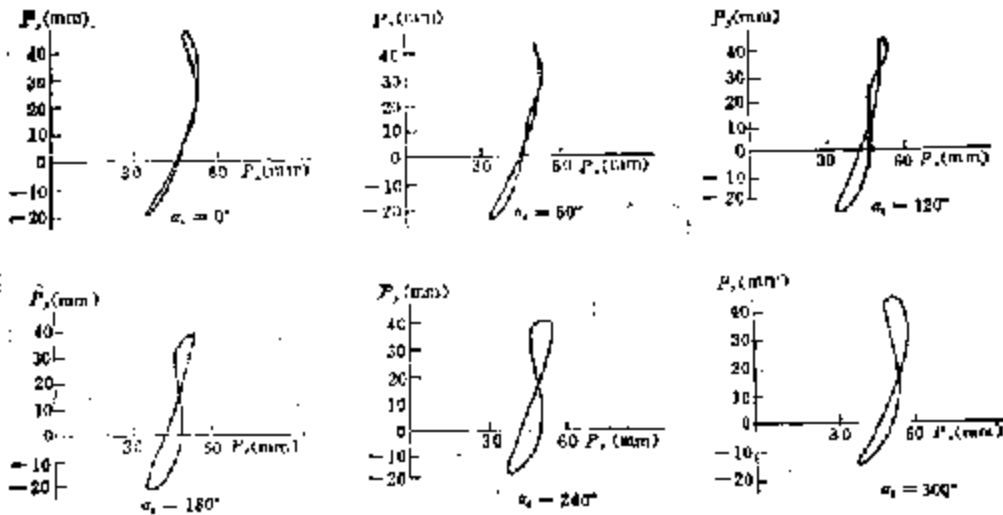


图 7-24 曲柄 II 的位置所决定的  $P$  点轨迹

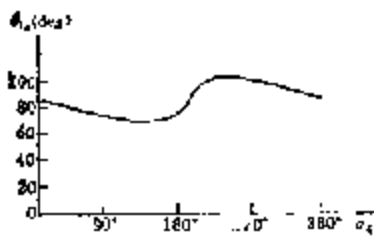


图 7-25 齿轮五杆摇线机构的  $\theta_{10}$  曲线

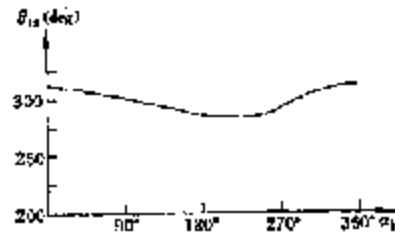


图 7-26 齿轮五杆摇线机构的  $\theta_{12}$  曲线



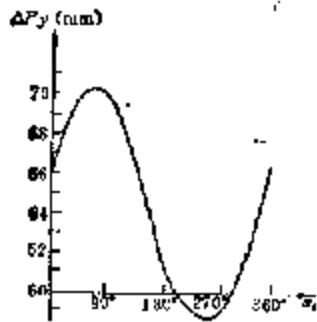


图 7-27 齿的五杆挑线机构的  $\Delta P_y$  曲线

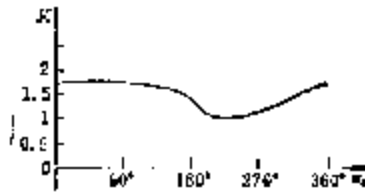


图 7-28 齿轮五杆挑线机构的  $\Delta P_y$  曲线

## 第七节 异形端旋转片式挑线机构

图 7-29 所示为异形端旋转片式挑线机构的典型结构。该机构挑线杆是逆时针旋转，同缝纫机上轴构成一个整体。整个挑线机构由五个零件组成，挑线杆 1、中间隔离薄片 2、挑线盖板 3、挑线座 4 和挑线销轴 5。挑线杆用 3 枚螺钉，通过三角形的中间隔离薄片 2 固定在挑线座上。挑线盖板和挑线销轴接触，挑线座被压紧。挑线销轴插入针杆曲柄的孔里，并用螺钉固定，挑线销轴同时也作为针杆曲柄与针杆连杆的铰链销轴联接。

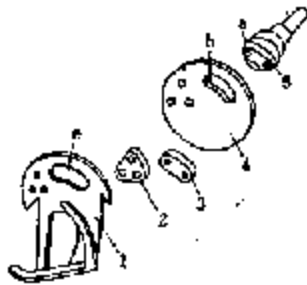


图 7-29 异形端旋转片式挑线机构

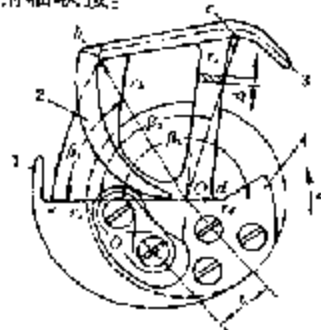


图 7-30 异形端挑线杆的结构参数

异形端旋转片式挑线机构的挑线杆传递面线的规律主要决定于下列结构参数：4 个主要结构点见图 7-30 中的  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ ，这四个点同挑线杆（或上轴）的回转中心  $O$  相对；连接销轴中心  $O_1$  与挑线杆旋转中心  $O$  之间的偏心距  $e$ 。挑线杆的两个突钩 1 和 4，两个外伸端 2 和 3，它们的作用是在一定的工作周期中控制和制止挑线杆上的两线。偏心距  $e$  是由挑线杆和上轴的相对位置决定的，机针和梭子所需的最大供线量取决于偏心距  $e$  的大小。而影响供线特性的主要因素是，挑线杆上四个结构点与旋转中心  $O$  之间相对位置的选择。选择这些点的最高便的方法就是对四个矢量半径  $r_1$ 、 $r_2$ 、 $r_3$ 、 $r_4$  和三个夹角  $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\beta_3$  的取值，如图 7-30 所示，图中以  $a$  点位置为起始位置。

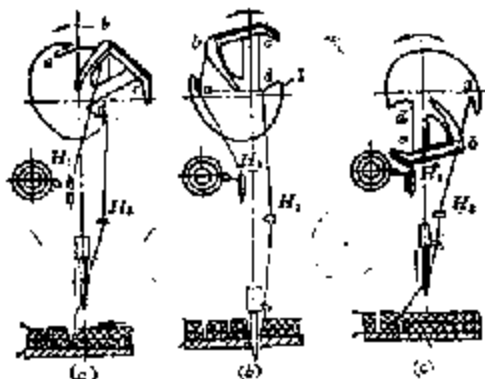


图 7-31 异形端挑线杆工作过程示意图

图 7-31 表示挑线杆供线和收线的工作过程。在收紧线迹后，挑线杆上的线处于  $b$  点，这

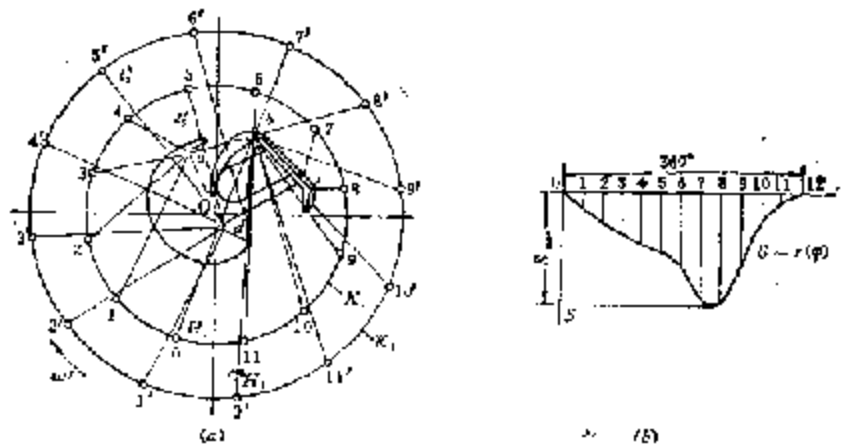


图 7-32 异形端挑线杆供线量的计算

时挑线杆与最靠近它的两个导线器  $H_1$  和  $H_2$  之间的线段长度最长, 如图 7-31(a) 所示; 随着挑线杆逆时针旋转, 面线沿挑线杆侧面的弧线  $ba$  急剧下滑, 落入点  $a$  和点  $d$ , 此时面线围在挑线杆异形端的底部, 如图 7-31(b) 所示; 挑线杆继续旋转, 面线转过直线形侧面  $dc$ , 并顺着这个侧面迅速下移, 然后落到  $eb$  的纹板上, 如图 7-31(c) 所示, 这时挑线杆与导线器  $H_1$  和  $H_2$  之间的线段长度最短, 也就是提供最大供线量的位置。

异形端挑线杆供线长度的变化可用反转法来求得, 如图 7-32(a) 所示, 也就是认为挑线杆不动, 而导线器  $H_1$  和  $H_2$  绕挑线杆的旋转中心  $O$ , 按挑线杆运动的相反方向以  $\omega'$  作等速转动, 可得不同位置时导线器  $H_1$  和  $H_2$  之间的面线线段长度。在作图过程中, 以挑线杆旋转中心  $O$  为圆心, 以  $OH_1$  和  $OH_2$  为半径分别作两个圆周  $K_1$  和  $K_2$ , 则导线器  $H_1$  必沿圆周  $K_1$  绕  $O$  点转动, 导线器  $H_2$  则沿圆周  $K_2$  绕  $O$  点转动。把收紧线迹结束的瞬间挑线杆所处的位置当作这些圆周上导线器  $H_1$  和  $H_2$  的起始位置。此时, 挑线杆和导线器之间的面线线段最长。即有  $l_{max} = l_1 + b + l_2$ , 并从起始位置开始, 将圆周  $K_1$  和  $K_2$  分成若干等分 (图中分成 12 等分), 把这些等分点按顺时针方向的顺序编号, 这样, 在圆周  $K_1$  上可以得到点  $0, 1, 2, \dots, 11$ , 在圆周  $K_2$  上可以得到点  $0', 1', 2', \dots, 11'$ 。将圆周上相应的点与异形挑线杆上的相应位置连接起来, 就得到该位置上挑线杆和导线器之间的面线长度  $l_i = l_1 + l_2$  (如图中标出的  $l_0 = l_1 + l_2 = 5r + 1.45r$ ), 这样就可以得到挑线杆的实际供线量

$$S_i = l_{max} - l_i$$

将挑线杆在 12 个位置上的  $S_i$  求出, 就可以得出以函数  $S = r(\varphi)$  表示的挑线杆实际供线量曲线, 其中  $\varphi$  为绕纺机上轴转角, 如图 7-32(b) 所示。

如果作出的挑线杆实际供线量曲线与理论供线量曲线不相符, 就需要对挑线杆进行调节。调节的方法是拆开挑线销轴  $S$ , 稍微改变挑线杆相对上轴的位置, 这样, 挑线杆上的四个结构点  $a, b, c, d$  对回转中心  $O$  的相对位置也将改变, 挑线侧面弧线  $ab$  与  $O$  点的相对位置也将改变, 从而使挑线杆的实际供线量发生变化。如果调节以后, 实际供线量与理论供线量仍不相符, 就必须改变挑线杆的结构, 即改变偏心距  $e$  的大小, 或者采用另一块外形不同的挑线杆, 这种挑线杆的结构点  $a, b, c, d$  的位置与原挑线杆不同, 亦即矢径  $r_a, r_b, r_c, r_d$  以及夹角  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  取值不同。

需要指出的是, 由于面线粗细不均匀, 因此面线在异形端挑线杆上沿侧面弧线  $ab$  向下滑动的落点位置不固定, 造成供线量不稳定。另外, 挑线杆在收紧线迹的极短瞬间对面线产生极

大的拉力,当线迹收紧后,随着挑线杆的转动,这种拉力又突然消失,这将对面线产生很大的冲击,在缝纫机高速运转时,面线断线率将明显增加。美国胜家(SINGER)公司生产的451K型缝纫机上所采用的异形端挑线杆(见图7-33)较好地解决了这些问题。这种挑线机构中没有挑线座,而是将挑线杆直接固定在针杆曲柄上。挑线杆侧面的 $ab$ 弧线做成内弯形状,并使挑线杆和导线钩 $H_1$ 、 $H_2$ 之间的面线长度短一些,这样可以减小对面线的冲击,更好地控制面线。

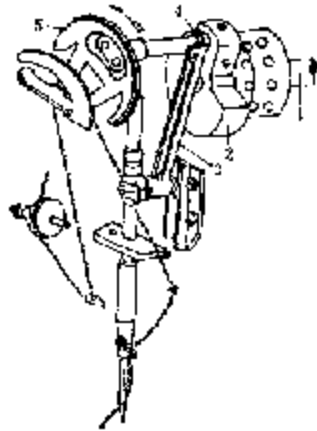


图7-33 451K缝纫机的异形端硬片式挑线机构  
1. 上轴 2. 针杆曲柄 3. 针杆连杆 4. 导线钩轴  
5. 挑线杆

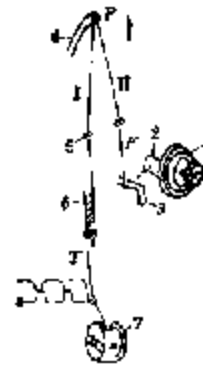


图7-34 挑线杆收线过程示意  
1. 夹线器 2. 挑线簧 3. 线钩 4. 挑线杆  
5. 线钩 6. 线迹 7. 缝针

## 第八节 面线张力与夹线器

### 一、面线张力

缝纫机在工作过程中常常发生面线断裂故障,这种故障主要是由于缝纫过程中挑线杆收线时所产生的面线张力过大造成的。而面线张力的大小及其变化规律是与挑线机构的工作部件、面线的线道布置、夹线器夹紧力的调整等一系列因素密切相关的。

挑线杆收紧面线的过程如图7-34所示。面线绕过夹线器1,经挑线簧2和线钩3,穿过挑线杆4的穿线孔 $P$ ,再经线钩5后进入针孔。当挑线杆向上运动收线时,由于夹线器对面线的夹持力 $F$ 大于缝料、针孔、线钩等对面线产生的摩擦阻力(即面线的移动阻力),因此,面线的分支线段I随挑线杆向上运动而逐渐抽紧缝料中的面线,这一过程一直持续到面线的移动阻力大于夹线器的夹持力 $F$ 。此时,面线的另一分支线段II开始随挑线杆向上运动,并从线轴上抽出形成下一个线迹所需的新线段,其结果是在缝料表面处的面线内产生了张力 $T$ ,根据欧拉公式,面线张力 $T$ 可表示为

$$T = F \times \mu \left( \mu \sum \alpha_i \right) \quad (7-57)$$

式中:  $F$ ——夹线器对面线的夹持力(N);

$\mu$ ——面线与针孔、线钩以及穿线孔之间的平均摩擦系数;

$\sum \alpha_i$ ——从夹线器出口至缝料表面之间,面线被折弯表面包角的总和(rad);

$n$ ——从夹线器至缝料表面之间面线被折弯的次数。

测量表明,在锁式线迹缝纫机中,当挑线杆抽紧线迹结束的瞬间,面线被折弯表面的总包角  $\Sigma\alpha_i \approx 4(\text{rad})$ , 摩擦系数  $\mu = 0.18$ , 则由(7-57)式可得

$$T_{\max} \approx 2F$$

由此可见,面线的最大张力总是发生在缝料附近, 贴近缝料处的面线瞬时最大张力约为夹线器出口处面线张力的2倍。

图7-85所示为面线张力波形图,它是在缝纫机工作速度为5000 r/min时测得的。波形图表明,在挑线杆收紧面线的过程中,面线经受了三个张力高峰,即:开始从梭架上收紧面线环的瞬间a(此时上轴转角约为  $300^\circ$  左右);从线轴上抽取新线段的瞬间b(此时上轴转角约为  $0^\circ$  左右);收紧新构成的线迹结束时的瞬间c(此时上轴转角约为  $65^\circ$ , 正值挑线杆位于最高位置)。而且最后一个高峰与面线上所产生的最大张力  $T_{\max}$  相符。

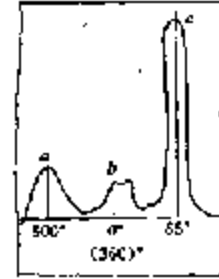


图7-85 面线张力波形图

从大量的实验结果中可以得出如下几点结论:

1. 抽紧新构成的线迹时,面线内的张力达到最大值。随着缝纫速度的提高,此最大值也随之增加。

2. 缝料越厚,面线张力越大。这是由于面线和缝料之间产生的摩擦阻力增大所致。

3. 针距越大,面线张力越大。这是由于大针距所需要的抽紧力也大。

因此,为了降低面线断裂率,就应减小面线张力,可采取的措施主要有:

1. 在设计缝纫机时,应考虑到尽可能地简化面线的线道布置,减少面线的折弯次数和折弯总包角。

2. 合理选择面线线道上各零件的表面粗糙度,对面线所经过的部位(如:针孔、挑线杆穿线孔、线钩等)应尽量加工得光滑,无毛刺。

3. 合理设定夹线器张力  $F$ 。

4. 尽量使刺料、挑线、勾线、送料四大机构具有良好的运动配合性能。

5. 按照最高转速、最厚缝料、最大针距的极限状况来校核面线的强度。面线的强度条件为

$$T \leq [T]$$

式中:  $[T]$ ——面线许用张力,  $[T] = T_0 / K_n$

$T_0$ ——国家规定的面线断裂时的张力;

$K_n$ ——面线的强度容量,一般  $K_n = 2 \sim 3$ 。

## 二、夹线器

### (一)夹线器的结构

双线锁式线迹的面线和底线是在缝料中部交织的,这要由合适的张力来保证。如果面线张力太大,而底线张力太小,则面线不会被拉进缝料中部,而浮在缝料的上表面(俗称:浮面线);反之,如果面线张力远小于底线张力,则底线将浮在缝料的下表面(俗称:浮底线)。实验结果表明,不论是浮面线还是浮底线,都将使线迹的强度约降低2倍,而且线迹的外观也不好。因此,为了确保面线和底线的正确交织,得到高质量的线迹,在缝纫机中都设有面线张力调节装置和底线张力调节装置。通常采用的面线张力调节装置都是盘式夹线器。其结构如图7-33所示。

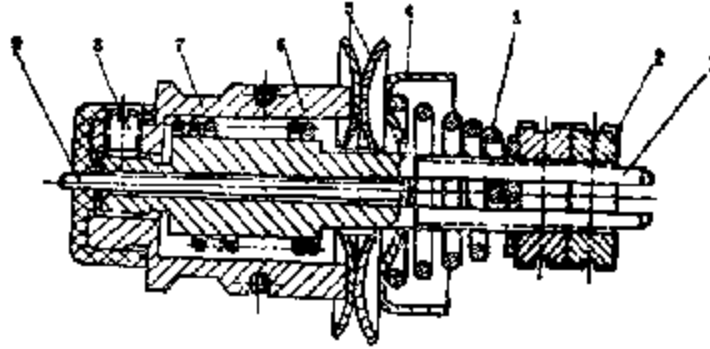


图 7-36 盘式夹线器

1. 夹线螺杆 2. 夹线螺母 3. 夹线簧 4. 松线板 5. 夹线板 6. 挑线簧  
7. 套筒 8. 螺钉 9. 松线推杆

图中,夹线螺杆 1 上套着两块凸形盘状夹线板 5,面线就从这两块夹线板中通过;夹线板对而线产生的压力是由夹线簧 3 施加的,夹线簧的压力大小可由夹线螺母 2 调节。夹线螺杆 1 的右端开有纵向切口,夹线簧端部被卡在切口内,这样,在旋转螺母 2 时,就能防止弹簧绕自身轴线旋转。夹线螺杆 1 由螺钉 8 固定在套筒 7 里,而套筒则固定在机壳中。当缝纫暂停,操作者抬起压脚拉出缝料时,由于面线被夹线器夹持,因此有可能被扯断。为了防止这种现象,在夹线螺杆中加工一个孔,内装松线推杆 9,当压脚提升时,压脚轧头带动松线架使它驱动松线推杆 9 向右移动,推动松线板 4,使夹线簧压缩而松开夹线板,不再起夹线作用。

### (二)挑线簧

由前述可知,在形成线迹的过程中,上轴转动的每一瞬时,都要保证挑线杆的实际供线量大于机针和梭子所需的面线消耗量,两者之差即为余线量。这部分多余的面线将使面线松弛,造成多种缝纫故障,如:面线缠绕机针;面线不稳定,产生严重跳动;倒扣线迹;挑线杆无法从线轴上抽取新的线段等。为了解决这部分多余的面线,使面线在缝纫过程中保持稳定的张力,一般缝纫机都在夹线器中装设一个挑线簧(见图 7-36)。工作时,面线通过夹线器,同时还要绕过挑线簧(见图 7-34)。

挑线簧实际上就是用细钢丝绕成的一个扭簧,它的作用是在缝纫过程中,吸收和贮存多余的面线,防止面线在松紧悬殊的情况下产生跳动;补充挑线杆供线量的不足;缓和挑线冲力,使面线稳妥地通过夹线板。因此,挑线簧实际上是缝纫机中的一个“线量存储器”。

挑线簧的工作过程是这样的,当挑线杆从最高位置向下运动时,因机针还未进入缝料,所以面线松弛,挑线簧收贮面线;当机针进入缝料后,面线被张紧,张力增大,迫使挑线簧扭紧,释放面线,直至面线绕过梭架,挑线簧一直处于扭紧状态,基本保持不动;当面线绕过梭架后,为保证面线迅速从梭架上脱出,挑线簧又回复,收贮面线,配合挑线杆提前将一部分面线收上来。

由此可知,在形成一个线迹的过程中,由于余线量的存在,以及缝速、缝料性质、针距密度等因素的不同,使缝纫过程中的面线张力不断发生变化,挑线簧扭紧或回复就随面线张力的变化而自动调节。当余线量小时,面线张力就大,被张紧的面线迫使挑线簧向下扭紧,释放面线;当余线量大时,面线张力就小,面线处于松弛状态,从而解除了对挑线簧的作用,挑线簧向上回复,收贮面线。

在工作过程中,根据缝速的高低、缝料性质(厚度、硬度、密度等)以及缝线性质(粗细、弹

性、湿度等)的不同,需要对挑线簧的张力和摆动距离进行相应的调节。一般情况下,挑线簧的张力为 20~30 g,摆动距离为 6~10 mm。当缝料薄、针距小时,要适当减小挑线簧张力,增大摆动距离;当缝料厚、针距大时则相反。此外,缝速高,缝线粗且弹性好时,挑线簧的张力和摆动距离均应大些,反之则应小些。

### (三)夹线弹簧压力计算

缝纫机在工作过程中,通过夹线器的面线压紧弹簧,使上夹线板歪斜,其结果在两块夹线板凸出部半径为  $R$  的圆周上,面线和夹线板之间形成两个压力接触点  $a$  和  $b$ ,在  $\overline{ab}$  连线的对称垂直线与  $B$  两周的交点上还得到一个上、下夹线板之间的接触点  $o$ ,如图 7-37(a)所示。图中,  $\angle a_0 O b_0 = 2\alpha$ ,是面线绕夹线螺杆的包角,该包角在缝纫过程中保持不变。 $\angle Oaa_1 = \beta$ ,有  $\sin \beta = r/R$ ,由此可知,  $\beta$  角仅与夹线器的结构尺寸  $r$  和  $R$  有关,面与包角  $2\alpha$  无关。 $F_0$  为面线在夹线器入口处所受的张力,  $F$  为面线在夹线器出口处所受的张力,其中,  $F_0$  一般由面线的粗细所决定,可取 0.01~0.02(N)。

图 7-37(b)所示为夹线器的截面受力图,图中:

$N$  —— 夹线弹簧对上夹线板的轴向总压力;

$N_a, N_b$  —— 夹线板与面线接触点  $a, b$  处的接触压力,因为  $a, b$  两点对称,所以  $N_a = N_b$ ;

$N_o$  —— 上、下夹线板之间接触点  $o$  处的接触压力。

受上述各力作用,夹线板处于平衡状态,若将各力对  $o$  点取力矩,则有

$$NH - (N_a + N_b)(R + e) = 0$$

从中可解得 
$$N_a = N_b = \frac{NR}{2(R + e)}$$

又,在  $\triangle OaK$  中,  $e = R \sin(\beta - \alpha)$ ,所以上式又可写成

$$N_a = N_b = \frac{N}{2[1 + \sin(\beta - \alpha)]} \quad (7-58)$$

上式即为上夹线板对面线施加的正压力,需要说明的是,上式仅在包角  $2\alpha$  较小(即:  $\alpha < \beta$ )时才成立。当  $\alpha > \beta$  时(见图 7-38),  $e = R \sin(\alpha - \beta)$ ,所以(7-58)式变为

$$N_a = N_b = \frac{N}{2[1 + \sin(\alpha - \beta)]} \quad (7-59)$$

在以上二式中,当  $\alpha = \beta$  时,有

$$N_{max} = N/2$$

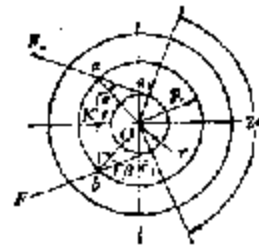
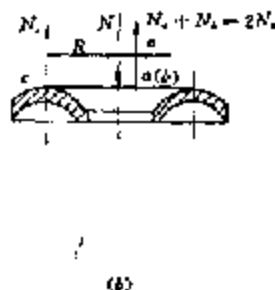
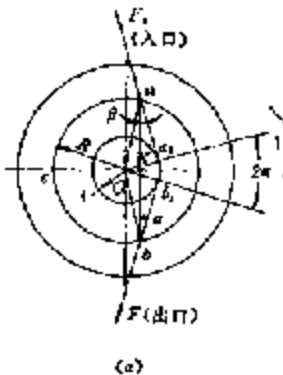


图 7-37 面线通过夹线器时的受力分析( $\alpha < \beta$ )

图 7-38 面线通过夹线器时的受力分析( $\alpha > \beta$ )

在上夹线板对面线的正压力确定后,即可求解夹线器出口处的面线张力  $F$ 。如图 7-37(a)所示,假设面线在张力  $F_0$  作用下进入夹线器,到达  $o$  点,并在  $a$  点受到两块夹线板对面线作

用的正压力  $N_0$ , 其后, 面线在  $a_1$  点被拉紧, 并从  $a_1$  点开始沿夹线螺杆弯曲。因此, 在  $aa_1$  段, 面线受到的张力为

$$F_{a_1} = F_0 + 2\mu_1 N_0 \quad (7-60)$$

式中:  $\mu_1$ ——面线与夹线板之间的摩擦系数;

从夹线螺杆上离开的线端  $b_1$  点上的张力可按欧拉公式计算, 即

$$F_{b_1} = F_{a_1} e^{2\mu_2 \alpha} \quad (7-61)$$

式中:  $\mu_2$ ——面线与夹线螺杆间的摩擦系数。

当面线从  $b$  点被抽出来线器时, 在  $b$  点处同样受到两块夹线板对它的作用, 因此, 夹线器出口处的面线张力为

$$F = F_{b_1} + 2\mu_1 N_0$$

将(7-60)、(7-61)式分别代入上式, 可以得出

$$F = F_0 e^{2\mu_2 \alpha} + 2\mu_1 (1 + e^{2\mu_2 \alpha}) N_0$$

又将(7-58)、(7-59)式分别代入上式, 可得

$$F = F_0 e^{2\mu_2 \alpha} + \frac{\mu_1 (1 + e^{2\mu_2 \alpha}) N}{1 - \sin(\beta - \alpha)}, \quad (\alpha < \beta) \quad (7-62)$$

$$F = F_0 e^{2\mu_2 \alpha} + \frac{\mu_1 (1 + e^{2\mu_2 \alpha}) N}{1 + \sin(\alpha - \beta)}, \quad (\alpha > \beta) \quad (7-63)$$

在缝纫过程中, 通常是  $\alpha > \beta$ , 因此, 计算夹线器所形成的面线张力  $F$  时, 主要以(7-63)式为主。在(7-63)式中, 第一项为常数, 因此, 面线张力  $F$  仅与弹簧正压力  $N$  有关, 并与  $N$  成正比关系。弹簧越硬, 正压力  $N$  越大, 面线张力也就越大。因此, 缝纫机夹线器一般都采用硬度较大的圆锥式弹簧。当  $\alpha = \beta$  时, 有

$$F_{max} = F_0 e^{2\mu_2 \alpha} + \mu_1 (1 + e^{2\mu_2 \alpha}) N$$

所以, 盘式夹线器的最佳工作条件是  $2\alpha = 2\beta$ , 因为此时在同一压力  $N$  的作用下, 面线张力最大。

在分析面线张力时, 我们知道,  $T_{max} \approx 2F$ , 因此, 根据缝纫工艺确定对线迹的拉紧力  $T_{max}$  后, 即可求得夹线器必须产生的面线张力  $F = T_{max}/2$ , 将其代入(7-63)式, 可得

$$N = \frac{[1 + \sin(\alpha - \beta)] (T_{max}/2 - F_0 e^{2\mu_2 \alpha})}{\mu_1 (1 + e^{2\mu_2 \alpha})} \quad (7-64)$$

在已知  $T_{max}$ 、 $F_0$  以及  $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\mu_1$ 、 $\mu_2$  后, 即可由上式求出弹簧压力  $N$ , 该力即为设计夹线器弹簧时的最大工作载荷。

# 第八章 送料机构设计

## 第一节 送料机构的作用与类型

在线迹形成过程中,送料机构的主要作用是与刺料、勾线、挑线机构的运动协调配合,适时适量地向前或向后移送缝料,不断形成理想的连接线迹。

工业缝纫机的送料机构种类很多,一般都是根据送料方式的不同进行分类的,其分类方式可见如下示意图。



### 一. 摩擦送料

在平缝机、包缝机、鄂缝机、链缝机等多数常用缝纫设备中,均采用摩擦送料方式。摩擦送料的执行构件是送料牙或滚轮。这种送料方式主要是利用压脚与送料牙之间,或滚轮与滚轮之间加压所产生的摩擦力来推送缝料。摩擦送料方式又可分为送料牙送料和滚轮送料两种。其中使用最广泛的是送料牙送料,这是因为送料牙移动缝料时,可防止在收紧线迹时出现缝料皱缩。不论是送料牙送料还是滚轮送料,根据送料执行构件的类型及其作用于缝料的部位,可将送料机构分为如下五种基本型式。

#### (一) 下送料机构

这是一种最常用的送料机构。在该机构中,送料构件作用于缝料底面进行送料,见图 8-1(a)。

#### (二) 上、下综合送料机构

在该机构中,送料构件同时作用于缝料的上表面和底面,进行同步送料,见图 8-1(b)。

#### (三) 针、下综合送料机构

在该机构中,送料构件作用于缝料底面进行送料,同时有机针刺入缝料一起参与同步送料,见图 8-1(c)。

#### (四) 上、下、针综合送料机构

在该机构中,送料构件同时作用于缝料的上表面和底面,同时有机针刺入缝料一起参与同步送料,见图 8-1(d)。



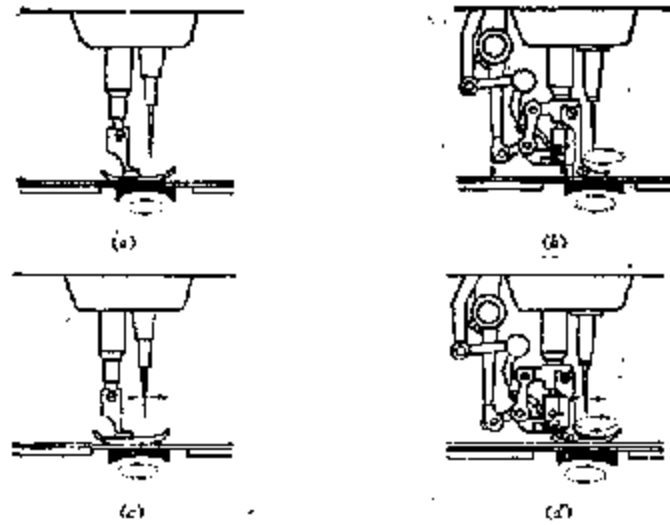


图 8-1 不同的送料方式

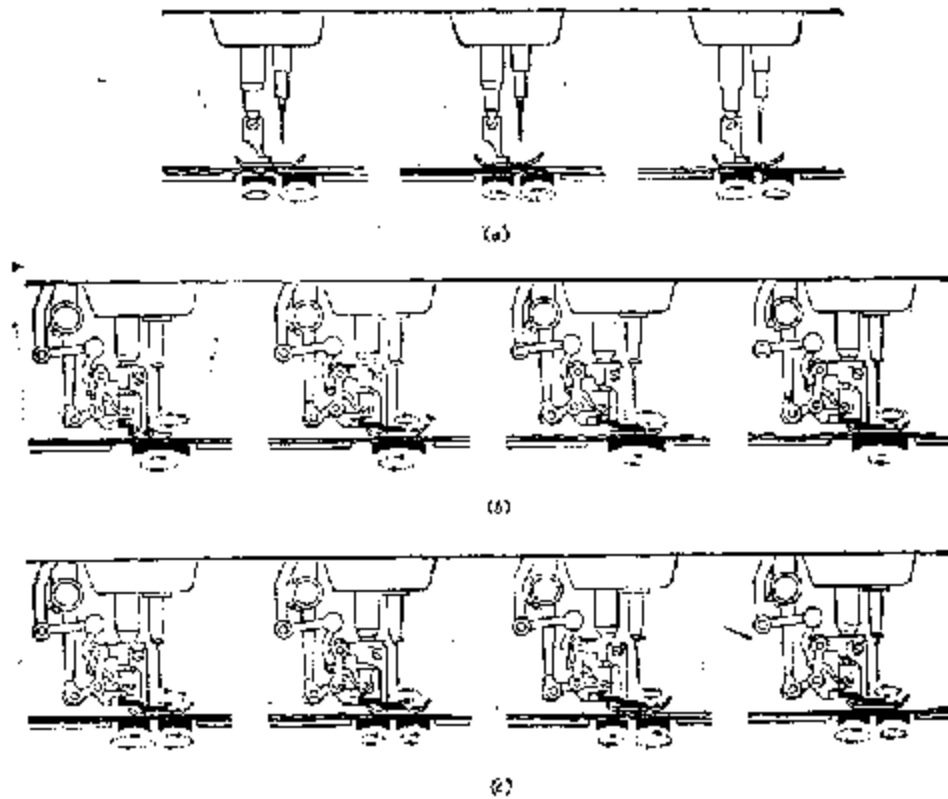


图 8-2 差动送料

### (五)差动送料机构

在该机构中,送料构件推送缝料的速度不同,形成不同步送料。差动送料机构的类型有多种,大多数为下差动送料,它有两个送料构件不同步地作用于缝料的底面进行送料。两个送料构件的速度可调,可以前慢后快,也可以是前快后慢,见图 8-2(a)。采用这种送料机构的缝纫机可进行伸展缝纫或紧缩缝纫。图 8-2(b)所示为上、下差动送料机构,其中上送料构件的送料量是可调的,这种送料机构可抑制上层缝料的移动,适用于多层缝料的缝纫。图 8-2(c)所示为

差动下送料和可调上送料相结合的送料机构。这种送料机构可缝制较难处理的缝料而不会过紧送料。

上述五种送料机构中,使用最广泛的是下送料机构。根据缝料性质的不同,采用上、下综合送料,针、下综合送料或上、下、针综合送料,都是为了减少或防止缝料层之间的相对滑移,有利于形成无滑移或皱缩的线迹。差动送料机构主要用于缝制弹性织物,使其在拉伸状态下缝纫,也可以根据缝料的性质,作精细差动送料调节,以防止缝料层之间的滑移,或使缝料起皱,达到打褶的目的。

在缝制某些厚料(如皮革、油布、皮鞋等)的缝纫机中,由于送料牙不能有效地传送厚而硬的缝料,因此,通常用滚轮代替送料牙,或滚轮与送料牙同时用,可达到较好的送料效果。

## 二、托架或夹板送料

在许多半自动缝纫机(如锁眼机、钉扣机、套结机、绣花机等)中,缝料的输送是通过托架或夹板来实现的。这些托架或夹板能自动地沿规定的方向,并按确定的运动长度把缝料送到机针下方。缝料被压脚压住,压脚与托架同步运动。因此,缝料与压脚之间无相对运动。托架有规律的运动有多种传动方式。

### (一)靠模式

利用圆盘两面开有各种轮廓凹槽的模板凸轮来驱动托架作有规律的送料运动。这种送料机构主要用在锁眼机、钉扣机和套结机上。

### (二)无靠模式

这种送料机构有两种类型,一种是利用连杆机构中,连杆上某点所描绘的轨迹来实现缝纫要求的简单曲线(如圆形、椭圆形、心形、外摆线三角形、内摆线三角形、内摆线四边形等典型线型)。这种类型的机构主要用在加工服装领子、袖口等处的外围线,以及缝制贴花、商标等的缝纫机中;另一种是利用行星轮系作为托板或夹板的传动机构(如绣花机),采用这种送料机构的缝纫机可以缝制复杂的花形。

### (三)数字式

利用穿孔纸带或磁带等,按所要缝制的线迹外形编好程序,通过程序控制步进电机,再由步进电机带动托架运动,从而缝制出各种异形线迹。用这种方法可以缝制很复杂的图案,而且缝线率非常高,比如在电脑绣花机上,均采用这种送料方式。

## 第二节 送料牙的运动轨迹

### 一、送料作用原理

在缝制过程中,线环被拍紧以后,缝料应移动一个针距,为形成后一个线迹做准备,只有不断地移送缝料,才能形成连续的线迹。在缝纫机中,使用最广泛的移送缝料的执行构件就是送料牙。送料牙的作用必须有压脚配合才能实现。由于压脚的作用,使缝料与送料牙之间、上层缝料与下层缝料之间产生了摩擦力,缝料就是靠着摩擦力的作用,在送料牙的推动下向前运动的。图 8-3 表示送料牙的送料过程。

(1) 送料牙从右极限位置(靠近操作者)上升,并逐步接触缝料,见图 8-3(a)。

(2) 送料牙在上升过程中,也逐步向前运动,当其齿顶上升到超出针板上表面 0.2mm 后,缝料受到压脚的压力以及送料牙的推力,而随送料牙一起向前运动,见图 8-3(b)。

(3) 送料牙将缝料向前推送一个针距后, 到达左极限位置(远离操作者)。在送料过程中,

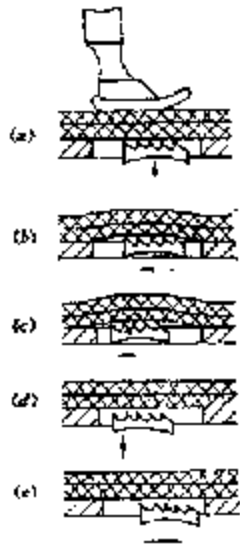


图 8-3 送料牙送料过程

送料牙上升到最高点, 又从最高点向前下方运动。一旦其齿顶低于针板上表面后, 送料终止, 见图 8-3(e)。

(4) 送料牙完成送料任务后, 下降到针板上表面以下, 并从左极限开始向右运动, 见图 8-3(d)。

(5) 为进行下一次推送缝料, 送料牙返回右极限, 完成了一个送料工作循环, 见图 8-3(e)。

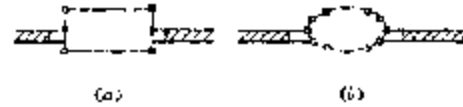


图 8-4 送料牙运动轨迹

从以上送料过程分析可知, 理想的送料牙运动是上升、前进、下降、后退四个连续动作形成的一个长方形运动轨迹, 如图 8-4(a)所示, 但是, 实际上要实现这种运动轨迹的机构太复杂了。因此, 在缝纫机中送料牙的运动轨迹是一条封闭的椭圆形轨迹, 并力求使椭圆形上部工作部分的轨迹尽可能接近直线, 如图 8-4(b)所示。

## 二、送料牙轨迹评价指标

送料牙的运动轨迹直接影响缝纫机缝纫性能的好坏; 根据送料牙的运动轨迹, 就可以评价一台缝纫机的送料机构是否达到了缝纫工艺所提出的设计要求。一般, 对工业缝纫机送料牙运动轨迹的主要评价指标有:

1. 送料长度  $p$  定义为当送料牙高出针板上平面 0.2 mm 时的那段送料轨迹的水平投影长度, 见图 8-5 所示。

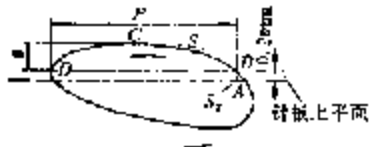


图 8-5 送料牙轨迹

2. 轨迹平直度  $\eta$  定义为在送料过程中, 在给定送料高度  $e$  范围内的轨迹长度  $s_1$  与送料长度  $p$  的比值, 即

$$\eta = s_1/p$$

理论上希望  $\eta$  越大越好,  $\eta$  越大, 说明轨迹越平坦。

3. 送料损失率  $\xi$  定义为送料牙向前推进, 但齿尖未超出针板上平面 0.2 mm 的那段轨迹长度  $s_2$  与送料长度  $p$  的比值。即

$$\xi = s_2/p$$

理论上希望  $\xi$  越小越好, 当  $p$  一定时,  $\xi$  越小, 则  $s_2$  越小, 说明送料牙在向前推进的过程中, 很快就上升到针板上平面 0.2 mm 以上, 进入有效送料阶段。

4. 送料牙齿顶面的方位姿态 指在送料过程中, 送料牙齿顶面是前高后低, 还是前低后高。从理论上讲, 在整个送料过程中, 送料牙齿顶面应始终与针板面保持平行, 如图 8-6(a)所示。但有时考虑到缝料在缝纫时的稳定性, 为取得良好的缝纫效果, 往往根据不同的缝料, 将送料牙的方位姿态调成前倾(见图 8-6(b))或后倾(见图 8-6(c))。

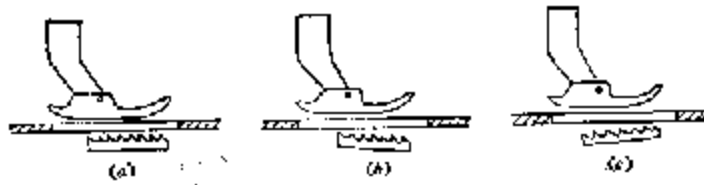


图 8-6 送料牙方位姿态

送料牙前倾(前低后高)多用于缝纫针织品、丝绸等轻薄柔软的缝料,可防止下层缝料断丝,但易使缝料起绉。

送料牙后倾(前高后低)的目的是使压脚底面与送料牙的接触面减少,可防止缝料起绉,对空缝和缝纫转角部位有利,一般在缝制牛仔布等较厚缝料时多采用这种方式,可以使送料牙起到牵引缝料的作用。但送料牙后倾易使缝料出现滑移,所以对上、下层缝料错位要求较高的缝纫不宜采用。

### 第三节 下送料机构工作原理及运动分析

#### 一、下送料机构工作原理

##### (一)GC1-2型中速工业平缝机送料机构

送料牙的送料运动是一个复合运动,它是由送料机构传动的。在缝纫机中,一般送料机构是由三个子机构组成的,它们分别是:前后送料机构(实现送料牙的前后运动)、抬牙机构(实现送料牙的上下运动)以及针距调节机构。下面以GC1-2型中速平缝机为例(见图8-7),说明下送料机构的工作原理。

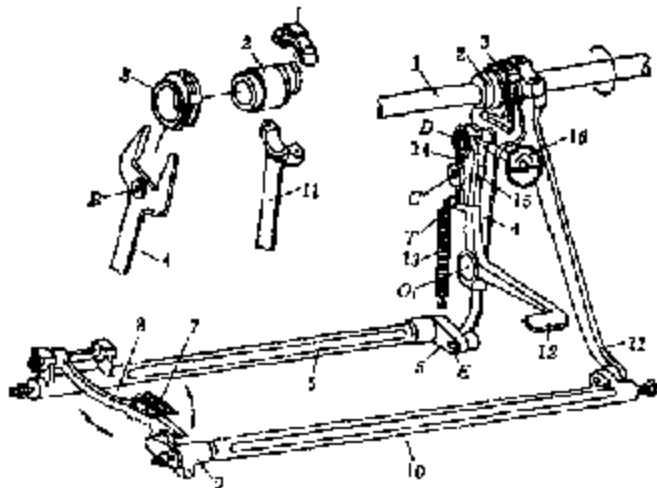


图 8-7 GC1-2型中速工业平缝机送料机构

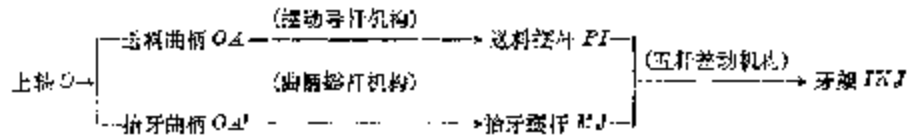
1. 上轴 2. 送料拾牙偏心轮 3. 偏心 4. 叉形杆 5. 送料摆杆 6. 送料轴 7. 送料牙  
8. 牙架 9. 拾牙摆杆 10. 拾牙轴 11. 拾牙连杆 12. 前轴板子 13. 摆架 14. 针距  
调节器 15. 针距连杆 16. 针距调节板

1. 送料牙的前后送料 与上轴1固连的送料拾牙偏心轮2随上轴一起转动,偏心轮上的左偏心(送料曲线)通过套圈3带动叉形杆4作平面运动,叉形杆的下端与送料摆杆5铰接,因此,送料摆杆带着送料轴6作往复摆动,送料轴6上的牙架齿柄(与轴一体)将带动牙架8和

送料牙 7 作前后运动。由机构运动简图(图 8-8)可以看出,送料牙的前后运动是通过一套变态摆动导杆机构  $OABGRF$  带动摆杆  $FI$  而实现的。

2. 送料牙的上下运动 当送料抬牙偏心轮 2 随上轴一起转动时,偏心轮上的右偏心(抬牙曲柄)通过抬牙连杆  $IL$ ,使抬牙轴  $IO$  作往复转动,与轴 7 同速的抬牙摆杆  $9$  也随之一起摆动。抬牙摆杆的一端装有销轴转子,嵌在牙架 8 的凹槽内,当抬牙摆杆摆动时,可带动牙架作上下运动。由机构运动简图可以看出,送料牙的上下运动是由一套曲柄摇杆机构  $OAGM$  传动摆杆  $MJ$  而实现的。

3. 送料牙的复合运动 送料牙的复合运动是由送料执行机构  $FIMJ$  传动的,从机构运动简图中可以看出,这是一个具有 2 个自由度的平面五杆联动机构,它有两个输入件。整个送料机构的传动路线可表示为:



通过上述传动路线,将上轴的转动转变为送料牙的平面复合运动,其运动轨迹为斜椭圆。

### (二)GC15-1 型高速平缝机送料机构

图 8-9 所示为 GC15-1 型高速平缝机送料机构运动简图,该机构与日本重机公司的 DDJ-555 型高速平缝机送料机构类同,其传动路线如下。

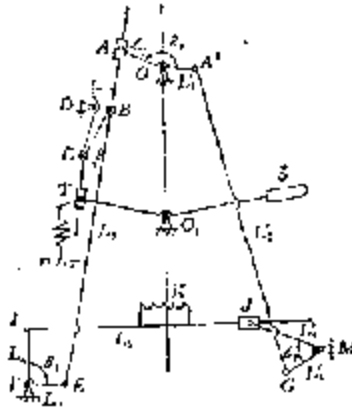


图 8-8 GC1-2 型中速平缝机送料机构运动简图

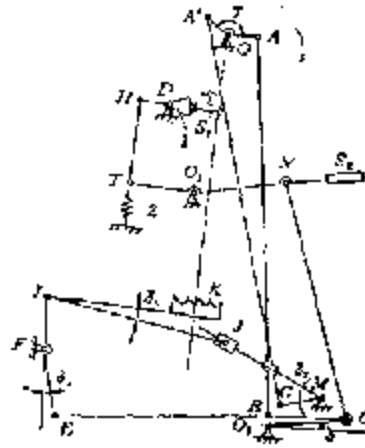
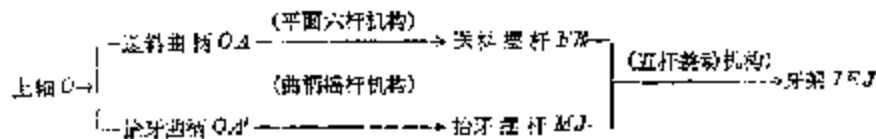


图 8-9 GC15-1 型高速平缝机送料机构运动简图



从机构的结构形式上看,它与 GC1-2 中速平缝机送料机构的不同之处在于其送料机构是由两个平面四杆机构  $OABC$  和  $CBMF$  串联而成的平面六杆机构。

## 二、下送料机构的运动分析

缝纫机的送料机构是由多个机构组合而成的平面多杆机构,对这类机构进行运动分析时,可将其分解成若干个简单、独立的机构。下面以 GC15-1 型高速平缝机为例,说明对送料机构

进行运动分析的方法。根据图 8-9 所示, 该送料机构可以分解成三个独立的机构, 即: 拾牙机构  $OA'GM$ 、送料机构  $OABOBE'$  以及送料执行机构  $NIJM$ 。

### (一) 拾牙机构

这是一个平面曲柄摇杆机构(见图 8-10), 对于这类机构的运动分析, 机械原理中已给出了现成的计算从动杆摆角的公式, 即

$$\theta_3 = 2 \arctg \frac{F \sqrt{b^2 + b'^2 - G^2}}{E - G} \quad (8-1)$$

式中:  $E = l_2 \cos \theta_4 - l_1 \cos \theta_{11}$   
 $F = l_1 \sin \theta_4 - l_1 \sin \theta_{11}$   
 $G = (R^2 + F^2 + l_2^2 - l_1^2) / (2l_2)$



图 8-10 拾牙机构

### (二) 送料机构

送料机构是由两个平面四杆机构串联而成的六杆机构, 如图 8-11 所示, 在对该机构进行位置分析时, 可对两个四杆机构分别进行讨论。这里需要说明的是, 铰链点  $O$  为可调支点, 改变  $O$  点相对  $D$  点的位置, 也就改变了送料针距的大小。工作时,  $C$  点为机构的固定铰链点, 因此, 在进行位置分析时, 可预先确定一个  $O$  点位置。

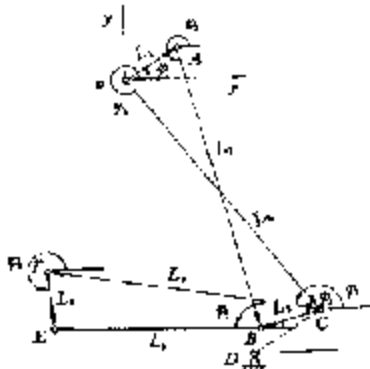


图 8-11 送料机构

对于曲柄摇杆机构  $OABO$ , 其从动杆  $BC$  的摆角计算公式与(8-1)式类似, 即

$$\phi_3 = 2 \arctg \frac{B_1 - \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2}}{A_1 - C_1} \quad (8-2)$$

式中:  $A_1 = L_4 \cos \varphi_4 - L_1 \cos \varphi_{11}$   
 $B_1 = L_1 \sin \varphi_4 - L_1 \sin \varphi_{11}$   
 $C_1 = (A_1^2 + B_1^2 + L_2^2 - L_3^2) / (2L_2)$

对于双摇杆机构  $OBEE'$ , 其从动杆  $EF$  的摆角计算公式亦与(8-1)式类似, 即

$$\phi_5 = 2 \arctg \frac{B_2 + \sqrt{A_2^2 + B_2^2 - C_2^2}}{A_2 - C_2} \quad (8-3)$$

式中:  $A_2 = L_7 \cos \phi_7 - L_8 \cos \phi_8$   
 $B_2 = L_7 \sin \phi_7 - L_8 \sin \phi_8$   
 $C_2 = (A_2^2 + B_2^2 + L_5^2 - L_6^2) / (2L_5)$

其中, 曲柄摇杆机构  $OABO$  的输出角  $\phi_3$  即为双摇杆机构  $OBEE'$  的输入角。

### (三) 送料执行机构

送料执行机构是一个具有 2 个自由度的平面五杆机构, 为求送料牙上任一点  $K$  的运动轨迹, 首先要求出连杆  $IJ$  的角位移  $\phi_{10}$ 。将图 8-12 所示的矢量封闭图分别向  $x$  和  $y$  方向投影, 有

$$L_{10} \cos \phi_8 + L_9 \cos \phi_9 = L_{10} \cos \phi_{10} + L_{11} \cos \phi_{11}$$

$$L_9 \sin \phi_8 + L_9 \sin \phi_9 = L_{10} \sin \phi_{10} + L_{11} \sin \phi_{11}$$

式中:  $\phi_8 = \phi_7 - \delta_1 - \pi$   
 $\phi_{10} = \phi_8 - \delta_2$

$\delta_1$  和  $\delta_2$  分别为连杆  $IFE$  和  $JMG$  的结构夹角。从以上二式中消去  $L_{10}$ , 即可得到

$$\phi_0 = 2 \arctg \frac{N + \sqrt{N^2 + N'^2 - P^2}}{M - P} \quad (8-4)$$

式中:

$$M = L_2 \operatorname{tg} \phi_{10}$$

$$N = -J_{11}$$

$$P = L_2 (\cos \phi_0 \operatorname{tg} \phi_{10} - \sin \phi_0) - J_{11} (\cos \phi_{11} \operatorname{tg} \phi_{10} - \sin \phi_{11})$$

因此,  $K$  点轨迹在  $x'y'$  坐标系中的坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= L_3 \cos \phi_2 + L' \cos(\phi_2 + \delta_3) \\ y_2 &= L_3 \sin \phi_2 + L' \sin(\phi_2 + \delta_3) \end{aligned} \right\} \quad (8-5)$$

式中,  $\delta_3 = \angle K'JJ'$  (见图 8-12)

分别将式(8-1)~(8-5)对时间  $t$  求一阶和二阶导数, 即可求出送料牙上  $K$  点的速度和加速度。图 8-13 所示为 GC15-1 高速平缝机送料牙中点沿  $x'$  和  $y'$  方向的位移、速度和加速度曲线。

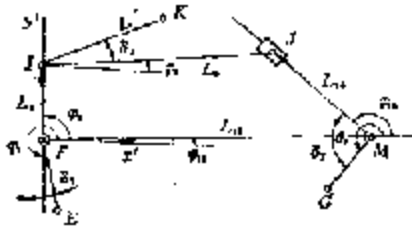


图 8-12 送料执行机构

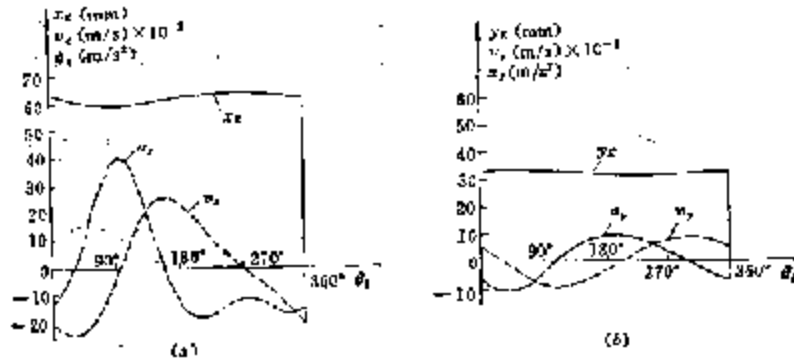


图 8-13 送料牙位移、速度、加速度曲线

### 三、送料机构主要可调参数的确定

在 GC15-1 高速平缝机中, 结构夹角  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \gamma$  以及针距调节角度  $\alpha$  是影响送料牙运动轨迹的几个主要可调参数(参见图 8-9)。

#### (一) 摆杆 $IK$ 和 $JI$ 之间的结构夹角 $\delta_1$

主要影响送料牙轨迹整体相对机架的位置。当  $\delta_1 > 14^\circ$  时, 送料牙将与针板槽右端干涉, 而当  $\delta_1 < 8^\circ$  时, 送料牙将与针板槽左端干涉; 另外,  $\delta_1$  还影响送料牙的拍高量。  $\delta_1$  的调节范围是  $8^\circ \sim 14^\circ$ , 一般取  $\delta_1 = 10^\circ$  左右。

#### (二) 摆杆 $QM$ 和 $MJ$ 的结构夹角 $\delta_2$

主要影响送料牙拍高量, 而对送料长度  $p$  基本无影响。当  $\delta_2$  增大时, 一般使  $\eta$  减小, 即轨迹平直度变差, 而  $\xi$  减小, 送料效率提高;  $\delta_2$  增大, 还将使送料牙齿面前高、后低的姿态减弱。一般取  $\delta_2 = 31^\circ$  左右。

#### (三) 牙架结构夹角 $\delta_3$

主要影响送料牙的拍牙高度, 而对运动轨迹的整体形状无直接影响。  $\delta_3$  应根据设计要求的拍牙高度以及送料执行机构的结构尺寸(如: 针板面高度、各杆长度等)来具体确定。

#### (四) 送料曲柄 $OA$ 与拾牙曲柄 $OA'$ 的结构夹角 $\gamma$

对送料长度  $p$ 、轨迹平直度  $\eta$  和送料效率  $\epsilon$  均有很大的影响, 若  $\gamma$  取得过大, 对  $\eta$  和  $\epsilon$  均不利, 一般取  $\gamma=105^\circ$  左右。

(五) 针距调节角度  $\alpha$

主要影响送料长度  $p$ ,  $\alpha$  由针距调节装置控制。

## 第四节 几种改进型送料机构

### 一、针、下综合送料机构

针、下综合送料机构依靠机针和送料牙同步送料, 这样可以有效地避免布料和缝料推移等缝纫故障。在缝纫过程中, 机针除了完成刺料所需的上下往复运动外, 还要与送料牙同时作用于缝料, 做前后方向的送料运动。具有针、下送料机构的缝纫机, 与只有下送料机构的缝纫机, 在各机构的运动配合上最大的不同点在于, 后者机针刺入缝料时, 送料牙必须落在针板上表面以下, 只有当机针从缝料中抽出时, 送料牙方可抬起针板上表面进行送料, 而前者恰恰相反, 在机针刺入缝料时, 送料牙应同时升起针板上表面与机针同步送料。

图 8-14 所示为国产 GD8-1 型工业平缝机的针、下综合送料机构。其中,  $O_1$  为缝纫机上轴,  $O_2$  为抬牙轴,  $O_3$  为送料轴。上轴与抬牙轴之间由同步齿形带连接, 因此, 抬牙轴与上轴作同向同速转动, 抬牙轴上的偏心轮带动送料牙作上下运动; 轴上的另一个可调偏心轮作为输入件, 通过两套平面四杆机构  $O_2IJC$  和  $OJG'O_3$  串联而成的平面六杆机构实现送料牙的前后运动。平面六杆机构中的  $O$  点为可调支点, 改变  $O$  点位置, 即可改变送料针距的大小, 工作时,

$G$  点为固定铰支点。五杆差动机构  $O_2HMQO_3$  为下送料执行机构, 通过两个输入杆件  $O_2H$  和  $O_3G$ , 使下送料牙实现椭圆形运动轨迹。

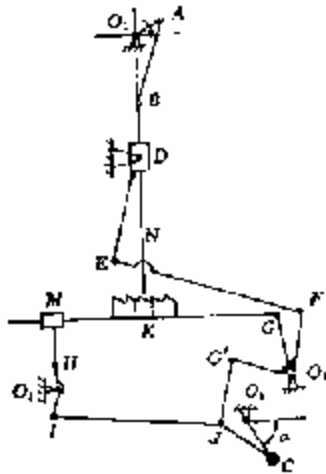


图 8-14 GD8-1 型平缝机针、下综合送料机构

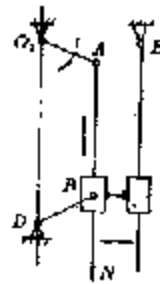


图 8-15 244 型平缝机针送料机构

为了使机针  $N$  与下送料牙  $K$  同步送料, 固接在送料轴  $O_3$  上的摇杆  $O_3F$  通过连杆  $EF$  传动另一摇杆  $DE$ 。当  $O_2G$  杆摆动、送料时, 针杆摆架将随摇杆  $DE$  一起摆动。这样, 当上轴  $O_1$  转动时, 针杆  $N$  一方面随摇杆  $DE$  摆动; 另一方面又相对摇杆沿导路方向作上下运动。只要确定好针杆曲柄  $O_1A$  与送料曲柄  $O_2G$  以及抬牙曲柄  $O_2H$  之间的相位关系, 就能在机针刺入缝料时, 下送料牙也同时升起针板上表面, 与机针同步送料。针送料机构  $O_1ABDEFO_3$  的自由度  $F=9 \times 6 - 2 \times 8=2$ , 因此机构运动确定。

图 8-15 所示为德国杜克普公司的 244 型平缝机的针送料机构。当曲柄  $OA$  连续转动时, 机针  $AN$  便作复杂的平面运动(垂直运动与摆动的合成)。该机构的自由度  $F=9 \times 5 - 2$



×7-1, 机构运动确定, 这是一组平面多杆高级机构。

图 8-16 为日本重机公司 LH-1182 型双针锁式线迹平缝机的针送料机构。当上轴  $O_1$  转动时, 曲柄  $O_1A$  通过连杆  $AB$  使针杆  $BN$  沿导路作上下往复送料运动; 同时, 与送料轴  $O_2$  固接的摆杆  $O_2I$  通过一组双摆杆机构  $O_2KHG$  使摆杆  $GB'$  摆动, 从而使针杆左右摆动, 实现与送料牙的同步送料。该机构的自由度  $F=3 \times 8 - 2 \times 11 = 2$ , 机构有两个输入运动杆  $O_1A$  和  $O_2I$ , 故运动确定。该机构的传动路线为

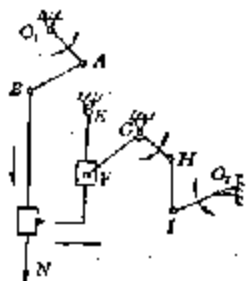
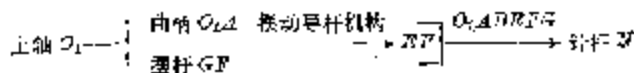


图 8-16 日本重机 LH-1182 型双针平缝机针送料机构

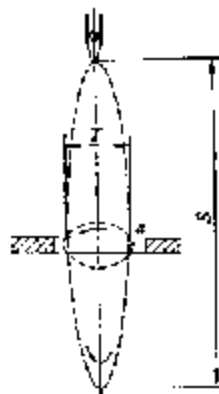


图 8-17 针送料机构的机针运动轨迹

针送料缝纫机的机针在上下运动的同时, 还作前后送料运动, 其运动迹轨近似为一长椭圆, 如图 8-17 所示, 椭圆长轴  $S$  即为机针运动的总行程, 短轴长度为针距  $T$ , 因此, 机针运动的轨迹方程可写作

$$\frac{x^2}{(S/2)^2} + \frac{y^2}{(T/2)^2} = 1$$

## 二、下差动送料机构

在缝制具有伸缩性和弹性的缝料(如: 针织品、毛衣等)时, 要求采用差动送料机构, 如图 8-18 所示, 该机构有两个下送料牙  $I$  和  $2$ 。送料牙  $I$  的速度  $v_1$  一般大于送料牙  $2$  的速度  $v_2$ , 这样, 在送料过程中, 前者的位移量大于后者的位移量, 其结果使机针刺入缝料前, 两个送料牙之间的缝料被拉伸。通过调节也可使  $v_1 = v_2$  或  $v_1 < v_2$ 。

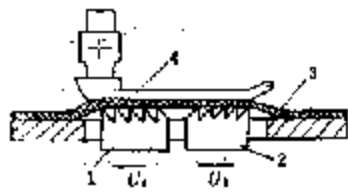


图 8-18 下差动送料方式

1. 前送料牙 2. 后送料牙 3. 缝料 4. 压脚

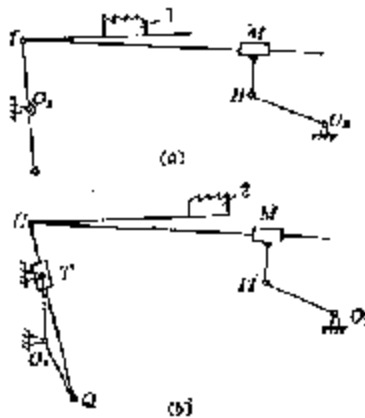


图 8-19 DLD 432 型平缝机下差动送料机构

图8-19所示为日本重机公司的DLU-433型平缝机的下送料传动机构示意图。其中前送料牙的传动与一般的下送料缝制机送料牙的传动形式类同(见图8-19(a)), 这里不再重述。后送料牙的传动机构如图8-19(b)所示, 其拾牙机构与前送料牙一致, 送料运动由前送料轴 $O_2$ 传动, 固接在 $O_2$ 上的摆杆 $O_2Q$ 通过摆块机构 $O_2QT$ 传动导杆 $QU$ , 从而实现后送料牙2的前后运动。调节 $T$ 点的位置, 即变化中心距 $T'O_2$ 的大小, 则后送料牙2的位移量随之改变。当 $T$ 点与 $O_2$ 点重合时, 后送料牙与前送料牙同步运动;  $T'O_2$ 距离拉开, 则后送料牙的位移量减小, 即 $T$ 点与 $O_2$ 点的距离越大, 它与前送料牙的联动作用越显著。该机构的自由度 $F=3 \times 6 - 2 \times 8 = 2$ , 它有两个输入运动杆 $O_2Q$ 和 $O_3U$ , 故机构运动确定。

### 三、上、下差动送料机构

上、下差动送料机构是在一般的下送料机构的基础上增加了一套上送料牙的传动机构, 通过调节上、下送料牙的送料量, 可使上、下层缝料同步前移或差动前移。采用这种送料机构, 可以车缝任何不同性质的面料, 而不会发生“起绉”、“滞布”、“滞移”等现象。

图8-20所示为日本重机公司的DLU 430型平缝机上、下差动送料机构简图。其中下送料牙 $P_1$ 的传动机构与QC15平缝机的送料机构类同(注: 图中未作表示), 不再重述。上送料牙 $P_2$ 的传动机构是由控制机构和执行机构组成的。控制机构指从上轴 $O$ 分别传到上送料轴 $I$ 和上拾牙轴 $S$ 的部分, 执行机构指轴 $I$ 和 $S$ 以下的部分。控制机构的传动路线为:

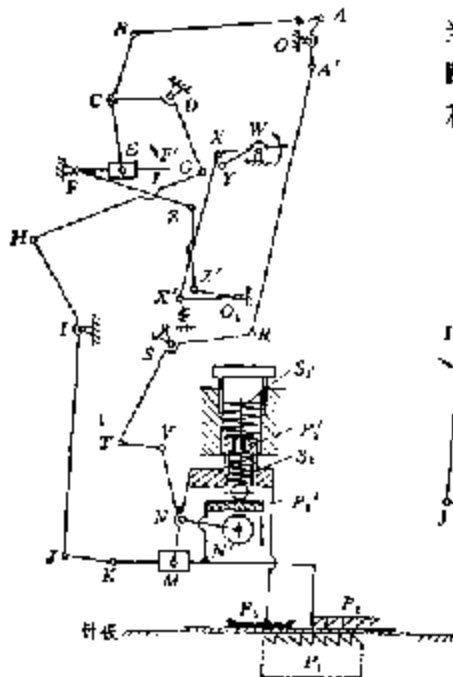
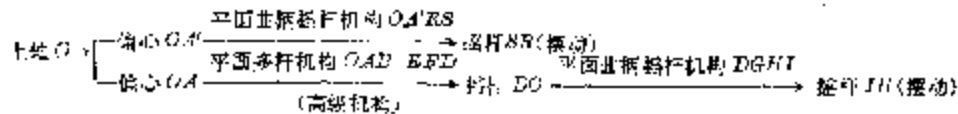


图8-20 DLU 430型平缝机上、下差动送料机构

当机器工作时, 摇杆 $FF'$ 静止不动, 滑块 $R$ 将沿固定导路 $FF'$ 滑动,  $ZFF'$ 的位置由针距调节装置 $WX'X'O_1$ 和 $O_1S'ZF$ 串联而成的平面六杆机构控制。

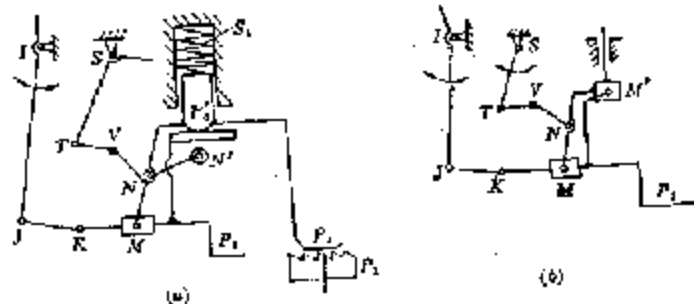


图8-21 下送料牙位于上板下时的上送料执行机构

执行机构主要由摇杆 $SR$ 和 $IH$ 以及下送料牙 $P_1$ 的运动控制。它含有两个压脚, 即: 上送料压脚 $P_2$ 和缝制压脚 $P_1$ 。 $P_2$ 和 $P_1$ 之间通过弹簧 $S_1$ 和钢球形成弹性连接。缝制压脚 $P_1$

的上下直线运动(支点  $N$  的位置)由下送料牙  $P_1$  的位置确定, 即当  $P_1$  在针板下运动时,  $P_2$  在弹簧  $S_1$  的作用下压住针板上的缝料(此时, 机针在缝料中)。同时  $NN'$  杆上的滚子与上送料牙压杆  $P_2$  接触, 使上送料牙  $P_2$  脱离缝料, 上下送料牙均不送料, 处于此状态下的执行机构简图可见图 8-21(a), 由于压脚  $P_3$  静止压在缝料上, 因此,  $M$  和  $N$  相当于固定铰链点。按高副低代原则, 可得相应的机构简图, 如图 8-21(b)所示。此时, 机构自由度  $F=3 \times 8-2 \times 11-2$ , 它有两个输入杆, 因此, 机构运动确定。

当下送料牙  $P_1$  升起针板上表面, 开始送料时,  $NN'$  杆上的滚子还未脱离压杆  $P_2$ , 随着  $P_1$  上升高度的增加, 将迫使压脚  $P_3$  向上运动, 压脚套  $P_3'$  使弹簧  $S_1$  压缩,  $N$  点上升, 此时, 在弹簧  $S_2$  的作用下, 压脚套中的钢球相对套不产生位移, 相当于形成一体,  $NN'$  杆上的滚子将脱离压杆  $P_2$ , 在  $I/J$  杆的作用下, 杆  $KP_2$  顺时针转动, 使上送料牙  $P_2$  压向缝料, 与下送料牙  $P_1$  一起送料。处于此状态下的执行机构简图如图 8-22(a)所示。按高副低代原则, 可得相应的机构简图, 如图 8-22(b)所示。机构自由度  $F=3 \times 8-2 \times 11-2$ , 机构运动确定。

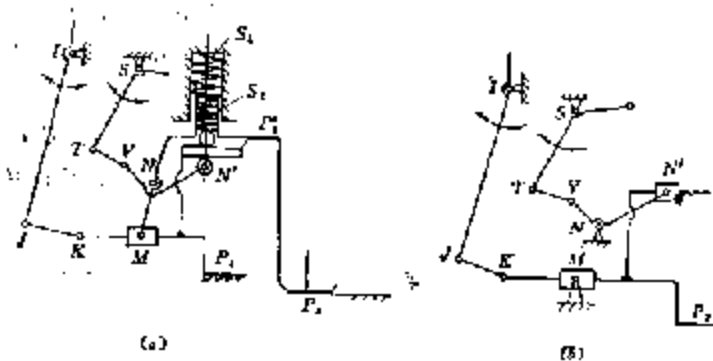


图 8-22 下送料牙位于针板上时的上送料执行机构

该送料机构可实现上、下差动送料, 即当给定下送料牙的送料针距为  $T$  mm 时, 上送料牙的送料针距可在  $0 \sim T$  mm 范围内变化。为了实现这一功能, 只需通过一套调节装置, 使摇杆  $O_1Z'$  绕  $O_1$  轴摆动, 改变角  $X'O_1Z'$  的大小, 从而改变  $FG$  杆的位置, 达到在下送料针距不变时, 改变上送料针距的目的。调节装置的结构形式和工作原理在下一节“针距调节机构”中介绍。

图 8-23 所示为德国杜克普公司的 541 型上、下差动送料纳棉机中的上送料机构简图。整个机构由两部分组成, 即以  $O_1A''$  杆为主动件的针距机构  $O_1A''KMO_2Q$ , 它使上送料牙  $P_2$  实现前后送料运动。其中  $Q$  点为可调支点, 改变  $Q$  点的位置, 也就是改变了导路  $QQ'$  的倾斜角, 从而改变了摇杆  $O_2M$  的摆动角度, 使  $P_2$  的送料针距随之改变; 另一部分是以  $O_1A'$  杆为主动件的执行机构, 它由平面曲柄摇杆机构  $O_1A'DO_3$  和平面多杆机构  $O_2BFGHIM'O_4O_5$  组成, 实现上送料牙  $P_2$  的送料复合运动和压脚  $P_3$  的上下升降运动。 $P_2$  和  $P_3$  在缝纫过程中是交替接触缝料的。当机针  $N$  刺入缝料后, 压脚  $P_3$  下降, 压住缝料, 此时, 上送料牙  $P_2$  脱离缝料; 当机针从缝料中退出, 下送料牙升起针板上平面时,  $P_3$  提升, 脱离缝料, 而  $P_2$  下降接触缝料, 并与下送料牙一起实现输送缝料的任。

在对这种复杂机构进行分析时, 可对机构的两种运动状态分别进行讨论。当压脚  $P_3$  接触缝料时, (即与针板接触), 上送料牙  $P_2$  提升, 脱离缝料, 此时相当于机构中的  $G$  点固定不动, 因此可得到图 8-24(a)所示的机构运动简图。当  $O_1A'$  杆和  $O_2M$  杆为输入构件时, 机构自由度  $F=8 \times 10-2 \times 14-2$ , 运动确定。

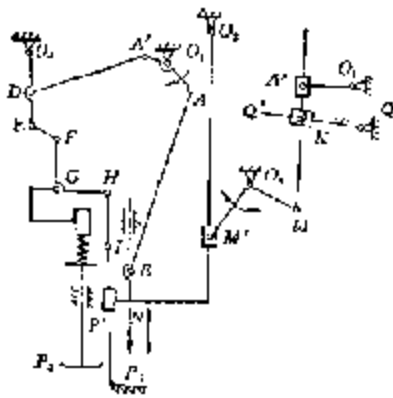


图 8-23 541 型端轴机上送料机构

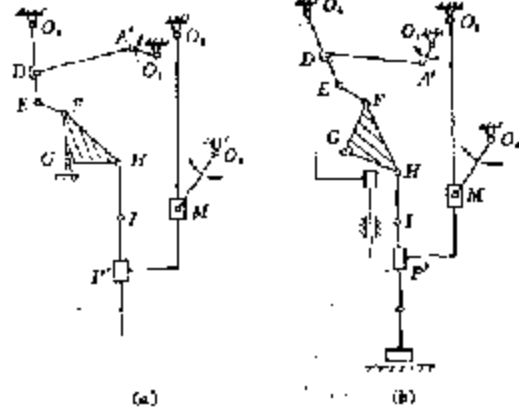


图 8-24 541 机上送料机构当压紧接触送料时送料针的运动简图

当压脚  $P_2$  提升, 脱离缝料, 上送料牙  $P_2$  下降, 接触缝料时, 送料运动开始, 此时,  $G$  点为可动支点,  $P_2$  与针板间为高副接触, 经高副低代后, 可得机构运动简图如图 8-24(b) 所示。机构自由度  $F=3 \times 12 - 2 \times 17 = 2$ , 因此, 机构运动确定。

#### 四、上、下针综合送料机构

上、下针综合送料机构是在上、下送料机构的基础上, 使机针  $N$  在作上下往复运动的同时, 与上送料牙  $P_2$  同步前后摆动, 从而实现机针与送料牙共同送料的目的。图 8-25 是德国杜克普公司 697 型端轴机的上、针送料机构, 该机构是在 541 型端轴机上送料机构的基础上增加了一套针送料机构。从图中可以看出, 机针  $N$  所作的运动是由曲柄  $O_1A$  驱动的上下直线运动, 以及摇杆  $O_2M$  驱动的前后运动合成的复合运动,  $O_2M$  往复摆动是由图 8-23 中的针距机构  $O_1A''KMO_2Q$  驱动的, 由于杆  $IP_2$  和  $BN$  分别与同一摇杆  $O_2P'$  组成移动副  $P'$  和  $N'$ , 因此, 上送料牙  $P_2$  与机针  $N$  的送料运动是同步的。

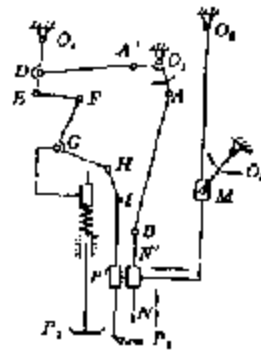


图 8-25 697 型端轴机上、针送料机构

### 第五节 针距调节机构

#### 一、针距调节原理

根据服装制作工艺的要求, 针距大小应能进行调节。改变送料牙前后运动的距离, 即可改变针距, 而控制送料牙前后运动距离的是送料摆杆的摆角。当一台机器安装调试好以后, 送料

摆杆的长度和安装角度都不能改变。如何才能改变送料摆杆的摆动角度呢？不同机型的缝绉机有不同的方法，相应地就有不同形式的针距调节机构。

(一)GC1-2型中速平缝机针距调节机构

如图8-7、图8-8所示，在GC1-2型中速平缝机中，为了改变送料摆杆5的摆角大小，只要通过针距调节机构，改变叉形杆4上下运动的距离即可；针距调节器14的上端D与机架铰接，中部小孔C与针距连杆15铰接，针距连杆15的另一端与叉形杆4上的孔B铰接，针距调节器下端开有叉口，倒缝扳手18上的滚柱T就嵌在叉口内。针距调节器的侧面有两个斜面组成的缺口，两斜面的夹角一般为155°。与旋钮18一体的针距调节螺杆的前端顶住缺口上的某一个斜面，当需要调节针距大小时，只要旋转旋钮18，使调节螺杆旋进或退出，从而改变其顶端与斜面的接触点，在拉簧13的作用下，针距调节器14将绕固定铰支点D转动，从而改变C点的位置，也就改变了叉形杆上下运动的距离。缝绉机工作时，C点位置是固定不动的。

图8-26所示为送料针距的变化情况。图中 $O_1$ 是上轴旋转中心，P为送料摆杆FE的摆动中心，摆杆的摆动角度为 $\theta$ ，O为针距连杆摆动中心（可调支点），B是针距连杆与叉形杆的铰接点，E是送料摆杆与叉形杆的铰接点。当顺送料时，叉形杆在偏心轮带动下，作平面运动，其垂直方向的位移使送料摆杆FE从 $FE_1 \rightarrow FE_2$ ，摆角 $\theta$ 逆时针转动，如图8-26(a)、(b)所示。在图8-26的(a)和(b)中， $O_1$ 点比 $O_2$ 点离叉形杆的摆动中心线远一点，因此，叉形杆在垂直方向上的位移 $x$ 要大一点，即 $x_1 > x_2$ ，对应的送料摆杆FE的摆角 $\theta$ 也要大一些，即 $\theta_1 > \theta_2$ ，从而使图(a)中对应的送料针距大于图(b)中的送料针距。当O点正好落在叉形杆摆动中心线上时（如图8-26(c)中的 $O_3$ 点），叉形杆只绕B点摆动，而没有垂直方向上的位移，即 $x_3 = 0$ ，因而 $\theta_3 = 0$ ，亦即对应的送料针距为0。当O点位于叉形杆摆动中心线的右面时（如图8-26(d)中的 $O_4$ 点），送料摆杆的摆动角度 $\theta_4$ 为顺时针转动，此时为倒送料，O点离中心线越远，倒送料针距越大。

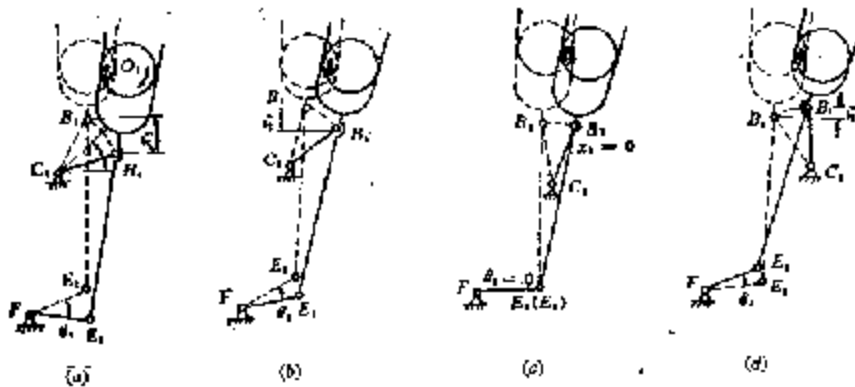


图8-26 送料针距变化示意图

针距变化原理如图8-27所示。图中 $nm$ 为叉形杆摆动中心线，当针距连杆与叉形杆的铰接点D从 $B_1$ 摆到 $B_2$ 时，其水平位移为 $m$ ，垂直位移为 $x$ ， $OO'$ 为针距连杆摆动中心线， $OO'$ 垂直 $nm$ 。若设 $\angle O'OO'' = \alpha$ ，则在直角三角形 $B_1MB_2$ 中， $\angle MB_1B_2 = \alpha$ ，因此有 $x = MB_1 = m \cdot \text{ctg} \alpha$ 。由于在叉形杆的平面运动中，其水平位移 $m$ 基本保持不变，因此由图8-27和上式可知，当O点远离 $nm$ 线时， $\alpha$ 减小，则 $x$ 增大，送料针距亦大；反之，当O点靠近 $nm$ 线时， $\alpha$ 增大，则 $x$ 减小，送料针距亦小。当O点位于 $nm$ 线上时， $OO'$ 与 $nm$ 重合， $\alpha = 90^\circ$ ，此时 $x = 0$ ，即送料针距为0。当O点位于 $nm$ 线右边时， $\alpha > 90^\circ$ ， $x$ 为负值，即倒送料。

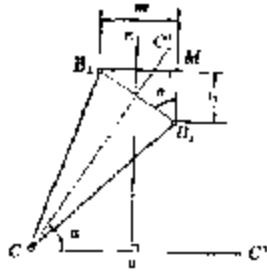


图 8-27 针距变化原理

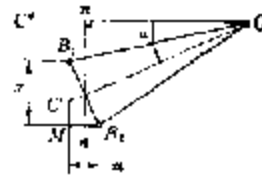


图 8-28 针距变化原理

### (二)GC15-1 高速平缝机针距调节机构

GC15-1 高速平缝机送料机构形式与 GC1-2 型中速平缝机不同, 因此, 它的针距调节方式亦不同, 但调节的目的都是为了改变送料摆杆的摆动角度, 从而改变针距的大小。由图 8-9 可知, 要改变送料摆杆  $BN$  的摆动角度, 只要改变四杆机构  $CBNE$  中连杆  $BE$  的横向位移量即可。旋转针距调节旋钮  $S_1$ , 就可通过串联的两个四杆机构  $DHTO_1$  和  $O_1NCO_2$  改变  $O$  点相对  $O_2$  点的位置, 亦即改变  $\alpha$  角的大小, 从而改变连杆  $BE$  的横向位移量。

其针距变化原理可见图 8-28, 图中  $mm$  为连杆  $AB$  (参见图 8-9) 的摆动中心线, 当摆杆  $BO$  从  $B_1$  摆到  $B_2$  时, 其水平位移为  $m$ , 垂直位移为  $w$ ,  $CC'$  为连杆  $BC$  的摆动中心线,  $CC''$  垂直  $mm$ 。若设  $\angle C'CC'' = \alpha$ , 则在直角三角形  $B_1MB_2$  中,  $\angle B_2B_1M = \alpha$ , 因此有

$$m = MB_2 = w \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

在连杆  $AB$  的平面运动中,  $w$  基本保持不变, 因此,  $\alpha$  越小,  $m$  越小, 送料针距也越小。反之亦然。当  $\alpha = 0^\circ$  时,  $w = 0$ , 送料针距为 0, 此时, 点  $C, O_1, E$  位于同一条直线上, 连杆  $BE$  绕  $B$  点摆动, 连杆  $BO$  绕  $C$  点摆动。在摆杆  $BO$  的两个极限位置处, 点  $B_1, B_2$  的延长线通过上轴中心  $O$ , 四杆机构  $OABC$  的极位夹角为  $0$ 。

针距的具体调节方法(参见图 8-9);

当旋出调节螺杆  $S_1$  时, 在弹簧  $Z$  的作用下, 针距调节凸轮  $I$  绕  $D$  点逆时针旋转, 并通过摆杆  $DH$  使摆杆  $TO_1N$  和  $O_1C$  一起作逆时针摆动, 则  $\alpha$  角增大, 针距随之增大; 反之, 当旋进调节螺杆  $S_1$  时, 调节凸轮在螺杆的压力作用下, 克服弹簧的拉力, 绕  $D$  点顺时针转动, 从而使  $\alpha$  角减小, 针距随之减小; 当螺杆旋进至其顶端顶住凸轮上两曲面间的缺口时, 就不能再旋进了, 此时正好  $\alpha = 0$ , 即针距为零。

### (三)GD8-1 型双针平缝机针距调节机构

送料机构要改变送料针距, 就要改变摆杆  $O_2G'$  的摆动角度, 而改变此摆角大小的方法有两种。一是扳动手柄  $S$ , 改变  $O$  点位置(即改变  $\alpha$  角的大小)(见图 8-29); 二是调节曲柄  $O_2L$  的长度(见图 8-14)。

#### 1. 手柄调节方式

由图 8-14 所示的机构运动简图可知,  $\alpha$  角越小, 则四杆机构  $O_1G'O_2$  中摇杆  $O_2G'$  的摆角就越大, 送料针距也相应增大; 反之,  $\alpha$  角越大, 送料针距就越小。改变  $\alpha$  角的大小, 应由图 8-29 中的手柄  $S$  来控制。  $O$  点从  $O$  针距位置开始, 向右摆动, 随着  $\alpha$  角的减小, 顺送料针距相应增大, 图示  $\alpha_1$  为顺送料最大针距时的  $\alpha$  角; 若  $O$  点从  $O$  针距位置向左摆动, 则随着  $\alpha$  角的增大, 倒送料针距相应增大, 图示  $\alpha_2$  为倒送料最大针距时, 杆  $O_2G'$  之间的摆动角度。该调节装置的最大顺送料和倒送料针距由限程架  $R$  来控制并调节。若将限程架向右移动,  $\alpha_1$  减小, 则可增大顺送料的针距, 而倒送料的针距将相应减小(因为  $\alpha_1 + \alpha_2$  减小了); 若将限

程架向左半移,  $\alpha_2$  增大, 则将减小顺送料的最大针距, 而增大倒送料的最大针距。GD8-1 型双

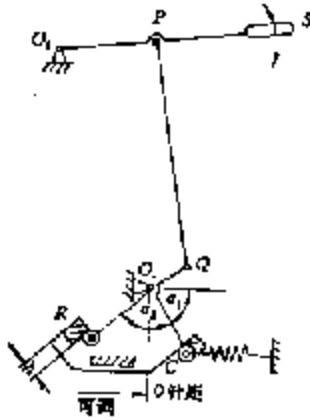


图 8-28 GD8-1 型平缝机针距调节机构

针机针距调节装置, 以程架的平移调节范围为  $0 \sim 7 \text{ mm}$ 。另外, 图 8-29 中的长度  $h$  微量可调, 从而使  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  的变化相互独立, 这样, 若减小  $\alpha_1$ , 增大顺送料针距, 可通过调节  $h$ , 使  $\alpha_2$  增大, 而不致影响倒送料的最大针距。

## 2. 曲柄 $O_2I$ 长度的调节原理

由图 8-14 可知, 调节曲柄  $O_2I$  的长度, 也能达到改变送料针距的目的, 其调节原理可见图 8-30。当机器正常运转时, 零件 2、4、5、6 一起随下轴  $I$  旋转, 其中, 曲柄 2 本身不是固接在下轴上, 而是靠偏心轮 4 端面的钢球压紧其端面所产生的摩擦力, 并随偏心轮一起转动。导销 3 安装在曲柄 2 上, 并伸入偏心轮 4 的曲线槽中。当需要调节曲柄  $O_2I$  的长度时, 可用外插销伸入曲柄 2 的槽  $W$  中, 然后转动下轴, 克服偏心轮 4 与曲柄 2 端面之间由钢球产生的摩擦力, 使两个零件发生相对运动 (曲柄 2 不动, 偏心轮 4 随下轴转动), 由此改变导销 3 在偏心轮 4 的曲线槽中的位置, 其结果是改变了偏心距  $OO'$  的长度 (参见图 8-31)。图中,  $O$  为偏心轮 4 的圆心 (固定点),  $O'$  为可调点,  $OO'$  即为曲柄  $O_2I$  的长度, 当导销 3 在  $A$  处时, 偏心距  $OO' = 3.7 \text{ mm}$ , 根据图示尺寸, 可得当导销在  $B$  处时,  $OO' = 3.7 - (16.88 - 18.8) = 0.62 \text{ mm}$ , 因此, 曲柄  $O_2I$  长度的可调范围为  $O_2I = 0.62 \sim 3.7 \text{ mm}$ 。

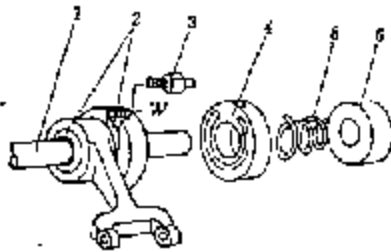


图 8-30 曲柄  $O_2I$  长度调节机构

1. 下轴 2. 曲柄 3. 导销 4. 偏心轮 5. 弹簧 6. 固定环

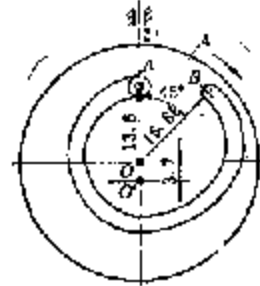


图 8-31 曲柄  $O_2I$  长度调节原理

## (四)DLU-490 型平缝机针距调节机构

图 8-32 所示为 DLU-490 型平缝机针距调节机构, 它可以实现上、下送料的同步调节针距, 以及上、下差动送料的调节。

### 1. 上、下送料同步调节

上、下送料针距的同步调节是通过调节螺杆和调节凸轮相互配合实现的。随着调节螺杆的旋进和旋出, 调节凸轮将绕固定铰链点  $W$  转动, 通过两套平面双摆杆机构  $WYY'O_2$  和  $WXX'O_1$ , 改变送料调节角  $\phi_1$  和  $\phi_2$  的大小, 达到对上、下送料针距的调节。

图 8-32 中, 角度  $\delta_1$  和  $\delta_2$ , 以及摆杆  $WY$  的杆长是针距调节机构的可调参数。在该机构的设计中, 通过一定的结构形式, 使这几个可调参数, 能够很容易地得到调节。其中, 角度  $\delta_2$  和杆长  $WY$  的调节原理是利用偏心销 (偏心距为  $1.75 \text{ mm}$ ) 实现的 (参见图 8-33)。偏心销 3 上的  $A$  端与针距调节凸轮  $I$  上的  $X$  孔以及连杆 2 (即: 图 8-32 中的连杆  $XX'$ ) 铰接,  $B$  端与连杆 4 (即: 图 8-32 中的连杆  $YY'$ ) 铰接, 距离  $XY$  即为偏心销的偏心距, 当偏心销绕  $X$  点转动时, 杆长  $WY$  和夹角  $\delta_2$  将随之发生变化, 其变化规律遵循以下二式 (参见图 8-34)

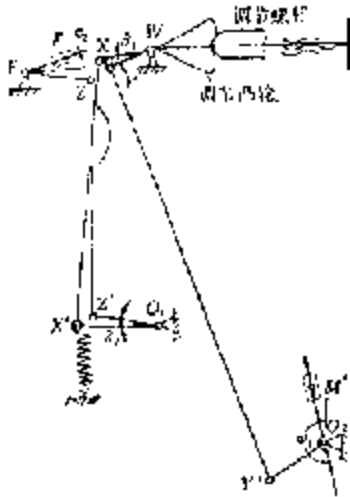


图 8-32 DLJ-490 型平缝机针距调节机构

$$J_{22} = \overline{WY} = \sqrt{R^2 + L_1^2 - 2R \cos \lambda}$$

$$\delta_1 = \arcsin \frac{R \cdot \sin \lambda}{L_1}$$

式中:  $R$  ——偏心轴的偏心距;  
 $L_1$  ——摆杆  $WX$  的长度;  
 $\lambda$  ——偏心轴绕  $X$  点转角的角度 ( $\lambda = 0^\circ \sim 180^\circ$ )。

### 2. 上、下差动送料的调节

DLJ-490 型平缝机送料机构可实现上、下差动送料, 即当给定下送料针距为  $2'$ mm 时, 上送料针距可在  $0 \sim 2'$ mm 范围内变化, 实现这一功能, 只要调节角度  $\delta_2$  即可。 $\delta_2$  的调节原理可见图 8-35。图中轴 1 即为图 8-32 中的固定铰支点  $O_2$ , 轴上依次固装着摆杆  $\theta(O_2X'$  杆)、扭簧托架 2、螺栓体 5 和手柄 7, 摆杆  $\theta(O_2Z'$  杆) 固接在调节板左端的短轴上, 扭簧 3 卡在托架 2 上, 其安装的方向应使摆杆  $\theta$  相对摆杆  $\theta'$  具有作顺时针方向回转的趋势。调节螺栓 6 穿在螺栓体 5 的孔中, 并顶在调节板 4 的端面 A 上, 以限制摆杆  $\theta$  与  $\theta'$  之间的相对转动, 摆杆  $\theta$  和  $\theta'$  之间的夹角  $\delta_2$  的大小由螺栓 6 来控制。由于杆  $\theta$  在扭簧 3 的作用下, 有相对杆  $\theta'$  作顺时针回转的趋势, 因此当转动螺栓 6, 使其相对螺栓体 5 后退一段距离, 脱离端面 A 时, 摆杆  $\theta$  和调节板 4 在扭簧 3 的作用下, 作顺时针转动, 直至端面 A 与螺栓 6 的顶端接触为止。随着杆  $\theta$

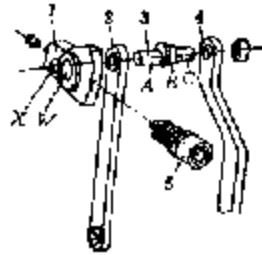


图 8-35 偏心轴调节机构

1. 针距调节凸轮 2. 扭簧托架 3. 扭簧  
 4. 连杆  $YV'$  5. 调节螺栓

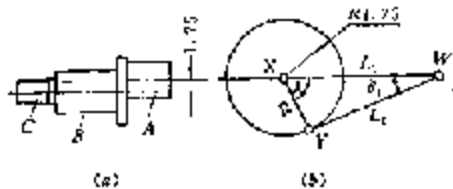


图 8-34  $\delta_1$  和  $L_2$  的调节原理

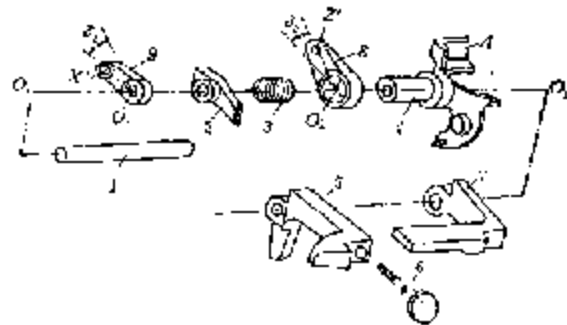


图 8-35 夹角  $\delta_2$  的调节机构

1. 扭簧 2. 扭簧托架 3. 扭簧 4. 调节板 5. 螺栓体  
 6. 调节螺栓 7. 手柄 8. 摆杆  $O_2Z'$  9. 摆杆  $O_2X'$



顺时针回转, 摆杆  $FZ$  将逆时针回转 (参见图 8-32), 从而使上送料针距减小。当需要倒送料时, 只要按下手柄  $Z$ , 杆  $9$  将随轴  $I$  一起顺时针回转, 杆  $8$  在扭簧  $3$  的作用下, 也随之顺时针回转, 从而使摆杆  $O_2Y'$  顺时针摆动, 摆杆  $FZ$  逆时针摆动, 摆到倒送料时上、下送料机构的调节角为  $\phi_1$  和  $\phi_2$ 。

## 二、针距调节机构的计算

针距调节机构的设计计算, 主要是确定可调节支点在零针距和最大针距时的位置、调节角度的变化范围、以及调节螺杆的动程等。下面以 GC1-2 型中速平缝机为例, 说明针距调节机构的计算步骤。

通常, 针距调节机构的计算是在送料机构各杆长和各结构点位置确定之后进行的, 在此基础上, 还要给出零针距时机构的某些结构条件 (参见图 8-36)。

(1) 零针距时, 叉形杆  $BE$  的摆动中心线经过上轴中心  $O$ , 可调节支点  $U$  和铰接点  $E$  (即: 三点位于同一直线上)。

(2) 零针距时, 取  $\angle O_1A_0O = 90^\circ$ , 机构受力最佳。

(3) 叉形杆上的铰接点  $B$  与针距调节器  $DU$  在机壳上的摆动中心  $D$  重合。

1. 计算送料摆杆铰接点  $E_0$  的坐标

取坐标系  $oxy$  如图 8-36 所示, 上轴中心  $O$  在该坐标系中的坐标为  $(x, y)$ , 则由上述条件, 有

$$\begin{aligned} R_{0x}^2 + E_{0y}^2 &= R_1^2 \\ x \cdot E_{0x} - y \cdot R_{0y} &= R_1^2 \end{aligned}$$

由以上二式可解出

$$E_{0x} = \frac{x \cdot R_1^2 + \sqrt{x^2 - y^2} \cdot R_1^2}{x^2 + y^2} \quad (8-6)$$

$$E_{0y} = \frac{R_1^2 - x \cdot E_{0x}}{y} \quad (8-7)$$

图 8-36 零针距时送料机构示意图

2. 计算最大针距时送料摆杆  $BE$  的摆角

设已知最大送料针距为  $T'$ , 则送料牙前后运动的距离一般取作  $T' = (1.2 \sim 1.4)T_0$ 。如图 8-37 所示, 送料摆杆  $BE$  的摆角为

$$2\alpha = 2 \arcsin \frac{T'}{2R_2} \quad (8-8)$$

由此可得  $E$  点在最大针距时的摆动极限位置  $E_1$  和  $E_2$

$$\left. \begin{aligned} E_{1x} &= R_2 \cos(\gamma + \alpha) \\ E_{1y} &= R_2 \sin(\gamma + \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (8-9)$$

$$\left. \begin{aligned} E_{2x} &= R_2 \cos(\gamma - \alpha) \\ E_{2y} &= R_2 \sin(\gamma - \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (8-10)$$

其中,  $\gamma = 90^\circ - \alpha_1$ ,  $\alpha_2 = \arcsin \frac{R_{0y}}{R_{0x}}$

3. 计算针距调节器在机壳上的固定铰支点  $D$  的坐标

由前述给定条件可知, 零针距时,  $D$  点位于叉形杆摆动中心线上, 且与  $B$  点重合 (参见图 8-36), 故有

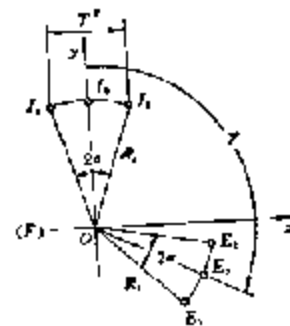


图 8-37 送料摆杆摆角计算图

$$(D_x - E_{0x})^2 + (D_y - E_{0y})^2 = L^2$$

$$D_x \cdot E_{0x} + D_y \cdot E_{0y} = E_0^2$$

由以上二式可解出

$$D_x = E_{0x} \cdot L \cdot E_{0y} / R_2 \quad (8-11)$$

$$D_y = (R_2^2 - D_x \cdot E_{0x}) / E_{0y} \quad (8-12)$$

4. 计算与  $B_1$  和  $B_2$  对应的滑块位置  $A_1$  和  $A_2$

为计算方便, 重新取坐标系  $zOy$  如图 8-33 所示, 将坐标原点取在上轴中心  $O$  处, 则对以上所求  $XO_1Y$  坐标系中的各点坐标应进行变换, 即

$$\left. \begin{aligned} E_{1z} &= E_{1x} + E_{1x} \\ E_{1y} &= E_{1y} + E_{1y} \end{aligned} \right\} \quad (i=0, 1, 2) \quad (8-13)$$

$$\left. \begin{aligned} D_x &= E_{1x} + D_x \\ D_y &= E_{1y} + D_y \end{aligned} \right\} \quad (8-14)$$

根据图中所示, 有

$$A_{1z}^2 + A_{1y}^2 = r^2$$

$$A_{1z} \cdot E_{1z} + A_{1y} \cdot E_{1y} = r^2$$

从中可解出

$$A_{1z} = \frac{E_{1z} \cdot r^2 \pm \sqrt{E_{1z}^2 \cdot R_{1z}^2 - r^2}}{E_{1z}^2 - E_{1y}^2} \quad (8-15)$$

$$A_{1y} = \frac{r^2 - A_{1z} \cdot E_{1z}}{E_{1y}} \quad (8-16)$$

同理可得

$$A_{2z} = \frac{E_{2z} \cdot r^2 \pm \sqrt{E_{2z}^2 \cdot R_{2z}^2 - r^2}}{E_{2z}^2 - E_{2y}^2} \quad (8-17)$$

$$A_{2y} = \frac{r^2 - A_{2z} \cdot E_{2z}}{E_{2y}} \quad (8-18)$$

5. 计算最大针距时铰链点  $B$  的极限位置  $B_1$  和  $B_2$

根据图 8-28 所示, 可得  $B_1, B_2$  点坐标

$$B_{1z} = E_{1z} - L \cdot A_{1y} / r \quad (8-19)$$

$$B_{1y} = E_{1y} + L \cdot A_{1z} / r$$

$$B_{2z} = E_{2z} + L \cdot A_{2y} / r$$

$$B_{2y} = E_{2y} - L \cdot A_{2z} / r$$

$$(8-20)$$

6. 计算最大针距时可调铰链点  $C$  的位置

如图 8-28 所示,  $C$  点一定位于以  $B_1$  和  $B_2$  为圆心, 以  $R_2$  为半径的两段圆弧线的交点上。

同时, 针距调节器  $DC$  的长度和针距连杆  $CB$  的长度相等, 即  $DC = CB = R_3$ , 故有

$$\left. \begin{aligned} C_x &= D_x - R_3 \cos \theta_2 \\ C_y &= D_y - R_3 \sin \theta_2 \end{aligned} \right\} \quad (8-21)$$

其中,

$$\theta_2 = \arctg \frac{B_{1z} - B_{2z}}{B_{2y} - B_{1y}}$$

因此, 针距调节器  $DC$  从零针距调到最大针距的角度变化值为

$$\theta_{20} = 90^\circ - \theta_2 - \theta_1 \quad (8-22)$$

### 三、针距调节凸轮

针距调节凸轮是缝纫机针迹密度调节机构的关键零件, 它是和针距调节器做成一体的。

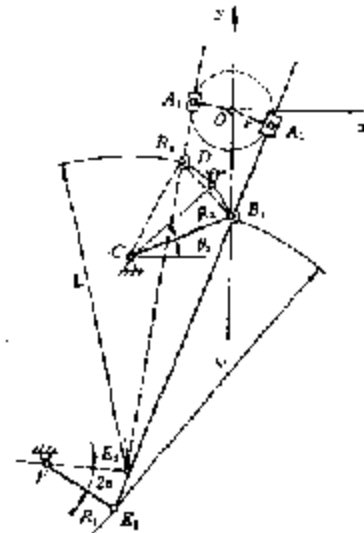


图 8-33 最大针距时送布机转示意图

调节凸轮的转动是由调节螺杆控制的, 凸轮和螺杆之间的运动配合, 就相当于对心式移动从动件盘形凸轮机构, 但其主动件为螺杆, 而凸轮是受螺杆控制的从动件。调节凸轮上的廓线就决定了送料针距的大小。为了在顺送料和倒送料时都能用同一个凸轮进行针距调节, 在凸轮上设计了两段廓线, 分别控制顺送料和倒送料时的针距大小。在缝纫机中, 最常见的调节凸轮形式主要有两种。一种是由两条斜直线相交组成的凸轮廓线, 如图 8-39(a)所示; 另一种是由两条圆弧线相交组成的凸轮廓线, 如图 8-39(b)所示。下面分别讨论这两种凸轮的设计方法。

在设计调节凸轮之前, 针距调节机构的各杆长和各结构点位置, 以及从零针距到最大针距时, 凸轮应转过的角度  $\theta_m$  均已确定。

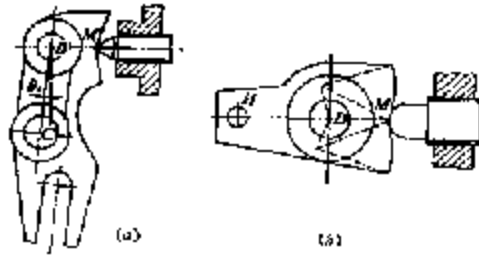


图 8-39 针距调节凸轮

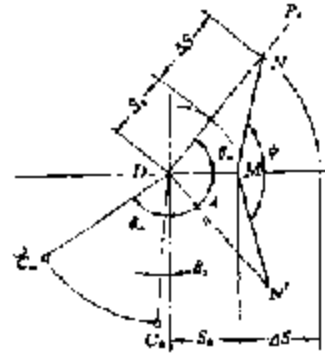


图 8-40 针距调节凸轮分析图

### 1. 确定调节螺杆的轴向位移量 $\Delta s$

设调节螺杆的导程为  $h$ , 当针距从  $0 \rightarrow T_{max}$  时, 螺杆旋转  $\delta$  角度, 为了便于操作, 一般螺杆转动不足一周, 可取  $\delta = 250^\circ \sim 270^\circ$ 。这样, 在调节针距时, 对应最大针距  $T_{max}$  时的螺杆轴向位移量为

$$\Delta s = h\delta/360 \quad (8-23)$$

### 2. 设计凸轮廓线

已知凸轮摆角  $\theta_m$  和相应的螺杆位移  $\Delta s$  后, 即可确定凸轮的廓线。

#### (1) 凸轮廓线为斜直线

这种形式的凸轮主要用在中速平缝机上, 凸轮的上半部廓线控制顺送料针距, 下半部廓线控制倒送料针距。

如图 8-40 所示, 过固定铰链点  $D$  作直线  $DP$  与水平线夹角为  $\theta_m$ , 则调节螺杆的初始位置(零针距时的静止位置)为

$$DM = s_0 = \frac{\sin\left(\frac{\psi}{2} - \theta_m\right)}{\sin\frac{\psi}{2} - \sin\left(\frac{\psi}{2} - \theta_m\right)} \cdot \Delta s \quad (8-24)$$

式中,  $\psi$ ——凸轮上两条斜直线的夹角, 一般为  $\psi = 155^\circ$ 。

再以  $D$  为圆心, 以  $s_0 + \Delta s$  为半径作圆弧交直线  $DP$  于  $N$  点, 连接  $NM$ , 并对称水平线作  $N'M$ , 则  $NMM'$  即为满足  $\theta_m$  和  $\Delta s$  的凸轮廓线。

#### (2) 凸轮廓线为圆弧线

这种形式的凸轮主要用在高速缝纫机上, 凸轮的下半部廓线控制顺送料针距, 上半部廓线控制倒送料针距。

如图 8-41 所示, 半径  $R$  的圆弧为控制喂料针距的凸轮廓线, 半径  $r$  的圆弧为调节螺杆头端的球面,  $e$  为螺杆头端球面圆心  $B$  与凸轮转动中心  $D$  之间的偏心距。由于这种凸轮廓线为圆弧, 故在设计中, 可按平面机构高副低化的方法, 将其简化为与该凸轮的运动特性完全一致的偏置曲柄滑块机构  $DAB$ , 如图 8-41(b) 所示, 机构参数为: 曲柄  $L_1 = DA$ , 连杆  $L_2 = AB = R + r$ , 偏心距  $e$ 。在图示坐标系  $xDy$  中, 可写出投影式

$$\begin{aligned} L_1 \cos \phi_1 + L_2 \cos \phi_2 &= s \\ L_1 \sin \phi_1 + L_2 \sin \phi_2 &= e \end{aligned}$$

根据不同的已知条件, 从以上二式中可解出

$$\phi_1 = 2 \arctg \frac{e - \sqrt{s^2 + e^2 - G^2}}{s - G} \quad (8-25)$$

式中:

$$G = (L_2^2 - L_1^2 - e^2 - e^2) / (2L_2)$$

或

$$s = \frac{A - \sqrt{A^2 - 4C}}{2} \quad (8-26)$$

式中:

$$A = 2L_1 \cos \phi_1$$

$$C = L_1^2 - L_2^2 - e^2 - 2eL_1 \sin \phi_2$$

若已知螺杆位移量  $s$ , 则可由 (8-25) 式求出调节凸轮相应的转角  $\phi_1$ , 从而可通过送料机构的位置分析, 得出相应的送料针距大小。若已知不同送料针距所对应的凸轮转角  $\phi_1$ , 则可由 (8-26) 式求出调节螺杆相应的位移量  $s$ , 再由 (8-23) 式可以得出调节旋钮相应的转角  $\delta$ , 这可用于设计旋钮刻度盘。

在对凸轮进行结构设计时, 可根据凸轮和螺杆在零针距和最大针距时的极限位置  $s_0, \phi_0$  和  $s_m - e_0 + \Delta s, \phi_m = \phi_0 + \theta_m$ , 利用 (8-26) 式, 即可求出凸轮的结构尺寸  $L_1$  和  $R (= L_2 - r)$ 。

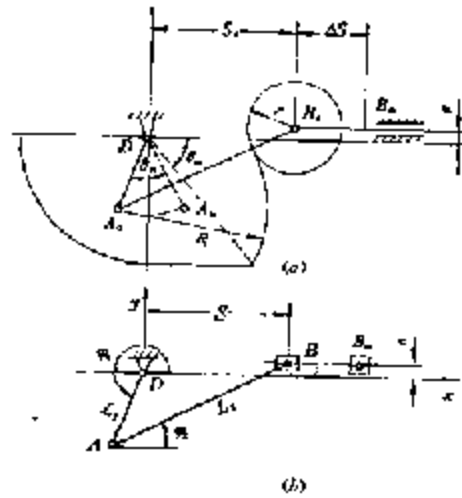


图 8-41 针距调节凸轮分析图

## 第六节 送料机构的设计

### 一、送料机构的设计要求

- (1) 送料运动应在缝纫机工作周期规定的间隙时间内完成。
- (2) 送料过程中, 送料牙运动应尽可能与针板平面保持平行, 即送料牙椭圆轨迹上部工作曲线的曲率半径  $\rho$  应尽可能大。
- (3) 针距行程损失小, 实缝的有效行程大。这就要求送料牙在作向前推进的送料动作时, 牙齿面应始终高出针板上表面 0.2 mm 以上, 与缝料接触, 根据缝料厚度的不同, 一般牙齿面距针板上表面的最大高度为 0.8~1.2 mm。
- (4) 送料针距可在规定范围内调节, 并能随时倒送料; 在调节针距时, 对抬牙高度的影响应尽可能小。
- (5) 当送料针距调到最大时, 不允许送料牙与针板槽任一端发生干涉, 且尽量使两端间隙均匀一致(一般为 0.5~1 mm)。

(6) 送料过程中, 应避免“回程拖布”现象, 即送料牙在针板平面以上不允许回行。

(7) 送料机构应结构合理, 传动平稳, 机构中产生的惯性力应尽可能降至最小, 以适应高速运转。

## 二、送料牙轨迹几何特征参数的确定

根据对送料牙的运动分析可知, 其运动轨迹为椭圆形, 在设计送料机构时, 为了保证良好的缝纫性能, 首先要按照刺料、送料和抬牙三个运动之间的配合关系, 并考虑最大有效送料量和最大缝厚等要求, 确定椭圆形轨迹的几何特征参数, 进而确定送料、抬牙动程, 以及匹配刺料、送料和抬牙凸轮之间的相位角。

### (一) 抬牙动程的确定

按照送料机构的设计要求, 必须保证机针在最大缝厚条件下, 在刺入和退出缝料期间, 送料牙始终位于针板上平面以下。由刺料机构运动分析以及下送料机构的结构特点可知, 刺料和抬牙运动均可近似表示成上轴转角  $\phi$  的简谐函数。在图 8-42 中, 以机针中心线与针板上平面的交点为坐标原点  $O$ ,  $y_m$  为机针尖在上极限位置至针板上平面的距离,  $\Delta_m$  为缝料的最大压实缝厚,  $S_m$  为机针总行程。若令  $h_m$  为送料牙抬牙高度,  $H$  为送料牙抬牙动程, 那么, 机针尖沿抬牙方向的运动规律可近似表示为

$$y = y_m - \frac{1}{2} S_m (1 - \cos \phi) \quad (8-27)$$

送料牙的抬牙运动规律可近似表示为

$$h = h_m - \frac{1}{2} H [1 - \cos(\phi + \beta)] \quad (8-28)$$

式中:  $\phi$  —— 针杆曲柄转角, 以针尖在上极限位置为起点开始度量;

$\beta$  —— 抬牙运动相对刺料运动的相位, 考虑到机针刺入和退出缝料时, 送料牙齿顶应与针板面平齐, 显然应有  $\beta = 0$

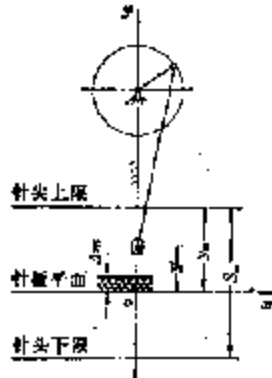


图 8-42 机针刺料时的运动规律

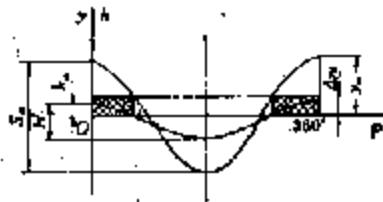


图 8-43 刺料、抬牙运动规律

这样, 刺料运动和抬牙运动的关系可以从图 8-43 中清楚地反映出来。在形成一个线迹的工作周期内, 当  $y = \Delta_m$  时, 针尖开始刺穿缝料, 此时要求  $h = 0$ , 根据这一条件, 从式(8-27)、(8-28)中可解出抬牙动程为

$$H = \frac{S_m \cdot h_m}{y_m - \Delta_m} \quad (8-29)$$

### (二) 送料牙运动轨迹的数学模型

如图 8-41 所示,以针板上平面为横轴,以最大有效送料长度  $P$  的中点为原点,建立直角坐标系  $xOy$ ,在该坐标系下,建立送料牙的椭圆形轨迹模型。设该椭圆在参考坐标系  $x_0O_0y_0$  中具有标准方程

$$\frac{x_0^2}{a^2} + \frac{y_0^2}{b^2} = 1$$

其中,  $a, b$  分别为椭圆的长、短半径,坐标原点  $O_0$  在  $x_0O_0y_0$  坐标系中的坐标为  $(x_0, y_0)$ ,利用坐标变换,可得出椭圆在  $xOy$  坐标系中的方程为

$$a_{11}(x-x_0)^2 + 2a_{12}(x-x_0)(y-y_0) + a_{22}(y-y_0)^2 - a^2b^2 = 0 \quad (8-30)$$

式中:

$$a_{11} = a^2 \sin^2 \alpha + b^2 \cos^2 \alpha$$

$$a_{12} = (b^2 - a^2) \sin \alpha \cos \alpha$$

$$a_{22} = a^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha$$

由上式可知,送料牙的椭圆形轨迹是由其几何特征参数  $a, b, x_0, y_0$  所确定的。

### (三)送料动程的确定

为确定送料动程,首先需确定轨迹特征参数  $a, b, x_0, y_0$ ,为此,根据送料机构的设计要求,可建立如下设计方程:

(1) 送料牙中点沿  $x$  轴正向达到最大有效送料长度  $P$  的一半时,送料牙开始升起针板上平面,且水平位移变化率为 0,即

$$y|_{x=x_m} = 0 \quad (8-31)$$

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_m} = 0 \quad (8-32)$$

(2) 送料牙中点沿  $y$  轴正向达到最大抬牙高度  $y_m$  时,竖直位移变化率为 0,即

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{y=y_m} = 0 \quad (8-33)$$

(3) 送料牙中点沿  $x$  轴负向达到最大有效送料长度的一半时,送料牙降到针板平面以下,且水平位移变化率大于 0,即

$$y|_{x=-x_m} = 0 \quad (8-34)$$

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=-x_m} > 0 \quad (8-35)$$

(4) 送料牙中点沿  $y$  轴负向达到  $H-y_m$  时,竖直位移变化率为 0,即

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{y=-(H-y_m)} = 0 \quad (8-36)$$

以上各式中,  $x_m = P/2$ ,  $y_m$  为最大抬牙高度,  $H$  为抬牙动程,由式(8-29)确定。

从设计方程(8-33)和(8-36)中可导出

$$y_0 = -(H-y_m) \quad (8-37)$$

式中:  $R_y$ ——抬牙动程之半,即:  $R_y = H/2$ 。

又由设计方程(8-31)、(8-32)、(8-33)可导出

$$a_{11} = (y_m - y_0)^2 \quad (8-38)$$

$$a_{22} = (x_m - x_0)^2 \quad (8-39)$$

$$a_{12} = -\frac{1}{2} [(x_m - x_0)^2 - (y_m - y_0)^2] \quad (8-40)$$

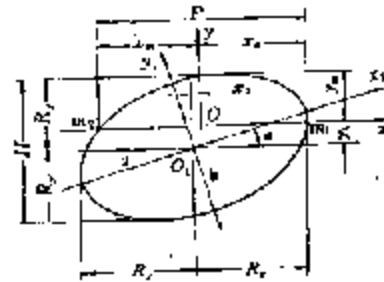


图 8-41 送料轨迹模型

将以上三式代入设计方程(8-31)、(8-34)中,并将二式并联后可得出

$$x_0 = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AU}}{2A} \quad (8-41)$$

式中:

$$\begin{aligned} A &= y_0 \sin 2\alpha \\ B &= -2[(y_m + y_0)^2 \cos 2\alpha + x_m y_0 \sin 2\alpha] \\ C &= y_0 \sin 2\alpha [\alpha_m^2 - (y_m - y_0)^2] \end{aligned}$$

设定 $\alpha$ 的初值,从方程(8-41)中解出满足设计方程(8-35)的解即为正确解。

若令 $R_m = a_m = x_0$ ,又将式(8-37)改写成 $R_y = y_m - y_0$ ,则式(8-38)、(8-39)可写作

$$\begin{aligned} a^2 \sin^2 \alpha + b^2 \cos^2 \alpha &= R_y^2 \\ a^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha &= R_m^2 \end{aligned}$$

从以上二式中可解出

$$a^2 = \frac{R_m^2 \sin^2 \alpha - R_y^2 \cos^2 \alpha}{\sin^4 \alpha - \cos^4 \alpha} \quad (8-42)$$

$$b^2 = \frac{R_m^2 \cos^2 \alpha - R_y^2 \sin^2 \alpha}{\sin^4 \alpha - \cos^4 \alpha} \quad (8-43)$$

将式(8-42)、(8-43)代入设计方程(8-31)或(8-34),即可建立以 $\alpha$ 为基本未知量的非线性代数方程,

$$R_m^2 R_y^2 - \operatorname{tg} 2\alpha (R_m^2 - R_y^2) R_m y_0 + R_m^2 y_0^2 - a^2 b^2 = 0 \quad (8-44)$$

根据前面所设定的 $\alpha$ 初值,求出 $a$ 和 $b$ ,再由上式经迭代后即可解出送料的实际动程 $R_s$ 。

(四)送料运动与拾牙运动的相位关系

由于送料运动与拾牙运动均为上轴转角 $\phi$ 的简谐函数,于是有

$$x = x_0 - R_x \cos \phi \quad (8-45)$$

$$y - y_0 = R_y \sin(\phi + \gamma) \quad (8-46)$$

式中,上轴转角 $\phi$ 由送料牙达到右极限位置开始度量, $\gamma$ 为拾牙运动超前于送料运动的相位,将以上二式代入式(8-30)可得

$$M \cos \phi (1 + \sin \phi) + R_x^2 R_y^2 \cos^2 \gamma - a^2 b^2 = 0 \quad (8-47)$$

式中:  $M = R_x R_y \cos \gamma [2R_x R_y \sin \gamma - \operatorname{tg} 2\beta (R_x^2 - R_y^2)]$

欲使式(8-47)成立,必有 $M=0$ ,于是可得

$$\gamma = \arcsin \left[ \frac{\operatorname{tg} 2\beta (R_x^2 - R_y^2)}{2R_x R_y} \right] \quad (8-48)$$

### 三、送料机构的优化设计

缝纫机的送料机构一般是由若干个简单机构组合而成的平面或空间多杆机构,对于这种复杂机构的设计,若采用图解法或简单试算法都很难兼顾到机构的各项要求。近几年来,随着电子计算机的普及,优化设计方法在缝纫机各机构的设计中得到越来越广泛的应用,特别是对送料机构这样的复杂机构,采用优化设计方法,可以优先选出尽可能兼顾大多数工艺技术要求的最优方案。根据送料机构的设计要求,对送料机构的优化设计归结为建立一组机构尺度,使其所实现的送料运动轨迹达到最佳的缝纫性能。

在设计送料机构时,一般可先以最大针距为设计参数,对主体机构进行设计,然后再设计辅助机构(针距调节机构)。对送料机构的优化设计有如下一些步骤:

1. 确定执行构件(送料牙)的运动性能指标 为使机构的优化设计有明确的目标,可先根

据送料机构的设计要求,列出送料牙运动特性方面的几项指标,例如:

- (1) 应实现的最大送料针距(送料长度  $P$ );
- (2) 应达到的最大拾牙高度(根据缝料厚度,一般拾牙高度为  $0.8 \sim 1.2 \text{ mm}$ );
- (3) 送料牙轨迹平直度  $\eta$  应尽可能大;
- (4) 送料针距行程损失应尽可能小;
- (5) 送料牙的方位姿态是前高后低,还是前低后高;
- (6) 避免出现“回程拖布”和“拖针”(即机针还在缝料中,送料牙已开始送料,或机针已进入缝料,送料牙仍在送料)等现象。

2. 建立送料牙中点的轨迹方程 根据所选择的机构形式,作机构运动矢量图,即可建立送料牙中点  $K$  的轨迹方程

$$K_x = f_1(\phi)$$

$$K_y = f_2(\phi)$$

其中,  $\phi$  为上轴转角。

3. 确定设计变量 在所确定的机构中,构件长度、机架点坐标、某些构件之间的结构夹角等,均是影响送料牙运动特性的结构参数。但是,由于机器结构上的限制,并考虑尽可能降低设计空间的维数,一般可将一些对送料轨迹影响较小的结构参数作为已知常量来处理,仅取一些主要结构参数作为设计变量。

如图 8-8 所示的 GC1-2 型中速平缝机送料机构,其中构件长度  $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8, L_9, L_{10}$ , 结构夹角  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ , 以及固定铰链点  $O, M, F$  的位置坐标等均可作为设计变量。但由于机器结构上的限制,一般固定铰链点的位置坐标均已确定,因此,机构优化设计的设计变量主要是构件长度和结构夹角,即取设计变量

$$X = (x_1, \dots, x_{12})^T \\ = (L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8, L_9, L_{10}, \delta_1, \delta_2, \delta_3)^T$$

在这些设计变量中,结构夹角  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  对送料牙运动轨迹的影响较大。

4. 建立目标函数 送料牙的运动性能指标较多,一般很难考虑将各项性能指标均作为优化对象,列入一个统一的目标函数中,而且有些指标是相互矛盾的(如:要提高拾牙高度,势必会降低送料牙的轨迹平直度),因此,过分追求各个指标的同时好转是不现实的。一般,为突出主要优化对象,并尽可能兼顾其它一些性能要求,可对某几项主要指标进行优化,而将其它指标要求转化为约束条件。

送料机构对缝制性能的影响主要取决于送料牙的运动轨迹,对送料机构的要求主要是对送料牙运动轨迹的要求。因此,在对送料机构进行优化时,主要以考虑改善送料牙运动轨迹为目标,将送料牙在给定点相对给定轨迹的误差为最小作为目标函数,即

$$F(x) = \sum_{k=1}^n [(x_k^{(0)} - \bar{x}_k^{(0)})^2 + (y_k^{(0)} - \bar{y}_k^{(0)})^2]$$

式中,  $x_k^{(0)}, y_k^{(0)}$ ——送料牙  $k$  点的流动坐标,由轨迹方程求出;

$\bar{x}_k^{(0)}, \bar{y}_k^{(0)}$ ——送料牙  $k$  点的给定坐标,可根据前面所建立的送料轨迹模型得出;

$n$ ——给定区间计算位置的数目,可根据实际需要的计算精度确定。

5. 确定约束条件 在优化设计过程中,设计变量的取值要受到各种条件的限制,这些限制主要来自机构的运动学和动力学特性,机器的总体结构要求,机器的装配条件,机器各机构之间的相互配合,以及工艺性能要求等等。我们把这些限制条件称为约束条件,在机构运动简



图所在的坐标系中,将约束条件用等式或不等式形式表达,它们都是设计变量的函数。

送料机构优化设计的主要约束条件有:

(1) 工艺性能约束

- 例如: 最大针距条件;
- 送料牙进程和回程拖针量限制;
- 送料牙回程拖布量限制;
- 送料牙齿面倾斜量限制;
- 送料针距损失率限制等等。

(2) 边界约束

例如: 各构件杆长限制; 送料牙前后运动的极限位置限制(送料牙前端和后端均不得与针板槽相碰,且需留有 0.5~1 mm 的间隙)。

(3) 机构性能约束

例如: 曲柄整转条件; 压力角(或传动角)条件等等。

6. 选用合适的优化设计计算方法 编程上机,可参考类似机构的设计方案作为初始点进行寻优运算,最后得到一组使目标函数满足给定误差范围的设计变量值。

## 第七节 滚轮送料机构

在某些专用缝纫机,以及缝制皮革、油布等制件制革生产使用的缝纫机中,送料牙不能有效地传递厚而硬的缝料,因此,常用滚轮代替或辅助送料牙,可以达到较好的送料效果。滚轮,分单滚轮和双滚轮两种。双滚轮送料时,其中一个或两个滚轮都可以是主动轮,如图 8-45 所示。

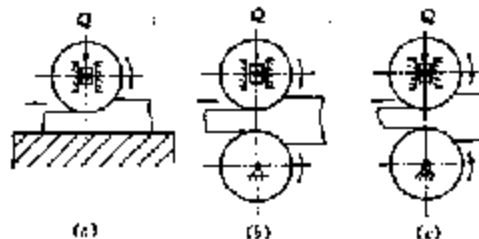


图 8-45 滚轮送料方式

### 一、滚轮传动机构

由缝纫机的成缝原理可知,当机针在缝料中时,应停止对缝料的输送。因此,在缝纫过程中,滚轮的运动形式为间歇转动,使滚轮产生间歇转动的传动方式有多种,常用者有:

(一) 超越离合器

采用超越离合器来实现滚轮的间歇转动,可以大大简化传动机构的复杂程度,超越离合器只能按一个转向传递扭矩,反向时则自动分离。图 8-46 所示为超越离合器结构示意图,在星轮 1 和外壳 2 之间的楔形槽中装有滚柱 3,并由弹簧顶杆 4 将滚柱压向楔形槽的窄处,使滚柱分别与星轮和外壳相接触。星轮作为主动件,当其按顺时针方向转动时,滚柱受摩擦力作用被楔紧在槽内,因而外壳随星轮一起回转,离合器处于接合状态;当星轮反转时,滚柱将滚到槽的

宽敞部分,因此外壳不再随星轮转动,离合器处于分离状态。只要将主动件与送料机构发生联系,从动件与滚轮发生联系,这样,随着主动件反复作正、反向转动,从动件将使滚轮实现间歇的单向转动。

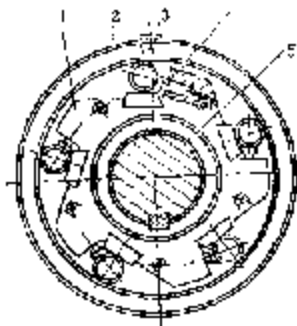


图 8-46 超越离合器

1. 压轮 2. 弹簧 3. 外壳 4. 弹簧销钉  
5. 轴

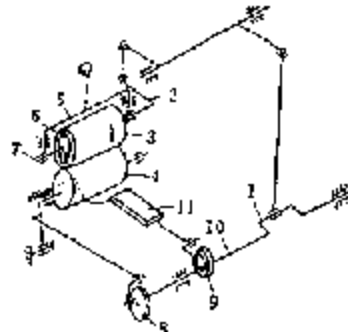


图 8-47 打捆机送料机构

1. 曲柄 2. 连杆 3. 上滚轮 4. 下滚轮 5. 加压架  
6. 星轮 7. 摆轴 8. 送料偏心轮 9. 抬牙偏心轮  
10. 主轴 11. 送料牙

图 8-47 所示为打捆机上的送料机构简图。为使捆子平整,在送料牙送料的同时,配有双滚轮辅助送料。其中,上滚轮 3 为主动轮,它的转动是由超越离合器传动的,离合器直接装在上滚轮内,因此,上滚轮就作为离合器的外壳。星轮 6 由主轴 10 传动,主轴上的曲柄 1 通过两组空间四杆机构,使杆 2 摆动,杆 2 和星轮都固装在摆轴 7 上,随着杆 2 的摆动,星轮作正、反向转动,从而使滚轮 3 产生顺时针方向的间歇转动。同时,依靠支架 5 产生的压力  $Q$ ,上滚轮 3 把缝料压紧在下滚轮 4 上,使缝料随着滚轮 3 的间歇转动而被送出。主轴上还装有送料偏心轮 8 和抬牙偏心轮 9,从而保证了滚轮与送料牙的同步送料。

### (二) 间歇轴杆

使滚轮产生间歇转动的另一种典型机构是间歇蜗杆蜗轮机构,通过间歇蜗杆,将主轴的连续转动转化为蜗轮周期性的间歇转动,从而带动滚轮作间歇转动。

间歇蜗杆与普通蜗杆不同,它是一种螺旋升角可变的单头蜗杆。普通蜗杆的螺旋线沿中径展开,其展开线如图 8-48 中的虚线所示,是一条斜直线,其函数式为  $z = f_1(\phi)$ ,其中  $z$  为轴向位移,  $\phi$  为蜗杆转角,当  $\phi = 360^\circ$  时,得  $z = z_0$ ,  $z_0$  为蜗杆的导程。而作间歇转动的蜗杆,沿其中径  $D$  的展开线如图 8-48 中的实线所示,它是由一条  $z = f_2(\phi)$  的斜直线和一条水平直线组成的,斜直线在  $0 \leq \phi \leq \phi_0$  范围内具有升角,因此,间歇蜗杆展开线的函数表达式可表示为

$$z = \begin{cases} f_2(\phi) & 0 \leq \phi \leq \phi_0 \\ z_0 & \phi_0 < \phi \leq 360^\circ \end{cases}$$

显然,蜗杆在一个周期的转程中,只能在  $\phi_0$  角度内驱动蜗轮转动,而在  $360^\circ - \phi_0$  范围内是不会推动蜗轮的,这样就使蜗轮获得了间歇转动,其转动和停歇的时间关系可通过选择  $\phi_0$  的大小来确定。但机器制造加工完成后,要改变蜗轮转动的的时间(即改变导程的大小),只能靠传动机构中的变换齿轮进行调节。为避免蜗杆转动过程中发生刚性冲击,从倾斜线段到水平线段之间的过渡线用半径为  $r$  的圆弧来修正。间歇蜗杆可借助专用靠模装置在车床上加工制造,而蜗轮则由齿形与其相同的铣刀滚切加工而成。

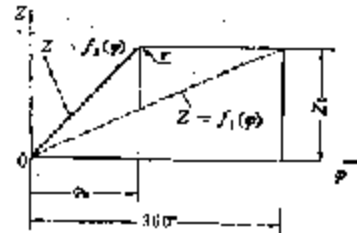


图 8-48 间歇蜗杆展开图

## 二、滚轮送料的力学分析

### (一) 送料初始阶段

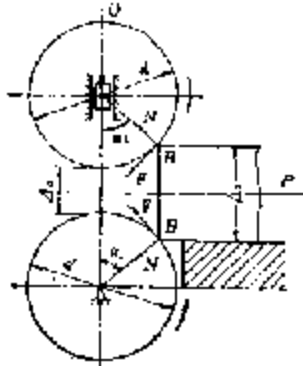


图 8-49 送料初始阶段受力图

如图 8-49 所示, 设上、下两个滚轮均为主动, 且两轮直径  $d$  相等, 两轮之间的间隙为  $\Delta_0$ , 缝料厚度为  $\Delta_1$ 。在送料初始阶段, 为了得到滚轮对缝料的拉力, 必须在缝料的水平方向附加一个推力  $P$ , 力  $P$  使缝料与滚轮接触点  $B$  之间产生正压力  $N$ ,  $N$  的方向指向滚轮中心, 同时, 在滚轮  $B$  点的切线方向产生摩擦力  $F = \mu N$  ( $\mu$  为缝料与滚轮之间的摩擦系数)。

分析此时作用在缝料上的诸力可知, 欲使滚轮沿送料方向拉动缝料, 必须满足

$$P - 2\mu N \cos \alpha_1 > 2N \sin \alpha_1 \quad (8-49)$$

显然, 只要  $\mu > \operatorname{tg} \alpha_1$ , 则上式始终成立, 而  $\mu = \operatorname{tg} \delta$  ( $\delta$  为摩擦角)。

因此, 在送料的初始阶段, 滚轮拉动缝料的条件为

$$\alpha_1 < \delta \quad (8-50)$$

这时, 以最小手推力  $P$  就能使滚轮开始送料。我们把  $\alpha_1$  称作拉角, 它是送料初始瞬间, 由缝料和滚轮的接触点所确定的角度。由图 8-49 可知

$$\cos \alpha_1 = 1 - (\Delta_1 - \Delta_0) / d$$

因此, 当  $\Delta_1$  和  $d$  一定时, 只要改变两滚轮的间距  $\Delta_0$ , 即可改变拉角  $\alpha_1$ 。

从不等式(8-50)可以得出结论: 缝料与滚轮之间的摩擦系数越大, 在送料初始阶段, 缝料通过滚轮的可靠性就越大。为了增大摩擦系数, 通常在滚轮圆周贴上粗呢, 或直接在滚轮圆周表面滚花, 这样, 可将摩擦系数提高 2~9 倍。

式(8-50)是在两个滚轮直径相同, 且与缝料的摩擦系数相同的条件下导出的, 当上述条件发生变化时, 式(8-50)的形式也应相应改变。

1. 两滚轮的摩擦系数  $\mu_1$  和  $\mu_2$  不同(如: 一个滚轮表面滚花, 另一个滚轮表面光滑), 则不等式(8-50)的条件应改为

$$2\alpha_1 < \delta_1 + \delta_2 \quad (8-51)$$

其中,  $\delta_1$  和  $\delta_2$  是与摩擦系数  $\mu_1$  和  $\mu_2$  相应的摩擦角。

2. 两滚轮采用不同直径  $d_1$  和  $d_2$ , 但摩擦系数均为  $\mu$ , 则式(8-50)的条件应改为

$$\alpha_1 + \alpha_2' < 2\delta \quad (8-52)$$

其中,  $\alpha_1$  和  $\alpha_2'$  是不同直径滚轮所对应的拉角。

3. 两滚轮采用不同直径  $d_1$  和  $d_2$ , 且摩擦系数  $\mu_1$  和  $\mu_2$  不同, 则式(8-50)应改为

$$\alpha_1' + \alpha_2' < \delta_1 + \delta_2 \quad (8-53)$$

4. 两滚轮直径相同, 但上滚轮只起压紧作用(可自由转动), 下滚轮为主动滚轮, 则式(8-50)应改为

$$\alpha_1 < \delta - \delta_0 \quad (8-54)$$

式中,  $\delta$ ——主动滚轮与缝料的摩擦角;

$\delta_0$ ——压紧滚轮与缝料的摩擦角,  $\delta_0 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu_0$ ,  $\mu_0 = \mu_1 d_1 / d_2$ ,  $\mu_1$  为压紧滚轮与缝料之间的摩擦系数,  $\mu_0$  为压紧滚轮轴颈上的摩擦系数,  $d$  为压紧滚轮直径,  $d_1$  为轴颈

直径。

(二)送料工作阶段

滚轮送料的工作阶段是从缝料被滚轮拉住,并进入两滚轮之间的间隙时开始的。由于滚轮是靠摩擦力输送缝料的,因此,在滚轮和缝料之间必须作用一定的正压力 $Q$ 。缝料被挤进两滚轮之间时,将力图推开滚轮,克服压力 $Q$ ,这时,在滚轮之间的缝料将产生变形,缝料从原来的厚度 $\Delta_1$ 减小到 $\Delta_2$ ( $\Delta_2 > d_0$ ),在缝料通过滚轮间隙后,其厚度恢复到 $\Delta_3$ ( $\Delta_3 < \Delta_1$ )。

如图8-50所示,若在滚轮进口处的圆弧 $AB$ 上任取一个距 $Oy$ 轴为 $d$ 的缝料截面单元,则该截面处缝料的相对变形为

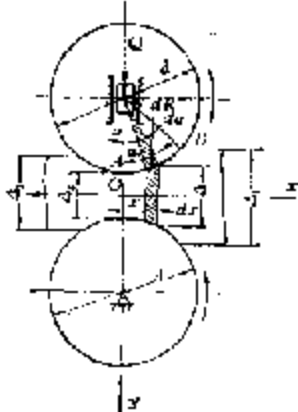


图 8-50 送料工作阶段

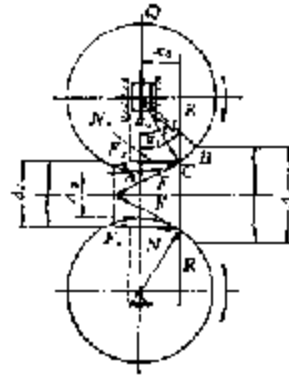


图 8-51 送料工作阶段受力图

$$e = (\Delta_1 - d) / \Delta_1$$

因为  $\Delta_1 - d = (\Delta_1 - \Delta_2) - (d - \Delta_2) = [(1 - \cos \alpha_1) - (1 - \cos \alpha)]d = (\cos \alpha - \cos \alpha_1)d$ , 所以, 上式又可写作

$$e = (\cos \alpha - \cos \alpha_1)d / \Delta_1 \quad (8-55)$$

假设滚轮在压力 $Q$ 的作用下,使缝料中产生的变形 $e$ 和应力 $\sigma$ 之间的关系符合虎克定律,即

$$\sigma = Ee$$

式中,  $E$ ——缝料的弹性模数,

由此可得出被滚轮输送的缝料中所产生的压应力为

$$\sigma = Ed(\cos \alpha - \cos \alpha_1) / \Delta_1 \quad (8-56)$$

当 $\alpha = 0$ 时, 即, 在两滚轮的间隙处, 有

$$\sigma_{\max} = Ed(1 - \cos \alpha_1) / \Delta_1$$

此时,  $\cos \alpha_1 = 1 - (\Delta_1 - \Delta_2) / d$ , 故有

$$\sigma_{\max} = E(\Delta_1 - \Delta_2) / \Delta_1 \quad (8-57)$$

为了在送料时不至于损坏缝料, 应使缝料中产生的最大压应力满足如下条件:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

其中,  $[\sigma]$ 为缝料的许用应力值。

如图8-51所示,在送料过程中,滚轮推动缝料,必然在进口处 $AB$ 段上的 $O$ 点处作用一个总垂直力 $R$ 。显然,  $R$ 是滚轮在 $O$ 点处对缝料作用的正压力 $N$ 的垂直分力, 即 $R = N \cos \alpha_0$ ;  $N$ 的水平分力 $N_x = N \sin \alpha_0$ 。由于 $N$ 的作用,使滚轮与缝料之间产生了摩擦力

$F = \mu N$ ,  $F$  的水平分力为  $F_x = F \cos \alpha_0 = \mu N \cos \alpha_0$ 。通过以上分析可知, 要使滚轮能向前推送缝料, 必须满足

$$2F_x > 2N_x$$

亦即

$$\mu > \tan \alpha_0$$

由此可得, 在工作阶段, 滚轮推送缝料的条件为

$$\alpha_0 < \delta \quad (8-58)$$

因为  $\alpha_0$  总是小于  $\alpha_1$ , 所以, 只要(8-50)式能满足, (8-58)式就总能满足。因此, 在工作期间, 滚轮送料的总推力为

$$W = 2F_x - 2N_x = 2N(\mu \cos \alpha_0 - \sin \alpha_0) \quad (8-59)$$

为求上式中的  $N$  和  $\alpha_0$ , 设在滚轮进口处的  $\widehat{AB}$  段上, 任取一宽度为  $dx$  的缝料微段(参见图 8-50), 并设该微段与滚轮的接触线长度为  $b$ 。这样, 微段与滚轮的接触面积为

$$dS = \frac{bd}{2} \cos \alpha d\alpha$$

因此, 上滚轮对微段缝料作用的垂直力为

$$dR = \alpha dS = Ebd^2(\cos \alpha - \cos \alpha_1) \cos \alpha d\alpha / (2\Delta_1)$$

将上式在  $\widehat{AB}$  段上积分, 可得

$$R = \int_0^{\alpha_1} \frac{\cos \alpha - \cos \alpha_1}{2\Delta_1} Ebd^2 \cos \alpha d\alpha = Ebd^2(2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1) / (8\Delta_1) \quad (8-60)$$

由此可得滚轮对缝料作用的正压力为

$$N = \frac{R}{\cos \alpha_0} = \frac{Ebd^2}{8\Delta_1 \cos \alpha_0} (2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1) \quad (8-61)$$

上式表明, 正压力  $N$  随滚轮直径  $d$ 、缝料的弹性模数  $E$  以及缝料与滚轮的接触长度  $b$  的增大而增大。

为了求出垂直合力  $R$  的作用点坐标  $x_0$ , 可列出如下力矩方程式

$$x_0 R = \int_0^{\alpha_1} \alpha dR = \int_0^{\alpha_1} \frac{d}{2} \sin \alpha dR = \int_0^{\alpha_1} \frac{Ebd^3}{4\Delta_1} (\cos \alpha - \cos \alpha_1) \sin \alpha \cos \alpha d\alpha$$

对上式积分后, 可得

$$x_0 R = \frac{Ebd^3}{24\Delta_1} (\cos^3 \alpha_1 - 3 \cos \alpha_1 + 2)$$

由此可得

$$x_0 = \frac{1}{R} \cdot \frac{Ebd^3}{24\Delta_1} (\cos^3 \alpha_1 - 3 \cos \alpha_1 + 2) = \frac{d}{8} \frac{(\cos^3 \alpha_1 - 3 \cos \alpha_1 + 2)}{2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1} \quad (8-62)$$

$$\alpha_0 = \arcsin(2x_0/d) \quad (8-63)$$

## 第八节 托架送料机构

### 一、托架送料原理

在缝制各种周期性特定针迹图形(见图 8-52)的专用缝纫机中, 均采用托架送料机构。这种机构是根据平面运动复合原理, 利用一个具有双面曲线槽的送料凸轮来控制托架的运动, 使托架相对机针按一定规律由纵向移动和横向摆动复合成所需的针迹图形。采用这种送料机构的缝纫机有锁眼机、钉扣机、套结机以及其它一些半自动专用缝纫机。

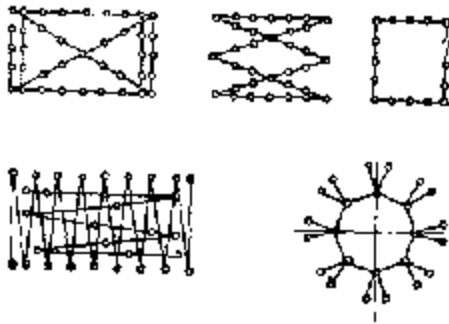


图 8-52 几种典型针迹图形

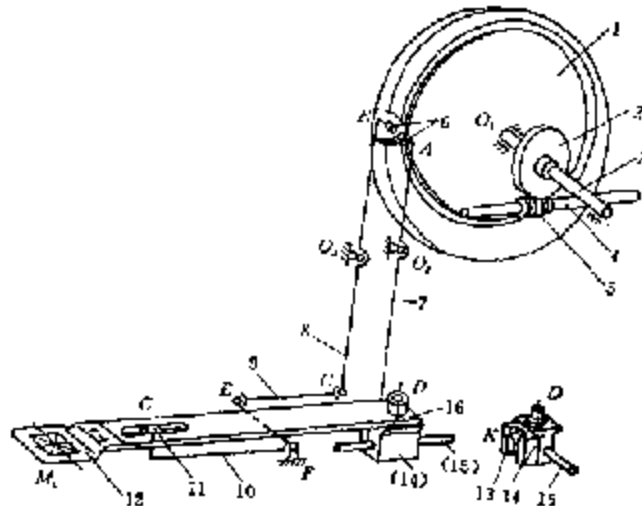


图 8-53 托架送料机构简图

1. 送料凸轮 2. 蜗轮 3. 蜗轮轴 4. 上轴 5. 滚子 6. 滚子  
7, 8. 摆杆 9. 拉杆 10. 直角杆 11. 滑块 12. 托架 13.  
调节滑块 14. 纵向滑块 15. 鞋 16. 拖板

不同机器上的托架送料机构可以有不同的机构形式,但其基本工作原理是相同的。图 8-53 所示为一种半自动专用缝纫机上的托架送料机构简图。该机构由上轴 4 上的蜗杆 3 传动蜗轮 2 及送料凸轮 1。送料凸轮的两面均开有曲线槽,两个滚子 A 和 B 分别嵌在两个槽内,当凸轮转动时,轮上的廓线就推动滚子 A 和 B,使摆杆 7 和 8 分别绕轴  $O_2$  和  $O_3$  摆动。摆杆 7 下端与调节滑块 13 铰接,当滚子 A 推动摆杆 7 摆动时,滑块 13 既可在纵向滑块 14 的垂直槽内移动,又可使纵向滑块 14 沿底板上的 V 形槽作纵向移动,从而带动拖板 16 和托架 12 (两者固结为一体)作纵向移动。滚子 B 的摆动通过摆杆 8 和拉杆 9,使拖板下的直角杆 10 绕 P 点摆动,从而使拖板绕 D 点转动。直角杆一端的滑块 11 可在拖板的腰形长槽内滑动,由此保证拖板的纵向和横向运动保持各自的独立性。缝料被压脚(图中未画出)压在托架 12 上,随拖板同步作平面复合运动。这样,根据平面复合运动原理,只要使纵、横向运动配合恰当,就能将针迹图形上的任何针迹点“凑”到针板孔  $M_0$  的位置。

根据托架送料机构的工作原理可知,拖板的每一组给定的独立纵、横向运动,都将使压紧在托架上的缝料中唯一确定的针迹点,位于机针穿刺点  $M_0$  处;反之,对应于缝料上的每一个给定针迹点,必然存在一组与之相对应的纵、横向运动组合,图 8-54 很直观地表示了这种运动组合。图 a 表示机构的中立位置,在此状态下,纵、横向摆杆 7 和 8 均处于垂直位置,直角杆 10 无偏转,给定针迹图形的对称中心正好与针板孔  $M_0$  重合,图中  $M_0D$  和  $M_0P$  为已知结构参数。

设所需缝制的针迹点为  $M_1$ ,根据针迹图形的形成原理,必须把点  $M_1$  移到针板孔  $M_0$  处,显然,从  $M_1$  至  $M_0$  的运动轨迹是由托架沿纵向和横向

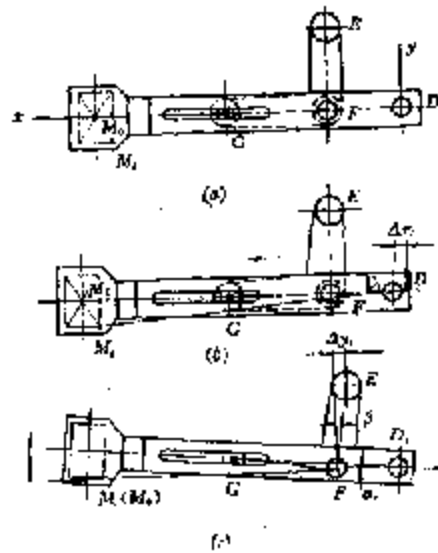


图 8-54 拖板的复合运动

的复合运动而实现的。为此，先假定直角杆  $EFG$  不动，拖板带着缝料沿纵向左移一段距离  $\Delta x_1 = D_1D_2$ ，并使  $M_1D_1 = M_0D_2$  (图 b)；然后，再使拖板绕  $D_1$  顺时针转动  $\alpha_1$  角，这样， $M_1$  点就位于机针穿刺点  $M_0$  处了 (图 c)。必须指出的是，拖板转动  $\alpha_1$  角，是由于直角杆由其中立位置绕  $F$  点偏转了  $\beta_1$  角的结果。

## 二、确定机构结构参数的原则

托架送料机构的结构参数主要有：纵向和横向传动机构中各杆的杆长以及主要结构点的位置；纵向和横向凸轮曲线的基圆半径以及滚子半径等。在确定这些结构参数时，应遵循如下一些基本原则。

(1) 针杆中心  $M_0$  至直角杆摆动中心  $F$  之间的距离  $M_0F$  越大，则拖板在送料时的摆动角度  $\alpha$  越小，有利于减小直角杆  $EFG$  摆动时产生的误差，但  $M_0F$  过大，将使拉杆  $BC$  过短，这样，将使  $B$  点的位移传到  $C$  点时误差增加，因此， $M_0F$  的长度应与拉杆  $BC$  的长度兼顾起来考虑，应在机头结构空间允许，且保证  $BC$  具有一定长度的条件下，适当增加  $M_0F$  之间的距离。在某些半自动专用缝纫机中，取  $M_0F = 160 \sim 180 \text{ mm}$ ， $BC = 100 \text{ mm}$ 。

(2) 直角杆  $EFG$  的结构尺寸一般应满足  $\frac{GF}{FE} > 1$ ，在某些专用缝纫机中，取  $GF = 80 \sim 85 \text{ mm}$ ， $FE = 60 \sim 65 \text{ mm}$ 。

(3) 杠杆比  $k_x (= O_2A/O_2K)$  和  $k_y (= O_3B/O_3C)$  选得越小 (即摆杆  $O_2K$  和  $O_3C$  较长)，则凸轮廓线上的升程就减小，压力角也越小，有利于传动。但是， $k_x$  和  $k_y$  选得过小，凸轮廓线的设计和制造误差会成倍增加，使实际得到的针迹与设计所要求达到的针迹误差增大；若  $k_x$  和  $k_y$  选得过大，则对针距较长的线迹来说，凸轮廓线升程段的压力角过大，不利于传动。因此，对  $k_x$  和  $k_y$  的选取应综合考虑，根据工厂的实际经验，在不影响传动和结构允许的条件下，尽量选用小一些的  $k_x$  和  $k_y$ ，一般选  $0.5 \sim 1$  较为合理，最小不宜低于  $0.5$ 。

(4) 摆杆  $O_2K$  和  $O_3C$  的杆长应设计成可调的，以便调节凸轮传动的杠杆比  $k_x$  和  $k_y$  的大小。当需要缝制不同的针迹图形时，只要换上相应的凸轮，重新选择  $k_x$  和  $k_y$  即可。

(5) 纵向和横向凸轮的基圆半径  $\rho_{0x}$  和  $\rho_{0y}$  的选用原则与一般凸轮机构一样，可在机器结构尺寸允许的条件下，适当增大基圆半径，以减小滚子的压力角，改善机构的受力情况。

## 三、间歇送料凸轮的设计计算

送料凸轮的设计计算主要是根据针迹图形，计算拖板的运动规律，在此基础上，设计凸轮的轮廓曲线。在给定机构中各结构参数的条件下，凸轮廓线上各针迹点所对应的点可通过作图法或计算法逐点求得。由于这类送料凸轮具有与一般凸轮不同的特殊性，采用作图法不仅烦琐，工作量大，而且误差较大，因此，在实际设计中多采用计算法，能够比较简便地获得足

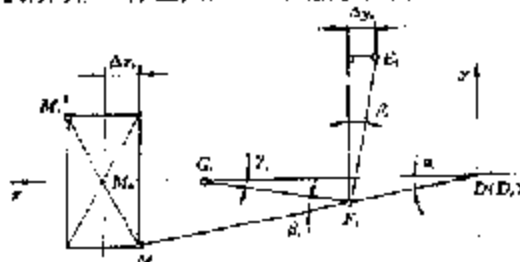


图 9-53 针迹位移计算图

够精确的数值。

由于送料托架的运动是由纵向和横向两个彼此独立的运动复合而成的，因此，应对这两个方向分别进行计算，以获得纵向和横向两个凸轮廓线的设计数据。对凸轮廓线的计算也可根据相对运动原理，利用反转法求解。假设拖板不动，将机器的其它部分相对拖板作反向运动，

其结果是完全相同的。

### 1. 计算针迹点坐标值

按照给定的结构尺寸,画出机构中立位置平面图,如图 8-55 所示,以针板孔  $M_0$  为对称中心,选择最小长方形来包容针迹图的几何形状,使针迹图形相对  $M_0$  对称配置,这样可以简化凸轮曲线的计算,如果针迹图形为非对称的,也应相对  $M_0$  对称配置,以减少计算误差。

以拖板摆动中心  $D$  为原点建立直角坐标系  $xDy$ ,  $M_0$  点位于  $x$  轴上,两坐标轴的方向与长方形的两边平行, $x$ 、 $y$  轴分别对应于拖板的纵向和横向运动方向,且取针迹图的长边与  $y$  轴(横向)一致,这样有利于凸轮的设计。在此坐标系下,依次计算  $M_1, M_2, \dots, M_i, \dots, M_N$  各针迹点的坐标  $(x_i, y_i)$ ,  $i=1, 2, \dots, N$ 。

### 2. 确定凸轮设计基准

取针迹图对称中心与机针穿刺点  $M_0$  重合的位置为设计基准,此时,机构中的摆杆均处在垂直位置,拉杆和直角杆以及摆杆之间也相互垂直,与此对应的纵向凸轮和横向凸轮的极径分别为  $\rho_{0x}$  和  $\rho_{0y}$ (即基圆半径)。建立这样的凸轮设计基准,可使凸轮在工作周期内,纵向和横向摆杆的摆动均处在对称状态,有利于减小机构的传动误差。

### 3. 计算各针迹点对应的拖板位移 $\Delta x_i$ 和 $\Delta y_i$

如图 8-55 所示,在直角坐标系  $xDy$  中,作  $D$  与针迹图形上任意计算点  $M_i$  的连线,在  $M_iD$  上取  $F_i$  点,使  $M_iF_i = M_0F_i$ ,再以  $F_i$  为圆心,以  $F_iG_i$  为半径作弧交  $M_0D$  于  $G_i$ ,连接  $F_iG_i$ ,即得拖板位移计算关系图。根据图示位置关系,可写出点  $M_i$  运动到  $M_0$  时,拖板沿  $x$  方向的位移量为

$$\Delta x_i = M_iD - M_0D \quad (8-64)$$

当  $M_iD > M_0D$  时,  $\Delta x_i > 0$ ; 反之,  $\Delta x_i < 0$ 。拖板沿  $y$  方向的位移量为

$$\Delta y_i = EF \cdot \sin \beta_i \quad (8-65)$$

其中,

$$\beta_i = \alpha_i + \gamma_{i1} \quad \alpha_i = \arctg \frac{|y_i|}{x_i}$$

$$\gamma_{i1} = \arcsin \left( \frac{\sqrt{x_i^2 + y_i^2} - M_0F_i}{FG} \cdot \sin \alpha_i \right)$$

按图中所示具体结构,可规定当  $y_i > 0$  时,  $\Delta y_i > 0$ ; 当  $y_i < 0$  时,  $\Delta y_i < 0$ 。

### 4. 计算送料凸轮廓线上各点的矢径 $\rho_{xi}, \rho_{yi}$

根据拖板位移量  $\Delta x_i$  和  $\Delta y_i$ ,以及传动机构的杠杆比  $k_x (-O_2A/O_2K)$  和  $k_y (-O_3B/O_3U)$ ,可得凸轮廓线上各点的升程

$$\Delta \rho_{xi} = k_x \cdot \Delta x_i \quad (8-66)$$

$$\Delta \rho_{yi} = k_y \cdot \Delta y_i \quad (8-67)$$

与其相应的凸轮矢径分别为

$$\rho_{xi} = \rho_{0x} + \Delta \rho_{xi} \quad (8-68)$$

$$\rho_{yi} = \rho_{0y} + \Delta \rho_{yi} \quad (8-69)$$

由于  $\Delta \rho_{xi}$  和  $\Delta \rho_{yi}$  的取值符号与  $\Delta x_i$  和  $\Delta y_i$  相同,因此,整个凸轮廓线相对基圆  $\rho_{0x}$  和  $\rho_{0y}$  凹进 ( $\rho_{xi} < \rho_{0x}$ ,  $\rho_{yi} < \rho_{0y}$ ) 或凸出 ( $\rho_{xi} > \rho_{0x}$ ,  $\rho_{yi} > \rho_{0y}$ )。

根据针迹图的对称性,一般只需计算一半图形上各点所对应的  $\Delta x_i$  和  $\Delta y_i$ ,然后利用对称性,改变相应的符号,即可得到与其对称的另一针迹点的  $\Delta x'_i$  和  $\Delta y'_i$ 。比如,根据计算机规定,图中  $M_i$  点的  $\Delta x_i < 0$ ,  $\Delta y_i < 0$ ,则与其对称的  $M'_i$  的位移量为  $\Delta x'_i = -\Delta x_i$ ,  $\Delta y'_i = -\Delta y_i$ 。



#### 四、绘制凸轮廓线

将各针迹点所对应的凸轮极径计算出来以后,即可绘制凸轮廓线,其方法与一般凸轮廓线的作图方法基本相同。由前述可知,送料凸轮旋转一周为一个工作周期,它要完成针迹图上所有针迹数 $N$ 。因此,必须保证上轴和凸轮之间的传动比为 $N:1$ ,这样,机针每穿刺一次缝料,

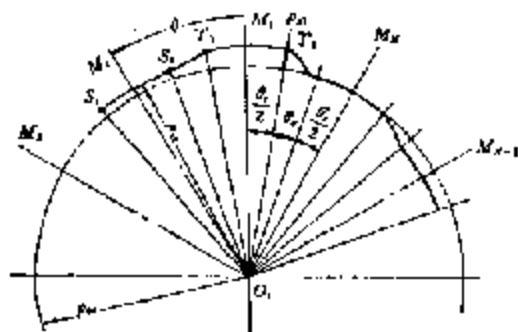


图 3-56 凸轮廓线作图法

凸轮转动 $\theta=360^\circ/N$ 。以 $\rho_{0w}$ (或 $\rho_{0s}$ )为半径作圆,按 $\theta$ 角等分圆周,得 $N$ 个针序等分线,将 $M_1, M_2, \dots, M_N$ 依次标在等分线上,如图 3-56 所示。

根据双线锁式线迹形成原理,当机针在缝料中时,送料机构不得送料,一般送料时间约占上轴回转一周内的 $\frac{1}{3}$ ,这样才能保证送料机构与机针不发生干涉。因此,在凸轮等分角 $\theta$ 内,只有 $\theta/3$ 为工作时间,其余的 $2\theta/3$ 为静止时间,

即:送料工作角 $\theta_2=\theta/3$ ,静止角 $\theta_1=2\theta/3$ 。根据这一原则,将每个 $\theta$ 角等分成 3 等份,取中间一份为 $\theta_2$ ,然后根据计算出的 $\rho_{1s}$ 和 $\rho_{2s}$ 作图。

依次从针序 $M_1$ 开始,以 $O_1$ 为圆心, $\rho_{1s}$ (以及 $\rho_{2s}$ )为半径,对称针序等分线 $M_1$ 画圆弧 $T_1T_2$ ,其所对圆心角为 $\theta_1=2\theta/3$ ;以 $\rho_{2s}$ (以及 $\rho_{1s}$ )为半径,对称针序等分线 $M_2$ 画圆弧 $S_1S_2$ ,其所对圆心角也为 $\theta_1=2\theta/3$ ,最后将点 $T_2$ 和 $S_1$ 之间用光滑曲线(如圆弧)连接起来,如果机器的速度不高,可用直线简单连接起来,再将直线与圆弧的交点处修圆。曲线(或直线) $T_2S_1$ 所对的圆心角为 $\theta_2=\theta/3$ ,它对应着凸轮在一个针迹点的工作区间。按照同样的方法,将相邻各针迹点之间用圆弧(半径为各点相应的极径)以及光滑曲线连接起来,就可以得到纵向和横向凸轮的理論廓线。

#### 五、间歇传动机构

从前述间歇凸轮的设计过程可以看出,这种凸轮设计比较简单,很容易实现送料机构的间歇运动,因此在生产中应用比较广泛。但是这种间歇凸轮在一周的转动中,有三分之二周期处于停歇状态,而工作部分仅占整个周期的三分之一,随着针迹图中针数的增加,凸轮等分角 $\theta$ 减小,因此工作角 $\theta_2$ 也相应减小,从而使从动件压力角增加,造成机构传动困难,当压力角过大时,机构甚至不能传动。为了解决这个问题,需加大凸轮基圆半径,但这在结构上是有限的,因此,通常采用间歇凸轮机构实现的总针数在 90~60 针为宜。若针数太少,凸轮的传动效率将大大降低,这时,可将凸轮旋转一周设计成几个工作周期,以达到提高凸轮传动效率的目的。对于针数大于 60 针以上的托架送料机构,采用间歇传动机构比间歇凸轮机构效果更好。

工作中,间歇凸轮机构中的送料凸轮作连续转动,通过凸轮廓线上的静止弧和工作弧来控制拖板的间歇运动;而间歇传动机构中采用的送料凸轮廓线上没有静止弧,全部是由工作弧光滑连接起来的,这样,可在凸轮外径不大的情况下,减小压力角,改善凸轮的传动性能。间歇传动机构传动的凸轮作间歇转动,从而带动送料拖板作间歇运动。

采用间歇传动机构实现送料运动,需要解决两个问题:第一,将上轴的旋转运动转换成从动件的周期性间歇运动,其运动系数为 1:3(即间歇传动机构中从动件与主动件的运动时间之

比);第二,将转换后的从动件运动与凸轮的每个针序对应起来,也就是说,间歇传动机构的从动件每运动一次,要推动凸轮转过一个针序工作角 $\theta_0$ (这里, $\theta_0$ 即为凸轮等分角 $\theta$ )。在缝切机送料机构中,常用的间歇传动机构主要有:

### 1. 间歇蜗杆传动机构

通过间歇蜗杆将上轴的旋转运动转化为蜗轮的周期性间歇转动,从而带动送料凸轮作周期性的间歇转动。间歇蜗杆工作原理可见图 8-48,为保证传动机构的运动系数为 1:3,在蜗杆转动一周中,取 $\phi_0=120^\circ$ 。当蜗杆转动 $\phi_0$ 角度时,蜗轮相应的转动角度应取凸轮工作角 $\theta_0$ 。当蜗杆转动 $360^\circ-\phi_0$ 时,蜗轮停止转动。这样即能保证间歇传动的运动系数为 1:3,又能保证使蜗轮的运动与送料凸轮的每个针序对应起来。

采用间歇传动机构的送料凸轮在每一个缝切周期(形成一个针迹图)所要完成的针数较多,为了得到大的降速比,普遍采用单头蜗杆,这样,如果一个针迹图的总针数为 $N$ ,则蜗杆和蜗轮之间的传动比为 $N:1$ ,即,蜗杆转 $N$ 转,蜗轮转一转,送料凸轮亦随之转一转,完成一个针迹图的送料任务。间歇蜗杆传动机构解决了多针数送料凸轮设计所带来的问题。但是,这种传动机构也有它的不合理性,由图 8-49 可知,蜗杆在 $360^\circ-\phi_0$ 范围内,螺旋升角 $\lambda=0$ ,而蜗轮齿的螺旋角始终为 $\lambda$ ,因此,在此范围内,蜗杆和蜗轮已不具备啮合条件,使蜗杆齿形槽和蜗轮螺旋齿之间发生硬性挤压破坏,影响了蜗轮和蜗杆的强度,以及蜗轮的传动精度。为此,在设计间歇蜗杆时,需对蜗杆 $360^\circ-\phi_0$ 段内的齿形槽进行修正,如图 8-57 所示。修正齿形槽的哪一侧,与蜗杆的螺旋方向有关;图中是左旋蜗杆的修正情况,右旋时则修正齿形槽的另一侧。图中的 $\Delta S$ 为保证传动中侧隙存在而规定的最小减薄量, $\Delta S$ 的大小与蜗轮的宽度,蜗杆升角 $\lambda$ 和模数 $m$ 有关,在设计时需综合考虑。



图 8-57 蜗杆齿形槽的修正

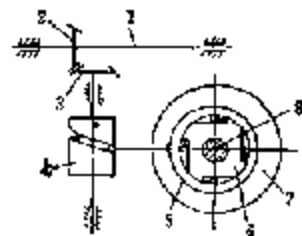


图 8-58 超越离合器间歇传动机构

1. 上轴 2,3. 伞齿轮 4. 圆柱凸轮 5. 外壳  
6. 蜗轮 7. 送料凸轮 8. 轴

### 2. 超越离合器传动机构

图 8-58 所示为采用超越离合器的间歇传动机构,上轴 1 的转动通过一对伞齿轮 2 和 3,传动圆柱凸轮 4,圆柱凸轮的转动使离合器外壳 5 来回摆动,通过圆柱滚子使蜗轮 6 作单方向转动,由于送料凸轮 7 和蜗轮 6 均与轴 8 固连,因此,送料凸轮也随之作单方向的间歇转动。

为了使蜗轮 6 单方向转动的角度与凸轮一个针序的工作角 $\theta_0$ 对应,圆柱凸轮 4 的升距必须根据 $\theta_0$ 的大小来设计,即,当圆柱凸轮转动一周,离合器外壳正好摆动 $\theta_0$ 角度;同时,为了保证间歇传动机构的运动系数为 1:3,圆柱凸轮的升距所占的角度应为 $120^\circ$ 。

采用超越离合器的间歇传动机构结构简单,无需变速机构,但这种机构在长期使用后,离合器滚子易磨损,内、外壳易打滑,从而影响送料凸轮的传动精度。

### 3. 槽轮传动机构

图 8-59 所示为槽轮机构示意图,这是一种常用的间歇传动机构,它主要由带有圆销 A 的

拨盘 1 和具有径向槽的槽轮 2 所组成, 当主动拨盘 1 在上轴传动下作连续转动时, 圆销 A 随之进入槽轮的径向槽, 带动槽轮一起转动, 当圆销 A 转过  $2\phi_2$  角度后, 将从径向槽中脱出, 槽轮 2 停止转动; 当拨盘继续转动  $(2\pi - 2\phi_1)$  角度后, 圆销 A 再次进入槽轮的另一个径向槽, 使槽轮又开始转动。这样周而复始地循环, 使槽轮获得间歇转动。当圆销 A 脱出径向槽后, 为了保持槽轮静止不动, 在槽轮上设计了内凹锁住弧  $S_1$ , 可被拨盘上的外凸圆弧  $S_2$  卡住。

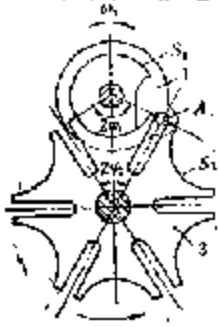


图 8-59 槽轮机构

槽轮机构的设计要点是选择槽轮的槽数  $Z$  和拨盘的圆销数  $K$ , 使间歇送料传动机构的运动系数为  $1:3$ 。根据槽轮机构的工作原理可知, 为了避免槽轮在起动和停歇时发生刚性冲击, 圆销 A 开始进入或脱出径向槽时, 径向槽的中心线应与圆销中心的运动圆周相切。因此, 设  $Z$  为均匀分布的径向槽数, 则由图 8-59 可知, 槽轮转动时所对应的拨盘转角为

$$2\phi_1 = \pi - 2\phi_2 = \pi - 2\pi/Z \quad (8-70)$$

为了满足送料机构和送料机构之间的运动协调关系, 应使  $2\phi_2 = 120^\circ$ , 因此, 从式(8-70)可以得出  $Z = 6$ , 也就是说, 选用槽数为 6 的槽轮, 能实现运动系数为  $1:3$  的间歇运动。

圆销数  $K$  的选择主要与一个工作周期内的间歇运动次数有关, 当  $K = 1$  时, 拨盘转动一周, 槽轮完成一次间歇运动; 当  $K > 1$  时, 拨盘转动一周, 槽轮完成多次间歇运动。在锁式线迹缝纫机中, 上轴转动一周, 机针上、下往复运动一次, 送料机构完成一次间歇送料运动, 因此只能取  $K = 1$ 。

为了使槽轮的间歇转动与送料凸轮的针序工作角  $\theta_n$  对应起来, 在槽轮和送料凸轮之间需要采用齿轮变速机构, 随着针迹数的增加, 降速比增大, 就需要采用多级变速机构来实现凸轮转角  $\theta_n$ 。为了满足不同针数的缝纫要求, 在齿轮变速机构中可设计一对变换轮, 这样, 当缝制不同的针迹图时, 由于针数的变化, 只要通过调换变换轮, 即可改变凸轮转角  $\theta_n$ 。

## 第九节 压脚机构

### 一、压脚机构的作用及组成

#### (一) 压脚机构的作用

在缝纫机形成线迹的过程中, 压脚机构的主要作用可归纳为如下二点:

##### 1. 防止缝料开浮, 保证线迹的形成

当机针和挑线杆向上运动时, 压脚将缝料压在针板平面上, 这样既可保证线环的稳定性, 避免因成缝器勾不住线环面产生“跳针”, 又便于挑线杆收紧线迹, 避免出现“浮线”。

##### 2. 协助送料机构, 保证缝迹的形成

为使送料牙能顺利地移送缝料, 在送料牙和缝料之间应有足够的摩擦力, 压脚压力就是产生这个摩擦力的决定因素。由于压脚下压缝料, 使缝料与送料牙之间产生较大的摩擦力, 致使缝料在送料牙的带动下, 周期性地向前移动, 最终形成连续的缝迹。

#### (二) 压脚机构的组成

压脚机构是由压料装置和膝抬压脚机构组成的, 如图 8-60 所示。其中, 压料装置的结构如图 8-61 所示, 压脚 3 装在压杆 4 的下端, 压杆中部与导架 7 固结, 导杆 9 下端插在压杆 4

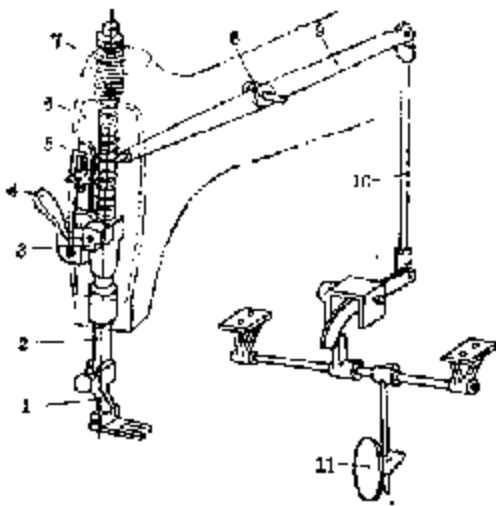


图 8-60 压脚机构

2. 压簧 3. 压杆 4. 早架 5. 扳手 6. 升降架  
8. 压簧 7. 调节螺钉 8. 杠杆螺钉 9. 抬压脚  
杆 10. 早架 11. 膝控操纵板

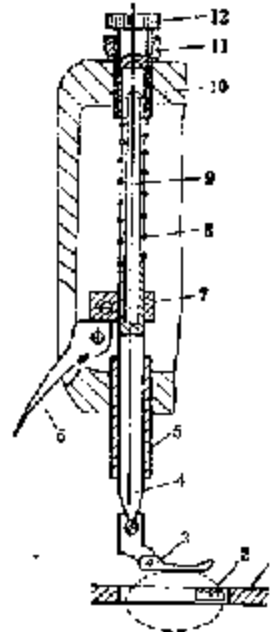


图 8-61 压料装置

2. 针板 3. 送料牙 4. 压脚 5. 压杆  
6. 扳手 7. 早架 8. 压簧 9. 早架 10. 机  
壳 11. 螺钉 12. 调节螺钉

内形成一体, 导杆上端插在调节螺钉 12 的孔内, 并可在孔内沿轴线上、下移动, 导杆上套着压簧 8, 通过调节螺钉 12 使压簧 8 产生压缩力, 并通过压杆和压脚施压在缝料上。旋转调节螺钉 12, 可以改变压簧的压缩量, 达到调节压脚压力的作用。

在工作过程中, 压脚对缝料施加压力和释放压力是通过压脚的抬起和放下实现的, 抬、放压脚有两种操作方式: 手抬压脚和膝抬压脚, 其工作原理可见图 8-60。手抬压脚是通过上、下扳动扳手 4, 使导架 3 带着压杆 3 和压脚 1 抬起或放下。膝抬压脚是利用膝盖推动操纵板 11 向右摆动, 使拉杆 10 向下运动, 拉动拉杆 9 绕螺钉 8 摆动, 杠杆 9 的左端将带动升降架 5 向上运动, 从而使压杆和压脚抬起, 当膝盖离开操纵板时, 在弹簧作用下操纵板向左摆回, 压脚自动压下。

## 二、压脚压力的调节

压脚压力的大小直接影响送料牙对缝料的顺利移送, 为了适应缝制不同性质的缝料, 压脚压力经常需要调节, 通过旋转调压螺钉可以改变弹簧的压缩量, 从而使压脚压力增大或减小。

送料时, 由于压脚压力的作用, 在送料牙齿面与缝料之间、压脚与缝料之间、以及上层缝料与下层缝料之间, 将分别产生摩擦力  $F_1$ 、 $F_2$  和  $F_3$ , 即

$$\text{送料牙与缝料的摩擦力 } F_1 = \mu_1 P$$

$$\text{压脚与缝料的摩擦力 } F_2 = \mu_2 P$$

$$\text{上、下层缝料的摩擦力 } F_3 = \mu_0 F$$

其中,  $P$  为弹簧作用在压脚上的压缩力, 称作压脚压力, 如果采用圆柱形压簧, 则压力  $P$  可按下列式计算

$$P = \frac{1}{8} G d^3 / (S D^3 n) \quad (\text{N}) \quad (8-71)$$

式中:  $\lambda$  —— 弹簧的压缩量(m);  
 $G$  —— 弹簧钢丝的切变模量(Pa);  
 $d$  —— 弹簧钢丝直径(m);  
 $D$  —— 弹簧中径(m);  
 $n$  —— 弹簧圈数。

在工业缝纫机中, 压脚压力一般可在 5~35 N 内自由调节, 当缝制粗厚缝料时, 压脚压力应大一些, 当缝制松软轻薄的缝料时, 压脚压力应小一些。但在缝制皮革类的重型缝纫机中, 由于缝料厚度大大超过一般缝纫机的适缝厚度, 因此压脚压力可达到  $P=50$  N。在缝制针织品缝料时, 合理选择压脚压力尤其重要, 为避免损坏缝料, 压脚压力应尽可能小一些, 特别是在缝制毛料针织品时, 压脚压力不应超过 20 N。表 8-1 列出了当  $P=24.5$  N 时, 部分缝料的摩擦系数  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  的数值。

表 8-1 不同缝料的摩擦系数 ( $F=24.5$  N)

缝料	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$
细布	0.350	0.175	0.450
亚麻	0.450	0.150	0.450
哗叽	0.400	0.200	0.475
呢绒	0.515	0.225	0.475

### 三、压脚的静压力和动压力

按照上述压脚机构的工作原理, 对压料装置的基本设计 requirements 是保证在缝纫机运转期间, 缝料始终受到足够的恒定压力  $P_0$ 。若从静态分析来看, 只要给弹簧一个合适的预压缩量, 就可以保证压脚始终压在缝料上, 向缝料施加一个恒定的压力  $P_0$ 。我们称这个压力为静压力, 静压力的大小可由式(8-71)确定, 亦可由下式确定, 即

$$P_0 = k\lambda \quad (\text{N}) \quad (8-72)$$

式中:  $\lambda$  —— 弹簧预压缩量(m);  
 $k$  —— 弹簧刚度(N/m)。

但在实际情况中, 当缝纫机运转时, 由于送料牙作周期性的抬牙和降牙运动, 因此, 迫使压脚和压杆一起被周期性地微微抬起, 又落下, 其动态情况类似于单自由度弹性系统的强迫振动。图 8-62 表示的就是这种弹性系统示意图, 具有共同质量  $G$  的压脚和压杆在弹簧 I 和 II 以及送料牙  $K$  的共同作用下作强迫振动。其中弹簧 I 表示压住缝料的压簧, 具有刚性系数  $k_1$ , 预压缩量为  $y_0$ , 弹簧 II 表示缝料作用在压脚上的弹性, 具有刚性系数  $k_2$ 。

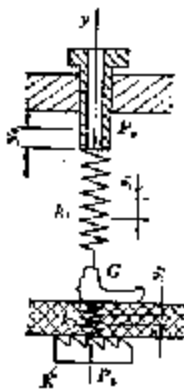


图 8-62 弹性系统

在图 8-62 所示的弹性系统中, 若不考虑摩擦力的作用, 则质量  $m$  (压脚和压杆) 的运动方程为

$$m\ddot{y}_1 = -k_1(y_0 + y_1) + k_2(y_2 - y_1) \quad (8-73)$$

式中:  $m$  —— 压脚和压杆的质量;  
 $y_0$  —— 压簧 I 的预压缩量;

$y_1$ ——工作时，压脚的垂直位移量；  
 $y_2$ ——工作时，送料牙齿顶的垂直位移量；  
 $k_1$ ——压簧 I 的刚度；  
 $k_2$ ——缝料 II 的刚度。

上式可写成另一种形式

$$m\ddot{y}_1 + (k_1 + k_2)y_1 = k_2y_2 - k_2y_0 \quad (8-74)$$

若将送料牙的升降近似看成按  $y_2 = H \sin \omega t$  的规律所作的简谐运动，则上式可写作

$$m\ddot{y}_1 + (k_1 + k_2)y_1 = k_2H \sin \omega t - k_2y_0 \quad (8-75)$$

或

$$\ddot{y}_1 + p^2y_1 = E_1 \sin \omega t - B_2 \quad (8-76)$$

其中：

$$p = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}}$$

为压簧 I 自由振动的固有频率。

$$B_1 = k_2H/m \quad B_2 = k_2y_0/m$$

振动微分方程(8-76)的解为

$$y_1 = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + \frac{B_1}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t - \frac{B_2}{p^2} \quad (8-77)$$

当  $t=0$  时， $y_1=0$ ， $\dot{y}_1=0$ ，所以

$$C_1 = B_2/p^2 \quad C_2 = -\frac{B_1\omega}{p(p^2 - \omega^2)}$$

上式中的第三项由送料牙的升降运动所决定，表示系统的强迫振动，其中， $\frac{B_1}{p^2 - \omega^2}$  为强迫振动的振幅，当  $p = \omega$  时，即当压簧自由振动的固有频率与送料运动的圆频率相等时，强迫振动的振幅将趋于无穷大，整个系统将发生共振。实际上，由于各种阻尼的存在，振幅不可能无穷大，但却会出现压脚瞬时离开缝料的现象，结果，因压料装置不能始终压住缝料而产生各种缝纫故障，严重时，甚至无法缝纫，要避免发生共振，保证压料装置可靠工作，就必须使  $p \gg \omega$ ，在设计上可采取的措施是提高弹簧的刚度，即选用较硬的弹簧。

由于送料牙运动的圆频率  $\omega$  取决于缝纫机的转速  $N$ ，即  $\omega = \frac{\pi}{30} N$ 。因此，在确定了缝纫机压料装置压簧的结构参数后，即可计算出缝纫机发生共振的危险转速  $N_m$ ，即

$$N_m = \frac{30}{\pi} \omega = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\left(\frac{GD^3}{8D^3n} + k_2\right)/m} \quad (r/min) \quad (8-78)$$

式中： $G$ ——压簧的切变模量(Pa)；

$d$ ——压簧的钢丝直径(m)；

$D$ ——压簧中径(m)；

$n$ ——压簧圈数；

$k_2$ ——缝料的刚度(N/m)；

$m$ ——压脚和压杆的质量(kg)。

在压脚与缝料接触的瞬间，由于压脚是受迫振动，因此，压脚对缝料的压力比静止条件下缝纫机调节时所用的静压力  $P_s$  要大，这种情况也是有害的，它可能导致送料牙齿损伤缝料的现象，并使送料机构承受额外的负荷。为求缝纫机工作时所产生的压脚动压力，用力  $P_d$  来代替弹簧 II 对压脚的作用力， $P_d$  即为压脚对缝料的动压力。由于缝料对压脚的压力与压脚对

缝料的压力相等, 所以

$$P_b = k_2(y_2 - y_1) \quad (8-79)$$

由上式可得

$$y_1 = y_2 - P_b/k_2 = H \sin \omega t - P_b/k_2 \quad (8-80)$$

将上式对时间  $t$  进行二次微分后, 可得

$$\ddot{y}_1 = -H\omega^2 \sin \omega t - \dot{P}_b/k_2 \quad (8-81)$$

将式(8-79)、(8-80)、(8-81)代入方程(8-78)可得

$$\dot{P}_b + p^2 P_b = A_1 + A_2 \sin \omega t \quad (8-82)$$

式中,

$$A_1 = \frac{k_2}{m} P_0$$

$$A_2 = k_2 H \left( \frac{k_1}{m} - \omega^2 \right) \sin \omega t$$

方程(8-82)的解为

$$P_b = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + \frac{A_1}{p^2} + \frac{A_2}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t \quad (8-83)$$

当  $t=0$  时,  $P_b = P_0$ ,  $\dot{P}_b = 0$ , 所以

$$C_1 = P_0 - \frac{A_1}{p^2}$$

$$C_2 = -\frac{m A_2}{p(p^2 - \omega^2)}$$

方程式(8-83)的前两项, 反映在自由振动固有频率  $p$  时的压脚压力的变化情况。这种自由振动在缝纫机从起动到进入正常工作状态后, 便很快衰减。方程式的后两项表明, 在送料牙对压脚长时间的重复作用下, 压脚对缝料的压力的变化情况。假设缝纫机进入正常工作状态后, 自由振动消失, 则由方程式(8-83)可以得出

$$P_b = \frac{A_1}{p^2} + \frac{A_2}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t \quad (8-84)$$

将系数  $A_1$ 、 $A_2$  代入上式后可得

$$P_b = \frac{k_2}{m p^2} P_0 + \frac{k_2 H \left( \frac{k_1}{m} - \omega^2 \right) \sin \omega t}{p^2 - \omega^2} \quad (8-85)$$

当  $\sin \omega t = 1$  时, 可得到压脚的最大动压力

$$P_{b \max} = \frac{k_2}{m p^2} P_0 + \frac{k_2 H}{1 - \omega^2/p^2} \left( \frac{k_1}{m p^2} - \omega^2/p^2 \right) \quad (8-86)$$

由上式可知, 压脚对缝料的最大动压力不等于静压力  $P_0$ , 测量表明,  $P_{b \max}$  几乎比  $P_0$  大一倍。压脚动压力  $P_b$  在很大程度上与压脚和压杆本身的振动频率  $p$  有关,  $p$  越大, 则  $P_{b \max}$  与  $P_0$  的差距就越小。为减小动压力与静压力之间的差别, 必须采用较硬的弹簧, 以增大  $p$  值。当  $p \gg \omega$  时, 可假定  $\omega^2/p^2 = 0$ , 在这种情况下, 由方程(8-86)可得出

$$P_{b \max} = \frac{P_0}{1 + k_2/n_2} + \frac{H}{1/k_1 + 1/k_2} \quad (8-87)$$

上式说明, 压脚对缝料的最大动压力也同缝料的硬度有关, 当缝料极硬时, 可假定  $k_2 \rightarrow \infty$ , 则有

$$P_{b \max} = P_0 + K_1 H \quad (8-88)$$

此时, 压脚的最大动压力  $P_{b \max}$  与静压力  $P_0$  基本没有差别。

## 第九章 工业平缝机的总体设计

在工业缝纫机的设计过程中,应根据机器的用途和性能要求,分析对此同类型机器的优缺点,充分掌握各方面的资料,确定主要设计参数,初步拟定各主要部件及其结构和主要几何尺寸,在此基础上确定机器的总体布局(通常称为总体设计)。总体设计是工业缝纫机设计中的首要步骤,通过总体设计,可以确定所设计出的机器应达到的技术指标,并在完成装配调试后,通过试车来考核该机的实际指标是否达到设计要求。

工业平缝机直接参与缝纫工作的机构有刺料、挑线、勾线和送料四个主要机构,它们在缝纫过程的各个工作阶段是以规定的工作程序有机地配合运动来完成缝纫工作的。因此,在确定总体设计方案时,首先可根据设计任务书所提出的主要技术指标和基本参数,并参考同类型机器,从缝纫原理出发,设计和制定理想的机构运动配合曲线图,并初步设计计算出各主要机构的主要尺寸,然后,再根据实际使用情况,修正制定出实际机构运动配合曲线图。通过实际机构运动配合曲线图,就可以对缝纫机的实际工作性能直接进行评价,并可以定量地确定缝纫机各机构间运动配合的相位尺寸,计算出各机构构件的主要尺寸、装配关系、装配角度等。

### 第一节 主要设计要求和基本设计参数

#### 一、主要设计要求

工业平缝机的主要设计要求有如下几个方面:

##### (一) 缝纫性能方面

1. 高、低速缝纫时,线迹长度应基本一致,其长度的相对误差不大于 15%。
2. 顺、倒缝时,线迹长度应基本一致,其长度的相对误差不大于 15%。
3. 缝料层错位量应小,两层缝料之间的错位量在 500 mm 缝纫检验长度内应不大于 5 mm。
4. 缝纫后,缝料应不起皱,线迹应不歪斜。

##### (二) 机器性能方面

1. 线迹长度、缝线张力、压脚压力等,应均可调节。
2. 压脚提升锁住后,应起松线作用。
3. 在最大线迹长度时,倒缝扳手的始动作用力不大于 15 N,按下、放开扳手应能完全复位。
4. 应达到所要求的最大线迹长度。

##### (三) 运转性能方面

1. 达到最高缝纫速度时,应无异常杂音。
2. 达到最高缝纫速度时,噪声级不大于 82 dB(A)。
3. 振动位移应小。当缝纫速度为 4000 s/min 时,线迹长度为 3 mm 时,振动位移值应不超过 800  $\mu\text{m}$ 。



4. 在正常载荷时, 驱动力矩应不大于: 伞齿轮传动为  $0.4 \text{ N}\cdot\text{m}$ ; 单面同步齿形带传动为  $0.5 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

5. 运转时, 润滑系统的供油及回油应良好, 各结合面不漏油。

表 0-1 列出了国产高速工业平缝机机头系列产品标准与国外先进标准的对比数据。

表 0-1 国内外先进标准主要数据对比表

项目内容	机头型号	高速平缝机机头系列产品标准	高速平缝机机头 GO 型专业标准	DDL-355 (JUKI)	191L200A (SINGER)	501D300G (SINGER)	D72-B174-403A3 (Brother)
最高缝纫速度 (r/min)		6000	1900~5000	5500	4500	6000	—
针叶部分	轴向间隙	0.06	$\leq 0.12$	0.04	0.065	0.018	0.007
	径向间隙	0.03	$\leq 0.03$	—	—	—	—
挑线杆部位	运动方向间隙	0.15	$\leq 0.80$	0.11	0.055	0.017	0.038
	平面方向间隙	0.11	$\leq 0.50$	—	—	—	—
送布机构运动方向间隙	0.15	$\leq 0.25$	0.104	0.04	0.057	0.111	
上轴轴向间隙	0.03	$\leq 0.05$	—	—	—	—	
下轴轴向间隙	0.04	—	—	—	—	—	
螺旋全齿检测间隙	0.50	$\leq 0.80$	0.405	0.504	0.525	0.232	
断线次数	14 m 允许一次	10 m 允许一次	—	—	—	—	
驱动力矩 (N·m)	0.20	0.40	0.523	0.21	0.21	0.253	
噪声 dB(A)	83	85	80.50	82.9	84.65	81.35	

备注: 所有间隙的单位为 mm

## 二、平缝机设计参数的确定

机器的设计参数是指为保证机器具有良好的使用性能, 而从设计角度对该机提出的各项物理参数。它直接影响机器的总体布局、结构形式和使用性能。确定基本设计参数, 是机器总体设计的一项主要内容。为此, 一般要通过收集生产实践中同类型机器的有关数据, 吸取以前设计中的经验, 研究国内外的有关资料, 考虑今后的发展方向, 然后综合进行分析, 才能合理地确定各项技术参数, 为做好整个设计工作打下基础。在设计过程中, 设计人员要通过这些设计参数, 来保证所设计的机器具有良好的工作性能。工业平缝机的基本设计参数主要有:

### (一) 最高转速

缝纫机的最高转速是指缝纫机每分钟所能缝纫的最多针数 (r/min), 它直接反映了缝纫机的额定工作转速 (r/min)。工业平缝机的额定工作转速一般为  $2000 \sim 5000 \text{ r/min}$ , 它是根据机料所适用的范围和用户的特殊要求来确定的。一般说来缝制厚料 (特别是皮革、人造革、帆布等厚、硬料) 的机器, 转速较低。

就成缝原理而言, 一般转速对成缝过程没有直接的影响。但是, 由于缝纫机工作转速直接影响到整机的动力学性能, 从而对整机的使用性能 (振动、噪音、寿命以及缝纫性能等) 产生直接影响。为了尽可能减少动力学性能对整机使用性能的影响程度, 对于不同的额定工作转速, 就应设计与之相应的整机结构。随着额定工作转速的提高, 对整机结构将提出更严格的要求。比如, 由于转速增大, 各机构运动部件的加速度就越大, 所产生的振动、噪音、磨损也越大, 这

料,在转速提高时,为降低各运动部件的加速度,可选用轻质材料,提高制造精度,并做好整机的静平衡和动平衡。另外,为了减轻磨损,提高整机的使用寿命,对于各运动副的润滑具有不同的要求,一般对于中、低速机,可采用人工集中注油的润滑方式,而对于高速机,则需采用自动强制供油的润滑方式。

### (二) 缝厚范围

缝纫机的缝厚范围,是指该机所能缝制的最厚缝料的厚度(mm),它可以根据机器的使用要求和适用范围来确定。一般,缝制薄、中厚缝料的缝纫机,最大缝厚为4mm;而厚料缝纫机的最大缝厚可达6~8mm。

### (三) 针距范围

针距指一个线迹的长度(mm)。缝纫机的针距大小应能调节。调节范围应根据机器的使用要求和缝料的性质来决定。一般平缝机的针距在0~4mm范围内可调,而厚料机的针距则可在0~8mm范围内可调。

缝纫机的最大针距 $T_{max}$ 是一个很重要的设计参数。它决定了送料牙水平方向的最大移动量 $A_{max}$ 。一般, $A_{max} = (1.2 \sim 1.4)T_{max}$ 。

### (四) 机针工作行程 $S_p$

机针工作行程 $S_p$ 是决定机针总行程和送料曲柄长度的重要设计参数。它是由梭子的结构尺寸(如梭子的最大回转半径、梭尖与送料牙体之间的运动间隙、梭轴中心与针板的距离等)、针板厚度、机针结构参数以及缝料最大厚度等决定的。其计算公式可见式(5-30)。

### (五) 挑线行程 $L$

挑线行程 $L$ (mm)是依照在设计最大缝厚能力条件下,形成一个最大针距所需消耗面线的最大长度而确定的。根据缝纫机成缝过程分析可知,在形成一个双线圈式线迹时,所需消耗的面线量主要取决于机针向下运动所需消耗的面线量和梭子勾线至脱线过程所需消耗的面线量。因此,由式(7-9)和(7-10)可得挑线机构的最大理论供线量为

$$l_{max} = (2.2 \sim 2.4)(S_p - a + B_w + D_w)$$

由上式即可确定挑线机构的挑线行程为

$$L = l_{max} / 2 = (1.1 \sim 1.2)(S_p - a + B_w + D_w)$$

式中:  $S_p$ ——机针工作行程(mm);

$a$ ——机针尖至针孔上沿的距离(mm);

$B_w$ ——梭架宽度(mm);

$D_w$ ——梭架直径(mm)。

## 第二节 机构运动配合曲线图

理想的机构运动配合曲线图是在理想设定情况下,在完成一个线迹的工作周期中,以缝纫机各主要机构对缝线的需求为基础,能反映出缝纫机各机构间配合的相位关系,并通过计算定量地确定各主要机构、主要构件尺寸和装配调整关系的图表。利用这张图表可以对整机的工作性能进行定性的评价。

实际机构运动配合曲线图是在理想机构运动配合曲线图的基础上,加入实际工作时的缝料厚度、缝线弹性、挑线簧弹性贮能等修正系数后,通过对各主要机构的配合情况作合理地调整所得到的面线图。通过这张曲线图就可以开展对缝纫机的设计工作。

理想的机构运动配合曲线图是建立在各主要机构对线量的需求之上的。计算出各机构在

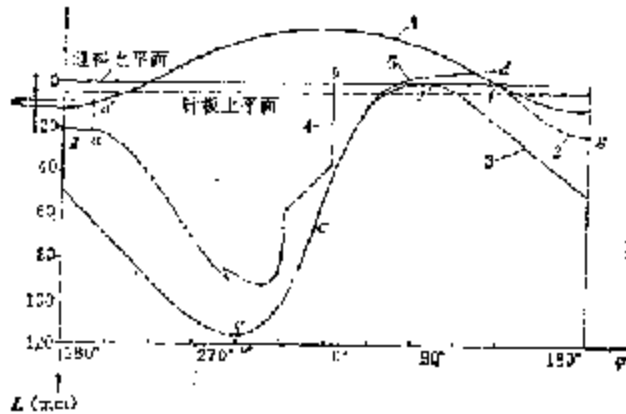


图 9-1 机构运动配合曲线图

整个工作循环过程中的需线量曲线，并根据相位关系将这些曲线以针板上平面为零线量在图中画出。在此基础上，考虑缝料厚度和线量常数这些因素后，即可作出实际机构运动配合曲线图，如图 9-1 所示。图中共有五条曲线，即：1—机针运动曲线；2—机针需线量曲线；3—挑线杆供线量曲线；4—梭子需线量曲线；5—送料需线量曲线。

从曲线图中可以看出，只要这五条曲线在缝料上表面以下不相交，那么缝线在缝纫时就不会断裂，其中，需要注意的是：

- (1) 在梭尖勾线位置  $e$  点处，只要保证挑线杆供线量曲线 3 与  $e$  点之间在垂直方向上有足够的距离，就保证了线环形成的可能性。
- (2) 送料运动从  $e$  点开始，至  $d$  点结束。为了便于机器的调试， $e, d$  两点之间所占的角度不应过大。同时，要保证送料运动结束点  $d$  在机针运动曲线 1 与缝料上表面的交点  $f$  之前，这样才不会产生“拖针”现象。
- (3) 挑线杆的收线运动的起点  $e$  应先于送料运动的起点  $e$ 。这样有利于收紧面线。
- (4) 挑线杆供线量曲线 3 必须位于机针、梭子、送料牙需线量曲线 2、4、5 之下，并不得有交点。这样才能保证各机构所需要的线量，避免面线张力过大，造成断线。

如何确定这五条曲线呢？

### 一、机针运动曲线的确定

工业平缝机的刺料机构一般均为正置曲柄滑块机构，利用公式(5-19)，可以得到机针运动曲线  $f_1(\phi) = x_m$ ，其中  $\phi$  以机针上极限位置为起点(0°)开始度量。选取若干组不同的  $r$  和  $L$  值，即可得到一组机针运动曲线。利用计算确定的机针孔在下极限位置距缝料上表面的距离  $S_n$ ，以及机针刺料时的相位  $\beta$ ，通过比较各条曲线，即可选择出一条满足  $S_n$  和  $\beta$  的曲线。这条曲线即为机针运动曲线。与这条曲线相对应的  $r$  和  $L$  值，即为刺料机构的曲柄和连杆长度，而机针行程即为  $2r$ 。这样，刺料机构的设计也就结束了。当然，在选取  $r$  和  $L$  时，必须考虑参数  $\lambda$  的影响。

$S_n$  和  $\beta$  的计算和确定如下(参见图 9-2)：

$$S_n = S - g + h + l + A_m \quad (9-1)$$

- 式中： $S$ ——针板上平面距下轴中心的距离；  
 $g$ ——梭尖距梭子转动中心的距离；  
 $h$ ——机针回升量，由缝料性质决定，在 1.8~2.4 mm 范围内选择；  
 $l$ ——梭尖抬高量，一般在 1.0~2.0 mm 范围内选择；  
 $A_m$ ——最大缝料厚度。

其中：

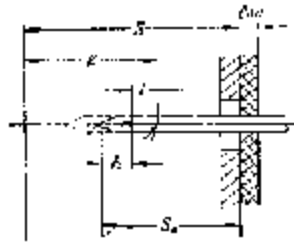


图 9-2  $S_0$  计算示意图

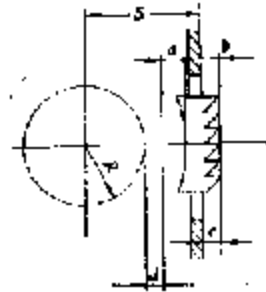


图 9-3  $S$  计算示意图

$$S = a + b + R + d - e \quad (9-2)$$

式中:  $a$ ——送料牙上下运动的距离(即抬牙动程);

$b$ ——送料牙厚度;

$R$ ——梭子的最大转动半径;

$d$ ——各机构间的运动间隙;

$e$ ——送料牙齿面高出针板上平面的最大高度(即抬牙高度)。

以上各结构参数均表示在图 9-3 中。

对于下送料和上下送料的工业平缝机,要求机针刺入缝料前送料运动必须结束。从运动曲线图(图 9-1)中可以看出,机针刺料点  $f$  越向右移,对送料机构的设计越有利。 $f$  点的位置确定后,机针刺料时的相位角  $\beta$  也就确定了。一般,机针尖到达针板上平面时的相位角为  $104^\circ \sim 114^\circ$  范围内。若考虑缝料厚度和针尖距针孔上沿的距离,即可得到机针刺料时,针孔运动曲线与缝料上表面的交点  $f$ ,并由此得到相位角  $\beta$ 。

## 二、机针需线量曲线

当机针运动曲线确定后,从交点  $f$  开始,至机针针孔运动曲线的下极限位置( $180^\circ$ )这段区域内,在曲线  $1$  的下部作两倍于曲线  $1$  的同相位曲线,就得到机针需线量曲线  $2$ 。这是一条随着缝料厚度变化而变化的曲线。若设交点  $f$  的相位角为  $\beta$ ,则有机针需线量曲线

$$f_2(\phi) = 2[f_1(\phi) - f_1(\beta)] \quad \beta < \phi < 180^\circ \quad (9-3)$$

## 三、梭子需线量曲线

当选定了梭机构形式(旋梭或摆梭),并确定了梭机构与上轴的传动形式后,梭子需线量曲线就可以通过近似计算或实测等方式确定了。确定了梭子需线量之后,关键是确定梭机构在整机工作时的相位位置和线量位置这两个要素,从而才能确定梭子需线量曲线在运动配合曲线图中的位置。

相位位置的确定:从机构位置的角度来看,梭子需线量曲线  $4$  的起始点实际上就是梭子勾线尖与机针轴线相交时的位置。所以,只要利用已确定的机针回升量  $h$ ,就能从机针运动曲线  $1$  上的  $a'$  点,找出相应的曲线  $4$  上的起始点  $a$ 。

线量位置的确定:根据绕迹形成原理可知,梭子在  $a$  点之前是不需要线量的,而机针过了下极限位置后也不再需要缝线了。因此,从机针下极限位置( $g$  点)开始,至梭尖与机针轴线相交点  $a$  为止,需线量为 0,即  $ga$  为一条水平直线。而梭子需线量的起始位置应在这条水平线上,并随着梭子需线量的增加而叠加在这条水平线上。

当机针需线量曲线 $g$ 和梭子需线量曲线 $h$ 在运动配合曲线图上的相位位置和线量位置确定后,就可以发现,这两条曲线的头尾分别始于 $f$ 点,结束于 $b$ 点。 $f$ 、 $b$ 两点均位于缝料上表面。直线段 $bf$ 的长短,对送料机构和挑线机构的设计影响很大。对于下送料和上下送料的工业平缝机,为了给送料和挑线机构的设计留出充裕的相位位置,直线 $bf$ 应长一些为好。

#### 四、挑线杆供线量曲线

从理论上讲,只要能设计出一条与各机构需线量曲线相同的供线量曲线,并使该曲线在 $a$ 点附近的供线量略大于梭子需线量(为保证梭子勾线动作的顺利进行),这条挑线杆供线量曲线就一定能够使用。但是,由于机构设计和制造上存在着局限性,因此,很难设计出与各机构需线量曲线相吻合的实用挑线机构。大量的研究、分析和试验表明,只要所设计的挑线机构形成的供线量曲线不违背下列设计原则,并且在结构上是实用的,那么,这个挑线机构就一定能够使用。至于采用什么形式的机构(凸轮、连杆、滑杆等)去达到这些原则,可根据机型的不同而灵活选择。

要求挑线杆供线量曲线应达到的设计原则主要有:

- (1) 曲线与缝料上表面有一个切点以外,不得与各机构的需线量曲线相交。
- (2) 曲线与 $a$ 点的同相位处的线量必须大于 $a$ 点的线量。
- (3) 曲线与缝料上表面的切点 $e'$ 与曲线 $g$ 上的 $f$ 点之间的相位差在允许的情况下越大越好。
- (4) 曲线的收线角(即曲线上点 $e$ 和 $e'$ 之间所占的上轴转角)应尽量小一些。这样有利于收紧线迹。但又不能过小。一般收线角为 $120^\circ$ 左右。
- (5) 曲线必须考虑线量常数。线量常数主要是由挑线簧贮线量和缝线本身弹性伸长的贮线量相加所决定的。在挑线杆供线阶段,线量常数一般为理论需线量的 $10\sim 20\%$ 。

#### 五、送料需线量曲线

送料需线量曲线是通过送料机构的设计来确定的,根据送料过程所占的相位角区域(即送料需线量曲线的相位角区域),以及送料起始相位角和终止相位角,再根据针距的大小(即送料位移量)来计算送料需线量。由此确定的送料需线量曲线 $g$ 与机针需线量曲线 $h$ 和梭子需线量曲线 $h$ 叠加,最后形成了挑线杆供线量曲线(见图9-1)。

对于下送料和上下送料的工业平缝机来讲,送料起始相位角一般为梭子需线量曲线 $h$ 结束( $b$ 点)前 $10^\circ\sim 20^\circ$ 左右,送料终止相位角必须在机针尖与缝料上表面接触( $f$ 点)之前。如果设送料位移方程为 $F(\phi)$ ,挑线杆供线量曲线方程为 $f_a(\phi)$ ,送料起始点的相位角为 $\gamma$ ,机针尖刺入缝料上表面的相位角为 $\beta$ ,则送料需线量曲线方程为

$$f_c(\phi) = f_a(\phi) + 3[F(\phi) - F(\gamma)], \quad \gamma < \phi < \beta \quad (0-4)$$

如果从运动配合曲线图上发现所设计的送料机构的送料终止相位角大于 $\beta$ ,亦即,将产生“拖针”现象,这时就需要调整机构之间的运动配合,或重新设计送料机构,具体解决的办法有:

- (1) 将送料起始点提前,则曲线 $g$ 相应向左移动一段距离,使 $a$ 点位于 $f$ 点之前;
- (2) 改进送料机构,推迟机针刺料的时间,使 $f$ 点向右移动一段距离;
- (3) 重新设计送料机构,使送料过程所占的相位角区域适当减小。

### 第三节 机头总体布局及机架结构型式

工业平缝机与其它类型的缝制设备一样,都是由机头、机架、工作台板和电机组成的。其中机头是缝纫机形成线迹,进行缝制作业的工作执行部分,电机是动力部分,机架起着支撑机头、电机和工作台板的作用。

#### 一、机头总体布局

为了实现机器所要起的工艺作用,机器必须具备各种运动以及为实现这些运动所必须的相应机构。缝纫机的主要特点是将所有运动机构都包容在机头壳体内,经过长期生产实践经验的积累和客观效果的检验,不同类型缝纫机的机头布局形式从大体上讲已趋定型。机头总体布局确定后,机头的结构形式及外观造型也就随之确定了。在设计过程中,对机头的总体布局和机壳结构型式的设计要在保证机器的运动性能,以及机头的刚度、强度、抗振性和稳定性的条件下,力求体积小,重量轻,外形要大方、美观,色彩调和,为便于定位、装夹、加工、测量,机壳外廓一般采用工艺性良好的直线形,直线形的机壳外廓还给人以畅快、简明的美感,与现代化的其它各种设施相谐调。

根据平缝机的基本工作原理,全机主要由刺料机构、挑线机构、勾线机构、送料机构以及压脚机构组成。这些机构都包容在机头内。为便于加工,机头由机壳和底板两部分拼装而成。所有机构均在机壳和底板拼装完毕,并进行烤漆后,装配到机头内。不同型号的工业平缝机,其机头总体布局形式基本相同,图9-4所示为工业平缝机机头总体布局示意图。

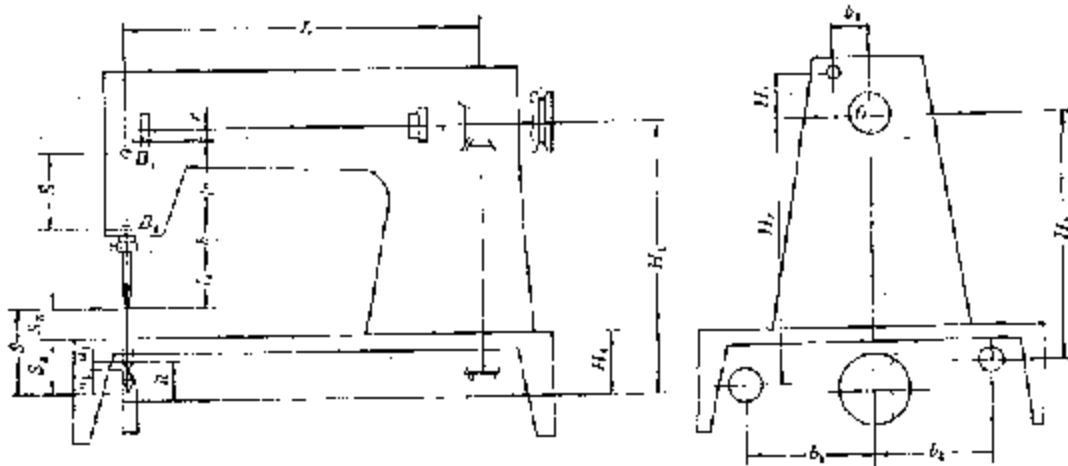


图9-4 工业平缝机机头总体布局示意图

图中所示的各结构参数,均由各机构设计完成后确定。其中, $H_1$ 为上轴与下轴之间的垂直距离,该参数应由刺料机构设计来确定。由图示可知,

$$H_1 = 2S + l_0 + h + (l - r) \quad (9-5)$$

式中:  $r$ ——针杆曲柄长度;  
 $l$ ——针杆连杆长度;  
 $S$ ——机针总行程;  
 $l_0$ ——机针有效长度;

$h$ ——机针夹头距针杆连接柱之间的最小距离。

根据设计要求,确定了机针总行程  $S$  和曲柄  $r$ 、连杆  $l$  的长度后,再根据所选用的机针长度,并考虑机针夹头与针杆连接柱之间在结构上所允许的最小距离  $h$ ,即可最后确定  $H_1$  值。

$H_2$ 、 $b_2$  为送料轴距上轴  $O$  的坐标位置,  $H_3$ 、 $b_3$  为给牙轴距上轴  $O$  的坐标位置,它们均由送料机构设计后确定。因为  $H_1$ 、 $H_2$ 、 $H_3$  是决定缝纫机机头总高度的重要参数,所以在机构设计中,在满足机构运动要求的条件下,应尽可能将其取得小一些。这样可降低机头高度,有利于提高机器的转速。

$H_4$  和  $b_4$  为挑线摆杆距上轴  $O$  的坐标位置,应由挑线机构设计后确定。当然,在设计挑线机构时,  $H_4$  和  $b_4$  的取值应有一个范围,这个范围可在机头总体布局时预选一个值。GC15 型高速工业平缝机中,  $H_4 = 26.29 \text{ mm}$ ,  $b_4 = 18.95 \text{ mm}$ 。

$H_5$  为旋梭中心与针板上平面之间的距离。在设计过程中,当选定了旋梭后,则由旋梭最大旋转半径  $R$  和机针从下极限的回升量  $a_1$  即可确定  $H_5$ ,由图 9-6 可知

$$H_5 = R - (a_1 + a_2) - S_y \quad (9-6)$$

式中:  $R$ ——旋梭最大半径;

$S_y$ ——机针工作行程;

$a_1$ ——机针回升量(由所缝制的缝料性质确定);

$a_2$ ——当梭尖位于机针轴线时,机针尖与梭尖之间的距离,它取决于机针结构(针尖距针孔上沿的距离)以及梭尖抬高量。

GC15 型高速工业平缝机中,  $H_5 = 92.25 \text{ mm}$ 。

## 二、机架结构型式

按缝纫机机头结构和使用对象要求,机架可分为重型机架、中型机架和轻型机架三种类型。从机架的加工型式来看,主要有冲压机架(见图 9-5)和铸造机架(见图 9-6)。其中,冲压机架还分为可拆式和固定式两种。冲压式机架采用普通碳素结构钢,铸造机架采用灰铸铁 HT150。

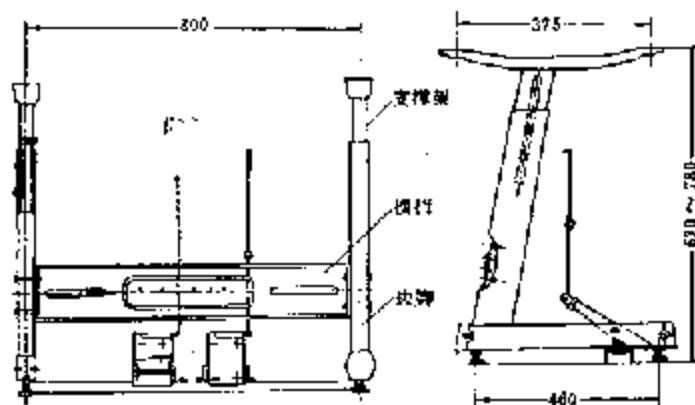


图 9-5 冲压式机架

对缝纫机机架的技术要求主要有:

(1) 装配准确,踏板转动灵活,支承架的高度能自由调节(一般为  $670 \sim 780 \text{ mm}$ );

(2) 边脚着地平稳:边脚与台板的四个连接点应在同一个平面上,其平面度误差不大于

$3 \text{ mm}$ ;

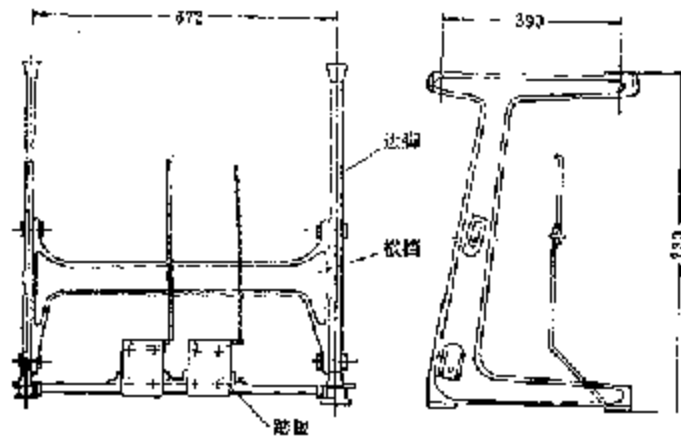


图 9-6 铸造机架

- (3) 两边脚与底面应垂直, 垂直度在 500 mm 高度范围内误差不大于 0.1 mm;
- (4) 冲压式机架的表面应平整, 弯曲处不得有裂纹, 边缘和孔口无毛刺, 焊接部位应牢固, 不得有焊接裂纹、气孔等缺陷;
- (5) 铸造机架表面不允许有裂纹、浇铸不足、冷隔等缺陷, 铸件不加工表面粗糙度不低于  $Ra 3.2$ 。

#### 第四节 缝纫机零件的设计

工业缝纫机是一台精密的机械传动机器。它通常是以主轴为枢纽, 采用凸轮、连杆、齿轮等传动机构进行全机的动力分配, 并根据缝纫工艺的要求, 将主轴的旋转运动转换成各种其它形式的运动。尤其是连杆传动机构, 由于其运动副之间是面接触, 单位压力小, 耐磨性好, 同时, 利用连杆机构与其它机构相组合, 还能实现多种比较复杂的运动形式, 因此, 连杆机构在缝纫机中被广泛采用。

不论是哪种类型的传动机构, 都是由若干运动副组成的。在缝纫机中, 这些运动副主要是

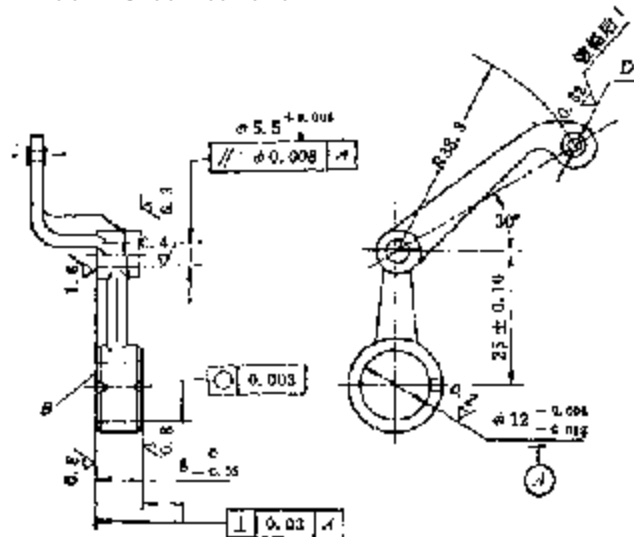


图 9-7 Q115 型平缝机挑线杆



由山柄、连杆、摆杆、曲轴、偏心轮、凸轮、齿轮等构件组成。这些构件是缝纫机中最常用、最典型、数量最多的零件，它们大都几何形状复杂，精度要求高。图9-7所示为GC15型高速工业平缝机挑线杆零件图。这是缝纫机中很典型的杆类零件，它的形状比较复杂，精度要求较高。在缝纫机中，这种杆类零件一般选用20Cr低碳合金渗碳钢。这种材料经渗碳淬火处理后，具有很高的强度，常用于心部强度要求高，表面承受磨损，形状较复杂而载荷不大的渗碳零件。

为提高运动部位的耐磨性，图中 $\phi 5.5$ 和 $\phi 12$ 两孔应进行局部渗碳淬火处理，渗碳层深度为0.2~0.4mm，热处理后硬度不低于HV600。为减小工作中的断线率，穿线孔D应光滑，孔口应圆滑无锐棱。零件表面镀铬，无剥点、锈点、起泡及擦伤等缺陷。

在设计缝纫机零件时，既要满足机构的运动要求，又要考虑结构设计的合理性。而且，为了提高零件的使用寿命，同时又要兼顾到便于制造加工、降低成本。在零件的材料选择、热处理要求、尺寸精度、形位公差等方面，也要综合考虑。

### 一、缝纫机零件的尺寸公差和形位公差

从设计角度出发，为了保证整机组装后具有良好的运动性能，对缝纫机运动部位的关键零件不仅要确定程度合理的尺寸公差与配合要求，还应提出恰当的形位公差要求。缝纫机零件的加工精度直接影响全机的运动性能，因此，对一些关键零件的精度要求也较高，一般尺寸公差等级为IT6、IT7、IT8，形位公差为6、7级，表面粗糙度为 $R_a 1.6$ 、 $R_a 3.2$ 。

在确定了零件的尺寸公差与配合后，对一些关键部位提出恰当的形位公差要求，有助于简化加工与测量，确保零件的质量。比如图9-8所示的针杆连接柱，根据装配要求，该零件的孔D与轴d的轴线要垂直相交。在设计时，可采用位置度来控制两轴线的垂直相交。要求轴d的轴线必须位于直径为公差值0.06，且以相对孔D轴线为基准所确定的理想位置为中心所配置的圆柱面内。这样即可达到装配要求。

图9-9所示为双针缝纫机机针夹头，其中 $2-\phi 2H_7$ 孔中安装机针后，应保证两根机针的中心线与基准A平行且对称，这样才能使机针尖准确地通过针板孔。为了达到这一要求，在设计该零件时，可采用位置度延长公差带的方法。这样可借助位置度来综合控制所要求的平行度和对称度；同时利用延长公差带可以清楚地表明装针之后的实际使用要求。

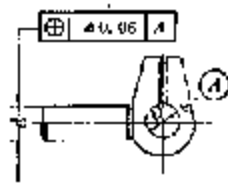


图9-8 针杆连接柱

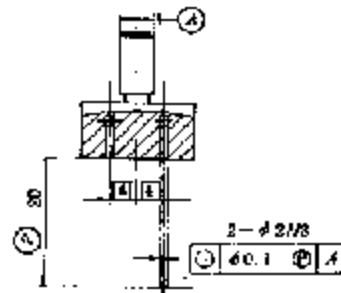


图9-9 机针夹头

图9-10所示为缝纫机机头底板。为了保证下轴转动自如，对三个轴承孔的同轴度往往要求较高，如以其中一个孔的轴线为基准提出同轴度要求，则与装配实际要求有差异。当孔的间距较大时，势必允差很小，给加工和检验带来困难。因此，一般可以三个孔的公共轴线为基准提出同轴度要求。这样不仅符合装配要求，而且公差可以合理分配，允差较大，加工比较经济。

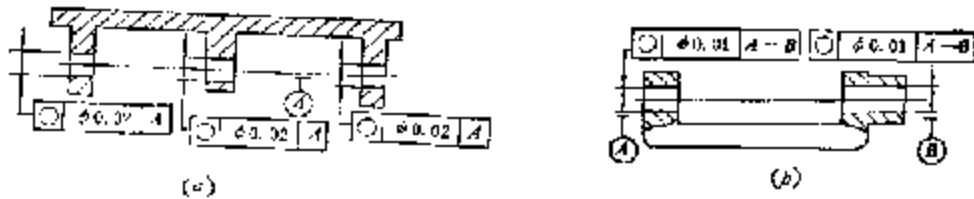


图 2-10 机头底板

在设计缝纫机零件时, 提出形位公差的要求, 还应注意以下几点。

- (1) 在有可能用跳动取代垂直度和同轴度要求之处, 应尽可能标注跳动, 以便于检测。
- (2) 对轴类零件提直线度要求时, 先分清是滑动轴还是转动轴。滑动轴应对母线提直线度要求, 而转动轴则应对轴线提直线度要求。
- (3) 当一个被测要素有两项以上位置度要求时, 应尽可能用位置度综合控制, 以使图纸简明, 便于加工测量。

## 二、材料的选用

在缝纫机零件的设计中, 正确选用零件材料是很重要的。所谓正确选用材料, 就是要最经济和最合理地利用材料, 充分发挥材料本身的性能潜力。在保证机器使用质量的基础上, 尽可能采用价格低廉的材料, 并尽量减少材料消耗量和种类。

### (一) 选用材料的原则

1. 考虑零件的工作条件和材料的机械性能。例如, 缝纫机头应采用铸铁件(HT150、HT200), 既能承受压力, 又能吸震。重要的、速度高的杆类零件可采用轻硬合金, 以减少惯性、减小变形, 保证运动配合的准确性。一般连接件的运动副要用耐磨材料, 如用含油轴承、黄铜轴衬等, 以防止具有相对运动的构件之间相互咬死。

2. 注意零件的形状和材料的工艺性能。例如, 形状复杂的零件可采用铸造件或锻件, 薄件可用冲压件, 形状简单的可采用成型材料, 零件不同部位尺寸差异较大且加工困难的可采用组合件。

3. 考虑材料的经济性和材料来源。在保证机器质量的前提下, 尽量采用价格低廉、来源充裕的材料, 尽量使用标准化、规格化的材料, 减少材料品种的数目。

### (二) 缝纫机械常用材料

缝纫机械中常用的材料基本上是黑色金属, 如铸铁、碳钢、合金钢等; 小部分采用有色金属, 如铝合金、铜合金等; 还有极少量采用非金属材料, 如塑料、酚醛层压板、木材等。

1. 碳钢和合金钢 这是缝纫机械中最常用的材料。

(1) 碳钢 碳钢分为普通碳素钢和优质碳素钢。普通碳素钢一般用于强度要求不太高的钣金件, 如缝纫机上的穿线钩、夹线板、绕线架等零件, 可采用甲类  $A_2$  钢或乙类  $B_2$ 、 $B_3$  钢。

优质碳素钢根据含碳量不同可分为低碳钢、中碳钢和高碳钢。在缝纫机械中, 常用的优质碳素钢有 15、20、40、45 号钢。这类优质碳素钢主要用于传递功率不大、转速不高的轴类和杆类零件。一般, 对于低碳钢可进行渗碳淬火, 以提高零件表面的耐磨性; 对于中碳钢, 可进行调质处理, 以获得较好的综合机械性能。碳素工具钢主要用于制造各种工具, 如裁剪机的刀片、自动缝纫机上的剪线刀、包缝机上的切刀等等, 均可采用  $T_8 \sim T_{10}$  碳素工具钢。

(2) 合金结构钢 合金结构钢可分为调质钢和渗碳钢。合金结构钢具有较高的强度和较好的韧性。合金结构钢是在碳素结构钢中加入了合金元素, 因此提高了钢的淬透性和回火稳

定性,可使零件在整个截面上得到均匀、良好的综合机械性能,从而可保证零件的长期安全使用。

缝纫机是一台精密的机械传动机器。对各机构的运动配合精度要求较高。随着缝纫机速度的不断提高,对零件材料的强度、硬度、韧性、耐磨性以及各种物理化学性能的要求也越来越高。因此,缝纫机上许多重要的关键性零件常常采用合金钢来制造,常用的合金钢有:15Cr、20Cr(渗碳钢),40Cr(调质结构钢)和GCr6、GCr9、GCr15SiMn(高碳铬轴承钢)等。

2. 铸铁 铸铁具有许多优良的性能,如良好的铸造性、耐磨性、吸震性和切削加工性等,同时,其价格低廉、生产设备简单。因此,在缝纫机上铸铁的应用也较为广泛。根据化学成份、生产工艺、组织和性能特点的不同,工程上将铸铁分为:灰铸铁、可锻铸铁、球墨铸铁、蠕墨铸铁等。其中灰铸铁应用最多。

灰铸铁强度较低,但有优良的铸造性能、减震性能和易切削加工性。在机械工程中,大量应用于中等负荷下的结构件、复杂的薄壁件和润滑条件下的受磨件。灰铸铁按强度分为6个等级,其中在缝纫机中最常用的是HT150和HT200,用于制造缝纫机中的机壳、底板、上轮、套筒、送料轴、拾牙轴以及某些凸轨、导块等。

球墨铸铁是在铁水中加入某些稀有元素或其合金,使铸铁中的石墨成为球状而形成的。球墨铸铁的强度已接近于碳素铸钢和低合金钢,是一种较有竞争力的优良结构材料。但是,球墨铸铁的收缩率较大,因此铸造缺陷倾向较大,对原铁水的成份要求比较严格。球墨铸铁根据机械性能分为9级牌号,在缝纫机中主要采用QT450-10和QT600-3来制造某些凸轮、导轨、摆杆,以及送料轴和拾牙轴等。

3. 有色金属 有色金属具有某些特殊性质,在缝纫机械中也常有采用。

(1) 铝及铝合金 铝具有相对密度小、塑性和耐腐蚀性好、色泽美观、无低温脆性、易加工成型等优点。纯铝强度较低,一般不做结构材料用。铝合金则有良好的机械性能。根据生产方法,铝合金可分为变形铝合金和铸造铝合金。变形铝合金按性能和用途分为纯铝(L)、防锈铝(LF)、硬铝(LY)、超硬铝(LC)和锻铝(LD)等;按热处理特点,则分为不可热处理强化铝合金和可热处理强化铝合金。纯铝和防锈铝属不可热处理强化的铝及铝合金,硬铝、超硬铝和锻铝属可热处理强化铝合金。

在缝纫机械中常用纯铝L1、L3,防锈铝LF3、LF5,来制造型号牌、商标牌、指针、后盖等。用超硬铝LC3、LC5和锻铝LD5来制造衣架、挑线杆、拾牙连杆等。用铸铝ZL102、ZL104、ZL107、ZL110来制造各种罩、壳、板、盖盘、旋钮等。

(2) 铜及铜合金 按合金系列,可分为纯铜、黄铜、青铜和白铜。纯铜俗称紫铜,具有良好的导电、导热、耐蚀和可焊等性能。黄铜分普通黄铜(铜锌合金)和特殊黄铜(铜锌合金中加入其它多元合金),具有良好的机械性能、耐蚀性能和工艺性能。青铜是以锡、铝、硅、锰等为主要合金元素的铜合金,具有很高的机械性能、耐蚀和耐磨性能,以及良好的工艺性能和某些特殊的物理性能。

在缝纫机械中,常用黄铜H62、H68来制造标牌、油管、夹线螺母等。用铸造锡青铜ZQSn6-6-3来制造轴套、连杆等耐磨零件,用铸造铝青铜ZQA19-4来制造蜗轮、滑块等。

(3) 粉末冶金 粉末冶金制品是通过制备金属粉末、成形、烧结等过程而制造的金属制品。在制作材料的过程中,可同时制成具有一定形状和尺寸的制品。因此,这是一种少无切削加工工艺,具有生产效率高、材料消耗低、能耗小、占用加工设备和生产面积少等优点。但是,由于金属粉末比同类熔炼金属材料价格高,模具费用也大,因此,应综合考虑经济技术效益,主

要在下述情况下合理应用粉末冶金制品:

- (1) 必须采用粉末冶金材料才能满足成份与性能要求的产品;
- (2) 零件结构形状难以机械加工, 但很适合采用粉末冶金方法制造的产品;
- (3) 由于节省材料和工时, 提高使用寿命, 并有合适批量, 而能取得实际经济效益的产品。

在缝纫机械中, 常用铁基结构材料中的烧结中碳钢 FTG60-15、FTG60-20、FTG60-25 来制造凸轮和偏心轮, 用烧结铜钢 FTG70CuS-25、FTG70CuS-35、FTG70CuS-50 来制造齿轮、齿条和蜗杆。这两类铁基结构材料均可进行热处理, 以获得足够的机械性能、耐磨性能和较好的工艺性能。

铁基滑动轴承材料是一种有润滑油类减摩材料。用这类材料制作的滑动轴承, 内部有许多连通孔隙, 经浸油, 可贮存一定量的润滑油, 所以又称含油轴承。轴转动时, 贮存在轴承内部孔隙中的润滑油能渗透至工作表面, 起润滑作用; 轴停转后, 工作表面上的润滑油又能被吸回孔隙中。在这种自润滑条件下, 轴承工作时处于边界润滑状态。含油轴承具有自润滑特性, 因此很适合在不易加油或禁忌油污的部位使用。在缝纫机械中, 多采用铁基滑动轴承材料 FZ1260、FZ1360 来制造轴套、滑套、滑杆、滑块等。

4. 非金属材料 缝纫机中应用的非金属材料, 主要有塑料、橡胶、木材、毛毡、纸品等。塑料在缝纫机中的应用正在不断增加, 甚至可代替一部分金属材料。常用的塑料主要有聚酰胺

表 8-2 缝纫机常用零件适用材料

零件类别	材料牌号	机器转速 (r/min)
轴(轴)轴套	ΔS、10、15、20、40、45	<1500
	15、20、45、75 Cr、20 Cr、40 Cr	1500~4000
	15 Cr、20 Cr、15 CrMo、20 CrMo	>4000
连杆、曲柄、牙叉、牙架、挑线杆、摆杆架	15、20	<1500
	15、15 Cr、20 Cr、45、LC4、LC5	1500~4000
	12 Cr、20 Cr、40 Cr、38 CrMoA、ZQSn8-8-3、LC6、LC9、LD6、LD6	>4000
凸轮、偏心轮、齿轮	15、20、40、45、FTG-50 15、FTG60 30、FTG60-25	<1500
	12 Cr、20 Cr、GCr15、GCr15	>1500
齿轮、齿条、蜗杆	25、45、15 Cr、20 Cr、40 Cr、FTG70CuS-25、FTG70CuS-35、FTG70CuS-50	<1500
	20 Cr、15 CrMo、40 Cr、20 CrMo、22 CrMoA	>1500
滑块、滑柱、滑套、滑动套	15、20、15 Cr、20 Cr	<4000
	20 Cr、GCr15、GCr15、ZQΔ19-1	>4000
FF(拉)簧	45、50、60、70、85 Mn	>4000
滚珠、滚套	50、05 Mn、00SiMn、89Si <sub>3</sub> Mn	>4000
	15、20 Cr、GCr15	<4000
轴套、滑套	GCr15、LCr15、GC-15、GC-15HM、ZQSn8-8-3、FZ1260、FZ1360	>4000
	GCr15、FTG60、QSn8-16	>4000







































