

JB型缝纫机 动力学研究报告

上海交通大学 机构学和机械动力学研究组
上海缝纫机研究所 JB型缝纫机理论研究组
一九八二年 五月

J B 型缝纫机动力学研究报告

目 录

第一部份 J B 型缝纫机动力性能分析

- 一、整机机构及运动学分析方法概述
- 二、机构动力分析的基本方法
- 三、对整机动力特性的分析
- 四、对上轴支承动反力平衡的最优化分析

附 表

第二部份 J B 型缝纫机平衡与振动

- 一、第一种平衡方法
- 二、第二种平衡方法——机器整机平衡理论分析 J B 型缝纫机平衡
- 三、第三种平衡方法——以上轴两支承动反力为优化目标的数值优化平衡方法
- 四、平衡效果的理论评述
- 五、实验研究
- 六、结 束 语

附 表

参考文献

J B 型缝纫机动力学研究报告

前 言

缝纫机性能的优劣，有两个重要的方面：缝纫机的运动性能和缝纫机的动力性能。缝纫机的运动性能从机构学的角度来看，是要求各个机构的运动及其相互配合能完全满足缝纫机性能的要求，如缝纫线迹均匀正常、不跳针、不断针以及对各种缝料的适应性等等。但目前缝纫机运动性能的研究还只是在比较理想的，不考虑动力影响的情况下进行的，因此有一定的局限性。其实，上述那些缝纫性能的要求，缝纫机的使用质量和使用寿命都与缝纫机的动力学研究密切相关。尤其现代缝纫机向高速、精密、多功能方向发展，更加离不开缝纫机动力学研究。因此，缝纫机动力学研究应该引起整个缝纫机工业部门的高度重视。

缝纫机的动力学研究内容是十分广泛的，其中包括缝纫机中各个运动副中动反力的计算；整机震动力的分析；各个机构传力特性的研究；缝纫机主轴的速度波动；缝纫机在额定转速下的空载转动力矩的研究；缝纫机的机构平衡的研究；缝纫机的振动和噪音的研究；缝纫机机构动力优化研究；考虑构件弹性和运动副间隙的动力学研究等等。所有这些动力学研究内容都与缝纫机的动力性能密切相关，而缝纫机动力性能的好坏会直接影响缝纫机的缝纫性能、使用效果、使用寿命和安静的环境等。充分开展缝纫机的动力学理论研究可以为设计和改进缝纫机提供有力的理论基础和设计方法。

缝纫机动动力学的研究除了进行深入的理论研究和理论分析工作以外，还应足够重视实验研究。因为缝纫机动力性能影响因素十分复杂，通过广泛的动力学实验研究，可以测出各种动力性能数据，作为改进和设计缝纫机的依据。缝纫机实验研究，包括特定点位的运动轨迹，位移，速度，加速度的测定，动态空载力矩的测定，缝纫机的平衡，振动和噪音的测定等等。通过实验研究还可以提出缝纫机各种动力性能的具体测试方法和合理指标。

本报告包括两个部份：J B 型缝纫机动力性能分析和 J B 型缝纫机平衡与振动研究。通过研究，提出了分析：研究的理论基础和计算

方法，初步探讨了缝纫机动力学的这些问题。通过大量的理论分析、研究和计算工作，提出了某些改进意见，并对平衡、振动和噪音进行了单机和小批量的实验研究工作。

经过一年时间的J B型缝纫机动力学研究，虽然已经取得比较可喜的结果，有不少成果可以在生产中应用。但从全面来看，我们的工作还只是处于起步阶段，今后还应开展更深入的研究。

我们建议把缝纫机的理论研究更全面深入地开展起来，逐步推动各种缝纫机的设计和改进工作，使我国的缝纫机生产及早赶上世界先进水平。同时，由于缝纫机的各种机构比较典型，开展了缝纫机机构的运动学、动力学的理论研究，其方法在某种程度上也可应用到其它轻工机械的研究上去。

第一部份 J B型缝纫机动力性能分析

要提高J B型缝纫机工作性能、产品质量，对缝纫机的动力性能的分析必须引起足够的重视。

缝纫机动力性能的分析包括的内容是很广泛的，在1965年对J A 1-1型家用缝纫机所做的整机受力分析，由于当时条件的限制，只能采用图解法进行比较粗略的分析计算，因此有较大的局限性。现在由于可以采用电子计算机辅助动力分析，因此可以进行比较全面和精确的动力分析。为今后J B型缝纫机的改进设计提供了比较可靠的理论依据。

对J B型缝纫机的动力分析，我们是采用矩阵型式结合矢量运算来进行的，提出了包括单自由度和双自由度机构在内的全套动力计算的计算程序在十多分钟内算出72个点位的各运动副中的反力。这些反力数值的精度很高，能充分反映各个反力的变化情况。

根据J B型缝纫机动力计算结果，可以进一步分析各运动副中反力的变化情况，对反力较大的支承采取必要的措施改善机件的磨损；通过机座支承反力来对整机震动力进行分析和找出解决办法；可以对剥布机构的缝厚性能从动力角度进行分析；可以对缝纫机中主要机构的传力特性进行分析和提出改进措施；可以对不同型式针距机构工作

稳定性进行比较和提出改进办法；可以寻求整机震动力与上轴支承动反力均得到合理减小的机构平衡的最优化分析，等等。

这些动力性能分析的结果，可以直接应用于JB型缝纫机的生产和设计中去，因此是有其重要的实用价值。

一、整机机构及运动学分析方法概述

(一)主要运动机构的分类：

JB型家用缝纫机的缝纫过程是由动作互相紧密配合的多种机构来完成的。根据各个机构的工作性质，可具体划分为四大机构组合。即：刺布机构、挑线机构、钩线机构、送布机构（包括拾牙及针距机构）。

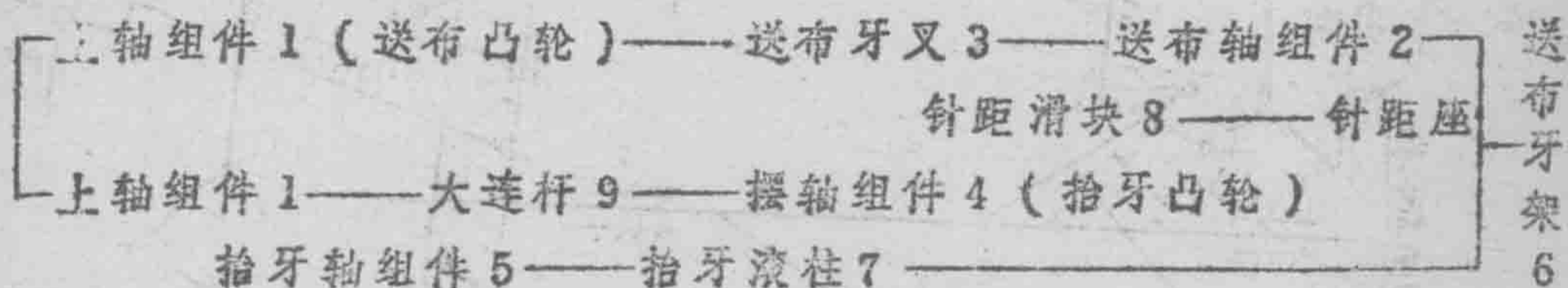
图1-1所示为缝纫机整机传动总图，在工作过程中，全部机构均由上轴驱动，各分机构的组成构件按驱动顺序如下：

1. 刺布机构：上轴组件1（刺布曲柄）——小连杆13——针杆组件14；

2. 挑线机构：上轴组件1（挑线曲柄）——挑线杆16——挑线摇杆15；

3. 钩线机构：上轴组件1（钩线曲柄）——大连杆9——摆轴组件4——摆轴滑块10——下承组件11；

4. 送布机构：

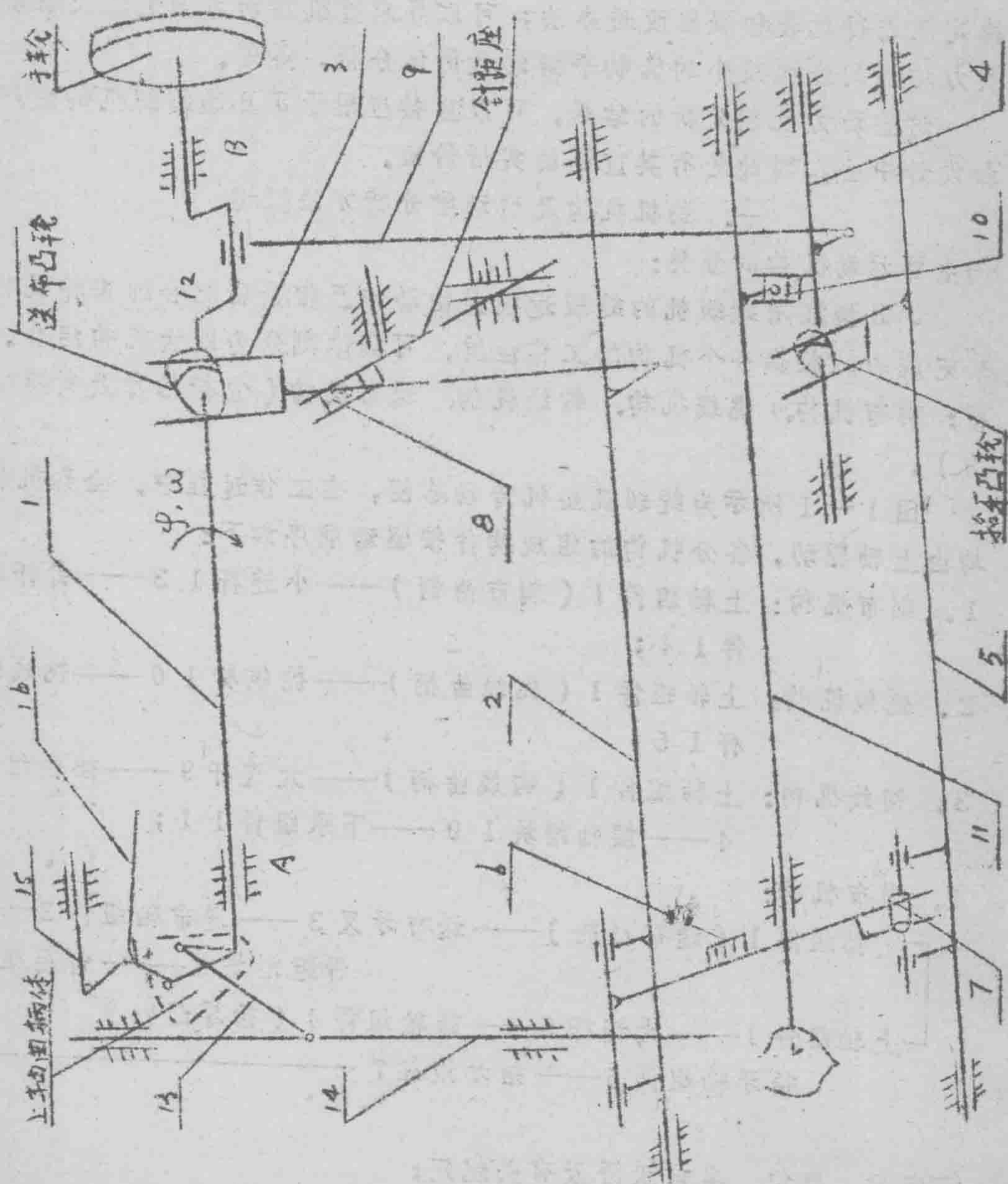


(二)座标、单位、名词术语及有关规定：

为方便起见，本文的运动分析及动力分析将全部机构合并到一起同时进行，在构件编号，座标选取上亦采用统一的规定，具体如下：

1. 座标系：

由于各机构构件的运动可视为平面运动，整个机器的运动分析置于原点位于上轴支承处的平面笛卡尔座标系X O Y下讨论，对于机构动力分析，除采用上述座标系外，在分析上轴支承反力时，还引进了与机器固联的静座标系X Y Z及与上轴固联，原点位于上轴组件重



1. 上轴组件 2. 送布组件 3. 送布牙叉 4. 摆轴组件
 5. 抬牙轴组件 6. 牙架 7. 抬牙滚柱 8. 针距滑块
 9. 大连杆 10. 摆轴滑块 11. 下轴组件 13. 小连杆
 14. 针杆组件 15. 上轴前支承 B. 上轴后支承 12. 钩线曲柄

图 1-1 JB 型缝纫机传动总图

心的动座标系 $x y z$ 。在后面的运动，动力分析图中，均注明了这些座标系的方位及视向。

2. 各物理量所采用的符号及单位：

除特别说明外，下列符号在本文中所表示的物理量及单位为：

φ, ω —— 上轴组件 1 的角位置 (*degree*) 及角速度 (*rad/sec*)；

$\theta_i, \omega_i, \epsilon_i$ —— 构件 i 的角位置 (*degree*)，角速度 (*rad/sec*)，角加速度 (*rad/sec²*)；

g_{ix}, g_{iy} —— 构件 i 质心的水平及铅垂座标； (*mm*)

$\dot{g}_{ix}, \dot{g}_{iy}$ —— 构件 i 质心速度的水平及铅垂分量 (*mm/sec*)；

$\ddot{g}_{ix}, \ddot{g}_{iy}$ —— 构件 i 质心加速度的水平及铅垂分量 (*mm/sec²*)；

m_i, I_i —— 构件 i 之质量及相对其质心的转动惯量；

R_i, S_i, φ_i —— 确定构件之运动副节点位置及质心位置的初始参量；

F_i —— 作用于构件 i 上的外力；

f_i —— 各运动副元素间的作用力；

r_i —— 构件 i 质心位置矢量 ($i = 1 \sim 16$)；

P_j —— 运动副节点的位置矢量 ($j \neq 1 \sim 16$)；

$P(k, 1), P(k, 2)$ —— $P(k)$ 点的水平及铅垂位置分量；

$VP(k, 1), VP(k, 2)$ —— $P(k)$ 点的水平及铅垂速度分量；

$AP(k, 1), AP(k, 2)$ —— $P(k)$ 点的水平及铅垂加速度分量；

g —— 重力加速度。

在动力分析中涉及的各项物理量如力、力矩等，均采用国际单位制。

各构件的统一编号已列于图 1-1，有关运动副节点的编号则分别列于后面的机构动力分析图中。

3. 工作转速：

上轴的工作转速取为 $n = 1000$ 转/分 ($\omega = 104.7197$ *rad/sec*)。除特别说明外，对整机的运动及动力分析均在此工作转速下进行。

4. 角位置基准和运动分度：

本文分析中的运动分度以上轴刺布曲柄的角位置 φ 做为基准，并取针杆位于最高位置时 $\varphi = 90^\circ$ ，运动及动力分析计算的分度为每隔 5° 一点，上轴旋转一周完成一个工作循环，其间共计算 72 个点

位。

5. 针距状态:

本课题只针对送布机构处于最大针距的状态进行了分析计算,从动力学的角度看,这是最为恶劣的运转工况,对于其它针距状态下的动力分析,只要通过改变输入原始数据,即可利用本文提出的程序进行计算。

(三)低副机构运动分析的一般方法

J B 型缝纫机中常用的低副机构有:铰链四杆机构、曲柄滑块机构和导杆机构等三种,它们均为平面机构。

这些平面机构的运动分析的解析法,由于计算机辅助分析的广泛应用而迅速得到一系列精确的机构运动分析结果。因此,通过运动分析的解析法可以建立机构的各种运动参数和机构尺寸参数关系,从而可以进行更深入的分析研究和进行机构的综合。

为了进行缝纫机的动力分析,必需首先进行缝纫机的运动分析。对于各种典型的平面低副机构均可采用矢量法进行运动分析,为了便于编制计算程序,使分析大大简化。我们将各种平面低副机构分解为三种常用的基本单元,如图 1-2 所示。

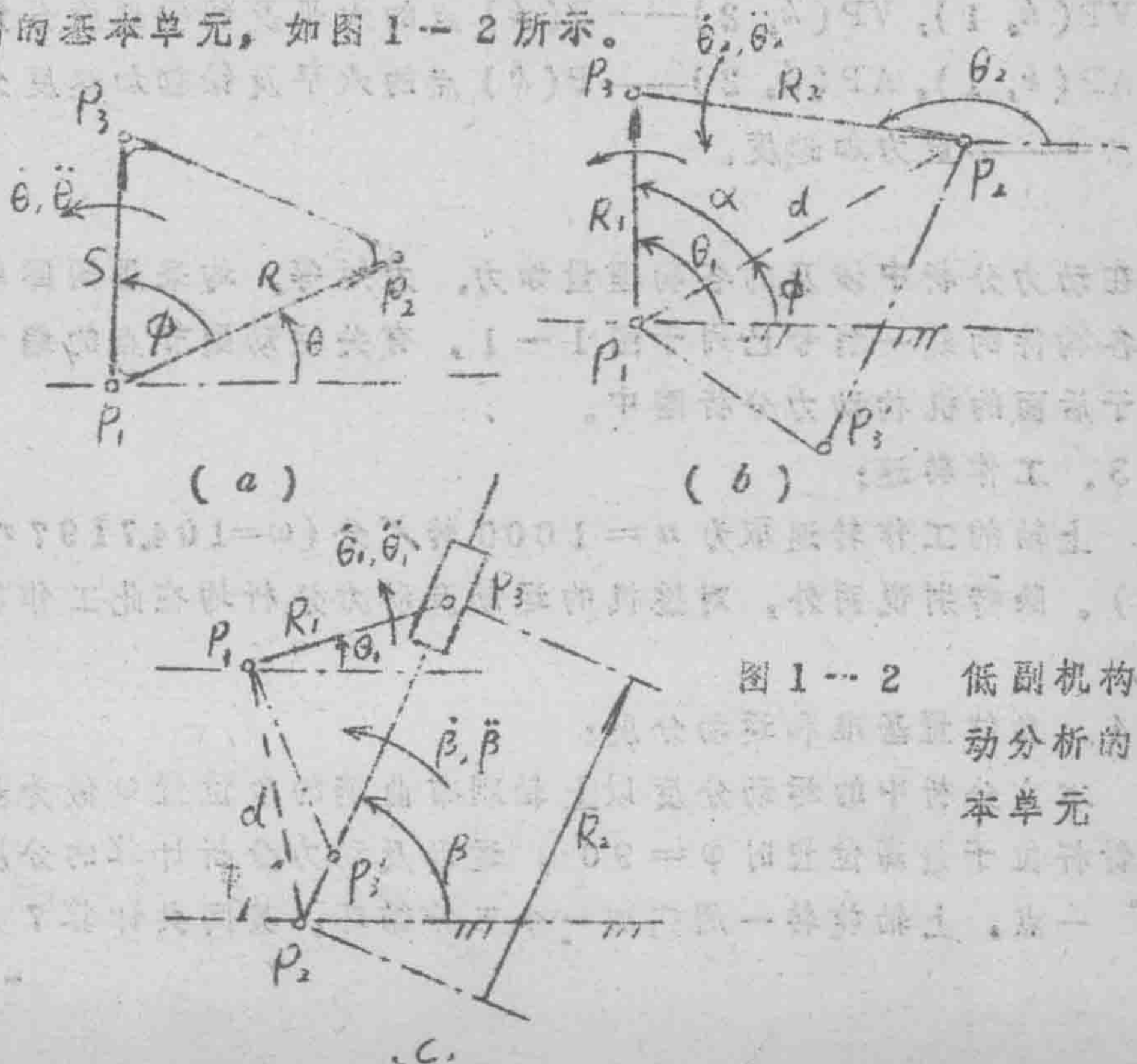


图 1-2 低副机构运动分析的基本单元

图 1-2 (a) 为刚体单元, 其中点 1 的运动已知, 可求出点 3 的运动:

$$\begin{aligned} \dot{\underline{p}}_3 &= \dot{\underline{p}}_1 + \dot{\underline{\theta}} \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1) \\ \ddot{\underline{p}}_3 &= \ddot{\underline{p}}_1 + \ddot{\underline{\theta}} \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1) + \dot{\underline{\theta}} \times (\dot{\underline{\theta}} \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1)) \end{aligned}$$

图 1-2 (b) 为两杆链单元, 其中点 1 和点 2 的运动已知, 可求出点 3 的运动:

$$\begin{aligned} \dot{\underline{p}}_3 &= \dot{\underline{p}}_1 + \dot{\underline{\theta}}_1 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1) = \dot{\underline{p}}_2 + \dot{\underline{\theta}}_2 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2) \\ \ddot{\underline{p}}_3 &= \ddot{\underline{p}}_1 + \ddot{\underline{\theta}}_1 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1) + \dot{\underline{\theta}}_1 \times (\dot{\underline{\theta}}_1 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1)) \\ &= \ddot{\underline{p}}_2 + \ddot{\underline{\theta}}_2 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2) + \dot{\underline{\theta}}_2 \times (\dot{\underline{\theta}}_2 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2)) \end{aligned}$$

图 1-2 (c) 为转动导杆单元, 其中点 1、2 的运动已知, 可求出点 3 的运动:

$$\begin{aligned} \dot{\underline{p}}_3 &= \dot{\underline{p}}_1 + \dot{\underline{\theta}}_1 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1) \\ &= \dot{\underline{p}}_2 + \dot{\underline{\beta}} \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_1) + \dot{\underline{R}}_2 \underline{R}_2 \\ \dot{\underline{p}}_3 &= \dot{\underline{p}}_2 + \dot{\underline{\theta}}_2 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2) + \dot{\underline{\theta}}_1 \times (\dot{\underline{\theta}}_1 \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2)) \\ &= \dot{\underline{p}}_2 + \dot{\underline{\beta}} \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2) + \dot{\underline{\beta}} \times (\dot{\underline{\beta}} \times (\underline{p}_3 - \underline{p}_2)) + \dot{\underline{R}}_2 \underline{R}_2 + 2\dot{\underline{\beta}} \times \dot{\underline{R}}_2 \underline{R}_2 \end{aligned}$$

在进行缝纫机中各低副机构的运动分析时, 只要针对上述三种基本单元的运动关系, 编制出可供调用的标准子程序。在整个机器的运动分析时, 通过调用这些标准子程序来完成的。

关于上述三种基本单元的计算公式的推导及其相应的标准程序可参见美国 C. H. 苏所著的《运动学和机构设计》一书 (机械工业出版社将在 1982 年 10 月出版)。本文不再详述。

四包括高副机构的多自由度组合机构运动分析

J B 型缝纫机的送布机构是一个较为复杂的平面两自由度凸轮一连杆组合机构对这种机构的运动分析, 本文提出了一个适于用解析法求解且推导简便的分析方法——闭路复数矢量法。该方法思路明了易懂, 容易掌握, 结合采用 Newton-Raphson 方法对超越方程组进行依次的迭代求解, 适于在电子计算机上做连续的运动分析。下面, 仅以 J B 型缝纫机送布一针距机构的运动分析为例, 说明应用此方法的推导过程:

图 1-3 为送布一针距机构的机构平面图, 该组合机构的运动分

送布凸轮

针距滑块

针距座中心

送布牙叉

拾牙轴组件

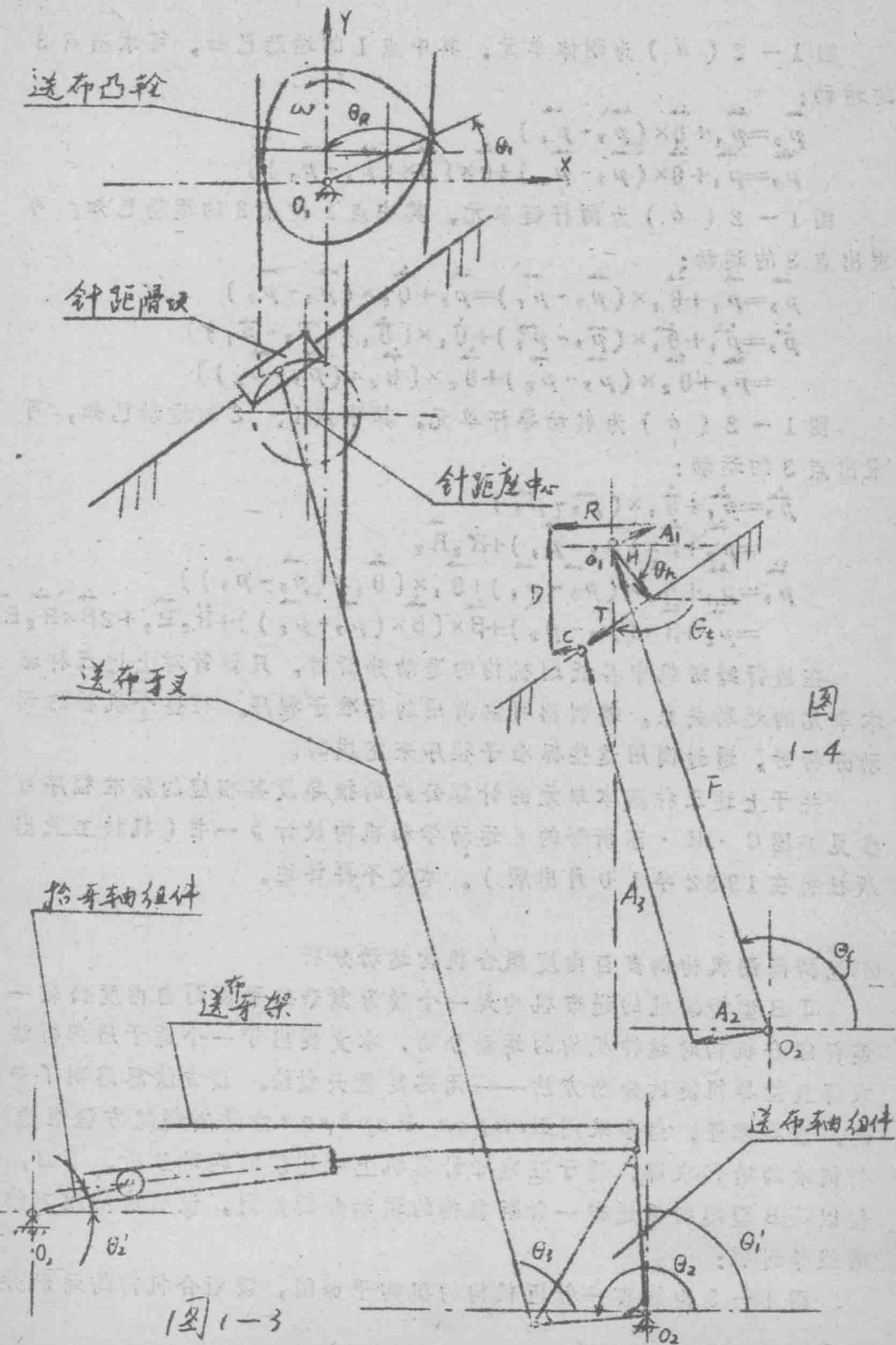
送布架

送布轴组件

图

1-4

图 1-3



析过程如下：

1. 根据所讨论机构的运动关系和高副构件的矢量关系，依各连接副的连接节点顺次做出机构的闭路矢量图。如图 1-4 及图 1-5 所示。

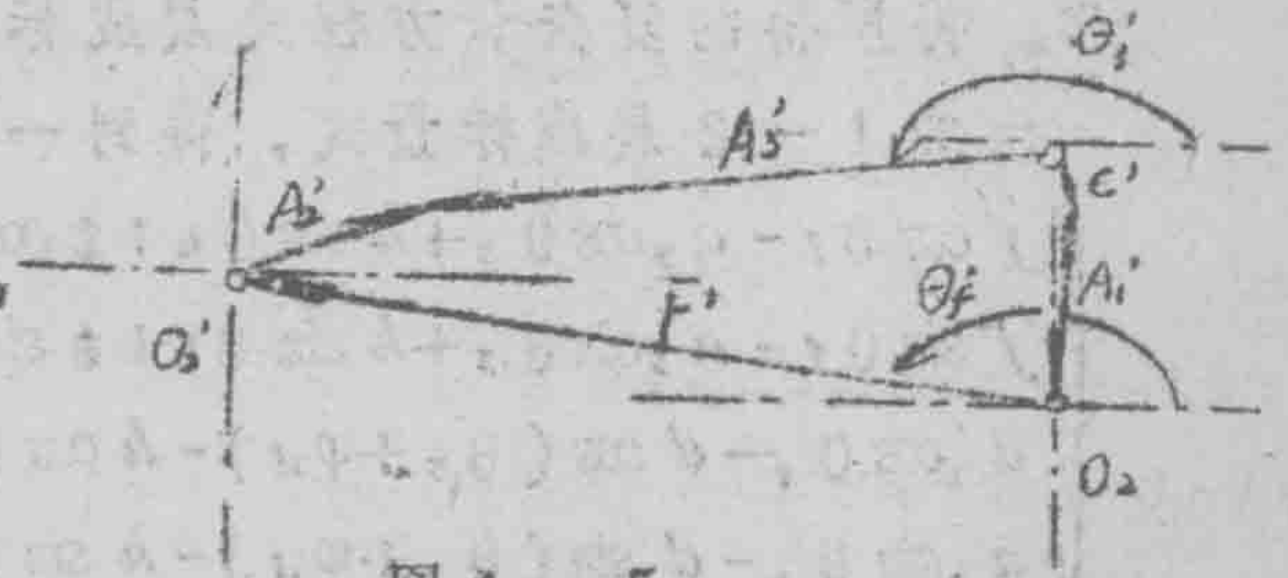


图 1-5

2. 根据闭路矢量图，列出复矢量的闭路约束方程式：

由图 1-4 有：

$$\left. \begin{aligned} \overline{F} + \overline{A}_1 + \overline{R} &= \overline{A}_2 + \overline{A}_3 + \overline{C} + \overline{D} \\ \text{及: } \overline{A}_1 + \overline{R} &= \overline{H} + \overline{T} + \overline{C} + \overline{D} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

则得到：

$$\left\{ \begin{aligned} a_2 e^{i\theta_2} + a_3 e^{i\theta_3} - h e^{i\theta_h} - t e^{i\theta_t} - f e^{i\theta_f} &= 0 \\ a_1 e^{i\theta_1} + r e^{i\theta_r} - h e^{i\theta_h} - t e^{i\theta_t} - c e^{i\theta_c} - d e^{i\theta_d} &= 0 \end{aligned} \right. \quad (1-2)$$

其中：

$$\theta_c = \theta_1 + 90^\circ; \quad \theta_r = \theta_1 + \varphi_r; \quad \theta_t = \theta_1 + \varphi_t + 90^\circ$$

除 θ_2, θ_3, t, d 为待求参量外，其它各量均已知， θ_1 为输入量。

由图 1-5 有：

$$\overline{A}_1 + \overline{C} + \overline{A}_3 = \overline{F} + \overline{A}_2 \quad (1-3)$$

得到：

$$a_1 e^{i\theta_1} + c e^{i\theta_c} + a_3 e^{i\theta_3} - f e^{i\theta_f} - a_2 e^{i\theta_2} = 0 \quad (1-4)$$

其中： $\theta_c = \theta_1 = 90^\circ$

除 a_1, θ_3 为待求参量外，其它各量均已知；对于两自由度机构有两个输入参量， θ_1 和 θ_2 。

每一个复矢量方程式等价于两个标量方程，而所列闭路复矢量方程的数目则与所讨论机构的型式有关，显然，对于含有两个待求参量的问题只存在一个独立的复矢量闭路方程，对于更复杂的平面组合机构来说，往往一个闭路方程还不能完全确定该机构的运动关系，要涉及到更多个未知参量的求解。这通常将导致一组超越方程的出现，本文对图 1-4 的运动分析即属此类问题。

3. 将所得的复矢量方程式展成标量式求解:

由式 1-2 展成标量式, 得到一组超越方程:

$$\begin{cases} f \cos \theta_1 - a_1 \cos \theta_2 + h \cos \theta_3 + t \cos \theta_4 - a_2 \cos \theta_5 = 0 \\ f \sin \theta_1 - a_1 \sin \theta_2 + h \sin \theta_3 + t \sin \theta_4 - a_2 \sin \theta_5 = 0 \\ a_1 \cos \theta_1 - d \cos(\theta_1 + \varphi_a) - h \cos \theta_3 - t \cos \theta_4 + q \cos(\theta_1 + \beta) = 0 \\ a_1 \sin \theta_1 - d \sin(\theta_1 + \varphi_a) - h \sin \theta_3 - t \sin \theta_4 + q \sin(\theta_1 + \beta) = 0 \end{cases} \quad (1-5)$$

其中: $q e^{i\beta} = r e^{i(90^\circ + \varphi_a)} - c e^{i90^\circ}$

在求解超越方程组 (1-5) 时, 本文采用了 Newton-Raphson 方法, 实际运算表明, 该方法对于迭代初值的选取并不是很苛刻的, 当取上轴转角每隔 5° 为一个计算点位时, 如以上一个点位的计算值做为新点位的初值, 只需迭代两次即可收敛于新点位的参量值, 其计算精度达到 $10^{-7} mm$.

对式 1-4 的推导同上类似, 本处从略。

4. 速度方程与加速度方程的导出:

由所得的位移复矢量闭路方程 (1-2) 和 (1-4) 对时间 t 分别求一阶、二阶导数, 即得到待求参量的速度及加速度复数方程, 与繁琐的三角函数微分相比较, 对复矢量 $e^{i\theta}$ 的微分要容易的多, 这正是采用本方法的优越所在。

5. 高副构件复矢量的选取:

对于高副节点处的复矢量, 通常与所选用高副的形式和初始参量有关, 在运动分析过程中, 此复矢量的变化应由这些条件决定。在本文中, 所涉及的是由六个圆弧段构成的等宽凸轮, 当运动至不同的圆弧段过渡点时, 复矢量 $a_1 e^{i\theta}$, 及 $r e^{i\theta}$ 都将根据确定的几何判定条件做相应的改变。

最后, 应用闭路复数矢量法所求得运动参量还仅仅包含的矢量的向径和幅角, 将这些参量做为新的输入值结合调用上节所述的刚体单元标准子程序, 即可求得所讨论机构的节点及质心运动参量在笛卡尔坐标系下的表达, 这对于后面的动力分析计算来说是必要的。

二. 机构动力分析的基本方法

(一) 概述:

对JB型缝纫机的机构动力分析是在运动分析的基础上进行的，它属于机构动力学两大类问题中的第一类——已知运动求作用力的问题，其分析目的是：

1. 确定主要运动构件的重心，转动惯量等物理参数；
2. 提出对整机进行系统动力分析的基本方法和计算程序；
3. 研究各构件惯性力及整机震动力 (*Shaking Force*) 的变化情况；
4. 分析求解各运动副元素的作用力，并通过这些分析对JB型缝纫机的系统动力特性有一较为全面的了解和评价，进而为解决改善其主要动力指标和最优化分析提供必要的数据库。

(二) 受力情况的假设及构件物理参数的测定：

1. 受力情况的简化和假设

JB型缝纫机的驱动力来自皮带轮对于上轴的作用力矩，机器的有效工作阻力有：机针刺布阻力；挑线杆抽紧缝纫线的拉力；摆梭钩线时之张力；摆梭翼收紧底线的拉力；送布阻力以及压脚对送布牙的压力等。

无用工作阻力包括：送布牙齿面所受的缝线拉力；布之重量；运动构件之重量，惯性力以及运动副之间的各种摩擦力。

为了计算分析的方便，同时又尽可能反映缝纫机运转过程中的实际工况，根据有关实验结果，本文在动力分析中做了如下受力情况的假设：

(1) 作用于挑线杆之挑线力为 2.94 牛顿，其作用范围（相对于上轴转角）是：JB1-3: $135^{\circ} \sim 155^{\circ}$ ；JB8-2: $78^{\circ} \sim 82^{\circ}$ ， $135^{\circ} \sim 155^{\circ}$ 。

(2) 压脚对于送布牙的垂直压力为 14.7 牛顿，与此同时作用于送布牙之送布阻力（沿水平方向）为 7.35 牛顿，其作用范围是 $90^{\circ} \sim 175^{\circ}$ （JB1-3 与 JB8-2 同）。

(3) 其余有效工作阻力相对于上述力来说均较小，故而忽略不计，在讨论缝厚能力时，考虑到刺布阻力的极限情况，还应顾及此项阻力的作用。

(4) 其它阻力如构件运动副之间的摩擦力，送布牙所受的缝线拉

力等等，相对于构件重量及物件运动时产生的动载荷来说很小，在分析中亦略而不计。

(5) 由于所分析的机器中全部采用滑动轴承，且其制造及装配精度均很高，因此假定轴承沿长度方向所受的压力是均布的，代以一集中载荷作用于轴承的中间断面上。

(6) 考虑到机构实际上是处于空间位置中，因而在讨论支座反力时，应计及各运动副元素间的作用力对处于空间位置的轴承的力的影响，此外，如果运动构件没有垂直于转动轴的对称平面，则除了绕转动轴有一惯性力矩外，尚有由惯性积所引起的惯性力偶矩，这时的机构动力分析应做为三维情形处理。但考虑到分析结果的实用意义，本课题只对那些影响整机动力特性较为主要的环节做了详尽的讨论，除上轴支座反力的分析外，对于其它构件仅进行了平面力分析。

此外，对于有些做平面运动的构件如针杆、小连杆、挑线杆等，虽然构件本身没有垂直于转动轴的对称平面，由于其轴向尺寸很小，故在分析时忽略了其轴向尺寸的影响，而认为是平面构件。

2. 构件物理参数的测定：

鉴于缝纫机的运动构件大部是形状不规则，质量分布不均匀的，因此，构件物理参数必须借助于实验方法来获得。

(1) 构件质量及质心位置的测定：

构件质量系由实验天平测出，质心位置则是根据不同形状构件的特点，分别采用称重法，吊线法，刀口搁置法或几种方法结合经多次校验测定之。

(2) 构件转动惯量及惯性积的测定：

构件转动惯量采用悬摆法测定，即先测得构件绕某一定轴做微小摆动的周期 T ，然后利用有关公式求出构件绕其质心的转动惯量。

构件惯性积的测定系根据转动惯量的相交轴公式，采用悬摆法先测出绕有关方位转轴的转动惯量，再由公式计算之。

在做上述实验时，我们参考了对JA型缝纫机进行构件物理参数测定的有关资料，所采用的方法与测试设备和该资料中所述相同，具体的测定步骤、原理及计算公式可参见上海自行车缝纫机研究室、上海工学院、同济大学三单位于1966年所做的《JA型缝纫机力分析研究报告》一文。

各运动构件的物理参数及有关机构尺寸可参见本文的附表。

三) 一般平面机构的动力分析:

对于大型的机械系统动力计算来说, 采用矩阵型式结合矢量推导的力分析方法可以使复杂问题的推导过程变得更有条理且简单直观, 只要将机器系统中各运动构件的力矢量方程按照约定好的规则列出, 再将其按顺序排列成矩阵形式, 则可用数值计算的方法将待求参量一次解出。本文在应用矩阵—矢量法进行平面动力分析时, 将整机系统(除上轴之外)划分成了三个平面机构组合, 下面, 给出对这些机构组合所做的分析矩阵推导:

1. 挑线刺布机构组合:

该机构组合的平面图及相应的分离构件图如图 1-6 表示, 图中列出了相应的构件编号及运动副节点编号。根据分离构件受力图, 可列出各构件的力平衡及力矩平衡矢量方程:

$$\begin{aligned} \text{构件 13: } \bar{f}_{13} - \bar{f}_{12} &= m_{13} \ddot{g}_{13} - \Sigma \bar{F}_{13}; \\ (\bar{P}_{13} \times \bar{f}_{13}) - (\bar{q}_{13} \times \bar{f}_{12}) &= I_{13} \ddot{\theta}_{13} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{构件 16: } \bar{f}_{16} - \bar{f}_1 &= m_{16} \ddot{g}_{16} - \Sigma \bar{F}_{16}; \\ (\bar{P}_{16} \times \bar{f}_{16}) - (\bar{q}_{16} \times \bar{f}_1) + (\bar{d}_{16} \times \Sigma \bar{F}_{16}) &= I_{16} \ddot{\theta}_{16} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{构件 15: } \bar{f}_{15} - \bar{f}_{16} &= m_{15} \ddot{g}_{15} - \Sigma \bar{F}_{15}; \\ (\bar{P}_{15} \times \bar{f}_{15}) - (\bar{q}_{15} \times \bar{f}_{16}) &= I_{15} \ddot{\theta}_{15} \end{aligned}$$

$$\text{构件 14: } \bar{f}_{14} - \bar{f}_{13} = m_{14} \ddot{g}_{14} - \Sigma \bar{F}_{14}$$

其中:

$$\bar{P}_{13} = \begin{bmatrix} P_{13x} \\ P_{13y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P(14, 1) - P(13, 1) \\ P(14, 2) - P(13, 2) \end{bmatrix}; \quad \bar{q}_{13} = \begin{bmatrix} P(26, 1) - P(13, 1) \\ P(26, 2) - P(13, 2) \end{bmatrix};$$

$$\bar{P}_{15} = \begin{bmatrix} P(61, 1) - P(15, 1) \\ P(62, 2) - P(15, 2) \end{bmatrix}; \quad \bar{q}_{15} = \begin{bmatrix} q_{15x} \\ q_{15y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P(28, 1) - P(15, 1) \\ P(28, 2) - P(15, 2) \end{bmatrix};$$

$$\bar{P}_{16} = \begin{bmatrix} P(28, 1) - P(16, 1) \\ P(28, 2) - P(16, 2) \end{bmatrix}; \quad \bar{q}_{16} = \begin{bmatrix} P(27, 1) - P(16, 1) \\ P(27, 2) - P(16, 2) \end{bmatrix}.$$

将上述矢量方程展开, 得到的力分析矩阵如下:

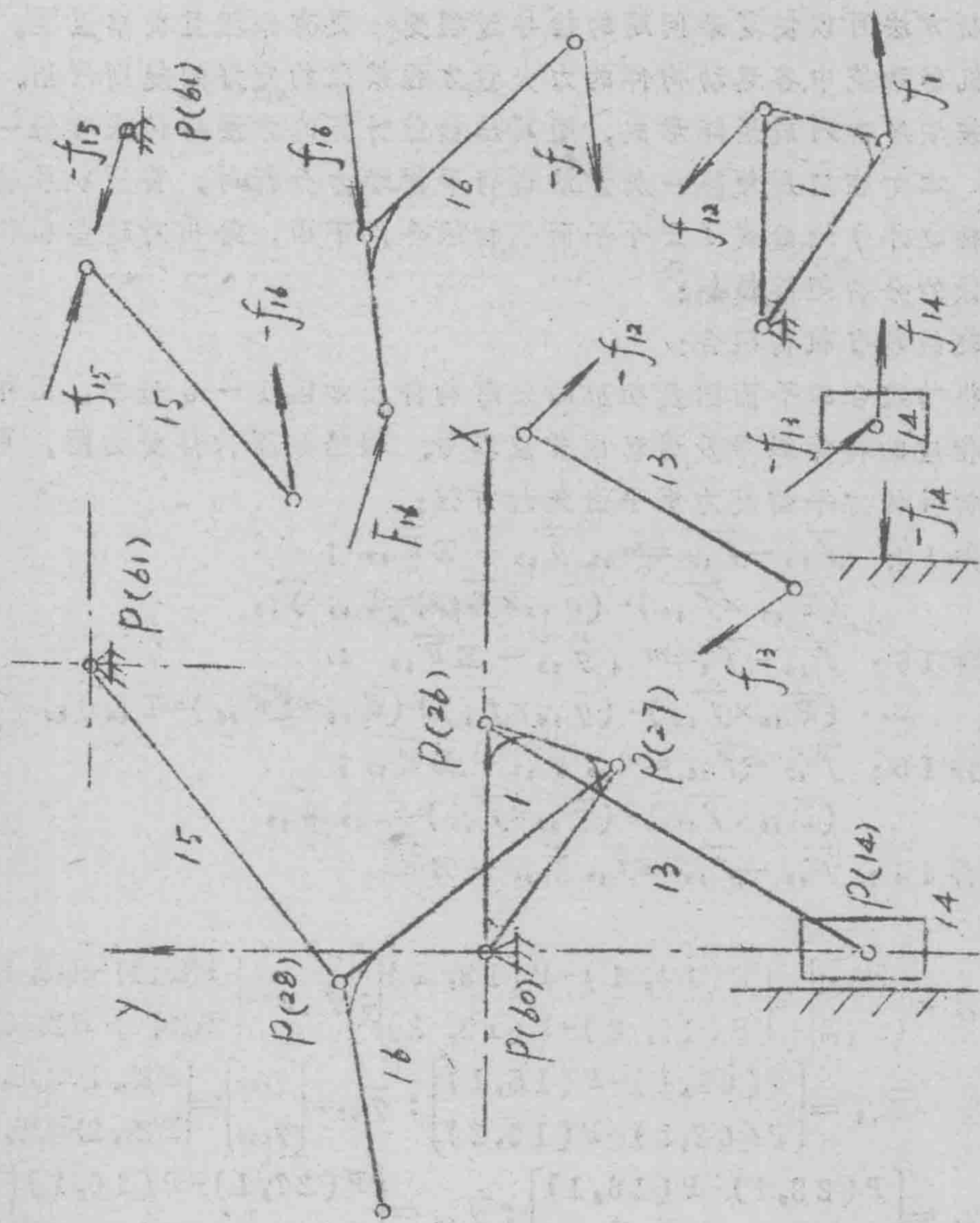


图 1-6

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Q_{13y} - Q_{13x} & 0 & 0 & 0 & -P_{13y} & P_{13x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & Q_{16y} - Q_{16x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -P_{16y} & P_{16x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -P_{17y} & P_{17x} & Q_{17y} & -Q_{17x} \end{bmatrix}$$

$$\times \begin{bmatrix} f_{12x} \\ f_{12y} \\ f_{13x} \\ f_{13y} \\ f_{14x} \\ f_{14y} \\ f_{15x} \\ f_{15y} \\ f_{16x} \\ f_{16y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{13} \ddot{g}_{13x} \\ m_{13} (\ddot{g}_{13y} - g) \\ I_{13} \ddot{\theta}_{13} \\ 0 \\ m_{14} (\ddot{g}_{14y} - g) \\ m_{16} \ddot{g}_{16x} - F_{16x} \\ m_{16} (\ddot{g}_{16y} - g) - F_{16y} \\ I_{16} \ddot{\theta}_{16} - M_{16} \\ m_{17} \ddot{g}_{17x} \\ m_{17} (\ddot{g}_{17y} - g) \\ I_{17} \ddot{\theta}_{17} \end{bmatrix}$$

本机构组合的子分析子程序为 SUBROUTINE FORCEBI

2. 送布、针距机构组合:

机构组合受力分析图如图 1-7 所示, 各构件的力平衡及力矩平衡方程为:

$$\begin{aligned} \text{构件 2: } \bar{f}_2 - \bar{f}_6 - \bar{f}_{63} &= m_2 \ddot{g}_2 - \Sigma \bar{F}_2 ; \\ (\bar{P}_2 \times \bar{f}_2) - (\bar{q}_2 \times \bar{f}_6) - (\bar{d}_2 \times \bar{f}_{63}) &= I_2 \ddot{\theta}_2 ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{构件 3: } \bar{f}_3 - \bar{f}_2 - \bar{f}_8 &= m_3 \ddot{g}_3 - \Sigma \bar{F}_3 ; \\ (\bar{P}_3 \times \bar{f}_3) - (\bar{q}_3 \times \bar{f}_2) - (\bar{d}_3 \times \bar{f}_8) &= I_3 \ddot{\theta}_3 ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{构件 6: } \bar{f}_6 - \bar{f}_7 &= m_6 \ddot{g}_6 - \Sigma \bar{F}_6 ; \\ (\bar{P}_6 \times \bar{f}_6) - (\bar{q}_6 \times \bar{f}_7) + (\bar{d}_6 \times \Sigma \bar{F}_6) &= I_6 \ddot{\theta}_6 ; \end{aligned}$$