

④首届学术报告会④

编号  
机—8305

# 论文资料

曲拐传动的分析与综合

(陆文欣)

常州工业技术学院

九三·十二

## 曲拐传动的分析与综合

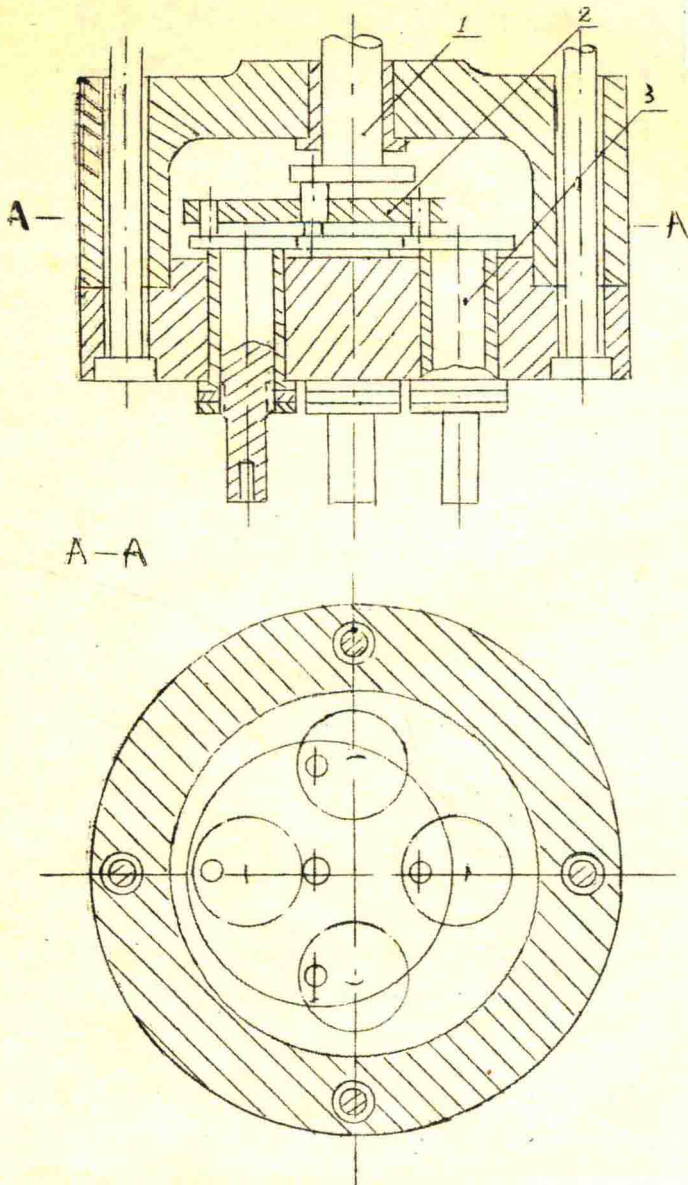


图 1

曲拐传动用于多轴箱，其结构如图 1 所示，1 为主动拐轴，2 为拐板，3 为从动拐轴，主动轴通过拐板带动多根从动轴同步旋转。用曲拐传动多轴箱组成的机床，可以用来钻孔、扩孔、铰孔、攻丝、镗平面。比之齿轮传动多轴箱，具有结构简单、噪音小、设计制造方便、成本低等优点，尤其适于近距多孔的加工。美国有三门有关的专利，柴格（Zagar）公司据此制造了一台多轴钻，工作轴多达 961 根。近年来国内也开始应用，但缺乏设计依据，沈阳钻镗床研究所为了编写《机械工程手册》的有关内容，约请我们进行了调查和研究。

Z42/2:115)

## 一、传动原理及其应用

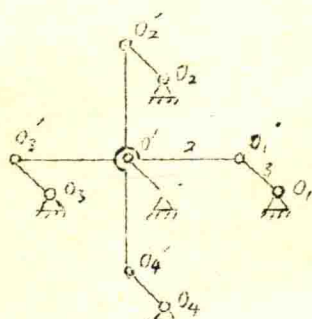


图 2

图 2 所示为图 1 曲柄传动的机构简图。先看由活动构件 1、2、3 与机架组成的四杆机构  $O'O_1'O_1$ ， $O'O' \parallel O_1O_1'$ ，显然，这是个平行四边形机构。机构活动度  $W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$ ，给定一个原动件，机构就可以获得确定的运动。

再看整个机构，活动构件  $n = 6$ ，回转副  $P_5 = 10$ ，机构活动度  $W = 3 \times 6 - 2 \times 10 = -2$ ，说明这个机构不能运动，是个刚架。但是只要使构件  $O_2O_2'$ 、 $O_3O_3'$ 、 $O_4O_4'$  平行且相

等于构件  $O_1O_1'$ ，回转副  $O_2'$ 、 $O_3'$ 、 $O_4'$  就成为虚约束，也就是说对机构的约束没有增加，机构活动度仍为  $W = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$ ，给定一个原动件，整个机构同样可以获得确定的运动。

这种机构，可以称之为“单连杆多曲柄机构”。其构成条件为： $O_1O_1' \parallel O_2O_2' \parallel O_3O_3' \parallel O_4O_4'$ 。在结构上，就要求所有曲柄长度相等，拐板上的拐销孔位与箱体上的拐轴孔位一致。但是，制造总有误差，设计也要给出公差，如果处理不当，就有可能无法装配，或者装配后由于传动角过小、效率过低而闷车。

为了解决这个问题，拐板上的拐销孔与拐销之间就要留出适当的间隙。间隙的大小影响到机构的传动角，[1] 文根据传动角与机构的尺寸和误差、运动位置及间隙之间的关系，分析推导出合理间隙  $X$  的计算公式，其简化公式为：

$$X = \frac{2(\Delta_1 + \Delta_2)}{\cos \gamma_{\min}} \text{ mm} \quad (1)$$

式中： $\Delta_1$ ——各曲柄长度的相对尺寸偏差，mm；

$\Delta_2$ ——拐板上的拐销孔与箱体上的拐轴孔之间的相对位置误

差, mm;

$\gamma_{\min}$  —— 最小传动角, 根据设计验, 一般取  $40^\circ \sim 50^\circ$ , 速度高, 力矩大的传动取大值。

在缺乏精密加工设备的工厂设计制造曲拐传动多轴箱, 用同一夹具加工各拐轴的拐销, 把拐板和箱体组装在一起同时加工拐销孔和拐轴孔, 可以使拐销孔与拐销间的间隙不致太大, 易于获得成功。

## 二、曲柄长度的确定

### 1. 机构效率对曲柄长度的限制

机构即使具有足够的传动角, 如果曲柄长度选择过小, 机构同样可能不能灵活运动, 甚至自锁, 这是由于效率过低之故。[2] 文根据效率计算导出曲柄长度  $R$  的计算公式:

$$R = \frac{K}{1-\eta} [f_2' r_2' + a_2 f_2 r_2] + (f_1' r_1' + a_1 f_1 r_1) \text{ mm} \quad (2)$$

式中:  $K$  —— 系数, 可取  $1.3 \sim 1.6$ , 轴孔位置精度较高时选小值;

$\eta$  —— 效率, 可取  $75 \sim 85\%$ , 因再加大  $R$ ,  $\eta$  的提高已不明显;

$f_2', f_2$  —— 分别为主动轴拐销及支承回转副的摩擦系数;

$f_1', f_1$  —— 分别为从动轴拐销及支承回转副的摩擦系数;

$r_2', r_2$  —— 分别为主动轴拐销及支承回转副的半径;

$r_1', r_1$  —— 分别为从动轴拐销及支承回转副的半径;

$a_2, a_1$  —— 分别为主、从动轴的跨距系数:

$$a_2 = 1 + \frac{2l_2}{L_2}, \quad a_1 = 1 + \frac{2l_1}{L_1}$$

$l_2, l_1$  —— 分别为主、从动轴销作用力到最近支承的距离;

$L_2, L_1$  —— 分别为主、从动轴两个支承之间的距离。

## 2. 拐销受力的影响

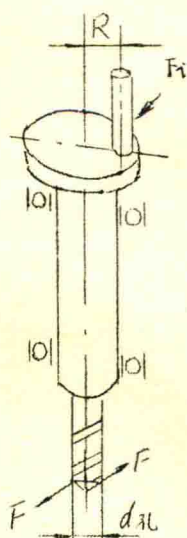


图 3

如图3所示，若钻孔直径为 $d_k$ ，主切削力为 $F$ ，则拐销受力 $F_k = \frac{F d_k}{R}$ 。为了控制拐销受力的大小，亦应控制 $R$ 的大小，令 $\frac{F}{F_k} = \theta$ 。

$$\text{则} \quad R = \theta d_k \quad (3)$$

根据使用经验， $\theta$ 可取0.8~1.2，钻大孔选小值。

## 3. 机构实际结构对曲柄长度的限制

当被加工孔之间的距离一定时，如果曲柄长度选择过大，机构的构件之间就可能发生运动干涉，所以机构的实际结构就限制了曲柄长度的最大值。

## 4. 惯性力的影响

机构作圆周平动，拐板及偏置拐销都会产生惯性力，惯性力与曲柄长度 $R$ 成正比，为限制惯性力对机构的不良影响， $R$ 也不应过大。

综上所述，曲柄长度的确定，可在考虑实际结构的限制和惯性力的影响的同时，按公式(2)和(3)计称，取其大值。

## 三、主动轴的最佳位置

图4为一曲拐传动机构。从动轴 $O_1$ 、 $O_2$ 、 $O_3$ 、…… $O_n$ 的位置就是各被加工孔的位置，主动轴 $O$ 的位置应如何确定呢？

假若图4 $O$ 的位置相对于 $O_1$ 、 $O_2$ 、 $O_3$ 、…… $O_n$ 是任意的，我们来看一下拐板（实线所示）的受力情况： $F_0$ 为驱动力， $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ 、…… $F_n$ 为工作阻力，方向均与曲柄相垂直。各工作阻力的合力 $\sum_{i=1}^n F_i$ 。

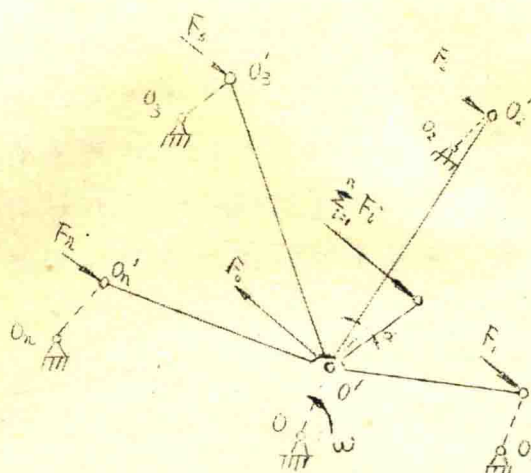


图 4

$F_i$  与  $F_0$  大小相等，方向相反，作用于  $P$  点，形成一力偶  $M' = F_0 \cdot OP \cos \alpha$ 。随机构运转， $\alpha$  不断变化，因此  $M'$  是一个附加变力偶，将由各拐销产生反向的附加动力来平衡，这对机构的受力和平稳工作是不利的。

如果把主动轴拐销  $O'$  选在合力作用点  $P$  上，上述附加变力偶就等于零，这显然是受力最佳位置。

主动轴的最佳位置座标，由 [2] 文的推导为：

$$O_x = \frac{\sum_{i=1}^n F_i x_i}{\sum_{i=1}^n F_i}, \quad O_y = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_i}{\sum_{i=1}^n F_i} \quad (4)$$

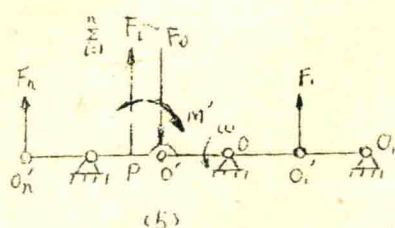
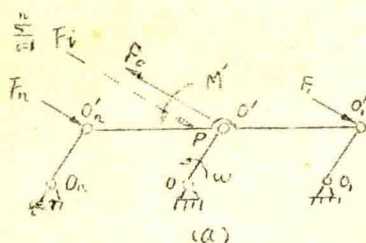
式中： $F_i$ ——作用在拐销孔上的工作阻力；

$x_i, y_i$ ——被加工孔的位置座标。

若均为用高速钢钻头钻孔，上述公式中的  $F_i$  可用被加工孔径  $D_i$  取代。

#### 四、加工共线孔时的特殊情况

若被加工孔沿同一直线分布，根据上节的分析，设计时主动轴将与从动轴共线，如图 5a 所示。但这种结构用于实际使用时，将出现极大的冲击和振动，无法正常工作，甚至卡死。产生这种特殊情况的原因是：按公式求出切削力的大小，使主动轴位于最佳位置，切削力的合力作用点与驱动力的作用点重合，不产生附加动力偶，机构应能平稳工作。但在实际上，切削力不可能与计算值准确相符，切削力的合力作用线就会偏离主动轴拐销中心，形成附加动力偶  $M'$ 。



这个  $M'$  比较小，在一般位置时，可由各拐销产生的径向力组成的反力偶来平衡。但当机构运动到各曲柄共线的特殊位置时(图 5b)， $M'$  趋向最大值，而组成反力偶的各径向力的力臂趋向零，理论上就要径向力达到无限大才能平衡  $M'$ ，此时必将产生极大的冲击和振动。

另外，这种结构，拐板仅在一水平直线上被支承，机构运转时，拐板的

平稳性很差，也是应予避免的。

为此，(2)文提出了三个解决方案。一种办法是主动轴偏离从动轴所在直线，当然要产生附加动力偶，所以仅适用于加工孔较少、孔径小、切削力不大的场合。第二种办法是设置支承拐轴。

## 五、支承拐轴及其设置

图 6 所示， $O$  为驱动拐轴， $O_2$ 、 $O_3$  为工作拐轴， $O_1$ 、 $O_4$  即为支承拐轴。支承拐轴的轴端不装刀具，在曲拐传动机构中仅起支承作用。如果忽略摩擦力，它不承受扭矩，拐销上只有径向力出现。

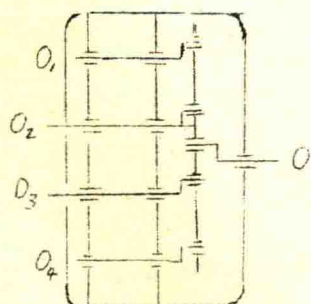


图 6

支承拐轴的作用：

1、改善共线孔加工时的特殊受力状况，保持拐板平稳工作。

2、承受没有平衡或者完全平衡的拐板组合件的惯性力的作用。

3、承受由于切削力的变化，切削力的计算误差，以及由于结构原因，主动轴不能置于最佳位置时引起的附加动力偶的

作用。

为了保证起到上述作用，支承拐轴的拐销与拐板的配合间隙应小于工作拐轴的拐销与拐板的配合间隙，支承拐轴的刚度也应大于工作拐轴。

支承拐轴的设置，视不同情况，可用2—4根。两支承拐轴的设置，应对称于主动轴。三支承拐轴的设置，所构成的三角形形心，应与主动轴心重合，最好为等边三角形。四支承拐轴的设置，所构成的四边形对边中点的连线，应交于主动轴轴心，最好为正方形或矩形。

使用支承拐轴后，机构的受力分析见〔2〕文。

## 六、机构的平衡

曲拐传动机构要进行两个方面的平衡：

### 1. 拐板组合件的平衡

把拐板组合件的重心平衡到主动轴拐销孔的中心，否则机构运转时亦将产生附加动力偶。

### 2. 机构对机座的平衡

在主动轴拐销的反向加平衡重，用以平衡拐板组合件的惯性力。如采用支承拐轴，平衡重亦可加于支承拐轴拐销的反向。

## 参 考 资 料

〔1〕 陆文欣、云继夏：“曲拐传动多轴箱拐板拐销孔与拐销之间间隙的分析计算”，《组合机床》，1982年3期。

〔2〕 云继夏、陆文欣、韩遂太：“曲拐传动多轴箱的设计”，《组合机床通讯》，1978年第4期

1200

常州市广仁善印社

东大街160号

电话3366