

平面连杆机构的动态静力分析*

熊滨生

(郑州工学院)

摘 要: 本文由机构组成原理得出以基本杆组法进行平面机构动态静力分析的方法, 并给出导杆机构力分析流程图及上机运算结果。

关键词: 基本杆组, 平衡力矩。

中图分类号: TH112

1 平面机构的组成

由[1]中平面机构的自由度计算公式(高副低代后)①知, 机构中的构件数和运动副数必为整数, 机构中不可再分的自由度为零的运动链为机构的基本单元, 或称为基本杆组, 机构的结构组合必然为

n(活动构件数)	1	3	5	...
P_L (低副数)	1	4	7	...

机构的基本杆组的组合为

n' (基本杆组中活动构件数)	2	4	6	...
P'_L (基本杆组中低副数)	3	6	9	

任何机构均可看作由若干个基本杆组依次联接于原动件和机架上而构成。由此, 对平面连杆机构进行分析时, 除原动件和机架外, 可按一定规则[1]将其分解为若干 II 级组、III 级组或 IV 级组(IV 级以上基本杆组在生产实际中很少用到)。在气动或液压机构中有移动驱动源的杆组不属于上述零自由度的基本杆组。生产实际中常见的基本杆组见表 1

* 收稿日期: 1993-01-10

表 1

简图					
运动副	RRR	RRP	RPR	PRP	RPP
简图					
运动副	RR-RR-RR	RR-RR-PR	RA-RR-RP	PA-PR-RP	RP-PR-RP
简图					
运动副	RRR-RRR	RRR-RRP	RRR-ROR		

2 原动件及基本杆组的动态静力分析

由上述可知, 常用平面机构均可分解为表 1 中所列出的各种基本杆组。仅以牛头刨床导杆机构为例, 说明用基本杆组法对平面机构进行动态静力分析的方法。牛头刨床导杆机构可分解为机架、原动件、导杆滑块基本组 (RPR), 连杆滑块基本组 (RRP), 已知机构原动件的运动规律, 用基本杆组法可求出该机构其它构件上任意点的运动学参数[1]。由运动学分析结果, 可得各构件质心加速度、各构件角加速度及各节点位置坐标。按达朗伯原理, 给各构件加上相应惯性力, 列出各构件的动态静力平衡方程式。受力分析先从远离原动件之杆组开始, 以后依次向原动件方向进行, 最后分析原动件。对上述导杆机构先从连杆滑块杆组 (图 1) 进行力分析, 得如下矢量方程组

$$\begin{aligned}
 \vec{f}_2 - \vec{f}_1 + \sum \vec{F}_1 + \vec{G}_1 &= m_1 \vec{a} \\
 \vec{p}_1 \times \vec{f}_2 - \vec{q}_1 \times \vec{f}_1 + \vec{d}_1 \times \sum \vec{F}_1 + \sum \vec{T}_1 &= J_1 \theta_1 \\
 \vec{f}_3 - \vec{f}_2 + \sum \vec{F}_2 + \vec{G}_2 &= m_2 \vec{a} \\
 -\vec{q}_2 \times \vec{f}_1 + \vec{p}_2 \times \vec{f}_3 + \sum \vec{T}_2 + \vec{d}_2 \times \sum \vec{F}_2 &= J_2 \theta_2
 \end{aligned}$$

$$\bar{f}_2 \times \bar{u} = 0$$

式中 \bar{f}_1 、 \bar{f}_2 、 \bar{f}_3 为约束反力

\bar{p} 、 \bar{q} 、 \bar{d} 为位置矢量

$\sum \bar{F}$ 为外力矢量和 $\sum \bar{T}$ 为外力矩之和

\bar{u} 为描述方向的单位矢量

m 为质量 I 为转动惯量 G 为重力

\bar{a} 为质心加速度 $\bar{\theta}$ 为角加速度

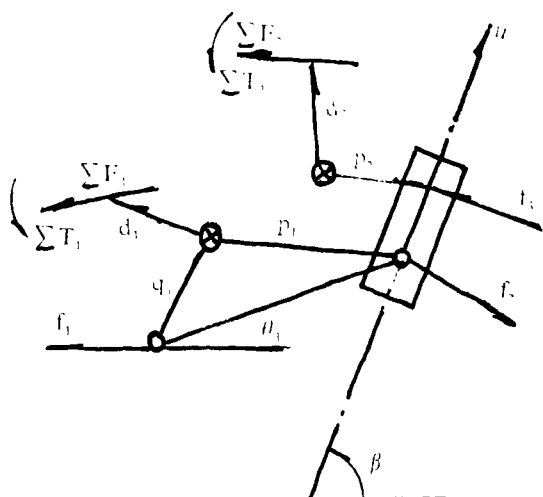


图 1

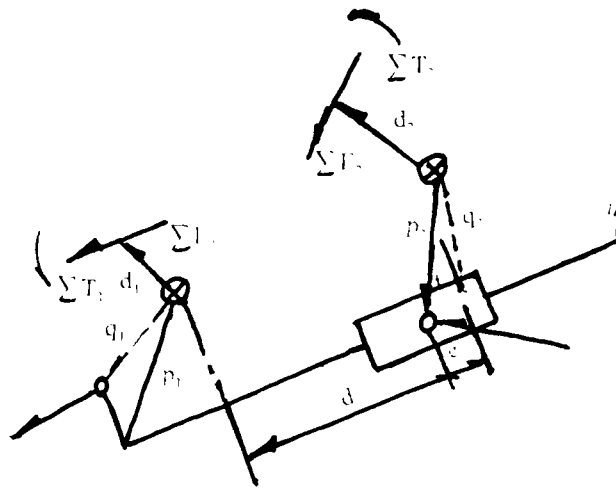


图 2

将上述矢量方程化成 x 、 y 坐标分量的标量方程, 可解出 f_{1x} 、 f_{1y} 、 f_{2x} 、 f_{2y} 、 f_{3x} 、 f_{3y}
 再对导杆滑块杆组进行力分析 (图 2) 得矢量方程组

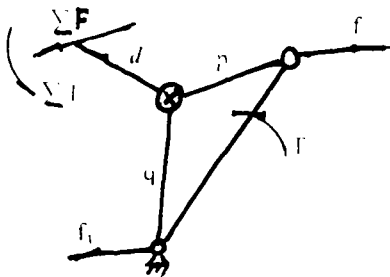
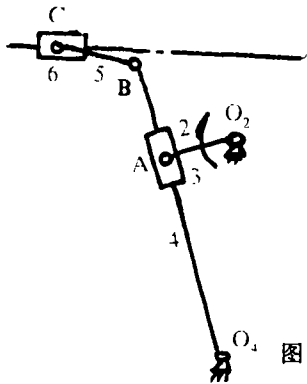
$$\begin{aligned} \bar{f}_2 - \bar{f}_1 + \sum \bar{F}_1 + \bar{G}_1 &= m_1 \bar{a} \\ (\bar{d} + \bar{e}_2) \times \bar{f}_2 - \bar{q}_1 \times \bar{f}_1 + \bar{d}_1 \times \sum \bar{F}_1 + \sum \bar{T}_j &= J_1 \bar{\theta}_1 \\ \bar{f}_3 - \bar{f}_2 + \sum \bar{F}_2 + \bar{G}_2 &= m_2 \bar{a} \\ -\bar{q}_2 \times \bar{f}_2 + \bar{d}_2 \times \sum \bar{F}_2 + \sum \bar{T}_2 + \bar{p}_2 \times \bar{f}_3 &= I_2 \bar{\theta}_2 \\ \bar{f}_2 \cdot \bar{u} &= 0 \end{aligned}$$

式中符号意义同上。同理, 将矢量方程化成标量方程后, 可解出各约束反力、 f_{1x} 、 f_{1y} 、 f_{2x} 、 f_{2y} 、 f_{3x} 、 f_{3y}

最后, 对原动件曲柄进行力分析 (图 3) 得矢量方程组

$$\begin{aligned} \bar{f}_2 - \bar{f}_1 + \bar{G} + \sum \bar{F} &= m \bar{a} \\ \bar{p} \times \bar{f}_2 - \bar{q} \times \bar{f}_1 + \bar{d} \times \sum \bar{F} + \bar{T}_0 &= I \bar{\theta}_1 \end{aligned}$$

式中, $\overline{T_0}$ 为平衡力矩, 其余符号意义同上。同理, 将矢量方程化成标量方程后可解出 f_{1x} 、 f_{1y} 及平衡力矩 T_0 。



因此, 对一般平面机构中各种形式的基本杆组, 均可用上述方法列出相应的矢量方程组进行求解, 此处不再一一赘述。

3 动态静力分析程序

由机构组成原理知任一平面机构都是由若干基本杆组及原动件、机架联接组成, 故按杆组法对机构进行动态静力分析, 给分析者带来极大方便。分析时只需像搭积木一样将各运动分析子程序、力分析子程序及解线性方程组子程序搭接起来, 编写一个主程序即可求解。对上述导杆机构编写动态静力分析主程序流程图如下

4 实例

以上述牛头刨床导杆机构为例。已知曲柄转速 $n_2=72\text{r/min}$, 导杆重量 $G_4=220\text{N}$, 转动惯量 $J_{S4}=1.2\text{kgm}^2$, 刨头重量 $G_6=620\text{N}$, 工作行程切削阻力 $P=8000\text{N}$, 各构件长度为 $l_{O2O4}=430\text{mm}$, $l_{O2A}=110\text{mm}$, $l_{O4B}=810\text{mm}$, $l_{BC}=291.6\text{mm}$, (图 4)。作该导杆机构工作状态下的动态静力分析。

用上述程序运算可得力分析结果见表 2

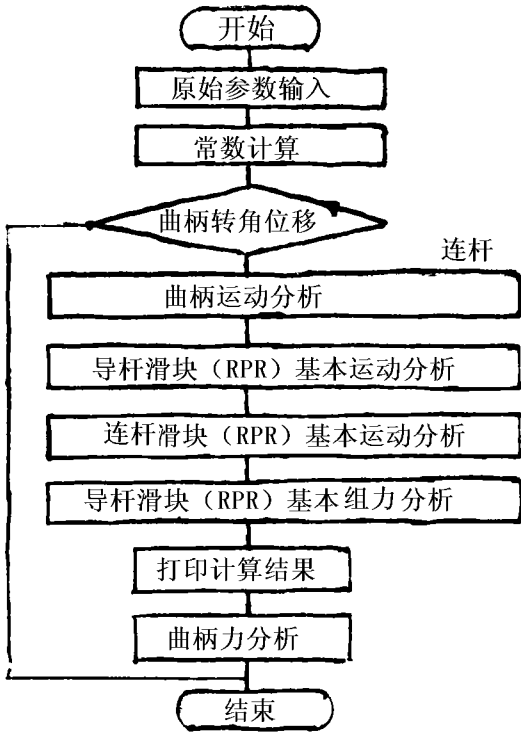


表 2 导杆机构动态静力分析结果

曲柄转角	约束反力							平衡力矩
θ ($^{\circ}$)	f_{12x}	f_{12y}	f_{14x} (N)	f_{14y}	f_{56x}	f_{56y}	f_{16}	T_o (N.M)
194.8	-1547.9	-409.6	679.6	188.7	-736.1	34.1	654.1	0
168(无 P)	972.2		367.5		491.7		634.3	45.8
168(有 P)	14423		6398.2		8495.1		866.5	679.6
164.8	-1375.2	-3210.6	5326.5	3192.3	-8466.5	214.2	834.2	740.5
134.8	-12814.2	-1955.8	4513.8	1625.6	-8255.8	-119	501	1151.5
104.8	-12194.2	-639.8	4104.8	97.1	-8075.3	-342.7	277.3	1314.7
90	11991.6		3997.2		8003		250.1	1319.1
74.8	-11856.7	636.9	3956.1	-11713	-7915	-334.4	285.6	11277.1
44.8	-11848.9	1821.5	4142.2	-2141.1	-7751.6	-108.2	511.8	1060.9
14.8	-12255.8	2844.7	4801.6	-2883.7	-7536.9	193.9	813.9	647.4
13 有 P	12632.1		5670.6		7524.1		829.7	614.8
13 无 P	956.4		367.8		479		606.6	-46.5
-15.2	1624.7	-429.9	-733.8	139.7	758.1	-35.1	584.9	1.15
-45.2	2419.8	-533.1	-1263.5	270.4	980.8	-18.5	601.5	147.5
-75.2	1596.9	-138.8	-922.7	-16.8	573	20.5	640.5	165.9
-90	40.3		161.8		15.9		620.7	4.4
-105.2	-1624.3	-144.5	941.5	-52.9	-579.6	-20.5	599.5	-168.3
-135.2	-2427.7	-537.4	1257.3	312	-995.1	19.4	639.4	-146.3
-165.2	-1547.9	-409.6	679.6	188.7	-736.1	34.1	654.1	0

* $\theta_2=168^{\circ}$ 、 90° 、 13° 、 -90° 时, 表 2 中给出为约束反力两分力之矢量和, 即 $f_{12}f_{14}f_{56}$

5 结论

由上述分析及实例计算, 可得如下结论:

- ①对任一生产实际中应用的平面机构, 均可分为原动件、机架及若干基本杆组, 而用基本杆组法对其进行动态静力分析, 可给有关设计人员提供数据。分析时只需编写主程序而毋须重新编写子程序, 这样极大地减少了设计工作量。
- ②由上述导杆机构分析实例, 当刨头加上切削阻力瞬时, 平衡力矩发生突变由 45.8Nm 增大到 679.6Nm; 当刨头去掉切削阻力瞬时, 平衡力矩发生突变由 614.8Nm 减小到-46.5Nm。当曲柄转角 $\theta_2=13^{\circ}$ —— 14.8° 及 $\theta_2=-91^{\circ}$ —— 165.2° 时, 等效阻抗力矩均为负值, 即在此区间机构各构件的惯性力作为驱动力作用于导杆机构。
- ③本程序计算结果可为选择电机功率及飞轮设计提供可靠数据。

参 考 文 献

- 1 孙恒, 傅则绍主编. 机械原理. 高等教育出版社. 1989 年第四版.
- 2 周明溥, 曹志奎, 金孟浩编. 机械原理课程设计. 上海科学技术文献出版社. 1987 年第一版.
- 3 H.H. Mabie, F.W. Ocvirk. Mechanisms and Dynamics of machinery. Blackburg, Virginia, 1978
- 4 C.H. Sch, C.W. Radcliffe. Kinematics and mechanisms design, J. Wiley & Sans, 1978

DYNAMIC EQUILIBRIUM FORCE ANALYSIS OF PLANE LINKAGE MECHANISMS

Xiong Binsheng

(Zhengzhou Insititute of Technology)

Abstract: Form the performing principle of mechanisms, the method is obtained for the dynamic equilibrium force arylysis of the plane linkage mechanism on the basis of basic linkage groups and the flow diagram is given. As the resualt, the calculation is finished with the computer.

Keywords: basic linkage group, balance moment.