

模块机构的计算机辅助分析和综合

陈元霖

(精密机械工程系)

摘 要

本文用复数的指数形式表示模块机构受力构件的力矢量平衡方程式,易于建立力分析的数学模型,物理概念清楚,计算过程简便,根据正、反行程工作条件和自锁条件进行机构综合和确定机构几何参数,该数学模型可在微机上简便地进行模块机构力分析和综合。

关键词 机构,计算机辅助设计,复数

一、引 言

模块机构的力分析和综合,一般用图解法。根据机构的几何参数绘制机构简图,由给定的行程方向和移动副的滑动摩擦系数 $f = \tan \varphi$,确定总反力方向,然后,对每个受力构件做力多边形,用正弦定理建立力间大小的关系式,求出未知力的大小(驱动力 P 或生产阻力 Q)和机构效率(正行程效率 η 和反行程效率 η')。也可以根据正、反行程正常工作和自锁条件,进行机构几何参数综合,但作图方法十分烦琐,尤其是在自锁条件时,绘力多边形容易发生错误。本文所介绍的复数法,则克服了上述缺陷,应用起来十分方便。

二、方法简述

用复数法对楔形机构进行力分析和综合。根据理论力学的结论,改用复数的指数形式表示每个构件的力矢量平衡方程式,然后进行消元运算,建立模块机构力和几何参数的关系式,从而求得模块机构未知力和效率的大小。也可根据工作和自锁条件进行机构综合,确定模块机构的几何参数。下列应用范例。

1. 模块机构类型 $A = 1$ (图1a)。

$B = 1$: 机构力分析。

已知机构几何参数 α , 摩擦系数 $f = \tan \varphi$, 生产阻力 Q , 求模块机构正、反行程机构效率 η 、 η' , 驱动力 P 的大小。

本文1987年6月12日收到。

根据机构正行程方向定出总反力 \vec{R}_{31} , \vec{R}_{21} , \vec{R}_{32} 的方向, 而且, $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$, 任取点 O_1 为原点, 做复数坐标, 如图1(b)所示. “1” 构件受力平衡方程式为

$$\vec{P} + \vec{R}_{31} + \vec{R}_{21} = 0,$$

自 O_1 点做力 \vec{P} , \vec{R}_{21} , \vec{R}_{31} 矢量 $\vec{O_1P_1}$, $\vec{O_1R_{31}}$, $\vec{O_1R_{21}}$, 方向角为 θ_p , θ_{31} , θ_{21} , 其大小为实数轴正方向沿逆时针方向计量, 用复数的指数形式表示其平衡方程式

$$pe^{j\theta_p} + R_{21}e^{j\theta_{21}} + R_{31}e^{j\theta_{31}} = 0. \quad (1)$$

式(1)除以 $e^{j\theta_{31}}$, 取其商虚部

$$p\sin(\theta_p - \theta_{31}) + R_{21}\sin(\theta_{21} - \theta_{31}) = 0,$$

$$\theta_p = 180^\circ, \quad \theta_{31} = 90^\circ - \varphi, \quad \theta_{21} = 270^\circ + \alpha + \varphi, \quad p = -\frac{\sin(\alpha - 2\varphi)}{\cos\varphi} R_{21},$$

“2” 构件受力平衡方程式

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} + \vec{Q} = 0.$$

任取点 O_2 为原点做复数坐标, 如图1(c)所示. 自 O_2 做力 \vec{R}_{12} , \vec{Q} , \vec{R}_{32} 矢量 $\vec{O_2R_{12}}$, $\vec{O_2Q}$, $\vec{O_2R_{32}}$, 方向角为 θ_{12} , θ_Q , θ_{32} , 其大小从实数轴正方向沿逆时针方向计量, 用复数的指数形

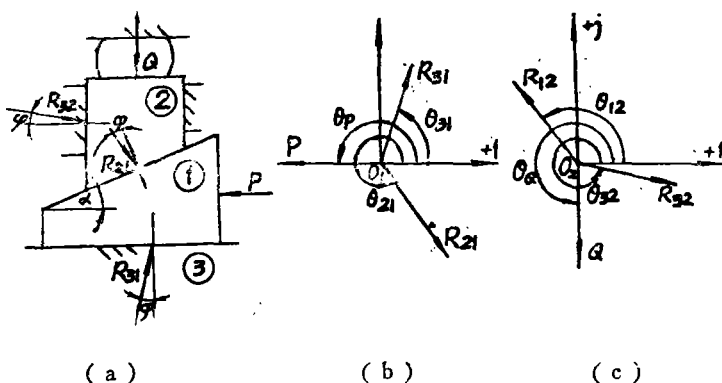


图 1

式表示力平衡方程式

$$R_{12}e^{j\theta_{12}} + R_{32}e^{j\theta_{32}} + Qe^{j\theta_Q} = 0, \quad (2)$$

式(2)除以 $e^{j\theta_{32}}$, 取其商虚部

$$R_{12}\sin(\theta_{12} - \theta_{32}) + Q\sin(\theta_Q - \theta_{32}) = 0,$$

$$\theta_{12} = 90^\circ + \alpha + \varphi, \quad \theta_Q = 270^\circ, \quad \theta_{32} = 360^\circ - \varphi, \quad R_{12} = \frac{Q\sin\varphi}{\cos(\alpha + 2\varphi)},$$

所以正行程时驱动力 $P = Q\operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi)$, 反行程时阻力 $P' = Q\operatorname{tg}(\alpha - 2\varphi)$, 若为理想机

构时, $\varphi = 0$ $P_0 = P'_0 = Q\operatorname{tg}\alpha$. 正行程效率 $\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi)}$, 反行程效率 $\eta' = \frac{P'}{P_0}$

$$= \frac{\operatorname{tg}(\alpha - 2\varphi)}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

$B = 2$: 机构综合. 已知摩擦系数 $f = \operatorname{tg}\varphi$, 求楔块机构的几何参数 $\alpha = ?$

正行程正常工作条件 $\eta > 0$, $\alpha < 90^\circ - 2\varphi$; 正行程自锁条件 $\eta \leq 0$, $\alpha \geq 90^\circ - 2\varphi$; 反行程正常工作条件 $\eta' > 0$, $2\varphi < \alpha < 90^\circ + 2\varphi$; 反行程自锁条件 $\eta' \leq 0$, $2\varphi \geq \alpha \geq 90^\circ + 2\varphi$.

2. 楔块机构类型 $A = 2$ (图2a)。

$B = 1$: 机构力分析。

已知机构的摩擦系数 $f = \tan \varphi$, 几何参数 α, β , 生产阻力 Q , 求楔块机构效率 η , η' 和驱动力 P 。

根据机构正行程方向, 确定总反力 \vec{R}_{31} , \vec{R}_{21} , \vec{R}_{32} 的方向, 而且 $\vec{R}_{12} = \vec{R}_{21}$ 。“1” 构件受力平衡式为

$$\vec{P} + \vec{R}_{31} + \vec{R}_{21} = 0.$$

任取 O_1 点为原点做复数坐标, 自 O_1 点做力 \vec{P} , \vec{R}_{32} , \vec{R}_{21} 矢量 $O_1\vec{P}$, $O_1\vec{R}_{31}$, $O_1\vec{R}_{21}$, 方向角为 θ_P , θ_{31} , θ_{21} , 其大小为实数轴正方向沿逆时针方向计量, 如图2(b)所示。用复数的指数形式表示力平衡方程式

$$P e^{j\theta_P} + R_{31} e^{j\theta_{31}} + R_{21} e^{j\theta_{21}} = 0. \quad (3)$$

式(3)除以 $e^{j\theta_{31}}$, 取其商虚部

$$P \sin(\theta_P - \theta_{31}) + R_{21} \sin(\theta_{21} - \theta_{31}) = 0,$$

$$\theta_P = 360^\circ - \alpha, \quad \theta_{31} = 90^\circ - \alpha + \varphi, \quad \theta_{21} = 90^\circ + \beta - \varphi, \quad P = \frac{\sin(\alpha + \beta - 2\varphi)}{\cos \varphi} R_{21},$$

“2” 构件受力平衡方程式

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} + \vec{Q} = 0.$$

任取 O_2 点为原点做复数坐标系, 自 O_2 点做力 \vec{R}_{32} , \vec{R}_{12} , \vec{Q} 矢量 $O_2\vec{R}_{32}$, $O_2\vec{R}_{12}$, $O_2\vec{Q}$, 方向角为 θ_{32} , θ_{12} , θ_Q , 其大小为实数轴沿逆时针方向计量, 如图2(c)所示。用复数的指数形式表示力平衡方程式

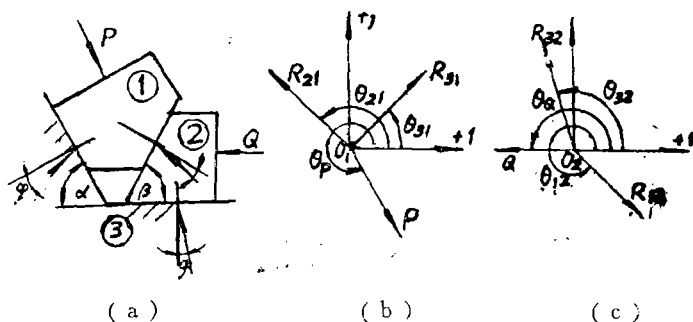


图2

$$R_{32} e^{j\theta_{32}} + R_{12} e^{j\theta_{12}} + Q e^{j\theta_Q} = 0. \quad (4)$$

式(4)除以 $e^{j\theta_{32}}$, 取其商虚部

$$R_{12} \sin(\theta_{12} - \theta_{32}) + Q \sin(\theta_Q - \theta_{32}) = 0,$$

$$\theta_{32} = 90^\circ + \varphi, \quad \theta_Q = 180^\circ, \quad \theta_{12} = 270^\circ + \beta - \varphi, \quad R_{12} = \frac{\sin \varphi}{\sin(\beta - 2\varphi)} Q.$$

所以正行程驱动力 $P = \frac{\sin(\alpha + \beta - 2\varphi)}{\sin(\beta - 2\varphi)} Q$, 反行程阻力 $P' = \frac{\sin(\alpha + \beta + 2\varphi)}{\sin(\beta + 2\varphi)} Q$. 若为理想机。

构 $\varphi = 0$, $P_0 = P'_0 = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} Q$, 正行程机构效率 $\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\sin(\alpha + \beta)\sin(\beta - 2\varphi)}{\sin(\alpha + \beta - 2\varphi)\sin\beta}$,

反行程机构效率 $\eta_i = \frac{P'}{P'_0} = \frac{\sin(\alpha + \beta + 2\varphi)\sin\beta}{\sin(\alpha + \beta)\sin(\beta + 2\varphi)}$.

$B = 2$: 机构综合. 已知机构材料副摩擦系数 $f = \tan\varphi$, 求楔块机构几何参数 α, β .

正行程正常工作条件 $\eta > 0$, $\alpha + \beta < 180^\circ + 2\varphi$, $\beta > 2\varphi$; 正行程自锁条件 $\eta \leq 0$, $\alpha + \beta \geq 180^\circ + 2\varphi$, $\beta \leq 2\varphi$; 反行程正常工作条件 $\eta' > 0$, $\alpha + \beta < 180^\circ - 2\varphi$; 反行程自锁条件 $\eta' \leq 0$, $\alpha + \beta \geq 180^\circ - 2\varphi$.

3. 楔块机构类型 $A = 3$ (图3a).

$B = 1$: 机构力分析.

已知机构摩擦系数 $f = \tan\varphi$, 几何参数 α, β , 生产力 Q , 求楔块机构正行程驱动力 P 及效率 η, η' .

根据机构正行程方向, 确定总反力 $\vec{R}_{41}, \vec{R}_{21}, \vec{R}_{42}, \vec{R}_{43}$ 的方向, 而且 $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}, \vec{R}_{32} = -\vec{R}_{23}$ 如图3(a)所示. “1” 构件力平衡方程式为

$$\vec{P} + \vec{R}_{41} + \vec{R}_{21} = 0$$

任取 O_1 点为原点做复数坐标自 O_1 做力 $\vec{P}, \vec{R}_{31}, \vec{R}_{21}$ 矢量 $\vec{O_1P}, \vec{O_1R_{31}}, \vec{O_1R_{21}}$, 方向角为 $\theta_P, \theta_{31}, \theta_{21}$, 其大小为沿实数轴正方向逆时针计量, 如图3(b)所示. 用复数的指数形式表示力矢量方程式

$$Pe^{j\theta_P} + R_{41}e^{j\theta_{41}} + R_{21}e^{j\theta_{21}} = 0 \quad (5)$$

式(5)除以 $e^{j\theta_{41}}$, 取其商的虚部

$$P\sin(\theta_P - \theta_{41}) + R_{21}\sin(\theta_{21} - \theta_{41}) = 0$$

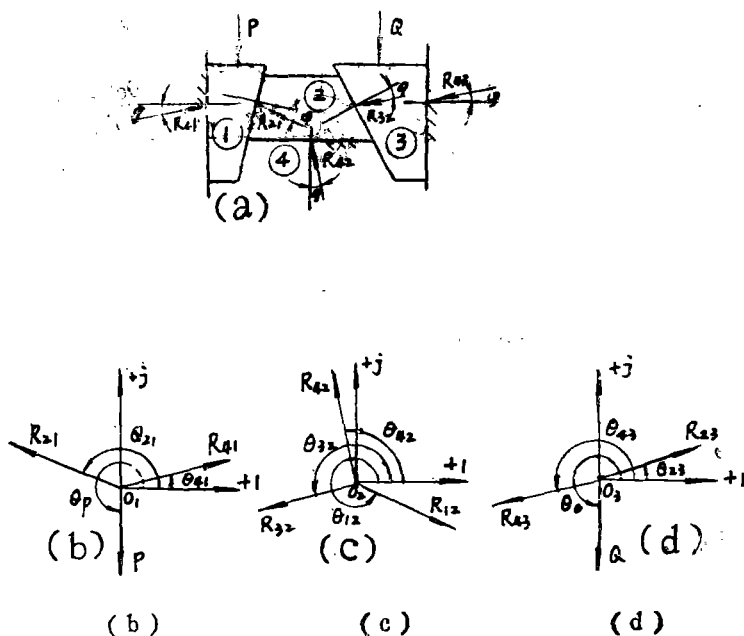


图3

$$\theta_{41} = \varphi, \quad \theta_P = 270^\circ, \quad \theta_{21} = 180^\circ - \alpha - \varphi, \quad P = \frac{\sin(\alpha + 2\varphi)}{\cos\varphi} R_{21},$$

“2” 构件力平衡方程式

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} = 0.$$

同理, 自 O_2 做力 \vec{R}_{12} , \vec{R}_{42} , \vec{R}_{32} 矢量 $\vec{O}_2\vec{R}_{12}$, $\vec{O}_2\vec{R}_{42}$, $\vec{O}_2\vec{R}_{32}$, 方向角为 θ_{12} , θ_{42} , θ_{32} , 其大小为实数轴正方向逆时针计量, 如图3(c)所示. 用复数的指数形式表示力平衡方程式

$$R_{12}e^{j\theta_{12}} + R_{42}e^{j\theta_{42}} + R_{32}e^{j\theta_{32}} = 0. \quad (6)$$

式(6)除以 $e^{j\theta_{42}}$, 取其商虚部

$$R_{12}\sin(\theta_{12} - \theta_{42}) + R_{32}\sin(\theta_{32} - \theta_{42}) = 0, \quad \theta_{12} = 360^\circ - \alpha - \varphi,$$

$$\theta_{12} = 90^\circ + \varphi, \quad \theta_{32} = 180^\circ + (\beta - \varphi), \quad R_{12} = \frac{\cos(\beta - \varphi)R_{32}}{\cos(\alpha + 2\varphi)},$$

“3” 构件力平衡方程式

$$\vec{R}_{23} + \vec{R}_{43} + \vec{Q} = 0.$$

同理, 自 O_3 做力 \vec{R}_{23} , \vec{R}_{43} , \vec{Q} 矢量 $\vec{O}_3\vec{R}_{23}$, $\vec{O}_3\vec{R}_{43}$, $\vec{O}_3\vec{Q}$, 方向角为 θ_{23} , θ_{43} , θ_Q , 其大小为实数轴正方向沿逆时针方向计量, 如图3(d)所示. 用复数的指数的形式表示力矢量平衡方程式

$$R_{23}e^{j\theta_{23}} + R_{43}e^{j\theta_{43}} + Qe^{j\theta_Q} = 0. \quad (7)$$

式(7)除以 $e^{j\theta_{43}}$, 取其商虚部

$$R_{23}\sin(\theta_{23} - \theta_{43}) + Q\sin(\theta_Q - \theta_{43}) = 0,$$

$$\theta_{23} = 180^\circ + \theta_{32} = 360^\circ + (\beta - \varphi), \quad \theta_{43} = 180^\circ + \varphi, \quad \theta_Q = 270^\circ, \quad R_{23} = \frac{\sin\varphi \cdot Q}{\sin(\alpha - 2\varphi)},$$

所以正行程驱动力 $P = \frac{\text{tg}(\alpha + 2\varphi)}{\text{tg}(\beta - 2\varphi)} Q$, 反行程阻力 $P' = \frac{\text{tg}(\alpha - 2\varphi)}{\text{tg}(\beta + 2\varphi)} Q$. 若为理想机构 $P_0 =$

$$P'_0 = \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\beta} Q, \quad \text{正行程机构效率 } \eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\text{tg}\alpha \text{tg}(\beta - 2\varphi)}{\text{tg}\beta \text{tg}(\alpha + 2\varphi)}, \quad \text{反行程机构效率 } \eta' = \frac{P'}{P_0} = \frac{\text{tg}\beta \text{tg}(\alpha - 2\varphi)}{\text{tg}\alpha \text{tg}(\beta + 2\varphi)}.$$

$B=2$: 机构综合. 已知机构材料副摩擦系数 $f = \text{tg}\varphi$, 求机构几何参数 α , β .

正行程正常工作条件 $\eta > 0$, $\alpha < 90^\circ - 2\varphi$, $\beta > 2\varphi$; 正行程自锁条件 $\eta \leq 0$, $\alpha \geq 90^\circ - 2\varphi$, $\beta \leq 2\varphi$; 反行程工作条件 $\eta' > 0$, $2\varphi < \alpha < 90^\circ + 2\varphi$, $\beta < 90^\circ - 2\varphi$; 反行程自锁条件 $2\varphi \geq \alpha \geq 90^\circ - 2\varphi$, $\beta \geq 90^\circ - 2\varphi$.

4. 楔块机构类型 $A=4$ (图4(a)).

$B=1$: 机构力分析.

已知机构摩擦系数 $f = \text{tg}\varphi$, 几何参数 α , 弹簧力 Q , 求楔块机构效率 η , η' 和驱动力 P .

根据机构正行程方向, 确定总反力 R_{21} , R_{31} , R_{42} 的方向, 而且 $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}$. “1” 构件受力矢量平衡式为

$$\vec{P} + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{31} = 0.$$

任取点 O_1 为原点作复数坐标系, 自 O_1 做力 P , R_{21} , R_{31} 矢量 $\vec{O}_1\vec{P}$, $\vec{O}_1\vec{R}_{21}$, $\vec{O}_1\vec{R}_{31}$, 其大小为沿实数轴正方向逆时针计量, 如图4(b)所示, 用复数的指数形式表示力平衡方程式

$$P c^{j\theta_P} + R_{21} c^{j\theta_{21}} + R_{31} c^{j\theta_{31}} = 0. \quad (8)$$

式(8)除以 $c^{j\theta_{31}}$, 取其商虚部

$$P \sin(\theta_P - \theta_{31}) + R_{21} \sin(\theta_{21} - \theta_{31}) = 0,$$

$$\theta_P = 270^\circ, \quad \theta_{21} = 90^\circ + \varphi - \alpha, \quad \theta_{31} = 90^\circ - \varphi + \alpha, \quad P = \frac{\sin(2\varphi - 2\alpha)}{\sin(\alpha - \varphi)} R_{21}.$$

“2” 构件受力平衡方程式

$$\vec{R}_{12} + \vec{R}_{42} + \vec{Q} = 0.$$

同理, 自 O_2 做力 \vec{R}_{12} , \vec{R}_{42} , \vec{Q} 矢量 $O_2\vec{R}_{12}$, $O_2\vec{R}_{42}$, $O_2\vec{Q}$, 方向角为 θ_{12} , θ_{42} , θ_Q , 其大小为实数轴正方向逆时针方向计量, 如图4(c)所示. 用复数指数的形式表示力平衡方程式

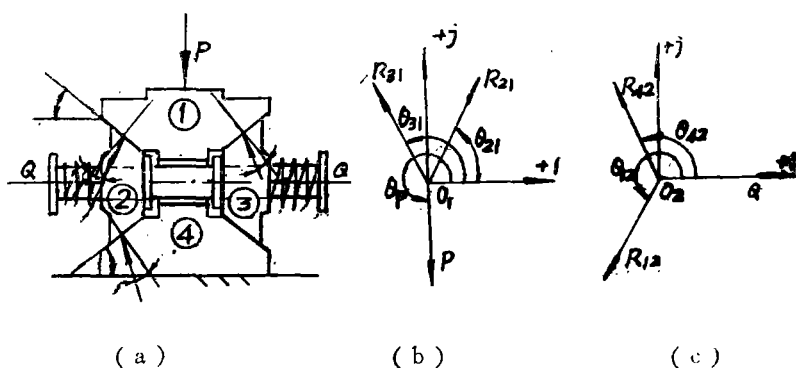


图 4

$$R_{42} c^{j\theta_{42}} + R_{12} c^{j\theta_{12}} + Q c^{j\theta_Q} = 0. \quad (9)$$

式(9)除以 $c^{j\theta_{42}}$, 取其商的虚部

$$R_{12} \sin(\theta_{12} - \theta_{42}) + Q \sin(\theta_Q - \theta_{42}) = 0,$$

$$\theta_{12} = 270^\circ + \varphi - \alpha, \quad \theta_{42} = 90^\circ + (\alpha - \varphi), \quad \theta_Q = 0. \quad R_{12} = \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin(2\varphi - 2\alpha)} Q.$$

所以机构正行程驱动力 $P = Q \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)$; 机构反行程阻力 $P' = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)$. 若为理想机构 $\varphi = 0$, $P_0 = P'_0 = Q \operatorname{ctg} \alpha$; 正行程效率 $\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha}$; 反行程效率 $\eta' = \frac{P'}{P_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$.

$B = 2$: 机构综合. 已知机构材料副摩擦系数 $f = \operatorname{tg} \varphi$, 求机构的几何参数 α .

机构正常工作条件 $\eta > 0$ 和 $\eta' > 0$, $\varphi < \alpha < 90^\circ - \varphi$; 正行程自锁条件 $\eta \leq 0$, $\varphi \geq \alpha \geq 90^\circ + \varphi$; 反行程自锁条件 $\eta' \leq 0$, $0^\circ \geq \alpha \geq 90^\circ - \varphi$.

由上应用实例不难看出, 任意楔块机构力分析和综合的数学模型都可用上述方法进行推导, 概念清楚, 形式简明, 适于上机电算.

三、楔块机构的分析和综合的数学模型

表1为上述几种楔块机构数学模型表达式.

表1

模块类型	B=1 力分析	B=2 机构综合
A=1	$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi)$ $P' = Q \operatorname{tg}(\alpha - 2\varphi)$ $P_0 = P'_0 = Q \operatorname{tg} \alpha$ $\eta = \frac{P_0}{P} = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi)$ $\eta' = \frac{P'_0}{P'} = \operatorname{tg}(\alpha - 2\varphi) / \operatorname{tg} \alpha$	$\eta > 0, \alpha < 90^\circ - 2\varphi$ $\eta \leq 0, \alpha \geq 90^\circ - 2\varphi$ $\eta' > 0, 2\varphi < \alpha < 90^\circ$ $\eta'' \leq 0, 2\varphi \geq \alpha \geq 90^\circ$
A=2	$P = Q \sin(\alpha + \beta - 2\varphi) / \sin(\beta - 2\varphi)$ $P' = Q \sin(\alpha + \beta + 2\varphi) / \sin(\beta + 2\varphi)$ $P_0 = P'_0 = Q \sin(\alpha + \beta) / \sin \beta$ $\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\sin(\alpha + \beta) \sin(\beta - 2\varphi)}{\sin \beta \sin(\alpha + \beta - 2\varphi)}$ $\eta' = \frac{P'_0}{P'} = \frac{\sin \beta \sin(\alpha + \beta + 2\varphi)}{\sin(\alpha + \beta) \sin(\beta + 2\varphi)}$	$\eta > 0: \alpha + \beta < 180^\circ + 2\varphi, \beta > 2\varphi$ $\eta \leq 0: \alpha + \beta \geq 180^\circ + 2\varphi, \beta \leq 2\varphi$ $\eta' > 0: \alpha + \beta < 180^\circ - 2\varphi$ $\eta' \leq 0: \alpha + \beta \geq 180^\circ - 2\varphi$
A=3	$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi) / \operatorname{tg}(\beta - 2\varphi)$ $P' = Q \operatorname{tg}(\alpha - 2\varphi) / \operatorname{tg}(\beta + 2\varphi)$ $P_0 = P'_0 = Q \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \beta$ $\eta = \frac{P_0}{P} \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\beta - 2\varphi) / \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi) \operatorname{tg} \beta$ $\eta' = \frac{P'_0}{P'} = \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\alpha - 2\varphi) / \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\beta + 2\varphi)$	$\eta > 0: \alpha < 90^\circ - 2\varphi, 90^\circ > \beta > 2\varphi$ $\eta \leq 0: \alpha \geq 90^\circ - 2\varphi, 90^\circ \leq \beta \leq 2\varphi$ $\eta' > 0: 2\varphi < \alpha < 90^\circ + 2\varphi, \beta < 90^\circ - 2\varphi$ $\eta' \leq 0: 2\varphi \geq \alpha \geq 90^\circ + 2\varphi, \beta \geq 90^\circ - 2\varphi$
A=4	$P = Q \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)$ $P' = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)$ $P_0 = P'_0 = Q \operatorname{ctg} \alpha$ $\eta = \frac{P_0}{P} = \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) / \operatorname{tg} \alpha$ $\eta' = \frac{P'_0}{P'} = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$	$\eta > 0, \eta' > 0: \varphi < \alpha < 90^\circ - \varphi$ $\eta \leq 0: 90^\circ + \varphi \geq \alpha \geq \varphi + 90^\circ$ $\eta'' \leq 0: 90^\circ - \varphi \leq \alpha \leq 90^\circ$

四、程序变量说明

模块机构类型 $A=1/2/3/4$; 力分析和综合 $B=1/2$; 摩擦系数 $F=f$; 摩擦角 $E=\varphi$;
 几何角: $A=\alpha, A1=\alpha, A2=\beta$; 给定力: $P1=P, P2=P', P3=P_0=P'_0, Q=Q$; 总反力:

$R_{12} = R_{12}$, $R_{IK} = R_{Ik}$ (I 构件对 k 构件总反力); 效率: $PE = \eta$, $RE = \eta'$.

五、源程序框图和计算举例

1. 框图如图5所示.

2. 源程序 (略).

3. 计算举例. 已知机构类型 $A = 1$.
 $B = 1$ 力分析: 摩擦系数 $f = 0.15$, 几何角 $\alpha = \beta = 60^\circ$, 生产阻力 $Q = 1000\text{N}$, 求驱动力 P , 效率 η , η' ; $B = 2$ 机构综合: 摩擦系数 $f = 0.15$, 求几何角 α , β .

在IBM-PC上电算结果为

OK

RUN

F? .15

* * * * *

TYPE OF WEDGE SLIDER MECHANISM 1/2/3/4/5/(END)? 1

ANALYSIS OR SYNTHESIS 1/2? 1

THE GEOMETRICAL ANGLE (DEG) A=? 6

THE ACTIVE FORCE(N) Q=? 1000

* * * * *

THE DRIVING FORCE IS $P_1 = 425.7429\text{ N}$

THE EFFICIENCY OF POSITIVE TRAVEL IS $PE = 2468726$

THE EFFICIENCY OF RETURN TRAVEL $RE = -1.860014$

* * * * *

TYPE OF WEDGE SLIDER MECHANISM 1/2/3/4/5/(END)? 1

ANALYSIS OR SYNTHESIS 1\2? 2

* * * * *

THE GEOMETRICAL ANGLE OF POSITIVE TRAVEL IS $A < 87.46923\text{ (DEG)}$

THE SELF LOCKING OF POSITIVE TRAVEL IS $A > 81.46923\text{ (DEG)}$

THE GEOMETRICAL ANGLE OF RETURN TRAVEL IS $17.06153 < A < 90\text{ (DEG)}$

THE SELF LOCKING OF RETURN TRAVEL IS $17.06133 \geq A \geq 90\text{ (DEG)}$

* * * * *

TYPE OF WEDGE SLIDER MECHANISM 1/2/3/4/5/(END)? 5

OK

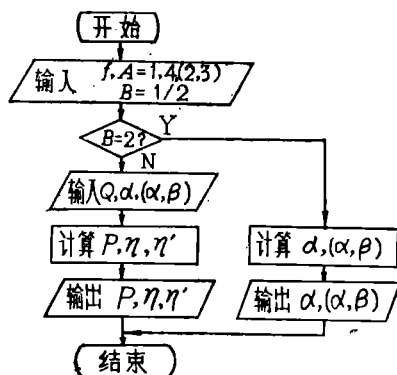


图 5

参 考 文 献

- [1] Hamlton, H. M., *Mechanisms and Dynamics of Machinerg*, Published in Canada, (1973).
- [2] 西北工业大学, 机械原理, 人民教育出版社, (1983).

Computer Aided Analysis and Synthesis of a Wedge Mechanism

Chen Yuanlin

Abstract

This paper forms a mathematical model for force analysis and synthesis of a wedge mechanism and performs it on a microcomputer. The mathematical model, clear in concept and simple in calculation, is formed on the basis of a vector balance equation which expressed by exponential form of complex number. The synthesis of mechanism and determination of its geometric parameters can be performed according to forward and return stroke, working condition, and self-locking condition.

Key words mechanisms, computer aided design, complex number