

(40) 57-67

预测含间隙机构副元素
分离的临界点判定法*

张建瓴 李哲 李 驹

(北京工业大学基础科学部, 100022)

TH113.25

【摘要】通过对含间隙机构非线性动力学运动微分方程的解析分析, 提出了预测含间隙平面连杆机构运动副副元素分离的一种新方法. 这一方法是根据间隙副反力 ≤ 0 即表明副元素产生分离的思想推导出副元素分离临界点的 2 个判别数, 由这 2 个判别数同时为零来判定副元素的分离. 该方法具有较高的预测精度.

【关键词】 连杆机构, 运动副, 间隙, 副反力

【中图分类号】 TH113.25

副元素分离,

临界点判定法,

0 引言

由于机构的装配及活动性要求, 运动副中存在一定的间隙是必要的, 但机构在运动过程中产生的摩擦和磨损会使运动副中的间隙渐渐变大, 在高速运动过程中, 这些运动副间隙会引起冲击和碰撞, 产生振动和噪音, 加快磨损和疲劳破坏, 严重降低机器的性能、精度和寿命. 因此, 在机构设计或综合时就应考虑如何避免副元素的分离和碰撞问题, 预测和控制运动副元素在运动过程中的分离. 建立正确的运动副元素分离准则不仅可以预测副元素在机构运转过程中是否发生分离和碰撞, 而且也是控制间隙效应的理论基础和设计依据. 所以, 这一课题受到了许多研究者的重视, 相继提出了各种预测含间隙运动副元素在运动过程中是否分离的判断方法.

一般来说, 通过求解系统的强非线性动力学运动微分方程组才能精确地分析运动副元素的分离及碰撞情况^[1,2], 由于这种方法数值计算量大, 比较耗时, 不适于机构设计和综合. 为了回避动力分析和求解强非线性微分方程组的困难, 人们试图通过分析无间隙机构间接地判断间隙机构副元素的分离情况. 最早判断间隙副元素是否分离的是由 Earles 和 Wu 等人根据大量实验结果总结出的一个经验公式^[3,4], 即当

$$|\dot{\alpha}^*/R_m^*| < 1 \left(\frac{\text{rad/s}}{N} \right) \quad (1)$$

时副元素将始终保持接触. 其中 R_m^* (N) 是间隙副副反力的最小值, $\dot{\alpha}^*$ (rad/s) 是出现 R_m^* 时副反力方向的变化率. 这些参数由无间隙机构求得. 后来人们发现用 (1) 式预测副元素分离常常是不准确的, 例如, 有时 $|\dot{\alpha}^*/R_m^*| = 0.32 \text{ (rad/s)} \cdot N^{-1}$, 却仍有副元素分离和碰撞现象;

收稿日期: 1994-06-20.

*国家自然科学基金和北京市科技新星计划资助项目.

有时 $|\dot{\alpha}^*/R_m^*| = 200 \text{ (rad/s)} \cdot \text{N}^{-1}$ 却没有副元素之间的碰撞现象发生^[5]。文献[6]认为, (1)式的判定准则出现判断失误的主要原因是因为它不是无量纲形式的, 所以不能将其作为一个绝对的度量标准, 因此对该准则进行了修正, 重新构造了一个判断副元素分离的准则: 即当

$$\gamma \beta \varepsilon |\dot{\alpha}^*/R_m^*| < 1 \left(\frac{\text{rad/s}}{\text{N}} \right) \quad (2)$$

时副元素保持接触。其中, γ 和 β 分别为长度比系数和质量比系数。

$$\gamma = \frac{1-\gamma_0}{0.28} l_a + \gamma_0$$

$$\beta = \frac{1-\beta_0}{7.8} m_a + \beta_0$$

l_a, m_a 分别是机构活动构件的平均长度和平均质量, ε 是间隙影响系数, γ_0 和 β_0 为修正量, 实际计算中可取为 0.01。由于以上修正系数的选择仍是由实际计算经验得到的, 所以这一判别准则实质上仍是一个经验公式。文献[7, 8]利用一个沿椭圆轨迹运动的“冲击环模型”推出了一个无量纲形式的预测该模型副元素分离的准则, 即“预测冲击碰撞数 IPN”, 但是, 该模型和实际连杆机构相差太远, 尽管它可以定性分析接触表面物理参数对副元素分离的影响, 在机构分析中却难以使用。文献[9]提出了一种预测含间隙运动副元素分离的方法, 即利用连续接触模型, 通过近似求解含间隙运动副中的副反力 F , 以此来判断副元素是否分离; 当替代杆受压, 即 $F < 0$ 时, 表明副元素产生分离。但该文在求解含间隙运动副副反力的过程中, 以无间隙机构的副反力的方向及其对时间的导数 ($\alpha^*, \dot{\alpha}^*, \ddot{\alpha}^*$) 来代替含间隙机构副反力的方向及其对时间导数 ($\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$)。该文认为, $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ 是分别以 $\alpha^*, \dot{\alpha}^*, \ddot{\alpha}^*$ 为均值上下波动的, 间隙越小, 波动的幅度也越小。根据经验, α 以 α^* 来代替产生的误差可能很小, 但用 $\dot{\alpha}^*$ 和 $\ddot{\alpha}^*$ 来代替 $\dot{\alpha}$ 和 $\ddot{\alpha}$, 误差将很大, 特别是在副元素分离位置。因为间隙副元素分离后, $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ 将发生激烈的变化, 再以 $\alpha^*, \dot{\alpha}^*, \ddot{\alpha}^*$ 来代替 $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ 是不适宜的。文献[10]利用文献[9]的思想, 将间隙副的个数由 1 个扩展到 4 个, 该文是直接求解由连续接触模型推导出的系统强非线性运动微分方程, 计算量必然很大, 不适宜机构设计和综合。另外, 文献[11]也推出了一个判断副元素分离的准则, 但只进行了一般性说明, 没有给出定量的关系。

本文通过直接求解以连续接触模型为基础得到的含间隙机构的动力学运动微分方程, 进行一次修正, 根据文献[9]的间隙副副反力 $F < 0$, 即表明副元素产生分离的思想, 得到一个判定间隙副元素分离的准则。准则中各参数的计算可以通过无间隙机构来求得, 无须求解系统的强非线性微分方程组, 在推导过程中, $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ 是通过一次修正得到的, 所以具有较高的精确性。

1 数学模型和求解方法

图 1 是在连杆和摇杆连接处有间隙的平面铰链四杆机构, 由连续接触模型^[12], 该径向间隙 R_c 可以通过高副低代用一无质量杆(称为间隙杆)来表示。为便于说明, 图中运动副间隙被放大了, 标号 1、2、3、4 分别表示曲柄、连杆、摇杆和机架, S_i 表示构件的质心, R_c

和 α 分别代表径向间隙的大小和间隙杆的方向。假设接触表面为刚性且无摩擦, 则间隙杆的方向和接触力的方向是一致的。

图1所示系统的自由度为2, 取 θ_1 、 α 为独立变量, $\theta_1 = \omega t$, ω 为机构的输入转速。机构的运动微分方程可由动量矩定理求得:

$$\begin{aligned}
 J_{2B} \ddot{\theta}_2 = & F_{32} l_2 \sin \alpha \cos \theta_2 \\
 & - F_{32} l_2 \cos \alpha \sin \theta_2 \\
 & + m_2 l_{22} l_1 \omega^2 \sin(\omega t - \theta_2) \\
 & - m_2 g l_{22} \cos \theta_2 \quad (3.1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{3D} \ddot{\theta}_3 = & F_{32} l_3 \sin \alpha \cos \theta_3 \\
 & - F_{32} l_3 \cos \alpha \sin \theta_3 + m_3 g (l_3 - l_{33}) \cos \theta_3 \quad (3.2)
 \end{aligned}$$

其中 J_{2B} 和 J_{3D} 分别是连杆和摇杆相对 B 点和 D 点的转动惯量; m_i 是构件的质量; g 是重力加速度。

由机构环封闭方程

$$l_1 e^{j\theta_1} + l_2 e^{j\theta_2} + R_C e^{j\alpha} + l_3 e^{j\theta_3} + l_4 e^{j\theta_4} = 0 \quad (4)$$

得几何约束方程

$$\begin{aligned}
 l_1 \cos \omega t + l_2 \cos \theta_2 + l_3 \cos \theta_3 + R_C \cos \alpha &= l_4 \\
 l_1 \sin \omega t + l_2 \sin \theta_2 + l_3 \sin \theta_3 + R_C \sin \alpha &= 0 \quad (5)
 \end{aligned}$$

为求解(3)式和(5)式, 设

$$\begin{aligned}
 \theta_2 &= \theta_2^* + \varepsilon \theta_2^{(1)} + \varepsilon^2 \theta_2^{(2)} + \dots \\
 \theta_3 &= \theta_3^* + \varepsilon \theta_3^{(1)} + \varepsilon^2 \theta_3^{(2)} + \dots \\
 F_{32} &= F_{32}^* + \varepsilon F_{32}^{(1)} + \varepsilon^2 F_{32}^{(2)} + \dots \\
 \alpha &= \alpha^* + \varepsilon \alpha^{(1)} + \varepsilon^2 \alpha^{(2)} + \dots \quad (6)
 \end{aligned}$$

其中 ε 是无量纲的定常微小量。间隙 R_C 可以表示成 ε 和某一具有长度量纲的定长 L 的乘积 $R_C = \varepsilon L$

将(6)式代入(5)得

$$\begin{aligned}
 L \varepsilon \cos(\alpha^* + \varepsilon \alpha^{(1)} + \dots) + l_2 \cos(\theta_2^* + \varepsilon \theta_2^{(1)} + \dots) \\
 + l_3 \cos(\theta_3^* + \varepsilon \theta_3^{(1)} + \dots) = l_4 - l_1 \cos \omega t \quad (7.1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L \varepsilon \sin(\alpha^* + \varepsilon \alpha^{(1)} + \dots) + l_2 \sin(\theta_2^* + \varepsilon \theta_2^{(1)} + \dots) \\
 + l_3 \sin(\theta_3^* + \varepsilon \theta_3^{(1)} + \dots) = -l_1 \sin \omega t \quad (7.1)
 \end{aligned}$$

忽略 ε^2 项及 ε 的高次项, 因为 ε 很小, 所以近似有 $\cos \varepsilon \theta = 1$, $\sin \varepsilon \theta = \varepsilon \theta$ 和 $\cos(\theta^* + \varepsilon \theta^{(1)}) = \cos \theta^* - \varepsilon \theta^{(1)} \sin \theta^*$; $\sin(\theta^* + \varepsilon \theta^{(1)}) = \sin \theta^* + \varepsilon \theta^{(1)} \cos \theta^*$ 。

展开(7)式, 顺次令等号两端 ε 的同次项相等并忽略 ε^2 项及 ε 的高次项, 可得

$$l_2 \cos \theta_2^* + l_3 \cos \theta_3^* = l_4 - l_1 \cos \omega t$$

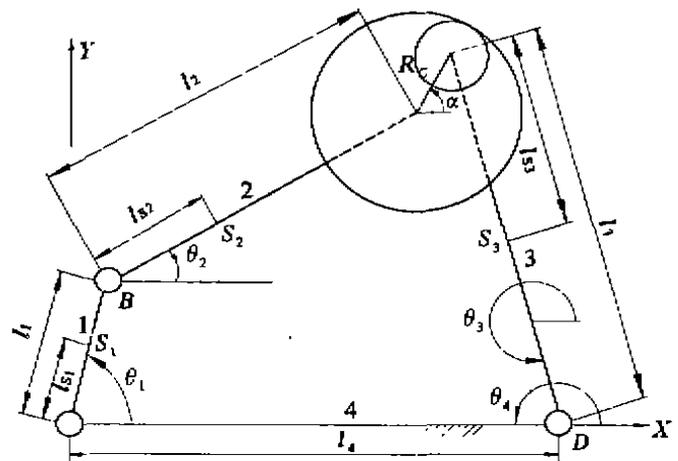


图1 含间隙平面铰链四杆机构(间隙被放大了)

$$l_2 \sin \theta_2^* + l_3 \sin \theta_3^* = -l_1 \sin \omega t \quad (8)$$

和

$$\begin{aligned} L \cdot \cos \alpha^* - \theta_2^{(1)} l_2 \sin \theta_2^* - \theta_3^{(1)} l_3 \sin \theta_3^* &= 0 \\ L \cdot \sin \alpha^* + \theta_2^{(1)} l_2 \cos \theta_2^* + \theta_3^{(1)} l_3 \cos \theta_3^* &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

同理, 将 (6) 式代入 (3) 式, 忽略 ε^2 项及 ε 的高次项, 并令等号两端 ε 的同次项相等, 可得

$$\begin{aligned} J_{2B} \ddot{\theta}_2^* &= F_{32}^* l_2 \sin \alpha^* \cos \theta_2^* - F_{32}^* l_2 \cos \alpha^* \sin \theta_2^* \\ &\quad + m_2 l_{s2} l_1 \omega^2 \sin(\omega t - \theta_2^*) - m_2 g l_{s2} \cos \theta_2^* \end{aligned} \quad (10.1)$$

$$\begin{aligned} J_{3D} \ddot{\theta}_3^* &= F_{32}^* l_3 \sin \alpha^* \cos \theta_3^* \\ &\quad - F_{32}^* l_3 \cos \alpha^* \sin \theta_3^* + m_3 g (l_3 - l_{s3}) \cos \theta_3^* \end{aligned} \quad (10.2)$$

和

$$\begin{aligned} J_{2B} \ddot{\theta}_2^{(1)} &= F_{32}^{(1)} l_2 \sin(\alpha^* - \theta_2^*) + \alpha^{(1)} F_{32}^* l_2 \cos(\alpha^* - \theta_2^*) \\ &\quad - \theta_2^{(1)} F_{32}^* l_2 \cos(\alpha^* - \theta_2^*) + \theta_2^{(1)} [m_2 g l_{s2} \sin \theta_2^* \\ &\quad - m_2 l_{s2} l_1 \omega^2 \cos(\omega t - \theta_2^*)] \end{aligned} \quad (11.1)$$

$$\begin{aligned} J_{3D} \ddot{\theta}_3^{(1)} &= F_{32}^{(1)} l_3 \sin(\alpha^* - \theta_3^*) + \alpha^{(1)} F_{32}^* l_3 \cos(\alpha^* - \theta_3^*) \\ &\quad - \theta_3^{(1)} [F_{32}^* l_3 \cos(\alpha^* - \theta_3^*) + m_3 g (l_3 - l_{s3}) \sin \theta_3^*] \end{aligned} \quad (11.2)$$

可以看出, (8) 式和 (10) 式分别是无间隙标称 4R 机构的几何约束方程和动力学运动微分方程。

求解 (8) 式可得到

$$\theta_j^* = \theta_j^*(\theta_1) \quad (j=2, 3) \quad (12.1)$$

$$\dot{\theta}_j^* = \dot{\theta}_j^*(\theta_1, \dot{\theta}_1) \quad (j=2, 3) \quad (12.2)$$

$$\ddot{\theta}_j^* = \ddot{\theta}_j^*(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (j=2, 3) \quad (12.3)$$

在 (10) 式中, 令

$$A = J_{2B} \ddot{\theta}_2^* - m_2 l_{s2} l_1 \omega^2 \sin(\omega t - \theta_2^*) + m_2 g l_{s2} \cos \theta_2^*$$

$$B = J_{3D} \ddot{\theta}_3^* - m_3 g (l_3 - l_{s3}) \cos \theta_3^*$$

由 (10) 式可得

$$F_{32}^* \sin \alpha^* = - \frac{A l_3 \sin \theta_3^* - B l_2 \sin \theta_2^*}{l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} \quad (13.1)$$

$$F_{32}^* \cos \alpha^* = - \frac{A l_3 \cos \theta_3^* - B l_2 \cos \theta_2^*}{l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} \quad (13.2)$$

据此可以得到 $\alpha^* = \alpha^*(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1)$ 和 $F_{32}^*(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1)$ 。

求解 (9) 式, 可得

$$\theta_2^{(1)} = \frac{L \cos(\alpha^* - \theta_2^*)}{l_2 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} = L \theta_2^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (14.1)$$

$$\theta_3^{(1)} = - \frac{L \cos(\alpha^* - \theta_3^*)}{l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} = L \theta_3^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (14.2)$$

$$\dot{\theta}_j^{(1)} = L \dot{\theta}_j^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (j=2, 3) \quad (14.3)$$

$$\ddot{\theta}_j^{(1)} = L \ddot{\theta}_j^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (j=2, 3) \quad (14.4)$$

在(11)式中, 令

$$Q = J_{2B} \ddot{\theta}_2^{(1)} + \theta_2^{(1)} [F_{32}^* l_2 \cos(\alpha^* - \theta_2^*) + m_2 l_{S2} l_1 \omega^2 \cos(\omega t - \theta_2^*) - m_2 g l_{S2} \sin \theta_2^*] \\ = L \cdot Q(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1)$$

$$R = J_{3D} \ddot{\theta}_3^{(1)} + \theta_3^{(1)} [F_{32}^* l_3 \cos(\alpha^* - \theta_3^*) + m_3 g (l_3 - l_{S3}) \sin \theta_3^*] \\ = L \cdot R(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1)$$

则由(11)式可得

$$F_{32}^{(1)} = - \frac{Q l_3 \cos(\alpha^* - \theta_3^*) - R l_2 \cos(\alpha^* - \theta_2^*)}{l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} \quad (15.1)$$

$$= L \cdot F_{32}^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1)$$

$$\alpha^{(1)} = \frac{Q l_3 \sin(\alpha^* - \theta_3^*) - R l_2 \sin(\alpha^* - \theta_2^*)}{F_{32}^* l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} \quad (15.2)$$

$$= L \cdot \alpha^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1)$$

将已求出的 θ_j^* , $\theta_j^{(1)}$ ($j=2, 3$), α^* , $\alpha^{(1)}$ 及 F_{32}^* , $F_{32}^{(1)}$ 代入(6)式可得

$$\theta_j = \theta_j^* + \varepsilon \theta_j^{(1)} = \theta_j^*(\theta_1) + \varepsilon L \theta_j^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \\ = \theta_j^*(\theta_1) + R_C \theta_j^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (j=2, 3) \quad (16.1)$$

$$\alpha = \alpha^* + \varepsilon \alpha^{(1)} = \alpha^*(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) + R_C \alpha^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (16.2)$$

$$F_{32} = F_{32}^* + \varepsilon F_{32}^{(1)} = F_{32}^*(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) + R_C F_{32}^{(1)}(\theta_1, \dot{\theta}_1, \ddot{\theta}_1) \quad (16.3)$$

可以看出, L 对 θ_j ($j=2, 3$), α 及 F_{32} 无影响, 所以, 可令 $L=1$, 即不考虑 L 的影响. 事实上, 由于 R_C 是微小的具有长度量纲的量, 如果将 R_C 看作无量纲的微小量, 可以取为 $\varepsilon = R_C$.

根据文献[9]的思想, 当 $F_{32} < 0$ 时, 表明副元素产生分离; $F_{32} > 0$, 表明副元素不分离. 所以 $F_{32} = 0$ 成为判断副元素是否分离的临界点, 为此, 必须同时有:

$$F_{32} \sin \alpha = 0 \quad (17.1)$$

$$F_{32} \cos \alpha = 0 \quad (17.2)$$

将(16.2), (16.3)式代入(17)中, 得

$$(F_{32}^* + \varepsilon F_{32}^{(1)}) \sin(\alpha^* + \varepsilon \alpha^{(1)}) = 0$$

$$(F_{32}^* + \varepsilon F_{32}^{(1)}) \cos(\alpha^* + \varepsilon \alpha^{(1)}) = 0$$

忽略 ε^2 及 ε 的高次项, 展开上式得:

$$F_{32}^* \sin \alpha^* + \varepsilon [F_{32}^{(1)} \sin \alpha^* + \alpha^{(1)} F_{32}^* \cos \alpha^*] = 0 \quad (18.1)$$

$$F_{32}^* \cos \alpha^* + \varepsilon [F_{32}^{(1)} \cos \alpha^* + \alpha^{(1)} F_{32}^* \sin \alpha^*] = 0 \quad (18.2)$$

将(13)式及(15)式代入(18.1)式, 再次忽略 ε^2 项及 ε 的高次项, 展开得

$$- \frac{A l_1 \sin \theta_3^* - B l_2 \sin \theta_2^*}{l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} + \varepsilon \left[- \frac{Q l_3 \cos(\alpha^* - \theta_3^*) - R l_2 \cos(\alpha^* - \theta_2^*)}{l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} \sin \alpha^* \right. \\ \left. + \frac{Q l_3 \sin(\alpha^* - \theta_3^*) - R l_2 \sin(\alpha^* - \theta_2^*)}{l_2 l_3 \sin(\theta_2^* - \theta_3^*)} \cos \alpha^* \right] = 0$$

1) 假设 $\sin(\theta_2^* - \theta_3^*) \neq 0$, 上式可化简整理成

$$-A l_3 \sin \theta_3^* + B l_2 \sin \theta_2^* + \varepsilon [-Q l_3 \sin \theta_3^* + R l_2 \sin \theta_2^*] = 0$$

即

$$-(A + \varepsilon Q) l_3 \sin \theta_3^* + (B + \varepsilon R) l_2 \sin \theta_2^* = 0 \quad (19.1)$$

同理, 将(13)式及(15)式代入(18.2)式, 可得到

$$-(A + \varepsilon Q) l_3 \sin \theta_3^* + (B + \varepsilon R) l_2 \sin \theta_2^* = 0 \quad (19.2)$$

(19)式可写成

$$\begin{bmatrix} -l_3 \sin \theta_3^* & l_2 \sin \theta_2^* \\ -l_3 \cos \theta_3^* & l_2 \cos \theta_2^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A + \varepsilon Q \\ B + \varepsilon R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

因为 $\sin(\theta_2^* - \theta_3^*) \neq 0$, 若上式成立, 必有 $A + \varepsilon Q = 0$ 和 $B + \varepsilon R = 0$

若 $L=1$, $\varepsilon=R_c$, 则可以写成

$$a q = A + R_c Q = 0 \quad (20.1)$$

$$b r = B + R_c R = 0 \quad (20.2)$$

2) 若 $\sin(\theta_2^* - \theta_3^*) = 0$, 则有 $\theta_2^* - \theta_3^* = \pm k\pi$ ($k=0, 1, 2, 3, \dots$).

当 $\theta_2^* - \theta_3^* = \pm 2k\pi$ ($k=0, 1, 2, 3, \dots$) 时, 有 $\sin \theta_2^* = \sin \theta_3^*$, 和 $\cos \theta_2^* = \cos \theta_3^*$.

在(18)式中, 令(18.1) $\times l_2 \cos \theta_2^* - (18.2) \times l_2 \sin \theta_2^*$ 得

$$A + \varepsilon [F_{32}^{(1)} l_2 \sin(\alpha^* - \theta_2^*) + F_{32}^* l_2 \alpha^{(1)} \cos(\alpha^* - \theta_2^*)] = 0$$

即 $A + \varepsilon Q = 0$, 同理有 $B + \varepsilon R = 0$.

当 $\theta_2^* - \theta_3^* = \pm 2k\pi + \pi$ ($k=0, 1, 2, 3, \dots$) 时, 同样可以得到 $A + \varepsilon Q = 0$ 和 $B + \varepsilon R = 0$, 即(20)式. 所以, 当(20.1)和(20.2)式同时成立时, 即 $a q, b r$ 同时为零, 则表明副元素产生分离. 这一判别方法是通过 $F_{32} = 0$ 推导出的, 称之为临界点判别法.

2 数值分析

为了验证本文的判定方法的有效性, 对图1所示的机构进行数值计算. 设曲柄转速 ω 为常数, 计算中所用的机构参数为 $l_1 = 50 \text{ mm}$; $l_2 = 160 \text{ mm}$; $l_3 = 160 \text{ mm}$; $l_4 = 200 \text{ mm}$; $l_{s2} = 80 \text{ mm}$; $l_{s3} = 80 \text{ mm}$; $J_{2B} = 884 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$; $J_{3D} = 884 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$; $m_2 = 0.4 \text{ kg}$; $m_3 = 0.4 \text{ kg}$; $\omega = 300 \text{ r/min}$; $R_c = 0.1 \text{ mm}$.

图2、图3分别是无间隙标称4R机构和经过一次修正后的含间隙副副反力方向角的一次导数 $\dot{\alpha}^*$ 和 $\dot{\alpha}$. 由图中可以看出, 在副元素分离位置附近, $\dot{\alpha}^*$ 和 $\dot{\alpha}$ 相差很大, 由此可见, $\ddot{\alpha}^*$ 和 $\ddot{\alpha}$ 也会相差很大, 所以, 在计算中用 $\dot{\alpha}^*, \ddot{\alpha}^*$ 来代替 $\dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ 必然产生很大的误差.

图4是用类似文献[13]的方法建立系统的非线性运动微分方程, 并用变步长4阶龙格-库塔方法对其进行求解得到的含间隙副副反力典型的稳态响应. 图中 R' 表示该副真实副反力.

对于此机构, 若用 Earles 和 Wu 的经验公式来判定, 机构在稳定运动阶段, 间隙副元素至少在曲柄处于 90° 和 340° 两处产生分离并发生碰撞现象.

图5是用文献[9]的判定方法得到的含间隙运动副的副反力. 可以看出, 由于 $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ 的近似, 当间隙较大时, 这一方法出现明显失误. 图中表明在曲柄处于 90° 附近, 间隙副元素产生分离, 事实上, 在该处间隙副元素是不分离的.

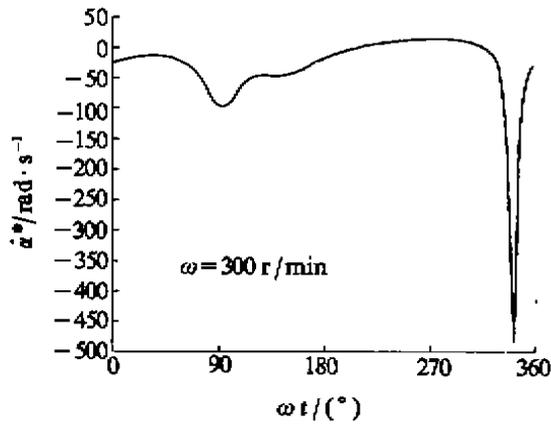


图 2 无间隙标称 4R 机构的 $\ddot{\alpha}^*$

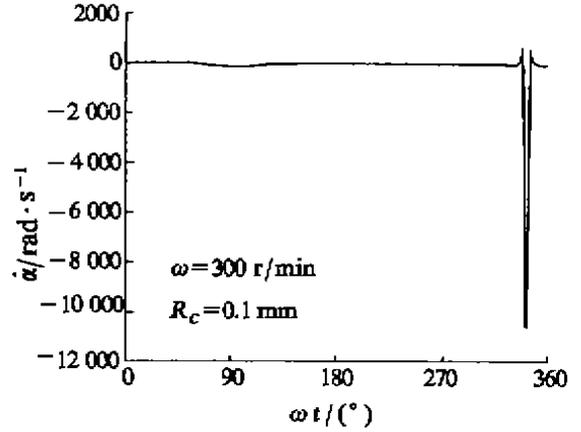


图 3 经过一次修正后的含间隙副的 $\ddot{\alpha}$

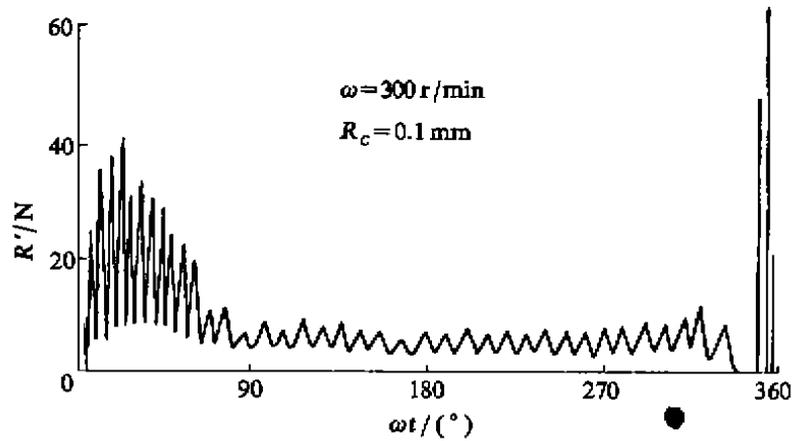


图 4 含间隙副反力的稳态响应

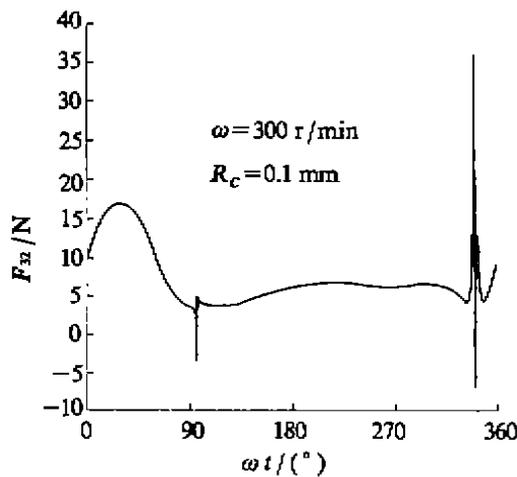


图 5 含间隙运动副反力的近似值

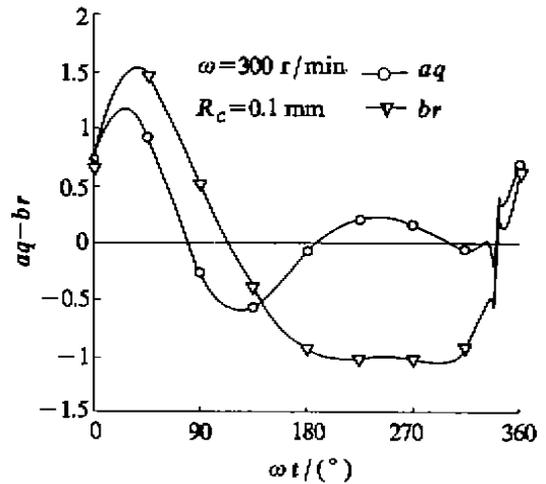


图 6 $aq-br$ 曲线

图6是用本文的准则在间隙 $R_c=0.1\text{ mm}$ 时的结果,图中2条曲线分别是 a_q 、 b_r 曲线,它们同时为零的位置即是副元素产生分离的位置,图中表明副元素只有在曲柄处于 340° 附近才产生分离和冲击碰撞。

3 实验结果

图7是依据理论分析建立起来的实验机构,实验台参数和所使用的仪器见文献[14]。实验机构由直流调速电机驱动,机构在连杆和摇杆的连接处存在一定的间隙,间隙的大小可以通过更换不同孔径的滑动轴承的钢套来实现。在加工中,采取措施尽量减少或消除其它运动副中的间隙,由于不易直接测量间隙副反力的大小,所以在实验中通过加速度传感器来测量含间隙运动副处的加速度响应来反映运动副元素之间的冲击碰撞,并通过安装在曲柄附近机架上的一个位移传感器测定曲柄转角的位置。

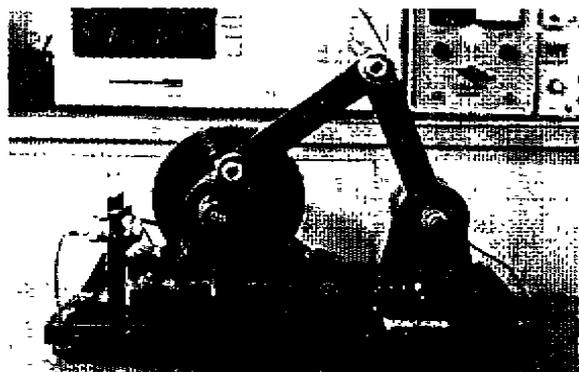


图7 实验机构

图8是一个名义间隙 $R_c=0.2\text{ mm}$ 的实验结果,加速度信号和位移信号经过放大后由动态信号分析仪进行显示、分析和记录,在由绘图机输出结果,图8中上边一条曲线是垂

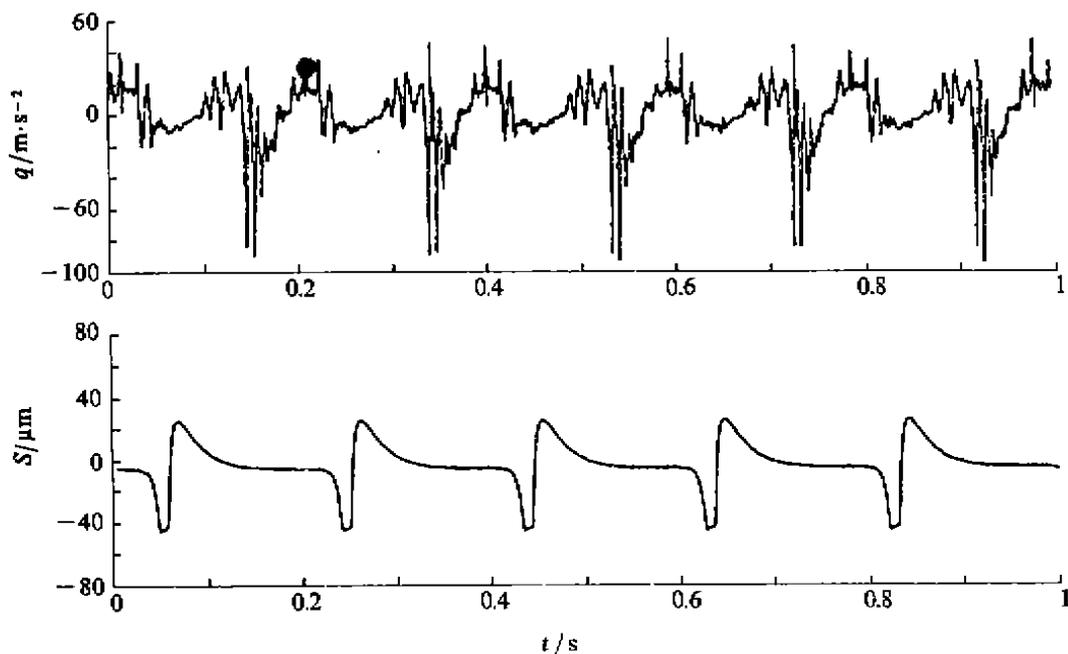


图8 实验结果

直于连杆的切向加速度的稳态响应, 下边一条曲线是位移信号. 位移信号的每一个波动对应着曲柄转角 $\theta_1=180^\circ$ 的位置, 由转速表可测出曲柄的平均转速, 图 8 中的曲柄转速大约是 $\omega=300 \text{ r/min}$ 根据加速度信号的剧烈起伏波动的位置, 可以断定副元素之间的碰撞只发生在 $\theta_1=340^\circ$ 附近. 实验结果验证了新准则的正确性. 对不同间隙尺寸和曲柄转速所做的实验与图 8 有着相似的结果.

4 结论

寻求一种简单有效的判别间隙副元素在运动过程中是否分离的方法, 是间隙机构动力学问题的一个重要课题, 然而对于这一问题来说, 简单和有效常常是矛盾的. 本文通过对以连续接触模型为基础得到的含间隙机构动力学运动微分方程的解析分析, 进行一次修正, 得到了一个判定副元素是否分离的新方法. 在预测过程中只需对无间隙标称机构进行分析, 所以这种数值预测方法具有简单, 实用的特点; 同时, 又具有较高的精确性, 因而更具有广泛实用性.

作者感谢白师贤、张渊教授的指导和帮助.

参 考 文 献

- 1 Dubowsky S. On predicting the dynamic effects of clearances in planar mechanisms. ASME, J Engng Ind, 1974, 96(B): 317 ~ 323
- 2 Wu C L S, Earles S W E. A determination of contact-loss at a bearing of a linkage mechanism. ASME J Engng Ind, 1977, 99(B): 375 ~ 380
- 3 Earles S W E, Wu C L S. Predicting the occurrence of contact loss and impact at a bearing from a zero-clearance analysis. Proc 4th world cong. IFTOMM, Newcastle upon tyne, England, 1975, 1013 ~ 1018
- 4 Earles S W E, Kilicay O. Predicting impact condition due to bearing clearances in linkage mechanisms. Proc 5th world cong, IFTOMM, Canada, 1979, 1078 ~ 1081
- 5 Haines R S. Survey: 2-dimensional motion and impact at revolute joints. Mechanism and machine theory, 1980 (15): 361 ~ 370
- 6 李哲, 白师贤. 含间隙平面连杆机构运动副元素分离准则. 机械工程学报, 1991, 27(5): 1 ~ 6
- 7 Dubowsky S. An analytical and experimental study of the prediction of impacts in planar mechanical systems with clearances. ASME J Mech Transmission and automation in design, 1984, 106(4): 444 ~ 451
- 8 Dubowsky S, Prentis J M, Valero R A. On the development of criteria for the prediction of impact in the design of high-speed systems with clearance. proc 5th world cong, IFTOMM, Canada, 1979, 968 ~ 971
- 9 Li Zhe, Li Li, Bai Shixian. A new method of predicting the occurrence of contact loss between pairing elements in planar linkages with clearances Mechanism and machine theory, 1992, 27(3): 295 ~ 301

- 10 张兆东, 唐锡宽. 用连续接触模型预测平面连杆机构转动副的分离. 机械科学与技术, 1994, (1): 55 ~ 58
- 11 Bengisu M T, Hidayetolu T, Akay A. A theoretical and experimental investigation of contact loss in the clearances of a four-bar mechanism. ASME J Mech. Transmissions and automation in design, 1986, 108(2): 237 ~ 244
- 12 Furuhashi T, Morita N, Matsuura M. Research on dynamics of four-bar linkage with clearances at turning pairs. Bull JSME, 1978, 21(153): 518 ~ 523
- 13 Dubowsky S, Gardner T N. Design and analysis of multilink flexible mechanisms with multiple clearance connections. ASME J Engng Ind, 1977, 99(B): 88 ~ 96
- 14 张渊, 邱银福, 李哲. 含间隙机构冲击特性的实验研究. 北京工业大学学报, 1992, 18(2): 5 ~ 9

A Critical Point Method of Predicting the Occurrence of Contact Loss in Linkages with Clearances

Zhang Jianling Li Zhe Li Li

(Department of Basic Science, Beijing Polytechnic University, 100022)

【Abstract】 A new method of predicting the occurrence of contact loss between pairing elements in planar linkages with clearances is obtained by theoretic analysis on nonlinear motion differential equations of a system. Two predictive numbers are derived on the condition that the force in the clearance bearing is negative or equal to zero when the pairing elements separate. The contact loss occurs when the two numbers are equal to zero at the same time. This method has high predictive precision.

【Key words】 linkages, kinetic pair, clearance, bearing force

(1) 67-71

32位浮点 DSP TMS320C30 程序设计方法

谢卫国 宇正武

(中国科学技术大学信息科学与电子工程系, 230026)

沈兰荪

(北京工业大学电子工程学系, 100022)

TP 311

A 【摘要】 结合 TMS320C30 的结构特点, 讨论了 320C30 汇编语言的程序设计方法, 它们在高速处理, 尤其在实时处理的应用中显得尤为重要。

【关键词】 DSP, TMS320C30, FFT, 程序设计

【中图分类号】 TN919.31

汇编语言

TMS320C30 是德州仪器公司 (Texas Instrument, TI) TMS320 系列 DSP 的第三代产品, 是 32 bit 的浮点专用数字信号处理器, 是当今比较先进的 DSP 芯片之一。它支持浮点运算, 具有 60 ns 的单指令周期, 16.7MIPS 及 33MFLOPS 的峰值处理速率, 已被广泛应用于通用 DSP 算法实现, 远程通信, 语音处理, 图像和图形处理, 高速控制等许多领域。TI 公司为用户提供了 320C30 的 C 编译器, 用户可用 C 语言来实现自己的算法, 但这种方法得到的程序效率较低, 不能满足某些高速处理的要求, 直接用 320C30 的汇编语言编程则有利于提高算法的执行效率。由于 TMS320C30 具有复杂的软、硬件结构, 指令执行采用四级流水技术, 用汇编语言编程时, 如使用不当, 则程序执行过程中会出现各种各样的竞争, 从而影响算法的实现效率, 很难达到甚至远离 TMS320C30 所提供的峰值处理速率。本文讨论了利用汇编语言编程时减少各种竞争, 提高 TMS320C30 运行效率的一些方法和技巧, 并以 FFT 算法实现为例, 说明这些方法的有效性。

1 TMS320C30 汇编程序设计方法

1.1 存储空间的合理分配

TMS320C30 指令的执行采用四级流水技术, 一条指令的整个执行过程包括取指 (Fetch), 译码 (Decode), 取操作数 (Read) 及执行 (Execute) 等 4 部分 (如图 1 所示), 这 4 个部分并行实现, 每部分对不同的指令进行操作。如果同一时刻有两个或两个以上的部分访问同一部分总线, 会出现总线竞争, 降低流水效率。TMS320C30 指令系统所提供的并行指令仅在无总线竞争时才能发挥其并行的有效性, 否则, 一条并行指令等同于两条单个指令。

TMS320C30 提供了两套独立的外部总线: 主总线 (Primary Bus) 及扩展总线

收稿日期: 1994-05-26.

* 国家“八五”重点攻关课题资助项目、国家科委“八六三”计划资助项目。