

直线往复运动的固定凸轮连杆机构的 优化设计

吕庸厚 周榴明

(机械系)

摘 要

本文对直线往复运动的固定凸轮连杆机构的特点进行了分析与讨论,提出了以机构纵向尺寸为目标函数,平均效率为传动质量指标,适当限制压力角的优化设计方法,并对它进行设计。本文还对机构的传动质量指标进行了探讨,得到了能适用于一般基本机构的传动质量指标公式。

主题词: 机构综合; 最优设计; 凸轮机构; 组合机构; 复往运动机构, 效率

直线往复运动的固定凸轮连杆机构在巧克力排和糖果等包装机中被广泛应用。该机构最早出现在国外引进设备上。近年来,有人对该机构的设计进行了研究,但方法均不够完善,如仅对其中部分变量进行优化,且优化的目标为机构的压力角^{[1]、[2]}。本文从该机构的特点出发,深入讨论了机构的传动质量指标,对一种固定凸轮连杆组合机构进行了合理的优化设计。

1 机构的特点

在许多自动机构中,往往需要从动件既有较大的冲程又有给定的运动要求。由于后面的条件,过去人们常采用单一的凸轮机构来实现(如图1所示),但是大冲程会使这机构的结构尺寸大。下面以图1所示的直动从动杆盘状凸轮机构为例说明之。

设冲程为 h_m , 凸轮的基圆半径为 r_0 , 从动杆导路的偏距为 e , 凸轮的最大向径近似为 $r_0 + h_m$, 该机构的纵向尺寸,由图1知应为 $r_0 + h_m + r_0' + p + l + h_m$, 其中 p 为安装滚子等因素所留的结构间距。如取 $p = 0.5h_m$, 则其纵向尺寸为 $r_0 + r_0' + l + 3.5h_m$, 为求最小尺寸,取 $f(x) = r_0 + r_0' + l + 3.5h_m$ 作为目标函数,按文献[3]、[4]推荐的质量指标 $\psi' = \tan\alpha' \tan\varphi'$ 作为约束, l 和 e 作为变

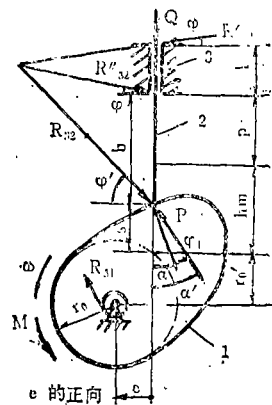


图 1

本文1987年9月26日收到。

量进行优化。其中 α' 为考虑摩擦后实际压力角, φ' 为从动杆与机架间的当量摩擦角, 由图 1 知

$$[\operatorname{tg} \varphi' = (2 + \frac{2b}{l}) \operatorname{tg} \varphi]$$

设从动杆工作行程的运动规律为正弦, 相应于最大升程 h_m 的凸轮转角 $\theta_m = 150^\circ$ 、 $\operatorname{tg} \varphi = 0.15$, $\varphi_1 = 0$ (在图 1 中, 如直动从动杆顶端为一滚子, 其当量摩擦角 φ_1 甚小, 可忽略不计, 于是 $\alpha' = \alpha + \varphi_1 = \alpha$), $[\Psi'] = 0.15$ 时, 其优化结果为: $f(x) = 6.63h_m$ 。

如图 2 所示的曲柄滑块机构, 为保证压力角不大于 30° , 可取 $b =$ 而 $2a$, $a = \frac{1}{2}h_m$, 设 $\Delta = 0.25h_m$ 则其纵向尺寸为 $2a + b + \Delta = 2.25h_m$ 。

显然, 在同样的冲程下, 曲柄滑块机构要比直动从动杆凸轮机构的尺寸小得多, 但是曲柄滑块机构无法实现任意的运动规律。如采用图 3 所示的固定凸轮连杆组合机构则可实现给定的运动要求, 它相当于连杆长度可变的曲柄滑块机构 (BD 长度可变)。这种机构的纵向尺寸为 2.7138 (见后面计算) 比曲柄滑块机构稍大, 但比凸轮机构要小得多。在大冲程情况下, 这个特点就特别明显。

图 3 为巧克力排包装机推料机构简图, 原动件 1 按逆时针方向作等速转动, 滚子 3 在固定槽凸轮 6 的槽内运动, 再通过杆 4 使推料杆 (滑块) 5 按预定的要求作往复运动。该机构有两种驱动形式:

杆 1 推着杆 2 运动, 2 承受压力 (如图 3);

杆 1 拉着杆 2 运动, 2 承受拉力 (如图 4)。

铰销 B 和 D 间距离 P 是个变量, 它随原动件位置不同而异。令原动件转一圈, P 的最大值和最小值分别为 $p_{\max}$ 和 $p_{\min}$ 。由于构件 AB 转一周, BC 杆随也作整周转动, 而 CD 杆仅作往复摆动, 所以构件 BC 相对构件 CD 转一周。当 BC、CD 两杆成一直线时 ($\angle BCD$

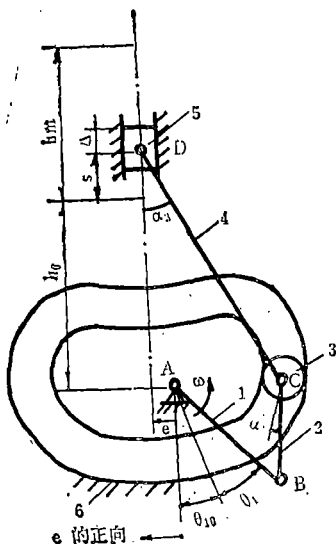


图 3

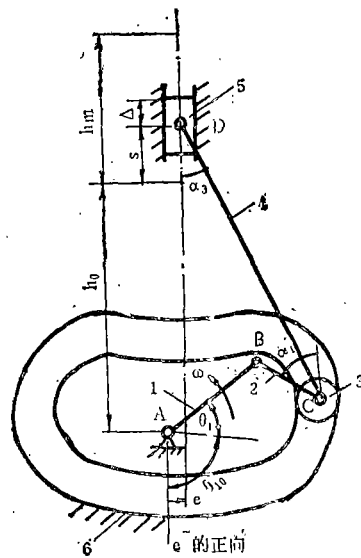


图 4

$=180^\circ$), B、D两销的距离为最大, 当BC、CD两杆重叠时($\angle BCD=0^\circ$), B、D两销的距离为最小。设 b_1 为原动件AB杆的长度, b_2 和 b_3 为BC、CD杆的长度。于是

$$b_3 + b_2 = p_{\max}$$

$$d_3 - b_2 = p_{\min}$$

得

$$b_2 = (p_{\max} - p_{\min})/2$$

$$b_3 = (p_{\max} + p_{\min})/2$$

在图3和4机构中, b_1 、 b_2 、 b_3 、 e 、 h_0 、 θ_{10} 六个参数中, 只有 b_1 、 e 、 h_0 、 θ_{10} 是独立参数。其中 h_0 为滑块最低位置到驱动轴A的垂直距离, θ_{10} 为原动件AB的初始位置角。

2 机构传动质量指标

文献[4]指出图1所示凸轮机构的最大压力角虽然不超过其许用值(如 $[\alpha]=30^\circ$), 但仍会产生自锁现象, 由图1可知, 其自锁条件为

$$\alpha + \varphi_1 + \varphi' \geq 90^\circ$$

因之, 不能片面地仅用 α 作为机构传动质量的指标。平底直动从动杆盘状凸轮机构虽 $\alpha=0$, 但机构仍会自锁, 便是又一例。文献[4]从机构的效率出发, 得出一种衡量机构传动质量的新指标 $\eta' = 1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$, 或 $\Psi' = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$ 。文献[3]就用这指标作为设计凸轮机构的依据, 保证设计出来图1所示的凸轮机构具有期望的机构效率, 当然更不致产生自锁。然而, 上述新指标的推导是假设阻力 Q 的矢量与从动杆上推动力 P 的作用点B的速度矢量共线(如图5a所示), 在实际机构中, 这个假设并不都能满足。如在图3所示的固定凸轮连杆组合机构中, 就固定凸轮机构而言, 从动件3所受阻力的方向沿CD杆, 就不与C点的速度共线。图5(b)中的 Q 力与 V_B 不共线, 偏过 γ 角, 就从动件而言, 尽管 α' 甚大, 若 $\alpha' = \gamma$, 无摩擦损失, 则其效率应为1与图5(a)所示机构的效率不同, 因之, 对文献[3]中的 η' 必须进一步完善。

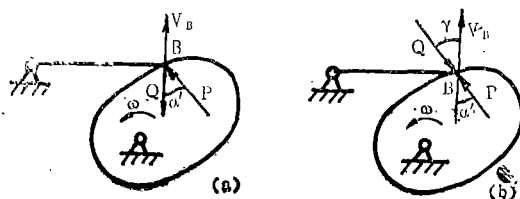


图5

2.1 对指标 η' 的完善

图6为几种常用机构的简图, 为了将机构的效率写成统一的形式, 作如下规定:

从动件上的载荷为一个阻力 Q , 它与从动件上作用点的速度方向的偏角为 γ ;

不计原动件与机架间的摩擦;

不计构件的惯性力。在后两条条件下, 不管原动件是受驱动力还是驱动力偶的作用, 机构的效率均相同, 以后都以驱动力偶的作用来考虑。

图6中 α' 为实际压力角, $\alpha' = \alpha + \varphi_1$, φ_1 是考虑摩擦后推动力 P 相对不考虑摩擦的 P_0 的偏角。

从图6中可以看出, 这些机构从动件上所受三力 P 、 Q 、 R 的力三角形都相同(如图6(d)所示)。 P 与 Q 之比便可写成统一形式。

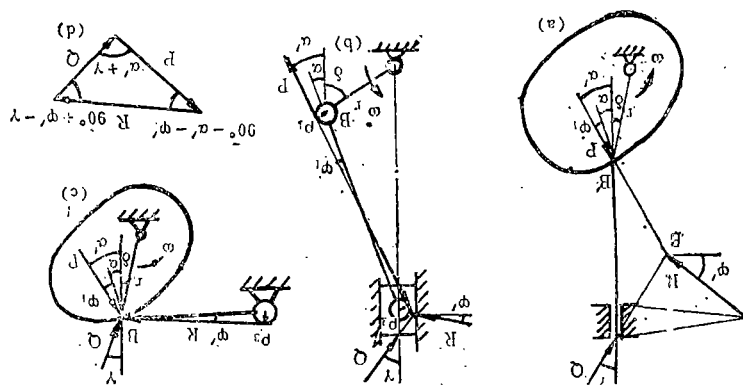


图6

$$\frac{P}{Q} = \frac{\cos(\gamma - \varphi')}{\cos(\alpha' + \varphi')} \quad (1)$$

机构的驱动力偶矩也可写成统一形式

$$\begin{aligned} M &= p[r \sin(\delta + \alpha') + \rho_1] \\ &= Qr \frac{\cos(\gamma - \varphi')}{\cos(\alpha' + \varphi')} \sin(\delta + \alpha') \left[1 + \frac{\rho_1}{r \sin(\delta + \alpha')} \right] \end{aligned}$$

在图6(a)、(c)中, $\rho_1 = 0$ 。

不计摩擦时 $M_0 = Qr \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha} \sin(\delta + \alpha)$

机构效率 $\eta = \frac{M_0}{M} = \frac{\cos \gamma \cos(\alpha' + \varphi') \sin(\delta + \alpha)}{\cos \alpha \cos(\gamma - \varphi') \sin(\delta + \alpha') [1 + \rho_1 / r \sin(\delta + \alpha')]}$

$$\therefore \eta = \frac{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha'} \times \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'}{(1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi') [1 + \rho_1 / r \sin(\delta + \alpha')]} \quad (2)$$

令 $\eta = \eta' \xi / \sigma$

其中 $\xi = \frac{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha'}$, $\sigma = 1 + \frac{\rho_1}{\gamma \sin(\delta + \alpha')}$, $\eta' = \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'}{1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi'}$ (2b)

对往复或步进运动机构, 它们的从动件都有速度等于零的时候, 此时机构不做有用功, 效率等于零, 但机构并非处于自锁状态, 而仅系空转。若以机构效率作为衡量机构传动质量的指标, 则上述机构将与发生自锁的机构一样有等于零的指标值。又因这些机构最小的瞬时效率不可能大于某许用值, 因此也不能用作设计依据。只有对机构效率的表达式进行修正, 使从动件速度等于零时, 其值不为零而趋近于1, 速度远离零时, 仍保持原来的效率值, 才能作为适用各种运动情况的机构传动质量指标。(2b)式中的 ξ 等于 $(\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha) / [\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)]$, 由于 φ_1 较小, 其值近于1; 但当 $\delta + \alpha = 0^\circ$ 或 180° 时, 由图6知, 此时从动件的速度为零,

按(2)式计算机效率也就是因为 $\xi=0$ 而导致 $\eta=0$ 。因此只要令 $\xi=1$,就达上述修正的目的。同样(2b)式中的 σ ,对于凸轮机构, ρ_1 不存在, $\sigma=1$;对于连杆机构由于 ρ_1 远小于 r ,其值甚近1;仅当连杆机构的从动件速度等于零及其附近时,其值才会很大,甚至等于无穷大,也导致效率等于零或甚小之值,故令 $\sigma=1$,不仅符合上述修正的要求且使公式更简单。于是修正后的效率

$$\eta' = (1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi') / (1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi') \quad (3)$$

如果 $\gamma=0$ $\eta' = 1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$ 即为文献[3]中的公式。

公式(3)是按图6(a)、(b)、(c)

中,将 P 、 Q 两力的箭头都画成指向 B (如图7(a))

而 P 、 Q 都偏于 V_B 的同一侧时,所推得的结果。

如 P 、 Q 偏于异侧时(如图7(b)(c)所示)

当 $\alpha' > \gamma$ (如图7(b)所示),则相当于 γ 为负值

$$\eta' = (1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi') / (1 - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi')$$

当 $\gamma > \alpha'$ (如图7(c)所示),则相当于 α' 为负值

$$\eta' = (1 + \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi') / (1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi')$$

P 、 Q 偏于异侧时,如 $\alpha' = \gamma$ 则 $\eta' = 1$ 。这样便可很好地说明图5(b)机构的问题,不管 α' 多大,就从动件来看,无摩擦损失,效率应等于1。不考虑 γ ,用 $\eta' = 1 - \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \varphi'$,便不好说明。

2.2 对固定凸轮连杆组合机构的传动质量指标

图8所示的固定凸轮连杆组合机构可看成是由构件1、2、3、6组成的固定凸轮机构和由构件3、4、5、6组成的滑块机构串联而成。按前面所述的方法,第一级固定凸轮机构的修正效率

$$\eta_1' = (1 - \operatorname{tg} \alpha_1' \operatorname{tg} \varphi_1') / (1 + \operatorname{tg} \gamma_1' \operatorname{tg} \varphi_1')$$

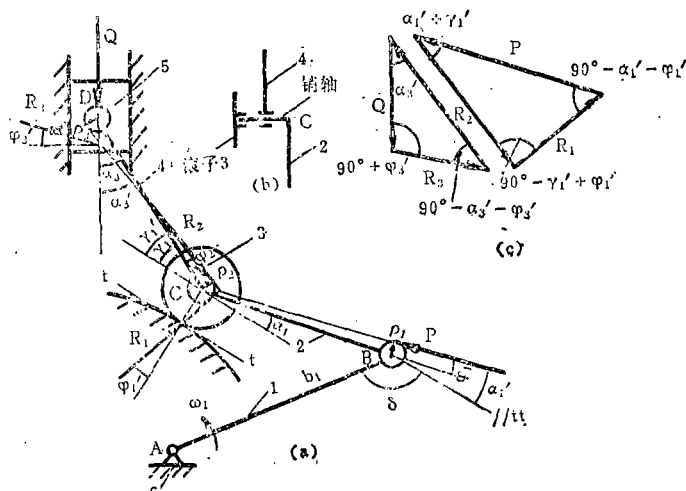


图 8

等二级滑块机构的修正效率

$$\eta_2' = 1 - \operatorname{tg} \alpha_3' \operatorname{tg} \varphi_3'$$

整个组合机构的效率可用下式表示

$$\eta' = \eta_1' \eta_2' = \frac{(1 - \operatorname{tg} \alpha_1' \operatorname{tg} \varphi_1')(1 - \operatorname{tg} \alpha_3' \operatorname{tg} \varphi_3')}{1 + \operatorname{tg} \gamma_1' \operatorname{tg} \varphi_1'} \quad (4)$$

注意此处 φ_1 、 φ_2 、 φ_1' 都要根据实际结构画出 P 、 R_1 和 R_2 来决定, 图 8 所示机构在 C 点处的实际结构如图 8 (b) 所示, 销轴与构件 2 固联, 构件 4 和滚子 3 分别与销轴藉转动副连接。这机构的效率公式还可如下推导:

$$\text{由图 8 (C)} \quad \frac{P}{Q} = \frac{\cos(\gamma_1' - \varphi_1') \cos \varphi_3'}{\cos(\alpha_1' + \varphi_1') \cos(\alpha_3' + \varphi_3')}$$

$$M = P[b_1 \sin(\delta + \alpha_1') + \rho_1]$$

$$= Q b_1 \frac{\cos(\gamma_1' - \varphi_1') \cos \varphi_3'}{\cos(\alpha_1' + \varphi_1') \cos(\alpha_3' + \varphi_3')} \sin(\delta + \alpha_1') [1 + \frac{\rho_1}{b_1 \sin(\delta + \alpha_1')}]$$

$$M_o = Q b_1 \frac{\cos \gamma_1 \sin(\delta + \alpha_1)}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_3}$$

$$\eta = \frac{\cos \gamma_1 \sin(\delta + \alpha') \cos(\alpha_1' + \varphi_1') \cos(\alpha_3' + \varphi_3')}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_3 \cos(\gamma_1' - \varphi_1') \cos \varphi_2'} \sin(\delta + \alpha_1') [1 + \frac{\rho_1}{b_1 \sin(\delta + \alpha_1')}]$$

将上式展开后, 分子分母同除以 $\cos \gamma_1 \cos \delta \cos \alpha_1 \cos \alpha_1' \cos \varphi_1' \cos \alpha_3' \cos \varphi_3'$, 则得:

$$\eta = \frac{(\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha_1)(1 - \operatorname{tg} \alpha_1' \operatorname{tg} \varphi_1')(1 - \operatorname{tg} \alpha_3' \operatorname{tg} \varphi_3')}{(\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha_1')(1 + \operatorname{tg} \gamma_1' \operatorname{tg} \varphi_1')[1 + \rho_1 / b_1 \sin(\delta + \alpha_1')]} \frac{\cos \alpha_3' \cos \gamma_1}{\cos \alpha_1 \cos \gamma_1'} \quad (5)$$

由图 8 (a) 知 $\alpha' = \alpha_1 + \varphi_1$; $\alpha_3' = \alpha_3 + \varphi_2$; $\gamma_1' = \gamma_1 - \varphi_2$

用前面相同的修正办法

$$\text{令} \quad (\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha_1) / (\operatorname{tg} \delta + \operatorname{tg} \alpha_1') = 1; \quad 1 + \rho_1 / b_1 \sin(\delta + \alpha_1') = 1$$

由于 φ_2 甚小, $\cos \alpha_3' \cos \gamma_1 / (\cos \alpha_3 \cos \gamma_1') \approx 1$

于是 $\eta' = (1 - \operatorname{tg} \alpha_1' \operatorname{tg} \varphi_1')(1 - \operatorname{tg} \alpha_3' \operatorname{tg} \varphi_3') / (1 + \operatorname{tg} \gamma_1' \operatorname{tg} \varphi_1')$

此式与 (4) 式相同, 说明用 $\eta' = \eta_2' \eta_2'$ 计算是可以的。

由于固定凸轮连杆机构的滑块处于最低和最高位置时, 其速度等于零, $\gamma_1 = 90^\circ$, 由 (5) 式知 $\eta = 0$, $\eta' \approx 0$, 在上述位置附近 $\gamma_1' = 90^\circ$, $\eta' = 0$, 因之不能直接用 η' 作它的传动质量指标。对其它串联式组合机构, 只要 γ_1' 远小于 90° 时, (4) 式的 η' 是可以作为它的传动质量指标的。

瞬效率率和修正效率都不能作固定凸轮连杆机构的设计指标, 只好用它一个周期的平均效率 η 作质量评价指标

$$\bar{\eta} = \frac{\int_{\tau} Q \cos \gamma ds}{\int_{\tau} M d\theta}$$

此处 γ 为阻力 Q 与滑块速度 V 时的夹角, T 为工作行程所对应的时间。由于

$$M\omega\eta = QV\cos\gamma$$

此处 ω 为原动件的角速度

$$\therefore \bar{\eta} = \frac{\int_T Q\cos\gamma ds}{\int_T (QV\cos\gamma/\eta\omega)d\theta} = \frac{\int_T Q\cos\gamma ds}{\int_T (Q\cos\gamma/\eta)(ds/d\theta)d\theta} \quad (6)$$

若工作阻力为一常量,则有

$$\bar{\eta} = \frac{\int_T \cos\gamma ds}{\int_T (1/\eta)(ds/d\theta)\cos\gamma ds} \quad (7)$$

又若 $\gamma=0$,则

$$\bar{\eta} = \frac{h_m}{\int_T (1/\eta)(ds/d\theta)d\theta} \quad (8)$$

式中 h_m 为输出位移, $ds/d\theta$ 为从动件的类速度。

在以 η 作为指标,对机构进行优化时,由于某一位置如果出现自锁或瞬时效率很低,仍能求得 η 为较好的正值。为了避免这一点,在优化时,可以对其中的压力角加以适当的限制,以保证在远离速度等于零的情况下,任何位置都不会自锁或瞬时效率很低。

3 固定凸轮连杆组合机构的优化设计

3.1 优化数学模型

如前所述,图3、4的组合机构适用于大冲程、希望纵向尺寸较小之处,因之应将机构的纵向尺寸作为优化的目标函数。由文献[1][2]分析知,在曲柄AB处于下停留状态位置时,(如图3、4所示)其凸轮理论轮廓的向径 γ 总是小于 b_1 ,另外由于该机构为槽凸轮,于是从驱动轴向下部分的最大尺寸可认为等于 b_1 ,所以该机构的最大纵向尺寸为 $b_1+h_0+h_m+\Delta$,其中 Δ 为铰销D至滑块上端的距离,它是一个定值,又因 h_m 是由工艺要求所定、这样可取目标函数为

$$F(X) = b_1 + h_0$$

约束条件:

3.1.1 为了保证具有良好的传动性能,要求工作行程的平均效率不低于0.85,则有

$$g_1(X) = \bar{\eta} - 0.85 \geq 0$$

其中

$$\bar{\eta} = \frac{h_m}{\int_0^{\theta_r} (1/\eta)(ds/d\theta_1)d\theta_1} \quad (9)$$

此处 θ_r 为工作行程对应的曲柄AB的转角, θ_1 为工作行程任意位置的曲柄转角。为了简化(9)

式的计算,用(4)式的 η' 代 η 。作者曾以曲柄滑块和固定凸轮连杆机构为例,以 η' 代 η 计一个工作行程的机构平均效率 η 与原来的平均效率相差无几。

3.1.2 为了保证机构在任何位置都不自锁或瞬时效率太低,将两个压力角 α_1 种 α_3 加以适当限制。

$$g_2(X) = [\alpha_{11}] - \alpha_{11} \geq 0$$

$$g_3(X) = [\alpha_{31}] - \alpha_{31} \geq 0$$

$$g_4(X) = [\alpha_{12}] - \alpha_{12} \geq 0$$

$$g_5(X) = [\alpha_{32}] - \alpha_{32} \geq 0$$

式中 α_{11} 、 α_{12} 分别为凸轮机构在工作行程和空回行程时的压力角。可取 $[\alpha_{11}] = 45^\circ$, $[\alpha_{12}] = 75^\circ$ 。 α_{31} 、 α_{32} 分别为滑块机构在工作行程种空回行程时的压力角。可取 $[\alpha_{31}] = 30^\circ$, $[\alpha_{32}] = 45^\circ$ 。

3.1.3 为了保证凸轮与滚子之间的接触应力不致过大,以及凸轮轮廓线不会出现尖顶,其最小曲率半径必须大于许用最小曲率半径,由文献[5]推荐,取 $0.7|\rho|_{\min} \geq r_R$, 于是有

$$g_6(X) = 0.7|\rho| - r_R \geq 0$$

此处 r_R 为滚子半径。

3.1.4 变量下限

$$g_7(X) = b_1 \geq 0$$

$$g_8(X) = h_0 \geq 0$$

由于目标函数及约束条件中包含四个独立变量 b_1 、 h_0 、 e 、 θ_{10} , 所以它是一个四维优化的问题。

3.2 优化程序框图

本问题的优化算法采用复合形法 (Comple), 顶点数取 $K = 2n$, 其框图如下:

框图中, ij 为驱动方案, $ij = 1$ 为 A B 杆推着 B C 杆走。 $ij = 2$ 为 A B 杆拉着 B C 杆走。 r_R 为滚子半径, h_m 为滑块行程, θ_i 为工作行程所对应的曲柄转角, θ_s 为上停留所对应的曲柄转角, θ_d 为空回行程所对应的曲柄转角, ρ 为曲柄 AB 与连杆 BC, 连杆 BC 与连杆 CD, 连杆 CD 与滑块之间的摩擦圆半径, φ_1' 和 φ_3' 分别为滚子、滑块与机架间的当量摩擦角(见图 8)

3.3 设计举例

如图 3 所示的固定凸轮连杆组合机构, 要求当曲柄转过 150° 时, 滑块以正弦加速度运动规律上升 100mm, 接着曲柄转过 130° , 滑块又以正弦加速度运动规律下降 100mm, 当曲柄继续转过 80° 时, 滑块在下端停留, 设转动副 B、C、D 的摩擦圆半径相同 $\rho = 0.6\text{mm}$, $\varphi_1' = 0.01\text{rad}$,

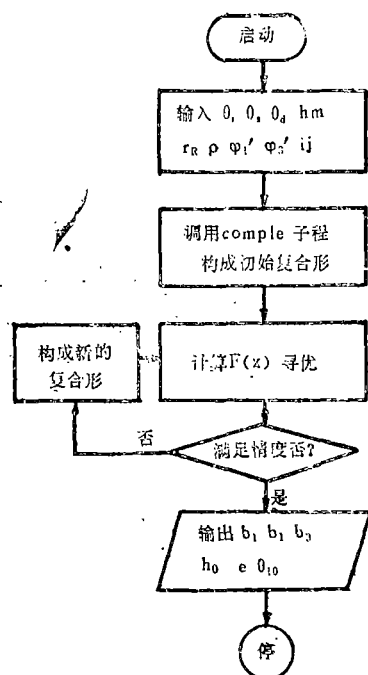


图 9

$\tan \varphi_3' = 0.15$, $r_R = 10\text{mm}$, 驱动方案为曲柄 AB 推着连杆 BC 走。希望平均效率不低于 0.85, 试设计该机构并使纵向尺寸最小。

解 将上述数据输入, 计算结果

$$b_1 = 68.5\text{mm}, b_2 = 38.3\text{mm}, b_3 = 123.05\text{mm}$$

$$h_0 = 77.88\text{mm}, e = -14.32\text{mm}, \theta_{10} = -4.004^\circ, F(X) = b_1 + h_0 = 146.38\text{mm}$$

如取滑块销轴至上端距离 $\Delta = 0.25\text{dm} = 25\text{mm}$, 则该机构的纵向尺寸 $b_1 + h_0 + h_m + \Delta = 271.38\text{mm} = 2.7138\text{dm}$, 比直动从动杆凸轮机构的纵向尺寸 (6.63dm) 要小得多。

如上例中改为曲柄 AB 拉着 BC 杆走的方案, 且将工作行程的转角 θ_r 改为 130° , 空回行程的转角 θ_d 改为 150° , $\theta_s = 0$, 则此时计算结果为

$$b_1 = 69.71\text{mm}, b_2 = 54.698\text{mm}, b_3 = 172.724\text{mm},$$

$$h_0 = 134.818\text{mm}, e = -5.02\text{mm}, \theta_{10} = 101.7^\circ$$

$$F(X) = 204.538\text{mm}$$

若仍取 $\Delta = 0.25\text{dm}$, 则纵向尺寸为 3.29dm 。以上两例说明其纵向尺寸都不到直动从动杆盘状凸轮机构的一半。

计算中所选用的许用压力角、摩擦系数和平均效率的值均从参考文献及经验而得。在实际应用时, 上述各参数的值可根据具体情况或由实验来确定。

参 考 文 献

- [1] 赵治华. 固定凸轮与连杆组合机构的设计. 无锡轻工业学院学报. 1985; 3
- [2] 葛效尧. 固定凸轮与连杆组合机构的优化设计. 北京轻工业学院学报. 1984; 1
- [3] 吕庸厚. 一种衡量机构传动质量的新指标——兼论机构压力角. 无锡轻工业学院学报. 1984; 3
- [4] 吕庸厚. 按机械效率设计直动从动杆凸轮机构. 无锡轻工业学院学报. 1983; 1
- [5] J. 伏尔默等; 郭连声、柴邦衡译. 凸轮机构. 机械工业出版社. 1983

Optimal Design of Rectilinear Reciprocating Mechanism of Fixed Cam and Linkage

Leu Yonghou Zhou Liuming

Abstract

In this paper, the characteristics of rectilinear reciprocating mechanisms of fixed cam and linkage are analysed and discussed. The optimization method is presented by which the longitudinal size is served as object function, the average efficiency as the transmission quality index, and pressure angle as limit condition. The optimal design of this kind of mechanism is completed. The transmission quality index of mechanism is also discussed in this paper and a normal formula of transmission quality index for the general basic mechanisms is obtained.

Subjectwords: mechanism synthesis, optimal design, cam mechanisms, combined mechanisms, reciprocating mechanisms, efficiency