

换热器抽芯机主体折叠系统机构运动学 CAD

抚顺石油学院(113001) 赵恒华

【摘要】 换热器抽芯机主体折叠系统机构运动学计算机辅助设计是“行车式换热器抽芯高空作业车设计与研制”项目的子课题。换热器抽芯机主体金属结构是行车式换热器抽芯高空作业车最重要的组成部分。根据我国大型石油炼厂和化工企业使用换热器的实际情况,要求行车式换热器抽芯高空作业车的主体金属结构能实现折叠或伸展 180° 的设计目标。而单独直接利用液压油缸难以实现这一设计要求。我们利用四杆机构并通过计算机辅助设计圆满解决了换热器抽芯机主体金属结构折叠或伸展 180° 的设计要求。

关键词 换热器 抽芯机 机构运动学 计算机辅助设计

换热器抽芯机为完成抽芯的设计目标,抽芯作业时主体金属结构需要伸直,当完成作业后主体金属结构需要折叠成水平状。因此主体结构上下塔段之间必须达到能折叠 180° 的设计要求。单独利用液压油缸直接撑直两塔段,会遇到“死点”现象,不能实现主体结构折叠或成伸展 180° 的设计要求。我们拟采用四杆机构实现上述要求。

1 机构分析及运动简图绘制

主体折叠系统的基本结构如图1所示。为了便于分析主体折叠系统的基本原理,可将主体上段塔架及下段塔架均简化为杆件,绘制出该机构的运动简图如图2所示。其中 oa 及 ad 为下段塔架所简化杆,即机座; ob 为上段塔架所简化杆; ac 为下段辅助杆; bc 为上段辅助杆; cd 为液压缸杆。显然 $oacb$ 构成一四杆机构。机构运动时, ob 杆绕 o 点转动,转动角度范围为 $0^\circ\sim 180^\circ$,所以 ob 杆为一摇杆。 ac 杆绕 a 点转动,转动角度 $< 180^\circ$,所以 ac 杆也是一摇杆; bc 杆为连

杆; cd 杆与其他杆的运动没有关系,仅仅为机构提供动力源,所以 cd 杆实为虚约束。此结构为一双摇杆机构, ac 为原动杆。

现以该机构两段塔架的铰接点 o 为坐标原点,建立直角坐标系如图3所示。当机构处于折叠状态时,如图3(a)所示,两摇杆铰接基点为 a, b ,其坐标为 $(x_a, y_a), (x_b, y_b)$ 。两杆交点为 c ,其坐标为 (x_1, y_1) 。根据力学和运动学, c 点应处于 a, b 两点之间。两段塔架伸直状态如图3(b)所示,此位置时 b 点变为 b' 点,其坐标变为 (x'_b, y'_b) , c 点变为 c' 点,坐标为 (x_2, y_2) 。此时, c' 点应处于 $b'o$ 连线的左侧;同理, c 点还应处于 ao 连线左侧。在折叠过程中的任一位置时,应保证 c 点能使主体机构既可以连续展开,也可以连续折叠,如图3(c)所示。

2 机构运动学(CAD)

2.1 计算机辅助设计双摇杆长度

首先,在折叠状态时,两辅助杆长度分别为:

$$l_1 = ac = \sqrt{(x_1 - x_a)^2 + (y_1 - y_a)^2} \quad (1a)$$

$$l_2 = bc = \sqrt{(x_1 - x_b)^2 + (y_1 - y_b)^2} \quad (2a)$$

其次,在伸展状态时,两辅助杆长应为:

$$l_1 = ac' = \sqrt{(x_2 - x_a)^2 + (y_2 - y_a)^2} \quad (1b)$$

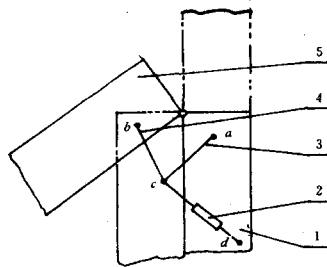


图1 主体折叠系统的基本结构

1. 下塔段 2. 液压油缸
3. 4. 辅助杆; 5. 下塔段

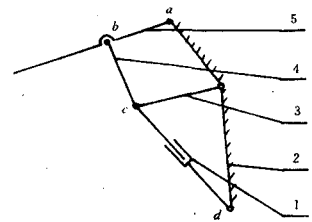


图2 机构运动简图

1. 下塔段; 2. 液压油缸;
3. 4. 辅助杆; 5. 下塔段

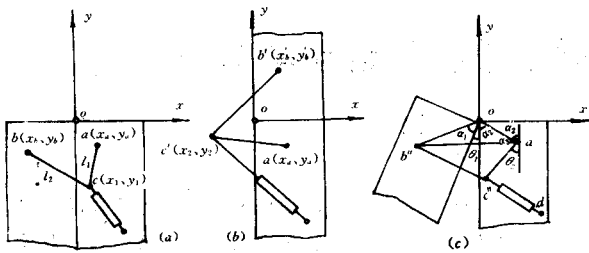


图3 机构坐标系

$$l_2 = b'c' = \sqrt{(x_2 - x_{b'})^2 + (y_2 - y_{b'})^2} \quad 2(b)$$

在折叠或伸展过程中杆长不变,所以 l_1 和 l_2 的值不变,既:

$$l_1 = ac = ac' = \sqrt{(x_1 - x_a)^2 + (y_1 - y_a)^2} = \sqrt{(x_2 - x_a)^2 + (y_2 - y_a)^2} \quad 1(c)$$

$$l_2 = bc = b'c' = \sqrt{(x_1 - x_b)^2 + (y_1 - y_b)^2} = \sqrt{(x_2 - x_{b'})^2 + (y_2 - y_{b'})^2} \quad 2(c)$$

以上即为双摇杆长度的计算式。

用 FORTRAN 语言编程计算辅助杆长,其程序框图如图4所示。

2.2 液压缸基点的确定

确定液压缸的基点,要保证液压缸杆伸出后的最大长度大于 c' 点至基点 d 的距离,如图3(a)、(b)。由于交点极限位置为 c, c' , 则液压缸顶点移动的距离为 cc' , 即液压缸的基本行程为:

$$cc' = \sqrt{(y_1 - y_2)^2 + (x_1 - x_2)^2} \quad (3)$$

根据此基本行程选择液压缸行程,并按第一优选行程系列选择行程。

如图5所示, c 点为主体折叠后两辅助杆的交点位置, c' 点为主体伸直后两辅助杆交点的位置, d 点为液压缸安装基点,连接 c', c, d 三点则构成 $\triangle c'cd$ 。因三角形两边之和大于第三边,所以 $c'd < c'c + cd$, 而 ed' 即为 cd 第二极限工作位置,所以 $ed = cd$, 那么 $c'e < c'c$ 。 $c'e$ 即为液压杆的最小行程。由此可知,由 $c'e$ 确定的液压缸行程,一定大于其液压缸的实际行程。

由已选定的行程,初选液压油缸长度。由此初选的液压油缸缸长计算液压缸的基本坐标。利用 c 点至基点 d 的线性尺寸即为缸长。

计算液压油缸第二极限工作位置时 $c'd$ 长度:

$$c'd = \sqrt{(y_2 - y_d)^2 + (x_2 - x_d)^2} \quad (4)$$

验证 $c'd <$ 行程 + 缸长,利用 FORTRAN 语言编程计算。其基本内容为利用极限坐标确定最小行程,计算液压油缸基点并验证液压油缸杆长度。其程序框图如图6所示。

3 运动轨迹及受力计算

3.1 轨迹方程的建立

机构运动过程中,运动杆件各点位置是不断变化的。为了确信在任意位置时,四机构都是可行的,即不出现死点、死角现象。需要确切知道在任一转动角度下各点的位置,就是说需要求出各点的轨迹。在该四杆机构铰接点中,只有主体机构上段所铰接的辅助杆件的两端点是运动的,其它铰接点相对机架均是固定点。

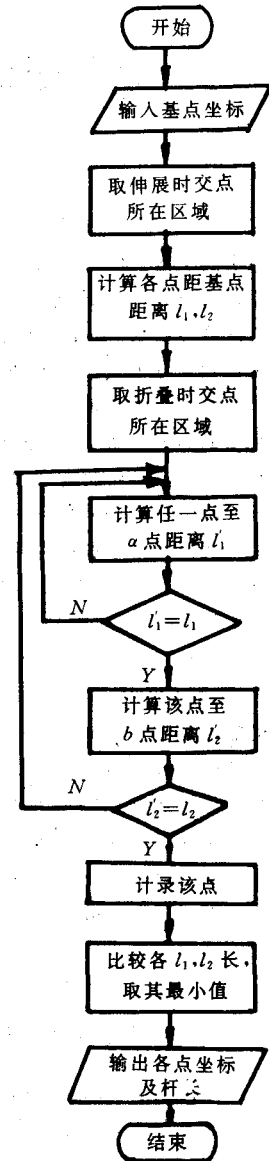


图4 计算杆长的程序框图

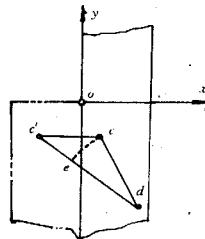


图5 液压油缸极限工作位置

先求该杆基点轨迹。在任一位置时,该点轨迹均由基点位置及转动角度决定,如图3(c)所示。则该基点坐标为:

$$x_{b'} = -ob \sin(\theta_1 + \alpha_1) \quad (5)$$

$$y_{b'} = -ob \cos(\theta_1 + \alpha_1) \quad (6)$$

其中 θ_1 为自变量, α_1 为常量, 其值为:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{x_b}{ob} \quad (7)$$

\overline{ob} 为常量, 其值为:

$$\overline{ob} = \sqrt{x_{b1}^2 + y_{b1}^2} \quad (8)$$

利用上述方法, 当 θ 转到任一角度时, 均可求出 b 点坐标, 即其轨迹。同时以此基础求得交点 c 的轨迹。

求交点 c 的轨迹如(图 3)。当主体上段转动某一角度 θ_1 后:

$$\theta_2 = 180^\circ - \alpha_2' - \alpha_3 - \alpha_4 \quad (9)$$

当 ab 与 ao 重合时, $\alpha_3 = 0$, 此时的 θ_2 为:

$$\theta_2 = 180^\circ - \alpha_2' - \alpha_4 \quad (10)$$

当 ab 越过 ao , 到达 ac 的上侧, 此时 θ_2 为:

$$\theta_2 = 180^\circ - \alpha_2' - \alpha_4 - \alpha_3 \quad (11)$$

因 c 点绕 a 点转动, 所以以 θ_2 为自变量, 求取 c 点轨迹。

$$\alpha_2' = \alpha_2, \alpha_2 = \arcsin \frac{X_a}{oa} \quad (12)$$

$$\alpha_3 = \arccos \left(\frac{\overline{oa}^2 + \overline{ab}^2 - \overline{ob}^2}{2 \overline{oa} \overline{ab}} \right) \quad (13)$$

$$\alpha_4 = \arccos \left(\frac{\overline{ab}^2 + \overline{ac}^2 - \overline{bc}^2}{2 \overline{ab} \overline{ac}} \right) \quad (14)$$

其中 $\overline{ob}, \overline{bc}, \overline{ac}$ 已知, 其它值为:

$$\overline{oa} = \sqrt{X_a^2 + Y_a^2} \quad (15)$$

$$\overline{ab} = \sqrt{\overline{oa}^2 + \overline{ob}^2 - 2 \overline{oa} \overline{ob} \cos(\alpha_1 + \theta_1 + \alpha_2)} \quad (16)$$

$$\theta_2 = 180^\circ - \alpha_2' - \alpha_3 - \alpha_4$$

所以在图 3 的坐标系中, c 点坐标为:

$$x_c = x_a - \overline{ac} \sin \theta_2 \quad (17)$$

$$y_c = -y_a - \overline{ac} \cos \theta_2 \quad (18)$$

当 θ_1 连续变化时, ab 随 θ_1 而变化, 牵动 α_3, α_4 改变, 从而使 θ_2 值随之变动。任一 θ_1 的角度值, 都有相应的 c 点坐标, 这些点的集合即是 c 点的轨迹。

3.2 轨迹描绘

运用 FORIRAN 语言编程运行, 可以打印出 c 点的运动轨迹。

3.3 液压缸的受力分析及计算

当确信运动可行后, 应计算液压缸受力, 以确定液压缸尺寸及缸径。

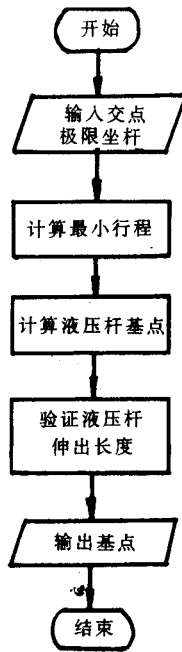


图 6 计算液压缸基点的程序框图

由于主体机构依靠液压缸撑起, 所以在任一时刻, 总体重力所产生力矩应与液压缸所产生力矩相等。可以由主体机构上部的重力力矩来求得液压缸受力, 如图 7(a)。

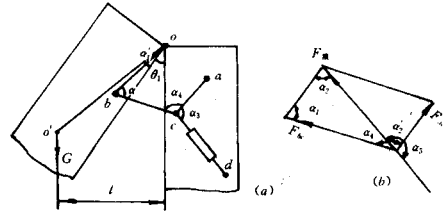


图 7 受力分析
(a)结构图 (b)受力分析图

主体重力力矩为:

$$Fl = mg \overline{oo'} \sin(\theta_1 + \alpha_1') \quad (19)$$

该力矩应与液压缸所产生的力矩相等, 由几何关系可推出液压缸受力, 如图 7(b)。

$$\angle \alpha_3 = \arccos \frac{\overline{ac}^2 + \overline{cd}^2 - \overline{ad}^2}{2 \overline{ac} \overline{cd}} \quad (20)$$

$$\angle \alpha_4 = \arccos \frac{\overline{bc}^2 + \overline{ac}^2 - \overline{ab}^2}{2 \overline{bc} \overline{ac}} \quad (21)$$

由图 7(b)得:

$$\angle \alpha_2 = \alpha_2' = \pi - \alpha_3 \quad (22)$$

$$\alpha_1 = \pi - \alpha_2 - (\alpha_4 - \alpha_2') \quad (23)$$

根据正弦定理, 有:

$$\frac{F_{bc}}{\sin \alpha_2} = \frac{F_{gh}}{\sin \alpha_1} \quad (24)$$

由(24)式可得:

$$F_{gh} = F_{bc} \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} \quad (25)$$

如图 7(a)所示:

$$\angle \alpha = \arccos \frac{\overline{ob}^2 + \overline{bc}^2 - \overline{oc}^2}{2 \overline{ob} \overline{bc}} \quad (26)$$

$$\overline{oc} = \sqrt{x_c^2 + y_c^2} \quad (27)$$

$$Fl = F_{bc} \overline{ob} \sin \alpha$$

所以:

$$F_{bc} = \frac{Fl}{\overline{ob} \sin \alpha} \quad (28)$$

由 F_{bc} 可求液压缸所受力为:

$$F_{gh} = F_{bc} \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} = \frac{Fl \sin \alpha_1}{\overline{ob} \sin \alpha_1 \sin \alpha_2} \quad (29)$$

在任意位置, 液压缸均受一力作用, 记录任意点受力, 并取其最大值, 此值即为液压缸所需推力。根

用复数矢量法对周转轮系进行运动分析

湘潭大学(411105) 符 炜

【摘要】 本文从周转轮系的基本组成回路出发建立封闭矢量方程,用复数矢量法导出各构件之间的速度关系,并以双重周转轮系为例进行了计算说明。

关键词 复数矢量法 周转轮系 基本组成回路 传动比

1 前言

在周转轮系的分析与设计中,求解传动比问题是重要的内容之一。对此,已有多种不同特点的求解方法,其中尤以转化机构法用得最为普遍^{(1),(2)}。与转化机构法相比,本文采用的复数矢量法不仅求导方便,而且不受“转化”概念及相对运动的困扰,即使对于复杂的双重周转轮系,使用起来也很方便。

据受力最大值,选取液压缸内径,并检验所选取的缸长是否符合要求。不符合要求时,要重新确定缸长,重新确定液压缸基点,再计算轨迹及受力,然后再次选取缸径,验算缸长,直到合格。以上过程用FORTRAN语言编程解决,程序框图略。

4 实际应用

4.1 选择液压缸的类型

a). 由于主体机构在展开将结束时,需要放慢速度,以避免运动主体产生过大的惯性力或接合面接和时产生相互撞击。因此,要求液压缸具有缓冲功能。

b). 当主体折叠时要求缸杆反向运动。

根据以上要求,选择可调速式双作用液压油缸。

4.2 选取及计算基点坐标

a). a 点:因 ac 杆绕 a 旋转,为使结构紧凑 a 点应偏右上侧设置,但考虑右立柱上安装有导轨,上侧接合面下方安装有液压保险机构,所以选定 a 点坐标为(600, -500)。如图3(b)所示。

b). b 点:因 b 点绕 o 点旋转,为产生最大的转动转矩, b 点应偏上左侧。因主体采用桁架结构,为不削弱角钢立柱的强度,选取 b 点坐标为(100, 500)。

c). c 点:将 a, b 两基点坐标输入杆长计算程序

方法,其中尤以转化机构法用得最为普遍^{(1),(2)}。与转化机构法相比,本文采用的复数矢量法不仅求导方便,而且不受“转化”概念及相对运动的困扰,即使对于复杂的双重周转轮系,使用起来也很方便。

2 基本组成回路及其矢量表示

用复数矢量法对周转轮系进行运动分析时,首先要确定轮系中构成封闭矢量图形的基本组成回路(或称封闭环)。基本组成回路可定义为^{(3),(4)}:在周转轮系中,具有机构功能的最少构件的组合。如图1(a)所示的周转轮系中:中心轮1、行星轮2、系杆H及机架4为一基本组成回路;中心轮3、行星轮2、系杆H及机架4为另一基本组成回路。在图1(b)中,得 c 点两极限工作位置坐标为(-100, -100)和(450, -1300)。

d). d 点:将 c 点两极限坐标输入液压缸基点计算程序中得基本行程为1320mm,根据第一优选系列选取液压缸行程为1600mm,选缸长规格为2055mm,经程序计算得 d 点坐标为(600, -3349)。

4.3 计算双摇杆长度

将 a, b 点坐标及相应计算条件输入杆长计算程序,经程序计算得杆长:

$$ac = 625.5\text{mm} \quad bc = 813.9\text{mm}$$

最后按结构设计要求,完成四杆机构整个设计工作。

参考文献

- 1 蔡春源. 新编机械设计手册. 辽宁科学技术出版社, 1993年.
- 2 孙家广等. 计算机辅助设计技术. 清华大学出版社, 1990年.
- 3 任仲贵. CAD/CAM原理. 清华大学出版社, 1991年.
- 4 孟宪源. 现代机构手册. 机械工业出版社, 1994年.
- 5 [美]阿瑟·G·厄尔德曼著, 庄细荣译. 机构设计. 高等教育出版社, 1992年.
- 6 刘安心. 平面四杆机构轨迹近似综合的全方案优选. 机械设计, 1997(4):4-9.