

⑫
67-71

双缸液动平面七杆机构输出杆件 的速度分析

the Velocity Analysis of the Output Link in the Plane Seven
links Mechanism of the Double Cylinders as Hydraulic Power

施进发

Shi Jinfa

梁锡昌

Liang Xichang

TH112

(重庆大学机械传动国家重点实验室)

摘要 本文简要分析了双缸液动平面七杆机构,并着重针对双缸以各自线速度同时推出这一情形,详细叙述了推导该机构输出杆件(线、角)速度计算表达式的过程。

关键词 双缸;七杆机构;输出杆件;速度;液缸。

中国图书资料分类法分类号 TH112; TH137

ABSTRACT This paper has not only briefly analyzed the plane seven links mechanism of the double cylinders as hydraulic power, but also detailedly recounted the process of derivation which gains the (linear, angular) velocity calculating formula of the output link in this mechanism while the double cylinders are pushed out in their own linear velocities simultaneously.

KEY WORDS double cylinders; seven links mechanism; output; velocity

1 双缸液动平面七杆机构

双缸液动平面七杆机构多见于国内外的矿山和挖掘机械中,也用于某些机器人和航天仪器设备上。

图1所示,为双缸液动平面七杆机构的结构简图。其中AG是固定杆件,AC、CD是活动杆件;BF、DE是轴心式摆动液压缸,每个液压缸相当于二个活动杆件。整个机构,共有7个杆件(其中6个为活动杆件,各杆件的编号见图1所示);有8个低副(6个铰点,2个液压缸活塞与缸体间的移动副,G点为悬端,不计入铰点数内),故该种机构的自由度为 $W = 3 \times 6 - 2 \times 8 = 2$ 。双缸液动平面七杆机构中,原动件为液压缸BF、DE,输出杆件为CD。

从平面图1上看,双缸BF、DE相互间是要发生干涉的,但实际上在具体结构中,通常该双缸中的一个液压缸如BF(或DE)是用一对等效的液压缸来代替的,见图2所示(图2来自于图1的N方向的局部)。图2中的 B_1F_1 、 B_2F_2 这对液压缸不仅具有等效地取代平面图1所示液压缸BF的作用,而且具有避免与液压缸DE发生干涉的作用。

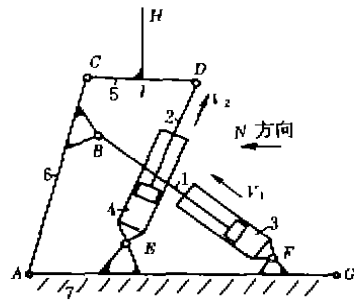


图 1

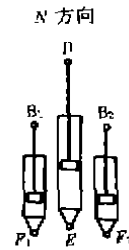
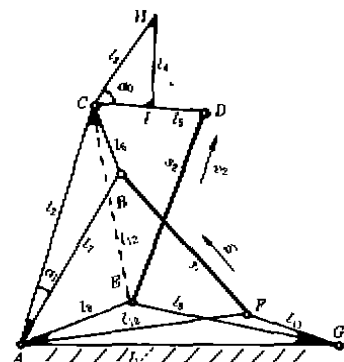


图 2

2 双缸液动平面七杆机构在双缸同时推出时输出杆件速度分析

对于双缸液动平面七杆机构,在双缸同时推出时,输出杆件的运动规律是相当复杂的。为了弄清这一复杂的运动规律,以利于工程应用的需要,有必要分析该种机构输出杆件的运动速度。为便于分析起见,这里将图 1 所示的结构简图,等效转化为图 3 所示的有利于分析计算的示意图。图 3 中将双缸 BF、DE 进一步简化为两条粗实线,且将 BF、DE 视为可变长度杆。另外,为方便求解输出杆件 CD 上 H 点的线速度,图 3 中增添了辅助线 CH,并令 CH 与输出杆件 CD 是固联的。



$$\begin{aligned}
 l_1 &= \overline{AG}, l_2 = \overline{AC}, l_3 = \overline{CH}, l_4 = \overline{HI}, l_5 = \overline{CD}, \\
 l_6 &= \overline{BC}, l_7 = \overline{AB}, l_8 = \overline{AE}, l_9 = \overline{EG}, l_{10} = \overline{AF}, \\
 l_{11} &= \overline{FG}, l_{12} = \overline{BF}, l_{13} = \overline{DE}, \alpha_0 = \angle HCI, \\
 \alpha_1 &= \angle BAC, l_{12}, l_{13} \text{ 可变}
 \end{aligned}$$

图 3

对于给定的双缸液动平面七杆机构,其所有结构参数都是确定的。即图 3 中的长度参数 $l_1 \sim l_{11}$, 角度参数 α_0, α_1 都是固定不变的常量。

下面来讨论当两个原动液压缸的活塞 1、2 分别以各自线速度 \vec{v}_1, \vec{v}_2 相对于缸件 3、4 同时推出时,该平面七杆机构输出杆件 CD 上 C、D、H 点的线速度及 CD 杆件的角速度计算式的推导。由机构组成可知,输出杆 CD 在两个缸同时推出时,将作复合运动,为便于分析,按机构组成原理将其分解为四杆及五杆两个分机构,逐一求解。

2.1 求输出杆件 CD 上 C 点的线速度

由图 3 可知,当液压缸 BF 的活塞以线速度 \vec{v}_1 推出时,活动构件 ABC 将绕固定铰点 A 作逆时针转动;而液压缸 DE 的活塞以线速度 \vec{v}_2 推出时,对活动构件 ABC 无影响。这样 C 点的线速度便很容易求出,只需先求 B 点线速度 \vec{v}_B 。再求活动构件 ABC 的角速度 ω_{ABC} 即可。

图 4 所示为计算 B、C 点线速度及活动构件 ABC 角速度的分析简图。由图可见,构件 1、3、6、7 实际上为一导杆

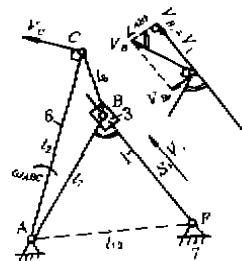


图 4

机构。由速度矢量三角形知：

$$\vec{v}_B = \vec{v}_{B_r} + \vec{v}_{B_e} \quad (1)$$

式(1)中, \vec{v}_{B_r} 为 B 点的相对线速度, 且 $\vec{v}_{B_r} = \vec{v}_1$, 其大小、方向均已知; \vec{v}_B 、 \vec{v}_{B_e} 为 B 点的绝对线速度(简称线速度)和牵连线速度, 它们的方向均已知, \vec{v}_B 垂直于线段 AB, \vec{v}_{B_e} 垂直于 BF。

$$\begin{aligned} \therefore & V_B \cdot \sin(\angle ABF) = V_{B_r} \\ \therefore & V_B = \frac{V_{B_r}}{\sin(\angle ABF)} = \frac{V_1}{\sin(\angle ABF)} \end{aligned} \quad (2)$$

此时, 活动构件 ABC 的角速度 ω_{ABC} 为:

$$\omega_{ABC} = \frac{V_B}{l_7} = \frac{V_1}{l_7 \sin(\angle ABF)} = \frac{V_1}{e} \quad (3)$$

式中 e 为液压缸 BF 对 A 点的力臂, $e = l_7 \sin(\angle ABF)$, $\angle ABF = \cos^{-1} \left(\frac{l_7^2 + s_1^2 - l_0^2}{2l_7 \cdot s_1} \right)$, $s_1 = s_{1min} + V_1 t$, 这里 s_1 、 s_{1min} 、 t 分别为液压缸 BF 的瞬时长度、最短长度和推出时间。

于是得 C 点的线速度 V_c 为:

$$V_c = l_2 \cdot \omega_{ABC} = \frac{l_2 \cdot V_1}{e} \quad (4)$$

2.2 求输出杆件 CD 上 D 点的线速度

为计算 D 点线速度 \vec{v}_D , 可将图 1 中的 ACDE 部分简化为图 5 所示的一个 2 自由度 5 杆机构。已知 ABC 杆的角速度 ω_{ABC} 及活塞 2 相对于缸体 4 的速度 \vec{v}_{24} (即 \vec{v}_2)。因而该机构的运动是确定的, 运动分析是可解的。

显然, D 点是构件 5 及 2 的同速点, 因此根据机构学及理论力学的方法, 有:

$$\vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC} \quad (5)$$

(5) 式中, \vec{v}_D 的大小、方向均未知; \vec{v}_C 的大小、方向均已知; \vec{v}_{DC} 的方向垂直于 CD, 但大小未知。故(5)式尚不能求解。

但又有:

$$\vec{v}_D = \vec{v}_{K_1} + \vec{v}_{DK_2} \quad (6)$$

而

$$\vec{v}_{K_2} = \vec{v}_{K_1} + \vec{v}_{K_2 K_1} \quad (7)$$

式(6)、(7)中, \vec{v}_{DK_2} 的方向垂直于 ED, 大小未知; \vec{v}_{K_1} 为 0; $\vec{v}_{K_2 K_1} = \vec{v}_{24} = \vec{v}_2 = \vec{v}_{K_2}$, 其大小、方向均已知。

联立(5)、(6)、(7)三式得:

$$\vec{v}_C + \vec{v}_{DC} = \vec{v}_{24} = \vec{v}_{DK_2} \quad (8)$$

(8) 式中只有两个未知量, 因而是可解的。图解法见图 5 中所示。其解析解法如下:

设 θ_1 、 θ_2 、 β_1 (β_1 为 \vec{v}_D 与 \vec{v}_2 间的夹角) 分别如图 5 中所示, 由正弦定理得:

$$\frac{V_c}{\sin \theta_1} = \frac{V_D}{\sin \alpha} \quad (9)$$

$$\frac{V_2}{\sin \theta_2} = \frac{V_D}{\sin 90^\circ} \quad (10)$$

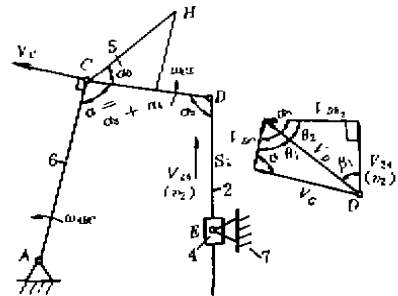


图 5

$$\text{又:} \quad \theta_1 + \theta_2 = \alpha_5 \quad (11)$$

$$\beta_1 = 90^\circ - \theta_2 \quad (12)$$

联立(9)、(10)、(11)、(12)四式便解得:

$$\theta_2 = \text{tg}^{-1} \left(\frac{V_2 \cdot \sin \alpha_5}{V_2 \cos \alpha_5 + V_1 \sin \alpha} \right) \quad (13)$$

$$V_D = V_2 / \sin \theta_2 \quad (14)$$

$$\beta_1 = 90^\circ - \text{tg}^{-1} \left(\frac{V_2 \cdot \sin \alpha_5}{V_2 \cos \alpha_5 + V_1 \sin \alpha} \right) \quad (15)$$

上述式中的 $\alpha = \alpha_3 + \alpha_4$, $\alpha_3 = \cos^{-1} \left(\frac{l_2^2 + l_1^2 - l_3^2}{2 \cdot l_2 \cdot l_1} \right)$, $\alpha_4 = \cos^{-1} \left(\frac{l_5^2 + l_2^2 - s_2^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_2} \right)$, $\alpha_5 = \cos^{-1} \left(\frac{l_5^2 + s_2^2 - l_7^2}{2 l_5 \cdot s_2} \right)$, $l_{12} = \sqrt{l_2^2 + l_8^2 - 2 l_2 l_8 \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}$, $\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{l_4^2 l_{10} - s_1^2}{2 l_7 l_{10}} \right) - \left[\cos^{-1} \left(\frac{l_8^2 + l_7^2 - l_6^2}{2 l_8 l_7} \right) - \cos^{-1} \left(\frac{l_7^2 + l_7^2 - l_7^2}{2 l_7 l_7} \right) \right]$, $s_2 = s_{2\min} + V_2 t$, 这里 s_2 、 $s_{2\min}$ 、 t 分别为液压缸 DE 的瞬时长度、最短长度和推出时间。

2.3 求输出杆件 CD 的角速度 ω_{CD}

欲求输出杆件 CD 的角速度 ω_{CD} , 只需求得 \vec{V}_{DC} 的大小即可。由于 2.2 中已求得 \vec{V}_D , 故有:

$$\begin{aligned} V_{DC} &= \frac{V_D \sin(\alpha + \theta_1)}{\sin \alpha} \quad (\text{由正弦定理得}) \\ &= \frac{V_D \sin(\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 - \theta_2)}{\sin(\alpha_3 + \alpha_4)} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{得} \quad \omega_{CD} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{V_D \sin(\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 - \theta_2)}{l_3 \sin(\alpha_3 + \alpha_4)} \quad (17)$$

2.4 求输出杆件 CD 上 H 点的线速度

图 6 为计算 H 点线速度 \vec{V}_H 的分析示意图。由速度矢量三角形知:

$$\vec{V}_H = \vec{V}_C + \vec{V}_{HC} \quad (18)$$

式(18)中, \vec{V}_C 、 \vec{V}_{HC} 的大小和方向均已知(\vec{V}_{HC} 的方向垂直于 CH , 大小为 $\omega_{CD} \cdot l_{CH}$, 即 $V_{HC} = \omega_{CD} \cdot l_3$)。故(18)式可求解。

$$\begin{aligned} \text{由} \quad V_H^2 &= V_C^2 + V_{HC}^2 - 2V_C \cdot V_{HC} \cos(\pi - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_0) \\ \text{得} \quad V_H &= [V_C^2 + V_{HC}^2 + 2V_C \cdot V_{HC} \cos(\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_0)]^{1/2} \\ &= [V_C^2 + (\omega_{CD} \cdot l_3)^2 + 2 \cdot V_C \cdot \omega_{CD} \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_0)]^{1/2} \end{aligned} \quad (19)$$

此时, V_H 与 V_C 间的夹角 β_2 为:

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \cos^{-1} \left(\frac{V_H^2 + V_C^2 - V_{HC}^2}{2V_H V_C} \right) \\ &= \cos^{-1} \left(\frac{V_H^2 + V_C^2 - \omega_{CD}^2 \cdot l_3^2}{2V_H V_C} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

式(19)、(20)中的 V_C 、 ω_{CD} 分别见式(4)、(17)。

3 计算实例

本文以长江挖掘机厂从西德利勃赫尔公司引进的一种新型挖掘机的双缸液动作业装置为计算实例。已知各原始参数值如表 1 所示(长度单位: mm; 速度单位: mm/s)。

笔者将前述速度分析得出的一系列表达式, 编制成了计算机程序软件, 当输入表 1 中的已知参数值时, 便得出表 2 中的结果(角速度单位: rad/s; 速度单位同前)。这一结果同利用计算器通过各个公式的逐一计算得出的结果是一样的。

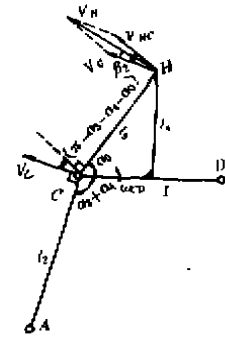


图 6

表 1 各原始参数的已知值

原始参数符号	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8
原始参数数值	800	585	375	450	200	460	160	165
原始参数符号	l_9	l_{10}	l_{11}	α_1	α_2	V_1	V_2	α_3
原始参数数值	675	565	250	520	565	5	6	98.5°

表 2 未知参数的计算结果

未知参数符号	V_C	V_D	β_1	α_{CD}	V_H	β_2
计算结果	18.462	18.774	13.480°	0.007124	21.006	16.511°

4 结 论

随着科学技术的飞速发展, 刚性机构正日趋向柔性机构方向演变。本文论述的双缸液动平面七杆机构, 是目前大型和精密机械装置中较新型的具有一定柔性的机构。文中将这种复杂的七杆二自由度、非连架杆主动件机构的运动分析, 按其运动传递及结构特点划分为两个简单机构来进行, 使之能采用一般标准的 I 级机构的运动分析方法来完成。因而本文的简化分析方法具有一定的可取之处, 尤其对工厂、设计部门的非专门机构学工作者而言, 在进行设计和分析类似由液动缸作为主动件的复杂机构时, 具有一定实际指导意义和参考价值。

参 考 文 献

- 1 黄茂林, 邹昌平. 平面四杆和六杆机构的拐点圆及其上点的轨迹计算、绘图与分析. 第一届中国齿轮制造学术研讨会论文集, 1991
- 2 施进发, 洪昌银, 张玉川. 普通液压挖掘机装载机工装机构的功能与运动分析. 建筑机械, 1990(12): 2~10
- 3 蔡自兴. 机器人原理及其应用. 长沙: 中南工业大学出版社, 1988