

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.01.003

高空作业平台六铰点变幅机构液压缸推力分析*

刘文羿¹, 何雪滢^{1*}, 谢里阳¹, 周振东²

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 江苏东迈重工机械有限公司, 江苏 昆山 215334)

摘要:针对高空作业平台变幅机构液压缸的推力计算问题,对该设备中六铰点变幅机构的理论计算方法进行了对比分析,归纳总结了现有理论计算方法中的误差原因,提出了一种更偏于安全的计算思路。分别利用力矩平衡原理、虚位移原理进行了推导演算;在虚位移原理的求解中,将该原理具体分为整体解析法和分点解析法两种方法,并将 3 种方法的推导结果代入到某具体型号的六铰点变幅机构中,通过实验对其结果进行了验证。研究表明:不同的误差因素会造成不同的计算数值,选取计算结果中的最大值可以有效提高机构的安全性能;上述分析可推广到其他变幅机构的理论计算中,为虚位移原理的应用提供参考。

关键词:六铰点变幅机构;液压缸推力;虚位移原理;高空作业平台

中图分类号:TH211.6;TH137.51

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)01-0014-06

Analysis on hydraulic cylinder driving force of six-point luffing mechanism for high-altitude platform

LIU Wen-yi¹, HE Xue-hong¹, XIE Li-yang¹, ZHOU Zhen-dong²

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;

2. Jiangsu Eastman Heavy Machinery Co., Ltd., Kunshan 215334, China)

Abstract: Aiming at the problem of calculating the thrust of hydraulic cylinder of luffing mechanism for high-altitude platform, the theoretical calculation methods of luffing mechanism of six hinge points was compared and analyzed. The error reasons of existing theoretical calculation methods was summarized, and a safer calculation idea was put forward. The moment balance method and the virtual displacement method were used for calculation. The method of the virtual displacement principle was classified, respectively using the whole analytical method and the fractional analytical method to calculate. The derivation results of the three methods were taken into a specific model of the six-hinge point luffing mechanism for verification. The results indicate that different error factors will lead to different calculation values. The safety performance of the mechanism can be improved effectively through selecting the maximum value in the calculation results. The above method can be extended to the theoretical calculation of other luffing mechanism, and provides a reference for the application of the virtual work principle.

Key words: six-point luffing mechanism; hydraulic cylinder driving force; principle of virtual work; high-altitude platform

0 引言

高空作业平台是将工作人员及工作设备运送至指定位置的特种作业设备。该设备最初是由起重机械发展而来,由于需要载人作业,其安全性和可靠性有着更

高的要求^[1]。

变幅机构是高空作业平台的主要动作机构,且该处的力学性质,直接影响整个系统的稳定性及可靠性^[2]。目前,高空作业平台的变幅机构大部分采用三铰点机构,其计算方法可以分为理论计算和仿真模拟

收稿日期:2019-05-17

基金项目:国家自然科学基金委员会-辽宁省人民政府联合基金资助项目(U1708255)

作者简介:刘文羿(1994-),男,辽宁沈阳人,硕士研究生,主要从事高空作业平台方面的研究。E-mail: liuwenyi530@foxmail.com

通信联系人:何雪滢,女,副教授,硕士生导师。E-mail: xhhe@me.neu.edu.cn

两种:

(1)理论计算。主要利用力矩平衡法,建立变幅机构的力学模型,再利用该模型对铰点位置进行优化设计^[3-4];

(2)仿真模拟。主要利用 ADAMS 软件来模拟变幅油缸的受力情况,并利用该结果,对铰点位置进行优化设计^[5-6]。

六铰点变幅机构的力学模型和运动机理与传统三铰点机构不同,但在研究方法上却有相通之处。

本研究从理论计算的角度出发,对六铰点变幅机构液压缸推力计算进行不同建模方法的比较。在原理的选择上,力矩平衡法是静力学的基础,也是分析受力的主要手段;同时,虚位移原理也是一种解决机构驱动力与外部载荷关系的有效方法^[7]。

故此,本研究分别采用力矩平衡法、虚位移原理两种基本思想进行求解,其中,由于在虚位移原理的应用中,不同的子方法可能会产生不同的误差^[8],本研究分别采用整体解析法和分点解析法进行求解计算;将上述方法所得结果代入某型号的直臂式高空作业平台六铰点变幅机构中,进行计算,并比较结果。

1 高空作业平台及其力学模型

高空作业平台力学简化模型如图1所示。

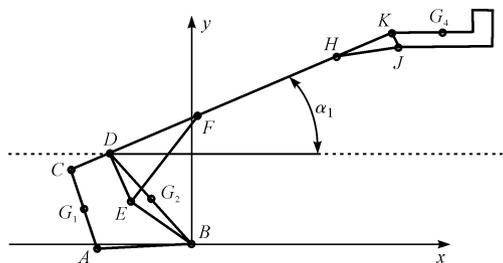


图1 高空作业车力学简化模型

B 点—坐标原点; x 轴—平行于水平面的轴; y 轴—垂直于地面的轴; AC 连线—后支撑板; A 点—后支撑板与底座的连接铰点; C 点—后支撑板与臂架链接的连接铰点; $\triangle BDE$ —前支撑板; B 点—前支撑板与底座的连接铰点; D 点—前支撑板与臂架的连接铰点; E 点—前支撑板与变幅油缸的连接铰点; EF 连线—变幅油缸; F 点—变幅油缸与臂架的连接铰点; CK 连线—臂架; K 点—臂架顶点,同时也是臂架与工作平台的连接铰点; HJ 连线—调平油缸, H 点—调平油缸与臂架的连接铰点, J 点—调平油缸与工作平台的连接铰点; G_1, G_2, G_3, G_4 —后支撑板、前支撑板、臂架、飞臂及工作平台的重心点; α_1 —臂架与 x 轴所成夹角,即变幅角度

为了便于描述计算过程,现作出如下假设:

(1)在回转平面内,前后支撑板关于变幅油缸轴

心线结构完全对称,且材质均匀;

(2)前支撑板重心在 DB 连线上;

(3)点 C, D, F, G_3, H, K 在同一直线上;

(4)忽略变幅液压缸^[9],调平液压缸及各个管线的重量。

2 力矩平衡法在模型中的应用

力矩平衡是静力学分析的基础。平面任意力系平衡的必要充分条件是:力系中所有力在作用面内任意两个坐标轴上的投影的代数和等于0,以及各力对于平面内任意点之间的力矩代数和等于0,具体可以表述如下^[9]:

$$\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum M_o(F) = 0 \quad (1)$$

式中: F_x — x 方向上的合力; F_y — y 方向上的合力; M_o —力对任一点的力矩。

对于六铰点变幅机构,由于其下端与臂架的连接点数量为3个,属于超静定问题,不能直接对变幅油缸所受推力列出力矩平衡方程,故需要对模型进行拆分,先从整体入手,求出下端固定点支座反力的受力情况,再利用下端支座反力的受力情况,推导出变幅油缸的受力情况。

支座反力的求解如下:

将臂架、工作平台、前支撑板、后支撑板看作一个整体系统,该系统的重力由点 A 和点 B 支撑;其主动力的力臂为各部件重心与所选取点的水平距离,主动力为各部件重力;与之平衡的力为点 A 和点 B 处的支座反力。

各部件间的几何位置关系如图2所示。

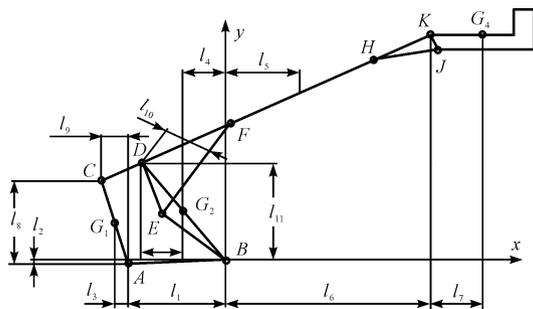


图2 力矩平衡法中的几何位置关系

对点 B 列总体的力矩平衡方程,可得:

$$F_{Ay} \times l_1 + F_{Ax} \times l_2 + g_1 \times (l_1 + l_3) + g_2 \times l_4 - g_3 \times l_5 - g_4 \times (l_6 + l_7) = 0 \quad (2)$$

式中: F_{Ay} — A 点在 y 方向上的支座反力; F_{Ax} — A 点在 x 方向上的支座反力; l_1 —点 A 和点 B 在 x 方向上的距离

长度; l_2 —点 A 和点 B 在 y 方向上的距离长度; l_3 —点 A 和点 G_1 在 x 方向上的距离长度; l_4 —点 G_2 和点 B 在 x 方向上的距离长度; l_5 —点 G_3 和点 B 在 x 方向上的距离长度; l_6 —点 K 和点 B 在 x 方向上的距离长度; l_7 —点 G_4 和点 K 在 x 方向上的距离长度; g_1 —后支撑板的重力; g_2 —前支撑板的重力; g_3 —臂架的重力; g_4 —前支撑板的重力。

在后支撑板上,对点 C 列关于后支撑板的力矩平衡方程,可得:

$$-F_{Ax} \times l_8 + F_{Ay} \times l_9 + g_1 \times (l_9 - l_3) = 0 \quad (3)$$

式中: l_8 —点 A 和点 C 在 y 方向上的距离长度; l_9 —点 A 和点 C 在 x 方向上的距离长度。

由于式(2,3)中仅含 F_{Ax} 和 F_{Ay} 两个未知量,通过联立式(2,3),即可解出 F_{Ax} 和 F_{Ay} 。

已知 A 点受力情况,根据力的平衡原理,可得出 B 点受力情况,即:

$$\begin{cases} -F_{By} + F_{Ay} + g_1 + g_2 + g_3 + g_4 = 0 \\ F_{Ax} + F_{Bx} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: F_{By} — B 点在 y 方向上的支座反力; F_{Bx} — B 点在 x 方向上的支座反力。

在前支撑板上,对点 D 列关于前支撑板的力矩平衡方程,可得:

$$F_1 \times l_{10} + g_2 \times l_{12} - F_{By} \times (l_{12} + l_4) + F_{Bx} \times l_{11} = 0 \quad (5)$$

式中: l_{10} —点 D 距离直线 EF 的距离长度; l_{11} —点 D 和点 B 在 y 方向上的距离长度; l_{12} —点 D 和点 G_2 在 x 方向上的距离长度。

通过求解方程(5),可得变幅油缸所受推力的最终表达式为:

$$F_1 = \frac{F_{By} \times (l_{12} + l_4) - F_{Bx} \times l_{11} - g_2 \times l_{12}}{l_{10}} \quad (6)$$

式中: F_1 —利用力矩平衡法所求的变幅油缸所受推力大小。

3 虚位移原理在模型中的应用

虚位移原理也称为虚功原理,与力矩平衡不同,它是从能量的角度来考虑问题。其定义为:使具有理想约束的质点系,在某一位置处于平衡状态的必要与充分条件为所有作用于质点系的主动动力,在该位置的任何虚位移中所作的虚功之和等于 0。

虚位移原理的数学表达式^[10]如下:

$$\sum \delta W_F = \sum F_i \times \delta r_i = 0 \quad (7)$$

式中: δW_F —主动动力所作虚功; F_i —主动动力大小; δr_i —

主动动力所对应的虚位移大小。

对于高空作业平台的六铰点变幅机构来说,其虚功由重力所做虚功,调平油缸所做虚功和变幅油缸所做虚功共同组成。其中,调平油缸和变幅油缸所做虚功为液压缸推力大小与液压缸长度虚位移的乘积;重力所做虚功为重力大小与重心在竖直方向上虚位移的乘积。

后文将利用不同的方法,求解各个部分所做虚功,最终将其统一成一系列关于变幅角度 α_1 的表达式,再进行求解。

3.1 调平油缸所做虚功

调平油缸的受力分析如图 3 所示。

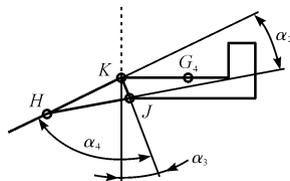


图 3 调平油缸受力分析图

α_3 —直线 HJ 与 y 轴所夹锐角

调平油缸受力由力矩平衡法得出,即:

$$l_{HK} \times \sin \alpha_2 \times F_{tp} - g_4 \times l_{KG_4} = 0 \quad (8)$$

式中: F_{tp} —调平所受压力; α_2 —直线 HJ 与直线 HK 所夹锐角。

为了方便后续对比,对调平油缸虚位移的计算均采用几何法,其几何关系表达式为:

$$\begin{cases} l_{JH}^2 = l_{HK}^2 + l_{KJ}^2 - 2 \times l_{HK} \times l_{KJ} \times \cos \alpha_4 \\ \frac{l_{JH}}{\sin \alpha_4} = \frac{l_{KJ}}{\sin \alpha_2} \\ \alpha_4 - \alpha_2 = 90^\circ - \alpha_1 \end{cases} \quad (9)$$

式中: α_4 —直线 KJ 与直线 HK 所夹锐角。

在虚位移上对变幅角度 α_1 求变分,可得调平油缸所做虚功为:

$$F_{tp} \times \delta l_{JH} = F_{tp} \times \frac{\partial l_{JH}}{\partial \alpha} \delta \alpha \quad (10)$$

3.2 重力所做虚功

本文中,由于重力大小已知,只需求出重心在竖直方向上的虚位移,即可求出重力所做的虚功。由于其几何关系的复杂性,该处采用解析法求解各部件的重力虚功。先求解各部件重心高度的表达式,再对其求关于变幅角度 α_1 的变分,最终形成一系列统一的关于变幅角度 α_1 的表达式。

各部件重心的垂直高度如图 4 所示。

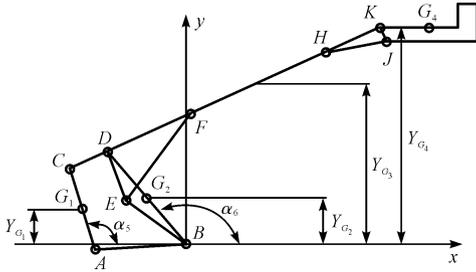


图 4 各部件重心的垂直高度图

各部件重心点在 Y 方向(即垂直高度)上的表达式为:

$$\begin{cases} Y_{G_1} = \sin\alpha_5 \times l_{AG_1} - l_2 \\ Y_{G_2} = \sin\alpha_6 \times l_{BG_2} \\ Y_{G_3} = l_{DG_3} \times \sin\alpha_1 + \sin\alpha_6 \times l_{BD} \\ Y_{G_4} = l_{DK} \times \sin\alpha_1 + \sin\alpha_6 \times l_{BD} \end{cases} \quad (11)$$

式中: α_5 —直线 CA 与 x 轴所夹钝角; α_6 —直线 DB 与 x 轴所夹钝角。

各角度间的几何关系如图 5 所示。

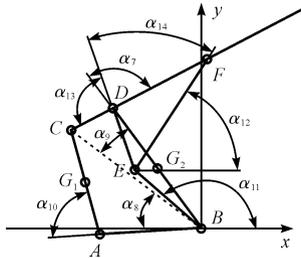


图 5 各角度间的几何关系图

各个角度和长度之间的几何关系为:

$$\begin{cases} l_{CB}^2 = l_{CD}^2 + l_{BD}^2 - 2 \times l_{CD} \times l_{BD} \times \cos\alpha_7 \\ l_{CA}^2 = l_{CB}^2 + l_{AB}^2 - 2 \times l_{CB} \times l_{AB} \times \cos\alpha_8 \\ l_{CD}^2 = l_{CB}^2 + l_{DB}^2 - 2 \times l_{CB} \times l_{DB} \times \cos\alpha_9 \\ l_{CB}^2 = l_{CA}^2 + l_{AB}^2 - 2 \times l_{CA} \times l_{AB} \times \cos\alpha_{10} \\ 180^\circ - \alpha_7 - \alpha_1 = \alpha_9 + \alpha_8 - \alpha_5 + \alpha_{10} \\ \alpha_6 = \alpha_9 + \alpha_8 - \alpha_5 + \alpha_{10} \end{cases} \quad (12)$$

式中: α_7 —直线 BD 与直线 CF 所夹锐角; α_8 —直线 CB 与 x 轴所夹钝角; α_9 —直线 CB 与直线 DB 所夹锐角; α_{10} —直线 CA 与直线 AB 所夹锐角。

在各部件重心高度虚位移上,对变幅角度 α_1 求变分,则各部分重力所做虚功如下:

(1) 后支撑板所做虚功为:

$$g_1 \times \delta Y_{G_1} = g_1 \times \frac{\partial Y_{G_1}}{\partial \alpha} \delta \alpha \quad (13)$$

(2) 前支撑板所做虚功为:

$$g_2 \times \delta Y_{G_2} = g_2 \times \frac{\partial Y_{G_2}}{\partial \alpha} \delta \alpha \quad (14)$$

(3) 臂架所做虚功为:

$$g_3 \times \delta Y_{G_3} = g_3 \times \frac{\partial Y_{G_3}}{\partial \alpha} \delta \alpha \quad (15)$$

(4) 工作平台所做虚功为:

$$g_4 \times \delta Y_{G_4} = g_4 \times \frac{\partial Y_{G_4}}{\partial \alpha} \delta \alpha \quad (16)$$

3.3 变幅油缸所做虚功

变幅油缸受力大小为最终所求的未知量。变幅油缸虚位移表达式的求解思路为:先列出变幅油缸 E 、 F 两铰点的坐标表达式,再分别采用整体解析法和分点解析法进行求解。其中, E 、 F 两点的坐标表达式如下:

$$\begin{cases} X_E = l_{EB} \times \cos\alpha_{11} \\ Y_E = l_{EB} \times \sin\alpha_{11} \\ X_F = l_{DF} \times \cos\alpha_1 + l_{DB} \times \cos\alpha_6 \\ Y_F = l_{DF} \times \sin\alpha_1 + l_{BD} \times \sin\alpha_6 \end{cases} \quad (17)$$

式中: α_{11} —直线 EB 与 x 轴所夹钝角。

3.3.1 整体解析法

整体解析法是将变幅液压缸长度的虚位移看做变幅油缸的虚位移,在这种情况下,不论机构处于何种状态,变幅油缸的推力方向永远沿着变幅油缸的长度方向。

变幅油缸长度 l_{EF} 的表达式如下:

$$l_{EF} = \sqrt{(X_E - X_F)^2 + (Y_E - Y_F)^2} \quad (18)$$

因此,在采用整体解析法求解时,变幅油缸所做的虚功为:

$$F_2 \times \delta l_{EF} = F_2 \times \frac{\partial l_{EF}}{\partial \alpha} \delta \alpha \quad (19)$$

式中: F_2 —利用整体解析法所求的变幅油缸所受推力大小。

3.3.2 分点解析法

分点解析法是将变幅油缸 E 、 F 两铰点的位移看做变幅油缸的虚位移,并将变幅油缸受力分解为沿 x 方向的受力 F_{3x} 和沿 y 方向的受力 F_{3y} ,分别求解分解后的受力沿其坐标点虚位移所做的虚功。

变幅油缸沿 x 方向所分解的力 F_{3x} 和沿 y 方向所分解的力 F_{3y} 的表达式为:

$$\begin{cases} F_{3x} = F_3 \times \cos\alpha_{12} \\ F_{3y} = F_3 \times \sin\alpha_{12} \end{cases} \quad (20)$$

式中: α_{12} —直线 EF 与 x 轴所夹锐角;

式中 α_{12} 由下式中的几何关系求得:

$$\begin{cases} \frac{l_{DF}}{\sin\alpha_{14}} = \frac{l_{EF}}{\sin\alpha_{13}} \\ \alpha_{12} = 180 - \alpha_{13} + \alpha_1 - \alpha_{14} \end{cases} \quad (21)$$

式中: α_{13} —直线 CD 与直线 ED 所夹钝角; α_{14} —直线 ED 与直线 EF 所夹锐角。

故此,采用分点解析法时,变幅油缸所做虚功为:

$$F_{3y} \times \delta Y_E + F_{3x} \times \delta X_E - F_{3y} \times \delta Y_F - F_{3x} \times \delta X_F = F_3 \times \left[\sin\alpha_{12} \times \left(\frac{\partial Y_E}{\partial \alpha} - \frac{\partial Y_F}{\partial \alpha} \right) + \cos\alpha_{12} \times \left(\frac{\partial X_E}{\partial \alpha} - \frac{\partial X_F}{\partial \alpha} \right) \right] \times \delta \alpha \quad (22)$$

式中: F_2 —利用分点解析法所求的变幅油缸所受推力大小。

3.4 总体虚功方程

由式(7)可知,当机构处于稳定状态时,所有主动力所做虚功的代数和应为0。故此,整理上述各部分虚功公式,可得到总体虚功方程。

具体为:

(1) 采用整体解析法时,总体虚功方程为:

$$F_p \times \delta l_{JH} + g_1 \times \delta Y_{G_1} + g_2 \times \delta Y_{G_2} + g_3 \times \delta Y_{G_3} + g_4 \times \delta Y_{G_4} - F_2 \times \delta l_{EF} = 0 \quad (23)$$

(2) 采用分点解析法时,总体虚功方程为:

$$F_p \times \delta l_{JH} + g_1 \times \delta Y_{G_1} + g_2 \times \delta Y_{G_2} + g_3 \times \delta Y_{G_3} + g_4 \times \delta Y_{G_4} - F_{3y} \times \delta Y_E - F_{3x} \times \delta X_E + F_{3y} \times \delta Y_F + F_{3x} \times \delta X_F = 0 \quad (24)$$

通过求解可得,采用整体解析法时,变幅油缸受力表达式为:

$$F_2 = \frac{g_1 \times \frac{\partial Y_{G_1}}{\partial \alpha} + g_2 \times \frac{\partial Y_{G_2}}{\partial \alpha} + g_3 \times \frac{\partial Y_{G_3}}{\partial \alpha} + g_4 \times \frac{\partial Y_{G_4}}{\partial \alpha} + F_p \times \frac{\partial l_{JH}}{\partial \alpha}}{\frac{\partial l_{EF}}{\partial \alpha}} \quad (25)$$

采用分点解析法时,变幅油缸受力表达式为:

$$F_3 = \frac{g_1 \times \frac{\partial Y_{G_1}}{\partial \alpha} + g_2 \times \frac{\partial Y_{G_2}}{\partial \alpha} + g_3 \times \frac{\partial Y_{G_3}}{\partial \alpha} + g_4 \times \frac{\partial Y_{G_4}}{\partial \alpha} + F_p \times \frac{\partial l_{JH}}{\partial \alpha}}{\sin\alpha_{12} \times \left(\frac{\partial Y_E}{\partial \alpha} - \frac{\partial Y_F}{\partial \alpha} \right) + \cos\alpha_{12} \times \left(\frac{\partial X_E}{\partial \alpha} - \frac{\partial X_F}{\partial \alpha} \right)} \quad (26)$$

4 应用实例

某直臂式高空作业平台变幅角度范围为 $-10^\circ \sim +75^\circ$,该工作平台具体尺寸参数如表1所示。

将表1尺寸参数分别代入到上述3种方法所求得的变幅油缸推力表达式中,即式(6,25,26),利用 Matlab 软件进行求解,最终绘制出3条变幅油缸推力随变幅角度变化的曲线。

表1 某直臂式高空作业平台尺寸

结构参数	参数值
l_{C_2B}/mm	1 317
l_{C_1A}/mm	788
l_{KD}/mm	15 326
l_{C_3D}/mm	5 185
l_{CA}/mm	1 650
l_{CD}/mm	800
l_{DF}/mm	2 286
l_{DE}/mm	945
l_{DB}/mm	2 580
l_{AB}/mm	1 902
l_{EB}/mm	1 705
l_{KJ}/mm	224
l_{HK}/mm	762
l_{KC_4}/mm	1 876
g_1/N	2 131
g_2/N	3 429
g_3/N	16 406
g_4/N	3 394
α_3/rad	23.86
$\alpha_{13} + \alpha_7/\text{rad}$	197.86
$\alpha_{11} - \alpha_6/\text{rad}$	9.79
$\alpha_5 - \alpha_{10}/\text{rad}$	2.41

3种算法的对比结果如图6所示。

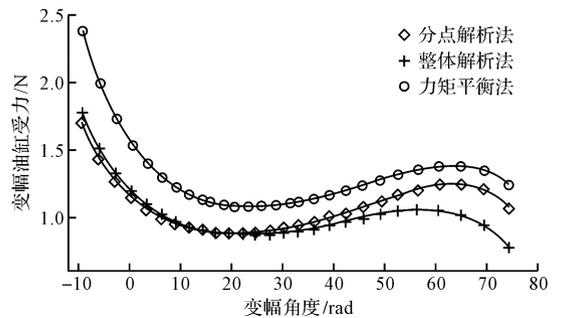


图6 3种算法结果对比图

从图6中可以看出:3种方法的计算结果变化趋势一致,但数值不尽相同。力矩平衡法、整体解析法、分点解析法所求得的推力最大值均在变幅角度为 -10° 时产生,其值分别为 239 064.3 N, 170 526.4 N, 178 262.1 N。其中,利用力矩平衡法求得的结果大于其他两种方法;整体解析法的结果在变幅角度为 $-10^\circ \sim +22^\circ$ 的范围内大于分点解析法,其余角度均小于分点解析法。

3种方法误差产生的原因分析如下:

(1) 分点解析法的主要误差是其没有考虑到 F_{3x} 和 F_{3y} 在虚位移计算时的变化趋势。由于虚位移原理的本质是力在下一个微元上的无穷小移动,一般地,主动力只在其线性运动趋势上产生虚位移。而在本文

中, F_{3x} 和 F_{3y} 并不仅在其横向和纵向两个线性方向上形成运动趋势,其同时也随变幅动作对铰点 E 有一个转动的运动趋势。即这里不应简单地把 F_{3x} 和 F_{3y} 看成定值,这两个力也应该是一种包含函数关系的变化量;

(2) 整体解析法的主要误差是其没有考虑角度变化的影响。该模型在动作时,变幅油缸不仅存在线性位移,还存在着角度变化;整体解析法虽然避开了由分解变幅油缸推力所带来的微分误差,但是却并没有解决角度变化所带来的影响;

(3) 力矩平衡法的主要误差来自于方法本身的前提假设,即假设整个机构处于静止或匀速运动状态。但是六铰点变幅机构在运动过程中,瞬心始终在不断地变化,因此,整个机构很难始终保持匀速的运动状态。

5 结束语

本文分别利用分点解析法、整体解析法、力矩平衡法,求解推导了六铰点变幅机构变幅油缸的受力表达式;将推导结果代入某高空作业平台的六铰点变幅机构中,分别进行了计算。

本文对最终得到的结果分析如下:

(1) 3种计算方法均有着自身的理论依据,从结果变化趋势可以看出,各方法间的相对偏差来自于各方法所忽略的不同误差因素;

(2) 对各误差因素产生的原因及应用场合进行推广分析,可得出一般性结论,即当虚位移原理应用于主动力存在角度变化趋势的情况时,整体解析法会由于角度变化的影响而产生计算误差;在分点解析法的应用中,如果其主动力的分解函数中存在关于变分变量的函数关系,那么该方法就会由于这种函数关系而产生计算误差;力矩平衡法由于其前提假的限制,故其在瞬心变化的运动机构受力求解中,也会存在着计算误差;

(3) 该结论也可推广应用于其他变幅机构的受力分析中。

综上所述,3种方法均存在着自身的计算误差。在实际的工程应用中,如果机构存在上述提及的误差因素,则有必要同时利用3种方法分别进行计算,并取结果中的最大值,以此保障安全。具体地,在该算例中应采纳计算结果较大的力矩平衡法。

参考文献(References):

- [1] GBT_9465—2008. 高空作业车标准[S]. 北京:中国标准出版社,2008
- [2] 钱森. 基于 Matlab/Simulink 的汽车起重机变幅机构的优化与仿真[J]. 机械传动,2012,36(8):40-44.
- [3] 马文涛,热合曼·艾比布力,曹晓玲. 基于最优化方法的油缸变幅船用起重机变幅机构铰点布置设计[J]. 机电设备,2015(4):7-10.
- [4] 曹龙龙. 高空作业车臂架结构设计分析及优化[D]. 秦皇岛:燕山大学机械工程学院,2014.
- [5] 王志红,尹冬冬,卢梦成,等. 基于 ADAMS 的伸缩臂式高空作业平台变幅机构铰点优化[J]. 起重运输机械,2018(7):80-83.
- [6] 赵云亮,乔红娇,陆永能. 基于 ADAMS 的折臂式随车起重机变幅机构铰点优化设计[J]. 起重运输机械,2016(2):15-18.
- [7] 吴伟峰,张伟中,钱荣. 一种新型二自由度并联机构的运动学及静力学分析[J]. 机电工程,2015,32(2):207-210.
- [8] 何雪滋,殷其阵,鲁文佳,等. 剪叉式升降平台液压缸推力与铰点力的计算[J]. 机电工程,2017,34(2):115-118,135.
- [9] 杨保香. 高压液压缸安全性评价分析与研究[J]. 液气传动与密封,2018,38(12):39-42.
- [10] 贾启芬,刘习军. 理论力学[M]. 4版. 北京:机械工业出版社,2017.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

刘文羿,何雪滋,谢里阳,等. 高空作业平台六铰点变幅机构液压缸推力分析[J]. 机电工程,2020,37(1):14-19.

LIU Wen-yi, HE Xue-hong, XIE Li-yang, et al. Analysis on hydraulic cylinder driving force of six-point luffing mechanism for high-altitude platform[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020,37(1):14-19.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>