

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.11.002

高空作业平台折叠臂液压缸推力分析方法研究^{*}

张 强¹, 何雪泓¹, 周振东², 谢里阳¹

(1. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 辽宁 沈阳 110819;

2. 江苏东迈重机械有限公司, 江苏 昆山 215334)

摘要:针对折臂式自行走高空作业平台折叠臂结构的强度校核问题,分别运用虚位移原理中的几何法和坐标法,以及传统静力学方法对折叠臂液压缸推力进行了分析,推导出了3组折叠臂液压缸推力表达式。将某型号折臂式自行走高空作业平台的结构参数代入3组推力计算表达式中,利用Matlab软件绘制出了折叠臂液压缸推力随变幅角度 γ 的变化曲线图,并对3种方法得到的曲线进行了对比分析。研究结果表明:3种方法计算的结果最大偏差在2%以内,验证了结果的准确性;上述方法可推广到其他折臂式自行走高空作业平台的分析中,并为此类高空作业平台的结构优化设计提供了理论依据。

关键词:高空作业平台;折叠臂;推力;虚位移;静力学

中图分类号:TH211.6;TH137.51

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2019)11-1126-07

Analysis method of folding-arm hydraulic cylinder driving force for aerial work platform

ZHANG Qiang¹, HE Xue-hong¹, ZHOU Zhen-dong², XIE Li-yang¹

(1. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System of Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Jiangsu Eastman Heavy Machinery Co., Ltd., Kunshan 215334, China)

Abstract: Aiming at the strength checking problems of folding-arm structure for self-propelled aerial work platform, the driving force of folding-arm hydraulic cylinder was analyzed by using the geometric method and coordinate method of the principle of virtual work and traditional statics method respectively, three groups of folding-arm hydraulic cylinder driving force expressions were obtained. The folding-arm structural parameters of a certain type self-propelled aerial work platform were substituted into three groups of hydraulic cylinder driving force expressions. The curve of hydraulic cylinder driving force changing with the amplitude angle γ was drawn by Matlab, and the curves obtained by the three methods were compared and analyzed. The results indicate that the maximum deviation of the three methods is less than 2%, which verifies the accuracy of the result. The above method can be applied to other folding-arm type aerial work platform, and provide theoretical basis for structural optimization design of such aerial work platform.

Key words: aerial work platform; folding-arm; driving force; principle of virtual work; statics

0 引言

高空作业平台是将工作人员和工具运送到指定高度进行作业的一种通用起重设备,由于需载人作业,其安全性和稳定性要求远高于一般通用起重机械^[1]。

折臂式(又称曲臂式)自行走高空作业平台为其中一种,其结构紧凑,不仅满足一般的室外高空作业外,还适用于楼面承载力有限制和空间狭窄的室内作业^[2]。

折叠式自行走高空作业平台是一款带有折叠臂、伸缩臂加飞臂的高空作业平台。折叠臂结构复杂,而

且是此类高空作业平台的重要承载部件,其受力特性直接影响着整车的性能,液压缸推力计算为受力分析的难点所在。目前,高空作业平台液压缸推力分析的方法主要分为虚位移原理法和静力学方法。剪叉式升降平台大多采用虚位移原理法,其难点在于正确得到液压缸虚位移。段慧文、曾午平等^[3-4]分别采用几何法、坐标法确定了虚位移,计算出了剪叉臂液压缸的推力;何雪泓等人^[5]采用虚位移原理中的几何法和坐标法确定了虚位移,并对液压缸推力结果进行了对比分析,验证了方法的可行性。臂架式高空作业平台大多采用静力学方法进行了研究;徐虎、方小军等^[6-7]采用静力学方法对飞臂、伸缩臂液压缸推力进行了分析;袁浪等人^[8]采用静力学方法对折叠臂液压缸推力进行了研究与分析,其折叠臂结构由单平行四边形机构组成。

本研究以折臂式自行走高空作业平台为研究对象,其折叠臂结构由双平行四边形机构组成。本研究将应用虚位移原理和静力学方法推导出折叠臂变幅、液压缸推力表达式,并将上述方法应用到某型号的折臂式自行走高空作业平台中,为此类高空作业平台结构分析、优化设计提供理论依据。

1 高空作业平台折叠臂结构概述

折臂式自行走高空作业平台的臂架系统主要由飞臂、伸缩臂和折叠臂等3部分组成。本文主要对折叠臂液压缸推力进行研究,因此单独考虑折叠臂变幅,飞臂、伸缩臂状态选择处于水平位置。

折臂式自行走高空作业平台臂架系统示意图如图1所示。

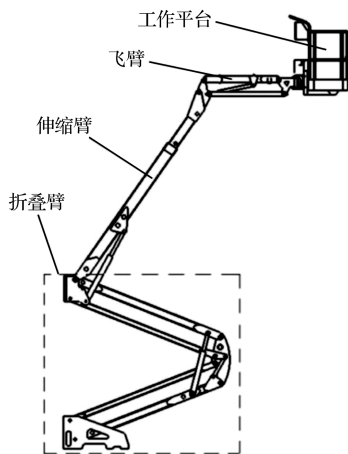


图1 折臂式自行走高空作业平台臂架系统示意图

图1中,折叠臂部分为双平行四边形机构,两个折叠臂变幅油缸分别在折叠臂外侧实现同步支撑。其工作原理为:当液压缸伸出时,上平行四边形机构向上变

幅,通过连杆带动下平行四边形机构向上变幅,实现折叠臂整体竖直向上运动。反之,当液压缸回缩时,折叠臂整体竖直向下运动^[9]。

折叠臂结构示意图如图2所示。

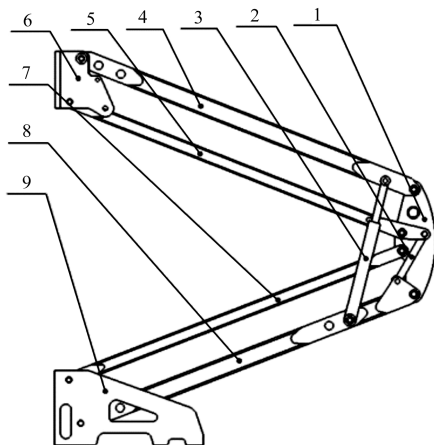


图2 折叠臂结构示意图

1-下三角;2-连杆;3-折叠臂变幅油缸;4-折叠臂上臂上连杆;5-折叠臂上臂下连杆;6-上三角;7-折叠臂下臂上连杆;8-折叠臂下臂下连杆;9-转台侧板

2 折叠臂变幅液压缸推力分析

本研究依次采用虚位移原理和静力学方法,对折叠臂变幅液压缸推力进行分析。

2.1 基于虚位移原理的推力分析

虚位移原理是指对于一个静止的系统,继续保持静止的条件是所有作用于该系统的主动力对质点系作用点的虚位移所作功的和为零。

设有 n 个质点系,则数学表达式可以表示为^[10]:

$$\sum_{i=1}^n (F_{xi} \times \delta X_i + F_{yi} \times \delta Y_i + F_{zi} \times \delta Z_i) = 0 \quad (1)$$

式中: F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} —第 i 个质点上的主动力在 x, y, z 方向的分量; $\delta X_i, \delta Y_i, \delta Z_i$ —第 i 个质点在 x, y, z 方向的虚位移。

对于折臂式自行走高空作业平台而言,设其工作平台额定载荷及臂架自重的总重力为 G ,其虚位移为 δG 。将折叠臂液压缸的约束解除用 P 代替,设液压缸推力的虚位移为 δP ,则根据虚位移原理可以得到:

$$G \times \delta_G + P \times \delta_P = 0 \quad (2)$$

其中,载荷 G 为已知量,只要计算出载荷虚位移 δG 和液压缸虚位移 δP ,即可以根据公式(2)求出液压缸推力 P 。

液压缸虚位移 δP 的求解方法有两种,分别是几何法与坐标法。几何法是将液压缸长度的变化量作为虚位移,而坐标法是将液压缸推力作用点坐标的变化量作为虚位移。载荷虚位移 δG 可以通过对臂架质心坐标

表达式求变分来得到。

本研究首先对折臂式自行高空作业平台进行简化,建立其数学模型。

高空作业平台的简化模型图如图 3 所示。

图 3 中,以 U 为坐标原点, R, U 连线为 y 轴,过 U 点垂直于 RU 为 x 轴建立直角坐标系。 O_1, O_2 为折叠臂变幅液压缸上下两铰点; $A \sim Z$ 点为整车臂架的各铰点 (N, O 点分别为上三角与伸缩臂、折叠臂上臂上连杆连接铰点); $G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6$ 依次为折叠臂下臂下连杆质心、折叠臂下臂上连杆质心、下三角质心、连杆质心、折叠臂上臂下连杆质心、折叠臂上臂上连杆质心, G_7 为折叠臂以上部分结构 (包括上三角、伸缩臂、飞臂、工作平台) 的总质心; γ 为折叠臂上下臂的上下连杆与水平面之间的夹角。

将 $O_1, O_2, G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6$ 以及 G_7 点的坐标表达式,用折臂式自行高空作业平台的结构尺寸参

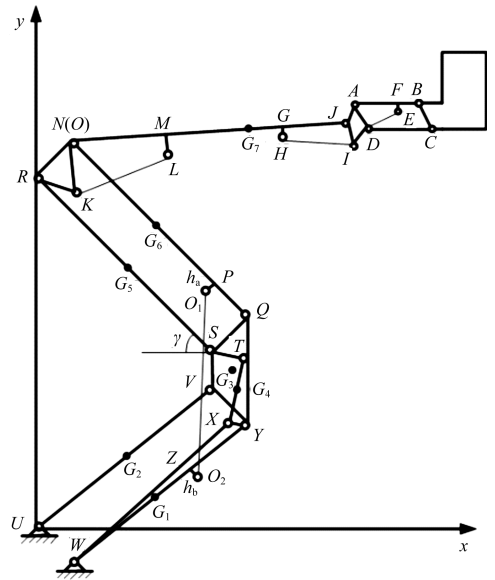


图 3 折臂式自行高空作业平台的结构简图

数表示出来,如下式所示:

$$\begin{cases} X_{O_1} = l_{UWx} + l_{WY} \cdot \cos\gamma - l_{QP} \cdot \cos\gamma - h_a \cdot \sin\gamma \\ Y_{O_1} = -l_{UWy} + l_{WY} \cdot \sin\gamma + l_{QY} + l_{QP} \cdot \sin\gamma - h_a \cdot \cos\gamma \\ X_{O_2} = l_{UWx} + l_{WZ} \cdot \cos\gamma + h_b \cdot \sin\gamma \\ Y_{O_2} = -l_{UWy} + l_{WZ} \cdot \sin\gamma - h_b \cdot \cos\gamma \\ Y_{G_1} = -l_{UWy} + l_{WG_1} \cdot \sin\gamma \\ Y_{G_2} = -l_{UG_2} \cdot \sin\gamma \\ Y_{G_3} = -l_{UV} \cdot \sin\gamma + l_{VG_3y} \\ Y_{G_4} = \frac{l_{UV} \cdot \sin\gamma + l_{SV} + l_{ST} \cdot \sin(\pi - \angle RST - \gamma) + l_{WX} \cdot \sin(\gamma + \angle XWY) - l_{UWy}}{2} \\ Y_{G_5} = l_{UV} \cdot \sin\gamma + l_{VSy} + l_{SG_4} \cdot \sin\gamma \\ Y_{G_6} = l_{UV} \cdot \sin\gamma + l_{VSy} + l_{SG_4} \cdot \sin\gamma + l_{SQy} \\ Y_{G_7} = l_{UV} \cdot \sin\gamma + l_{VSy} + l_{RS} \cdot \sin\gamma + l_{RG_7y} \end{cases} \quad (3)$$

式中: h_a, h_b —铰点 O_1, O_2 到 l_{NQ}, l_{RS} 的垂直距离,垂足为 P, Z ; l_{UV}, l_{UVx}, l_{UVy} —铰点 U, V 之间的距离及水平、竖直方向距离,其余相同。

对 $G_1 \sim G_7$ 点的坐标表达式求微分,作为各结构载荷的虚位移,即:

$$\begin{cases} \delta Y_{G_1} = \frac{\partial Y_{G_1}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{WG_1} \cdot \cos\gamma) \delta\gamma \\ \delta Y_{G_2} = \frac{\partial Y_{G_2}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{UG_2} \cdot \cos\gamma) \delta\gamma \\ \delta Y_{G_3} = \frac{\partial Y_{G_3}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{UV} \cdot \cos\gamma) \delta\gamma \\ \delta Y_{G_4} = \frac{\partial Y_{G_4}}{\partial \gamma} \delta\gamma = \left(\frac{l_{UV} \cdot \cos\gamma - l_{ST} \cdot \cos(\pi - \angle RST - \gamma) + l_{WX} \cdot \cos(\gamma + \angle XWY)}{2} \right) \delta\gamma \\ \delta Y_{G_5} = \frac{\partial Y_{G_5}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{UV} \cdot \cos\gamma + l_{SG_4} \cdot \cos\gamma) \delta\gamma \\ \delta Y_{G_6} = \frac{\partial Y_{G_6}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{UV} \cdot \cos\gamma + l_{SG_4} \cdot \cos\gamma) \delta\gamma \\ \delta Y_{G_7} = \frac{\partial Y_{G_7}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{UV} \cdot \cos\gamma + l_{RS} \cdot \cos\gamma) \delta\gamma \end{cases} \quad (4)$$

本研究依次采用几何法和坐标法对液压缸虚位移进行求解,进而得到液压缸推力表达式。详细过程如下:

(1) 基于几何法的液压缸虚位移求解。

首先将液压缸长度 O_1O_2 表示出来,表达式为:

$$|O_1O_2| = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2} \quad (5)$$

其中:

$$\Delta X = X_{O_1} - X_{O_2} = l_{YZ} \cdot \cos\gamma - l_{QP} \cdot \cos\gamma - h_a \cdot \sin\gamma - h_b \cdot \sin\gamma \quad (6)$$

$$\Delta Y = Y_{O_1} - Y_{O_2} = l_{YZ} \cdot \sin\gamma + h_b \cdot \cos\gamma + l_{QY} + l_{QP} \cdot \sin\gamma - h_a \cdot \cos\gamma \quad (7)$$

液压缸长度变化可以表示为:

$$\delta |O_1O_2| = \frac{d |O_1O_2|}{d\gamma} \delta\gamma \quad (8)$$

$$P = \frac{\delta Y_{G_7} \cdot \sum_{i=1}^8 g_i + \delta Y_{G_6} \cdot g_9 + \delta Y_{G_5} \cdot g_{10} + \delta Y_{G_4} \cdot g_{14} + \delta Y_{G_3} \cdot g_{13} + \delta Y_{G_2} \cdot g_{12} + \delta Y_{G_1} \cdot g_{11}}{\delta |O_1O_2|} \quad (10)$$

(2) 基于坐标法的液压缸虚位移求解。

首先对 O_1 、 O_2 两点的坐标表达式求微分,作为液压缸水平、竖直方向的虚位移,如下式:

$$\begin{cases} \delta X_{O_1} = \frac{\partial X_{O_1}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (-l_{WY} \cdot \sin\gamma + l_{QP} \cdot \sin\gamma - h_a \cdot \cos\alpha) \delta\gamma \\ \delta Y_{O_1} = \frac{\partial Y_{O_1}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (l_{WY} \cdot \cos\gamma - l_{QP} \cdot \cos\gamma + h_a \cdot \sin\alpha) \delta\gamma \\ \delta X_{O_2} = \frac{\partial X_{O_2}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (-l_{WY} \cdot \sin\gamma + h_b \cdot \cos\alpha) \delta\gamma \\ \delta Y_{O_2} = \frac{\partial Y_{O_2}}{\partial \gamma} \delta\gamma = (-l_{WY} \cdot \cos\gamma + h_b \cdot \sin\alpha) \delta\gamma \end{cases} \quad (11)$$

根据式(1) 对折臂式自行走高空作业平台折叠臂

$$P = \frac{\delta\gamma_{G_7} \cdot \sum_{i=1}^8 g_i + \delta Y_{G_6} \cdot g_9 + \delta Y_{G_5} \cdot g_{10} + \delta Y_{G_4} \cdot g_{14} + \delta Y_{G_3} \cdot g_{13} + \delta Y_{G_2} \cdot g_{12} + \delta Y_{G_1} \cdot g_{11}}{\sin\theta \cdot (\delta Y_{O_1} - \delta Y_{O_2}) + \cos\theta \cdot (\delta X_{O_2} - \delta X_{O_1})} \quad (14)$$

2.2 基于静力学方法的推力分析

力系的平衡是静力学方法的核心内容,根据力系的简化及合成,平面力系的平衡条件为:所有各力在力系作用的平面内,力在两个互相垂直的坐标轴上投影的代数和都为零,即平面力系平衡的充分必要条件为主矢量和主矩分别为零。

其平衡方程可以表示为^[10]:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_o(F) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

折叠臂液压缸所需推力可使用静力学方法进行求解,通过建立力、力矩平衡方程的方式,对折叠臂各臂

根据式(2) 对折臂式自行走高空作业平台折叠臂液压缸使用虚位移原理,可得到下式:

$$P \cdot \delta |O_1O_2| - \delta Y_{G_7} \cdot \sum_{i=1}^8 g_i - \delta Y_{G_6} \cdot g_9 - \delta Y_{G_5} \cdot g_{10} - \delta Y_{G_4} \cdot g_{14} - \delta Y_{G_3} \cdot g_{13} - \delta Y_{G_2} \cdot g_{12} - \delta Y_{G_1} \cdot g_{11} = 0 \quad (9)$$

式中: $g_1 \sim g_8$ —工作平台额定载荷及工作平台、工作平台转动体、飞臂上下连杆、飞臂底座、伸缩臂和上三角的自重,即折叠臂以上部分各结构重量; $g_9 \sim g_{14}$ —折叠臂上臂上下连杆、下臂上下连杆、下三角、连杆的自重; P —液压缸推力。

则由式(9) 可得到液压缸推力 P 计算表达式:

液压缸使用虚位移原理,可得到下式:

$$\begin{aligned} & P_{O_{1Y}} \cdot \delta Y_{O_1} - P_{O_{1X}} \cdot \delta X_{O_1} - P_{O_{2Y}} \cdot \delta Y_{O_2} + P_{O_{2X}} \cdot \delta X_{O_2} - \delta Y_{G_7} \cdot \sum_{i=1}^8 g_i - \delta Y_{G_6} \cdot g_9 - \delta Y_{G_5} \cdot g_{10} - \delta Y_{G_4} \cdot g_{14} - \\ & \delta Y_{G_3} \cdot g_{13} - \delta Y_{G_2} \cdot g_{12} - \delta Y_{G_1} \cdot g_{11} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

其中:

$$\begin{cases} P_{O_{1Y}} = P_{O_{2Y}} = P \cdot \sin\theta \\ P_{O_{1X}} = P_{O_{2X}} = P \cdot \cos\theta \\ \theta = \tan^{-1} \frac{Y_{O_1} - Y_{O_2}}{X_{O_1} - X_{O_2}} \end{cases} \quad (13)$$

式中: θ —液压缸轴向与水平面之间的夹角。

由式(12,13) 可得液压缸推力 P 表达式:

架进行受力分析,求得液压缸推力表达式。

折叠臂整体受力简图如图 4 所示。

以下为液压缸推力表达式的推导过程。

如图 4 所示:首先以折叠臂上臂上连杆及上三角为整体进行分析(N 为之间连接铰点),液压缸上铰点 O_1 承受的载荷包括上三角自重 g_8 、铰点 K 、 O 、 R 的铰点力(K 、 O 分别为上三角与伸缩臂、伸缩臂变幅液压缸连接铰点, R 为上三角与折叠臂上臂下连杆连接铰点)、折叠臂上臂上连杆自重 g_9 及铰点 Q 的铰点力,对铰点 Q 进行力矩分析,有:

$$\begin{aligned} & P \cdot e_1 = g_8 \cdot (l_1 + l_{OQ} \cdot \cos\gamma) + \\ & g_9 \cdot \frac{l_{OQ} \cdot \cos\gamma}{2} + M_O + M_R + M_K \end{aligned} \quad (16)$$

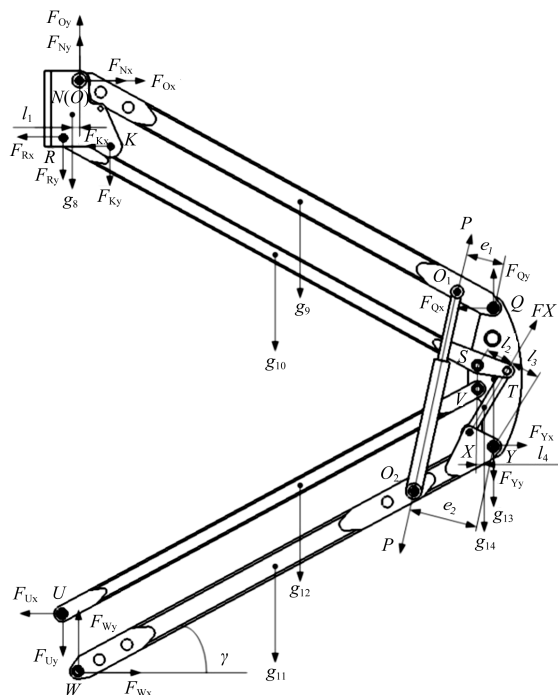


图 4 折叠臂整体受力简图

式中: l_1 —上三角质心到 $N(O)$ 的水平距离; M_O, M_R, M_K —铰点 O, R, K 的作用力对铰点 Q 产生的力矩; e_1 —液压缸推力 P 至铰点 Q 的力臂。

其中:

$$M_O = -F_{Oy} \cdot l_{OQ} \cdot \cos\gamma - F_{Ox} \cdot l_{OQ} \cdot \sin\gamma \quad (17)$$

$$M_K = F_{Ky} \cdot (l_{OQ} \cdot \cos\gamma - l_{OKy}) + F_{Kx} \cdot (l_{OQ} \cdot \sin\gamma - l_{OKx}) \quad (18)$$

$$M_R = F_{Ry} \cdot (l_{OQ} \cdot \cos\gamma + l_{ORx}) + F_{Rx} \cdot (\sin\gamma \cdot l_{OQ} - l_{ORy}) \quad (19)$$

铰点 K, O 的铰点力可根据折叠臂以上部分的结构求得, 为已知量。而 R 点铰点力大小未知, 且不能直接求解, 因此, 可先通过分析铰点 R 受力与液压缸下铰点 O_2 处推力 P 之间的关系, 即用液压缸推力 P 来表示 M_R , 使式(16)中未知参数仅剩 P , 便可求得折叠臂液压缸推力 P 。

F_{Ry}, F_{Rx} 与 P 的关系可通过以下三步来获得:

(1) 获取 F_{Ry} 与 F_X 之间的关系表达式。

如图 4 所示, 其中连杆 TX 可视为二力杆, 即设力方向沿着连杆 TX 。将折叠臂上臂下连杆及连杆 TX 作为整体进行力矩分析, 则在铰点 S 处的力矩平衡有:

$$F_X \cdot l_2 - g_{14} \cdot l_4 + g_{10} \cdot \frac{l_{RS}}{2} \cdot \cos\gamma + F_{Ry} \cdot l_{RS} \cdot \cos\gamma + F_{Rx} \cdot l_{RS} \cdot \sin\gamma = 0 \quad (20)$$

式中: l_2 —铰点 S 到力 F_X 方向的垂直距离; l_4 —铰点 S 到连杆 XT 质心的水平距离。

由式(20)可得:

$$F_{Ry} = \frac{F_X \cdot l_2 - g_{14} \cdot l_4 + g_{10} \cdot \frac{l_{RS}}{2} \cdot \cos\gamma + F_{Rx} \cdot l_{RS} \cdot \sin\gamma}{l_{RS} \cdot \cos\gamma} \quad (21)$$

如图 4 所示, 对上三角单独进行分析, 在铰点 $N(O)$ 处的力矩平衡有:

$$F_{Ry} \cdot l_{ROx} - F_{Rx} \cdot l_{ROy} - F_{Ky} \cdot l_{KOx} - F_{Kx} \cdot l_{KOy} + g_8 \cdot l_1 = 0 \quad (22)$$

由式(22)可得:

$$F_{Rx} = \frac{F_{Ry} \cdot l_{ROx} - F_{Ky} \cdot l_{KOx} - F_{Kx} \cdot l_{KOy} + g_8 \cdot l_1}{l_{ROy}} \quad (23)$$

将式(23)代入式(21)。为简化公式, 方便理解, 取:

$$C_1 = -l_{RS} \cdot \cos\gamma \cdot l_{ROy} \quad (24)$$

$$C_2 = l_{ROy} \cdot \left(-g_{14} \cdot l_4 + g_{10} \cdot \frac{l_{RS}}{2} \cdot \cos\gamma \right) + l_{RS} \cdot \sin\gamma \cdot (g_8 \cdot l_1 - F_{Ky} \cdot l_{KOx} - F_{Kx} \cdot l_{KOy} + F_{Ry} \cdot l_{ROx}) \quad (25)$$

即可得到 F_{Ry} 与 F_X 之间的关系表达式:

$$F_{Ry} = \frac{l_{ROy} \cdot F_X \cdot l_2 + C_2}{C_1} \quad (26)$$

(2) 获取 F_X 与 P 之间的关系表达式。

如图 4 所示, 折叠臂下臂下连杆在铰点 Y 处的力矩平衡有:

$$F_{Wx} \cdot l_{WY} \cdot \sin\gamma - F_{Wy} \cdot l_{WY} \cdot \cos\gamma + P \cdot e_2 + g_{11} \cdot \frac{l_{WY}}{2} \cdot \cos\gamma + F_X \cdot l_3 = 0 \quad (27)$$

式中: l_3 —铰点 Y 到力 F_X 方向的垂直距离; e_2 —液压缸推力 P 至 Y 点的力臂, 可由折叠臂几何关系求解; F_{Wy}, F_{Wx} 大小可通过折叠臂整体受力分析求解, 本文不对其进行详细说明。

同样, 为简化公式, 方便理解, 取:

$$C_3 = F_{Wx} \cdot l_{WY} \cdot \sin\gamma - F_{Wy} \cdot l_{WY} \cdot \cos\gamma + g_{11} \cdot \frac{l_{WY}}{2} \cdot \cos\gamma \quad (28)$$

可得 F_X 与液压缸推力 P 之间的关系表达式:

$$F_X = -\frac{C_3 + P \cdot e_2}{l_3} \quad (29)$$

(3) 获取 F_{Ry}, F_{Rx} 与 P 之间的关系表达式。

将式(29)代入式(26), 可得到 F_{Ry} 与 P 之间的关系表达式:

$$F_{Ry} = \frac{-l_{ROy} \cdot C_3 \cdot l_2 - l_{ROy} \cdot P \cdot e_2 \cdot l_2 + C_2 \cdot l_3}{C_1 \cdot l_3}$$

(30)

为简化公式,方便理解,取:

$$C_4 = \frac{-l_{ROy} \cdot C_3 \cdot l_2 + C_2 \cdot l_3}{C_1 \cdot l_8}$$

(31)

$$C_5 = -\frac{l_{ROy} \cdot e_2 \cdot l_2}{C_1 \cdot l_3}$$

(32)

可得:

$$F_{Ry} = C_4 + C_5 \cdot P$$

(33)

将式(33) 代入式(23),可得:

$$F_{Rx} = \frac{-F_{Ky} \cdot l_{KOx} - F_{Kx} \cdot l_{KOy} + g8 \cdot l_1 + (C_4 + C_5 \cdot P_4) \cdot l_{ROx}}{l_{ROy}}$$

(34)

为简化公式,方便理解,取:

$$C_6 = \frac{-F_{Ky} \cdot l_{KOx} - F_{Kx} \cdot l_{KOy} + g8 \cdot l_1 + C_4 \cdot l_{ROx}}{l_{ROy}}$$

(35)

$$C_7 = \frac{C_5 \cdot l_{ROx}}{l_{ROy}}$$

(36)

可得到 F_{Rx} 与 P 之间的关系表达式:

$$F_{Rx} = C_6 + C_7 \cdot P$$

(37)

式(33,37) 即为 F_{Ry} 、 F_{Rx} 与 P 之间的关系表达式。

将式(33,37) 代入式(19),可得:

$$M_R = (C_4 + C_5 \cdot P) \cdot (l_{OQ} \cdot \cos\gamma + l_{ORx}) + (C_6 + C_7 \cdot P) \cdot (\sin\gamma \cdot l_{OQ} - l_{ORy})$$

(38)

为简化公式,方便理解,取:

$$C_8 = C_4 \cdot (l_{OQ} \cdot \cos\gamma + l_{ORx}) + C_6 \cdot (\sin\gamma \cdot l_{OQ} - l_{ORy})$$

(39)

$$C_9 = C_5 \cdot (l_{OQ} \cdot \cos\gamma + l_{ORx}) + C_7 \cdot (\sin\gamma \cdot l_{OQ} - l_{ORy})$$

(40)

即可用铰点 O_2 处液压缸推力 P 来表示 M_R ,即:

$$M_R = C_8 + C_9 \cdot P$$

(41)

将式(41) 代入式(16),可得:

$$P \cdot e_1 = g_8 \cdot (l_1 + l_{OQ} \cdot \cos\gamma) + g_9 \cdot \frac{l_{OQ}}{2} \cdot \cos\gamma + M_o + C_8 + C_9 \cdot P + M_K$$

(42)

由式(42) 即可得折叠臂液压缸推力 P 表达式:

$$P = \frac{g_8 \cdot (l_1 + l_{OQ} \cdot \cos\gamma) + g_9 \cdot \frac{l_{OQ}}{2} \cdot \cos\gamma + M_o + M_K + C_8}{e_1 - C_9}$$

(43)

3 应用实例

某型折臂式自行走高空作业平台各参数值如表 1 所示。

表 1 某型折臂式自行走高空作业平台各参数值

计算参数	参数值
F_{Kx}/N	89 319
F_{Ky}/N	18 958
F_{Ox}/N	89 319
F_{Oy}/N	9 733
$g1 \sim g7/N$	8 925
$g8/N$	1 240
$g9/N$	1 072
$g10/N$	723
$g11/N$	770
$g12/N$	1 423
$g13/N$	809
$g14/N$	137
$l_{UV}、l_{WY}、l_{NQ}、l_{RS}/mm$	3 050
l_{QP}/mm	250
L_{YZ}/mm	580
l_{OKy}/mm	420
l_{OKx}/mm	200
l_{UWy}/mm	365
l_{UWx}/mm	100
l_{SX}/mm	150
l_{QY}/mm	880
l_{ST}/mm	190
l_{XT}/mm	458
l_{WX}/mm	2 914
l_1/mm	65
$\angle RST/(\circ)$	161. 8
$\angle XWY/(\circ)$	2. 95
$\gamma/(\circ)$	0 ~ 62
ha/mm	20
hb/mm	10

本研究将表 1 参数代入液压缸推力表达式及折叠臂平衡方程中进行求解。

将计算参数代入公式(10,14,43) 中,可得到 3 组折叠臂液压缸推力关于变幅角度的关系,利用 Matlab 软件绘制出液压缸推力 P 随角度 γ 变化的曲线图,并进行结果对比分析。

虚位移原理与静力学方法的结果对比图如图 5 所示。

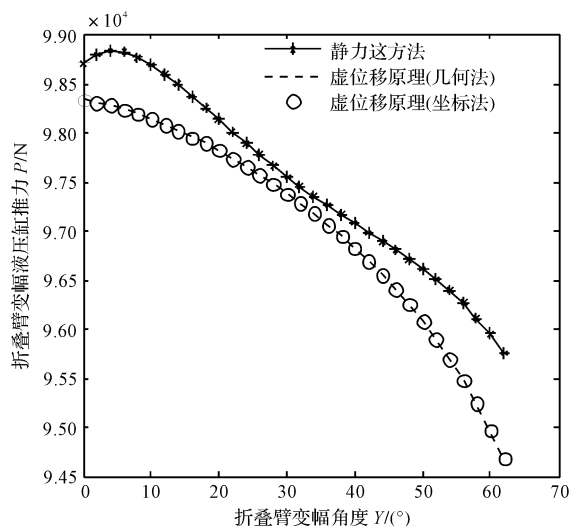


图5 虚位移原理与静力学方法的结果对比图

由图5可以看出:

3种方法得到的结果趋势基本相同,其中虚位移原理的几何法与坐标法结果相同,相对于静力学方法的结果偏低,其主要原因是在应用虚位移原理分析过程中,未考虑摩擦力所做虚功所造成的影响。

对结果数据进行分析可知:

虚位移原理与静力学方法所求液压缸推力值的最大偏差在2%以内,验证了结果的准确性;静力学方法和虚位移原理方法得到的最大推力值分别为98 829 N, 98 339 N。

综上所述,选择静力学方法得到的液压缸推力值应用于工程中更为安全,并且以该结果计算得到的铰点力进行强度校核更为合理。

4 结束语

本研究采用虚位移原理中的几何法和坐标法,以及静力学方法推导了折叠臂液压缸推力的表达式,并

将某型号折臂式自行高空作业平台的结构参数代入表达式中,利用 Matlab 绘制出了3种方法得到的液压缸推力随变幅角度变化的曲线,得到了液压缸推力的最大值,并对3条曲线进行了对比分析。对比结果表明:虚位移原理两种方法结果一致,与静力学方法结果最大偏差在2%以内。

本文的研究结果表明:相对于虚功原理方法,将静力学方法得到的液压缸所需推力应用于工程实际中更安全、合理。

参考文献 (References):

- [1] 吴刚. 18米高空作业车作业臂结构设计与优化仿真分析[D]. 合肥:合肥工业大学机械与汽车工程学院,2012.
- [2] 牛文欢,张进生,王 志,等. 现代高空作业平台的发展概况与趋势[J]. 建设机械技术与管理,2013,26(2):97-100.
- [3] 段慧文. 剪叉机构计算与虚位移原理[J]. 演艺科技,2012,9(5):33-37.
- [4] 曾午平,卫良保. 剪叉式液压升降台的设计计算[J]. 起重运输机械,2010,50(1):20-22.
- [5] 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.
- [6] 徐 虎. 自行式混合臂高空作业车工作机构特殊轨迹研究与设计[D]. 西安:长安大学工程机械学院,2013.
- [7] 方小军. PT25型高空作业平台工作装置设计与虚拟样机仿真分析[D]. 西安:长安大学工程机械学院,2011.
- [8] 袁 浪,奚 鹰,贾贤松,等. 高空车工作臂液压缸力学计算与分析[J]. 机电一体化,2017,23(7):8-13.
- [9] 高旭宏,周雪巍,徐向阳,等. 自行式高空作业平台臂架的仿真分析[J]. 机械设计与制造,2018,56(2):175-177.
- [10] 陈立群,薛 纭. 理论力学[M]. 2版. 北京:清华大学出版社,2014.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

张 强,何雪滋,周振东,等. 高空作业平台折叠臂液压缸推力分析方法研究[J]. 机电工程,2019,36(11):1126-1132.

ZHANG Qiang, HE Xue-hong, ZHOU Zhen-dong, et al. Analysis method of folding-arm hydraulic cylinder driving force for aerial work platform[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(11):1126-1132.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>