

文章编号:1671-8879(2013)06-0120-07

# 大三角变幅型旋挖钻机力学特性

徐信芯,焦生杰,成建联,顾海荣

(长安大学 公路养护装备国家工程实验室, 陕西 西安 710064)

**摘 要:**为研究大三角变幅型旋挖钻机的力学性能,在详细分析大三角变幅型旋挖钻机提钻和钻进工况下受力情况的基础上,建立了这两种工况下的数学模型。在 Simulink 仿真平台上建立基于 MATLAB 函数的仿真模型,并对摇臂不同转角时,大三角变幅型旋挖钻机各部件的受力进行了仿真分析。研究表明:在提钻和钻进工况下,桅杆油缸和动臂油缸的载荷与外力有关,与铰接点处的约束反力无关,桅杆油缸作用力影响动臂油缸的作用力;提钻工况下,动臂油缸的载荷超过桅杆油缸的载荷,最大的约束反力出现在摇臂与回转平台的铰接处;钻进工况下,桅杆油缸的载荷超过动臂油缸载荷,最大的约束反力出现在大三角支撑机构与回转平台的铰接处。同时,对提钻工况下的动臂油缸进行了试验,试验数据和仿真数据具有相同的变化趋势,验证了数学模型的合理性。分析结果对大三角变幅型旋挖钻机的设计和优化提供了参考。

**关键词:**机械工程;旋挖钻机;大三角变幅机构;受力分析;仿真

**中图分类号:**TH113.2

**文献标志码:**A

## Mechanical characteristics of rotary drilling rig with large triangular variable-range assembly

XU Xin-xin, JIAO Sheng-jie, CHENG Jian-lian, GU Hai-rong

(Highway Maintenance Equipment National Engineering Laboratory,  
Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

**Abstract:** To study the mechanical behaviors of rotary drilling rig with large triangular variable-range assembly, the mathematic models were established under the hoisting and drilling conditions based on the mechanics analysis. A simulation model by MATLAB was built up in Simulink. With various angles of the rocker, the mechanics analysis of the parts of the rotary drilling rig was conducted. The results indicate that under hoisting and drilling condition, the loads of mast hydraulic cylinder and the arm hydraulic cylinder have nothing to do with the constraint reaction forces of the hinge connecting except the external loads while the load of the arm hydraulic cylinder is influenced by the load of mast hydraulic cylinder. Under hoisting condition, the load of the arm hydraulic cylinder is larger than the that of mast hydraulic cylinder, and the maximum constraint reaction force is observed at the hinge connecting of rocker and swing platform. While under drilling condition, the load of mast hydraulic cylinder is larger than that of the arm hydraulic cylinder, and the maximum constraint reaction force appears at the hinge connecting of support arm and swing platform. The arm hydraulic cylinder has been tested under

收稿日期:2012-11-05

基金项目:教育部博士点基金项目(20110205110002);中央高校基本科研业务费专项资金项目(CHD2011TD017)

作者简介:徐信芯(1986-),女,陕西西安人,工学博士研究生,E-mail: xuxinxin1218@163.com。

hoisting condition, and the simulation data are basically consistent with the experimental ones, which verifies the reasonability of the mathematic model. The study can provide reference for design and optimization of rotary drilling rig with large triangular variable-range assembly. 11 figs,13 refs.

**Key words:**mechanical engineering; rotary drilling rig; large triangular variable-range assembly; mechanics analysis; simulation

# 0 引 言

旋挖钻机是一种取土成孔灌注桩施工机械,因钻进效率高、成桩质量好、自动化程度高等优点,广泛应用于大、中口径灌注桩工程和工民建领域<sup>[1]</sup>。变幅机构是旋挖钻机的重要支撑和受力构件,主要通过桅杆油缸和动臂油缸的伸缩不断调整工作装置的作业半径。根据变幅机构结构形式的不同,旋挖钻机可分为 2 种,一种是平行四边形变幅型旋挖钻机,其优点是变幅范围大,可整机放倒、折叠,降低运输长度和高度,但稳定性稍差并且不能承受超大扭矩;另一种是大三角变幅型旋挖钻机,其特点是结构简单,能承受超大扭矩,在使用过程中能保持良好的稳定性和钻孔垂直度。大三角变幅型旋挖钻机已越来越多地应用在需大扭矩输出的钻孔灌注桩工程中,因而研究大三角变幅型旋挖钻机的力学特性具有重要意义。

目前,人们对旋挖钻机的研究主要集中在钻挖系统构件强度和动力学、桅杆有限元分析、变幅机构构件强度等方面,对平行四边形变幅型旋挖钻机的力传递特性也有研究<sup>[2-8]</sup>。文献[9]对提钻工况下旋挖钻机的受力进行了分析;文献[10]探讨了变幅角度变化时变幅机构的受力和整机的稳定性;文献[11]研究了变幅机构安装角度对变幅机构的力学性能的影响;文献[12]研究了不同的变幅机构形式在钻桅水平和垂直 2 种位姿下的动力学性能。但对大三角变幅型旋挖钻机的力学性能研究较少,对变幅角度连续变化时旋挖钻机各组成部件受力情况的研究则更少见。为此,本文以大三角变幅型旋挖钻机为研究对象,在提钻和钻机工况下,对变幅角度连续变化时,旋挖钻机各部件的受力进行分析,并采用 MATLAB 软件进行仿真,通过试验研究和对比分析,进而研究大三角变幅型旋挖钻机的力学特性。

# 1 大三角变幅型旋挖钻机的结构及工作原理

大三角变幅型旋挖钻机的结构如图 1 所示,通过

调整桅杆油缸 10 和动臂油缸 12,使旋挖钻机处于合适的钻孔作业半径。在钻进过程时,动力头 5 给钻杆 6 和钻具 4 提供扭矩,使钻具 4 旋转钻进,同时通过油缸加压或者卷扬加压(图示为卷扬加压)的形式传递加压力给钻杆 6 和钻具 4,实现钻具 4 的加压钻进。当钻具 4 内装满钻屑时,动力头 5 停止转动,主卷扬 11 提升钻具 4 至地面,回转平台 14 回转主机到一定的角度后打开钻具 4 底门,倒出渣土,合上斗门,回转主机至原孔,再下放钻杆 6,再次进行钻孔作业。

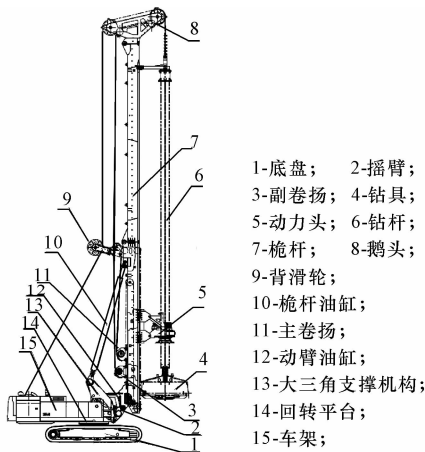


图 1 大三角变幅型旋挖钻机整体结构  
Fig. 1 Structure of rotary drilling rig with large triangular variable-range assembly

# 2 大三角变幅型旋挖钻机数学模型的建立

提钻工况和钻进工况是大三角变幅型旋挖钻机的 2 种典型工况,对大三角变幅型旋挖钻机工作的影响最大。因此,本文分析在提钻和钻进工况下,摇臂转角  $\beta$  从与水平夹角为  $18^\circ$ (低位)逐渐变化到与水平夹角为  $64^\circ$ (高位)时(该状态也是桅杆距主机由远及近的变化过程),大三角变幅型旋挖钻机的受力特性,如下页图 2 所示。在计算时,忽略导轨、铰接处的摩擦力以及各油缸的重力。

**2.1 提钻工况下大三角变幅型旋挖钻机的数学模型**  
在提钻工况时,动力头停止转动,旋挖钻机所受的外力主要有钻桅的重力  $G_1$ 、摇臂的重力  $G_2$ 、大三



以摇臂为研究对象,其受力分析见图 2(b)所示,建立的平衡方程为

$$\begin{aligned} X_G - X_1 - F_2 \cos(\epsilon) &= 0 \\ Y_G - Y_1 - F_2 \sin(\epsilon) - G_2 &= 0 \\ Y_1 a_6 + X_1 b_6 + F_2 b_5 \cos(\epsilon) + \\ &F_2 a_7 \sin(\epsilon) + G_2 a_8 = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

式中:  $X_G$ 、 $Y_G$  分别为铰接点  $G$  水平和垂直方向的约束反力;  $a_6$ 、 $b_6$  分别为铰接点  $I$ 、铰接点  $G$  的水平和垂直距离;  $a_7$ 、 $b_5$  分别为铰接点  $H$  与铰接点  $G$  的水平和垂直距离;  $a_8$  为摇臂重心与铰接点  $G$  的水平距离;  $\epsilon$  为动臂油缸与水平方向的角度;  $r_4$  为铰接点  $H$  与  $G$  的距离;  $\theta$  为  $r_1$  与  $r_4$  的夹角。

其中

$$\begin{aligned} a_6 &= r_1 \cos(\beta), \quad b_6 = r_1 \sin(\beta) \\ a_7 &= r_4 \cos(\pi - \beta - \theta), \quad b_5 = r_4 \sin(\pi - \beta - \theta) \end{aligned}$$

以底座为研究对象,其受力分析见图 2(c)所示,建立的平衡方程为

$$\begin{aligned} X_A + X_B - X_D + F_2 \cos(\epsilon) &= 0 \\ Y_A + Y_B - Y_D + F_2 \sin(\epsilon) - G_4 &= 0 \\ X_A b_9 - Y_A a_{12} + Y_D a_{13} - X_D b_{10} + \\ &G_4 a_{15} - F_2 a_{14} \sin(\epsilon) + F_2 b_{11} \cos(\epsilon) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

式中:  $X_A$ 、 $Y_A$  分别为铰接点  $A$  水平和垂直方向的约束反力;  $X_B$ 、 $Y_B$  分别为铰接点  $B$  水平和垂直方向的约束反力;  $X_D$ 、 $Y_D$  分别为铰接点  $D$  水平和垂直方向的约束反力;  $a_{12}$ 、 $b_9$  分别为铰接点  $A$  与铰接点  $B$  的水平和垂直距离;  $a_{13}$ 、 $b_{10}$  分别为铰接点  $D$  与铰接点  $B$  的水平和垂直距离;  $a_{14}$ 、 $b_{11}$  分别为铰接点  $C$  与铰接点  $B$  的水平和垂直距离;  $a_{15}$  为底座重心与铰接点  $B$  的水平距离。

以大三角支撑机构为研究对象,其受力分析见图 2(d)所示,建立的平衡方程为

$$\begin{aligned} X_D - X_B + F_1 \sin(\varphi) &= 0 \\ Y_D - Y_B - F_1 \cos(\varphi) - G_3 &= 0 \\ F_1 a_9 \cos(\varphi) + F_1 b_8 \sin(\varphi) + X_D b_7 - \\ &Y_D a_{11} + G_3 a_{10} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

式中:  $a_9$ 、 $b_8$  分别为铰接点  $E$  与铰接点  $B$  的水平和垂直距离;  $a_{11}$ 、 $b_7$  分别为铰接点  $D$  与铰接点  $B$  的水平和垂直距离;  $a_{10}$  为大三角支撑机构的中心与铰接点  $B$  的水平距离。

求解以上方程,可计算出大三角变幅型旋挖钻机在提钻工况下的各油缸载荷和各部件铰接处的作用力。得到桅杆油缸作用力  $F_1$  和动臂油缸作用力  $F_2$  分别为

$$\begin{aligned} F_1 &= [G_1 a_2 + F_3 a_3 + T a_4 - P b_3 - \\ &T b_2 \sin(\gamma) - T a_1 \cos(\gamma)] / [-b_1 \sin(\varphi)] \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} F_2 &= \{ [T + F_3 + G_1 - F_1 \cos(\varphi) + T \cos(\gamma)] a_6 + \\ &[F_1 \sin(\varphi) - T \cos(\gamma) - P] b_6 + \\ &G_2 a_8 \} / [-b_5 \cos(\epsilon) - a_7 \sin(\epsilon)] \end{aligned} \quad (6)$$

## 2.2 钻进工况下大三角变幅型旋挖钻机的数学模型

在钻进工况下,钻头对沙土或岩石进行钻削作业,此时钢丝绳处于放松状态,因此提升力  $T$  为 0。钻到岩层时,摩擦阻力会增大,需要加压装置实现加压钻进。其钻削扭矩  $M$  是通过液压马达带动变速机构驱动钻杆实现回转。以钻桅为研究对象,其受力分析如图 3 所示,其平衡方程为

$$\begin{aligned} X_1 - F_1 \sin(\varphi) + P &= 0 \\ Y_1 - F_3 - G_1 + F_1 \cos(\varphi) &= 0 \\ G_1 a_2 + F_3 a_3 - P b_3 + F_1 b_1 \sin(\varphi) + M &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

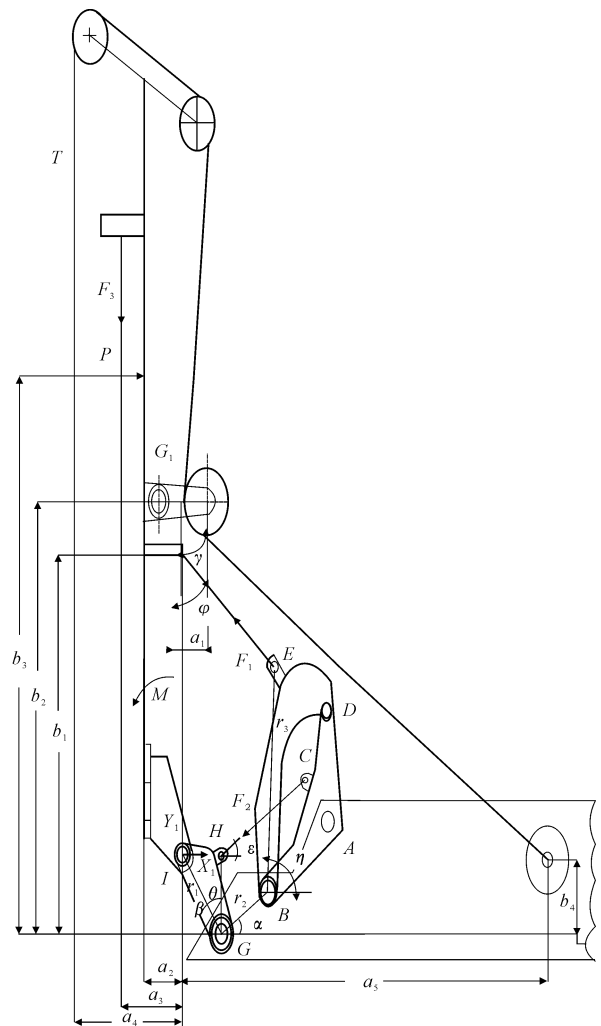


图3 钻进工况下钻桅受力分析图

Fig. 3 Diagram of loads on mast under drilling condition

在钻进工况下,摇臂、底座和大三角支撑机构的受力分析简图与提升工况相同,因此所列的平衡方程也相同。求解以上方程,可计算出大三角变幅型旋挖钻机在钻进工况下的各油缸载荷和各部件铰接

点处的作用力。得到  $F_1$  和  $F_2$  分别为

$$F_1 = (G_1 a_2 + F_3 a_3 - P b_3 + M) / -b_1 \sin(\varphi) \tag{8}$$

$$F_2 = \{ [F_3 + G_1 - F_1 \cos(\varphi)] a_6 + [F_1 \sin(\varphi) - P] b_6 + G_2 a_8 \} / [-b_5 \cos(\epsilon) - a_7 \sin(\epsilon)] \tag{9}$$

从式(5)、式(6)、式(8)和式(9)可以看出,提升工况和钻进工况下,桅杆油缸和动臂油缸的作用力仅与各外力有关,与铰接点处的作用力无关。桅杆油缸的作用力影响动臂油缸的作用力。摇臂的转角  $\beta$ 、主卷扬钢丝绳与垂直方向的夹角  $\gamma$ 、桅杆油缸与垂直方向的夹角  $\varphi$  等对桅杆油缸和动臂油缸的载荷都有影响。

在大三角变幅型旋挖钻机的结构中,桅杆油缸、动臂油缸、底座以及大三角支撑机构各为 2 个,相对于纵平面对称分布,单个铰接处的作用力以及油缸的作用力均为计算结果的一半。

3 仿真分析

为了研究摇臂转角  $\beta$  值不同时,大三角变幅型旋挖钻机的各部件的受力状态,本文采用 MATLAB 软件对其进行了仿真<sup>[13]</sup>。在 Simulink 平台建立的基于 MATLAB 函数的仿真模型如图 4 所示,主要由 3 部分组成,第一部分为输入部分,即摇臂转角  $\beta$ ,根据实际工作情况,取  $\beta$  值从与水平夹角为  $18^\circ (\pi/10 \text{ rad})$  到与水平夹角为  $64^\circ (\pi/2.8125 \text{ rad})$  之间逐渐增大的变化状态;第二部分为计算部分,通过调用在 MATLAB 中编写的函数实现,在计算分析时,摇臂转角以弧度值表示,采用变步长四阶显式 Runge-Kutta 算法,忽略风载荷  $P$ ,其他的各个参数均按照设计的参数值进行计算;第三部分为输出部分,包括桅杆油缸和动臂油缸的作用力以及各铰接处的约束反力。

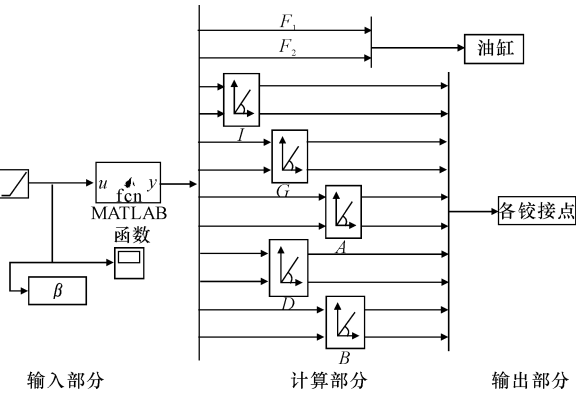


图 4 基于 MATLAB 函数的 Simulink 仿真模型  
Fig. 4 Simulink simulation model based on MATLAB function

3.1 提钻工况各部件受力仿真分析

图 5、图 6 表明,提钻工况下,摇臂转角的不同对各油缸载荷和各铰接点处的作用力均有不同程度的影响。由图 5 可见,在提钻工况下,动臂油缸的作用力在整个摇臂转角的变化内均超过桅杆油缸的作用力,当摇臂转角在低位时,动臂油缸的作用力最大,约为桅杆油缸的 10 倍;随着摇臂转角的不断增大,动臂油缸的作用力不断减小,而桅杆油缸的作用力变化不大。从图 6 可以看出,在摇臂转角变化范围内最大的约束反力出现在摇臂转角为低位时连接摇臂与回转平台的铰接点 G;当摇臂转角在  $[18^\circ, 50^\circ] ([0.314 \text{ 0rad}, 0.872 \text{ 7 rad}])$  时,摇臂与回转平台之间的铰接 G 处的约束反力最大;当摇臂转角在  $[50^\circ, 64^\circ] ([0.872 \text{ 7 rad}, 1.116 \text{ 4 rad}])$  时,桅杆与摇臂之间的铰接 I 处的约束反力最大。底座与回转平台铰接点 A 处的约束反力的变化梯度最大,铰接点 B 和 D 处的约束反力的变化梯度几乎相同。

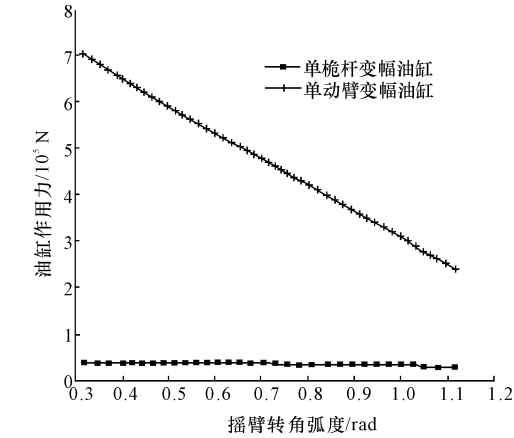


图 5 油缸载荷随摇臂转角的变化  
Fig. 5 Loads of hydraulic cylinders vs. rocker angle

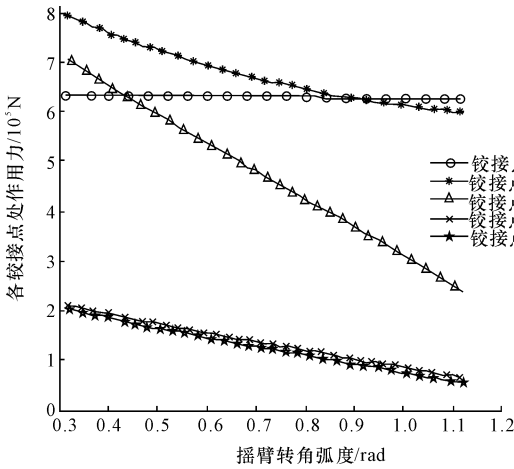


图 6 各铰接点处作用力随摇臂转角的变化  
Fig. 6 Forces of hinges vs. rocker angle

### 3.2 钻进工况各部件受力仿真分析

图 7、图 8 表明,在钻进工况下,摇臂转角的不同对各油缸载荷和各铰接处的作用力均有不同的变化趋势。其中特别对以下两点的影响最大:一是桅杆油缸作用力,二是大三角支撑机构与回转平台的铰接点  $B$  处的作用力。由图 7 可见,钻进工况下,在整个摇臂转角的变化范围内,桅杆油缸的载荷均超过动臂油缸的载荷,随着摇臂转角增大,桅杆油缸载荷不断增大,而动臂油缸载荷不断减小,当摇臂转角达到最大时,两油缸的作用力相差最大,其幅度相差 4 倍左右。由图 8 可知,在整个转角的变化范围内,最大的约束反力出现在大三角支撑机构与回转平台的铰接点  $B$  处;铰接点  $I$  和  $G$  处的作用力大致随着转角的增大而减小;而铰接点  $A$ 、 $D$  和  $B$  处的作用力随着转角的增大而增大。

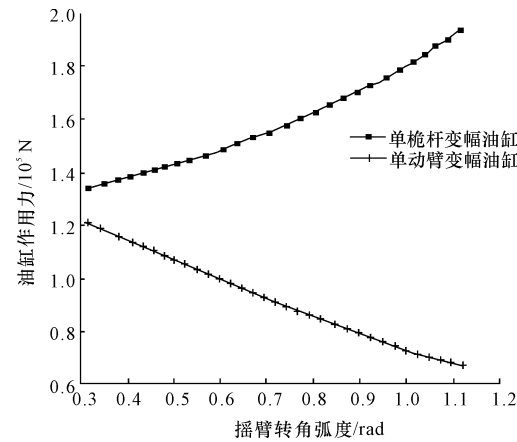


图 7 油缸载荷随摇臂转角的变化

Fig. 7 Loads of hydraulic cylinders vs. rocker angle

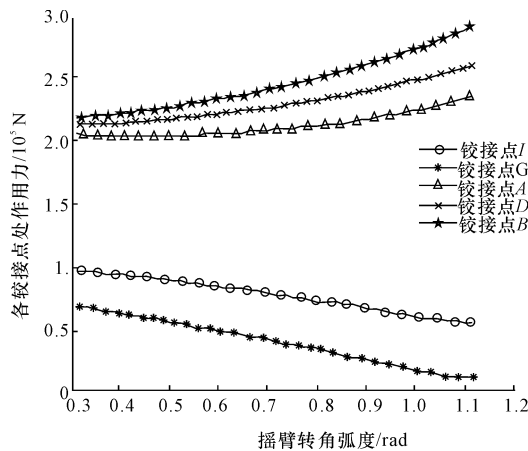


图 8 各铰接点处作用力随摇臂转角的变化

Fig. 8 Forces of hinges vs. rocker angle

### 4 试验结果与仿真结果对比

本试验选用大三角变幅型旋挖钻机,并配置 5 节

摩阻式钻杆和筒钻钻具,进行了钻桅在垂直状态下摇臂转角连续变化过程中动臂油缸的压力测试。图 9 为动臂油缸有杆腔测压口,图 10 为动臂油缸无杆腔测压口。通过测定动臂油缸有杆腔和无杆腔的压力曲线,并已知动臂油缸缸筒内径和活塞杆直径,计算得到动臂油缸所受的载荷曲线。图 11 为提钻工况下,单动臂油缸的仿真和试验的载荷曲线。对比 2 条曲线可知,试验曲线和仿真曲线具有相同的变化趋势,并且起点和终点的数值基本一致,由此验证了大三角变幅型旋挖钻机数学模型和仿真分析的合理性,说明了该力学模型能够较好地反映旋挖钻机的力学特性。

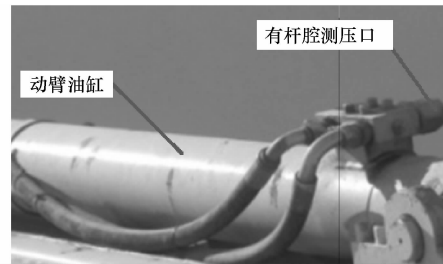


图 9 动臂油缸有杆腔测压口

Fig. 9 Pressure tap of rod port of mast hydraulic cylinder



图 10 动臂油缸无杆腔测压口

Fig. 10 Pressure tap of head port of arm hydraulic cylinder

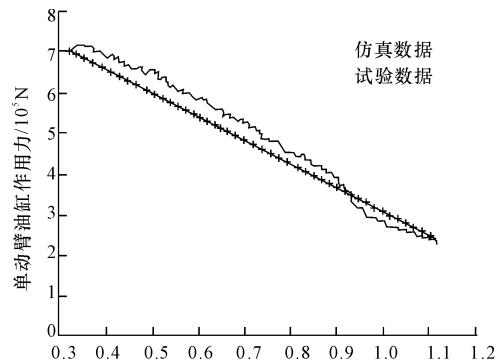


图 11 仿真数据与试验数据的对比

Fig. 11 Comparison of simulation data with test ones

### 5 结 语

(1)在提钻和钻进工况下,桅杆油缸和动臂油缸的载荷只与外力有关,与铰接点处的约束反力无关,

桅杆油缸作用力影响动臂油缸作用力。

(2)随着摇臂转角的增大,在提钻工况下,动臂油缸的作用力均超过桅杆油缸作用力,最大幅值相差约 10 倍;在钻进工况下,桅杆油缸作用力均超过动臂油缸作用力,最大幅值相差 4 倍左右。

(3)在整个摇臂转角变化范围内,提钻工况时,最大的约束反力出现在摇臂与回转平台的铰接点 G;而钻进工况,最大的约束反力出现在大三角支撑机构与回转平台的铰接点 B 处。在设计时,对这些位置应给予足够的重视。

(4)对提钻工况下动臂油缸载荷进行了试验研究,试验数据和仿真数据变化趋势基本相同,验证了大三角变幅型旋挖钻机数学模型的合理性,说明了建立的力学模型能较好地反映旋挖钻机的力学特性。

## 参考文献:

## References:

- [1] 黎中银,焦生杰,吴方晓.旋挖钻机与施工技术[M].北京:人民交通出版社,2010.  
LI Zhong-yin, JIAO Sheng-jie, WU Fang-xiao. Rotary drilling rig and construction technology[M]. Beijing: China Communications Press, 2010. (in Chinese)
- [2] Khuief Y A, AL-NASER H. Finite element dynamic analysis of drill strings[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2005(41): 1270-1288.
- [3] 何晓艳. NR22 型旋挖钻机钻控支撑机构有限元分析[D]. 长春:吉林大学, 2006.  
HE Xiao-yan. The finite element analysis on support frame machine of NR22 type rotary drilling rig[D]. Changchun: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- [4] 秦四成,刘晓敏,王雪莲,等. NR22 型旋挖钻机钻控系统动力学分析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2008, 25(3): 70-72.  
QIN Si-cheng, LIU Xiao-min, WANG Xue-lian, et al. Dynamic analysis on drilling system of NR22 type rotary drilling rig[J]. Road Machinery & Construction Mechanization, 2008, 25(3): 70-72. (in Chinese)
- [5] 姚宗敏. NR22 型旋挖钻机桅杆有限元分析[D]. 长春:吉林大学, 2006.  
YAO Zong-min. The finite element analysis of mast of NR22 rotary drilling rig[D]. Changchun: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- [6] 赵伟民,严慎波,胡长胜,等.旋挖钻机钻桅的有限元分析[J]. 建筑机械, 2006(4): 51-55.  
ZHAO Wei-min, YAN Shen-bo, HU Chang-sheng, et al. Finite element analysis for mast of rotary drilling rig[J]. Construction Machinery, 2006(4): 51-55. (in

Chinese)

- [7] 周宏兵,王世怀,康辉梅,等.旋挖钻机三角形连接架的有限元分析[J]. 现代制造工程, 2011(2): 70-75.  
ZHOU Hong-bing, WANG Shi-huai, KANG Hui-mei, et al. The finite element analysis for the triangular connecting frame of rotary drilling rig [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2011(2): 70-75. (in Chinese)
- [8] 朱金光,陈敏革,刘安宁,等.旋挖钻机工作装置有限元分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2007(2): 24-27.  
ZHU Jin-guang, CHEN Min-ge, LIU An-ning, et al. Finite element analysis for the working equipment of drilling rigs [J]. Agriculture Equipment & Vehicle Engineering, 2007(2): 24-27. (in Chinese)
- [9] 康辉梅,何清华,谢嵩岳,等.提钻工况下旋挖钻机的受力分析[J]. 工程力学, 2010, 27(10): 214-218.  
KANG Hui-mei, HE Qing-hua, XIE Song-yue, et al. Mechanics analysis of rotary drilling rig under drilling-bucket-lifting conditions[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(10): 214-218. (in Chinese)
- [10] 许怡赦,郭雄华.安装角度对旋挖钻机变幅机构的力学影响[J]. 机械设计, 2012, 29(5): 27-30.  
XU Yi-she, GUO Xiong-hua. Mechanics effect of installation angle for mast link frame system of rotary drilling rig [J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(5): 27-30. (in Chinese)
- [11] 赵伟民,姜文革,祖海英,等.旋挖钻机变幅角度对钻机的影响[J]. 建筑机械化, 2008(6): 36-38.  
ZHAO Wei-min, JIANG Wen-ge, ZU Hai-ying, et al. Impact of amplitude angle for rotary drilling machine [J]. Construction Mechanization, 2008(6): 36-38. (in Chinese)
- [12] 康辉梅,何清华,朱建新.旋挖钻机变幅机构的动力学建模与仿真[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2010, 41(2): 532-538.  
KANG Hui-mei, HE Qing-hua, ZHU Jian-xin. Dynamic modeling and simulation of mast link frame system of rotary drilling rig [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2010, 41(2): 532-538. (in Chinese)
- [13] 刘保柱,苏彦华,张宏林. MATLAB 7.0 从入门到精通[M]. 北京:人民邮电出版社, 2010.  
LIU Bao-zhu, SU Yan-hua, ZHANG Hong-lin. From basic to proficiency in MATLAB version 7.0 [M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2010. (in Chinese)