

反铲液压挖掘机挖掘图谱程序化绘制与实验^{*}

黄斌¹ 何清华^{1,2} 贺继林^{1,2} 王北战¹ 姜饶保¹

(1. 中南大学现代复杂装备设计与极端制造教育部重点实验室, 长沙 410083;

2. 湖南山河智能机械股份有限公司, 长沙 410100)

【摘要】 在对反铲液压挖掘机工作装置的运动学、动力学性能以及挖掘力数学模型全面分析的基础上,建立了反铲液压挖掘机整机的位置模型和挖掘力发挥模型。讨论了挖掘作业过程中各种限制因素对整机挖掘力的影响。编写了基于VB 6.0的计算程序,实现了作业区域内任意位置挖掘力的计算及以限制因素分区的挖掘图谱的程序化绘制。实验结果分析验证了计算方法的可行性。

关键词: 反铲液压挖掘机 挖掘图谱 运动分析 动力学性能 挖掘力数学模型

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

Research on Drawing Mine Map of Backhoe Hydraulic Excavator

Huang Bin¹ He Qinghua^{1,2} He Jilin^{1,2} Wang Beizhan¹ Jiang Raobao¹

(1. Key Laboratory of Modern Complex Equipment Design and Extreme Manufacturing, Ministry of Education, Central South University, Changsha 410083, China 2. Hunan Sunward Intelligent Machinery Co., Ltd., Changsha 410100, China)

Abstract

Models of the position and tool forces of backhoe hydraulic excavator were built based on the full analysis of kinematics, kinetic performance of working device and mathematic model of tool forces. Various restrictive factors of tool forces, which appeared in the work process, were discussed. A computation program based on VB 6.0 was compiled, which was used to calculate tool forces in any position of the working area. Computer plotting of drawing mine map that was divided by restricting factors was realized. The experimental results demonstrated the feasibility of this method.

Key words Backhoe hydraulic excavator, Drawing mine map, Motion analysis, Kinetic performance, Mathematic model of tool forces

引言

挖掘图谱是衡量液压挖掘机工作装置结构合理性及整机作业性能的重要手段之一。它能够比较直观地反映挖掘机在假定工况和位置上主动液压缸挖掘力的发挥情况,以及被动液压缸闭锁条件、整机稳定性条件和地面附着条件等作业限制因素对斗齿挖掘力的限制情况。通过计算机辅助分析,能够比较直观地得到整机结构的设计缺陷,从而为结构设计和结构优化提供理论依据,同时,也可以修正已拟定的各种初步方案,或验算挖掘机的作业性能,并与测

试结果相对照,为改进设计提供理论依据。文献[1]建立了大型正铲液压挖掘机工作装置的数学模型,应用图谱叠加分析法实现了正铲液压挖掘机的工作装置优化;文献[2]提出了反铲液压挖掘机整机理论挖掘力的计算方法,为反铲工作装置挖掘图谱的程序化绘制奠定了基础;文献[3]实现了基于限制因素分界线的挖掘图程序化绘制。

本文在对数学模型分析的基础上,讨论各种限制因素对作业性能的影响。编写基于VB6.0的计算程序,以实现整机理论挖掘力的程序化计算以及反铲挖掘图谱的程序化绘制。

收稿日期: 2008-08-22 修回日期: 2008-10-10

^{*} 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2003AA430200)

作者简介: 黄斌, 博士生, 主要从事工程机械电液一体化控制技术及其作业性能分析研究, E-mail: hbdfbz116@yahoo.com.cn

通讯作者: 何清华, 教授, 博士生导师, 主要从事液压工程机械、特种机器人、机械电子工程与技术应用研究, E-mail: hqh@mail.csu.edu.cn

1 挖掘力数学模型的建立与分析

挖掘力是衡量液压挖掘机工作装置综合作业性能的重要指标之一,其变化特性是工作装置设计的关键,也是评价挖掘机综合性能的重点。ISO 6015:2006 将挖掘力定义为机具力,即单独操作铲斗或斗杆液压缸时作用在工作装置末端的实际作用力;ISO 7135:1993 将挖掘力分为破碎力和斗杆插入力,并要求参见 ISO 6015:2006。由此可知,挖掘力的大小与挖掘工况(铲斗挖掘、斗杆挖掘、复合挖掘)、工作装置姿态、液压系统参数和传动效率等有关。

文献[4]对最大挖掘力、最大铲斗切向力和最大斗杆力进行了定义。其中,最大挖掘力是指作用在铲斗切削点最外处的挖掘力,该力由作用在产生挖掘力的液压缸上的工作压力计算求得,但该工作压力不得超过其他液压回路的保持压力。在计算挖掘力时,不考虑工作装置质量和摩擦等影响因素。

1.1 斗杆挖掘时斗杆液压缸的理论挖掘力

在较坚硬的土质条件下工作时,为了能够满斗,中小型液压挖掘机在实际工作中常以斗杆液压缸进行挖掘。当单独采用斗杆液压缸进行挖掘时,挖掘轨迹是以动臂与斗杆的铰点 F 为中心,以斗齿尖到铰点 F 的长度 L_{FV} 为半径的一段圆弧。如图 1 所示,斗杆液压缸的理论挖掘力为

$$F_S = \frac{F_2 e_3}{L_{FV}} = \frac{p_i A_s e_3}{L_{FV}} \quad (1)$$

式中 F_2 ——斗杆液压缸推力
 p_i ——工作装置最大设定压力
 A_s ——斗杆液压缸作用面积
 e_3 ——斗杆液压缸对铰点 F 的作用力臂
 L_{FV} ——铰点 F 到铰点斗齿尖 V 的距离

以 SWE85 型反铲液压挖掘机为例,斗杆液压缸的理论挖掘力特性曲线如图 2 所示,图中 θ_4 为铲斗转角。SWE85 型反铲液压挖掘机的系统参数及工作装置结构参数为:整机质量 8 250 kg,标准斗容 0.28 m^3 ,高/宽/长为 2.66 m/2.425 m/5.92 m,发动机功率 60 kW,发动机转速 2 200 r/min,系统压力 28.5 MPa,动臂长度 3.72 m,斗杆长度 1.62 m,铲斗切削半径 1.05 m,底盘轮距 2.335 m,平台离地间隙 0.76 m,底盘离地间隙 0.35 m。

1.2 转斗挖掘时铲斗液压缸的理论挖掘力

转斗挖掘常用于清除障碍,挖掘较松软的土壤以提高生产率,其挖掘行程较短,为了能够满斗,需要较大的挖掘力以保证能挖掘较大厚度的土壤,因此,挖掘机的最大挖掘力一般在转斗挖掘时达到。

当单独采用铲斗液压缸进行挖掘时,挖掘轨迹是以铲斗与斗杆的铰点 Q 为中心,以 L_{QV} 为半径的一段圆弧。如图 3 所示,铲斗液压缸理论挖掘力为

$$F_B = F_3 i = p_i A_B i \quad (2)$$

式中 F_3 ——转斗液压缸推力
 p_i ——工作装置最大设定压力
 A_B ——转斗液压缸作用面积
 i ——铲斗连杆机构总传动比

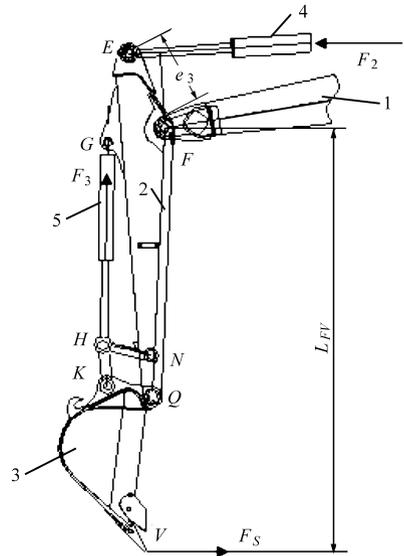


图 1 斗杆液压缸理论挖掘力计算简图

Fig.1 Calculating diagram of boom's theoretical tool forces
 1. 动臂 2. 斗杆 3. 铲斗 4. 斗杆液压缸 5. 铲斗液压缸

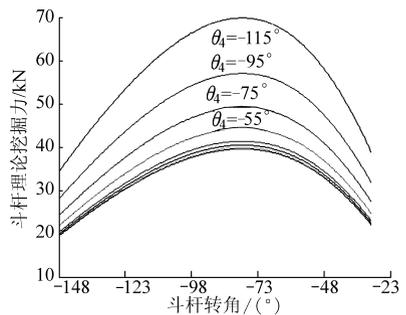


图 2 斗杆液压缸理论挖掘力特性曲线

Fig.2 Theoretic tool forces curve of boom cylinder

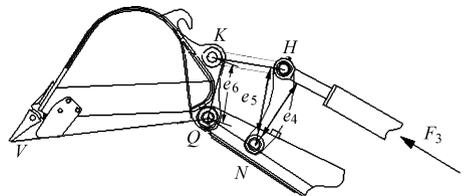


图 3 铲斗液压缸理论挖掘力计算简图

Fig.3 Calculating diagram of bucket's theoretical tool forces

以 SWE85 型反铲液压挖掘机为例,转斗液压缸的理论挖掘力特性曲线如图 4 所示。

1.3 整机理论挖掘力

进行挖掘力设计时,应保证工作装置在额定负

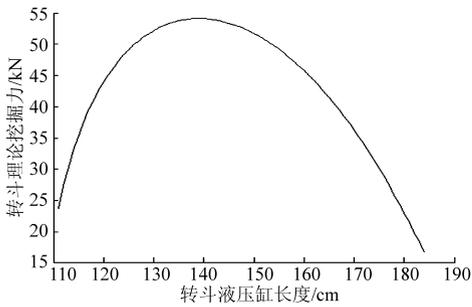


图4 转斗液压缸理论挖掘力特性曲线

Fig. 4 Theoretic tool forces curve of bucket cylinder

荷下做到结构优化、强度满足,同时避免整机倾翻和滑移现象的发生。整机理论挖掘力指按整机考虑在不同姿态下能够产生的理论挖掘力,可通过铲斗液压缸挖掘力和斗杆液压缸挖掘力进行计算与测量,且最大理论挖掘力可以通过优化方法求得。液压挖掘机处于某一工况下,工作液压缸的主动挖掘力能否实现主要取决于下列条件^[2,5~6]:工作液压缸的闭锁能力,整机的工作稳定性,整机与地面的附着性能,土壤的阻力,工作装置的结构强度。

当全面考虑这些条件后求得的工作液压缸能实现的挖掘力就是整机在该工况下的挖掘力。

求整机理论挖掘力时做如下假定:①考虑整机自重,有相对运动的构件质量分别计算,液压缸质量简化到连接的两铰点上。②在挖掘过程中铲斗中的土视为主动液压缸长度的分级性函数,其质心与铲斗质心一致。③不考虑液压系统和连杆机构的效率。④不考虑液压缸小腔背压。⑤不考虑土壤阻力和工作装置结构强度限制。⑥不考虑停机面坡度、惯性力、动载等的影响。

根据挖掘主动液压缸的不同,整机理论挖掘力可分为铲斗挖掘整机理论挖掘力和斗杆挖掘整机理论挖掘力,复合挖掘工况一般不计算整机理论挖掘力^[7]。

1.3.1 斗杆挖掘时的整机理论挖掘力

由文献[2]可知,在斗杆挖掘作业过程中,一般动臂液压缸处于受拉状态,铲斗液压缸处于受压状态。因此,斗杆液压缸必须能够克服挖掘阻力,动臂和铲斗液压缸必须能同时满足闭锁条件,挖掘机才能正常作业。同时,还需要考虑整机的稳定性、平衡性以及地面附着性能,由此,得到斗杆挖掘时整机挖掘力的表达式为

$$W_{dg} = \min(W_{01}, W_{02}, W_{03}, W_{04}, W_{05}, W_{06}) \quad (3)$$

式中 W_{01} ——由动臂液压缸闭锁条件限制的最大挖掘力

W_{02} ——斗杆液压缸能够产生的最大主动挖掘力

W_{03} ——铲斗液压缸闭锁条件限制的最大挖掘力

W_{04} ——地面附着条件限制的最大挖掘力

W_{05} ——由整机前倾稳定性条件限制的最大挖掘力

W_{06} ——由整机后倾稳定性条件限制的最大挖掘力

动臂液压缸受拉,其抗拉能力取决于有杆腔闭锁力 P'_{1x} ,设动臂液压缸限压阀的调定压力为 p'_1 ,有杆腔面积为 A'_1 ,则 $P'_{1x} = p'_1 A'_1$,对动臂与机体的铰点 C 取力矩平衡,可求得由于动臂液压缸闭锁限制的挖掘力

$$W_{01} = \frac{P'_{1x} e_2 + \sum_{i=1}^6 G_i r_{Ci}}{e_8} \quad (4)$$

式中 e_2 ——动臂对铰点 C 的作用力臂

$G_1 \sim G_6$ ——动臂、斗杆、带土铲斗、连杆和摇臂、斗杆液压缸、铲斗液压缸的重力

$r_{C1} \sim r_{C6}$ —— $G_1 \sim G_6$ 至铰点 C 的作用力臂

e_8 —— W_{01} 对 C 点的作用力臂

动臂液压缸能够闭锁的条件为: $W_{02} \leq W_{01}$ 。

斗杆液压缸主动作用产生的力为 F_S ,方向垂直于铰点 F 和斗齿尖 V 连线,考虑铲斗加土以及连杆装置自重对挖掘力的影响,可得斗杆液压缸能够克服的最大挖掘力

$$W_{02} = F_S + \frac{G_2 r_{F2} + G_3 r_{F3} + G_4 r_{F4} + G_6 r_{F6}}{e_7} \quad (5)$$

式中 $r_{F2}, r_{F3}, r_{F4}, r_{F6}$ ——斗杆、铲斗加土重、连杆机构自重、铲斗液压缸对铰点 F 的作用力臂

e_7 —— W_{02} 对铰点 F 的作用力臂

铲斗液压缸受压,其抗压能力取决于无杆腔闭锁力 P'_{3D} ,设铲斗液压缸限压阀的调定压力为 p'_3 ,无杆腔面积为 A'_3 ,则 $P'_{3D} = p'_3 A'_3$ 。取连杆机构为隔离体,对 Q 点取力矩平衡,可求得铲斗液压缸闭锁条件限制的挖掘力

$$W_{03} = \frac{P'_{3D} i + G_3 r_{Q3} + G_4 r_{Q4}}{e_9} \quad (6)$$

式中 e_9 —— W_{02} 对 Q 点的作用力臂

r_{Q3}, r_{Q4} —— G_3, G_4 对铰点 Q 的作用力臂

铲斗液压缸能够闭锁的条件为: $W_{02} \leq W_{03}$ 。

地面附着条件所限制的挖掘力值 W_{04} 可由整机受力的 X 投影坐标方程求得,即

$$W_{04} = \frac{G\mu}{\cos\gamma} \quad (7)$$

式中 G ——整机重力
 μ ——行走装置与地面的附着参数
 γ ——挖掘阻力的水平倾角

整机与地面附着条件为： $W_{02} \leq W_{04}$ 。

液压挖掘机能够发挥的挖掘力除了取决于液压系统的工作压力和工作装置的重力之外，还取决于整机的稳定性和平衡性。取整机为隔离体，对前倾覆支点 T 取力矩平衡，可求得整机前倾条件限制的挖掘力为

$$W_{05} = \frac{-G_G r_{TG} + G_D r_{TD} + G_S r_{TS} + G_P r_{TP}}{r_{TW}} \quad (8)$$

式中 r_{TW} —— W_{05} 对倾覆支点 T 的作用力臂
 G_G ——工作装置总重力 G_P ——配重
 G_D ——底盘重力 G_S ——上车所受重力
 r_{TG} 、 r_{TD} 、 r_{TS} 、 r_{TP} —— G_G 、 G_D 、 G_S 和 G_P 对倾覆支点 T 的作用力臂

整机前倾稳定性条件为： $W_{02} \leq W_{05}$ 。

取整机为隔离体，对后倾覆支点 I 取力矩平衡，可求得整机后倾条件限制的挖掘力

$$W_{06} = \frac{G_G r_{IG} + G_D r_{ID} + G_S r_{IS} + G_P r_{IP}}{r_{IW}} \quad (9)$$

式中 r_{IW} —— W_{06} 对倾覆支点 I 的作用力臂
 r_{IG} 、 r_{ID} 、 r_{IS} 、 r_{IP} —— G_G 、 G_D 、 G_S 和 G_P 对倾覆支点 I 的作用力臂

整机后倾稳定性条件为： $W_{02} \leq W_{06}$ 。

以 SWE85 型液压挖掘机为例，计算得到动臂和铲斗转角为 0° ，斗杆转角 θ_3 范围为 $-148^\circ \sim -30.5^\circ$ 时的斗杆挖掘整机理论挖掘力变化特性曲线如图 5 所示。在这种姿态下，工作装置的作业受重力影响比较明显，工况最为恶劣。由于动臂的闭锁力臂、整机的前倾力臂以及后倾力臂出现了为零的情况，所以动臂有杆腔闭锁曲线、动臂无杆腔闭锁曲线、整机前倾曲线以及整机后倾曲线出现了限制

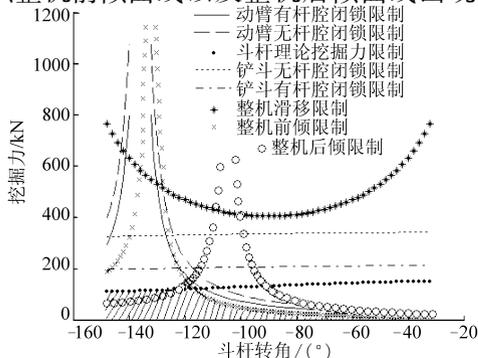


图 5 斗杆挖掘时整机理论挖掘力变化特性曲线
 Fig. 5 Machine's theoretic tool forces when working use boom

力无穷大的点(具体位置为： $\theta_3 = -135.87^\circ$ 、 $\theta_3 = -131.95^\circ$ 、 $\theta_3 = -104.56^\circ$ 时)。这种姿态下，挖掘机整机斗杆理论挖掘力可充分发挥的区域如图中阴影部分所示，由此可见，这种姿态下的斗杆挖掘作业只受到了整机前倾条件的限制。(因斗杆理论挖掘力以及铲斗有杆及无杆腔闭锁力与其他限制力相差比较大，为便于曲线显示，将斗杆理论挖掘力以及铲斗有杆及无杆腔闭锁力扩大了 2.5 倍，这会使曲线上移而不至于紧贴横坐标轴，但不会影响结果的判定。)

1.3.2 转斗挖掘时的整机理论挖掘力

在转斗挖掘作业过程中，一般动臂液压缸处于受拉状态，斗杆液压缸处于受压状态。因此，在挖掘作业中，铲斗液压缸必须能够克服挖掘阻力，动臂和斗杆液压缸必须能同时满足闭锁条件，挖掘机才能正常作业。整机的稳定性、平衡性以及地面附着性能与斗杆挖掘时相同，由此，得到整机挖掘力的表达式为

$$W_{cd} = \min(W_{01}, W'_{02}, W'_{03}, W_{04}, W_{05}, W_{06}) \quad (10)$$

式中 W'_{02} ——由斗杆液压缸闭锁条件限制的最大挖掘力

W'_{03} ——铲斗液压缸能够产生的最大主动挖掘力

铲斗液压缸主动作用产生的力为 F_B ，方向垂直于 QV 连线，考虑铲斗加土以及连杆装置自重对挖掘力的影响，可得铲斗液压缸能够克服的最大挖掘阻力为

$$W'_{03} = F_B + \frac{G_3 r_{Q3} + G_4 r_{Q4}}{e_{10}} \quad (11)$$

式中 e_{10} —— W'_{03} 对 Q 点的作用力臂

斗杆液压缸受压，其抗压能力取决于无杆腔闭锁力 P'_{2D} ，设斗杆液压缸限压阀的调定压力为 p'_2 ，无杆腔面积为 A'_2 ，则 $P'_{2D} = p'_2 A'_2$ 。取铲斗机构和斗杆为隔离体，对 F 点取力矩平衡，可求得斗杆液压缸闭锁条件限制的挖掘阻力

$$W'_{02} = \frac{P'_{2D} e_3 + G_2 r_{F2} + G_3 r_{F3} + G_4 r_{F4} + G_6 r_{F6}}{e_{11}} \quad (12)$$

式中 e_{11} —— W'_{02} 对 F 点的作用力臂

r_{F2} 、 r_{F3} 、 r_{F4} 、 r_{F6} —— G_2 、 G_3 、 G_4 、 G_6 对铰点 F 的作用力臂

e_3 ——斗杆液压缸对铰点 F 的作用力臂

斗杆液压缸能够闭锁的条件为： $W'_{03} \leq W'_{02}$ 。

转斗挖掘时的其他限制因素计算方法与斗杆挖掘时相同，在此不再赘述。

以 SWE85 型液压挖掘机为例,计算得到动臂转角为 0° ,斗杆转角为 -30.5° ,铲斗转角范围为: $-160^\circ \sim 32^\circ$ 时的转斗挖掘整机理论挖掘力变化特性曲线如图 6 所示。在这种姿态下的转斗挖掘受重力的影响比较明显,工况最为恶劣。由于转斗挖掘中铲斗的转角范围比较大,因而在整个作业过程中动臂的闭锁力臂、斗杆的闭锁力臂、整机的前倾力臂以及后倾力臂都出现了为零的情况,所以动臂有杆腔闭锁曲线、动臂无杆腔闭锁曲线、斗杆无杆腔闭锁曲线、斗杆有杆腔闭锁曲线、整机滑移曲线、整机前倾曲线以及整机后倾曲线出现了限制力为无穷大的点(具体位置分别为: $\theta_4 = -80^\circ$ 、 $\theta_4 = -130.4^\circ$ 、 $\theta_4 = -149.5^\circ$ 、 $\theta_4 = -104.66^\circ$ 、 $\theta_4 = -130.37^\circ$ 时)。这种姿态下,挖掘机整机转斗理论挖掘力可充分发挥的区域如图中阴影部分所示,由此可见,这种姿态下的转斗挖掘作业受到了整机前倾及斗杆有杆腔闭锁条件的限制。(因整机后倾限制力与其他限制力相差比较大,为方便曲线显示,将整机后倾限制力缩小了 5 倍,缩小后,整机后倾限制力曲线在坐标系中压缩下移,但不会影响结果的判定。)

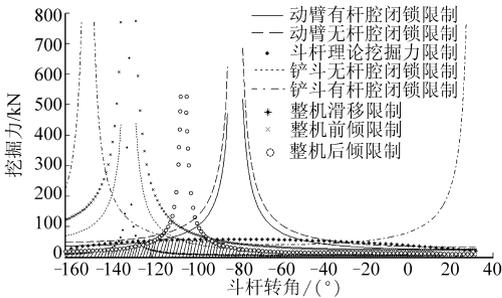


图 6 铲斗挖掘时整机理论挖掘力变化特性曲线
Fig. 6 Machine's theoretic tool forces when working use bucket

2 挖掘图谱的程序化绘制

在对各种工况下的工作液压缸理论挖掘力和整机理论挖掘力充分分析和研究的基础上,在 VB6.0 环境下采取模块化编程设计,实现了挖掘图谱的程序化绘制。

以 SWE85 型反铲液压挖掘机为例,得铲斗转角为 -55.27° 时的斗杆和转斗挖掘图谱分别如图 7 和图 8 所示,图谱中的数字表示挖掘机在该位置所能发挥的最大理论挖掘力。横向及其他工况的挖掘图谱绘制方法与此相同,在此不再赘述。

挖掘图谱采用了序号来表示不同限制因素的影响,其具体意义如下:1 表示动臂液压缸闭锁能力限制;2 表示铲斗挖掘时斗杆液压缸闭锁能力限制,或斗杆挖掘时主动作用力充分发挥;3 表示铲斗挖掘时主动作用力充分发挥,或斗杆挖掘时铲斗液压缸

闭锁能力限制;4 表示整机与地面的附着性能限制;5 表示整机向前倾翻的可能性限制;6 表示整机向后倾翻的可能性限制。

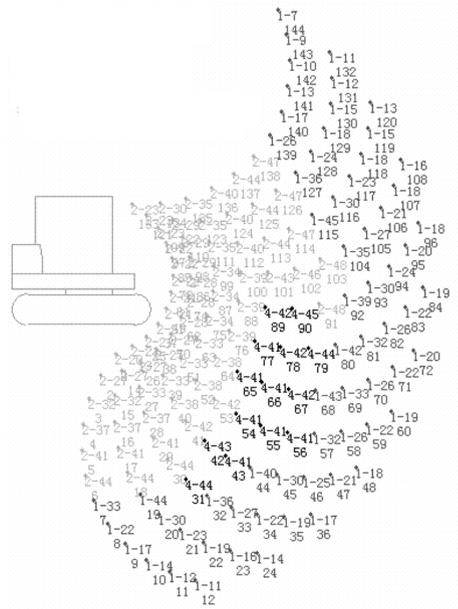


图 7 纵向斗杆挖掘图谱

Fig. 7 Lengthways drawing mine map of boom

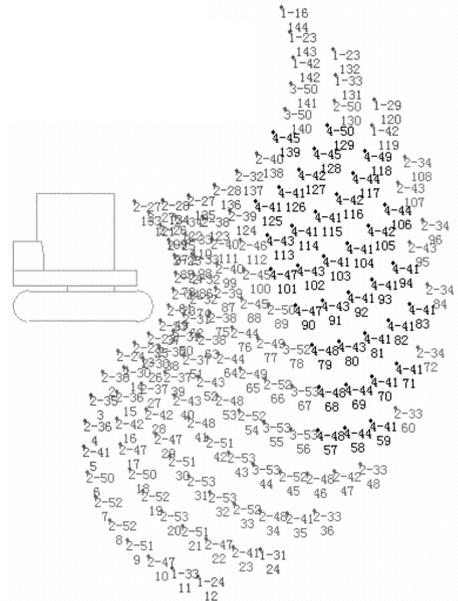


图 8 纵向转斗挖掘图谱

Fig. 8 Lengthways drawing mine map of bucket

3 实验与结果分析

按照 GB/T 13332—91 液压挖掘机挖掘力测试国家标准,使用上海诚知自动化系统有限公司生产的 SHOHY-3A 型测力计对 SWE85 型反铲液压挖掘机进行了挖掘力的测试,得到斗杆最大挖掘力为 42.2 kN,转斗最大挖掘力为 47.7 kN。而挖掘图谱上显示的斗杆最大挖掘力为 43.23 kN,转斗最大挖掘力为 49.63 kN。实际测试中,在程序计算的各个位置上,观察到了整机滑移、液压缸闭锁失效、整机

前倾、整机后倾以及工作液压缸挖掘力限制等因素的影响状况,实验测试与程序分析结果较为吻合。

由软件计算分析曲线和挖掘图谱可知,整机挖掘力的发挥受到了整机前倾、整机后倾、地面附着条件以及工作液压缸闭锁力等限制因素的制约,因而,工作液压缸的理论挖掘力没有得到充分的发挥。整机的前倾和后倾限制主要是由配重和工作装置各部件质心分布的不合理所引起的(为减小作业回转半径,SWE85型挖掘机采用了无尾型结构,其配重的质心与平台回转中心之间的距离较短),需要通过配重以及部件的结构优化来改善;地面的附着条件限制则可以通过改变履带与地面之间的接触面积来改善;工作液压缸的闭锁限制是与液压系统所提供的工作压力密切相关的,因此,只有对液压系统进行优化才能达到改善性能的目的。

由对比实验可知,理论计算值与实际测量之间存在一定的偏差,但在可接受的范围内,造成偏差的主要原因在于:①建立挖掘力数学模型时的假定条件。②实验中最大挖掘力出现的位置难以精确判

断。③挖掘力的大小与动臂、斗杆和铲斗的转角有比较大的关系。同一作业位置,不同转角组合所得到的挖掘力存在一定的差别。

4 结束语

使用传统力学分析方法,对挖掘机进行运动分析和力学计算,并建立了数学模型,然后用VB 6.0编写了挖掘图谱的绘制和分析软件。软件不仅可以精确地计算出每种工况下每个作业位置可发挥出的挖掘力,实现了挖掘图谱的程序化绘制,还可以通过序号直观地反映该作业位置挖掘力发挥过程中所受到的限制因素影响情况。并可通过软件系统的遗传优化模块对工作装置的结构进行优化,从而达到提高整机作业性能的目的。软件具有参数输入模块,在输入液压参数和结构参数后,可绘制和分析任意型号反铲液压挖掘机的挖掘图谱。经过多方面的数据对比与评估,验证了数学模型的可靠性和程序的可行性。

参 考 文 献

- 1 杨莹,陈进,张石强,等.正铲液压挖掘机工作装置优化设计[J].工程机械,2008(7):40~44.
Yang Ying, Cheng Jin, Zhang Shiqiang, et al. Optimal design of work attachment for hydraulic front shovel[J]. Construction Machinery and Equipment, 2008(7):40~44. (in Chinese)
- 2 同济大学.单斗液压挖掘机[M].2版.北京:中国建筑工业出版社,1986.
- 3 陈世教,冀满忠,荣洪均.挖掘性能图中限制因素区域分界线的计算模型及绘制[J].工程机械,2006(4):18~20.
Chen Shijiao, Ji Manzhong, Rong Hongjun. Calculation model and plotting for range boundaries with restricting factors in excavating performance diagram[J]. Construction Machinery and Equipment, 2006(4):18~20. (in Chinese)
- 4 SAE J1179—2008 Hydraulic excavator and backhoe digging forces[S]. 2008-03-10.
- 5 姬鹏.液压挖掘机反铲装置的运动学仿真及动力学分析[D].长春:吉林大学,2004.
Ji Peng. Kinematic simulation and dynamic analysis for backhoe equipment of the hydraulic excavator[D]. Changchun: Jilin University, 2004. (in Chinese)
- 6 孔德文,赵克利,徐宁生,等.液压挖掘机[M].北京:化学工业出版社,2007.
- 7 朱红妹,卫少克,刘钊.液压挖掘机挖掘工况与挖掘力分布特性分析[J].机电设备,2007(8):9~12.
Zhu Hongmei, Wei Shaoke, Liu Zhao. Digging working conditions of hydraulic digger and its distribution feature analyses of digging force[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2007(8):9~12. (in Chinese)
- 8 林潇,管成,潘双夏,等.并联式混合动力液压挖掘机参数匹配方法[J].农业机械学报,2009,40(6):28~32.
Lin Xiao, Guan Cheng, Pan Shuangxia, et al. Parameters matching method for parallel hybrid hydraulic excavators[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(6):28~32. (in Chinese)
- 9 林潇,管成,裴磊,等.混合动力液压挖掘机动臂势能回收系统[J].农业机械学报,2009,40(4):96~101,77.
Lin Xiao, Guan Cheng, Pei Lei, et al. Research on the system of arm potential energy recovery in hybrid hydraulic excavators [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(4):96~101,77. (in Chinese)
- 10 王冬云,管成,潘双夏,等.液压挖掘机功率匹配与动力源优化综合控制策略[J].农业机械学报,2009,40(4):91~95.
Wang Dongyun, Guan Cheng, Pan Shuangxia, et al. Control strategy of power matching and power sources optimization for hydraulic excavators[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(4):91~95. (in Chinese)

显示了轮胎子结构模型界面点的设置情况。最后通过有限元软件中专用计算模块,从上述基于模态试验参数建立的轮胎有限元模型在设定的界面条件下提取出主模态和约束模态并正交化,通过模态综合法可实现轮胎子结构模型与车辆多体模型的耦合,如图7所示。

4 结束语

通过轮胎模态试验获得了轮胎的自由模态参数,通过建立参数化的有限元模型及优化算法,找到等效的材料参数和内部结构参数,使得有限元模型的计算模态与试验模态一致,得到了轮胎的等效动力学模型。在该模型的基础上,利用修正 Craig-Bampton 方法和轮胎径向压缩试验所获得的轮胎接地特性,将轮胎转化为适用于车辆多体动力学模型的弹性子结构模型,通过模态综合法可方便地与车

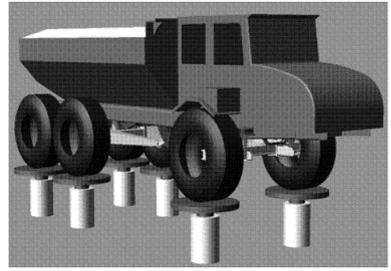


图7 整车动力学模型

Fig.7 Vehicle dynamic model

辆多体动力学模型集成。由于轮胎子结构模型反映了轮胎本身的动态特性,地面不平度与承载特性对车辆的影响包含于由界面点输入的垂向地面反力之中,因此本文提出的轮胎子结构模型建模过程简单,较准确地反映了轮胎的动力学性能,能广泛应用于各种软硬路面的车辆平顺性仿真。

参 考 文 献

- 1 Guo K, Lu D. UniTire: unified tire model for vehicle dynamic simulation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(Sup. 1): 79~99.
- 2 Gipser M. FTire—the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(Sup. 1): 139~151.
- 3 Seongho Kim, Parviz E N, Gwanghun Gim. A two-dimensional tire model on uneven roads for vehicle dynamic simulation [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 46(10):913~930.
- 4 Gallrein A, Backer M. CDTire: a tire model for comfort and durability applications[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(Sup. 1): 69~77.
- 5 Deur Josko, Asqari Jahan, Hrovat. A 3D brush-type dynamic tire friction model[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 42(3): 133~173.
- 6 Fervers C W. Improved FEM simulation model for tire-soil interaction[J]. *Journal of Terramechanics*, 2004, 4(2~3): 87~100.
- 7 Pang Han, Zhang Weigong, Wang Xia. FEM tire model oriented to virtual experiment of off-road vehicle trafficability[J]. *Journal of Southeast University: English Edition*, 2007, 23(4): 540~544.
- 8 Kim Byoung Sam, Chi Chang Heon, Lee Tae Keun. A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire[J]. *Applied Acoustics*, 2007, 68(5): 538~556.
- 9 Craig Roy. Coupling of substructures for dynamic analysis: an overview[C]//Collection of Technical Papers-AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, 2000, 5: 3~14.
- 10 张鹏,张明,夏群生,等. 基于 LuGre 摩擦模型的轮胎稳态模型参数识别[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(5): 204~207, 159.
- 11 邓堃,李开军,何乐,等. 用于车辆紧急制动仿真的动态轮胎模型[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(12): 11~15.
Deng Kun, Li Kaijun, He Le, et al. Dynamic tire model for vehicle emergency braking simulation[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(12): 11~15. (in Chinese)

(上接第 31 页)

- 11 韩军,陶莉,陈高杰,等. 步行式挖掘机坡度横向行走稳定性分析[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(6): 88~93.
Han Jun, Tao Li, Chen Gaojie, et al. Stability analysis of cross direction moving on the sloping ground for walking mobile excavator[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(6): 88~93. (in Chinese)
- 12 杜文靖,崔国华,刘小光. 液压挖掘机工作装置整体集成有限元分析[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(10): 20~23, 19.
Du Wenjing, Cui Guohua, Liu Xiaoguang. Integration finite element analysis on whole working equipment of hydraulic excavator[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(10): 20~23, 19. (in Chinese)