

基于 AMEsim 的顶拉式液压动力沉桩机 系统动态仿真

胡燕平, 吴民旺, 毛征宇, 张瀚, 罗叙辉, 刘曼

(湖南科技大学 机电工程学院, 湖南 湘潭 411201)

摘要: 基于液压桩机原理, 通过增加受击夹桩箱及拉杆等结构, 设计了新型顶拉式液压动力沉桩机, 使受击点在预设范围内; 经外加固隔音层, 可降低噪声以适应环境要求. 借助 AMEsim 建立顶拉式沉桩机液压、负载系统模型及相应元件子模块, 进行动态仿真研究. 结果表明: 系统最大打击能量、频率和冲击锤下冲加速度等参数均符合设计要求. 针对改变拉杆弹簧刚度参数, 分析其对冲击系统的影响, 对液压动力沉桩机的研究和开发具有指导意义.

关键词: 顶拉式液压动力沉桩机; AMEsim; 动态仿真; 拉杆刚度

中图分类号: TP206 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9102(2013)04-0016-06

目前沉桩机都采用顶击式结构, 即冲击锤直接作用于桩杆顶端, 其结构简单, 便于装配; 但噪声大且受击点位移随着桩杆的移动而变化, 不利于对噪声源加载隔音装置, 从而不适应城市环境的要求. 本文通过增加受击夹桩箱及拉杆等结构, 设计了新型顶击式液压动力沉桩机, 即冲击锤作用于受击夹桩箱上, 受击夹桩箱再通过拉杆、桩帽结构最终带动桩杆运动, 使噪声源固定在预定范围(动力室)内, 通过在动力室外加隔音层, 使噪声强度大为减小, 以满足环境要求; 但因为增加拉杆等结构, 使得桩机重量增加, 以及提高了装配要求.

当前, 国内外针对液压动力沉桩机的研究很多. 一方面基于桩机原理, 通过数学建模, 为动力沉桩机的研究和开发提供理论依据. 如: W. A. Take and A. J. Valsangkar^[1] 基于桩锤、锤垫、桩帽、桩垫的相互作用, 利用 Laplace 变换推导出锤击力的解析解, 建立了解析模型; Deeks and Randolph^[2] 在文中提出由桩锤、锤垫和直接置于桩顶的桩帽组成的锤击模型的

解析解, 并分别考虑了锤垫材料的弹性、粘弹性特性. 胡小江等^[3] 对市场中通用液压打桩锤液压系统, 建立相应数学模型, 并基于 simulink 进行数值动态仿真, 为沉桩机液压系统在理论上的研究提供依据. 张龙江^[4] 等对双作用式液压动力沉桩机液压系统进行了研究, 采用功率键合图法建立液压打桩锤上行、下降的键合图模型和状态空间方程, 通过四阶龙格-库塔法和预估-校正法相结合编制了仿真程序对状态空间方程求解, 得到了在打桩过程中打桩力、桩锤位移、速度、加速度等参数的动态响应仿真曲线图. 另一方面根据桩锤单/双作用下落方式进行研究(单作用方式为桩锤在自重的作用下以接近自由落体方式下落; 双作用方式为桩锤在自重和外力共同作用下以大于自由下落加速度下落). 如: 查德根、黄宗益等^[5] 例举了市场上几种类型的液压动力桩机, 并对其工作原理分别进行阐述及比较得出: 单作用方式结构简单, 打桩承载力计算机方便可靠, 调整控制方便; 双作用式打桩锤结构比较紧凑, 但结构

收稿日期: 2013-03-20

基金项目: 液压动力沉桩机冲击系统动态特性仿真分析(09430304000095)

通信作者: 胡燕平(1957-), 男, 湖南邵阳人, 博士, 教授, 主要从事流体控制和机械设计等研究. E-mail: yphu@hnust.edu.cn

复杂,制造成本高,同时该方式由于桩锤上升过程中泵同时给液压缸下腔和蓄能器供油,影响上升速度,打击频率较低.杨永海^[6]等设计了一种单作用式氮气储能式液压缸,使得冲击式液压桩锤的结构更加紧凑,通过中转油箱减小排油阻力,并对新型液动力沉桩机的工作性能进行了基于虚拟样机软件ADAMS的仿真分析.胡均平、许天亮等^[7]设计了气液联合作用液压打桩锤,借助气压蓄能来实现桩锤下落中的双作用下落过程,并通过AMEsim建模进行了其动态过程仿真研究.宋永刚^[8]在双作用液压缸下落回油路中加装液控单向阀,通过仿真比较得出:在回油路中设置液控单向阀不仅可以大幅度降低回油背压,减小系统发热量,还可使落锤速度有所提高,从而提高综合效率.梁永红^[9]通过对外双差动液压打桩系统的理论分析,并将其与单差动系统进行仿真比较,得出双差动液压控制回路对于降低管路的压力损失,有效地提高桩锤冲击力.

本文借助AMEsim建立顶拉式沉桩机液压、负载系统模型及相应元件子模块,并进行动态仿真,研究了顶拉式动力沉桩机的最大打击能量、频率和冲击锤下冲加速度等参数;同时通过改变缓冲弹簧刚度参数,分析其对冲击系统的影响.

1 顶拉式冲击结构装置

图1所示为顶拉式冲击结构简图,其中:提升油缸底端通过球头座与机身支撑架铰接固定,起支撑作用,提升油缸活塞杆上端与冲击锤固定连接,从而通过活塞杆的移动来带动冲击锤的动作;受击拉压箱与拉杆下端固定;桩帽的下半部正中开设凹坑,该凹坑扣压在桩杆顶上,起传递顶压力,另外桩帽通过插舌与拉杆上的齿形压板固定,实现免焊接开断连接;冲程调节器用于调节冲击锤上升行程,以适应不同的土质要求.正常上提过程时,插舌插入拉杆槽杆中,此时受击拉压箱、拉杆与桩帽近似固定块,由于桩帽扣在桩杆上,实现受击拉压箱定位,同时提升油缸的活塞杆上移带动冲击锤上提动作.冲击过程时,提升油缸活塞杆带动冲击锤加速下落,最终以一定的速度作用在受击拉压箱上,受击拉压箱经碰撞获得动能,再通过拉杆、桩帽把桩杆拉入桩土中,实现桩杆下打过程.

图2为桩帽的结构图,通过油缸的伸缩来控制插舌的左右运动,从而实现桩帽与拉杆的断合,具体运作过程如下:当油缸的活塞杆伸出时,带动曲柄逆时针转动,推动滑块沿着限位轨道下移,再通过连杆使曲柄逆时针转动,最终带动插舌相对内缩,实现夹紧拉杆,使桩帽与拉杆固定连接;反之,当油缸的活

塞杆缩进时,桩帽与拉杆分离.

2 技术性能参数

冲击锤质量 $m = 6\ 000\ \text{kg}$, 击行程 $200 \sim 1\ 200\ \text{mm}$; 冲击加速度 $a = 16\ \text{m/s}^2$; 冲击能量 $72\ \text{kN} \cdot \text{m}$; 冲击频率: $30 \sim 90\ \text{Hz}$.

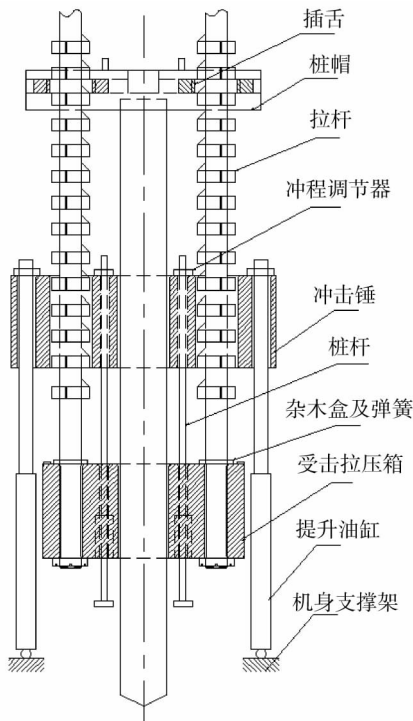


图1 顶拉式冲击结构简图

Fig. 1 The structure diagram of pull impact

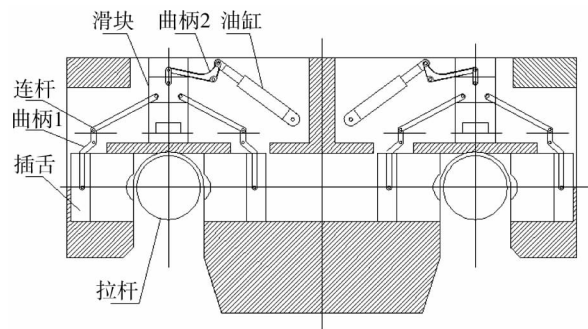


图2 桩帽结构图

Fig. 2 The structure diagram of pile cap

3 液压系统工作原理

该冲击动力沉桩机液压系统主要包括变量泵、电磁溢流阀、蓄能器、电磁插装阀及液压缸.采用电控可调变量泵为系统提供高压油,系统最大压力由泵的切断压力限定;电磁溢流阀作为安全阀并联在油路中;蓄能器为液压缸高速运动提供足够的油液;考虑到整个工作过程中流量大会导致压力损耗,采

用插装阀组成换向阀,减小阀口的压差损失;为了减小上升时间,采取上升差动式液压连接。

图3为液压动力沉桩机冲击系统液压原理简图,主要工作过程分析如下:

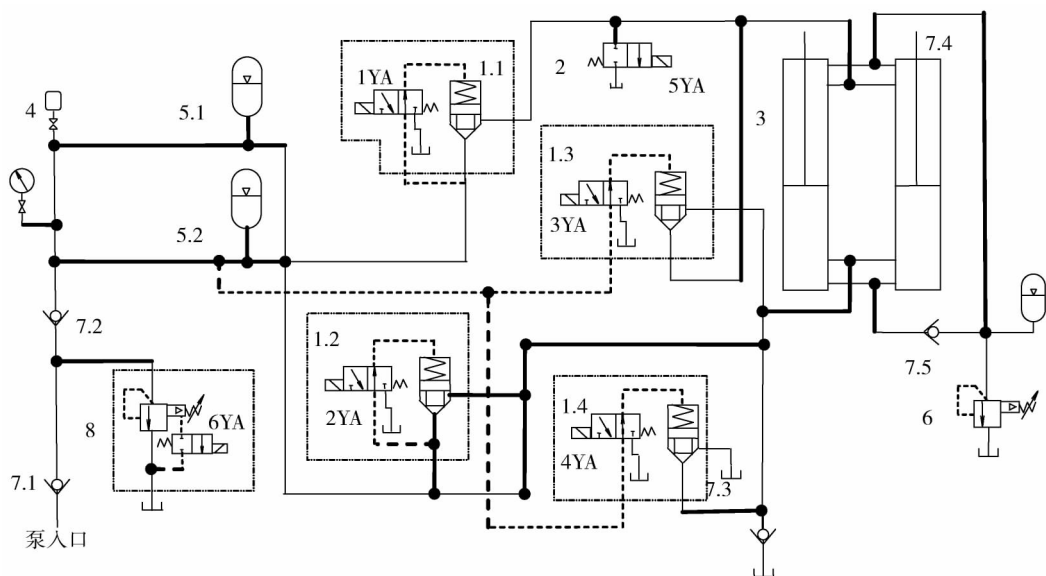
冲击锤上升准备过程:电磁换向阀1YA,2YA,3YA,4YA失电,此时插装阀全处于关闭状态,泵输出的液压油经单向阀7流入蓄能器5,蓄能器建立工作压力及储存流量,为冲击锤快速上升做准备。

冲击锤上升过程:信号控制器发出信号,电磁换向阀1YA,4YA失电,插装阀1.1,1.4保持关闭,同时电磁换向阀2YA,3YA得电,插装阀1.2,1.3在系统压力下打开,泵出口油通过插装阀1.2进入提升油缸3无杆腔、提升油缸3有杆腔的油通过插装阀1.3进入提升油缸3有杆腔,实现差动式连接,冲击

锤快速上升,以满足高工作频率要求;

冲击锤下打准备过程:当冲击桩锤达到预设高度时,电磁换向阀1YA,2YA,3YA,4YA失电,此时插装阀全处于关闭状态,泵输出的油液通过单向阀7.1,7.2进入蓄能器5蓄能,以增大下打初始阶段的加速力,当蓄能压力达到电磁溢流阀8的设定压力时,泵输出的油从电磁溢流阀8中溢流,同时单向阀7.2保证蓄能器始终处于保压状态。

冲击锤下打过程:电磁换向阀2YA,3YA失电,插装阀1.2,1.3关闭,同时电磁换向阀1YA,4YA得电,插装阀1.1,1.4在系统压力下打开,泵出口油通过插装阀1.1进入提升油缸3有杆腔,提升油缸3的无杆腔通过插装阀1.4回油箱,实现冲击体加速下冲,增加撞击能量.依次进入到下一个工作循环。



1- 电磁插装阀;2- 电磁开关阀;3- 提升油缸;4- 压力传感器;5- 蓄能器;6- 先导溢流阀;7- 单向阀;8- 电磁溢流阀

图3 冲击液压系统图

Fig.3 Impact of the hydraulic system diagram

4 仿真模型的建立

4.1 AMESim 简介

AMESim (Advanced Modeling Environment for Performing Simulations of Engineering Systems), 是法国 IMAGINE 公司 1995 年推出的一种建模和仿真软件,它在一个仿真环境内集成了多学科系统进行仿真,成为一个统一的建模与仿真平台.对于液压系统仿真而言,AMESim 不仅提供了专用液压模型库 (Hydraulic),同时考虑到液压元件的样式繁多,还提供了液压元件设计库 (HCD) 使得用户可以自行构建模型。

4.2 模型搭建

对原理图进行必要简化后,在 AMESim 的草图模式下,从元件库中分别选取相应元件建立了仿真模型.以下就部分模块进行介绍,其分析如下:

1) 顶拉式冲击结构模型

图4为顶拉式冲击结构在 AMESim 的简化模型,其中弹簧阻尼系统1用于模拟冲击体与受压拉压箱在碰撞过程中传力与减震作用;弹簧阻尼系统2用于模拟拉杆在冲击时传力的过程;质量模块1用于模拟受击拉压箱与拉杆下端的质量;质量模块2用于模拟桩杆与拉杆上端的质量.为了在总模型时便于调用,通过超级元件工具使其封装为超级元件,并定义其图标为 MECH.

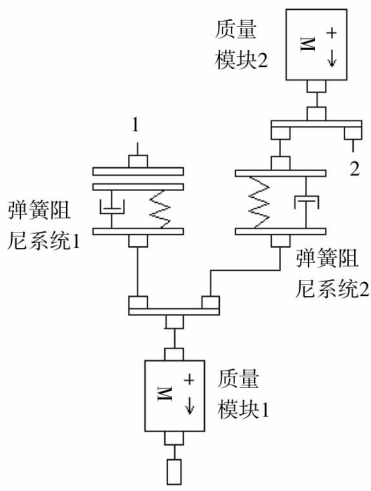


图4 机械系统模块
Fig. 4 The module of mechanical system

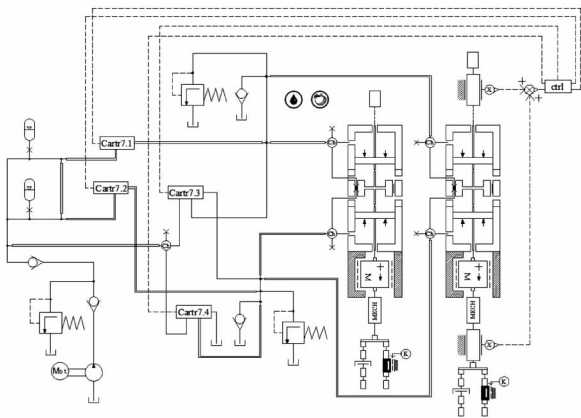


图5 动力沉桩机液压系统模型
Fig. 5 The simulation model of hydraulic dynamic pile - sinking machine

表1 液压动力沉桩机冲击液压系统的主要参数

Tab. 1 The main hydraulic parameters of the hydraulic dynamic pile - driver

模型名称	序号	参数名称	数值	模型名称	序号	参数名称	数值
泵	1	泵排量/(mL/rev)	210	机械模块	13	受击拉压箱与拉杆下部质量/kg	1 500
	2	泵转速/(rev/min)	1 450		14	桩与拉杆上部质量/kg	3 500
	3	泵容积效率/%	98		15	接触刚度/(N/m)	1.00E + 09
	4	泵机械效率/%	91.8		16	接触阻尼/(N · s/m)	100 000
插装阀	5	阀 7.1 直径 C/mm	75.0	17	拉杆刚度/(N/m)	2.4E + 08	
	6	阀 7.1 直径 A/mm	72.5	15	拉杆阻尼/(N · s/m)	27 386	
	7	阀 7.2 直径 C/mm	60.0	桩土	16	桩土摩擦力/N	2.00E + 06
	8	阀 7.2 直径 A/mm	58.0		17	桩土阻尼/(N · s/m)	4.00E + 04
	9	阀 7.3 直径 C/mm	46.0	液压缸	18	活塞直径/mm	80
	10	阀 7.3 直径 A/mm	44.6		19	活塞杆直径/mm	63
	11	阀 7.4 直径 C/mm	110.0		20	行程/mm	2 000
	12	阀 7.4 直径 A/mm	106.5	安全阀	21	开启压力/bar	200

图7为冲击锤整个工作过程的速度变化曲线(取向向下为正方向):当 $t = 10.200 \sim 10.836$ s时间

图5为动力沉桩机液压系统简化模型,其中Cartr7模块代表插装阀,mech模块为顶拉式冲击结构,ctrl模块为信号检测及控制器.

5 仿真分析

5.1 仿真系统的主要参数

鉴于篇幅的限制,仅列出若干重要元件的设置参数参见表1,其中阀的直径 C 表示插装阀的控制腔尺寸,直径 A 表示插装阀的进油腔尺寸(在表1中没有列出元件的参数均使用软件默认值).仿真时间为20 s,步长为0.001 s,起动检测延时2.1 s(保证桩锤每次工作在最低点位置,同时使泵输出压力达到一定值).仿真结果如图6、图7所示(设向下为正参考方向):

图6为冲击锤部分高位停留及下冲过程加速度变化曲线(取向向下为正方向):在 $t = 11.235 \sim 11.288$ s时为高位停留阶段(蓄能器蓄能),其中 $t = 11.235 \sim 11.272$ s阶段,冲击锤因液压缸两端油液压缩及自重的影响,开始向上减速波动,对应的加速度由 $a = 0.15 \text{ m/s}^2$ 增加到 $a = 10.57 \text{ m/s}^2$,此刻对应速度为0;当 $t = 11.272 \sim 11.288$ s时,冲击锤开始向下加速波动,对应的加速度由 $a = 10.75 \text{ m/s}^2$ 减小到 $a = 7.02 \text{ m/s}^2$.在 $t = 11.288 \sim 11.654$ s为冲击锤下冲过程,其中 $t = 11.288$ s时刻液压缸上腔进油,对应的加速度由 $a = 7.02 \text{ m/s}^2$ 快速增加到 $a = 18.61 \text{ m/s}^2$,整个下冲过程直至 $t = 11.654$ s, $a = 14.27 \text{ m/s}^2$.故下冲时间段平均加速度近似于 16 m/s^2 ,满足设计参数要求.

段,冲击锤为上提过程,最大上升速度 $v = 2.432 \text{ m/s}$,当 $t = 10.837 \sim 11.272$ s时间段,蓄能器开始

蓄能及储存流量,由于冲击锤的惯性、重力及油液压缩性的影响,冲击锤速度出现波动,当 $t = 11.273 \sim 11.785$ s 时间段为冲击锤下落及冲击过程,其中冲击锤下落的最大速度为 6.24 m/s,当 $t = 11.186 \sim 12.141$ s 时间段为蓄能器蓄能及储存流量过程;经计算冲击锤最大动能为 116.8 kN·m,整个工作时间为 1.92 s,均满足设计参数要求。

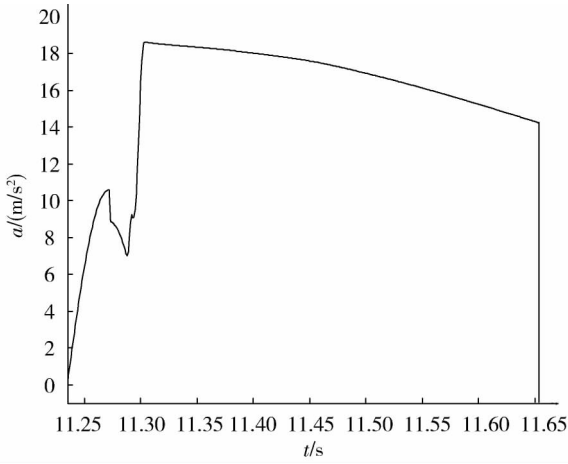


图6 冲击锤高位停留及下冲过程加速度曲线

Fig. 6 The acceleration curve of impact hammer stayed high and down

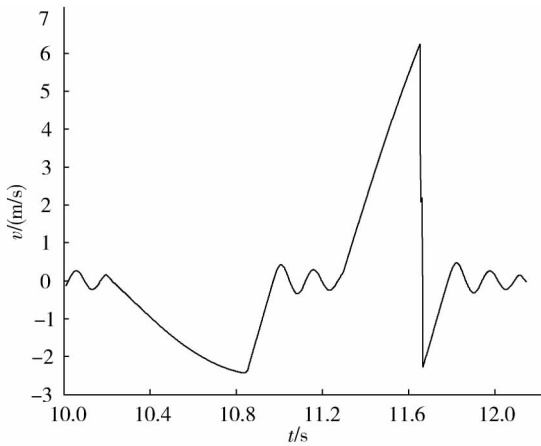


图7 冲击锤速度曲线

Fig. 7 The speed curve of impact hammer

5.2 拉杆弹簧刚度大小对系统性能影响

本系统中把拉杆简化为弹簧与阻尼模块,设置拉杆弹簧刚度分别为 2.4×10^8 N/m, 4.4×10^8 N/m, 6.4×10^8 N/m, 8.4×10^8 N/m,其他参数保持不变,仿真步长设为 0.0001 s,通过批处理运行仿真,得到碰撞时冲击锤的冲击力 F 及桩杆贯入量 S 曲线图8、图9所示:

由图8、图9可知:冲击应力分别如下: 6.16×10^6 N, 6.14×10^6 N, 6.12×10^6 N, 6.14×10^6 N. 撞击

接触时间分别为: 0.0099 s, 0.0083 s, 0.0076 s, 0.0070 s. 桩杆贯入量分别为 0.0490 m, 0.0494 m, 0.0481 m, 0.0476 m. 仿真结果表明:随着拉杆弹簧刚度增大,撞击接触时间缩短,但冲击力基本上不变;桩杆贯入量在拉杆刚度为 4.4×10^8 N/m(拉杆的直径约为 0.15 m)时达到最大值。

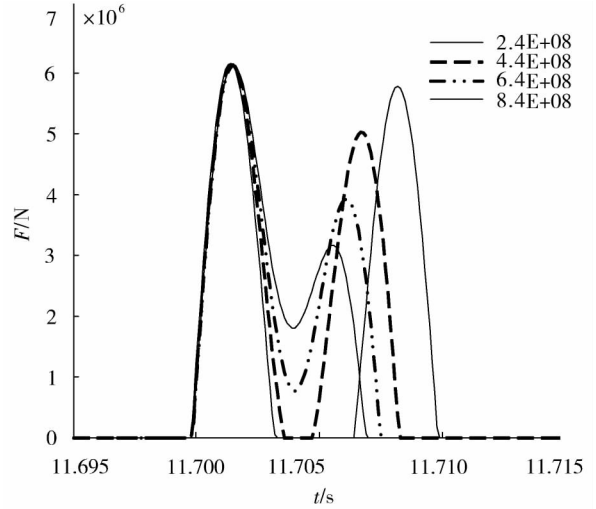


图8 击锤冲击力对比曲线

Fig. 8 The contrast impact force curve of the impact hammer

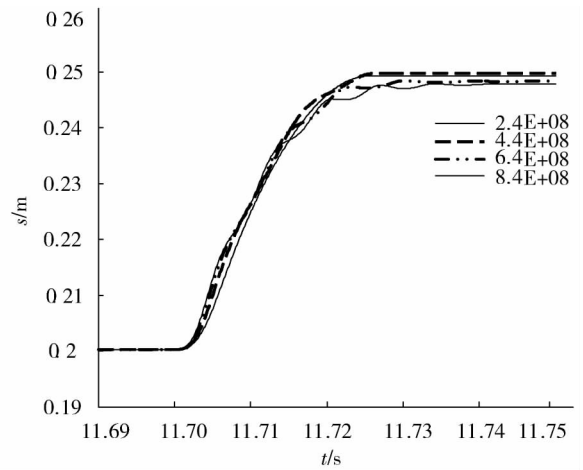


图9 冲杆贯入量对比曲线

Fig. 9 The contrast curve of pile stem injection quantity

6 结论

1) 根据动力学理论和桩机工况要求,建立动力沉桩机液压系统模型并进行仿真,通过仿真分析可知:冲击锤下冲加速度、打击频率及最大冲击能量均满足设计要求;同时通过调节蓄能时间和改变冲击锤上提高度,可实现冲击锤下冲过程中不同的加速度、工作频率及冲击能量,以满足不同土质打桩的要求。

2) 随着拉杆弹簧刚度增大,撞击接触时间缩短,桩锤冲击力基本稳定不变;由仿真曲线可以得到

拉杆刚度为 4.4×10^8 N/m 左右时,能够得到较好的贯入效果,为液压力沉桩机的研究和开发具有一定的指导意义.

参考文献:

- [1] Take W A, Valsangkar A J, Randolph M F. Analytical solution for pile hammer impact [J]. *Computers and Geotechnics*, 1999(25): 57 - 74.
- [2] Deeks A J, Randolph M F. Analytical modeling of hammer impact for pile driving [J]. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, 1993, 17(2): 279 - 302.
- [3] 胡小江,谷立臣. 打桩锤液压系统的设计及动态仿真[J]. *机床与液压*, 2005(1): 77 - 79.
Hu X J, Gu L C. Pile hammer hydraulic system design and dynamic simulation [J]. *Machime & Hydraulic*, 2005(1): 77 - 79.
- [4] 张龙江. 双缸双作用液压力沉桩机研究与开发[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2004.
Zhang L J. The research and development of hydraulic piling machine for two - cylinder and double - acting [D]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology Building, 2004.
- [5] 查德根,黄宗益. 液压力打桩锤的液压回路[J]. *建筑机械*, 2000(2): 21 - 24.
Cha D G, Huang Z Y. The hydraulic circuit of hydraulic pile hammer [J]. *Construction Machinery*, 2000(2): 21 - 24.
- [6] 杨永海. 新型冲击式液压力沉桩机系统设计与仿真[D]. 吉林:吉林大学, 2010.
Yang Y H. The new type of system design and simulation for hydraulic impact dynamic pile - sinking machine [D]. Jilin: Jilin University, 2010.
- [7] 胡均平,史天亮. 新型气液联合液压力打桩锤的仿真研究[J]. *计算机仿真*, 2009(8): 274 - 277.
Hu J P, Shi T L. The new type of simulation research of gas and liquid joint hydraulic pile hammer [J]. *The Computer Simulation*, 2009(8): 274 - 277.
- [8] 宋永刚,黄山井. 落锤式打桩机液压系统的效率研究[J]. *工程机械*, 2006(9): 55 - 60.
Shong Y G, Huang S J. The efficiency of the hydraulic system of drop hammer type pile driver [J]. *Engineering Machinery*, 2006(9): 55 - 60.
- [9] 梁永红. 双作用式液压力打桩机液压系统仿真研究[J]. *机械设计与制造*, 2007(11): 173 - 175.
Liang Y H. The simulation research of hydraulic system to double - acting hydraulic pile hammer [J]. *Mechanical Design and Manufacturing*, 2007(11): 173 - 175.

Dynamic simulation of top - pull hydraulic dynamic pile - driver based on the AMESim

HU Yan - ping, WU Min - wang, MAO Zheng - yu, ZHANG Han, LUO Xu - hui, LIU Man
(School of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

Abstract: Based on the principle of the hydraulic pile driver, in order to make the strike point in the preset range, the striken clamping boxes and trolley structure were added and a new type of top - pull hydraulic power pile drive was designed. To meet the environmental requirements, the noise was reduced by adding fixed soundproof layer. The model of hydraulic - load system and the corresponding component sub - modules were established and simulated by applying the software AMESim. The result shows that the main parameters of the system were comply with the design requirements, such as the biggest striking energy, frequency and impact hammer undershoot acceleration. By changing the rod spring stiffness parameters, the influence of the impact system is analyzed, which provide a guiding significance for the researching and developing of hydraulic dynamic pile - driver.

Key words: top - pull hydraulic dynamic pile - driver; AMESim; dynamic simulation; rod stiffness