

摘要

液压静力压桩技术作为一项预制桩施工的代表性技术，具有效率高、工人劳动强度低、低噪音、无污染等优点，在持力层较深的沿海地区和内陆冲击平原地区具有明显的施工优势。但压桩过程中普遍存在的偏桩现象，一直以来是影响施工效率、成本和设备可靠性的因素之一，制约了静力压桩技术的发展。

本论文针对机身调平状态下压桩过程中产生的预制桩偏斜现象进行了研究和有关技术改进。文章首先分析了偏桩现象的危害和产生机理，进而根据国家建筑竣工验收规范标准、桩身强度、设备抗损强度等条件要求，确定出了偏桩最大容许偏差。为解决压桩过程中产生的偏桩现象，本文设计了一种具有缓冲卸荷能力和同步能力的压桩液压系统。另外，为了消除偏桩，文章还对压桩的相关机构的设计和制造工艺作出了改进。

文章首次确立了偏桩的最大容许偏差范围，并研究设计了具有换向卸荷缓冲能力和流量负载补偿差动同步能力的压桩液压系统。新系统减小了机身摆动失平的幅度，提高了压桩油缸同步性能，减小了偏桩偏差。施工工地实验证明，本文研究设计的新系统可有效防止施工中偏桩现象的产生。

关键词 液压静力压桩机，偏桩机理，容许偏差，卸荷缓冲，差动同步

Abstract

As the representation of concrete piles construction methods, hydraulic static pile driver technology has many advantages, such as high efficiency, low working intensity, less noise, no pollution, and so on. Particularly ,it shows more superiorities in constructions of the forelands and the alluvial plains where the hold-force layers stand deeply. However, the phenomenon of pile gradient appearing in the construction process has been constraining the development of the technology.

Aiming at the phenomenon of piles' gradient under the condition of horizontal machine body, the thesis has done some analysis and research on it. Firstly, the paper interprets the harms and the causes about the phenomenon. Then ,according to the requirement of national construction criteria, pile intension and machine intension, the author works out the max permitted deviation of pile gradient. To solve the problem, a new hydraulic system is designed and a series of simulations and experiments are made to check the invention's effects. In addition, the paper also improves the mechanical structures and gives some technological process requirements about them.

It is worthy of mentioning that the paper builds the permitted pile gradient deviation for the first time and invents a new pile system with special functions, such as buffer function ,flow and load compensate ability. The new system can avoid the flutter of machine body and improve the synchronism ability, which benefits the decrease of pile gradient. In short, The analysis and experiments show that the design is economical and useful, it will bring expected effects in the practical field.

KEY WORDS hydraulic static pile driver ,causes of pile gradient,
permitted range , buffer ability, synchronism

原创性声明

本人声明，所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了论文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得中南大学或其他单位的学位或证书而使用过的材料。与我共同工作的同志对本研究所作的贡献均已在在论文中作了明确的说明。

作者签名：王凌辉 日期：04年12月05日

关于学位论文使用授权说明

本人了解中南大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留学位论文，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以采用复印、缩印或其它手段保存学位论文；学校可根据国家或湖南省有关部门规定送交学位论文。

作者签名：王凌辉 导师签名：胡平 日期：04年12月05日

第一章 综述

1.1 桩基础工程简介

桩基础是最古老的基础形式之一。早在新石器时代,人类为防范敌人袭击、猛兽侵犯和不占耕地,就已懂得在湖泊和沼泽地里栽木桩搭平台修筑定居所^[1]。人类关于桩基础的使用早有记载^{[2][3]}:我国《水经注·汾水》记载的公元前557-531年在今山西汾水建成的三十墩柱木桩梁桥;《三辅黄图》记载的秦代所建的渭桥(公元前221—206);英国保存的罗马时代修建的桥梁工程和河滨住宅的木桩基础;东安格里亚(East Anglia)沼泽地区修建的大修道院基础等。伴随着人类文明长河的奔涌,桩基础通过其丰富万千的形式和不可替代的作用,书写着建筑史上璀璨的篇章。

桩被置于地基土中,把上部结构的载荷通过桩身传递于地基下较坚固密实、稳定、可靠的岩土之上,起到承上启下的衔接作用,以满足建筑物安全正常使用和限制变形量在一定的范围之内^[4]。当承载力较高的土层埋藏较深,其上为松软土层所覆盖;或者河床的冲刷深度较深以及岩层面很不平整时,比较适合采用桩基础。由于桩的材料、长度与设置方法及工作方式都可以有很大的调节与变化,因此桩很容易适应建筑物荷载的不同受力条件与要求,具有良好的工程技术性。

现代建筑业的发展迅速推动了桩基础的变化。建筑材料和施工技术的提高,改变了木桩的单一形式。如今,木桩、混凝土桩、钢筋混凝土桩、预应力钢筋混凝土桩和钢桩、混合桩等多种桩基础形式都得到了广泛的应用。

桩基础具有承载力高、沉降速率缓慢、沉降量较小而均匀、能承受垂直和水平载荷等特点,在建筑基础中所占的重要地位不言而喻。它的作用^[6]主要体现在以下几点:

1. 承担上部建筑的竖向荷载和偏心荷载。
2. 确保建筑物倾斜不超过有关规范的允许范围。
3. 确保建筑物整体抗倾覆的稳定性。
4. 确保建筑物不致于产生过大的沉陷与倾斜。

建筑业的蓬勃发展,对桩基础也提出了更高的要求。针对地基、环境及施工技术条件要求,人们开发并应用了种类繁多的桩基础与施工工法^[6]。主要有以下分类:

1. 按桩的材料分:木桩、混凝土桩、钢筋混凝土桩、预应力钢筋混凝土桩和

钢桩、混合桩等。在桥梁桩基中，一般采用钢筋混凝土桩。

2. 按桩的形状分：圆柱形、方柱形、多边柱形、截头圆锥形、带阶截头圆锥型、宽边H形等。其内部可以是空心或者实心。
3. 按桩轴方向分：竖向桩，单向斜桩、多向斜桩和桩架等。
4. 按桩的土内支撑力性质分：有摩擦桩、柱桩和中间型桩。中间型桩即靠摩擦力和桩尖反力同时作用支撑载荷。
5. 按桩的施工方法分：有挤入法和钻挖法。
6. 按承台位置分：有低桩承台和高桩承台。

1.2 国内外桩工机械发展及研究

1.2.1 国内外预制桩施工机械发展及研究

桩工机械是各种桩基础工程的主要施工机械^[6]，按其工作原理可分为冲击式、振动式、静压式和成孔灌注式几类。常用的有柴油锤、蒸汽锤及液压锤、振动锤、静力压桩机、各种钻孔机以及与桩锤配套的各种打桩架等。

在选择桩型和施工方法时，应根据桩的大小、使用功能、穿越土层、桩端持力层性质与厚度、地下水情况、施工设备、施工环境、施工经验、制桩场地、材料供应等因素综合考虑^[7]。桩基础的施工需要一整套的施工技术要求、施工管理、施工技巧、检测手段。我国上海、天津、山东、江苏、浙江、福建、广东等沿海地区，在建筑工程实践中积累了大量的设计和施工经验，采用了不少新技术、新工艺、新桩型，迅速推动了桩基础工程及桩工机械的发展。

目前在建筑工程基础中，预制桩工法是运用最广泛和最具有代表性的施工工法之一。

1. 冲击锤

锤击打桩是人类最早采用的桩基础施工方法之一。坠锤是冲击锤的原始形式，此后是蒸汽锤，目前国内广泛应用的是柴油锤，而另一种更先进的液压锤正在国内外悄悄兴起。在20世纪50年代，最大的蒸汽锤为6t，可以用来锤击 $\Phi 550\text{mm}$ 的预应力钢筋混凝土管桩。20世纪60年代南京长江大桥建设时，使用了6t和8t的蒸汽锤^[8]。蒸汽锤的辅助设备多，效率低。以日本车辆制造株式会社开发的世界上第一台履带式三支点柴油锤打桩机为起点，桩基础施工从此掀开了新的篇章，展现出无限的机械化前景。随着柴油锤技术的日臻成熟与推广使用，柴油锤曾一度占领了桩基础施工机械的全部市场，蒸汽锤基本被淘汰。我国西安地区最初的桩基施工机械主要采用的就是柴油锤，如中国人民银行大楼、西安火车站等。目前国内使用的大型进口柴油锤主要有德国的马克、日本三菱和神钢^[9]

的产品。

上海工程机械厂自 1992 年与德国马克公司合作生产 D-10 型 10t 柴油锤，将国产柴油锤的级别与质量提到了一个新的高度。但与进口柴油锤相比，国产柴油锤质量较差，主要表现在活塞环材质及热处理工艺和气缸材质等方面，返修率较高。

目前国内专家学者针对柴油锤的研究主要集中在分析和改进方面，比较典型的有：

(1) 运动机理分析

①沈火群^[10]对柴油锤打桩过程进行了动力学分析，探讨了上下活塞、锤和桩的运动过程，以及能量转换规律，揭示了柴油打桩锤的工作特性。

(2) 维修与改进

①丁志尧^[11]针对柴油锤废气污染严重的情况，提出了四冲程筒式柴油打桩锤的设计方案，有效的减小了污染指数。

②洪敏^[12]针对柴油锤的缸体失效问题做了详细分析，并设计了改进结构，有效减少了桩锤的维修频率。

③余有存^[13]针对柴油锤容易“撞底”现象做了一定的分析和改进，延长了桩锤使用寿命。

此外，还有一些专家对柴油锤的导向机构和改装问题提出了一些改进措施，都有较好的实际使用效果。

近几十年来柴油锤虽然有了长足的发展，但柴油锤冲击打桩产生的振动、噪声以及废气污染、挤土效应对相邻建筑物、管道、地下设施具有的不利影响等不利劣势一直无法克服消除。随着科学技术的不断发展，人们由从技术性、经济性的考虑向更加注重环保的方向转移，许多新的施工机械也应运而生。目前在我国，许多地区也已经明令禁止柴油锤在市区内施工^[14]。在日本，柴油锤已经被液压锤所取代。

液压锤是一种低噪音、无污染的新型打桩设备。自 20 世纪 60 年代在欧洲诞生以来，液压锤在发达国家得到迅速的发展普及。20 世纪 70 年代，各国先后开发了液压锤以适应建筑行业新的需求。目前，液压锤已经成为桩基础施工中不可或缺的大型桩工机械之一。国际上的主要产品有日本日车的 NH 系列、荷兰 HBH 系列、芬兰永腾 HHK 系列液压桩锤^[15]。

我国于 20 世纪 90 年代初由上海工程机械厂以合作生产的方式从日本车辆（株）引进 7t 和 10t 液压锤生产技术并投入小批量生产。但由于打击效率低、价格偏高等原因，在我国还没有得到普及，目前正处于推广阶段。

液压锤与其他桩工机械相比具有自身的特点和优势，因此，液压锤技术一直

是国内外桩工机械技术研究的热点,研究人员主要从以下几个方面进行了分析研究。

(1) 作用机理分析

①湘潭矿业学院的尹喜云^[16]等应用波动力学分析了冲击沉桩过程,并建立了系统力学模型,并提出了冲锤、桩帽和桩的最佳匹配方案。

②傅铁铭^[17]分析了桩锤与桩的相互作用,并建立了桩锤性能实验与分析的计算模型。

③美国的 Poskitt, T. J. 等^[18]从能量损失角度分析了桩锤与地基的作用,并给出了桩锤设计公式。

④美国的 Deeks, A. J. 等^[20]建立了锤桩相互作用模型,并用 ANSYS 软件进行了分析,为桩锤的设计提供了理论依据。

(2) 液压系统设计

①南京建筑工程学院的蔡邵据^{[19][21]}设计了一种液压锤的系统并建立了数学模型,用于对桩锤下落高度,下落速度和加速度的分析。

②同济大学的查德根等^{[22][23]}设计了一种液压锤液压系统,并进行了系统参数优化设计。

(3) 设计研制开发

①上海同济大学的徐宝富等^[24]研制了一种滑阀式高频液压打桩锤,并就其核心部件—滑阀进行了设计研究。

②中南大学液压所设计开发的 ZCY 系列气液联合打桩锤^[25],可实现打击能和打击频率的无级调节。

2. 振动锤

振动沉桩是利用高频振动,以高加速度振动桩身,使桩身周围的土体产生液化,减小桩侧与土体间的摩擦力,然后靠振动锤与桩体的自重将桩沉入土层中。主要适用于各类钢板桩和钢管桩的沉拔作业,也可用于混凝土桩的沉桩作业^[26]。在武汉大桥建设时期,我国试制了苏制 BII₁型振动桩锤,成为当时激振力最大的振动桩锤。20 世纪 60 年代,为南京长江大桥 $\Phi 3600\text{mm}$ 预应力混凝土管桩下沉作业,又研制了大型振动锤中-250 型,激振力可达 2500kN。此后许多年,国内振动桩锤的研制工作基本止步不前。

国外振动桩锤主要向液压振动桩锤的方向发展。自 20 世纪 70 年代中期,美国 MKT 公司首次在世界上研制成功第一台液压式振动桩锤以来,便受到建筑界的重视并得以迅速发展,发达国家已普遍推广使用液压式振动桩锤。目前国际上的生产厂家多为大型专业公司,如德国的 MGF、KRUPP、PVE、MFNCK 公司,美国的 MKT、ICE 公司^[27],日本的日平公司^[28]等。KRUPP 公司生产的高频无级调幅桩锤激

振力可达 400~4000kN。

目前, 液压振动桩锤是国内外研究的热点。研究人员主要从以下几个方面进行探索和研究:

(1) 振动沉桩机理

①西北建筑学院的周立新^[29]对振动沉桩理论做了分析和推导, 并进行了振动功率和共振工况的功率计算。

②中南大学液压所^[30]对振动沉桩机理进行了详细分析, 研究了液压振动桩锤的调幅调频特性。

③美国的 O' Neill, Michael W^[31]通过实验的方式, 定量分析了影响振动锤驱动能力和承载能力的因素, 并建立了振动桩锤工作模型。

④美国的 Wong, Daniel^[32]建立了沙质土基的振动锤—桩—土系统模型, 分析了振动力与非线性的地基抗力之间的关系, 并通过实验做了验证修正。

(2) 振动沉桩锤的设计

①南京建筑工程学院的蔡邵琚^[33]通过介绍日本研制的超高频振动桩锤的构造特点和可变特性, 为国内研究开发液压振动桩锤提供思路

②美国的 Bingham^[34]等提出了一种数字控制桩锤振幅和频率的系统。

③中南大学液压所开发的 ZZY 系列液压振动桩锤^[35], 可实现无级调频调幅功能。

(3) 振动锤施工的桩承载力评估

①美国的 Bosscher, Peter J. 等^[36]提出了一种由振动桩锤的加速度测量系统来评估施工桩的单桩承载力的方法。

3. 液压静力压桩机

液压静力压桩是 20 世纪 80 年代兴起的一种桩基础施工新工艺。它是利用桩机本身的重力以克服压桩过程中桩侧的摩擦力和桩尖反作用力, 将桩体压入土中。它具有无噪声、无污染、无振动、施工速度快、节约材料、质量可靠等优点, 是城市老区改造和新区开发的理想机具。用静力压桩机施工, 不仅具有上述优点, 而且静力压桩对桩身产生的应力小, 不容易对桩产生损害, 能起到保护桩的作用, 因此可以减少混凝土预制桩的钢筋用量, 这对降低工程造价具有一定的意义。

早在 1967 年, 交通部第三航务局就已开始研究压桩技术, 并在福建一个工地进行了施工实践, 接着, 上海同济大学、上海建工局等也研制了一台压桩装置, 并于 1970 年在宁波完成了一座桥梁的基础施工。但那时的压桩设备仅仅是一个装置, 一个工地完了, 这个装置就拆掉不存在了。1975 年武汉地区开始研制静力压桩设备, 由武汉市建筑机械厂生产出我国第一台全液压式静力压桩机, 并投入使用, 在全国迅速得到了推广, 上海、南京、西安等地先后引进这种机器, 开

始在工程实践中普遍使用。随着生产的不断发展,静力压桩机的吨位也越来越大。发展至今,由于静力压桩机的最大吨位已能达到 1000 吨,故单桩允许承载力可达 5000kN,可满足 35-45 层以内的高层建筑所要求的桩基深度和压力^[37]。

目前,国内应用的液压静力沉桩机主要有中南大学液压所开发的 ZYB 系列、武汉建筑机械有限公司开发的 YZY 系列、湖南长沙山河智能的 ZYJ 系列桩机等。

1.2.2 液压静力压桩技术研究

液压静力压桩机在实践应用中解决了一些其他桩基础施工机械无法解决的问题:解决了在一些市区、学校、医院、文物保护单位以及周边有危房等对振动、噪声、污染有严格要求地区的桩基础施工。静力压桩在施工中利用了压桩时的直观性,解决了由于地质状况复杂的不可预见性,为建筑设计提供了桩基施工承载能力的可靠性判断。

静力压桩的优越性得到了普遍的认同,但在施工时存在一些必须克服的问题——机土效应对周边环境的影响,施工作业时机身不平,桩身倾斜,夹桩破损和桩身折断,机身过于庞大,机动性能差,智能测试系统空白等。对于如何保证静力压桩的压桩质量和桩机结构的改进等一系列问题,桩机设计人员们不断的进行着探索和创新。研究人员们主要从以下几个方面进行分析,并提出了有效的解决办法。

(1) 机身结构与调平

①中南大学液压所设计的 ZYB 系列桩机^[38],采用悬臂式外卡结构,用拉杆铰接机身,在不减小悬臂支腿和机身强度的前提下,提高了机器的拆装转场方便性。

②中南大学液压所^[38]在设计生产中,采用卡式弹簧复位机构,并考虑短船回转工作情况,采用补偿式设计,降低了生产成本,提高了机身转向的灵活性。

③中南大学液压所根据实际生产需要,开发出带保护套的支腿油缸,解决了支腿油缸受横向应力易损坏的问题,是一种先进的专利技术^[38]。

④江南造船厂的周本祥^[39]针对压桩中桩柱偏斜问题,提出了增大桩机接地面积的方案,在小船支腿上也安装了支撑油缸,压桩时使大小船同时接地,降低了接地比,起到了控制机身压桩过程中机身严重失平的现象。

⑤华中科技大学的舒水明等^[40]介绍了一种适合桩机使用的垂直度数显仪,为机身调平提供了设备上的支持。

⑥中南大学曾益坤等^[41]提出一种采用电液比例控制技术设计的机身调平系统,提高了施工质量,缩短了施工周期。

⑦中南大学液压所就机身调平问题于 2001 年设计了一套专门的 PLC 自动调平

系统^[42]，具有较好的使用效果。

(2) 液压系统

①中国水利水电八局武汉机械厂的陈九林^[43]于1996年提出了双泵双级双缸定量系统的液压系统设计方案，使大吨位桩机压桩速度不受功率限制，使桩机压桩效率提高到新的水平。

②中南大学的朱建新等^[44]于1999年提出了静力压桩机液压系统准恒功率的设计方法，建立了压桩力、压桩速度和能量利用的匹配关系，解决了高压桩速度与大压桩力无法兼顾的难题，显示了高效节能的优势。

③2000年，蔡政等^[45]对压桩机的动力系统进行了分析，并建立了液动力系统的微分方程和导出传递函数，分析了液动力系统的动态响应，对保证动力系统具备足够的承载能力、安全平稳工作提供了理论指导。

④南京建筑工程学院的蔡绍璐^[46]在静力压桩机液压系统里加进了液压冲击机构，使其在同样吨位下能取得更大的最大压桩力，提高了桩机的沉桩能力和施工效率。

⑤2002年，中南大学液压所^[47]提出在压桩油路中添加一个特制的振动开关阀，使压桩油压产生一定频率的振动，从而实现小吨位机压大吨位桩的目标。

⑥中南大学液压所^[48]分析了早期静力压桩机液压系统存在的问题，研究设计了优化的多档压桩液压系统，并在ZYB系列液压静力压桩机上使用，大大提高了压桩效率。

(3) 压桩机构

①中南大学液压所^[49]对压桩机构进行改造，设计开发了可持续压桩的ZYB型液压静力桩机，实现了连续压桩，提高了工作效率。

(4) 行走机构

①中南大学液压所^[50]设计了一种预铺轨道提携船式步履行走结构，能够适应城市中复杂地基情况下的基础施工。

②济南的王树明等^[51]提出了日本履带行走装置改善桩机行走噪声，降低了司机室的噪音。

③中南大学液压所^[38]设计的单缸驱动行走机构，解决了双缸驱动行走时力的偏载和集中等问题，是一种先进的发明专利。

(5) 夹桩机构

①广西建筑机械厂的吴向群^[52]提出了双层四缸浮动钳口的结构，采用对角夹桩，取得增力护桩的效果。

②武汉建筑机械厂的彭志明^[53]等根据楔块增力的原理提出了滑块式液压夹持器，并运用于YZY系列静力压桩机。

③江南造船厂的周本祥^[39]设计了一种“斜置油缸滑块式液压夹桩器”，将夹桩油缸斜置安装，也取得了较好的效果。

④中南大学液压所^[54]对钳口和桩的受力及危险截面的位置做了分析，并设计了一种准球头式调心双层结构，具有造价低、结构简单、夹桩安全、压桩质量高等优点，成功运用于 ZYB 系列静力压桩机。

⑤中南大学液压所^{[54][55]}对钳口与桩的相互作用做了研究，并推导了钳口长度和宽度设计公式，为夹桩钳口的尺寸设计提供了可靠的理论依据，避免了经验估算带来的不确切性。

(6) 智能测量系统

①南京建筑工程学院的郑凤琴等^[56]于 2000 年设计了静压桩机微机测量系统软件，并将之应用于静压桩机，可自动显示压桩力和贯入深度，并控制机身调平，还有一定的安全报警功能，提高了桩机的自动化水平。

②武汉建筑机械厂的 YZY 系列全液压桩机^[53]装有电脑检测仪，也可以自动记录压入深度，完成阻力曲线绘制。

③中南大学液压所^[57]研究了预制桩施工中的受力状况，设计了一种用微机监控压桩深度和承载力的系统，并能根据自动记录的数据预测土体的地质土层分布状况。

(7) 安全与维修

①浙江的严永庆^[58]对桩机使用前的安全检查做了一定的总结，并给出了安全检查项目。

②武汉的闵绍安等^[59]对桩机液压系统常见的故障做了总结，并给出了处理维修办法。

(8) 边桩机构

①中南大学液压所研制的 ZYB 系列液压静力压桩机^[38]配备有边（角）桩机构，可以方便的处理距离建筑物很近的边（角）桩，桩机的适应性得到了显著提高。

1.3 课题提出及研究思路

1.3.1 课题的提出及研究意义

静力压桩机具有压桩效率高、可靠性好、结构紧凑、布置合理、拆装方便等优点，自研制成功以来，在我国广东、上海、天津等地迅速推广应用。中南大学液压所开发的 ZYB 系列桩机，采用先进技术，拥有多项专利，更是深得用户好评。该系列桩机吨位在 80—1000 吨之间，其中 ZYB1000 最大压桩力可达到 1000 吨。

静力压桩机作业时,不可避免的会出现桩身倾斜或折断现象,在压大吨位管桩时候情况特别突出。若压桩时出现桩身倾斜偏差超过允许值的情况,一般需要拔桩或补桩处理;对于桩身折断的情况,则必须拔桩;以上情况都给用户带来不必要的经济和时间损失,是桩机用户最不愿意看到的情况。如果未能对桩进行有效纠偏或其他处理,轻则降低单桩承载力,影响设计承载能力;重则可能由于桩身倾斜引起桩基失稳,甚至引发高层建筑整体倾斜,后果不堪设想。所以,如何保护桩身的完好和将桩身倾斜度偏差控制在容许范围一直是桩机设计中的技术难题。

桩基础施工中常把桩身中轴线偏离重垂线的现象称为偏桩。偏桩的原因可以从机器设备方面可以作以下分析:

- ①机身不水平。机身的水平度是影响偏桩的一个重要因素。桩机设计中,四根立柱垂直于机身,油缸横梁水平联结于立柱上,平行于机身。压桩时,油缸活塞杆平行于立柱压下。只有在保证了机身的水平度后,才能保证桩被垂直压入地基。夹桩油缸的不同步。由于夹桩油缸先后接触桩身,就有可能造成夹紧后桩身的倾斜。
- ②在压桩过程中,夹桩箱产生了较大的倾斜,使偏桩偏差超出了容许范围。
- ③在压桩力卸荷瞬间,造成机身对地面的剧烈冲击,地表变形,引起机身摆动,机身水平度被破坏,造成偏桩甚至桩身折段。
- ④其他原因,如地质状况等。这也是造成偏桩的一个重要因素。

很多工程技术人员对机身调平问题进行了研究设计,比较具有代表性有中南大学液压所于2001年设计的PLC自动调平系统^[33],取得了较好的使用效果。实践表明,在桩机施工中,一般的机器操作手经过培训上岗后,均能熟练操作机器,通过铅垂线和水平仪以及经纬仪等辅助工具来调整机身水平度,使水平度控制在一定的偏差范围内。在机身调平的状态下,有时仍然会出现偏桩偏差超出容许范围的现象。这种严重的偏桩情况甚至造成桩的失效和设备损害。

针对这种情况,必须改进桩机本身的结构和性能,才能有效的控制偏桩偏差。本课题将对偏桩偏差过大原因进行研究分析,依据桩身极限强度和设备疲劳极限以及建筑施工标准等原则,计算最大容许偏桩偏差,并将提出整体改进方案,有效减小偏差。

目前,在国内外刊物上尚未见有关偏桩现象的研究文章。本文将从偏桩机理出发,分析设计目标,改进现有技术,重点对压桩系统进行改进和性能分析。使机器在机身调平状态下压桩,偏桩偏差能控制在容许范围内。

1.3.2 课题的研究思路

系统的改进必须要有明确的目标要求。问题的解决方法一般遵循：原因分析、方案设计、性能分析、实验验证的过程阶段。本论文将根据以上原则，对课题进行以下几个方面的分析与研究。

- ① 偏桩的影响及机理分析。本部分将通过偏桩产生的危害和引起偏桩现象的因素分析，确定在某一吨位下可以容许的偏桩偏差范围。确定容许偏桩偏差范围的原则是桩身不受损害和设备不受损害。要做到这点，压桩时必须将导向装置和桩身应力控制在容许应力范围，即

$$\sigma < [\sigma]$$

其中 σ 为最大应力， $[\sigma]$ 为许用应力。

然后根据建筑施工质量规范和应力要求，来综合确定容许偏桩偏差范围。

- ② 根据偏桩机理分析所得出的结论和计算出的容许偏桩偏差范围，设计能有效减小偏桩偏差的改进方案，并讨论方案的作用机理和可行性。重点对压桩系统，特别是压桩同步和换向卸荷缓冲系统进行设计分析，减小压桩油缸的同步误差，减小压桩换向卸荷冲击对机身失平的影响，最终达到控制偏桩偏差于较小范围的效果。为确保改造后系统的性能，必须对所设计系统性能进行研究，包括仿真分析等，预测和评估系统是否可以达到预期的设计要求，为现实实验奠定基础。
- ③ 最后，通过现实实验来验证系统性能，为进一步做普遍推广做准备。

1.3.3 本论文的组织结构

本文由五部分组成：

第一章为文献综述，介绍了桩基础工程和桩工机械的发展、现状和研究，并重点对液压静力压桩技术的研究现状做了阐述。最后，介绍课题的研究意义，并初步确定本文主要研究内容和研究思路。

第二章为偏桩影响及偏桩机理分析。本章详细阐述了偏桩对建筑、桩、设备的危害，并具体分析了偏桩产生的原因。根据建筑设计要求和设备及桩身应力要求，确定最大允许偏桩偏差范围，为系统改造确立了对象和目标。

第三章为静力压桩机系统改造研究设计，首先确立了设计原则，做出整体方案规划。然后重点对压桩部分改造设计。系统换向卸荷冲击是造成机身失平的一个原因，它会引起机身摆动，造成偏桩甚至断桩；压桩油缸的同步性能是影响偏桩的另一个因素。本章通过对压桩部分换向卸荷缓冲系统和同步系统的设计，解决偏桩现象。

第四章为液压系统性能分析。对所设计压桩系统的卸荷缓冲和同步性能进行

分析与研究。

第五章为现场实验。通过实际现场生产的形式来验证系统的可行性、有效性。
最后为全文总结。总结全文工作，并对未来的研究工作进行展望。

第二章 偏桩影响及偏桩机理分析

2.1 偏桩现象的危害

由于静力压桩的自身技术特点和人员手工操作及仪器的误差积累等因素,特别是压桩工作属于一次性压入作业,把桩压入后就不能进行偏差纠正,因此,在桩基础施工中很难保证桩身的绝对垂直。

工程中把桩身轴线严重偏离铅垂线,与铅垂线夹角超过国家规定标准的现象叫做偏桩。按照国家施工标准规范^{[60][61][62]}规定:预制桩的垂直度不得大于1%,就是说,当预制桩压入地基中100米深度时,桩中轴线的下端偏移量与铅垂线的距离不得大于1米,用数学语言描述即是预制桩必须处于以100米铅垂线为中心,顶角为0.58度的圆锥体范围内(锥体的下底面半径为1米),如图2-1所示。

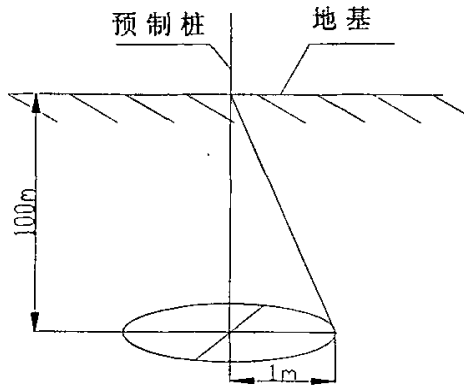


图 2-1 垂直度误差范围

2.1.1 偏桩现象对建筑设计的危害

人们很早就认识到了偏桩的危害性,并想办法加以控制。若偏桩偏差超出允许范围,则会降低单桩承载力,影响设计承载能力,甚至引起桩基失稳^[63]。具体表现在偏桩引起的桩的各种失效。

偏桩容易引起桩的失效。桩的失效形式包括断桩、破桩、碎桩和偏桩及桩的承载力达不到设计要求等,最常见由偏桩引起的失效情况便是桩端破损。桩端主要承受压桩时的反力。在接桩处或送桩端面,若两个桩端面平行且无错位,则处于混凝土预制桩的最佳受力状态——压应力状态,在桩端面上压应力分布均匀,且无偏载。若出现两个桩端不平行或有错位时,则在桩端上形成应力集中,除压应力外还存在剪应力,这时,桩端面容易出现破损情况,在压桩力较大时尤甚,见图2-2。

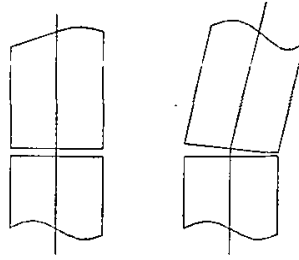


图 2-2 桩端破损

断桩是偏桩引起桩失效的另一种形式。当桩以倾斜姿态压入地基时，如果钳口紧贴桩身表面，如图 2-3 (a) 所示，由于桩的下端受地基限制，桩压入土层一定深度、土壤不再做出弹让后，桩的下端相当于固定约束，桩的受力模型可以简化为 2-3 (b) 所示的细长杆，承受很大的垂直压力，产生巨大的附加弯矩。当弯矩接近桩的断裂弯矩时，桩被折断。若此时机身水平，则定位夹桩时，由于钳口的推进，对桩身的作用力不在同一条直线上，如图 2-3 (c)，则此时会对桩身产生附加弯矩，使桩折断或碎裂。受力简图如图 2-3 (d)。

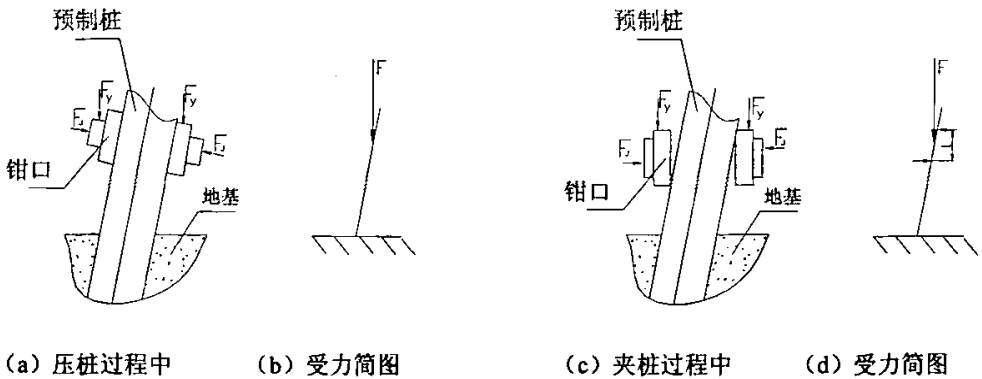


图 2-3 桩身倾斜的影响

碎桩是偏桩引起的又一个危害。偏桩使由压桩力对桩表面产生的附加力增大，压桩吨位越大，倾斜度数越大，附加力也越大，使桩更容易碎裂。桩身偏斜后，由于钳口左右摆动有一定的局限性，使钳口面不能恰当的吻合桩身，则会造成桩身与钳口的局部点或线接触受力，产生应力集中，使桩身产生裂纹。

2.1.2 偏桩现象对设备的损伤

由静力压桩机的结构原理可知，压桩油缸主要靠刚性机械连接实现同步。四根立柱导轨起到限位和导向作用。在运动过程中，如果导轨与导向轮有配合间隙偏差，则压桩油缸不同步会引起夹桩箱倾斜，从而导致桩身产生一定的偏斜。夹桩箱倾斜后，某些角顶点将紧贴导轨。处于这些夹桩箱顶点的导向轮将承受立柱

导轨施加的横向力。取夹桩箱的一个纵截面分析，见受力简图 2-4。当桩身倾斜度较大或压桩力较大时，这种横向力将把导向轮从夹桩箱上挤落，破坏机器设备，使机器无法继续工作。

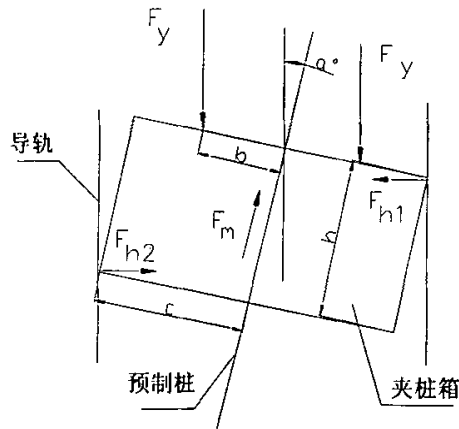


图 2-4 偏桩状态夹桩箱受力简图

当偏桩情况严重时，压桩油缸活塞杆还会受到一定的横向附加弯矩作用，对油缸的使用寿命产生影响。

根据实际经验，导向轮脱落是偏桩损坏设备的首要表现，因此，在下面的设备确定偏差研究中，主要以导向轮为研究对象，考虑设备所能承受的偏桩偏差。

2.2 偏桩原因分析

2.2.1 机身调平对偏桩的影响

静力压桩机通常采用横梁导柱式结构。四根导向立柱垂直于机身平面，保证夹桩箱在压桩过程中始终平行于机身，如图 2-5。

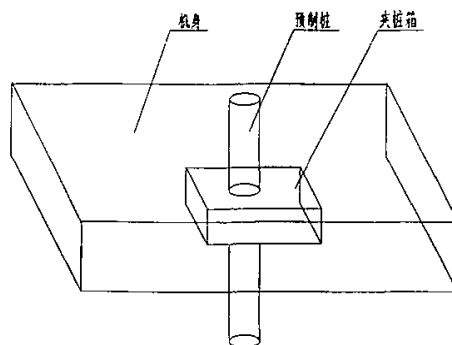


图 2-5 机身调平对桩垂直度影响示意图

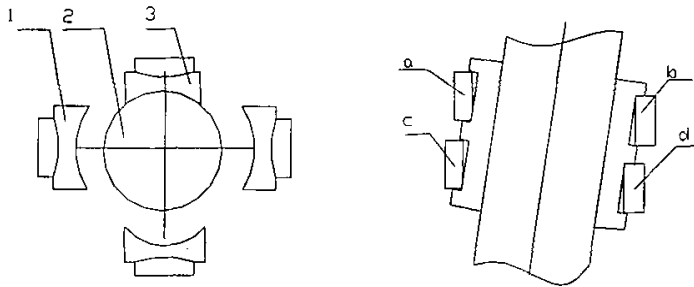
因此，机身平面的水平度是决定夹桩箱下沉过程中姿态的重要因素，从而也决定了桩身的倾斜量。若机身不处于水平状态，则与机身垂直的立柱也必处于倾

斜状态,此时,桩更容易被倾斜压入地基。

2.2.2 夹桩系统对偏桩的影响

在机身调平的状态下,有时桩机在抱紧桩后发现桩身已经严重倾斜。出现这种情况可能三个原因:夹桩油缸不同步、桩身圆轴度误差较大、夹桩箱自身倾斜严重。本节将阐述前两个原因,夹桩箱倾斜的原因将放在下节说明。

夹桩油缸的不同步是产生这种现象的原因之一。在设计桩机时,考虑到载荷的对称,通常夹桩部分采用三块活动钳口加一块固定钳口的方案,见图 2-6 (a)。其中每块活动钳口由上下两层油缸支撑。三组活动钳口油缸采用简单的管路并联联结。由于各夹桩油缸的工况和摩擦阻力不同,再加上油管的压力损失等各种因素影响,这六个油缸很难保证同步。当同一块钳口上油缸 a 推进速度快于下油缸 c 时,钳口以倾斜姿态接触预制桩,则会推动桩身倾斜,如图 2-6 (b)。在这个过程中,由于钳口左右摆动有局限性,会造成桩身与钳口的局部点或线接触受力,容易产生应力集中,使桩身产生裂纹。



(a) 夹桩钳口结构示意图

(b) 夹桩偏桩过程

1. 活动钳口 2. 预制桩 3. 固定钳口

图 2-6 钳口结构对偏桩的影响

在实际生产中,预制桩允许有一定范围内的制造误差,圆桩桩身的圆轴度误差也会使得钳口与桩在竖直面内偏斜。

2.2.3 压桩系统对偏桩的影响

1. 压桩系统同步性能对偏桩产生的影响

静力压桩机结构中,两条主压桩油缸通过铰座与夹桩箱连接在一起。主压油缸和副压油缸分别成对角线布置,使其连线通过夹桩箱中点,以消除附加弯矩的影响。桩机压桩系统是简单的并联管路联结,主要依靠机械刚性连接实现压桩缸的同步动作。夹桩箱作为刚性载体,导轨与导向轮间隙决定了其倾斜度。实际生产中由于加工精度、装配误差、变形和机械磨损等情况,导向轮与立柱导轨之间的配合间隙会导致压桩油缸同步精度较低,引起夹桩箱一定的倾斜。若间隙超过

设计要求, 则即使在机身调平的情况下, 仍会出现较严重的偏桩现象。若油缸在提起的过程中不同步, 则相应的夹桩箱也会产生偏斜, 会造成抱紧后桩身倾斜。

2. 压桩系统换向卸荷冲对偏桩的影响

静力压桩机作业时, 油缸通过液压力作用把机身自重施加于桩身, 使桩克服桩侧摩擦力和桩端阻力而下沉。当油缸活塞杆走完整个行程后, 多路换向阀换向, 部分油液封锁在压桩油缸内, 仍有很大的变形压力能, 使机器的重力大部分仍被桩身所承受。这时, 如果操纵换向阀松开钳口, 机器的重力突然间会被地面承受, 造成巨大的冲击, 使地基土在短时间内变形沦陷, 从而引起机身失平。这种冲击还往往伴随机身摆动, 机身通过钳口对桩作用一个剪力, 使桩身折断, 见图 2-7。

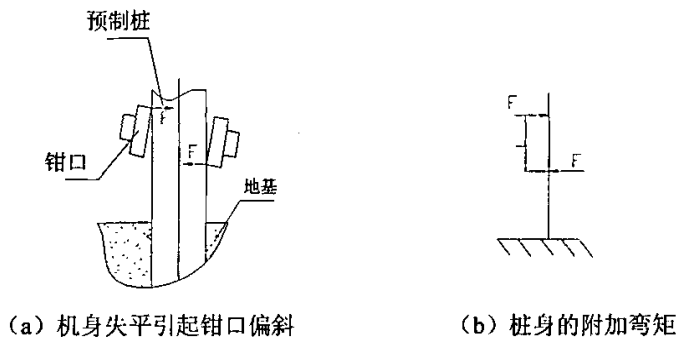


图 2-7 机身失平的影响

2.2.4 其他因素对偏桩的影响

预制桩的下沉过程是不可预知的, 具有许多的不确定因素。因此, 很多因素都有可能造成桩的下沉中的偏斜。地质情况是其中的另一个重要原因, 例如: 桩下沉中桩端遇到不规则的卵石, 受到卵石的偏移挤压, 也会导致偏桩。这时, 如果卵石埋藏较浅, 一般需要把卵石挖掘出来后继续进行压桩。由于相关内容已经超出本课题涉及的范围, 在此就不做深入讨论。

2.3 偏桩状态下力学分析

1. 夹桩箱受力分析

取夹桩箱倾斜 α 状态时分析, 做以下假设和简化:

- ①假设两主压油缸作用力相等。
- ②取夹桩箱某一纵截面分析, 压桩力作用在此截面平面内, 其移动附加力矩忽略。
- ③夹桩油缸作用钳口的力大小相等, 方向相反。因此, 钳口对夹桩油缸的反作用力可以相互抵消。
- ④桩与钳口的摩擦力为一集中力 F_m 。

则根据受力简图 2-4, 可以列以下力学平衡方程

$$\sum F_y = F_m \cos a - F_y - F_y = 0 \quad (2-1)$$

$$\sum F_x = F_m \sin a + F_{h2} - F_{h1} = 0 \quad (2-2)$$

以夹桩箱上顶面中点为支点, 可建立以下力矩平衡方程

$$\sum M = F_y b \cos a + F_{h2} (h \cos a - c \sin a) - F_y b \cos a - F_{h1} c \sin a = 0 \quad (2-3)$$

解上述方程有

$$\begin{cases} F_{h1} = 2F_y \operatorname{tg} a \left(\frac{h \cos a - c \sin a}{h \cos a - 2c \sin a} \right) \\ F_{h2} = \frac{2F_y c \sin a \operatorname{tg} a}{h \cos a - 2c \sin a} \\ F_m = \frac{2F_y}{\cos a} \end{cases} \quad (2-4)$$

2. 钳口与桩的相互作用力分析

压桩过程中, 假设夹桩箱产生倾斜, 则桩身将承受较大的作用力。钳口与桩的接触部分受力情况最复杂, 也最容易出现桩身损坏。因此, 考虑桩的性能对偏桩偏差的要求, 必须首要对钳口与桩的相互作用力进行分析。图 2-8 为偏桩状态下钳口与桩以及地基之间的相互作用力关系图。由静力压桩原理可知, 压桩机需克服土壤阻力将桩压下去, 动力源是压桩力, 压桩力并不直接作用于桩, 而是通过钳口与桩之间的静摩擦力克服地基对桩的摩擦阻力。以钳口为研究对象, 匀速下压时其纵向受力截面图如图 2-9 所示。

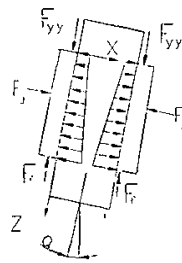
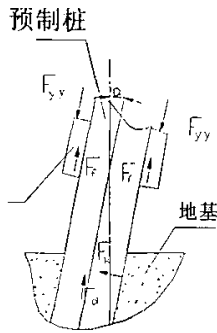


图 2-8 偏桩状态下压桩示意

图 2-9 偏桩状态下钳口与桩相互作用力图

建立直角坐标系, 由 Z 方向受力平衡可知:

$$nF_{yy} = nF_f = F_m \quad (2-5)$$

式中 n ——钳口个数;

F_{yy} ——单个钳口所承受的压桩力 (kN);

F_f ——单个钳口所传递的摩擦力 (kN);

F_m ——地基反力 (kN)。

一般 n 取 4, 则有

$$F_y = \frac{F_m}{4} = \frac{F_y}{2 \cos \alpha} \quad (2-6)$$

在垂直于桩身方向, 取单个钳口为研究对象, 设钳口与桩之间的相互作用的压力为 $P(z)$ 。由于钳口自身重力数量值与其他数值相比较小, 所以本文计算中忽略钳口自身重力。如果假设接触面不存在塑性变形, 则在弹性变形的条件下, $P(z)$ 可以认为成线性分布^{[54][55]}。假设 $P(z)$ 沿 Z 轴的分布规律为:

$$P(z) = mz + n \quad (\text{其中 } m, n \text{ 为常数}) \quad (2-7)$$

取钳口作为研究对象, 分析桩与钳口之间的作用力。

钳口 a 在 X 方向的受力平衡方程为:

$$\sum F_x = F_j - \int_0^b (mz + n) dz = 0 \quad (2-8)$$

式中, F_j ——作用在单个钳口上的夹桩力;

b ——钳口在 z 方向的高度。

以钳口上顶面与桩接触处为支点, 建立力矩平衡方程如下:

$$\sum M = F_y l - \int_0^b (mz + n) z dz + F_j b / 2 = 0 \quad (2-9)$$

式中, l ——压桩力 F_y 与钳口内表面之间的距离。

联立 (2-8) (2-9) 两式, 可得:

$$\begin{cases} m = \frac{12F_y l}{b^3} \\ n = \frac{F_j b - 6F_y l}{b^2} \end{cases} \quad (2-10)$$

综合 (2-6) 与 (2-10), 可得其与桩相互作用的力分布函数为:

$$p(z) = \frac{F_y}{2b^3 \cos \alpha} [l(12z - 6b)] + \frac{F_j}{b} \quad (2-11)$$

由式 (2-11) 可知, 在钳口 a 与桩的接触段上, 沿桩身轴线方向的线压力包括两部分, 即均匀分布夹桩力 $\frac{F_j}{b}$ 和压桩力在该处产生的附加力

$$\frac{3F_y l(2z - b)}{b^3 \cos \alpha}。$$

传递压桩力的是桩与钳口之间的摩擦力 F_f ，该摩擦力由夹桩力 F_j 产生，摩擦力与夹桩力之间的关系为：

$$F_f = uF_j \quad (2-12)$$

设定压桩机的终止压力，即额定压桩力为 P_e ，则由桩的纵向受力可知：

$$nF_f = P_e \quad (2-13)$$

即单个钳口传递的夹桩力与桩机额定压力 P_e 的关系为：

$$F_j = \frac{P_e}{nu} \quad (2-14)$$

u ——摩擦系数，由于钳口面经过特殊加工，所以其值需要实验确定。根据钳口和桩身的临界打滑状态时的压桩力和夹桩力的比值确定，经实验在 0.32~0.38 之间，确定在此处取 0.35；钳口个数 n 通常取 4。

2.4 偏桩最大容许偏差范围的确定

2.4.1 施工标准的要求

桩基础作为高层建筑的常用地基基础形式之一，我国对其施工质量验收具有明确的规范标准。关于预制混凝土倾斜度允许偏差问题，在国家标准规范《建筑工程施工质量检验评定标准》(GBJ301-88)^[60]中对管桩的位置偏移量做了明确规定，不允许超过 100mm，对管桩垂直度偏差并无明确规定要求。在铁道部制定的《铁路桥涵工程质量评定验收标准》(TBJ415-87)^[61]则明确规定基桩的倾斜度不能超过 1%。在交通部制定的《桩基工程规范(港口工程)》(JTJ222-87)^[62]也规定：桩的纵轴线倾斜度偏差一般不大于 1%。超过上述规定且倾斜度偏差不大于 2%的桩的数目不能超过桩基总数的 10%。

2.4.2 桩身强度性能的要求

1. 参数确定

实际压桩作业中，预应力管桩通常分以下几种规格：PHC Φ 600、PHC Φ 500、PHC Φ 400、PHC Φ 300。每种系列管桩均对应一种钳口。以上管桩种类中，PHC Φ 600 管壁最厚，PHC Φ 300 管壁最薄。在同样压桩力和夹桩力作用下，管壁越薄，越容易破损失效。在同样工况下，管桩直径越小，其所需要最大终止压力越小。

根据技术资料^{[68][69]}，常用 PHC 圆柱管桩的制造材料性能见表 2-1 和表 2-2。

表 2-1 混凝土材料参数一览表

立方抗压强度 f_{cu} N/mm^2	弹性模量 E_c N/mm^2	泊松比 ν	单轴抗压强度 f_c N/mm^2	单轴抗拉强度 f_t N/mm^2	裂缝间剪力 传递系数 β_t		极限变形 量 mm
					张开	闭合	
30	24000	0.2	25.0	3.1125	0.35	0.75	0.14~0.15

表 2-2 钢材材性输入参数一览表

	纵向钢筋	横向箍筋
泊松比 ν	0.25	0.25
E_s (N/mm^2)	2×10^5	2×10^5

本文的容许偏桩偏差确定以校核演算为手段，校核在满足国家标准规范要求的极限情况时的桩身性能。若此时桩身能保证完好，则可以认为其他情况亦满足桩身性能要求。本文以常用的最大吨位 ZYB800 型号桩机为研究对象，其最大终止压力 $P_e=8 \times 10^6 N$ ，但一般情况下，很少在压 PHC $\Phi 300$ 管桩时使用 $P_e=8 \times 10^6 N$ 的极限压力。因此，综合考虑，本文的计算状态参数如下：

最大终止压力为 $P_e=8 \times 10^6 N$ ，作用对象为 PHC $\Phi 400$ ，外径 $\Phi 400$ ，内径 $\Phi 220$ 。倾斜度偏差为 1%。由设计资料^[38]知， $F_y=400 \times 10^4 N$ ； $l=140mm$ ； $b=650mm$ ； $F_j=571 \times 10^4 N$ 。根据上节中桩与钳口的力学分析，代入式 (2-11)，有

$$p(z) = 12.23 \times 10^6 z + 4.81 \times 10^6 \text{ (N/m)} \quad (2-15)$$

2. 用 ANSYS 软件分析桩身应力

ANSYS^{[64][65][66][67]}中有专门用于分析钢筋混凝土结构的 Solid65 单元及 Concrete 材料，单元加入了混凝土的三维强度准则，可通过定义三个方向的配筋率考虑三个方向的钢筋，所建立的混凝土模型具有断裂（沿三个正交方向）、压碎、塑性变形和蠕变功能。在 ANSYS 中，钢筋还可用 Link8 三维单元模拟，该单元是杆轴方向的拉压单元，每一节点有 3 个自由度：沿节点坐标系 x、y、z 方向的平动；本单元不承受弯矩，具有塑性、蠕变、膨胀、应力刚化、大变形、大应变等功能。

在实际应用中，一般需要为 Solid65 单元提供以下数据^{[70][71][72]}：

- ①通过实参数 (real constants) 给定 Solid65 单元在三维空间各个方向的钢筋材料编号，位置，角度和配筋率；
- ②通过材料模型 (Material Model) 设定混凝土和钢筋材料的弹性模量，泊松比等；
- ③通过数据表 (Data Table) 给定混凝土的本构关系，用于定义混凝土的强度准则。

利用 Solid65 单元及 Concrete 材料可以在一定范围内较好的进行钢筋混凝土结构非线性分析，并能直接在图形上显示混凝土开裂或破碎位置。

利用 ANSYS 工具软件，建立 PHC Φ 400 倾斜度为 1% 时的模型。划分单元格，对各个锚口与桩接触面施加 $p(z)$ 载荷，见图 2-10 (a)。求解，可得到桩身的应变分布云图、应力分布云图和桩身裂缝显示图，分别见图 2-10 (b)、图 2-10 (c)、图 2-10 (d)。



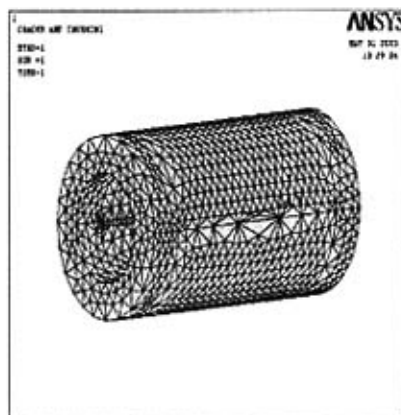
a. 桩身模型



b. 应变分布云图



c. 应力分布云图



d. 桩身裂缝显示图

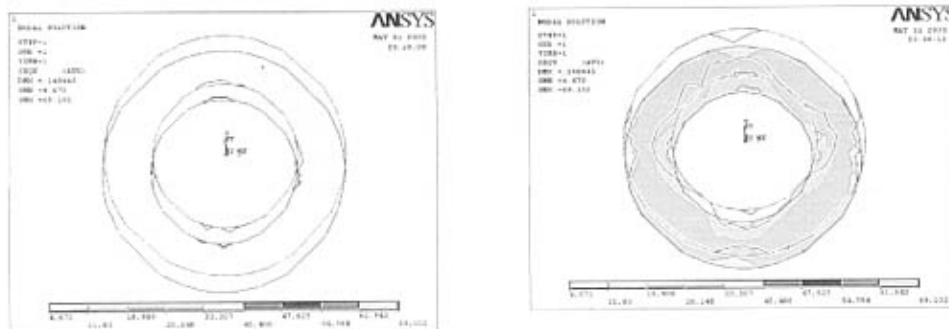
图 2-10 桩身 ANSYS 分析图

通过软件还可以确定其最大应力和应变分布节点，见表 2-3。

表 2.3 偏桩状态下桩身节点最大应变和应力值

最大绝对应变值节点表				
节点	1497	1244	856	1244
应变方向	X 方向	Y 方向	Z 方向	合成矢量值
数值	-0.062532	-0.14778	-0.013706	0.14845
最大绝对应力值节点表				
节点	1821	1677	524	258
应变方向	X 方向	Y 方向	Z 方向	合成矢量值
数值	9.0471	0.29225	-2.6121	69.102

取桩身与钳口上下顶面接触处横向截面为研究对象, 可得到其应力分布图及变形图, 见 2-11 (a) 和 2-11 (b)。



a. 钳口顶面处桩身截面应力云图

b. 钳口底面处桩身截面应力云图

图 2-11 桩身截面应力云图

通过以上模拟分析可知, 桩身应变和应力与钳口加载力分布相互对应。这与桩身宏观变形量是对应的。

3. 桩身性能所确定的偏桩偏差

由结果我们可以看出, PHC Φ 400 管桩在压 800 吨的力时, 尽管桩身倾斜 1%, 但混凝土最大变形量为 0.14845, 在极限变形值 0.14~0.15 范围左右。由图片显示结果判断此时桩身仍无裂缝或破碎。

因此, 我们可以认为, 在普遍情况下, 对于 ZYB 系列桩机钳口, 如果桩身与钳口接触面吻合良好, 桩身倾斜度达到建筑设计规范极限的情况下, 桩身仍能保证完好。

2.4.3 机械机构确定的偏桩偏差

根据实践经验可知, 偏桩状态下, 机械的导向轮是最容易受损部件。这里我

已超过国家建筑施工验收标准。随着压桩力的增加，其偏桩容许偏差降低，在压桩力为 800 吨时，其容许偏桩偏差约为 0.75%。当压桩力超过 1150 吨力时，其偏桩偏差要求小于 0.5%。

本计算中，取导向轮座板厚度为 20mm，如果适当增加导向轮座板厚度，则其极限偏桩偏差可相应增大。但实际中由于尺寸约束，导向轮座板不宜取厚。本文的设计计算以 20mm 为准。另外，计算中假设同方向两个导向轮与导轨间隙相等，由两个导向轮均匀承担作用力，实际装配中也应尽量保证这一点。

2.4.4 偏桩最大容许偏差的确定

综上所述，当压桩力小于 600 吨力时，偏桩最大容许偏差为国家建筑施工验收标准，即 1%。当压桩力超过 600 吨力时，其最大容许偏差应参考图 (2-13) 曲线。综合整理，可得到以下最大容许偏桩偏差曲线，见图 (2-14)

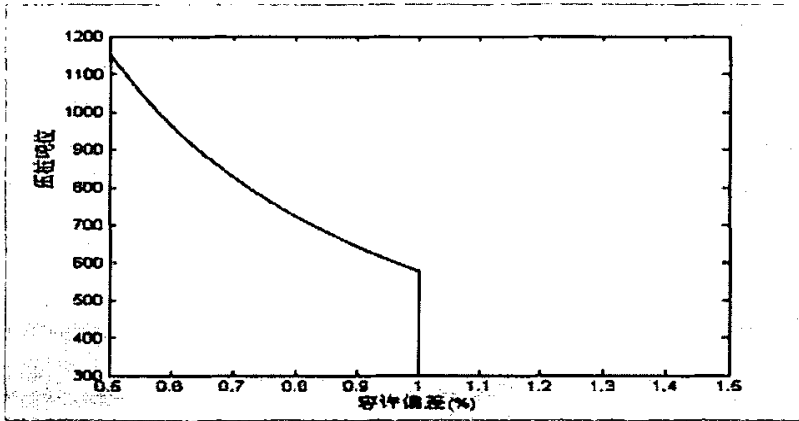


图 2-14 最大容许偏桩偏差曲线

2.5 本章小结

本章主要介绍了偏桩产生的各种危害，并研究了偏桩现象产生的原因，做了偏桩状态下钳口与桩身的相互作用力分析。根据国家建筑施工验收规范标准、桩身强度、设备抗损强度等条件要求，文章借助 ANSYS 工具分析软件，确立了偏桩最大容许偏差。

第三章 消除偏桩现象的压桩系统设计与研究

3.1 消除偏桩现象系统的总体功能规划

在第二章我们对造成偏桩现象的原因机理做了分析,并确立了最大容许偏桩偏差范围。下面本文将根据偏桩机理,规划系统整体功能,设计改进方案,有效减小偏桩偏差。

根据偏桩机理分析,为保证偏桩偏差控制在容许范围内,桩机系统应具有以下功能:

①机身调平功能。目前静力压桩机上广泛使用的仍然是施工人员借助水平仪、经纬仪等工具手工实现调平。为实现机身自动调平,中南大学液压所于2001年设计了一套机身自动调平的PLC控制系统,具有良好的使用效果。关于机身调平设计,李岸硕士的论文《ZYB系列液压静力压桩机机身调平系统的研究》中有详细的阐述^[63]。

②夹桩系统定位及柔性补偿功能。根据第二章夹桩系统对偏桩影响的分析,我们得知夹桩油缸的不同步是形成夹桩抱紧后偏桩的主要原因,但从保护桩身和实现桩自身的圆轴度误差补偿,以及系统自身条件限制和成本考虑等各种因素出发,每块钳口的上下油缸的同步性无法从根本上得以解决。因此,这种情况下,为实现夹桩抱紧后桩身垂直,可以通过设置定位标准的办法以消除油缸的同步误差。但夹桩系统必须有较好的柔性补偿功能,否则将会破坏桩。

③压桩系统换向卸荷缓冲功能。压桩机在满行程后,操作手把压桩档恢复中位卸荷状态,但此时由于压桩缸上腔的压力油处于封闭状态,仍有巨大的压力,因此,机器的大部分自重仍施加于预制桩上。当操作手操纵机器松桩瞬间,桩机自重突然转移到地表上,对地基产生一个巨大的冲击力,使地表原有状态破坏,从而引起机身失平摆动,甚至造成桩的破损失效。因此,有必要改进系统,使桩身自重松桩时已经缓慢转移由地面承受。这种系统应该具有两个功能:缓冲和保护。缓冲功能即让机器自重缓慢的转移到地表上,避免对地表产生较大的冲击破坏,避免引起机身失平。保护功能即在机器自重转移至地表以前,松桩动作无效,从而避免冲击。

④压桩机构同步功能。压桩机构同步性是影响偏桩的主要因素之一。因此,如何根据静力压桩机自身的特点来提高系统的同步性,从而减小压桩过程中产生的偏桩偏差。这也是本文研究的重点之一。

3.2 夹桩系统改进方案

贺淑云硕士在其 2002 年的毕业论文^[51]中对夹装箱钳口的设计作了较为详细的论述和分析。她提出了一种准球头式的钳口结构, 见图 3-1。本结构中, 压桩力直接作用在钳口上, 大大减小了压桩力在桩身上产生的附加正压力; 采用双层油缸结构, 可以实现钳口与桩的贴合度的快速自动调节, 保证了钳口与桩在竖直方向的良好贴合。当钳口与桩在水平面内偏心时, 调心块的曲面调节功能可使钳口在水平方向产生一定的摆动, 使钳口和桩在水平面内良好贴合。这种钳口结构具有加工工艺简单、制造成本低、使用效果好等优点, 在 ZYB 系列大吨位压桩机的生产中被广泛采用。

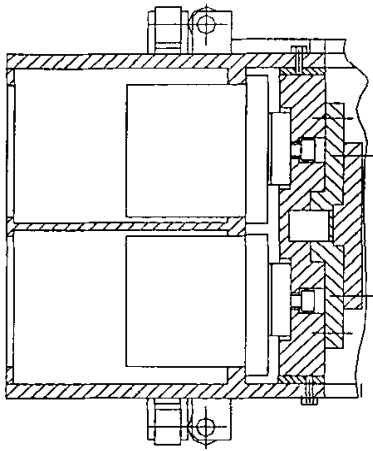


图 3-1 准球头式双层钳口结构

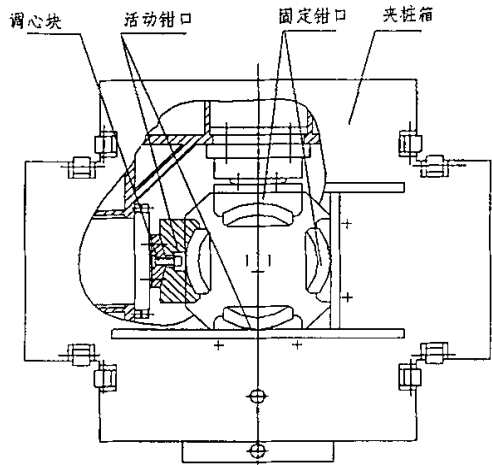


图 3-2 双固定钳口夹桩箱结构

在贺淑云硕士论文的“钳口数目的确定”章节中, 提到采用三个活动钳口加一个固定钳口的单固定钳口式方案, 虽然保证了载荷的对称, 但实践证明, 这种钳口方案在使用中容易引起夹紧后桩身的偏斜。

鉴于现有问题, 本文根据实践提出了两个活动钳口加两个固定钳口的双固定钳口式方案, 见图 3-2。固定钳口用来进行垂直标准定位, 活动钳口可以进行水平方向进给。

这种方案可以解决夹桩抱紧后桩身的偏斜问题。但对于桩身自身圆柱度误差引起的桩身偏斜, 仍然具有一定的局限性。考虑到实际生产中, 桩自身圆柱度误差较小, 因此, 这种误差可以忽略不计。

在目前生产的 ZYB 系列静力压桩机上, 已经采用了两固定钳口加两活动钳口的双固定钳口式设计方案。生产实践证明, 这种方案对减小偏桩偏差所起的作用卓有成效的。

采用双固定钳口式方案时, 钳口的水平柔性补偿能力就显的格外的重要。因

此, 钳口与限位块间应留有足够的间隙, 可以使钳口在水平方向作幅度较大的自动摆动以弥补桩身的水平偏心。

关于单个固定钳口式方案和双固定钳口式方案的具体对比见表 3-1。

表 3-1 单固定钳口与双定钳口方案比较

	垂直定位性能	克服圆柱度误差能力	对自动调心能力的要求	油缸数目(个)	对油缸同步性能要求	可靠性	经济性
单固定钳口式	差	良好	一般	六	高	低	差
双固定钳口	良	一般	良好	四	低	高	优

3.3 压桩卸荷缓冲系统设计

3.3.1 现用压桩卸荷缓冲办法介绍

液压静力压桩机属于中大型液压机械, 其工作压力最高可达 27Mpa, 液压缸直径较大。为操纵方便, 一般采用普通的多路换向阀实现操纵集中。其液压系统原理^[48]如图 3-3。

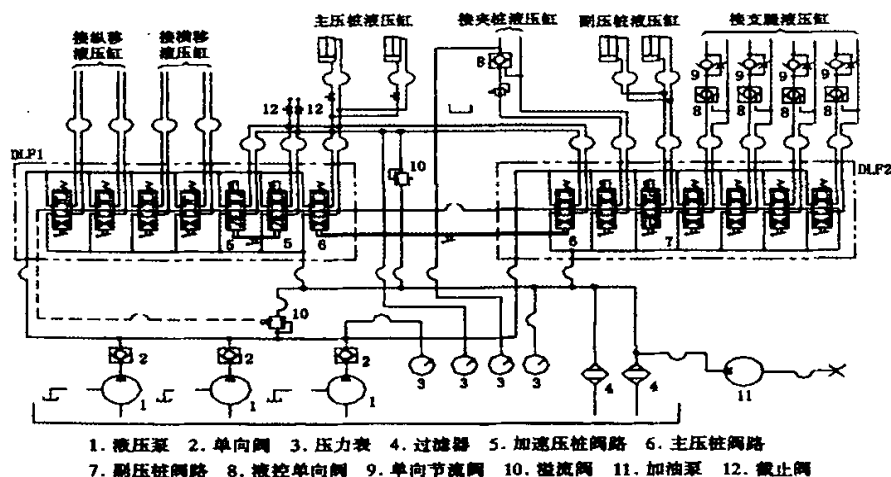


图 3-3 原静力压桩机液压系统原理图

压桩过程中, 当走完压桩行程后, 换向阀回值中位, 此时压桩油缸中的高压油具有较大的压缩能, 机器自重仍由桩身承受。若此时突然松桩, 则必将使机器对地面产生较大冲击。

因此, 在系统作业时, 操作手常采用换档的办法实现油缸大腔的卸荷, 在松

桩前，快速把压桩多路阀 6 推至上位，反向提升夹桩箱，使油缸大腔接通油箱，下腔接通高压油。这个过程中操作手的动作一定要敏捷，否则就会把桩提起。因此，这种复杂的手动卸荷的办法操作起来很不方便。

3.3.2 新型压桩卸荷缓冲液压系统原理设计

根据以上分析，有必要对现有的常规多路阀进行改造，使压桩满行程后有个中位缓慢卸荷的过程。且系统应具有保护功能，即在油缸上腔有高压油时，不能实现松桩动作。根据以上要求，我们设计新型压桩缓冲系统液压原理图见图 3-4。

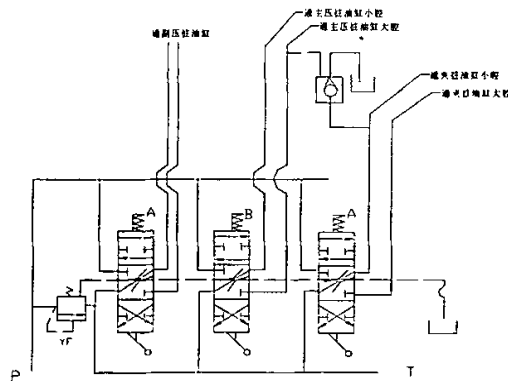


图 3-4 新型压桩多路阀原理

在新型系统中，压桩满行程后，压桩阀回归中位，此时压桩油缸大腔的压力油经过中位节流孔缓慢卸荷，从而使桩机的重量缓慢转移至土体承受。在主压桩大腔中的油仍为高压的情况下，夹桩油路通往夹桩油缸小腔的油液经过液控单向阀自动回油箱，无法实现松桩动作。当主压桩油缸大腔的压力油降至液控单向阀设定值后，液控单向阀关闭，夹桩压力油可通往油缸小腔，实现松桩。由于副压桩和主压桩同步动作，因此，液控单向阀的控制油口仅与主压桩油路连通。

压桩油路的缓慢卸荷和夹桩油路的松桩保护功能，避免了松桩时机身重量对地表的剧烈冲击。

3.3.3 换向阀节流设计研究

在本卸荷缓冲系统中，换向阀中位的节流能力是一个重要参数。如果压桩油缸大腔压力很快降下，则缓冲效果不明显，仍容易造成桩机失平折断桩。若大腔压力降低太慢，则缓冲时间过长，使整个压桩过程时间延长，影响工作效率。因此，节流能力的设计的是一个重要参数。下面，本文将通过分析计算，来确定系统应有的节流能力。

1. 卸荷缓冲能量转换分析

桩机在压桩满行程后的变形势能 W 是一定的。根据能量守恒定理，有通用能量公式

$$W_{总} = W_{地} + W_{机} \quad (3-1)$$

式中 $W_{总}$ ——压桩满行程后桩机的势能;

$W_{地}$ ——桩机完全卸荷后地基的变形势能;

$W_{机}$ ——桩机在卸荷过程中液压力所做的功。

在原有系统中, 由于在松桩瞬间桩机重量载荷失去支撑点, 因此液压力全部为内力, 不能做功。因此 $W_{机} = 0$, $W_{地}$ 取最大值, 约等于 $W_{总}$, 地表变形势能最大。

我们这里改进系统, 使桩机自重载荷在松桩前缓慢释放。此时由于桩机尚未开始松桩动作, 因此在油缸上腔的压力油作用下, 桩对机身有向上的作用力。此作用力大小等于油缸上腔压力油对活塞杆的作用力大小。在机身下沉过程中, 压桩油缸活塞杆相对机身上移。桩机总势能部分转化为压力油作用力所做的功, 因此, 减小了地基的变形势能 $W_{地}$ 。

2. 缓冲参数分析

桩机中位卸荷缓冲过程是很复杂的。在初始设计中, 为了研究方便, 通常把问题简单化。因此我们这里做以下假设:

- ①设由地面承受的桩机重力与时间呈线性关系。
- ②假设地基最终沉降量仅仅由桩机重量引起, 桩机下落势能影响由油缸大腔压力缓冲做功抵消。

根据土体力学简易计算公式^[75], 在无限大平面在均布载荷作用下沉降量算得

$$s = \frac{\Delta p H}{E_s} \quad (3-2)$$

$$\Delta p = \frac{Mg}{A} \quad (3-3)$$

式中 Δp ——地基承受压力增量;

A ——机器与土体接触面积;

H ——变形土层厚度, 一般根据实际情况取常数值;

E_s ——土体压缩模量, 根据地质情况的不同而设定;

S ——土壤沉降量;

M ——机身质量。

在卸荷过程中, 活塞杆静止不动, 机身相对活塞杆下沉, 可以列活塞杆力学平衡方程和机身运动学方程

$$F_{杆} = PA_1 \quad (3-4)$$

式中 P ——油缸大腔压力;

A_1 ——大腔活塞面积。

$$Mg - F_{杆} - F_{地} = M \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + F' \quad (3-5)$$

式中 $F_{\text{缸}}$ ——活塞杆承受力;
 x ——活塞位移;
 B ——阻尼系数;
 F ——其他影响力。

设地表承受力 $F_{\text{地}}=Kt$, K ——线性变化系数;与地质情况有关。
 上腔液压油通过换向阀时,有流量方程

$$\frac{dx}{dt} A_1 = C_d A_s \sqrt{2P/\rho} \quad (3-6)$$

对上式进行积分,并代入,考虑到主压桩油缸约承受机身一半重量,得

$$\int_0^S A_1 dx = \int_0^T C_d A_s \sqrt{\frac{2(Mg - Kt)}{A_1 \rho}} dt \quad (3-7)$$

式中 T ——过程时间, $T=t_{\text{max}}=Mg/K$;

ρ ——油液密度,采用 N68 抗磨液液压油^[74], $\rho=850\text{kg/m}^3$ 。

取 800 吨桩机在一般地质条件下施工,取以下参数 $K=4 \times 10^6$; $Es=8 \times 10^7$;
 $M=800 \times 10^3 \text{Kg}$; $A=52.2 \text{m}^2$; $A_1=0.1608 \text{m}^2$; $S=1.8 \times 10^{-2}$; $T=1 \text{s}$ C_d 取 0.7 代入,得到 $A_s=3.08 \times 10^{-5} \text{m}^2$

由于桩机施工现场的复杂性,且对地基变形力的计算做了相当的简化,所以本计算仅做设计参考用。

3. 系统节流缓冲设计研究

根据压桩阀片功能原理要求,我们可以绘制出其结构原理图,见图 3-5。

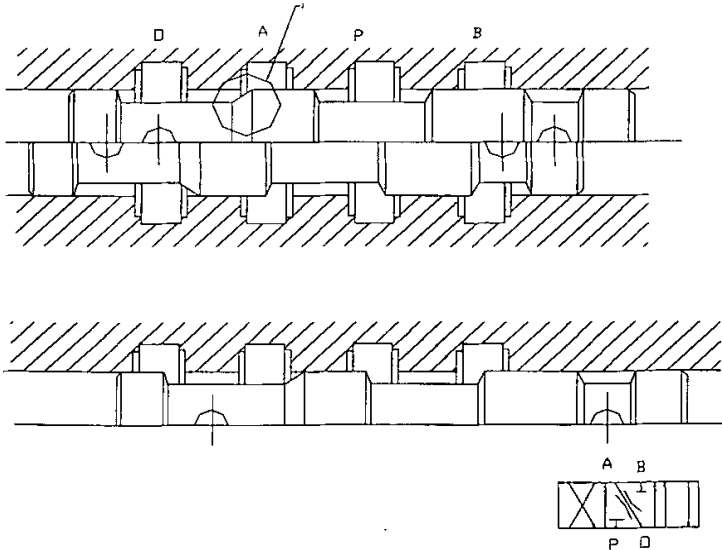


图 3-5 换向阀片原理示意图

由图可以知,其中部位 I 是中位节流缓冲的关键,我们对 I 局部放大,有图 3-6。中位卸荷节流缓冲设计中,局部 I 所示的结构参数直接影响阀件的中位节

流能力，也直接影响到系统卸荷时间，决定了桩机对地表的冲击影响的大小。本节将对压桩阀的中位节流能力进行设计和研究。

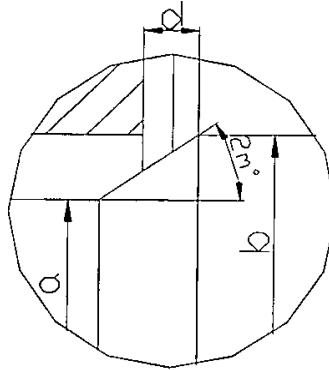


图 3-6 节流缝隙图

对主压桩阀中位时节流状态，有流量公式

$$Q = C_d A_s \sqrt{2(P_1 - P_2) / \rho} \quad (3-8)$$

式中 Q ——节流流量；

C_d ——流量系数；

A_s ——开口面积；

P_1 ——油缸大腔压力；

P_2 ——接油箱压力，一般认为为 0。

其中流量系数 C_d 与雷诺数有关，考虑到本计算中的情况，可以认为雷诺数较大，当雷诺数较大时，流量系数 C_d 一般接近与恒定值。根据实际情况，本设计中 C_d 取值为 0.60。

设计采用滑阀台肩具有锥度的锥形台肩滑阀。这种结构的优点是阀的开度对流量变化影响较小，比较容易精确的控制流量。

其开口面积为

$$A_s = \pi b \frac{d \sin 2m + c_r \cos 2m}{\cos m} \quad (3-9)$$

式中 b ——阀孔内径；

d ——阀口开度；

$2m$ ——台肩锥形角度；

c_r ——阀芯与阀体配合间隙，根据配合公差确定。

根据计算，可以确定参数 m 和 d 。

结合上述运算，取可得到 $m=2^\circ$ ， $d=4.4\text{mm}$ 。

3.4 压桩同步系统设计

3.4.1 压桩同步系统设计原则的确立

多缸同步动作控制一直是研究的难题和热点。传统上的同步动作控制按实现方法^[76]可分为机械方法实现和液压元件控制实现。用机械方法实现同步动作一般采用导柱或齿条导向方式,通过刚性活动连接使运动部件依靠导轨平行移动。在这种实现方式中,各缸应尽量靠近,而且平行放置,各缸只允许有较小的负荷偏载,否则容易出现自锁或导向机构损坏等情况。同步精度取决于导轨配合间隙与机械刚度。

根据作者现场实践经验,在过去的静力压桩机生产中,虽然采用了立柱导向式的结构,但其作用主要体现在导向上,一般是从焊接方便和生产经验等角度来考虑设计导向轮与导轨的间隙配合问题,忽略了油缸同步问题。本文将根据偏桩偏差范围,从油缸同步的角度,确定立柱设计制造中的部分工艺原则。

另外,油缸同步精度较低时,液压缸活塞杆容易受弯曲力矩的影响,甚至产生液压缸卡死现象。因此,有必要对机械机构连接方式上进行改进设计,避免这种情况的发生。

在液压系统方面,液压元件同步控制分为开环控制和闭环反馈控制两种。开环控制主要指依靠调速阀、分流阀、分流缸、串联回路等实现的同步回路。这些回路具有明显的缺点,如同步精度不高,误差不能及时消除补偿,制造精度要求高,对油液清洁度要求严格等。闭环反馈控制的同步回路虽然具有同步精度高、能随时纠正补偿同步误差等特点,但它一般需要使用电液比例元件和传感元件,因此这种回路一般控制方式复杂,系统可靠性低,制造成本较高。

静力压桩机属于大中型工程机械,其液压系统具有功率大、负载高等特点。桩机工作环境较为恶劣,经常有较多的灰尘和杂质。静力压桩机工作过程中振动和其他干扰情况也比较严重。根据以上特点,要求静力压桩机的同步液压系统及机构必须具有可靠性高、结构简单、对油液污染敏感度低等特点。由此可知,靠分流阀等实现的开环控制和带有电气元件的闭环控制均不适合于静力压桩机系统。

根据液压静力压桩机的自身特点,我们需要一种新的液压同步系统。它不一定要具有很高的同步精度,但它必须具有高可靠性、结构简单、现场可调与可维护性良好、成本低廉等优点,这也是我们对系统进行改进的原则。

3.4.2 刚性同步机构设计与研究

1. 立柱导向式同步机构分析

立柱导向式双缸刚性同步机构如图 3-7 所示。

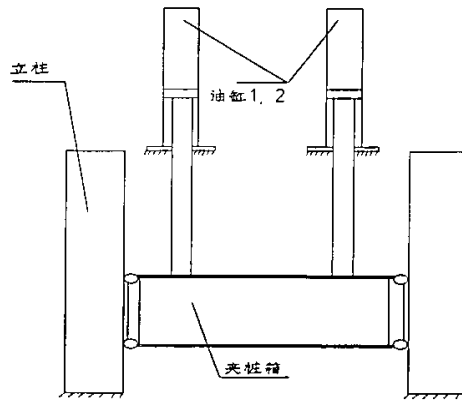


图 3-7 立柱导向式结构图

夹桩箱本身作为刚性连接横梁，通过每个角上的两个导向轮与立柱导轨接触，在导轨上可以自由地往复运动。两个主压桩油缸体固定于油缸梁上，负载通过夹桩箱钳口传递给活塞杆。当压桩油缸活塞杆在压力油作用下向下运动时，把机械自身部分重力传递给桩身，完成压桩动作。

由于油缸自身阻尼以及泄漏量和管路压力损失等各种因素，当某一瞬时油缸 1 的进油量大于油缸 2 时候，油缸 1 的活塞杆位移将大于油缸 2 的活塞杆位移，但因为夹桩箱的连接刚性较大，使油缸 1 的活塞阻力增大，液压油大量进入油缸 2，使两缸液压油量基本相同，从而实现同步运动。这样的同步运动主要有两个问题：其一，两缸位移差究竟容许有多大；其二，立柱的变形对偏桩偏差具有多大的影响。对于以上问题，我们将做出研究。

2. 两缸容许位移差的确定

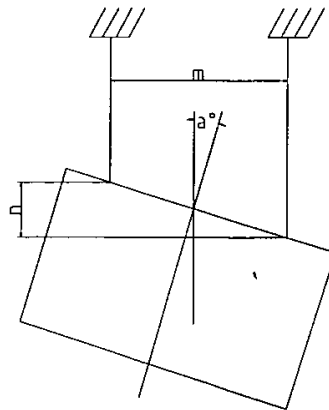


图 3-8 油缸允许同步误差

图 3-8 为夹桩箱倾斜示意图，其中 m 为两主压油距离， a 为倾斜角度， n 为

此状态两主压油缸位移差。

$$n = mtga \quad (3-10)$$

对于 ZYB800 型号桩机, $m=1984\text{mm}$, 可计算得 $n=18\text{mm}$ 。即在全行程中, 两油缸最大容许位移差为 18mm 。

3. 立柱式机构变形对偏桩偏差的影响

根据第二章确定的标准, 800 吨机偏桩偏差不能超过 0.75%。我们可以根据这一标准绘制一圆锥范围如图 3-9。任取处于圆锥面上的一边, 做出此边在圆锥底面投影。然后做投影线在圆锥底面中心坐标轴上的投影, 可以得到坐标轴 X、Y 上的偏差 a 、 b 。

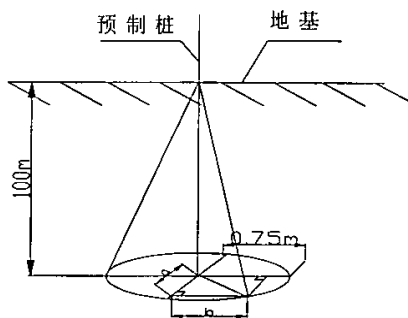


图 3-9 压桩偏差矢量分解图

由图知

$$a^2 + b^2 = 0.5625 \quad (3-11)$$

实际生产中通常使桩在两个方向偏斜程度相同, 即

$$a = b$$

可以得到

$$\begin{cases} a = 0.53 \\ b = 0.53 \end{cases}$$

可以计算得到, 当桩在任意一垂直坐标系内向两个坐标轴偏斜的范围偏差不能超过

$$\eta = \frac{0.53}{100} = 0.53\% \quad (3-12)$$

在刚性连接同步机构中, 导轨与导向轮的配合间隙是影响同步精度的一个重要因素。特别在立柱加工制造和装配中, 由于各种因素的影响, 立柱存在不同程度的变形, 因此, 立柱间的平行度不能很好的保证, 导轨与导向轮的配合间隙也随其变化而变化。下面, 我们将研究导轨与导向轮的最大配合间隙, 从而确定立柱间最大平行度偏差。

在压桩过程中，如果两压桩油缸不同步，且导向轮与立柱导轨间有间隙，则夹桩箱会出现倾斜现象，使夹桩箱上下各有导轮紧贴立柱导轨，导轨施加力于导向轮，最终保证夹桩箱只能倾斜到一定的角度。

由此分析可知，立柱间的最大平行度偏差约等于导向轮与立柱导轨的最大间隙距离和。故通过计算最大间隙距离和即可求取立柱间的最大平行度偏差

取夹桩箱某一平行于立柱面的纵截平面，使阻止夹桩箱向某一方向倾斜的四个导向轮处于本截面上，则这四个导向轮可构成一矩形平面，夹桩箱的倾斜情况可用图 3-10 来表示。

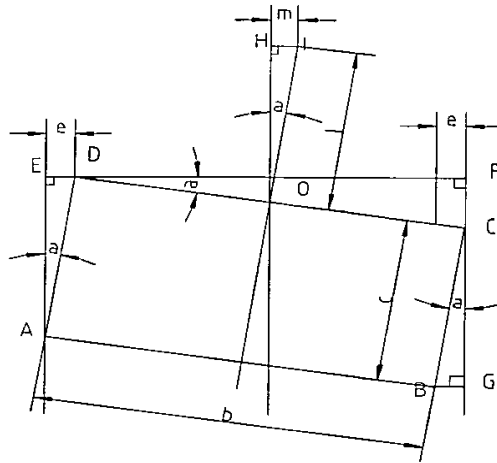


图 3-10 倾斜夹桩箱纵向矩形截面图

其中矩形 ABCD 是同一截面上四个导向轮，直线 HO 代表垂直桩方向，直线 IO 代表实际桩倾斜方向。直线 EA 和 FG 分别代表两个立柱。

线段 ED 和 BG 则代表倾斜后导向轮与立柱导轨最大间隙。

$$\begin{aligned} & \text{设 } ED = e, AB = CD = b, AD = BC = c, \\ & HI = m, OI = l \end{aligned}$$

则偏桩倾斜度误差

$$\eta = \frac{HI}{OI} = \frac{m}{l} = \sin \delta \quad (3-13)$$

由图知，

$$\sin \delta = \frac{ED}{DA} = \frac{e}{c} \quad (3-14)$$

设导向轮 D、C 分别与立柱导轨 EA 和 FG 的间隙和为 x ，则根据图 3-10 有：

$$e + b \times \cos \delta = x + b \quad (3-15)$$

联立式 (3-12) (3-13) (3-14)，可解得

$$x = \eta \times c - b \times (1 - \cos(\arcsin \eta)) \quad (3-16)$$

本计算中， b 代表四导向轮所构成纵向矩形截面宽度，实际中导向轮能构成多个矩形截面，由上式看出， b 越小， x 取值越大。实际应用中常常只需求出 x 的最大值，所以， b 一般取最小值。即夹桩箱上表面的最小的一条边长。

本计算要求装配时尽量保证各对导向轮与导轨间隙相等，使阻止夹桩箱在某一平面内倾斜的上下两组导向轮构成一规则的矩形平面。所以实际装配中也应做到这一点。

以上海正平建筑机械有限公司生产的 ZYB700 型液压静力压桩机压桩机为例，其夹桩箱（导轮计算在内）高 1388mm ，长 2340mm ，宽 1490mm 。即 $\begin{cases} c = 1388 \\ b = 2340 \end{cases}$

和 $\begin{cases} c = 1388 \\ b = 1490 \end{cases}$ ，取 $\eta = \text{tg}\alpha = \text{tg}\beta = 0.53\%$ ，则可计算得出 $\begin{cases} x_1 = 7.2\text{mm} \\ x_2 = 7.4\text{mm} \end{cases}$ ，即，其

平行的立柱间最大容许平行度偏差分别为 7.2mm 和 7.4mm 。

4. 铰座设计探讨

在上述刚性连接结构中，影响油缸同步的因素^[77]有：

- ① 导轨的有效长度；
- ② 导轨导向轮的配合间隙；
- ③ 流量的稳定性；
- ④ 液压缸内压力变化；
- ⑤ 液压缸的泄漏及阻抗摩擦情况；
- ⑥ 负载的配置。

一般来说，夹桩箱的倾斜程度由双缸同步位移差决定。当夹桩箱倾斜到一定的程度时，液压缸活塞杆将受到弯曲力矩的作用而变形，甚至出现液压缸卡死现象。

在一般的液压缸连接机构中，通常采用铰座销连接关节轴承方式，见图 3-11。

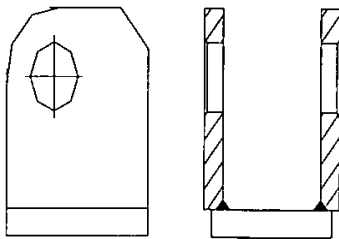


图 3-11 原连接铰座

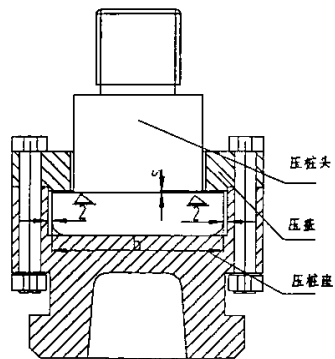


图 3-12 新型联结铰座

这种结构无自动调整功能, 不可避免的使活塞杆受有弯矩力作用, 且安装定位复杂, 使用很不方便。

针对上述情况, 我们在液压缸与夹桩箱的连接处采用一种铰座。图 3-12 是铰座原理图。

压桩头与压桩座的接触面为球弧面, 可以使压桩头相对于压桩座做自由转动, 从而减小了油缸不同步对油缸活塞杆产生的附加弯矩的影响。为使压桩头能在一定的空间内转动, 压桩头侧面与压桩座留有间隙 Δ , 压桩头与压盖接触部分也留有间隙 s 。

当夹桩箱下沉、两缸受力不相等时, 产生一个倾斜力矩。为了保护活塞杆不受弯矩作用变形, 允许夹桩箱在有限的范围内进行平动和倾斜转动。在倾斜转动的同时, 产生一个侧分力, 使补偿铰座下基座能做适当的水平滑动或转动, 以确保活塞杆不受倾斜力矩的作用。

由图 3-12 可以看出, 对静力压桩机来说, 其外形尺寸是确定的。因此, 球面滑块下基座之间的有效间隙 Δ 仅与夹桩箱导向轮与立柱导轨的配合间隙 δ 、以及系统加工精度等有关。

要使活塞杆不受弯曲力的影响, 则必须使 $\Delta > \delta$, 根据实际使用情况, 可以得以下修正公式:

$$\Delta = k \delta \quad (3-17)$$

式中 k ——修正系数

根据上节计算结果; δ 接近于立柱间平行度偏差, 取修正系数 $k=1.4$, 可以计算得 $\Delta = 10\text{mm}$, $\Delta/2 = 5\text{mm}$ 。

压盖与压桩头间隙 s 与压桩头宽度 b 和压桩头极限旋转度数有关。

$$s = \frac{b}{2} \text{tga} \quad (3-18)$$

代入 $b=24\text{mm}$, 圆整, 得到 $s=2\text{mm}$ 。

实际应用表明, 这种机构不但可以有效消除横向力对油缸活塞杆的影响, 而且实用、方便、可靠。

3.4.3 同步液压系统设计与分析

1. 设计目标确定

在压桩生产中, 桩端刚刚进入土体第一个压桩行程特别重要。此时桩的倾斜状态决定了桩的整个压入状态。当桩有相当部分进入土体后, 桩本身会对系统有一个纠偏作用。因此, 若桩刚进入土中时的倾斜度较小, 则在以后的压桩过程中可以通过桩自身的作用来保证系统同步。

实际中压桩力是随着沉桩阻力的变化而变化的, 而压桩阻力又随着地基不同土层性质的变化而变化。典型的沉桩阻力曲线^[48]见图 3-13。

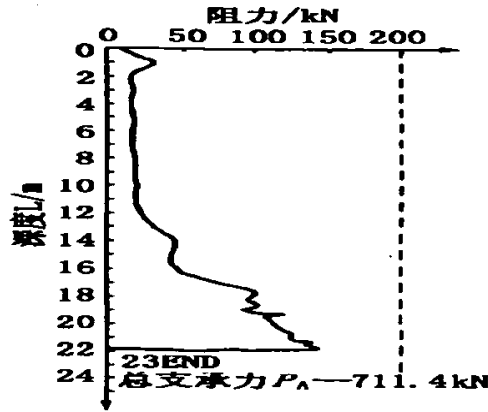


图 3-13 典型压桩力曲线

因此，为了实现功率最优化，有效提高工作效率，现有静力压桩机都广泛采用了多档位压桩系统^[48]。在沉桩阻力较小的时候，采用差动快进连接；在阻力大时，采用正常连接甚至副压桩缸参与压桩。由图 3-13 沉桩阻力曲线可知，大部分深度内的沉桩阻力远小于终止阻力，特别在桩端刚压入土体时，更一般采用的是快速差动压桩回路。

根据以上分析，从使用效果和制造成本上考虑，我们可仅对快速差动回路进行同步系统设计，若快速差动回路同步精度满足要求，则在慢速压桩时可依靠垂直桩自身的纠偏能力保证油缸同步。

2. 系统原理

根据以上分析，设计新型静力压桩机的压桩液压系统，原理见图 3-14。

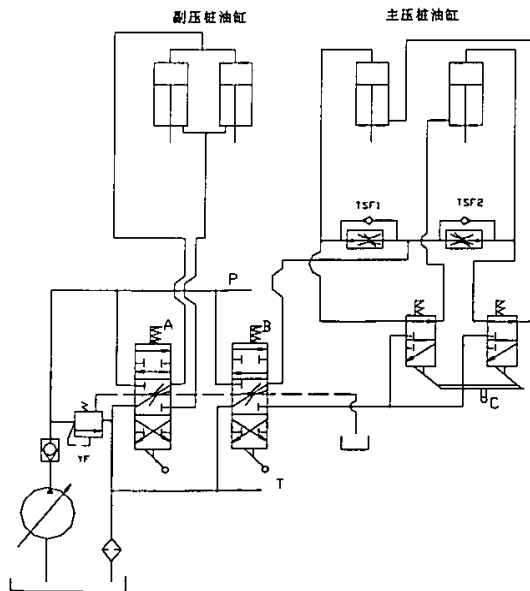


图 3-14 新型压桩液压系统原理图

液压系统由四部分组成

①液压缸

其中包括主压桩油缸与副压桩油缸。主压桩油缸通过同步误差补偿机构铰链在夹桩箱上,实现压桩和夹桩箱提升功能。副压桩油缸仅在压较大吨位时作用。副压桩油缸与夹桩箱无连接,仅在加力压桩时通过压桩台施加力于夹桩箱。由前面分析可知,桩端入土的第一个行程特别重要,决定了本根桩的入土姿态,此时一般是用主压桩快速压桩档位。因此,我们主要保证快速压桩时压桩油缸的同步性。

②流量负载补偿的差动同步连接部分

本部分由两个联动的二位三通手动换向阀和两个调速阀组成。联动的手动换向阀配合多路阀中的压桩阀片,可实现油路的差动连接或正常连接,并且能保证油缸的提升及提升过程中的定位功能。

③多路阀

多路阀包括副压桩控制阀和主压桩控制阀。多路阀结构使操作手柄集中,便于控制。多路阀采用并联方式,由溢流阀实现中位卸荷,这种结构可独立实现任一执行元件的单独动作。

④泵组部分

结合压桩工作状况特点,为实现高效节能压桩效果,一般选用恒功率压力补偿型变量泵。

新系统特点:

①结构简单,可靠性高。在系统上没有添加任何电气或传感元件。通过手动换向阀的连通功能来实现同步流量负载差动补偿,在提高同步精度的情况下,不影响系统的可靠性。

②减化了多路阀结构,提高回程速度。传统压桩油路通过采用双阀片并联的方式实现差动连接,阀件结构复杂,制造成本较高。且在提升油缸时,大腔回油路由于经过两个滑阀阀芯,有很大的节流阻力,影响油缸提升速度。本系统改善了这一弊端,使油缸提升时,大腔回油仅通过单个多路阀片,减小了滑阀阀口的节流阻力。

③采用了松桩保护措施,使设备的大部分重力由地面承担后,才能实现松桩动作。

④多路阀采用中位节流缓冲结构,避免了松桩时长船对地面的剧烈冲击,减小了机身冲击失平及摆动损桩的可能。

本设计既保证了压桩系统的优化压桩速度的多档位特点,又利用了流量负载补偿的原理提高了差动快速压桩的同步性。可保证桩的第一个行程的垂直压

入。

油路功能与阀件的状态匹配关系见表 3-2。

表 3-2 油路功能与阀件的状态匹配关系

	系 统 卸 荷	快 速 主 缸 压 桩	常 速 主 缸 压 桩	主 缸 快 速 副 缸 常 速 压 桩	主 缸 常 速 副 缸 加 力	主 缸 提 升	副 缸 提 升
换向阀 A	中位	中位	中位	上位	上位	——	下位
换向阀 B	中位	上位	上位	上位	上位	下位	——
换向阀 C	下位	上位	下位	上位	下位	下位	——
溢流阀	卸荷	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭

3. 压桩油路机能研究

①卸荷回路

当多路阀阀片均处于中位状态时，溢流阀 YF 的控压口接通油箱，系统压力接近于零，压力油从溢流阀处回油箱，实现系统卸荷。当多路阀任意一阀片动作时，自动切断溢流阀控压口，建立系统压力。本卸荷回路结构简单，且稳定可靠，能有效节约能源，降低液压油温升，较适合于工程机械。实践证明，该回路在卸荷状态时，系统压力约为 1Mpa 左右。

②常速压桩及副压回路

常速压桩时，高压油经换向阀 B 上位进入压桩油缸上腔，下腔低压油经换向阀 C 下位和换向阀 B 上位后返回油箱。副压桩为一简单单独回路，通过三位六通多路阀阀片实现副压缸的下降与提升。

③主压桩缸提升回路

高压油经过换向阀片 B 下位和换向阀 C 下位进入压桩缸小腔，抬起油缸活塞上升，大腔低压油经换向阀片 B 下位返回油箱。

④快速压桩油路研究分析

本油路是设计研究重点。本处将着重对此油路的机械特性和同步性能做出分析研究。原系统中的差动油路可简化为图 3-15。

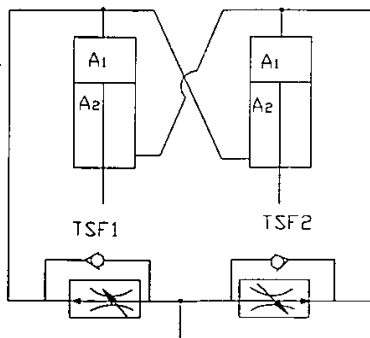


图 3-15 差动回路简化图

在研究本油路时，我们做以下假设：

- ① 两油缸的结构尺寸完全相同；
- ② 忽略管路损失及内外泄漏量；
- ③ 采用调速阀控制，供油量不受负载变化影响。

对回路进行分析，可得以下公式：

$$\begin{cases} v_1 = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_{11}}{A_2} \\ v_2 = \frac{Q_2}{A_1} = \frac{Q_{21}}{A_2} \end{cases} \quad (3-19)$$

式中 v_1 ——油缸 A 活塞杆速度；
 v_2 ——油缸 B 活塞杆速度；
 Q_1 ——油缸 A 大腔进油量；
 Q_{11} ——油缸 A 小腔出油量；
 Q_2 ——油缸 B 大腔进油量；
 Q_{21} ——油缸 B 小腔出油量。

由 (3-19) 可得

$$\begin{cases} Q_{11} = Q_1 \frac{A_2}{A_1} \\ Q_{21} = Q_2 \frac{A_2}{A_1} \end{cases} \quad (3-20)$$

根据流量守恒原则，我们可以列以下流量方程：

$$\begin{cases} Q_1 = Q_{f1} + Q_{21} = Q_{f1} + Q_2 \frac{A_2}{A_1} \\ Q_2 = Q_{f2} + Q_{11} = Q_{f2} + Q_1 \frac{A_2}{A_1} \end{cases} \quad (3-21)$$

式中 Q_{f1} ——油路分配油缸 A 的流量；
 Q_{f2} ——油路分配油缸 B 的流量。

解方程组 (3-21) 可得

$$\begin{cases} Q_1 = \frac{Q_{f1} + \frac{A_2}{A_1} Q_{f2}}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \\ Q_2 = \frac{Q_{f2} + \frac{A_2}{A_1} Q_{f1}}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \end{cases} \quad (3-22)$$

由公式 (3-22) 可见，进入液压缸 A 和 B 的除了油路分配流量 Q_{f1} 和 Q_{f2} 外，

分别都多出了一项 $\frac{A_2}{A_1}Q_{f2}$ 和 $\frac{A_2}{A_1}Q_{f1}$, 其中 $\frac{A_2}{A_1}Q_{f2}$ 是 B 缸小腔给 A 缸的流量补偿,

$\frac{A_2}{A_1}Q_{f1}$ 是 A 缸小腔给 B 缸的流量补偿。当 A 缸速度加快时, 其给予 B 缸的补偿

相应加大, 因此 B 缸也随之速度提高, 从而实现同步目的。

假设 A 缸活塞杆受向上力 F_A , B 缸活塞杆受向上力 F_B , 可列油缸活塞受力平衡方程

$$\begin{cases} P_1 A_1 - P_2 A_2 = F_A \\ P_2 A_1 - P_1 A_2 = F_B \end{cases} \quad (3-23)$$

P_1 ——A 缸大腔压力;

P_2 ——B 缸大腔压力。

解 (3-23) 可得到

$$\begin{cases} P_1 = \frac{A_1 F_A + A_2 F_B}{A_1^2 - A_2^2} \\ P_2 = \frac{A_1 F_B + A_2 F_A}{A_1^2 - A_2^2} \end{cases} \quad (3-24)$$

由 (3-24) 可以看出, 液压缸 A 上的压力变化不仅取决于其所受负载 F_A , 而且受 B 缸负载 F_B 的影响。因此, 两缸的负载可以相互补偿。

4. 元件选型

考虑液压系统的针对性, 本文以 ZYB800 桩机为设计对象进行系统研究。本文只对研究需要用到的部分重点元件选型。

1) 油缸

根据中南大学液压所提供的技术图纸^[79]生产的静力压桩机专用油缸。主要参数见表 3-3。

表 3-3 ZYB800 型压桩机压桩油缸参数

名称	数量 (支)	缸径 (mm)	杆径 (mm)	行程 (mm)	额定压力 (MPa)
主压桩油缸	2	φ 320	φ 220	1800	27
副压桩油缸	2	φ 320	φ 220	1800	27

根据公式

$$F = PA \quad (3-25)$$

式中 F ——压桩力;

A ——油缸大腔活塞面积。

可计算系统最大工作压力 $P=24.8\text{MPa}$ 。

2) 多路阀

采用 ZS1 型 32 通径高压多路换向阀, 根据本文设计要求做一定的改动。

3) 液压泵

根据现有成熟产品的设计经验和 ZYB 桩机计算设计资料, 选用恒功率压力补偿变量泵。具体参数见下表 3-4。

表 3-4 ZYB800 型压桩机油泵参数

型号	数量 (台)	排量 (ml/r)	初始变量压力 (MPa)	对应电机功率 (KW)
80YCY14-1B	1	80	15	30
160YCY14-1B	2	160	9	37

由流量公式

$$Q = n Q_P \quad (3-26)$$

式中 Q ——系统总流量;

Q_P ——泵总排量;

N ——电机转速 (此处电机转速均选用 1470r/min)。

可计算得到系统最大总流量为 $Q=580L/min$ 。

4) 两位三通手动换向阀

根据 ZYB 桩机计算设计资料, 结合压力和流量要求等计算, 选用 3WMM16A/F 型手动换向阀^[82], 具体参数见表 3-5。

表 3-5 两位三通换向阀参数

型号	数量 (件)	通径 (mm)	最大工作压力 (MPa)	最大流量 (L/min)	阀芯机能
3WMM16A/F	2	16	31.5	300	A

5) 调速阀

选用 MSA 型调速阀^[82], 其参数见表 3-6。

表 3-6 调速阀参数

型号	数量 (件)	通径 (mm)	最大工作压力 (MPa)	最大流量 (L/min)	备注
MSA30EP300	2	30	31.5	300	

3.5 本章小结

根据偏桩机理分析,以解决偏桩现象为目的,本章对系统进行了总体功能规划,重点对压桩系统做了研究和改进设计。在压桩系统中,卸荷缓冲能力和压桩油缸同步能力是造影响偏桩偏差的重要因素。本章设计了换向卸荷缓冲方案,对节流孔大小做了研究分析。另外,本章还提出了机械刚性同步与差动流量负载补偿同步结合的复合控制方案,并对方案进行了具体研究设计。

第四章 消除偏桩现象的压桩液压系统性能分析

4.1 系统换向卸荷缓冲性能分析

4.1.1 数学模型的建立

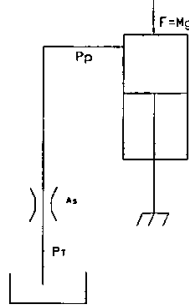


图 4-1 卸荷缓冲示意图

图 4-1 为卸荷瞬间示意图，油缸承受机身重量，活塞杆不动，相当固定约束。忽略液动力和库仑摩擦力，根据上章卸荷缓冲系统的设计分析，可列以下方程：压力平衡方程：

$$P_p - P_T = RQ^2 + \Delta P \quad (4-1)$$

式中 R ——油路阻力系数；

ΔP ——阀口压降；

P_p ——系统压力；

P_T ——回油压力；

Q ——系统流量。

根据阀口流量公式，有

$$\Delta p = \frac{Q^2 \rho}{2C_d^2 A_s^2} \quad (4-2)$$

根据上章设计可知

$$A_s = \pi b \frac{d \sin 2m + c_r \cos 2m}{\cos m} \quad (4-3)$$

上述式子中，令 $P_T=0$

综合整理，有

$$P_p = \left(R + \frac{\rho}{2C_d^2 A_s^2} \right) Q^2 \quad (4-4)$$

列流量连续方程:

$$Q = A_1 u + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_p}{dt} \quad (4-5)$$

式中 A_1 ——油缸大腔面积;

u ——机身相对运动速度;

β ——油液体积压缩模量;

V_1 ——大腔油液体积。

活塞杆处于静止状态, 有力学平衡方程:

$$F_{\text{杆}} - A_1 P_p = 0 \quad (4-6)$$

机身相对与活塞杆运动, 有运动方程:

$$Mg - F_{\text{杆}} - F_{\text{地}} - F = M \frac{du}{dt} - Bu \quad (4-7)$$

根据简易地表变形量公式:

$$S = \frac{\Delta PH}{E_s} \quad (4-8)$$

可列简单地表变形力方程:

$$\frac{KH}{E_s} \frac{dF_{\text{地}}}{dt} = u \quad (4-9)$$

式中 K ——机器与地基接触面积系数。

取

$$\begin{cases} y_1 = P_p \\ y_2 = F_{\text{杆}} \\ y_3 = u \\ y_4 = Q \\ y_5 = F_{\text{地}} \end{cases} \quad (4-10)$$

整理上述式子, 可得一阶方程组

$$\begin{aligned}
 \dot{y}_1 &= \frac{\beta}{V}(y_4 - A_1 y_3) \\
 y_2 &= y_1 A_1 \\
 \dot{y}_3 &= \frac{1}{M}(Mg - y_2 - By_3 - y_5 - F) \\
 y_4 &= \sqrt{\frac{y_1}{R_1 + \frac{\rho}{2C_d^2 A_s^2}}} \\
 \dot{y}_5 &= \frac{y_3 E_s}{KH} \\
 A_s &= \begin{cases} \pi b \frac{vt \sin 2m + c_r \cos 2m}{\cos m}, & t \leq \frac{d}{v} \\ \pi b \frac{d \sin 2m + c_r \cos 2m}{\cos m}, & t > \frac{d}{v} \end{cases}
 \end{aligned} \quad (4-11)$$

以上式子即为缓慢卸荷时回路的数学模型。

4.1.2 数字仿真

根据上章设计和参考资料^{[82][83][84][85][86]}，取以下参数。 $M=800 \times 10^3 \text{Kg}$ ； $\rho=850 \text{kg/m}^3$ ； $A_1=0.1608 \text{m}^2$ ； $S=1.8 \times 10^{-2}$ ； $F=0$ ； $C_d=0.7$ ； $K=4 \times 10^6$ ； $E_s=8 \times 10^7$ ； $H=10 \text{m}$ ； $v=0.1 \text{m/s}$ ； $B=4 \times 10^3 \text{N s/m}$ ； $m=2^\circ$ ； $b=0.032 \text{m}$ ； $d=4.4 \text{mm}$ ；代入利用 MATLAB 编写 M 函数文件，并调用程序中的 4-5 阶 Runge-kotta 方法对上述方程组进行数字仿真，可得时间-压力图 (t-p)、时间-位移图 (t-s)、时间-油缸作用力图 (t-F)，见图 4-2。

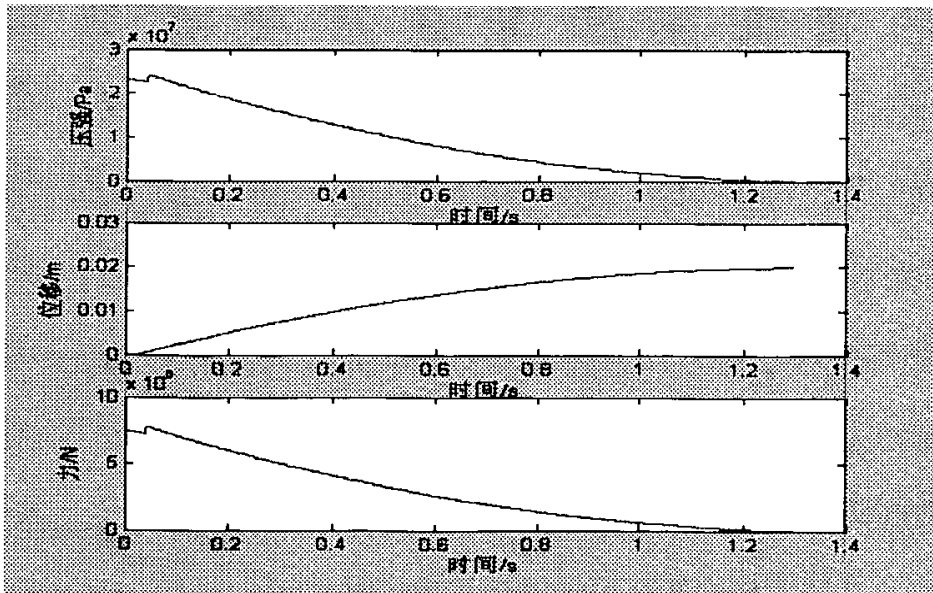


图 4-2 压桩缸缓冲卸荷仿真曲线

4.1.3 仿真结果分析

由仿真结果可以看出,油缸大腔的液压油压力由高压逐渐降低,最后减小至零,是一个缓慢降压的过程,整个过程时间约为1秒钟左右。由此可以知,机身在下沉过程中油缸大腔的压力油必然会对机身的下沉起到一定的缓阻作用,从而避免了油缸大腔压力油卸荷引起机身下降的剧烈冲击,减小了由此引起机身失平的可能,从而达到一定的减小偏桩偏差的效果。

由仿真图可知,本过程时间较短,约为1秒左右。从人的动作敏捷性考虑,操作手在压桩复中位和松桩动作之间,约有1秒左右的时间间隔,在此时间段内,可以实现压桩力的缓冲卸荷。

如果操作手未按照正确流程作业,或者在压桩力没有卸荷前已经开始把夹桩阀打至松桩位置,则此时松桩保护回路启动,使松桩压力油自动返回油箱,不能实现松桩动作,直到压桩压力油卸荷后,油路关闭,才能松桩。本油路可起到保护作用。

4.2 压桩同步液压回路性能分析与研究

根据上章分析,我们知道快速差动压桩回路的同步性对偏桩偏差具有重要影响。在上章我们设计了具有流量负载补偿能力的同步差动回路。本章将对这一回路同步性能进行分析和研究。

液压系统分析中,通过研究系统的静态性能可以确定流量、压力关系以及系统功能的实现等。通过动态特性分析我们可以研究系统的稳定性、压力冲击及扰动影响等。

本章将通过数学建模的方法,建立换向阀—调速阀—压桩缸的数学模型,然后对这一模型的静态性能和动态性能做出研究。

4.2.1 调速阀数学模型的建立

调速阀是定差减压阀与节流阀的组合。通过定差减压阀的作用,使节流阀两端的压差基本保持不变,从而提高流量特性的刚度。根据调速阀结构原理,我们可以绘制其计算原理图如图4-3。

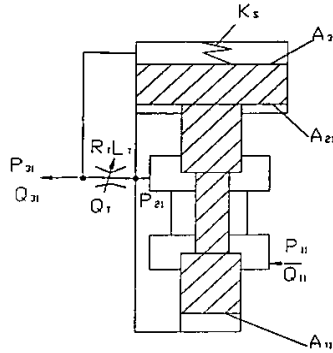


图 4-3 调速阀结构原理图

1. 动态模型的建立

根据阀芯结构原理图，对减压阀阀芯有受力平衡方程：

$$A_{11}P_{21} + A_{21}P_{21} - A_{31}P_{31} = m \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + K_1(x_0 + x) - K_s(x_1 - x) \quad (4-12)$$

式中 A_{11} 、 A_{21} 、 A_{31} ——减压阀阀芯承压面积；

P_{11} 、 P_{21} 、 P_{31} ——调速阀进口压力、减压阀出口压力和调速阀出口压力；

m ——阀芯相当质量；

B ——粘性阻尼系数；

K_s ——稳态液动力系数；

K_1 ——弹簧刚度；

x_0 ——弹簧预压缩量；

x_1 ——阀芯处于最下端位置时减压阀的开口度；

x ——阀芯移动量。

根据调速阀结构特点，有

$$A_{31} = A_{11} + A_{21} \quad (4-13)$$

列流量连续方程：

$$Q_{11} = Q_T + \frac{V_1}{\beta_E} \frac{dp_{21}}{dt} + (A_1 + A_2) \frac{dx}{dt} \quad (4-14)$$

$$Q_{31} = Q_T - \frac{V_2}{\beta_E} \frac{dp_{31}}{dt} + A_3 \frac{dx}{dt} \quad (4-15)$$

式中 Q_{11} ——进入调速阀流量；

Q_{31} ——出调速阀流量；

V_1 、 V_2 ——减压阀容腔体积；

β_E ——油液体积弹性模量；

Q_T ——节流阀阀口流量。

通过减压阀口的流量公式为

$$Q_{11} = C_d W (x_1 - x) \sqrt{2(p_{11} - p_{21}) / \rho} \quad (4-16)$$

通过节流阀口的流量公式为

$$Q_T = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{21} - p_{31})} \quad (4-17)$$

式中 C_d ——节流阀阀口流量系数；

A_2 ——节流阀阀口通流面积。

将上述式子进行拉氏变换，得

$$A_{31} [P_{21}(s) - P_{31}(s)] = (ms^2 + Bs + K_1 - K_{SX})x(s) - K_{SP}(p_1 - p_2) \quad (4-18)$$

式中 K_{SX} , K_{SP} ——稳态液动力系数

$$Q_{11}(s) = Q_T(s) + A_{31}sx(s) - \frac{V_1}{\beta_E} p_{21}(s) \quad (4-19)$$

$$Q_{31}(s) = Q_T(s) + A_{31}sx(s) + \frac{V_2}{\beta_E} p_{21}(s) \quad (4-20)$$

忽略减压阀容腔的压缩性流量，可以认为调速阀进口流量和出口流量相等，即

$$\Delta Q_{31} = \Delta Q_{11} \quad (4-21)$$

如果不计动态过程中阀芯移动所造成的流量，则只分析进、出油口压力变化时候通过节流阀的流量响应。

根据上述方程，结合实际情况，利用 MATLAB 工具软件里的 SIMULINK 仿真工具包，以节流阀的开口面积、调速阀的前后口压力 P_{11} 、 P_{31} 为输入，流量 Q 为输出，取以下参数^{[74][82][84]}， $m=0.01\text{Kg}$ ； $B=4\text{N s/m}$ ； $K_1+K_{SX}=50000\text{N s/m}$ ； $x_1=0.025\text{m}$ ；阀芯直径 $d_1=32\text{mm}$ 、 $d_2=10\text{mm}$ ； $K_{SP}=0.43\text{w}=0.012$ ； $P_{11}=10\text{Mpa}$ ；假设节流阀开口面积为 $1.6 \times 10^{-4}\text{m}^2$ （32 通径的滑阀开口约为 16mm ）。设 P_{31} 恒定值为 9.2MPa ，对调速阀进行仿真，可得到减压阀阀芯时间-开口量图（t-s）、调速阀阶跃响应流量图（t-Q），见图 4-4。

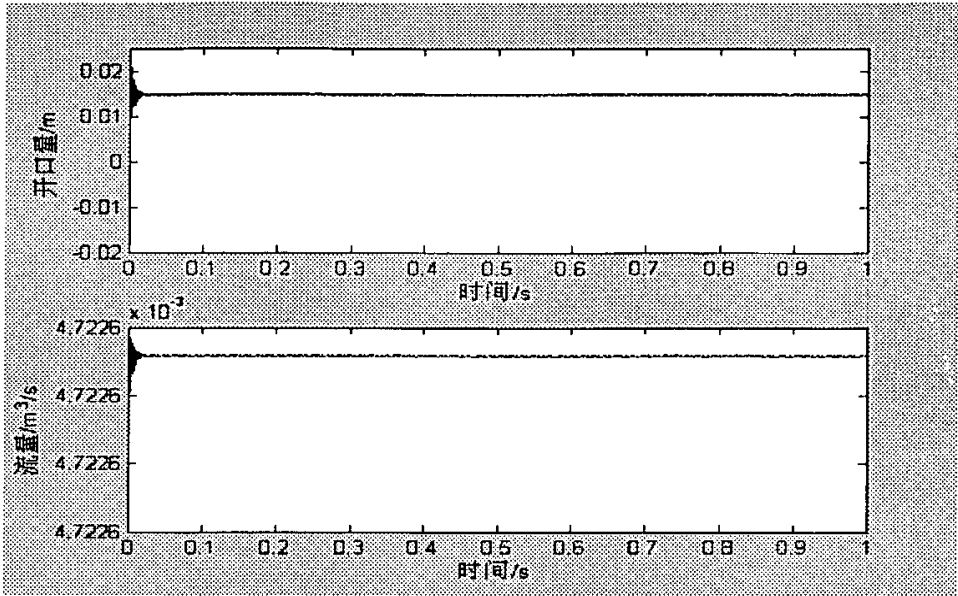


图 4-4 同负载调速阀动态仿真曲线

假设节流阀开口面积为 $1.6 \times 10^{-4} m^2$ ，设输出压力 P_{31} 从 $9MPa$ 开始以 $k=0.05MPa/s$ 的增率递增。对调速阀进行仿真，可得到减压阀阀芯时间—开口量曲线 (t-s)、节流阀前后口压强曲线、调速阀响应流量曲线 (t-Q)，见图 4-5。

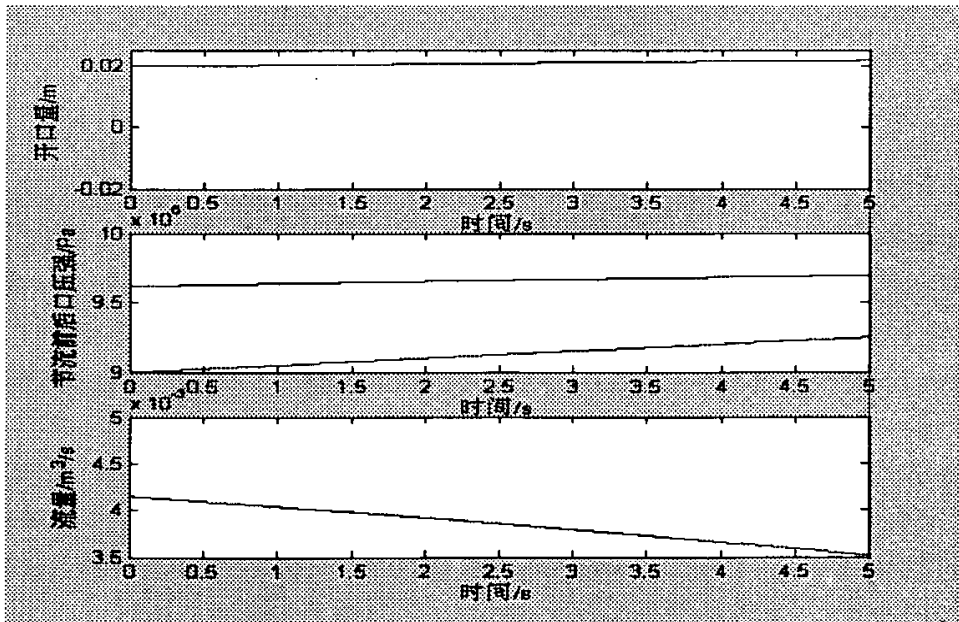


图 4-5 变负载下调速阀仿真曲线

2. 仿真结果分析

由图 4-4 可见, 在调速阀刚启动瞬间, 由于各种因素的影响, 减压阀阀芯不停抖动。约在 0.015s 左右进入平稳状态, 在以后的过程中阀芯虽然仍有抖动, 但幅值很小, 可以近似认为平稳。因此, 稳定流量恒定在 $4.7 \times 10^{-3} m^3/s$ 。可见, 阀芯的灵敏度是影响系统流量稳定性的重要因素。

图 4-5 是负载变化时调速阀的工作状态曲线。由曲线可知, 负载在变化时, 减压阀开口也随之变化, 但由节流阀前后阀口压强曲线可知, 随着节流阀后口压强差 P_{31} 的升高、节流阀前口压强 P_{21} 也随之升高, 两者差接近与恒定值, 因此节流口流量变化较小, 具体体现在流量曲线上。但也可以看出, 负载变化对流量并非全无影响, 由于仿真中设定负载压力不断的变化增加, 因此阀件一直处于不完全稳定状态, 所以, 在曲线中看到的流量变化较大。

3. 静态模型建立

根据调速阀的工作原理, 可列如下流量方程:

$$Q_T = C_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{21} - p_{31})} \quad (4-22)$$

式中 Q_T ——节流阀阀口流量;

C_2 ——节流阀阀口流量系数;

A_2 ——节流阀开口面积。

根据流量连续性原理, $Q_{11} = Q_{31} = Q_T$

对减压阀阀芯列静态受力方程, 有

$$A_{31} p_{21} - A_{31} P_{31} = 2c_d c_v W x (p_{11} - p_{21}) \cos \theta + k_s (x_c + x) \quad (4-23)$$

式中 θ ——减压阀阀口处的液流角。

整理上述式子后, 代入节流阀流量方程, 有

$$Q_T = C_2 A_2 \sqrt{\frac{2 [2c_d c_v W x (p_{11} - p_{21}) \cos \theta + k_s (x_c + x)]}{\rho A_3}} \quad (4-24)$$

4. 静态性能分析

由上述式子可以看出, 当负载稳定时, 弹簧力与液动力之和保持稳定, 使节流阀前后口压差稳定, 调速阀的流量主要由节流阀开口面积 A_2 决定。压力波动时, 定差减压阀的阀口压差也随之改变, 引起液动力和阀芯开口的变化, 由于两者变化规律不同, 因此此时无法保证节流阀前后口压差恒定, 阀件流量也随之改变。根据前人的实验资料表明, 当负载压力变化时, 调速阀的流量变动量一般在 $10\% Q_{max}$ 左右。这也与仿真结果吻合。

4.2.2 两位三通滑阀对差动回路影响分析

本文仅对差动同步回路有影响的两位三通滑阀作出研究。当差动连接时，两位三通换向阀可以先于多路换向阀动作，使差动回路建立。在压桩过程中，两位三通阀作为一个连通元件，若其额定通流量较大，则其滑阀前后通流口产生的压差较小，不会对系统产生较大的影响，可以忽略不计。在此，我们将建立阀件的压力流量模型，验证这一结论。滑阀可以简化位如图 4-6。

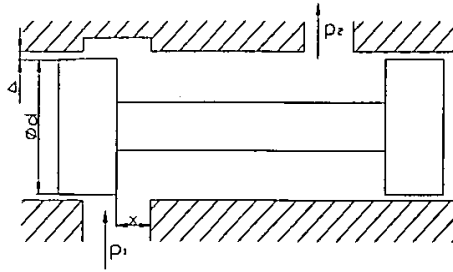


图 4-6 换向阀结构原理图

可以列出流经阀的流量 Q 表达式

$$Q = C_Q A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (4-25)$$

式中 A ——过流面积；

$$A = W \sqrt{x^2 + \Delta^2} \quad (4-26)$$

式中 W ——过流面积梯度，对圆柱滑阀 $W = \pi d$ ；

Δ ——阀芯与阀体内孔间的径向间隙；

d ——阀芯直径；

Δp ——滑阀前后口的压力差。

假设阀件为理想滑阀，则 $\Delta = 0$

上式可写为：

$$Q = C_Q \pi d x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (4-27)$$

式中 C_Q ——流量系数，与雷诺数 Re 有关。

在本系统中，液压油流速较高，雷诺数较大。根据资料，当雷诺数 $Re > 260$ 时， C_Q 可以认为是常数。查上述资料^[74]，取 $C_Q = 0.7$ 。

可见，当 Q 一定时， Δp 也一定。根据本设计计算数据，可以计算出 $\Delta p \approx 0.3 \text{ MPa}$ 。由于压力损失较小，且在油路上对称分布，因此对系统影响较小，我们在系统分析中将忽略其影响。

4.2.3 流量补偿回路数学建模

当系统差动连接时，把两位三通换向阀看作一个很小的液阻，对油路的影响可以忽略不计，则流量负载补偿同步回路可简化如图 4-7。

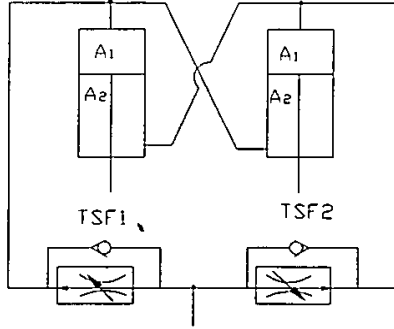


图 4-7 差动回路简化图

根据油路原理，可建立回路的运动微分方程：

$$Q_1 = Q_{f1} + \frac{A_2}{A_1} Q_2 \quad (4-28)$$

$$Q_2 = Q_{f2} + \frac{A_1}{A_2} Q_1 \quad (4-29)$$

$$Q_1 = A_1 v_1 + K_{l1} (p_1 - p_2) + \frac{W_1}{K} \frac{\partial p_1}{\partial t} \quad (4-30)$$

$$Q_2 = A_2 v_2 + K_{l2} (p_2 - p_1) + \frac{W_2}{K} \frac{\partial p_2}{\partial t} \quad (4-31)$$

力平衡方程：

$$P_1 A_1 = P_2 A_2 + m_1 \frac{\partial v_1}{\partial t} + B_1 v_1 + F_1 \quad (4-32)$$

$$P_2 A_2 = P_1 A_1 + m_2 \frac{\partial v_2}{\partial t} + B_2 v_2 + F_2 \quad (4-33)$$

式中 K_{l1} 、 K_{l2} ——油缸 A、B 的泄漏系数；
 W_1 、 W_2 ——油缸 A、B 的大腔体积，在准确同步时， $W_1 = W_2 = W$ ；
 m_1 、 m_2 ——油缸 A、B 的运动部分质量；
 B_1 、 B_2 ——油缸 A、B 的粘性阻尼系数；
 K ——油液的弹性系数。

对上述式子进行拉普拉斯变换，得

$$Q_1(s) = Q_{f1}(s) + \frac{A_2}{A_1} Q_2(s) \quad (4-34)$$

$$Q_2(s) = Q_{f2}(s) + \frac{A_2}{A_1} Q_1(s) \quad (4-35)$$

$$Q_1(s) = A_1 v_1(s) + (K_{11} + \frac{W_1}{K} s) P_1(s) - K_{11} P_2(s) \quad (4-36)$$

$$Q_2(s) = A_1 v_2(s) + (K_{12} + \frac{W_2}{K} s) P_2(s) - K_{12} P_1(s) \quad (4-37)$$

$$A_1 P_1(s) = A_2 P_2(s) + (m_1 s + B_1) v_1(s) + F_1(s) \quad (4-38)$$

$$A_1 P_2(s) = A_2 P_1(s) + (m_2 s + B_2) v_2(s) + F_2(s) \quad (4-39)$$

根据上些式子可得出系统方框图，见图 4-8。

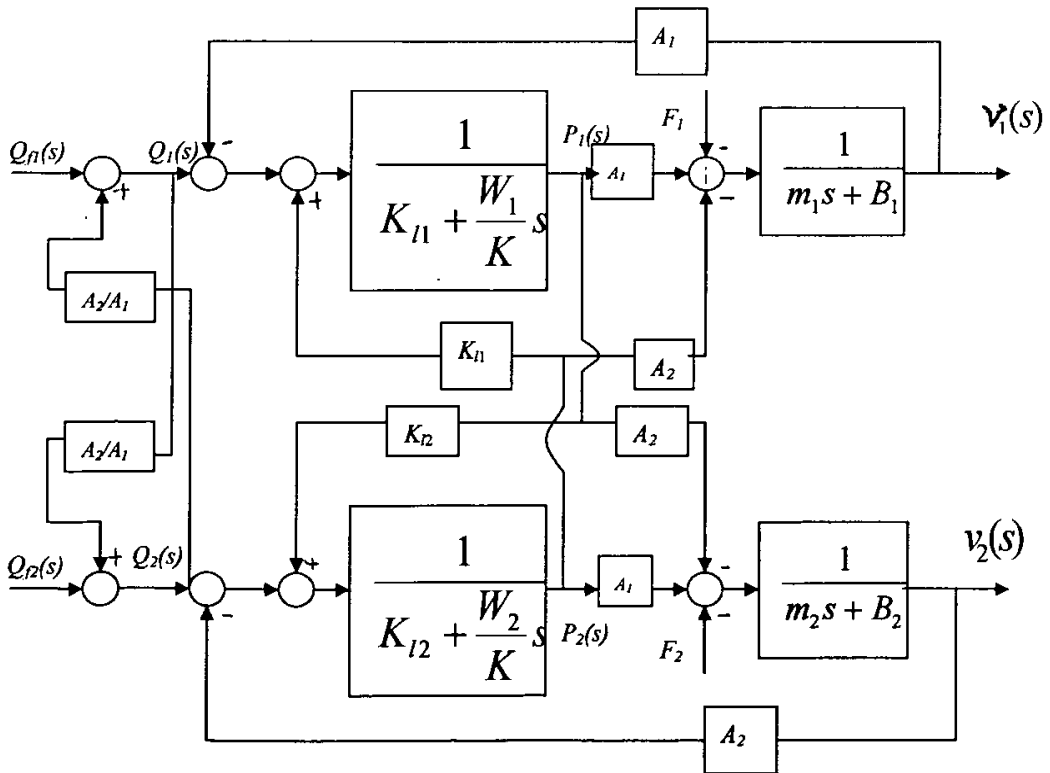


图 4-8 差动补偿回路方框图

4.2.4 系统稳定性分析

本系统是一个多输入、输出的系统，设 \$K_{11}=K_{12}=K_1\$, \$B_1=B_2=B\$, \$W_1=W_2=W\$

则原方程组可表示为

$$\ddot{v}_1 = -\left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_1}\right)\dot{v}_1 - \left(\frac{BK_l}{W} + \frac{A_1^2}{W}\right)\frac{K}{m_1}v_1 + \frac{A_1A_2K}{m_1W}v_2 + \frac{A_1K}{m_1W}Q_{f1} - \frac{1}{m_1}\dot{F}_1 - \frac{KK_f}{m_1K}F_1 \quad (4-40)$$

$$\ddot{v}_2 = -\left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_2}\right)\dot{v}_2 - \left(\frac{BK_l}{W} + \frac{A_1^2}{W}\right)\frac{K}{m_2}v_2 + \frac{A_1A_2K}{m_2W}v_1 + \frac{A_1K}{m_2W}Q_{f2} - \frac{1}{m_2}\dot{F}_2 - \frac{KK_f}{m_2K}F_2 \quad (4-41)$$

选取状态变量

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{v}_2 \end{bmatrix} \quad (4-42)$$

则原状态方程组可转化为矩阵形式

$$\dot{X} = AX + BU \quad (4-43)$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\left(\frac{BK_l}{W} + \frac{A_1^2}{W}\right)\frac{K}{m_1} & \frac{A_1A_2K}{m_1W} & -\left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_1}\right) & 0 \\ \frac{A_1A_2K}{m_2W} & -\left(\frac{BK_l}{W} + \frac{A_1^2}{W}\right)\frac{K}{m_2} & 0 & -\left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_2}\right) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{A_1K}{Wm_1} & 0 & \frac{KK_l}{Wm_1} & 0 \\ 0 & \frac{A_1K}{Wm_2} & 0 & \frac{KK_l}{Wm_2} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} Q_{f1} \\ Q_{f2} \\ F_1 \\ F_2 \\ \dot{F}_1 \\ \dot{F}_2 \end{bmatrix}$$

输出方程

$$Y = eX \quad (4-44)$$

$$Y = [1 \quad 1 \quad 0 \quad 0] \times \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}$$

系统的特征方程

$$\det|\lambda I - A| = 0 \quad (4-45)$$

代入, 得

$$\det|\lambda I - A| = \begin{vmatrix} \lambda & 0 & -1 & 0 \\ 0 & \lambda & 0 & -1 \\ \left(\frac{BK_l}{W} + \frac{A_1^2}{W}\right)\frac{K}{m_1} & -\frac{A_1 A_2 K}{W m_1} & \lambda + \left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_1}\right) & 0 \\ -\frac{A_1 A_2 K}{m_2 W} & \left(\frac{BK_l}{W} + \frac{A_1^2}{W}\right) & 0 & \lambda + \left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_2}\right) \end{vmatrix} = 0$$

化简, 得

$$\lambda^4 + \left(\frac{2KK_l}{W} + \frac{B}{m_1} + \frac{B}{m_2}\right)\lambda^3 + \left[\left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_1}\right)\left(\frac{KK_l}{W} + \frac{B}{m_2}\right) + \left(\frac{KK_l + A_1}{W}\right)\left(\frac{B}{m_1} + \frac{B}{m_2}\right)\right]\lambda^2 + \frac{(BKK_l + A_1^2 K)[KK_l(m_1 + m_2) + 2BW]}{m_1 m_2 W^2} \lambda + \frac{(BKK_l + A_1^2 K)^2 - A_1^2 A_2^2 K^2}{m_1 m_2 W^2} = 0 \quad (4-46)$$

根据霍尔维茨稳定判据, 系统稳定需要满足以下两个条件^{[87][89]}:

1. 特征方程式各项系数同号
2. 特征方程式的霍尔维茨行列式都为正

对于条件 1, 由于系统结构参数 $m_1, m_2, B, K_l, W, A_1, A_2$ 都大于 0, 且 $A_1 > A_2$, 所以

$$(BKK_l + A_1^2 K)^2 - A_1^2 A_2^2 K^2 = B^2 K^2 K_l^2 + 2BK^2 K_l^2 A_1^2 + (A_1^2 - A_2^2) A_1^2 K^2 > 0 \quad (4-47)$$

方程的各项系数均大于 0, 满足条件。

对于条件 2, 根据四阶特征方程霍尔维茨稳定判据, 只需要判别 $H_3 > 0$ 即可。由于系统参数太多, 不能化简计算结构, 因此我们代入系统选取参数, 根据资料^{[74][95]}和结合实际情况, 仿真中使用以下参数: $A_1 = 0.080384 \text{m}^2$; $A_2 = 0.04239 \text{m}^2$; $K_{l1} = K_{l2} = K_l = 3 \times 10^9 \text{m}^3/\text{s}$; $B_1 = B_2 = B = 4 \times 10^4 \text{N m/s}$; $m_1 = m_2 = m = 8000 \text{kg}$; $K = 1.7 \times 10^5$ 。化简后有

$$H_3 = 0.32W + 10877 + \frac{870}{W} - \frac{3 \times 10^{-8}}{W^4} - \frac{2 \times 10^{-7}}{W^3} \quad (4-48)$$

由上式可以看出, 只有在 W 至少小于 10^{-3} 时, H_3 才有可能小于 0。实际中这种情况很少出现, 所以, 我们可以认为系统是稳定的。下面, 我们还将通过系统仿真曲线来验证稳定性。

4.2.5 差动回路整体性能研究

1. 静态性能分析

根据调速阀结构点, 我们已经得知调速阀流量主要由节流阀开口面积 A_2 决定, 则我们在调定时只需把两个调速阀的开口面积调节相等, 就可以得到大致相等的流量。但实际上由于各种因素影响, 由调速阀出来的流量 Q_{f1} 和 Q_{f2} 不可能

相等,因此,我们这里就研究流量阀不同供油量时和不同负载对同步速度的影响。

1) 流量阀不同供油量对同步速度的影响

由上章分析我们知道,本差动回路具有流量补偿功能。这里我们引入一组参数变量

$$\begin{cases} \alpha = \frac{A_2}{A_1} \\ \beta = \frac{F_2}{F_1} \\ \gamma = \frac{Q_{f2}}{Q_{f1}} \\ \delta = \frac{P_2}{P_1} \\ \theta = \frac{v_2}{v_1} \end{cases} \quad (4-49)$$

则上章中的公式(3-22)可改写为

$$Q_1 = \frac{Q_{f1} + \frac{A_2}{A_1} Q_{f2}}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} = \frac{Q_{f1} + \alpha Q_{f2}}{1 - \alpha^2} = Q_{f1} \frac{1 + \alpha\gamma}{1 - \alpha^2} \quad (4-50)$$

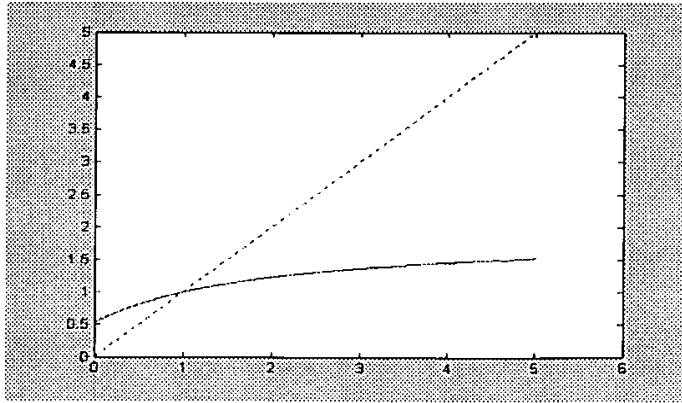
$$Q_2 = \frac{Q_{f2} + \frac{A_2}{A_1} Q_{f1}}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} = \frac{Q_{f2} + \alpha Q_{f1}}{1 - \alpha^2} = Q_{f2} \frac{\alpha + \gamma}{1 - \alpha^2} \quad (4-51)$$

$$\theta = \frac{v_2}{v_1} = \frac{Q_2 / A_1}{Q_1 / A_1} = \frac{\alpha + \gamma}{1 + \alpha\gamma} \quad (4-52)$$

根据本设计选用油缸,可以计算得

$$\alpha = 0.527$$

代入上式,可以绘制 $\gamma - \theta$ 曲线如图4-9

图 4-9 $\gamma-\theta$ 和 $\beta-\delta$ 曲线

由图 4-9 可以看出, 补偿回路的曲线斜率明显小于非补偿回路曲线斜率。这说明流量分配不均对速度的影响已经大大降低, 证明了本油路具有较好的流量补偿性能。当 $\gamma=0$ 时, 其速率比等于 $\theta=\alpha=0.527$; 当 $\gamma=\infty$ 时, 速率比 $\theta=\frac{1}{\alpha}\approx 1.9$, 随着流量比值变化, 其速率比一直在这个范围内波动, 不会产生较大的变化。

2) 油缸负载不平衡对同步速度的影响

对上章的公式 (3-24) 联立求解变化, 同理可得

$$P_1 = \frac{A_1 F_1 + A_2 F_2}{A_1^2 - A_2^2} = \frac{F_1}{A_1} \frac{1+\alpha\beta}{1-\alpha^2} \quad (4-53)$$

$$P_2 = \frac{A_2 F_1 + A_1 F_2}{A_1^2 - A_2^2} = \frac{F_2}{A_1} \frac{1+\frac{\alpha}{\beta}}{1-\alpha^2} \quad (4-54)$$

$$\delta = \frac{P_2}{P_1} = \beta \frac{1+\frac{\alpha}{\beta}}{1+\alpha\beta} = \frac{\alpha+\beta}{1+\alpha\beta} \quad (4-55)$$

上式跟 (4-52) 在形式上完全相同, 因此, $\beta-\delta$ 曲线与 $\gamma-\theta$ 曲线形状完全相同。由此也可看出, 当负载不同时, 油缸的前后腔压力也随之调整变化。这对于改善系统同步精度也是有利的, 因为它会使由于压力变化而产生的流量阀供油量的变化影响大大减小。

2. 动态性能数字仿真

根据以上分析, 我们可以绘制出差动系统的传递结构图, 见图 4-10。系统主要由三个部分构成: 两个调速阀模块和流量补偿模块。其输入量为压力和调速阀流量开口面积以及负载 F , 输出量为油缸速度。根据前面分析, 我们可以通过数字仿真的形式来研究和验证系统的同步性能。

上述模型中, 输入量为系统压力 P_1 和负载 F_1 、 F_2 以及流量阀开口面积 A_{D1} 、

A_{D2} ，输出量为油缸速度 v_1 、 v_2 ，这些参数与实际系统输入输出参数一一对应。结合上述仿真参数，对系统进行综合仿真，分以下几种情况。

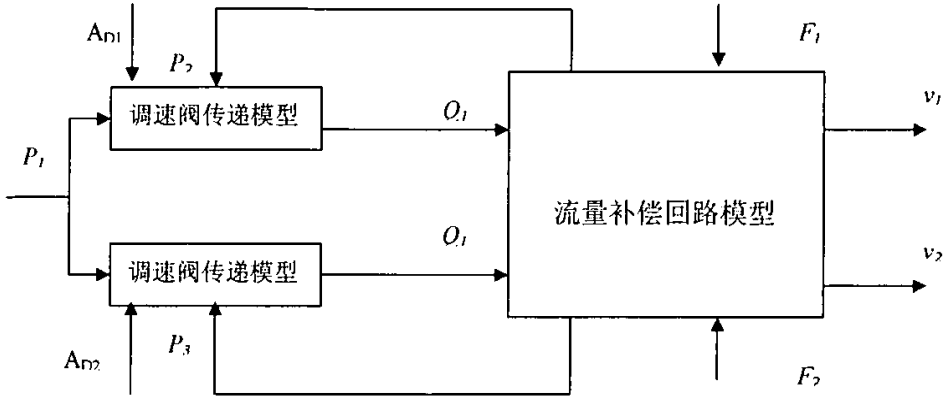


图 4-10 系统总体建模方框图

1) 同流量不同负载时系统仿真

对油缸 A 施加 20 吨力负载，对 B 油缸施加 30 吨力负载，系统的输入压力取 15MPa，调速阀流量均为 300L/min（即节流阀开口面积为 $1.6 \times 10^{-4} m^2$ ）。则可以通过仿真得到系统的速度—时间曲线（v-t）、位移—时间曲线（s-t），见图 4-11。

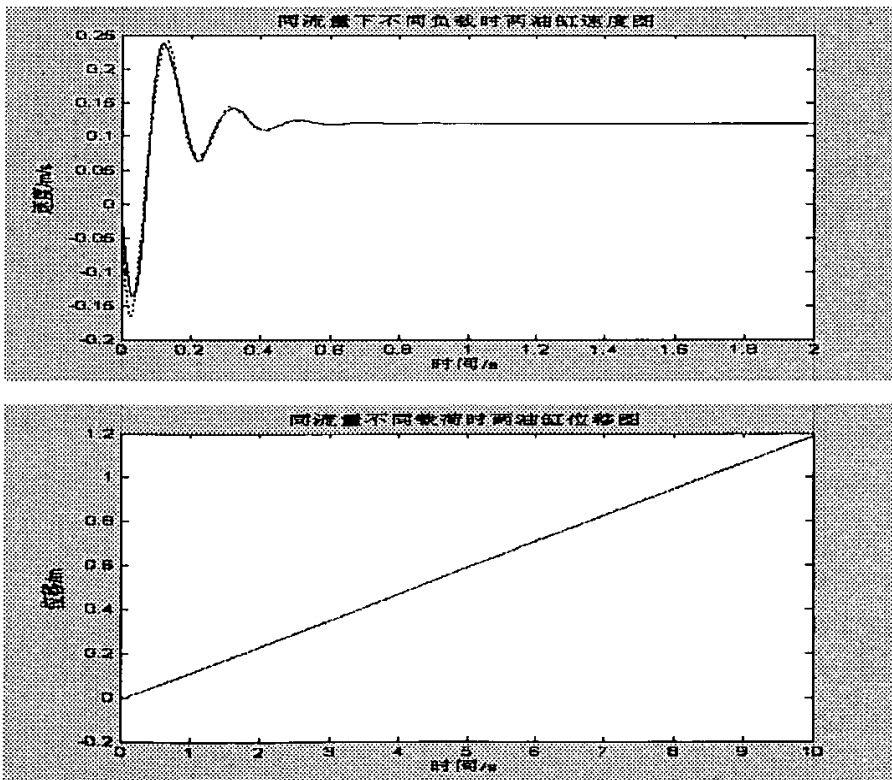


图 4-11 同流量不同负载时系统仿真曲线

2) 同负载不同流量时系统仿真

假设两调速阀节流口流量不一样,即开口面积不一样,假设一个为 $300L/min$,另一个为 $280L/min$, (一个开口面积为 $1.6 \times 10^{-4} m^2$,另一个开口面积为 $1.49 \times 10^{-4} m^2$)。设系统负载一样,均为 20 吨力,则可仿真得到以下速度曲线和位移曲线,见图 4-12。

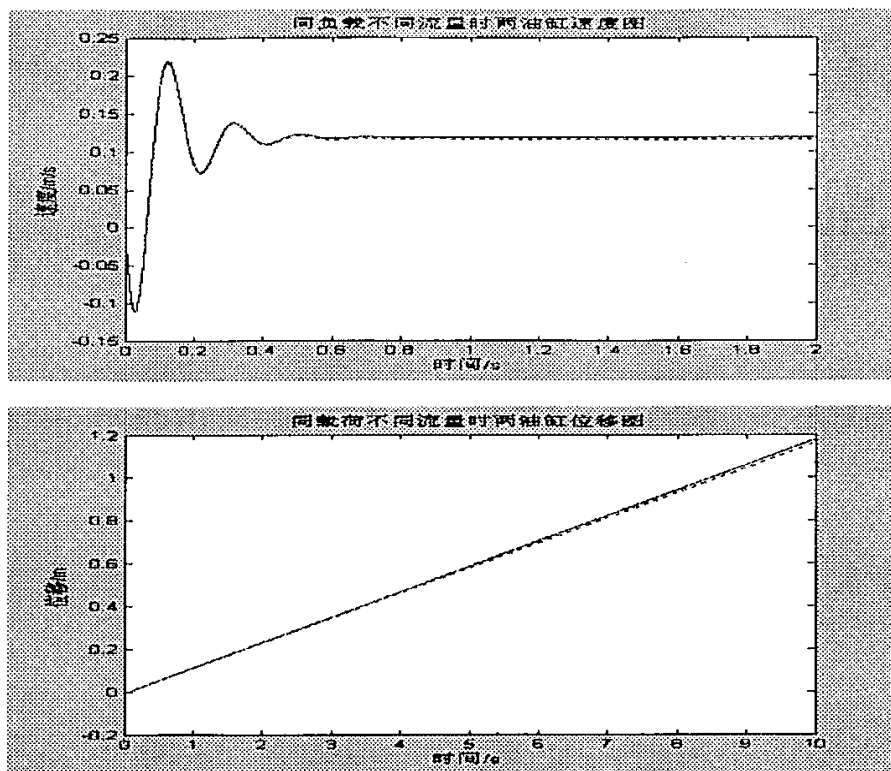


图 4-12 同负载不同流量时系统仿真曲线

3) 流量和负载都不相同时系统仿真

假设两调速阀节流口流量不一样,即开口面积不一样,假设一个为 $300L/min$,另一个为 $250L/min$, (一个开口面积为 $1.6 \times 10^{-4} m^2$,另一个开口面积为 $1.33 \times 10^{-4} m^2$)。当系统由此引起的速度不一样时,由于机械刚性的连接,必然导致负载不一样,即流量较大的油缸负载将变大,流量较小的油缸负载将降低。设分别为 20 吨力和 30 吨力,则可仿真得到以下速度曲线和位移曲线,见图 4-13。

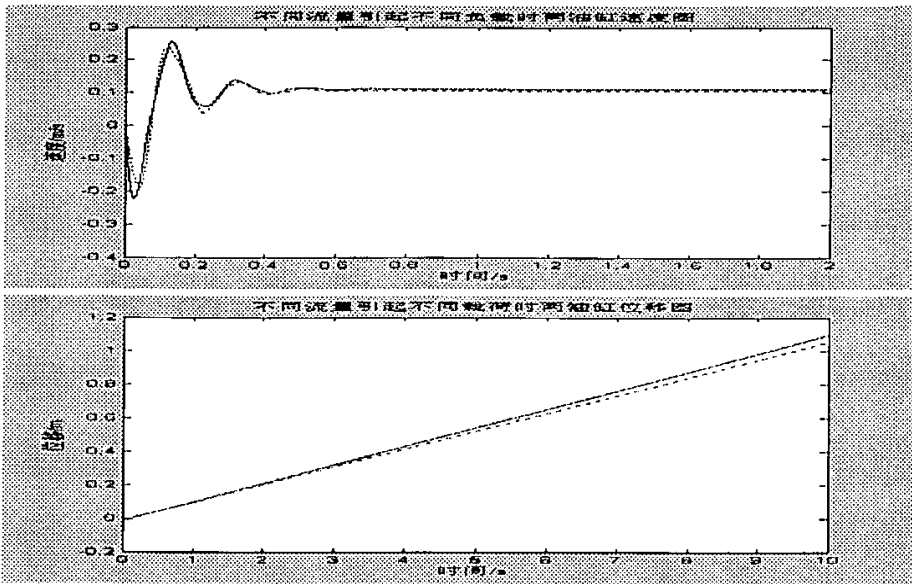


图 4-13 流量和负载都不相同时系统仿真

3. 结果分析

由仿真可知，当调速阀流量几乎相等，且负载接近时，系统同步性能最好。当系统调速阀流量近乎相等，系统负载差别在 10 吨力左右时，双缸同步速度仍然较为接近，其稳态速度差大约为 $0.001m/s$ ，全程位移累计误差约为 $0.01m$ 。当系统流量差别在 $20L/min$ 时，系统负载近乎相等的情况下，其速度差大约为 $0.0017m/s$ 左右，其全程同步累计误差为 $0.017m$ 。当调速阀流量差别较大时候（分别为 $300L/min$ 和 $250L/min$ ），其承受载荷差为 10 吨力左右时，此时系统同步性误差较大，其稳态同步速度差约为 $0.0083m/s$ 。当承受载荷差为 20 吨力时，其稳态速度差为 $0.0040m/s$ ，可见，载荷对流量也具有一定的调节性。

实际应用中，往往在机器装配中先标定调速阀流量，使其流量差别稳定在 $20L/min$ 左右，则此时系统的稳态同步速度误差可控制在 $0.002m/s$ ，全程位移累计误差可控制在 $20mm$ 左右。根据第三章分析，可以确定本系统能保证同步位移差的要求。

当系统流量不同引起油缸速度不同步时，则由于刚性连接机构的作用，使油缸负载做相应的调整，负载可对流量产生微调作用，从而保证位置同步。

4.3 本章小结

本章重点对压桩液压系统作了分析和研究。系统的卸荷缓冲能力和压桩油缸同步能力对偏桩现象具有重要影响。本章分别建立了压桩换向卸荷缓冲和流量补偿同步差动回路的数学模型，并通过数字仿真的形式来验证和预测系统性能。

第五章 实验研究

5.1 实验综述

实验地点:

- ①上海正平建筑机械有限公司装配车间
- ②上海市松江区某施工工地

实验时间: 2004年4月

参与人员: 正平公司技术人员 宜兴永固建筑施工公司施工人员

实验器材设备: 新型 ZYB600 液压静力压桩机 经纬仪 压力表 游标卡尺
铅垂吊线 秒表等

实验项目:

- ①压桩油缸同步性能
- ②压桩力缓冲卸荷性能
- ③ZYB 型液压静力压桩机消除偏桩现象性能

5.2 实验内容

1. 压桩油缸同步性能测试

实验目的:

测试差动补偿回路同步性能, 通过与非补偿差动回路以及仿真同步性能比较, 验证新型油路实用性。

实验方法:

由于条件限制, 没有先进的传感器以及测量记录系统, 无法对油缸动态速度同步性能进行测试。我们利用现有条件, 根据实际情况, 用一种简单的方法来测试油缸的同步位置误差。具体方法如下: 车间装配时, 不装配夹桩箱, 启动主压桩油缸, 使其分别行走约 1/4、1/2、3/4 行程, 用刻度尺测量其同步位置误差, 以上位置分别测量三次。

同步性能实验是以调速阀标定流量接近相等为前提条件, 在实际实验中必须注意这一点。我们利用同样的方法, 对原有系统进行了同步性能测试。

试验内容: 实验数据记录见表 5-1。

表 5-1 非差动补偿油路与差动补偿油路同步位移误差比较

大致行程	非补差动补偿油路连接			差动补偿油路连接		
	油缸 A 位移(mm)	油缸 B 位移(mm)	位移差(mm)	油缸 A 位移(mm)	油缸 B 位移(mm)	位移差(mm)
约 1/4 行程	325	0	325	420	410	10
	380	0	380	356	348	8
	450	100	350	480	468	12
约 1/2 行程	1010	400	610	910	890	20
	800	360	440	905	892	13
	900	400	500	990	975	15
约 3/4 行程	1300	1000	300	1390	1368	22
	1290	600	629	1300	1278	28
	1400	800	600	1420	1395	25
流量	300L/min					

实验数据分析:

由以上数据测量记录可以看出,用调速阀补偿差动油路的同步性能大大提高。在原回路中,空负载下油缸的同步性能很差,有时一条油缸行走了很大的距离另一条油缸尚未动作。分析其原因,应该是油缸内部阻力、内泄漏和油路压力损失等造成。使用调速阀差动补偿回路连接后,油缸的同步性能得到了显著的改善。仿真结果显示,其全程累计同步误差在 20mm 左右,但实际试验结果表明,其累计误差接近并大于仿真值,这说明理论仿真结果与现实试验接近,但也由一定的差别。必须注意的是,这种回路要求两调速阀开度接近相等,调速阀的流量越接近,其同步性能越好。

实验结论:

以上记录数据充分说明了差动补偿连接回路对系统同步性能具有较好的修正效果。通过简单的连接可以获得较高的同步精度,具有结构简单、造价低廉、效果显著等优点。需要注意的是,由于回路中添加了调速阀,所以造成了一定的压力损失。但新型油路由于简化了多路阀结构,油缸提升时,降低了油缸大腔的回油阻力,明显提高了油缸提升速度。

2. 压桩力缓冲卸荷性能实验**实验目的:**

通过对系统性能测试,验证新系统缓冲卸荷性能。

实验方法:

在液压静力压桩机液压系统中,其压桩压力表一直与主压油缸大腔连通,

所以，在压桩力卸荷时，我们可以通过对压力表的读数观测来了解油缸大腔压力变化。由设计仿真可知，油缸大腔的压力卸荷时间约为 1.5 秒时间。在此过程中缓冲卸荷应属于可通过压力表指针直接观测的。这种方法虽然不能准确绘制出油缸大腔压力变化曲线，但却简便易行，适用于本实验项目。

试验内容：具体试验记录见表 5-2。

表 5-2 系统缓冲卸荷性能试验记录

压桩力缓冲卸荷实验记录数据及现象观测					
大腔初始压力	大腔最终压力	卸荷时间	压力表指针观察	机身摆动情况观察	其他
15.3MPa	0.4MPa	1.78 秒	压力表指针明显的滞慢下落。	机身明显无摆动。可听见多路阀内部油流声音持续整个卸荷过程。	
16.0MPa	0.4 MPa	1.87 秒			
16.5MPa	0.4 MPa	2.01 秒			
备注	卸荷流量大小与施工现场地基情况有关，当地基较软时，其卸荷时间较长。大腔的初始压力为压满桩行程后压桩压力表读数。				
压桩力卸荷保护实验记录数据及现象观测					
实验项目	在压桩过程中松桩	在压桩过程中夹桩	压桩档换至中位，同时松桩	压桩档先至中位，再松桩	
现象描述	夹桩油缸无动作，夹桩油路中液压油直接回油箱，无法实现松桩，具有保护作用。	可以看到夹桩压力表读数上升，证明能在此过程继续实现夹桩动作	压桩压力表指针回归零位附近后，夹桩油缸开始动作，松桩动作需延时后才能实现。	正常实现松桩动作	

实验分析：

由记录数值可以看出，压桩力在卸荷过程中是缓慢的转移到地表上的，其过程需要 2 秒左右。由于压桩力的缓冲卸荷，可以避免机身重量对地表的冲击，避免由此引起的机身失平，有效的避免偏桩或损桩。

我们由压桩力卸荷保护实验可以看出，当压桩力没有降低到一定的值时，夹桩油缸无法实现松桩动作。而在压桩过程中，仍可正常完成夹桩动作。这说明在压桩过程中若出现打滑的现象时，可以继续施加夹桩力，制止打滑现象。

实验结论：

本实验证实了新系统具有一定的卸荷缓冲能力，并具有松桩保护功能。

3. ZYB 型液压静力压桩机消除偏桩现象性能实验

实验目的:

通过实际生产实践,测量桩偏斜角度,检验新型桩机消除偏桩现象的能力。

实验方法:

结合桩机施工作业,我们对现场预制桩施工质量进行测试,通过实践来检验设计成果。

实验数据:具体见表 5-3。

表 5-3 工地现场施工测试记录

桩位	终止压力 (MPa)	压桩 深度 (m)	倾斜角度 (°)			桩身是否 完好	桩机工 作性 能	倾 斜 度
			X 方 向	Y 方 向	合成角			
1	16.8	17	0.5	0.2	0.53	完好	良好	0.93%
2	16.2	17	0.5	0.2	0.53	完好	良好	0.93%
3	16.5	17	0.4	0.4	0.56	完好	良好	0.97%
4	15.5	17	0.2	0.4	0.38	完好	良好	0.66%
5	17.1	17	0.4	0.3	0.40	完好	良好	0.69%

实验数据分析:

由记录数据可以看出,这台桩机的这几位桩的施工质量完全达到了要求标准。其中倾斜角最大为 3 号桩,倾斜角度是 0.97%,仍小于国家规定标准 1%。桩机工作过程中性能良好,桩身保护完好,无破桩损桩现象。

我们实地测量了本台桩机的立柱平行度偏差,最大偏差为 7mm,最小偏差为 4mm。上述数值均小于本论文提供公式的计算值。

另外,由于桩机施工质量跟工地现场环境具有很大的关系。就本台机来说,由于是新机器,其压桩吨位较小,压桩深度不大。且现场地表较为平整,且地质硬度较高,因此,机身调平较为容易操作,不容易产生陷机或机身冲击摆动。在压桩过程中压桩压力表读数变化一直较为平稳,证明了这里的地质情况较好,比较适应静力压桩施工,综合以上各种原因,所以,具有较好的施工质量。

实验结论:

本此实验证明,上述设计确实具有较好的实际使用效果。可以消除偏桩现象。但由于本此实验对象的局限性,对大吨位桩机、较差的地质环境压桩作业性能仍需要实验研究证明。

现场经验分析与总结:

不考虑地质因素影响,在压桩生产中,桩端刚入土体时桩的倾斜状态决定了本根桩的压入状态。若此时桩的倾斜度较小,则即使在以后的行程中导向轮

与导轨有较大的间隙，也不会造成很大的影响。

装配时，立柱之间的平行度很难绝对保证，特别是对于立柱焊接在机身上的情况。一般来说，立柱是刚性结构件，其间的平行度误差是与立柱的长度成线性正比的。因此，装配和施工中可以考虑这一点，通过使用较短的行程先把桩垂直压入地下后再用满行程压桩。

通过以上分析，在机器装配和施工中可采用下方法减小偏桩误差：

- ① 桩机入场前对场地进行平整压实。
- ② 若压桩过程中出现压力陡然升高或桩突然偏斜，则可能土体下有卵石，应立即停止压桩，先挖出卵石后方可继续压桩。
- ③ 施工中保证机身调平。
- ④ 在立柱装配焊接时，为防止焊接变形，加拉杆保证立柱间平行度，焊后进行时效处理。
- ⑤ 装配时把夹桩箱提至立柱中间校正，把平行度误差分配至立柱两端，有效减小导向轮导轨间隙。
- ⑥ 夹桩油缸不同步引起的夹紧桩后钳口面不垂直，桩身偏斜。对于这种情况，可以通过在调心块后加垫钢板，适当调整钳口自身倾斜度，从而来保证夹桩后桩垂直。
- ⑦ 应尽量使桩端尽量贴近地面，然后进行垂直校正。这样可以保证夹桩箱倾斜较小的角度时把桩压入地下，通过桩的作用来辅助保证夹桩箱不倾斜。
- ⑧ 压第一根桩时，校正后，利用导向轮与导轨间隙较小部分先压约 1/3 程，把桩压入土体后，再重新进行垂直校正。

5.3 本章小结

根据实际情况，作者利用现场条件做了设计验证实验。实验证明，压桩系统的同步性能具有较明显的改善，其缓冲卸荷及保护系统均能较好实现设计功能。现场施工作业实验也证明，新型桩机可以消除偏桩偏差现象。但由于实验条件的局限性，在其他施工环境作业性能仍有待观察验证。

全文总结

液压静力压桩机施工作业中,有时会出现偏桩现象。偏桩现象严重时,会造成桩的失效或对机器设备的损害,带来严重的经济损失。本文针对这一现象做了研究。

首先,文章详细分析了偏桩现象的危害和产生机理。然后,根据国家建筑施工验收规范标准、桩身强度、设备抗损强度等条件要求,文章确定了偏桩最大容许偏差范围,为避免偏桩现象提供了设计准则。为解决偏桩现象,论文进行了研究设计。在机械结构方面确定了立柱平行度容许偏差,避免了夹桩箱导向轮与立柱之间的配合间隙过大而引起的夹桩箱倾斜;设计了同步自适应调整铰座,消除了横向力对油缸活塞杆的影响。这些机构改进大大提高了压桩油缸运动的刚性同步性能,减小了偏桩因素。在液压系统方面设计了新型压桩系统:系统换向卸荷缓冲方案避免了压桩过程中卸荷冲击造成的机身摆动失平而导致的偏桩;压桩油缸差动同步回路避免了由油缸不同步引起的夹桩箱倾斜而导致的偏桩。文章最后通过实验验证了设计。研究分析和实验实践证明,新的设计减小了油路冲击,提高了同步性能,降低了制造成本,改善了机器作业性能,可以消除压桩过程中产生的偏桩现象。

总之,本文关于偏桩现象的研究对于液压静力压桩机作业中避免预制桩和设备受损、提高作业效率和施工质量具有较大的实用价值。

文章主要有以下几点创新:

- 一、根据施工验收标准、桩身强度、设备强度等综合要求,本文首次计算出了最大容许偏桩偏差范围(见图 2-14),为建筑施工和机械设计提供了一定价值的准则。
- 二、本文设计了一种具有中位卸荷缓冲和流量负载差动补偿同步功能的新型压桩系统。该系统可以减小卸荷瞬间机身失平摆动幅度和提高压桩油缸的同步性能。新系统结合静力压桩技术自身特点,具有结构简单、可靠性高、效果好、成本低等优点。

但这种新系统也存在一些问题,比如:调速阀装在系统进油路上,必然会带来压力损失,造成机械效率的降低。因此,文章建议应尽量选用额定工作流量较大的阀件,降低压力损失。这些问题,还有待以后的探索与解决。

参考文献

- [1]杨家丽. 建筑工程地基处理技术[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1997
- [2]茅以升. 中国古桥技术史[M]. 北京: 北京出版社, 1986
- [3]M. J. 汤姆林森. 桩的设计与施工[M]. 朱世杰, 译. 北京: 人民交通出版社, 1984
- [4]蔡长庚. 预应力管桩在高层建筑中的应用[J]. 高层建筑桩基工程技术, 1998(8): 187~191.
- [5]《桩基础工程手册》编写委员会. 桩基础工程手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.9
- [6]刘金励. 桩基工程技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987.
- [7]孔清华. 桩基础的设计方法与施工技术[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 1997.
- [8]刘古岷, 王渝, 胡国庆等. 桩工机械[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.4: 67~77.
- [9]五岛太郎. 基础施工技术和设备[J]. 黄志明, 译. 建筑机械, 2001(9): 54~58.
- [10]沈火群. 筒式柴油打桩锤打桩过程动力学探讨[J]. 建筑机械, 1996(6) 29~36.
- [11]丁志尧. 四冲程筒式柴油打桩锤的结构与工作原理[J]. 建筑机械, 1994(7) 3~5.
- [12]洪敏. 导杆式柴油打桩锤的缸锤失效分析与改进[J]. 工程机械, 2000(9) 51~52.
- [13] 余有存. 导杆式柴油打桩锤撞底现象分析[J]. 工程机械, 1997(5) 38~39.
- [14] 管根荣等. 工程机械的绿色设计[J]. 工程机械, 2001(10): 26~27.
- [15]K. L. Johnson. Contact mechanics[M]. 徐秉业, 罗学富, 刘信声等, 译. 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [16]尹喜云等. 冲击沉桩系统匹配关系的波动力学分析[J]. 湘潭矿业学院学报, 1998(6) .
- [17]傅铁铭. 打桩中的桩锤及其与桩的相互作用[J]. 土工基础, 1993(12): 41~49.
- [18] Poskitt, T.J. etc. Energy losses in pile-driving due to soil rate effects and hammer misalignment. *Proceedings - Institution of Civil Engineers, Part 2: Research and Theory*, v 91, Dec, 1991, p 823-851
- [19]蔡邵琚. 液压打桩锤的运动分析[J]. 工程机械, 1991(10): 23~26.
- [20] Deeks, A.J. etc. Analytical modelling of hammer impact for pile driving. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, v 17, n 5, May, 1993, p 279-302
- [21]蔡邵琚. 双作用液压打桩锤液压回路[J]. 建筑机械, 1996(5): 28~32.
- [22]沈景凤, 查德根等. 液压打桩锤液压系统的参数化设计[J]. 工程机械, 2001(5): 21~24.
- [23] 查德根等. 液压打桩锤的液压回路[J]. 建设技术与管理, 2000(2): 21~25.
- [24]徐宝富等. 滑阀式高频液压打桩锤的研制[J]. 中国机械工程, 1994(5): 52~53
- [25]中南大学液压传动与控制技术研究所. ZCY-07 型气液联合液压打桩锤设计资料. 2002.
- [26]马林诺夫斯基等. 振动沉把桩机的发展前景[J]. 建筑机械, 1991(1): 13~16.
- [27]汤绍和. ICE 液压振动沉拔桩机[J]. 建筑机械, 1999(3): 21~25.
- [28]张忠海. 液压式振动桩锤发展现状及选型应用[J]. 建筑机械, 2001(3): 39~41.
- [29]周立新. 振动桩锤运动的分析计算及功率引证[J]. 建筑机械化, 1989(6): 20~23.

- [30]刘伟.液压振动沉桩机沉桩机理及其频率和振幅调节系统的研究.长沙:中南大学硕士论文.2003.12
- [31] O'Neill, Michael W. etc. *Journal of Geotechnical Engineering*, v 116, n 8, Aug, 1990, p 1190-1209
- [32] Wong, Daniel. etc. : *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*, v 16, n 3, Mar, 1992, p 189-210
- [33] 蔡邵琚.液压式超高频振动沉拔桩锤[J]. 建筑机械, 1995 (1): 6~9.
- [34] Bingham, Christopher M. . etc. Amplitude and frequency control of a vibratory pile driver . *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, v 47, n 3, Jun, 2000, p 623-631
- [35]中南大学液压所.ZZY160 液压振动桩机设计资料.2003.
- [36] Bosscher. Peter J. etc.Estimating bearing capacity of piles installed with vibratory drivers. *Geotechnical Special Publication*, n 93, 2000, p 279-305
- [37]钟龙辉. 静压沉桩法在西安地区的应用[J].高层建筑桩基工程技术, 1998 (8): 173~181.
- [38]中南大学液压所.ZYB 系列液压静力压桩机设计资料.2001.
- [39]周本祥.新型 6000kN 液压静力压桩机[J]. 建筑机械, 1997 (1): 3~9.
- [40]舒水明等. 适宜桩机使用的垂直度数显示仪[J].水利资源, 1997 (3) .
- [41]何清华等.静力压桩机机身的自动调平系统研究[J]. 建筑机械, 2000 (11): 28~29.
- [42]李光等.静力压桩机自动调平系统的研制[J].建筑机械, 2001 (6): 32~33.
- [43]陈九林.全液压静力压桩机液压系统设计[J].建筑机械, 1996 (7): 18~19.
- [44]朱建新等.静力压桩机液压系统设计方法研究[J].建筑机械, 1999 (4): 41~44.
- [45]蔡政等.液压桩机动力系统的分析及其应用[J].建筑机械, 2000 (4): 28~30.
- [46]蔡绍琚.静力压桩机液压冲击回路及其数学模型[J].建筑机械, 1999 (5): 21~22.
- [47]杨超等.液压静力沉桩机溢流阀与振动开关阀耦合分析[J].建筑机械, 2003 (1): 35~38.
- [48]朱桂华等.静压桩机优化多档压桩速度的液压系统设计[J].建筑机械, 2003 (5): 40~42.
- [49]朱桂华等.可连续压桩的 ZYB 型液压静力沉桩机[J].工程机械, 2002 (8): 10~11.
- [50]黄开启等.全液压静力沉桩机行走机构的设计与研究[J]. 建筑机械, 2000 (2): 42~45.
- [51]王树明等.日本履带行走装置降低噪音技术[J].建筑机械, 1997 (1): 45~48.
- [52]吴向群.ZYJ320、ZYJ240 液压静力沉桩机[J].建筑机械, 1997 (2): 15~16.
- [53]彭志明等.YZY 系列全液压桩机及在软土地区的施工[J].建筑机械, 1999 (4): 22~30..
- [54]罗春雷等.液压静力沉桩机钳口调心结构的研究[J]. 建筑机械, 2002 (9) .
- [55]贺淑云.ZYB 液压静力压桩机夹桩钳口研究.长沙: 中南大学硕士论文.2002.3
- [56] 郑凤琴等.静压桩机微机测量系统的软件设计[J]. 南京建筑工程学院学报, 2000 (2)
- [57]李毅峰.ZYB 系列静力桩机承载力自动记录系统研究.长沙: 中南工业大学硕士论文 1999.6

- [58]严永庆.塔机和桩机在使用前的安全技术验收[J].建筑机械技术与管理, 1998 (2) .
- [59]闵绍安等.桩机设备液压故障诊断及修理[J].液压与气动, 2002 (2): 29~31.
- [60] 建设部标准.《建筑工程施工质量检验评定标准》(GBJ301-88) 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- [61] 铁道部标准.《铁路桥涵工程质量评定验收标准》(TBJ415-87) 北京: 中国铁道出版社, 1987
- [62] 交通部标准.《桩基工程规范(港口工程)》(JTJ222-87) 北京: 中国交通出版社, 1987
- [63]胡人礼. 桥梁桩基础设计和分析[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1987
- [63] 李岸. ZYB 系列液压静力压桩机机身调平系统的研究.长沙: 中南工业大学硕士学位论文 1998.6
- [64] 任辉启. ANSYS 7.0 工程分析实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2003
- [65] 龚曙光. ANSYS 基础应用及范例解析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [66] 任重. ANSYS 实用分析教程北京[M].北京: 北京大学出版社, 2003
- [67] 宫民. ANSYS 实际应用指南[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [68]赵明华. 桥梁桩基计算与检测[M]. 北京: 人民交通出版社, 2000
- [69]吕西林,金国芳,吴晓涵 钢筋混凝土结构非线性有限元理论分析与应用[M] 上海:同济大学出版社,1996
- [70] A. F. Barbosa, *A Study of Models for Nonlinear Finite Element Analysis of Concrete Structures* (Dissertation for attainment of Master Degree), Federal University of Minas Gerais, 1997.
- [71] Antonio F. Barbosa and Gabriel O. Ribeiro, "Analysis of Reinforced Concrete Structures Using ANSYS Nonlinear Concrete Model", *Computational Mechanics*,1998(2).
- [72] 陆新征, 江见鲸 利用ANSYS Solid 65 单元分析复杂应力条件下的混凝土结构[J]. 土木学报 2003 (2)
- [73] K. H. Gerstle and J. Niwa, *Finite-Element Analysis as a Design Tool*, Proceedings of the International Workshop on Finite Element Analysis of Reinforced Concrete Structures II,ASCE, 1996.
- [74] 成大先 主编. 机械设计手册(第四版)[M] 北京: 化学工业出版社, 2001
- [75]王成华 土力学原理[M] 天津: 天津大学出版社, 2002
- [76] 关肇勋等. 实用液压回路.[M] 上海: 上海科学文献技术出版社, 1982
- [77] 侯延庆 液压系统及双缸同步补偿机构研究[J]. 液压与气动. 1996 (1) 11~13.
- [78] 官忠范 液压传动系统[M]. 机械工业出版社, 1981
- [79]ZYB800E 静力压桩机设计资料. 中南大学液压研究所, 2003
- [80]产品选型参考书. 余姚市华泰液压件厂, 2003
- [81] 油泵产品选型参考书. 启东高压油泵厂, 2003
- [82] 阀件产品选型书. 上海立新液压有限公司, 2003
- [83] [美] G. R.凯勒著. 林其傲等 译. 液压系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985
- [84] 林国重 主编. 液压传动与控制[M]. 北京: 北京工业学院出版社, 1986

- [85] 林建亚 何存兴 主编. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988
- [86] 何存兴 主编. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981
- [87] 周连山 庄显义 编. 液压系统的计算机仿真[M]. 北京: 国防工业出版社, 1986
- [88] 夏德铃 主编. 自动控制理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997
- [89] 王春行 主编. 液压伺服控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981
- [90] 日本液压气动协会 编. 液压气动手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984
- [91] 赵树山等. 流量负载补偿同步回路实验[J]. 哈尔滨科学技术大学学报, 1993 (6)
- [92] 石红雁等. 基于 SIMULINK 的液压系统动态仿真[J]. 农业机械学报, 2000 (9)
- [93] 罗艳雷. 利用 MATLAB 实现液压节流调速系统的动态性能仿真[J]. 机械与电子, 2002
- [94] 张洪. 基于 MATLAB 的液压管路动态特性仿真 [J]. 液压与气动, 2003 (9)
- [95] 马昌等. 流量负载补偿同步回路的静动态分析[J]. 哈尔滨理工大学学报, 1996 (10)
- [96] 高峰. 液压挖掘机节能控制技术的研究. 浙江大学: 浙江大学博士论文, 2001
- [97] 张志涌 主编. MATLAB 教程[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2001
- [98] 李玉琳 主编. 液压元件与系统设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991
- [99] 胡均平等. 抱压式静力压桩斜桩原因及解决办法[J]. 建筑机械化, 2004 (9)
- [100] 韩九强. MATLAB 高级语言及其在控制系统的应用. 西安: 西安交通大学出版社, 1997
- [101] 施阳. MATLAB 语言精要及动态仿真工具 SIMULINK. 西安: 西北工业大学出版社, 1997
- [102] D.Mecloy, H.R. Martin: *the control of fluid power*, longman, 1973
- [103] Y.Liang, Abdallah I.Husein. Simplified Dynamic Method for Pile-driving Control. *Journal of Geotechnical Engineering*, Vol. 119.No.4, April, 1993: 137~143
- [104] RANDOLPH, M.F., and SIMONS, H.A(1986) An Improved Soil Model for One-dimensional Pile Driving Analysis Numerical Method In *Offshore Piling*, Paris :*Editions Technip*.pp.3~18.

致谢

首先，要特别感谢我的导师胡均平教授。感谢他学术上给予的指导和生活上给予的关心和帮助。如果没有导师的帮助，很难想象我能顺利的完成学业。导师严谨的学术态度和谦和的处世风格将使我终身受益。

其次，感谢我的父母。为了我们兄妹读书，艰辛操劳。

感谢研究所里的朱桂华副教授、罗春雷副教授、戴棋老师和朱菁菁老师，感谢他们给予的指导和帮助。同时，也要感谢刘伟、曾晨阳、吴伟辉、刘兴农、唐勇、钟定清等众位不能一一提及的师兄弟，感谢他们的关心和照顾。

还要特别感谢的是何将三教授、谭建平教授、杨务滋高工、夏毅敏副教授，感谢他们在论文评阅期间的指导和帮助。尤其是罗春雷老师，更是不辞辛劳，多次审阅指正论文，在这里特别向他表示谢意。

感谢上海正平建筑机械有限公司和湖南长河机械有限公司的领导和同事们，感谢他们提供的帮助与支持。

感谢所有关心和帮助过我的老师、同学、亲人、朋友们，谢谢你们！

王凌辉

- 1.抱压式静力压桩斜桩原因及解决办法,《建筑机械化》2004(9),P26-27
- 2.抱压式静力压桩机立柱平行度容许偏差设计计算,《建筑机械》2004(11),P77-78