

摘要

电锤产品在实际应用过程中工况较为复杂,因此对电锤各项性能指标要求均很高,而国产电锤普遍存在较多质量问题,主要表现为连续工作时间短、易发热、易磨损以及振动噪声大等方面。本文将磁力冲击技术引入电锤产品中,提出一种新型磁力冲击式电锤,能够通过磁力冲击机构来实现冲击部件的往复冲击运动。与传统的电锤产品相比,磁力冲击式电锤具有无摩擦磨损、结构简单、噪声震动小、环保无污染等优点。结合国家自然科学基金项目¹、浙江省重大科技专项²和企业需求,本文对磁力冲击式电锤的结构进行了具体的设计,对其冲击性能进行了深入的研究与分析,并且开展了冲击机构主要参数的分析与优化设计等研究工作。全文共分为六章:

第1章阐述了课题的背景及研究意义,并归纳总结了电锤类产品、磁力传动技术、磁场数值分析方法的国内外研究现状,分析了研究磁力冲击式电锤的必要性以及可行性;

第2章介绍了磁力冲击式电锤的基本原理,对磁力冲击式电锤的具体结构进行设计,主要包括磁力冲击机构以及齿轮传动机构等各部件的结构设计;

第3章根据电磁场有限元基本理论,建立了磁力冲击机构的三维有限元模型,分析了静态下冲击机构的磁场分布以及受力情况,在此基础上运用 APDL 语言对整个动态冲击过程中的受力情况进行了循环计算;

第4章分析了磁极对数、磁体分布角度、最小间隙、磁体半径、磁体厚度等设计参数对磁力冲击机构的冲击性能的影响,通过构建二次响应面代理模型,对设计参数进行了优化;

第5章搭建了实验平台,对磁力冲击机构永磁体之间的受力进行了测试,验证了仿真模型的正确性,并介绍了样机制作的过程;

第6章对全文进行了总结,并对下一步研究工作进行了展望。

关键词: 磁力冲击式电锤 磁力冲击机构 冲击性能 有限元分析

¹ 国家自然科学基金项目 50675197 和 51075356

² 浙江省重大科技专项重点工业项目 2009C11013

Abstract

As the working conditions of the electric hammer products are very complicated, the properties of the electric hammer are very high. But the electric hammers made in our country have various kinds of problems, such as short working time, easy to heat, easy to wear and Large noise and vibration. In order to solve these problems, a novel kind of electric hammer based on magnetic impact theory is presented in this paper, and the reciprocating movement of the punch was realized by the magnetic forces including attractions and repulsion generated by the permanent magnet materials. Compared with conventional transmission methods, magnetic impact has the virtues of simple structure, low pollution and no friction and wear. In conjunction with national natural science foundation of China and major scientific and technological project in Zhejiang Province and the practical requirements, this thesis takes the magnetic impact electric hammer as research object, designs the structure of the electric hammer, studies the impact performances of the magnetic impact mechanism and carries out relevant research about main parameters design optimization. The full text is divided into the following six chapters:

The first chapter elaborates the research background and significance of this subject. Furthermore, it summarizes the research situation of electric hammer products, magnetic transmission technology and magnetic numerical method both here and abroad as well as the key technology involved in subject study, and points out necessity and probability of the research about the magnetic impact electric hammer.

The second chapter introduces the basic theory of the electric hammer, and the detail structure of the hammer is designed. It mainly includes the design of the magnetic impact mechanism and reduction gearing.

In chapter three, according to the basic theory on numerical analysis for electromagnetic field, the 3D finite element model is established. The magnetic field and mechanical properties of the magnetic impact mechanism in static state, and the

variation of the magnetic force and impact energy in the reciprocation process were calculated with finite element method by software ANSYS, respectively.

In chapter four, magnetic impact mechanism with different pole numbers and angle distributions have been studied, the relationship between the main design parameters such as the minimum gap, the radius and thickness of the magnet and the performance have been analyzed. And sample points have been selected to establish surrogate model, the main design parameters have been optimized.

In chapter five, experimental platform has been set up, and the magnetic forces between the magnets have been measured, the results of the experiment verify the correctness of the simulation model. What's more, the process prototype of the electric hammer has been introduced.

Chapter six makes the conclusion of the paper and gives research work of the next step.

Keywords: magnetic impact electric hammer, magnetic impact mechanism, impact performance, finite element analysis

致 谢

值此论文完稿之际,首先要向我的导师沈萌红教授以及合作导师邱清盈副教授致以最诚挚的谢意,导师在学业、生活、思想等诸多方面都给予了悉心的指导和热情的帮助。沈萌红老师严谨的治学态度以及平易近人的学者风范给我留下了深刻的印象,在研究生期间得到了他很多帮助;邱清盈老师是我的指导老师,本论文相关项目、选题、指导以及论文的撰写都倾注了他大量的心血,邱老师为人随和、知识渊博,在这将近三年的时间中,无论是学习上还是生活中都得到了他无微不至的关怀,给我提供了一个良好的科研环境。在此,谨向沈老师及邱老师再次表示由衷的感谢!

深深感谢冯培恩教授、管成副教授、李玉良副教授、武建伟老师、高宇老师以及其他老师给在这两年多对我无私的帮助及指导。

深深感谢我的父母及亲人朋友这么多年来给我的关怀与支持,是你们给予了我奋发前进的动力,是你们让我能够全身心投入到学习与工作中,在此致以深深的谢意!

感谢实验室薛驰、陆银、庄菲菲、刘伟平、马祥、马友才、李荣鹏、李小龙、何挺、熊建波、杜宇等同学的关心与帮助。

最后再次感谢导师们悉心的教诲和同学朋友们的帮助和关怀!

邓 坤

2012年1月于求是园

1 绪论

1.1 课题背景及研究意义

电动工具是以电动机或电磁铁为动力通过传动机构驱动工作头的机械化工具，具有结构轻巧、携带方便、操作简单等优点^[1]。运用电动工具进行作业不但可以很大程度上降低操作人员的劳动强度，而且能够显著提高劳动生产的效率，并且能够达到较好的加工质量，因此电动工具被广泛的应用于机械、建筑、道路、林木农牧等各个行业中。电动工具的品种繁多，按照使用场合进行分类，一般可以分为工业用电动工具与家用电动工具两大类；按照加工对象进行分类，主要可以分为金属切削类、砂磨类、装配作业类、建筑道路类及铁道矿山类工具这几大类^[2]。

电锤是建筑道路类电动工具中的一个品种，在所有电动工具产品中占有一个较大的比例，是比较典型的电动工具产品。随着世界城市化进程的不断推进，建筑道路装潢等产业将高速发展，电锤类产品的需求量将越来越大，将会有极其广阔的市场空间。



图 1-1 电锤外观图

电锤是以冲击为主、旋转为辅的手持电动工具，主要应用于建筑、道路施工等工程中破碎砖石、混凝土等脆性材料，也可以用于在这些材料的构件上凿孔。如图 1-1 所示，电锤的基本结构比较简单，主要部件包括电动机、齿轮减速机构、冲击转换机构、机壳以及钻夹头等。目前常用的电锤类产品是气动冲击式电锤，主要分为曲柄连杆式电锤和摆杆轴承式电锤这两种。其中在曲柄连杆活塞式冲击

机构中,电动机轴线与冲锤轴线垂直,可以采用平衡块减小振动,缺点是电锤整体结构尺寸大,较为笨重;而在摆杆轴承式气垫活塞冲击机构中,电动机轴线与活塞冲锤轴线平行,电锤整体结构紧凑,尺寸小,但是不能采用平衡块进行减振,工作时振动大。

随着近些年工业、农业、园艺业、建筑装修等领域的迅猛发展,电动工具得到了越来越多的重视及应用,电动工具行业得到了快速的发展及壮大。据有关部门统计,我国是世界上最大的电动工具生产制造基地,大约70%的电动工具都是由中国生产的^[3]。通常而言,电动工具产品的外形结构复杂,既要考虑到外形的美观,又要考虑到机身的人机工程性,而且电动工具对安全性能要求较高,所以这对电动工具的设计、研发及制造提出了很高的要求以及很大的挑战。目前,国内的电动工具生产制造的厂家很多,但是与国外的先进技术相比仍然存在着很大的差距,主要存在着质量水平较低、价格较低、自主品牌较少这三个问题,这也导致了国产电动工具在市场中的竞争力较低以及经常性的低价无序竞争^[4]。

由于电锤产品在实际工程应用过程中的工况较为复杂,所以对电锤的各项性能指标要求均较高,而国产的电锤普遍存在着很多质量问题,主要表现在连续工作时间较短、长时间工作易发热、易磨损、耐久性差以及噪声振动大这几个方面。因此在中高端市场中,进口品牌产品占据了大部分的市场空间^[5]。目前国内大多数企业生产出口的电锤都是“定牌生产”,自创品牌的产品非常少,技术含量十分低,而且许多企业实质上只是国外产品的生产加工车间,这些现状对我国电动工具的长远发展是非常不利的。

针对上述国内电锤的诸多问题,在实验室发明专利的基础上,本论文中提出了一种新型磁力冲击式电锤,能够通过磁力冲击机构来实现电锤的往复冲击运动,与传统的冲击方式相比,具有结构简单、无摩擦磨损问题、污染小等优点,并且能有效克服现有气动式冲击电锤结构复杂、加工成本高、噪声大等缺点。将磁力冲击技术应用于电锤类产品中,不仅可以解决上述技术难题,还能够实现经济效益和社会效益的双赢。

1.2 课题国内外研究现状

1.2.1 电锤类产品国内外现状

根据实现冲击运动的原理不同,现有的电锤钻基本上可以归为以下三种类型:冲击电钻、气动式冲击锤钻、电磁式冲击锤钻。

(1) 冲击电钻

冲击电钻的冲击机构一般分为两种:齿形冲击机构以及钢球冲击机构,由于前者结构较为简单,所以目前市面上的冲击电钻的冲击部分基本都采用齿形冲击机构^[6]。齿形冲击机构的结构类似于离合器,是由两个相对端面带有犬牙状齿的冲击构件(动冲击件、静冲击件)组成,由调节钮来控制冲击构件之间的分离和啮合,通过冲击构件之间的分离与啮合产生冲击运动,达到冲击的效果,并进行钻孔等作业。

(2) 气动式冲击锤钻

气动式冲击锤钻的冲击运动是通过摆杆轴承机构或者曲柄连杆机构驱动活塞在气缸内的来回往复运动,使得活塞与冲锤之间形成气垫,通过气垫作用使冲锤产生来回冲击运动,达到冲击效果^[7]。

(3) 电磁式冲击锤钻

电磁式冲击锤钻是以电磁线圈为动力源的,有两种不同的实现冲击运动的具体方式:一种是利用安装在锤杆后端的冲击弹簧的伸缩来实现锤头的往复冲击运动;另一种是通过带有线圈的定子与动子之间的相互排斥力来实现冲击运动的,其中动子与锤头为一体,当动子与定子上的电磁铁紧密接触时线圈通电,瞬间产生的电磁力使动子以及锤头获得极大的冲击力,从而完成冲击运动^[8]。

对三种不同类型的锤钻进行研究分析以及对比,可以得出此三种产品的优缺点如表 1-1 所示:

表 1-1 三种电锤钻的优缺点对比

	优点	缺点
冲击电钻	体积小，重量轻，易操作，安全可靠，钻孔精度较高	利用端面齿形啮合而产生冲击力的结构会导致发热和因摩擦而能量损失，齿形磨损厉害，寿命短，振动和噪声都非常大
气动式冲击电锤	结构可靠，冲击力比一般电钻大，冲击效率高	对活塞腔的密封性能要求较高，制造成本较大，振动和噪声非常大，易磨损，寿命短，维修不方便
电磁式冲击锤钻	结构简单，制造成本低，摩擦磨损小，维修方便	耗能大，线圈寿命短，容易出现故障，电磁兼容性差，冲击力不高，冲击频率低，弹簧容易失效而无法继续工作

目前在电锤类产品的研发方面，国外最具代表性的是德国博世、日本牧田、日本日立、美国百得等一些知名的电动工具公司，这些公司均投入了大量的资本进行研究与开发，从产品的基本工作性能到振动噪声以及人机工程学方面均有涉猎^{[9][10]}。其中较为著名的产品有 BOSCH 公司的 GBH 系列冲击锤钻，等级从 2 公斤到 11 公斤，单次冲击功从 1.7J 到 15J，钻孔直径范围从 4mm 到 50mm^[11]。总的来说，国外品牌的电锤普遍具有良好的冲击性能及安全可靠性，而且使用寿命较长。

反观国内电锤产品的研究现状，由于国内对电锤类产品的设计与研发起步较晚，所以绝大部分的电动工具生产厂商都是处于仿制和引进国外技术的阶段，基本上没有自己单独研发和生产电动工具的能力，这也导致了国产工具的质量普遍较差，只能依靠低廉的价格提升产品的竞争力，进而导致了进一步的恶性循环^[12]。目前，国内只有上海电动工具研究所、甘肃气动工具研究所及成都工具研究所等几家研究所在对电锤产品进行理论上的研究及论证，但是由于缺乏经验及资金的支持，所以很难得到突破性的成果及进展，故目前国内的技术水平与国外

的差距仍然较大，急需进一步的提升^{[13][14]}。

1.2.2 磁力传动技术国内外研究现状

磁力传动是利用磁性物质之间同性相斥、异性相吸的原理，通过磁耦合把磁能转变为机械能的过程。简单来说就是利用传动部件中永磁材料之间所产生的耦合力（包括吸引力和排斥力）来实现动力传递的一种新型传动方式^[15]。

目前采用永磁、电磁或永磁与电磁混合结构的各类磁力机械已有很多，比较常见的有磁力吸盘、磁力弹簧、磁力齿轮、磁力凸轮、磁力联轴器等等，这些在机械、汽车、土木、电力、国防和核工业等很多工程领域得到了广泛应用^{[16][17][18]}。由于与传统的传动技术相比而言，磁力传动具有许多特殊的优点，例如结构简单、无接触传动、噪声振动小、节能环保等等，所以国内外学者对磁力传动机械做了大量的研究与探讨^{[19][20]}。

（1）国外研究现状

国外学者很早就开始了对磁力传动技术的研究与探索，早在 1940 年，英国人 Charles 和 Geoffrey Howard 就开创性地提出了磁力驱动泵技术，运用永磁体之间的转矩驱动泵的转动，专门用于解决危险物质的密封传动问题，并且取得了良好的效果，这也是代表着对磁力传动技术研究的开始^[21]；在 20 世纪六七十年代，德国和法国相继成功研制出了小型磁力驱动实验装置以及永磁联轴器，并扩展了磁力传动装置的应用场合与范围，这也代表着磁力驱动技术的进一步发展及拓宽^[22]；在 80 年代末期，法国的 Yonnet、HEMMERLIN 等人已经开始对磁性联轴器的性能进行研究与探讨，他们根据等效电流原理以及磁荷法原理，运用解析的方法研究了磁性联轴器的传动性能，并给出了力与力矩的解析形式^{[23][24]}；上世纪 90 年代，日本的研究学者首次提出了无接触磁性齿轮的概念，并且将其应用在医疗器械等微型机械中，取得了良好的反馈与成果，受到了学界广泛的关注，让磁力传动技术取得了突破性的进展^{[25][26]}；文献[27]中在血液驱动泵中运用了磁力传动技术，运用磁场有限元方法对传动力以及力矩进行了分析计算，并且分析了参数对传动性能的影响；Y.D.Yao 和 D.R.Huang 等人以磁性联轴器以及磁力齿轮为研究对象，首先建立了有限元仿真模型，然后运用数值计算方法对磁性联轴器以及磁力齿轮的性能进行了系统性的分析及优化，为后续各种磁力机械的设计

以及数值分析奠定了基础^{[28][29][30]}。

(2) 国内研究现状

国内对于磁力传动学科的研究起步较晚, 80 年代中期甘肃省科学院磁性器件研究所首先展开了对磁性传动系的研究^[31]; 1991 年吉林工学院的赵凤桐、王淑文等人探讨了永磁体间作用力的计算方法^[32]; 90 年代中期至今, 合肥工业大学的赵韩、杨志轶、田杰等人根据磁场基本理论以及数值计算方法先后对永磁齿轮、磁性驱动器等磁力机械的静态动态性能做了理论分析以及实验验证^{[33][34]}; 2000 以来江苏大学的孔繁余、曹卫东等人运用大型有限元计算软件 ANSYS 对磁性联轴器的进行了性能分析以及工作性能的优化设计^{[35][36]}; 文献^[37]中建立了永磁离合器的仿真模型, 对其传递性能进行了计算与分析。目前虽然国内已经有一些单位对某些磁力传动机构做了理论分析以及实验研究, 但是由于缺乏系统的归纳和分类, 仍然没有形成系统的研究方法手段和学科体系。

由于上世纪中叶学者们对磁力传动技术以及理论认识尚浅, 研究方法以及手段也较为局限, 加之磁性材料性能在客观上的限制, 磁力传动技术方面的研究进展得比较缓慢。近些年, 随着数值计算技术以及永磁材料高速发展, 特别是第三代、第四代稀土永磁材料的出现, 永磁材料性能大幅度提高, 使得磁力传动技术得到了迅猛的发展以及提高, 应用领域也越来越广泛。目前磁力传动在许多行业都得到了研究与应用, 比较常见的有磁性传动泵、永磁齿轮、磁力轴承、磁性联轴器等等, 但是磁力传动在电动工具行业的应用还处于研究试验阶段, 在这个方向上有巨大的发展前景^[38]。

1.2.3 电磁场数值计算的发展现状

在工程中, 用于分析与研究磁场问题的方法主要有三种: 磁路法、解析法、数值计算方法^[39]。其中磁路法的核心是将磁场问题转化为磁路问题进行分析; 解析计算方法则是根据电磁场基本理论对磁场问题进行分析以及推导求解, 一般计算得到的结果中包含大量高次积分, 很难在实际设计中进行运用^{[40][41]}; 数值计算方法则是一种以现代数学为基础的近似求解计算方法。

将以上三种方法进行研究分析以及对比, 可以得出各个方法的复杂程度以及精确程度之间的对比如表 1-2 所示:

表 1-2 不同分析方法的对比

	磁路法	解析法	数值算法
复杂程度	化场为路，计算比较简单方便	进行大量的积分运算，十分复杂	利用数值计算的方法，计算量也比较大
精确程度	进行了许多简化，而且需依据经验选取系数，精度较低	计算得到的解析式大多是四重高维积分，求解困难	利用现有计算机资源的辅助，结果精确度比较高，速度也较快

由表 1-2 可以看出，在处理较为简单的磁力机械设计问题时，比较适合采用磁路法进行计算分析。在计算比较复杂的磁场问题时，数值计算方法的结果则比较精确。

相比于前两种方法来说，数值计算方法能够更有效地处理复杂的磁场问题，而且计算得到的结果精度也很高。目前发展比较成熟的数值计算方法有以下三种：有限差分法、有限单元法、边界元法^[42]。

(1) 有限差分法 (Finite Difference Method)

在众多的电磁场数值计算方法中，有限差分法是应用较早的方法之一。有限差分法的核心思想是首先将定解场域离散化，然后基于差分原理将离散点的差商来代替该点偏导数，将待解的偏微分方程问题转化为代数方程组问题进行求解计算。目前，有限差分法已经是一种相当成熟的计算方法，易于掌握与应用，但是遇到不规则的几何特性以及较为复杂的磁场问题时，其适应性不如有限元法^{[43][44]}。

(2) 有限元法 (Finite Element Method)

有限单元法的基本思想最初是由学者 Courant 在 1943 年提出来的，最早是被应用在复杂航空结构分析中，直至 1969 年才被 Silvester 等人用于电磁场问题的求解分析中。有限元法是以变分原理和剖分差值为基础的一种数值计算方法，利用变分原理将所需要解决的微分方程型数学模型转化为相应的变分问题，即泛函求极值问题；然后利用剖分、插值，离散化变分问题为普通多元函数的极值问题，最终归结为一组多元的代数方程组，解之即得所求问题的数值解。有限元法

能够适用于各种不同的复杂问题的分析求解，也易于进行标准化和模块化的处理，因此是在电磁场分析中应用最为广泛的数值计算方法^{[45][46]}。

(3) 边界元法 (Boundary Element Method)

边界元法是继有限元方法之后发展起来的一种较为精确有效的数值计算方法，首先是被运用在弹性力学中，进而被应用于电磁工程、流体力学、热力学等领域。此方法的核心思想是将边值问题等价地转换为边界积分方程问题，然后再进行插值离散转化为代数方程组，最后进行求解。边界元法在处理介质特性不太复杂以及开域问题时，其精确度以及经济性都强于有限元法，但是不易处理其他介质特性较为复杂的问题，通用性不如有限元法^{[47][48]}。

各个数值分析方法之间的优缺点对比如表 1-3 所示。

表 1-3 各种数值方法之间的对比

	优点	缺点
有限差分法	比较成熟的经典方法，比较容易掌握和应用	在处理较为复杂问题时精度以及经济性较差
有限元法	适用范围非常广，精度也较高，更好的经济性	在处理某些特定问题时，经济性较差
边界元法	特别适合处理无限域以及半无限域的问题	应用范围不够广，较难解决非线性问题

以上简单介绍了在磁场问题数值分析中应用最广泛的三种方法，经过分析及对比，本文中选择的数值计算方法中的有限元法对电锤中的磁力冲击机构进行仿真模拟。

1.3 本文主要研究内容

1.3.1 本文研究目标

本课题的研究目标是在总结磁力传动技术的国内外研究现状的基础上，对磁力冲击技术进行深入研究及探讨，然后结合现有的电锤类产品的技术特点，对新型的磁力冲击式电锤进行具体的结构设计，并对其性能分析及优化设计。

1.3.2 本文研究内容

本课题在国家自然科学基金项目及浙江省重大科技专项的资助下,与企业紧密合作,对磁力冲击技术在电锤类产品上的应用进行了深入的研究,主要研究内容如下:

1. 首先对磁力传动技术及电锤类产品的国内外发展现状进行研究并归纳与总结,然后在实验室发明专利的基础上,结合新型电锤产品自身的特点,对磁力冲击式电锤进行具体的结构设计以及改进,具体包括磁力冲击机构以及传动机构的设计;
2. 根据电磁场有限元理论,运用 ANSYS 软件电磁场分析模块,对磁力冲击机构进行建模仿真分析,研究其在静止状态下的受力情况以及磁场分布情况,并且研究磁力冲击机构整个动态冲击过程中的性能,运用 APDL 参数化语言对其运动过程中的受力情况进行仿真计算;
3. 分析各个设计参数对磁力冲击机构的冲击性能的影响,确定对磁力冲击机构冲击性能影响较大的设计参数,通过试验设计选取采样点并构建代理模型,运用遗传优化算法对冲击机构的设计参数进行优化;
4. 分析与研究磁力测试的方法,选择适合磁力冲击机构磁作用力的测量方法,并且搭建试验平台,对磁力冲击机构中永磁体之间的受力情况进行测试,以验证仿真模型的正确性。

1.3.3 本文关键技术

1. 磁力冲击式电锤的核心部分就是磁力冲击机构,即如何将旋转运动高效地转化成为冲击运动,这里面就涉及到磁力冲击机构的结构设计,包括限位机构的设计、行程的设计以及固定装置的设计等;
2. 在本论文中,研究的核心内容之一就是磁力冲击机构的冲击性能进行分析,所以如何应用 ANSYS 电磁场分析模块以及 APDL 参数化设计语言对磁力冲击机构的静态及动态下的性能进行分析显得尤为重要;
3. 如何最大程度地提高磁力冲击机构的冲击性能十分关键,所以需要对设计参数进行筛选以及分析,需要确定合理的变量进行试验设计,并构建代理模型进行参数的优化设计。

1.4 本论文的组织结构

本论文的组织结构如下:

第一章 首先系统地阐述了本课题的研究背景以及意义,并归纳总结了电锤类产品、磁力传动技术、磁场数值分析方法的国内外研究现状,分析了研究磁力冲击式电锤的必要性以及可行性;

第二章 介绍了磁力冲击式电锤的基本原理,对磁力冲击式电锤的具体结构进行设计,主要包括磁力冲击机构以及齿轮传动机构的各个部件的结构设计;

第三章 结合电磁场有限元基本理论,建立了磁力冲击机构的三维有限元模型,分析了静止状态下冲击机构的磁场分布以及受力情况,运用 APDL 语言对整个动态冲击过程中的受力情况进行了循环计算;

第四章 分析了磁极对数、磁体分布角度、最小间隙、磁体半径、磁体厚度等设计参数对磁力冲击机构的冲击性能的影响,选取采样点构建了代理模型,对设计参数进行了优化;

第五章 简单介绍了实验的原理以及方法,对磁力冲击机构之间的受力进行了测试,验证了仿真模型的正确性,介绍了样机制作的具体过程;

第六章 对全文的工作进行了总结,并对后续的研究工作进行了展望。

2 磁力冲击式电锤钻的整体结构设计

目前，国内外尚无将磁力冲击技术应用于电锤类产品中的类似文献及例证，本论文中所研究的磁力冲击式电锤突破了传统电锤类产品的设计思维，是一个全新的研究领域。在对磁力冲击式电锤进行具体的结构设计时，首先要保证电锤的基本功能能够实现，然后还需要综合考虑制造工艺、外观及经济性等其他方面的因素。

2.1 磁力冲击式电锤的基本原理

本论文中提出的具有磁力冲击机构的新型电锤的基本结构如图 2-1 所示，其主体部分由磁力冲击机构、齿轮减速机构及壳体组成，其中磁力冲击机构中的转动盘和冲击盘上分别交错排列着沿轴向方向呈 N 极、S 极的永磁体，永磁体之间的相对转动会交替地产生排斥力和吸引力，从而能够实现冲击部件的往复冲击运动。

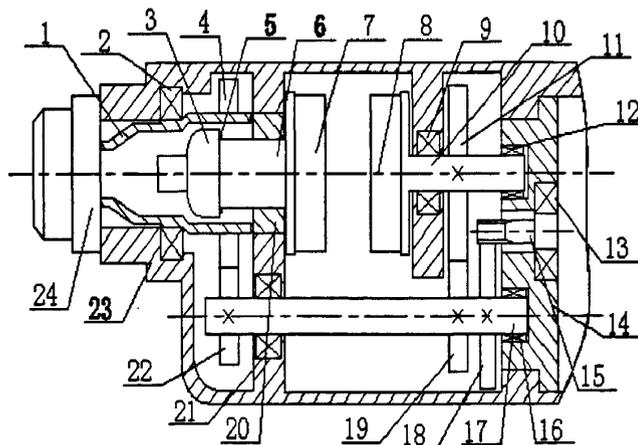


图 2-1 磁力冲击式电锤结构图

图中，1-旋转套筒，2-轴承，3-限位螺帽，4-驱动齿轮，5-垫圈，6-冲击盘，7-环形永久磁铁，8-环形永久磁铁，9-轴承，10-转动盘，11-传动齿轮，12-轴承，13-轴承，14-支承座，15-电机，16-轴承，17-中间轴，18-大齿轮，19-中间齿轮，20-导向套筒，21-轴承，22-小齿轮，23-壳体，24-钻夹头。

磁力冲击式电锤的具体运动过程如下：当电机转动时，通过齿轮减速机构带

动旋转套筒以及钻夹头转动；电机同时通过齿轮带动转动盘转动，安装在转动盘以及冲击盘上的永磁体之间会产生相对转动，并交替地产生排斥力和吸引力。而冲击盘由于受到导向套筒的限制，不能进行周向地转动，只能相对于壳体做轴向往复运动，从而实现了冲击部件的往复冲击功能，这样就实现了电锤的冲击以及旋转的功能。

磁力冲击机构往复冲击运动的具体实现过程如下：在静止状态下，磁力冲击机构中的永磁体之间处于吸合状态，此时永磁体之间吸引力最大；随着转动盘及永磁体的转动，吸引力逐渐减小至零，当转动盘继续转动时，永磁体之间表现为排斥力，当排斥力大于摩擦阻力时，冲击盘开始做冲击运动；此时，转动盘继续转动，永磁体之间的正对面积逐渐增大，永磁体之间的间距也越来越大，在初始时间段内，排斥力仍然逐步增大，当磁体间距对磁力的影响程度超过磁体正对面积对磁力的影响程度时，排斥力开始逐渐减小，直至碰撞到钻头的位置；当碰撞完成后，由于转动盘一直都在转动，此时磁体之间表现为吸引力，冲击盘开始做回复运动，随着磁体间作用面积逐渐增大及磁体间距的不断减小，吸引力也逐步增大，当磁体间作用面积对磁力的影响超过磁体间距对其影响时，吸引力开始逐步减小，直至冲击盘完全回到初始位置，然后继续循环上述过程，实现连续的冲击运动。

相比于传统电锤类产品的而言，磁力冲击式电锤的冲击运动是在非密封状态下实现的，而且两侧永磁体之间没有直接接触，所以本文中的新型电锤具有结构简单，加工制造要求低，振动噪声小等特性。

2.3 磁力冲击机构的结构设计

磁力冲击机构是磁力冲击式电锤产品中实现冲击功能的核心部件，直接关系到整个电锤的冲击性能，是整个电锤产品设计中最关键的部分。在设计时需要考虑以下两个方面进行考虑：第一，磁力冲击机构能够实现往复冲击的功能，并且达到最佳的冲击效果；第二，磁力冲击机构的尺寸比较紧凑，能够与现有电锤机壳的尺寸进行匹配。

2.3.1 磁力冲击机构主要设计参数

在设计磁力冲击机构时，需要限制冲击盘的周向转动及转动盘的轴向移动，并且能够根据不同的技术要求设定冲击盘的行程。在本论文中，运用了导向套筒与冲击盘之间的配合限制冲击盘的周向转动，利用限位螺母实现行程的设定及调节，磁力冲击机构的具体三维模型如图 2-4 所示。

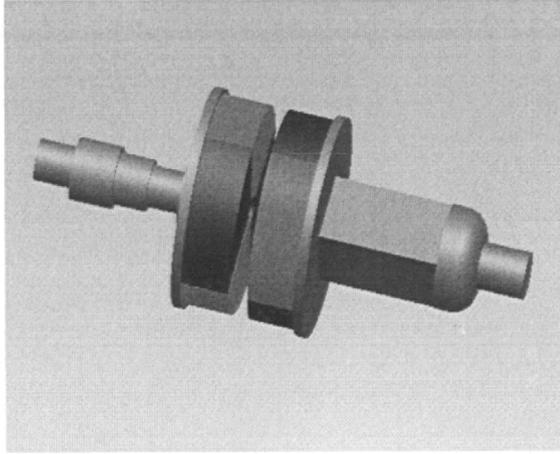


图 2-4 磁力冲击机构的三维模型图

磁力冲击机构冲击过程中的冲击能量完全由永磁体的磁能提供的，故其冲击性能是由磁极数目、磁极面积分布、永磁体间的最小间隙、永磁体半径及厚度等主要设计参数所共同决定。在设计时，需要根据实际的需求及模型尺寸限制条件进行参数的选定，图 2-5 所示为磁极数目为 4 的冲击机构处于吸合位置时的主要结构参数。

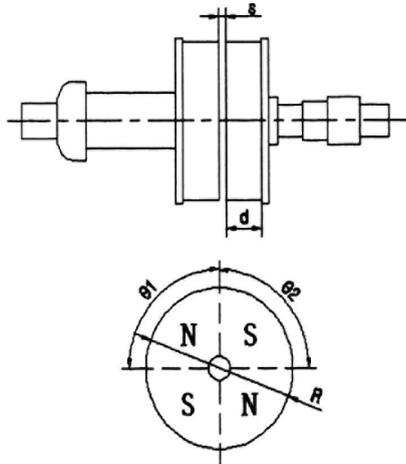


图 2-5 磁力冲击机构结构示意图

其中： s 为两侧永磁体位于吸合位置时的最小间隙， R 为永磁体的外径， d

为永磁体的厚度， θ_1 与 θ_2 分别为N、S极的分布角度。

2.3.2 磁体数目及磁体角度分布的选择

磁极数目的多少直接影响着冲击机构的冲击性能，因为转动盘上永磁体N、S极旋转变换一次，冲击部件就完成一次冲击运动，所以磁极数目与冲击频率之间呈正比关系。在设计时，磁极数目不能过大，否则会使漏磁增加气隙磁通密度减小，导致单次冲击能偏小达不到应有的效果；磁极数目也不宜过小，否则冲击频率过低也会影响整体性能。根据电锤产品的冲击能量以及冲击频率的技术要求，本文将磁极数目初步设定为4。

磁力冲击机构主要是由分布在转动盘以及冲击盘上的四对磁体所构成的，每块磁体的面积大小直接决定了磁力作用面积的大小及整个冲击机构中的磁场分布，与冲击性能密切相关。经过仿真分析以及试验验证，当四块磁体的面积相等时（即 $\theta_1=\theta_2=90^\circ$ ）冲击效果最好。故在本文中，将冲击机构中的永磁体的面积设为相等的，并且采用了整块磁铁分区充磁技术，代替了原有的四块分别的磁铁，不仅简化了磁铁装配的结构，而其提高了冲击机构的可靠性与稳定性，图2-6为永磁体分布三维示意图。

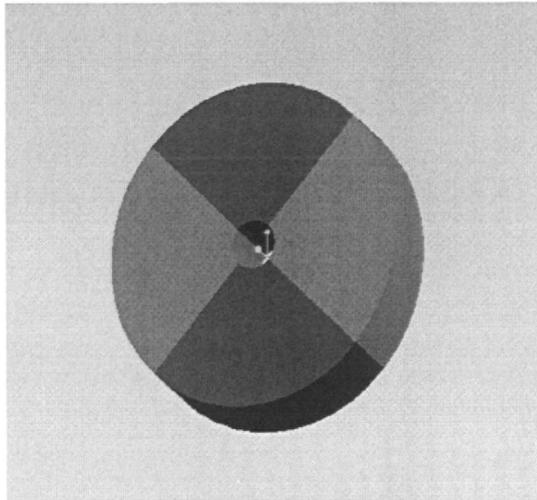


图 2-6 永磁体分布三维图

2.3.3 永磁体的材料选择

永磁体的材料性能直接决定了其产生磁作用力的大小，进而决定着冲击机构的冲击力和冲击性能，所以合理选择所用永磁材料显得至关重要。在选择过程中，

不仅要考虑到磁体材料本身的性能，还必须考虑到材料的经济性。

一般情况下，在选择永磁材料的时候，需要考虑以下两个方面的性能：第一是永磁材料需要具有高的剩余磁感应强度 B_r ，第二个是需要具有高的矫顽力 H_c 。在分析和对比了目前市场上的永磁材料之后，可以得知钕铁硼永磁材料具有高剩磁、高矫顽力、高磁能积等优良性能，并且具有较好的性价比，所以本论文中选择了牌号为 N42 的钕铁硼永磁材料作为磁力冲击机构的永磁体部分。

2.3.4 最小间隙的选取

永磁体之间的最小气隙是影响冲击性能的诸多因素中一个非常重要的因素。由于空气中的磁阻比其他介质中磁阻要大很多，所以理论上说，气隙的减小有利于增强磁场强度从而起到加强冲击性能的作用；但是在进行具体的设计时，气隙的减小会受到诸多因素的限制，必须要考虑加工制造以及安装调试等一系列的技术要求，所以气隙也不能无限制地减小。在本论文中，初步将磁力冲击机构中的最小气隙设定为 $s=2\text{mm}$ 。

2.3.5 冲击盘的设计

冲击盘包括前端的限位螺帽以及后端的盘体，在磁力冲击机构中通过限位螺帽以及冲击盘盘体来实现对冲击行程的设定与调整，并且能够根据不同的技术要求对冲击行程进行调节与改变。同时，导向套筒会对冲击盘起一个定位的作用，这样冲击盘就只能进行轴向的往复直线运动，从而能够实现冲击的功能，图 2-7 为冲击盘的具体结构图。

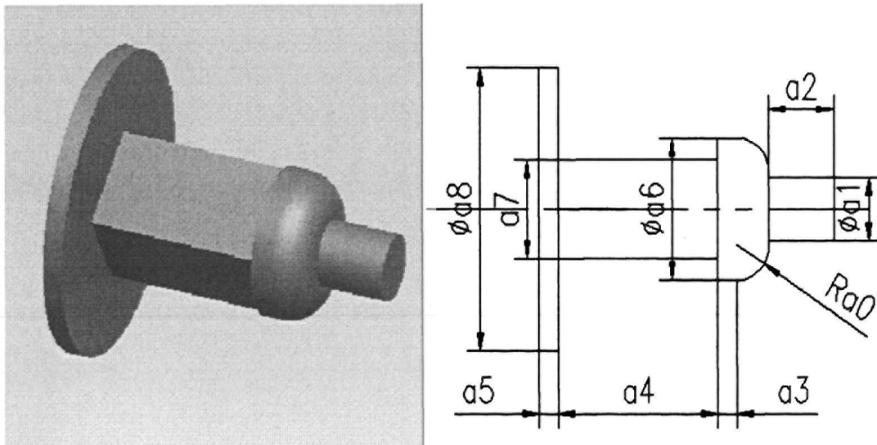


图 2-7 冲击盘结构图

2.3.6 导向套筒的设计

采用导向套筒与冲击轴间的配合作用代替原有的导向销结构限制冲击轴的周向转动,运用导向套筒进行限位能够使结构简单化,而且达到更好的限制效果。图 2-8 为导向套筒的具体结构图,可以看出导向套筒的内部为正方形截面,与冲击盘前端进行配合,能够很好地限制冲击盘的周向转动,然后导向套筒外部是凸起部分是与机壳内部凹槽进行配合,起固定导向套筒的作用。

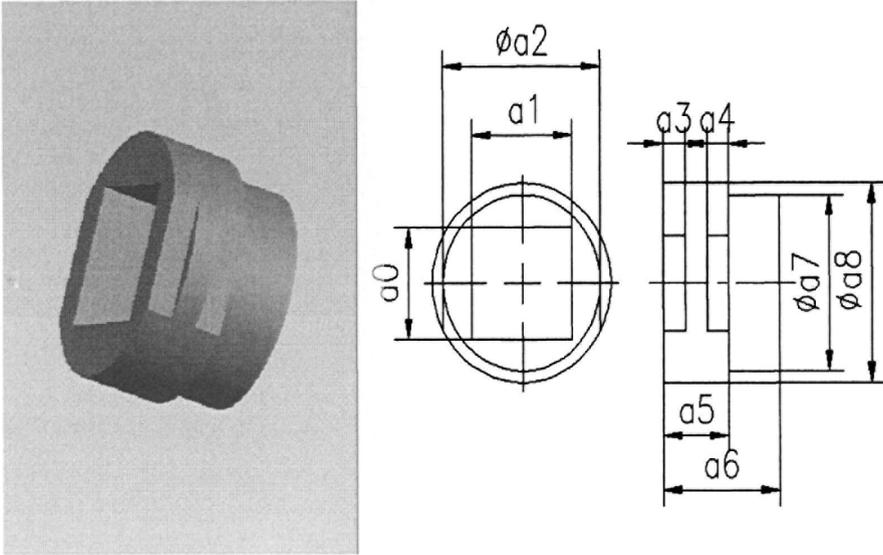


图 2-8 导向套筒结构图

2.3.7 转动盘的设计

在电锤中,转动盘所需要实现的功能是旋转,通过电机及齿轮机构带动转动盘进行转动,然后通过磁力耦合作用驱动冲击部件进行往复冲击运动。转动盘是不能进行轴向移动的,所以通过轴承将转动盘固定在支承座与机壳之间,转动盘的具体结构如图 2-9 所示。

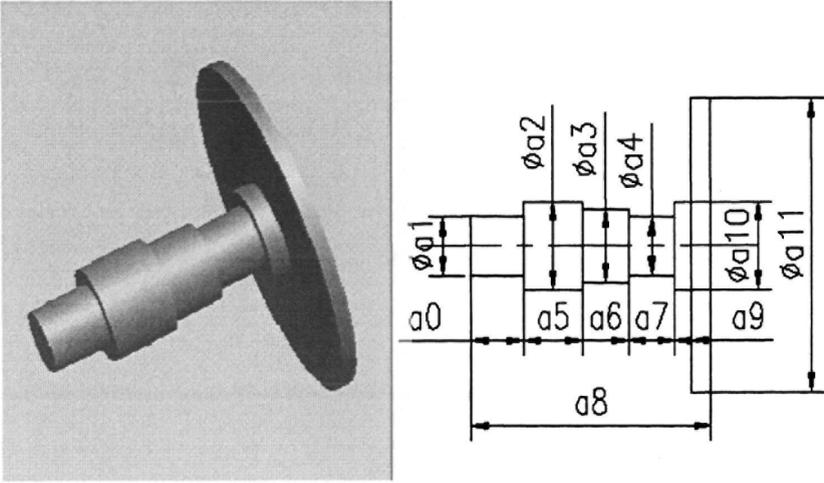


图 2-9 转动盘结构图

2.2 磁力冲击式电锤的总体结构

本论文在已有发明专利的基础上^[49]，根据现有电锤产品的技术要求，对磁力冲击式电锤的具体结构进行设计，主要包括对永磁体、传动轴、冲击盘、驱动盘、导向套筒、支承座等零件的设计，图 2-2 是磁力冲击式电锤的整体装配图，图 2-3 是磁力冲击式电锤的三维模型图。

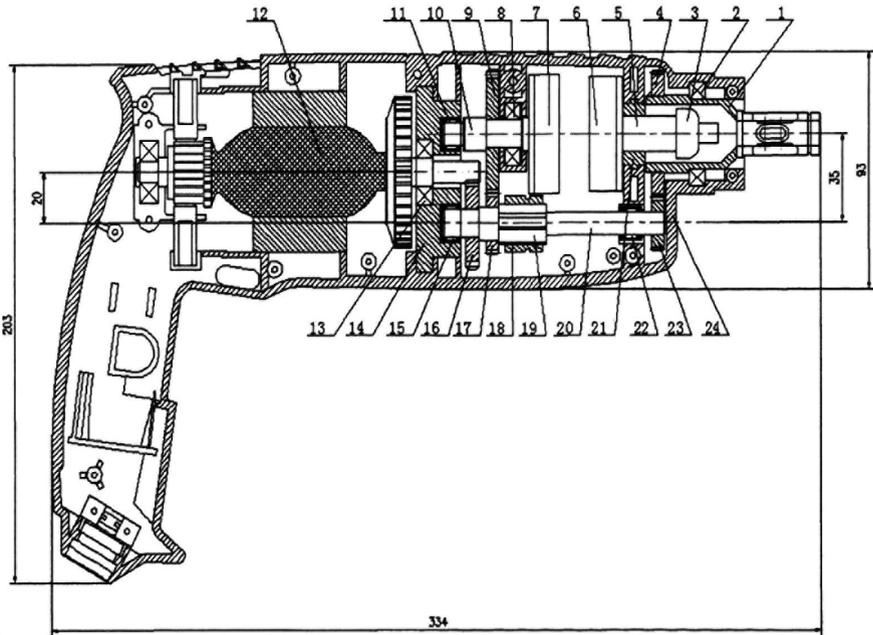


图 2-2 磁力冲击式电锤装配图

图中，1-旋转套筒，2-轴承，3-限位螺帽，4-驱动齿轮，5-冲击盘，6-冲击环形永久磁铁，7-旋转环形永久磁铁，8-轴承，9-大齿轮，10-转动盘，11-轴承，

12-电机, 13-轴承, 14-支承座, 15-轴承, 16-中间齿轮, 17-小齿轮, 18-花键套筒, 19-花键轴, 20-中间轴, 21-导向套筒, 22-轴承, 23-传动齿轮, 24-壳体。

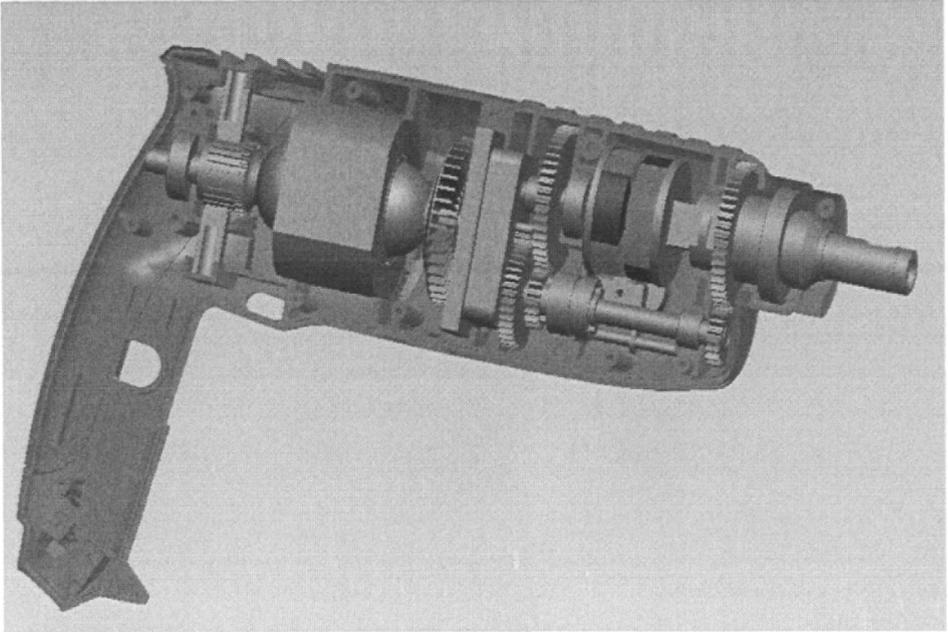


图 2-3 磁力冲击式电锤三维模型图

新设计的电锤结构对原有专利进行了如下几点的改进, 并申请了新的专利 [50].

1. 运用导向套筒与冲击轴间的配合作用代替原有的导向销结构限制冲击轴的转动, 通过导向套筒进行限位不仅能够使得结构简单化, 而且达到的限制效果更好。
2. 通过限位螺帽以及冲击盘的端面定位来实现对冲击行程的设定及调节, 能够根据不同的技术要求对冲击行程进行改变, 对产品的产业化系列化具有重要意义。
3. 运用轴承以及导向套筒分别对转动盘以及冲击盘进行定位, 替代了原有专利中的固定套筒, 进一步简化了复杂的结构。
4. 使用整块磁铁分区充磁技术, 简化了磁铁的装配结构, 提高了冲击机构的可靠性。

2.4 旋转套筒的设计

磁力冲击式电锤的功能分为冲击与旋转两种, 其中冲击功能是由磁力冲击机

构来实现的，而钻头的旋转功能则是通过旋转套筒实现的。电机通过齿轮机构带动旋转套筒转动，安装在旋转套筒前端凹槽的钻头也会随之转动。如图 2-10 所示，旋转套筒前端的凹槽是用于固定钻头的，后部的阶梯面是用于安装轴承其固定作用的。

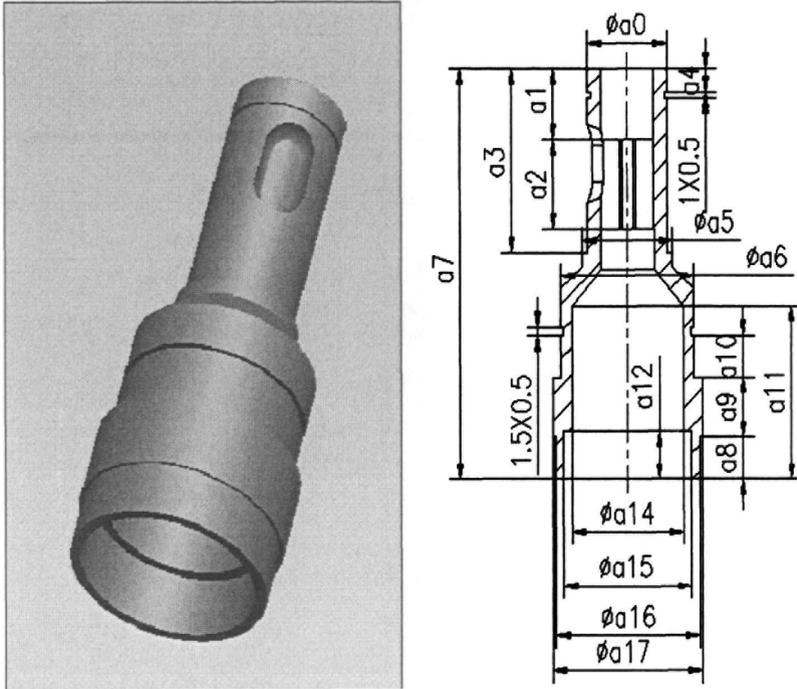


图 2-10 旋转套筒结构图

2.5 支撑架的设计

由于在新型电锤中引入磁力冲击机构代替了原有的摆杆轴承机构，所以需要重新设计支撑架来固定磁力冲击机构以及传动轴等部件。电机轴、转动盘以及中间轴均通过轴承固定在支撑架里，支撑架的具体结构如图 2.11 所示。

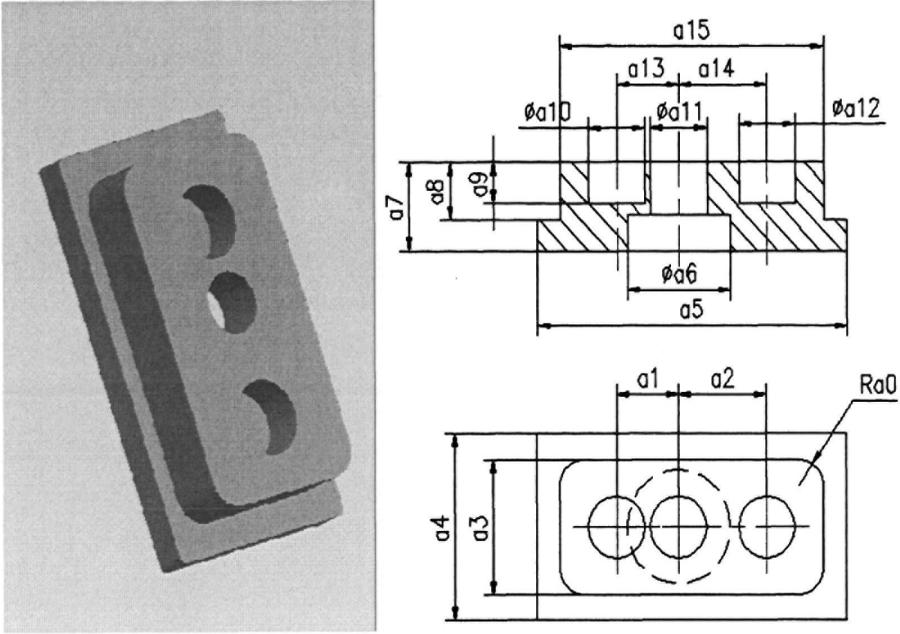


图 2-11 支撑架结构图

2.6 本章小结

本章介绍了磁力冲击式电锤的基本原理以及冲击实现的过程，给出了电锤的总体设计方案，并重点阐述了磁力冲击机构的具体结构设计，运用导向套筒限制冲击盘的转动，通过限位螺帽实现冲击行程的设定及调节，并且使用了整块磁铁分区充磁技术，简化了冲击机构的整体结构，对产品的后续产业化具有重要意义。

3 磁力冲击机构的磁场有限元分析

有限元方法是广泛用于解决应力分析、热传导、电磁学和流体力学等工程问题的数值方法^[51]。有限元方法是以变分原理和剖分差值为基础的一种数值计算方法,首先利用变分原理将所需要解决的微分方程型数学模型转化为相应的变分问题,即泛函求极值问题;然后利用剖分插值,离散化变分问题为普通多元函数的极值问题,最终归结为一组多元的代数方程组,然后进行求解^[52]。由于有限元方法具有较高的精确度以及良好的经济性,所以在各个领域都得到了广泛的应用。

ANSYS 软件作为众多有限元分析软件中的一种,不仅具有强大的建模分析功能,能够进行二维三维的静态、瞬态等多种类型的电磁场分析,并且具有强大的后处理功能,能够显示磁场分布、磁通密度等参量并进行其他参数的分析与计算^[53]。故本论文中将运用 ANSYS 中的电磁场分析模块,对磁力冲击机构的冲击性能进行建模分析以及仿真。

3.1 电磁场有限元分析基本理论

宏观电磁现象的基本规律可以非常简洁地用一个方程组,即麦克斯韦方程组来表示。其中麦克斯韦方程组包括安培环路定律、法拉第电磁感应定律、高斯电通定律以及高斯磁通定律,通过麦克斯韦方程组能够计算和变换得到电磁场中的各种场量,解决所有宏观的电磁场问题^[54]。

(1) 基本方程

磁力冲击机构中只包含唯一的磁场源永磁体,所产生的磁场属于静态磁场范畴,所以对应于静态磁场的基本方程组(Maxwell 方程组)的微分形式如下:

$$\begin{cases} \nabla \times H = J \\ \nabla \times B = 0 \end{cases}$$

式中: ∇ 为微分矢量算子, H 为磁场强度, B 为磁感应强度, J 为传导电流密度。

在磁场中,媒质之间还存在着本构关系: $B = \mu H$, 式中 μ 为介质的磁导率。

(2) 定解条件

在解决实际电磁场问题时,需要针对性地给定不同的定解条件,其中定解条件包括初始条件以及边界条件^[55]。

初始条件是与时间坐标相关的,给出初始瞬间待求量在场域中各处的值;

边界条件一般分为两种:第一类边界条件为边界处的磁力线与边界平行 $A=0$; 自然边界条件为不同媒质分界面上的磁力线法向连续 $B_{1n}=B_{2n}$ 。

磁力冲击机构的分析属于静态磁场分析,不存在初始条件,只存在边界条件。结合本文所建立的分析模型,只需要使最外层的空气包满足磁力线与边界平行条件即可,其他不同媒质分界面上的边界条件自然满足。

(3) 磁作用力

由于冲击过程中的冲击力是由永磁体间的磁作用力提供的,故磁体间的磁作用力是本文的主要研究与分析对象。通常可以运用虚功原理法和虚位移法两种方法进行计算磁作用力,本论文中采用 ANSYS 软件中自带的虚功原理对磁场中物体受到的磁力进行计算,磁场能量的计算式为:

$$W = \int_V \left(\int_0^H B \cdot dH \right) Dv$$

则物体沿 s 方向上的受力计算式为:

$$F = \frac{\partial W}{\partial S} = \frac{\partial}{\partial S} \left[\int_V \left(\int_0^H B \cdot dH \right) Dv \right]$$

3.2 磁力冲击机构静态仿真

对于永磁联轴器、永磁齿轮等具有周期性对称结构的磁性机构,一般可以忽略端部效应将模型简化为一个周期内的二维有限元问题进行分析。但考虑到磁力冲击机构进行冲击运动时的复杂性,则须按照三维有限元问题进行处理。首先考察在静止状态下磁力冲击机构中永磁体之间的磁作用力以及磁场分布情况,选用 ANSYS 软件中 workbench 环境进行有限元建模分析。具体建模步骤如下:

1. 建立三维模型

以磁极数目 N 、永磁体半径 R 、永磁体厚度 d 、最小气隙 s 等主要设计变量建立参数化模型,并且在最外层建立一个空气层,空气层尺寸一般为实体模型尺

寸的 3-5 倍，然后对所有的 part 进行布尔运算得到整体模型，图 3-1 为磁力冲击机构的三维模型图，图 3-2 为进行布尔运算后得到的三维模型图。

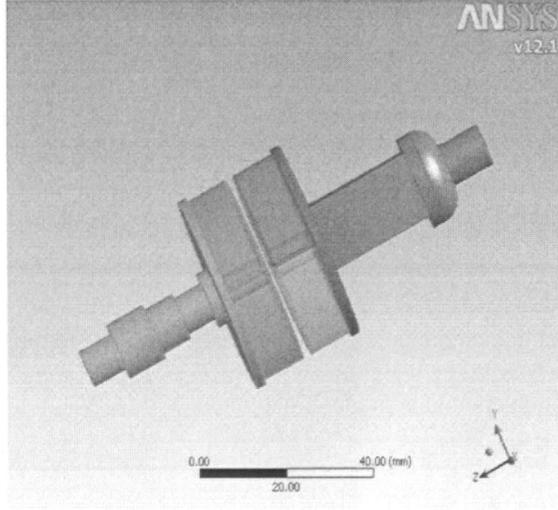


图 3-1 磁力冲击机构三维模型

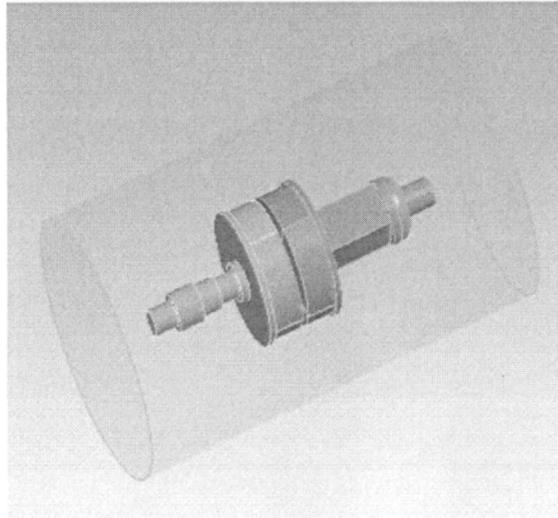


图 3-2 布尔运算后的三维模型

2. 定义材料属性

在三维磁场分析中选用单元 solid117，分别定义永磁体、轭铁、空气的材料属性，对永磁体定义磁导率及矫顽力，对轭铁输入 B-H 曲线；并对模型的不同区域赋予相应的单元、材料属性以及坐标系，图 3-3 为空气的定义图，图 3-4 为永磁材料的定义图，图 3-5 为轭铁材料的 B-H 曲线^[56]。

2	Material			
3		Air	<input type="checkbox"/>	General properties for air.
Properties of Outline Row 3: Air				
	A		B	C
1	Property	Value	Unit	<input type="checkbox"/>
2		Isotropic Relative Permeability	1	<input type="checkbox"/>

图 3-3 空气的定义图

5		PM	<input type="checkbox"/>	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
Properties of Outline Row 5: PM				
	A		B	C
1	Property	Value	Unit	<input type="checkbox"/>
2		Coercive Force & Residual Induction		<input type="checkbox"/>
3		Coercive Force	9.5E+05	A m ⁻¹
4		Residual Induction	1.35	T

图 3-4 永磁体材料的定义图

	A	B
1	Magnetic Field Intensity (A m ⁻¹)	Magnetic Flux Density (T)
2	0	0
3	79.6	0.465
4	159.2	0.92
5	318.3	1.16
6	795.8	1.34
7	1592	1.51
8	3183	1.625
9	4775	1.665
10	6366	1.695
11	7958	1.725
12	15915	1.85
13	31831	1.96
14	47746	2.01
15	63662	2.03
16	1.2732E+05	2.134
17	2.5465E+05	2.326
18	5.093E+05	2.678
19	7.6394E+05	3.01
*		

图 3-5 软铁材料的 B-H 曲线

3. 网格划分

网格划分在有限元分析过程中是极其重要的一个步骤, 网格质量的好坏直接影响着分析结果的准确性^[57]。为了得到较好的网格质量, 在进行网格划分时首

先是运用 ANSYS 自带的智能网格划分器进行网格划分,对一些较为规则的面和体采用映射网格划分方法,然后对关键部位的网格进行细化处理,这样一来,就能得到的质量较好的网格,图 3-6 为磁力冲击机构的三维网格模型图。

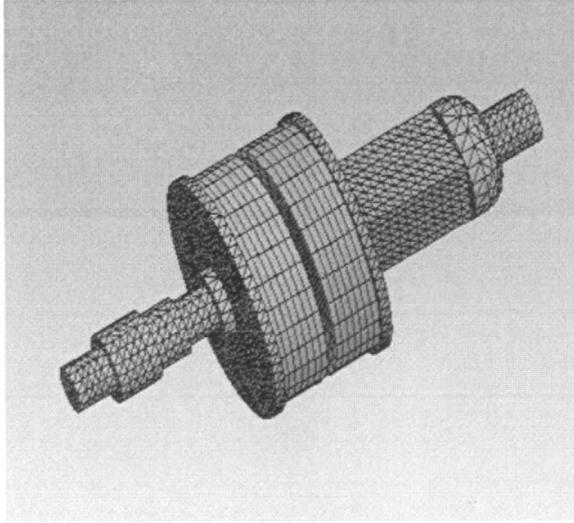


图 3-6 三维网格模型图

4. 定义边界条件

对整个模型的外边界面上施加通量平行边界条件,并对冲击部分施加力的计算标志,图 3-7 为定义边界条件后的模型图。

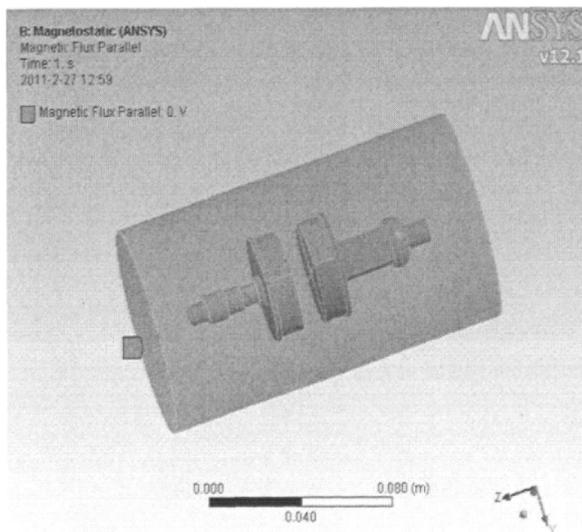


图 3-7 施加边界条件

5. 后处理求解

选中整个模型进行求解,求解完成后查看相关结果,以尺寸为 $d=10\text{mm}$, $R=20\text{mm}$ 的磁力冲击机构为分析对象,图 3-8 为计算得到的磁力冲击机构的磁场

强度分布图，图 3-9 为计算得到的受力计算结果图。从图中可以得到，在磁体间距为 5mm 的情况下，磁场强度的最大值为 2.3T，磁作用力的值为 183.38N。

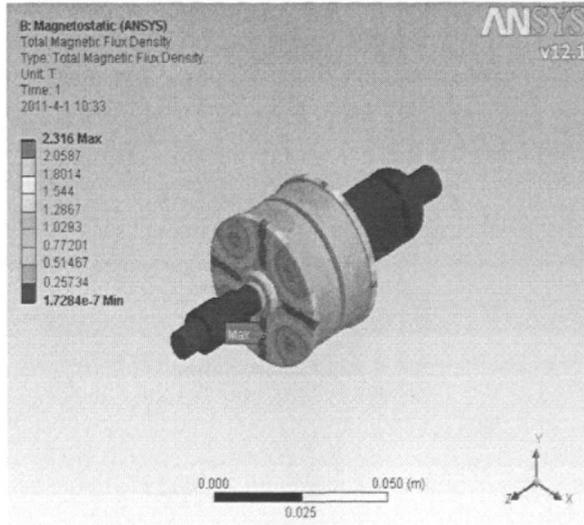


图 3-8 磁场强度分布图

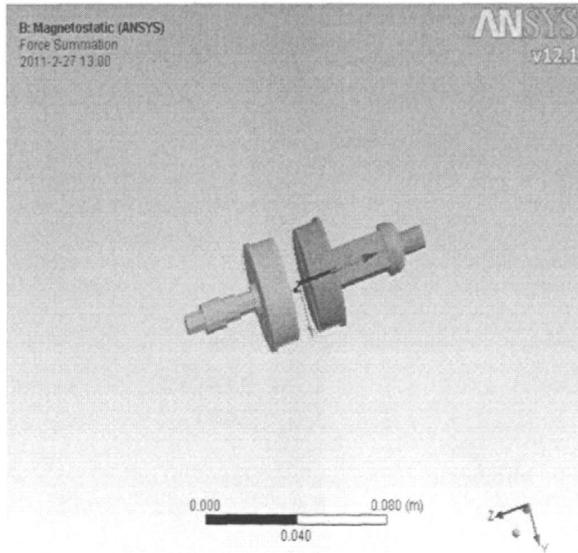


图 3-9 受力计算结果图

3.3 磁力冲击机构冲击过程动态仿真

电锤的实际往复冲击运动是一个十分复杂的动态非线性的过程，很难直接用解析形式进行表述，对于此类问题的处理，一般采用离散化方法进行分解然后再求解，即将连续复杂的运动过程进行离散，然后会得到一组离散解对运动过程进行近似地表征。

在结构参数已定的情况下，磁作用力 F 由永磁体之间的间距 L 以及相对转角 θ 共同决定，而在磁力冲击机构实现冲击运动的过程中，间距 L 及转角 θ 均在不断地变化，不能对整个动态过程进行直接分析与求解，故将单次冲击及吸合的过程离散为多个微元段，每个微元段的时间间隔为 ΔT 。当 ΔT 足够小的时候，可以认为在此时间间隔内磁作用力 F 不变，运用牛顿运动定律进行分析计算，具体计算公式如下：

$$\begin{cases} F - f = m * a \\ V' = V + a * \Delta T \\ \Delta S = \frac{\Delta T * (V + V')}{2} \\ L' = L + \Delta S \\ \theta' = \theta + 1 \end{cases}$$

其中： f 为摩擦阻力， a 为加速度， m 为冲击部件的质量， V 为前一阶段的速度值， V' 为后一阶段的速度值， F 为所受磁作用力， ΔS 为在一个阶段内所运动的位移。

由于随着永磁体间隔距离的增大，磁作用力会迅速减小，因此为了保证磁力冲击机构的冲击部分在完成冲击运动后能够正常回到起始位置，在对其进行设计时需要考虑到冲击行程的问题。根据对磁力冲击机构的行程进行仿真分析以及实物测量之后，发现当两侧永磁体之间的距离大于 12mm 时，永磁体间产生的吸合作用力是无法使冲击部件回到初始位置的，所以初步确定了磁力冲击机构的行程为 12mm。

磁力冲击机构的整个冲击运动过程分为冲程以及回程两部分，需要分别进行考虑。在冲击过程中，运用运动初始时刻得到的磁作用力 F 计算得到位移 ΔL ，然后根据对 F 的判定情况，计算得到新的 L' 及转角 θ' ，再代入有限元模型中计算得到下一微元段的磁作用力 F ，对此过程进行循环计算，直至达到撞击位置的时刻为止；而在回复过程中，由于回程的初始位置是已知的，只需判定是否已进入回程即可，然后根据计算得到的磁作用力 F 进行位移 ΔL 的计算，然后计算新的 L' 及转角 θ' ，再代入有限元模型中计算得到下一微元段的磁作用力 F ，对此过程进行循环计算，直至达到初始位置为止。整个循环计算的流程如图 3-10 所示。

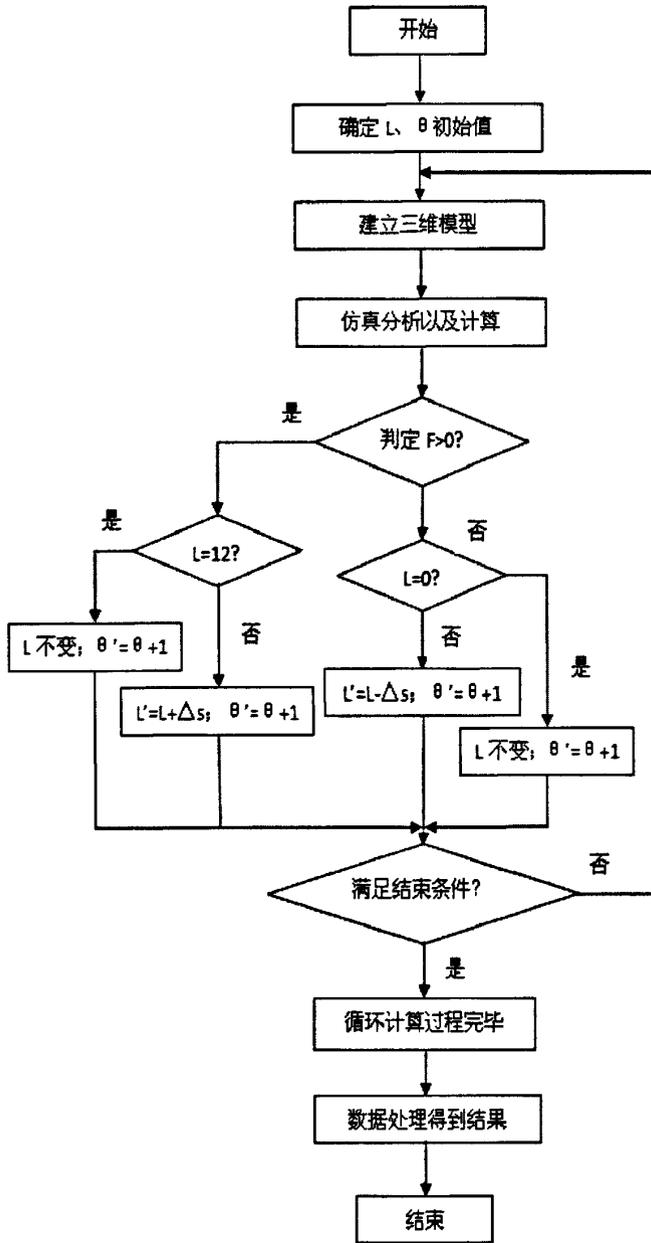


图 3-10 循环计算流程图

在运用 ANSYS 处理工程问题时,通常有 GUI 模式和命令流模式这两种模式。其中 GUI 模式是通过直观的界面操作来实现的,而命令流模式则是运用 APDL 程序设计语言将整个分析的过程通过 ANSYS 的命令组织起来,其中 APDL 是 ANSYS Parametric Design Language 的缩写,即 ANSYS 参数化设计语言^{[58][59]}。由于运用 APDL 语言编写出参数化的批处理程序能够简便地实现整个分析过程的参数化,所以 APDL 参数化语言应用得越来越广泛。

由于在磁力冲击机构进行冲击运动的过程中,磁体间距 L 以及相对转角 θ

均在不断变化，所以本论文中将采用 APDL 参数化语言对整个冲击过程中的受力情况进行计算与分析，根据上节中的循环计算流程框图，具体的实现过程分为以下几个步骤：

1. 定义材料属性

首先，在进行分析之前需要在程序开始定义单元类型及材料属性，通过 ET 命令选择 SOLID117 单元，通过 MP 等命令给不同的材料赋予不同的材料属性，包括磁导率以及矫顽力大小等，下列为部分代码：

```
ET, 1, SOLID117;
MP,MURX,1,1.05
MP,MGXX,1,0
MP,MGY Y,1,0
MP,MGZZ,1,1000000
```

2. 参数化模型的建立

根据磁力冲击机构的具体尺寸，以角度 a 和间距 s 为变量，运用 cylinder、block 等命令建立磁力冲击机构的三维实体模型，然后运用 VADD 命令将建立的单个体叠加起来，运用 VOV LAP 命令进行布尔运算，得到的参数化模型如图 3-11 所示，运用 APDL 语言进行参数化建模的优势就是能够通过修改参数以达到重新建立新模型的目的，下列为部分代码：

```
cylinder,0.003,0.02,0,0.01,a,90+a
cylinder,0.003,0.02,-s,-0.01-s,0,90
block,-0.007,0.007,-0.007,0.007,-0.012-s,-0.035-s
VADD,5,6,7,8,9,10
VADD,15,16,17,18,19,20,21
VOVLAP,ALL
NUMCMP,VOLU
```

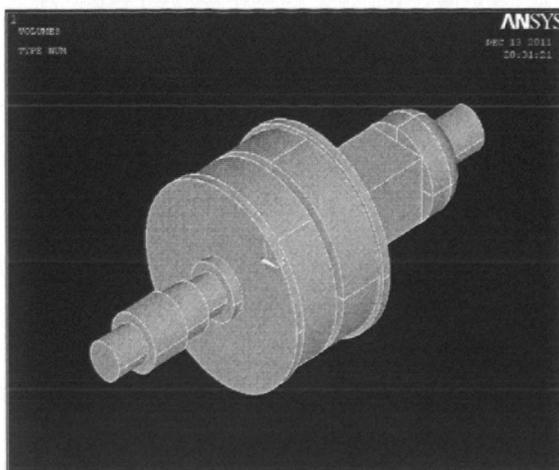


图 3.11 参数化模型图

3. 网格划分

首先通过 MSHAPE 命令确定网格的类型，然后运用 ESIZE 命令确定网格的大小，然后运用 VMESH 命令划分网格，得到的网格如图 3-12 所示，从图中可以看出磁力冲击机构的网格划分得很均匀，质量较高，下面为部分代码；

```
MSHAPE,0,3D
```

```
MSHKEY,1
```

```
ESIZE,0.0015
```

```
TYPE,1
```

```
MAT,1
```

```
VMESH,1
```

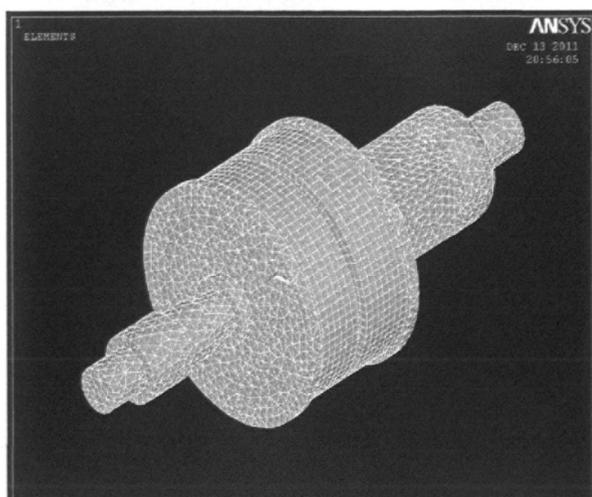


图 3-12 网格划分图

4. 边界条件的确定

运用 ASEL 命令选取面，然后运用 DA 命令在所选面上施加边界条件；

```
ASEL,S,AREA,,107,110,1,1
```

```
DA,ALL,AZ,0
```

5. 求解过程

选择静态求解器进行求解，对目标组件施加力的计算标志，然后运用 EMFT 命令实现磁力的求解计算；

```
ANTYPE,STATIC
```

```
ALLSEL,ALL
```

```
MAGSOLV,2,,,0.001,25,0
```

```
FINISH
```

```
/POST1
```

```
VSEL,S,VOLU,,5,8,1
```

```
VSEL,A,VOLU,,10
```

```
NSLV,R,1
```

```
ESEL,ALL
```

```
EMFT
```

6. 循环流程的实现

在 APDL 语言中有许多实现循环的命令，结合磁力冲击机构循环的特点，采用 *DO 以及 *ENDDO 命令进行循环流程的实现，采用 *IF、*ELSE 以及 *ENDIF 命令来实现限制条件的判别及选择。由于冲击机构完成一个往复冲击过程需要转动 180° ，故设定的循环次数为 180 次，然后根据仿真计算得到的磁作用力以及牛顿运动定律可以得到加速度、速度以及位移等值，下面为部分代码；

```
*DO,i,1,180,1
```

```
V(1)=0
```

```
F(i)=_fzsum
```

```
V(i+1)=V(i)-F(i)*t/m
```

```
L(i)=t*(V(i)+V(i+1))/2
```

```
*IF, F(i), GT, 0, THEN
```

```
    *IF, s, EQ, 12, THEN
```

```
        s=s, a=a+1
```

```

*ELSE
s=s+L(i), a=a+1
*ENDIF

*ELSE
*IF, s, EQ, 0, THEN
s=s, a=a+1
*ELSE
s=s-L(i), a=a+1
*ENDIF

*ENDIF

alls
fini
*ENDDO

```

根据上述 APDL 程序，对尺寸为 $s=2\text{mm}$ ， $d=10\text{mm}$ ， $R=20\text{mm}$ 的磁力冲击机构的冲击过程进行了仿真计算，得到磁作用力及冲击能量随时间的变化如图 3-13 及图 3-14 所示，图 3-13 中正值代表排斥力，负值代表吸引力。

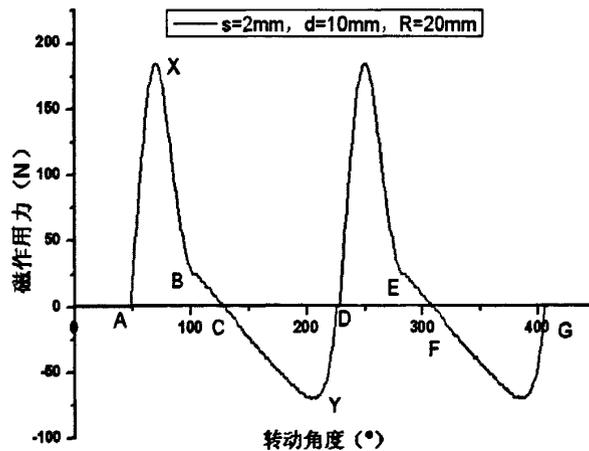


图 3-13 磁作用力随转角的变化图

整个冲击过程中永磁体间的磁作用力的变化如图 3-13 所示，从初始时刻到 A 点，永磁体之间一直呈现为吸引力作用，冲击部件不运动；从 A 到 B 阶段，磁体间作用力为排斥力，其中最大排斥力 X 点为 184.6N，冲击盘向前冲击；B 到 C 阶段，冲击杆对钻头进行撞击；C 到 D 阶段，磁体间作用力为吸引力，其

中最大吸引力 Y 点为 69.8N, 冲击部件回到初始位置, 如此循环冲击及回复过程, 形成连续的冲击运动 (在初始时刻到 A 这一段是有连续变化的磁作用力, 但是考虑到突出显示冲击以及回复过程中的有效磁作用力, 故未将此段的磁作用力标出)。

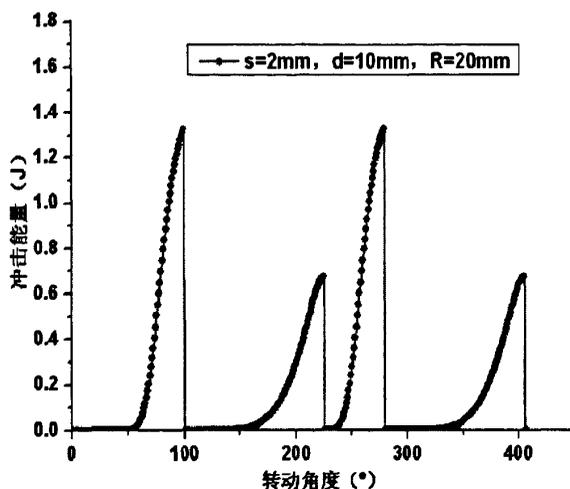


图 3-14 冲击能量随转角的变化图

3.4 本章小结

本章介绍了电磁场有限元分析的基本理论基础, 运用 ANSYS 软件中的电磁场模块建立了磁力冲击机构的静态有限元分析模型, 并在此基础上对磁力冲击机构的动态冲击过程进行了探讨与分析, 给出了循环计算流程, 并运用 APDL 参数化语言实现了整个动态冲击过程仿真计算的命令流处理。

4 磁力冲击机构冲击性能分析及参数优化设计

磁力冲击机构的冲击性能直接关系到磁力冲击式电锤的整体性能,冲击性能是本论文的研究重点之一,本章在第3章的基础上,对影响冲击性能的主要设计参数进行了研究及分析,并且确定了优化设计变量,构造了优化目标函数,建立了代理模型,对磁力冲击机构的参数进行了优化设计。

4.1 设计参数对冲击性能的影响分析

目前市场中的电锤基本分为大功率、中功率、小功率这三种类型,不同类型的电锤产品对应着不同的技术指标以及尺寸参数,而本文中是要设计一款小功率的电锤,其技术指标为输入功率为 550W,锤击率为 0~3000 次/min,单次锤击功为 0~1.7J,最佳钻孔范围为 4~10mm。

根据上述技术参数对电锤的整体结构以及尺寸进行计算及设计,然后根据得到的电锤整体结构参数对磁力冲击机构的尺寸参数进行计算,初步计算得到的磁力冲击机构的基本设计参数为:磁极数目 $N=4$, N、S 磁极均匀分布($\theta_1=90^\circ$, $\theta_2=90^\circ$),永磁体外半径 $R=20\text{mm}$,厚度为 $d=10\text{mm}$,静止状态下两侧永磁体之间的最小间隙为 $s=2\text{mm}$ 。本节将运用第3章中的方法分析磁力冲击机构的主要设计参数对冲击性能的影响。

4.1.1 磁极对数对冲击性能的影响

在不改变其他参数的情况下,对磁极数目为 2、4、6 的磁力冲击机构进行仿真计算,可以得到在不同磁极数目时转动盘转动一周内冲击能及磁作用力的变化曲线,如图 4-1 及 4-2 所示。

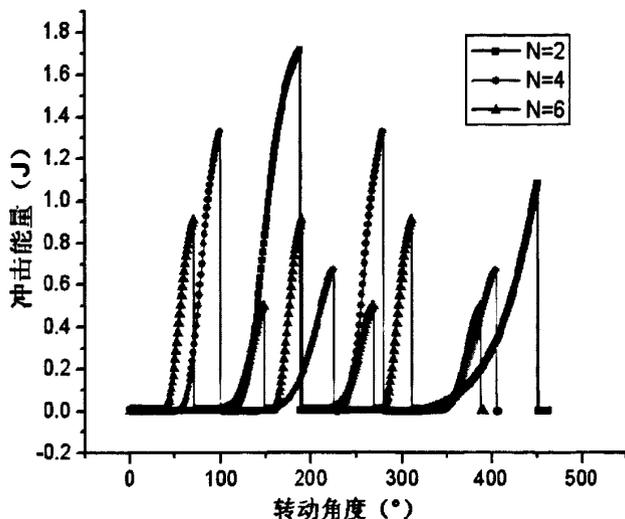


图 4-1 磁极数目与冲击能之间的关系

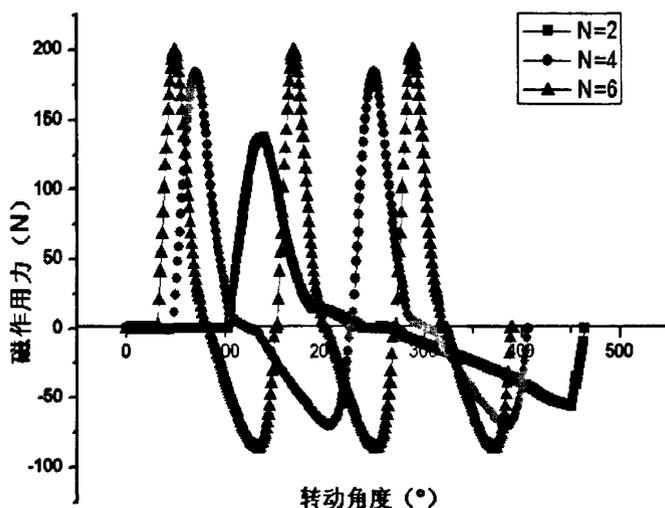


图 4-2 磁极数目与磁作用力之间的关系

表 4-1 不同磁极数目下性能的对比

磁极数目	周期	冲击次数	最大磁作用力	冲击能量	总冲击能
2 极	1/25s	1500	137.24N	1.56J	2340J
4 极	1/50s	3000	184.60N	1.32J	3960J
6 极	1/75s	4500	199.70N	0.87J	3915J

由图 4-1 及 4-2 中的曲线可知，磁极数目与冲击频率之间呈正比关系，这是由于安装在驱动盘上永磁体 N、S 旋转变换一次，冲击盘会完成一次冲击过程。磁极数目为 2 时冲击能量最大，比磁极数目为 6 时的冲击能量多了 79.3%，但是此时的冲击频率最低；磁极数目为 6 的时候能够产生的最大磁作用力也是最大

的，比磁极数目为 2 时的最大磁作用力要高 45.5%；由表 4.1 中的总冲击能可以看出，磁极数目为 4 时的总冲击能与磁极为 6 时的相差不多。

对上述图表进行分析可以得知，在设计磁力冲击机构的磁极数目时，要同时考虑到冲击能量、冲击力及冲击频率这几个方面的因素。首先，磁极数目不能过大，否则冲击频率过高，进而导致冲击行程过短，而且不同磁极接触增加、漏磁增加会致使气隙磁通密度减小，导致单次冲击能偏小而达不到应有的冲击效果；当然，磁极数也不宜过小，否则冲击频率过低，而达不到磁力冲击机构的基本技术要求。

从图 4-1 及图 4-2 可以看出，对于目前这款磁力冲击式电锤，磁极数目为 4 时较为适宜，因为磁极数目为 2 时冲击频率会偏小，而磁极数目为 6 时单次冲击能会偏小，均不能满足设计的要求。

4.1.2 磁体角度分布对冲击性能的影响

在不改变其他条件的情况下，对 N、S 磁极面积大小不同的磁力冲击机构进行模拟，可以得到转动盘转动一周内冲击能及磁作用力的变化曲线结果如图 4-3 及图 4-4 所示。

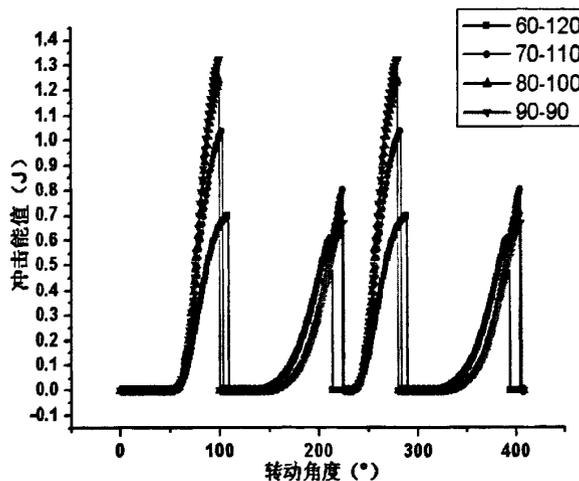


图 4-3 磁体角度分布与冲击能之间的关系

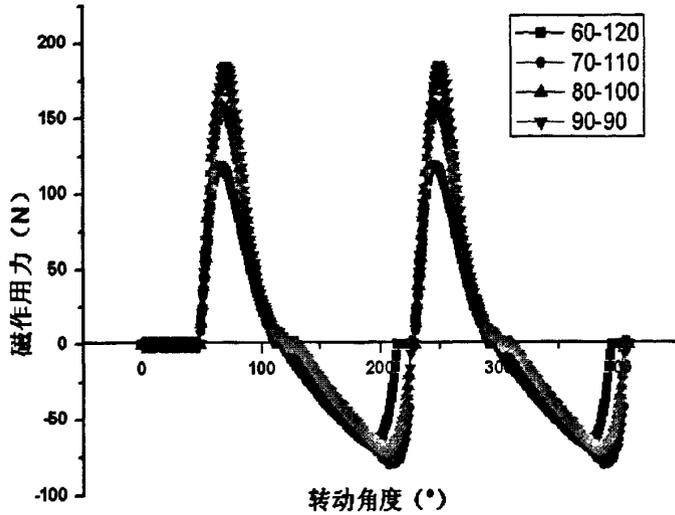


图 4-4 磁体角度分布与磁作用力之间的关系

表 4-2 不同角度分布下性能的对比

角度分布	90-90	80-100	70-110	60-120
冲击能量	1.32J	1.24J	1.04J	0.70J
最大磁作用力	184.60N	179.22N	157.96N	118.42N

从图 4-3 及图 4-4 中的曲线可知，在 $\theta_1=90^\circ$ ， $\theta_2=90^\circ$ 的情况下冲击能及磁作用力均为最大，相比与 $\theta_1=60^\circ$ ， $\theta_2=120^\circ$ 的情况下的冲击能提高了 88.6%，磁作用力提高了 55.9%。这是由于磁力冲击机构的核心部分是由分布在转动盘以及冲击盘上交叉排列的四对磁体所组成的，每块磁体的大小直接决定了磁力作用的面积大小以及整个冲击机构中磁场的分布，直接影响着冲击机构的冲击能量及磁作用力的大小，当 $\theta_1=90^\circ$ ， $\theta_2=90^\circ$ 时，由于是磁力作用的面积是对称分布的，故可以提供最大的磁作用力及冲击能量。

表 4.2 中为冲击能量与磁体角度分布之间的关系，可以得到如下结论，在目前的磁力冲击机构中使磁体的角度分布为在 $\theta_1=90^\circ$ ， $\theta_2=90^\circ$ 能够得到较好的冲击性能，是较为合理的选择。

4.1.3 磁体厚度对冲击性能的影响

作为磁力冲击机构中唯一的磁源，永磁体在整个磁路中提供磁势，即提供冲击过程中所需的能量。理论上，永磁体越厚则磁路中产生的气隙磁密度越大，冲

击力以及冲击能也相应越大，冲击效果也越好。

在其他参数均相同的情况下，仅改变永磁体的厚度对磁力冲击机构的冲击性能进行分析计算，可以得到转动盘转动一周内冲击能及磁作用力的变化曲线结果如图 4-5 及图 4-6 所示，不同磁体厚度下冲击能量及磁作用力的最大值如表 4-3 中所示。

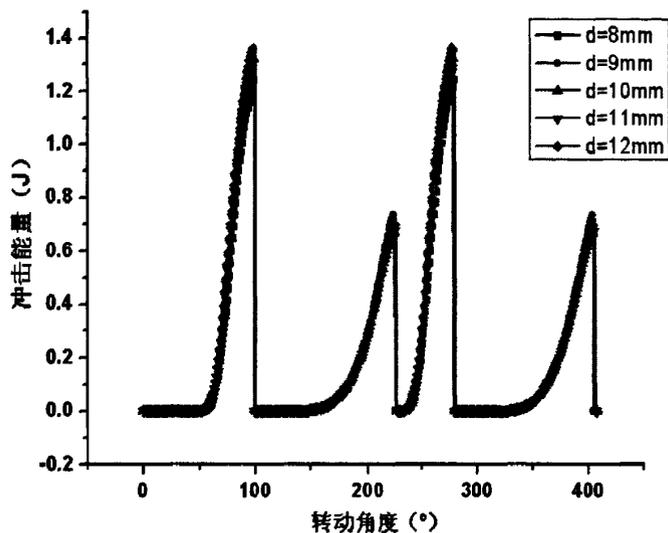


图 4-5 永磁体厚度与冲击能之间的关系

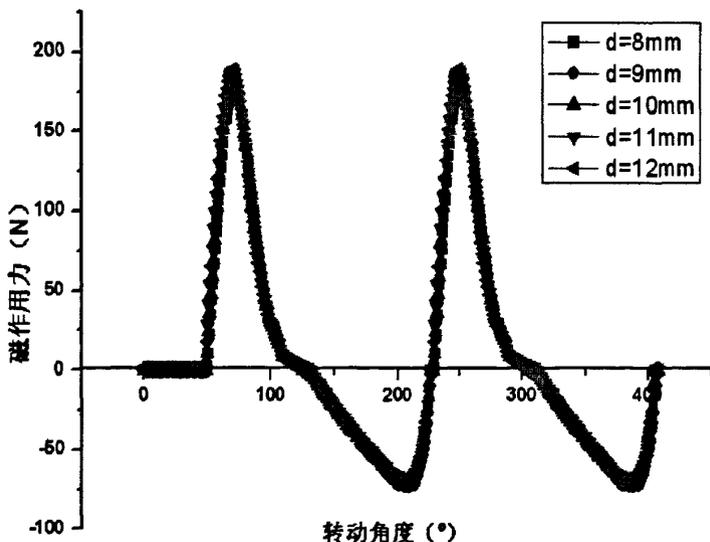


图 4-6 永磁体厚度与磁作用力之间的关系

表 4-3 不同磁体厚度下性能的对比

磁体厚度	8mm	9mm	10mm	11mm	12mm
冲击能量	1.24J	1.28J	1.32J	1.34J	1.36J
最大磁作用力	178.50N	181.46N	184.60N	186.85N	188.74N

从图 4-5 及图 4-6 中的曲线可以得知,随着永磁体厚度的增加,冲击能量及磁作用力也会随之增加,但是均增加得较为缓慢,厚度 $d=12\text{mm}$ 时冲击能量仅比厚度 $d=8\text{mm}$ 时的冲击能量提高了 9.7%,厚度 $d=12\text{mm}$ 时的磁作用力仅比厚度 $d=8\text{mm}$ 时的磁作用力提高了 5.7%。这是因为当永磁体增加到一定的厚度之后,所增加的磁势基本都消耗在增加的磁阻以及漏磁上了,对冲击能及磁作用力的贡献较小。因此在对磁力冲击机构进行设计时,当冲击机构已经满足冲击性能要求的前提下,为了提高永磁体的利用率及降低成本,可以考虑减小永磁体的厚度。

4.1.4 磁体半径对冲击性能的影响

永磁体的半径直接决定了永磁体的面积大小以及磁力作用面积,进而决定了计算区域的磁场分布,对冲击性能有着至关重要的影响。理论上,永磁体的半径越大,磁力作用的面积也会越大,相应的冲击力及冲击能量也应该越大。

在其他条件不变的情况下,仅改变永磁体外环半径大小,对磁力冲击机构进行模拟计算可以得到转动盘转动一周内冲击能及磁作用力的变化曲线结果如图 4-7 及图 4-8 所示,不同磁体半径下冲击能量及磁作用力的最大值如表 4-4 中所示。

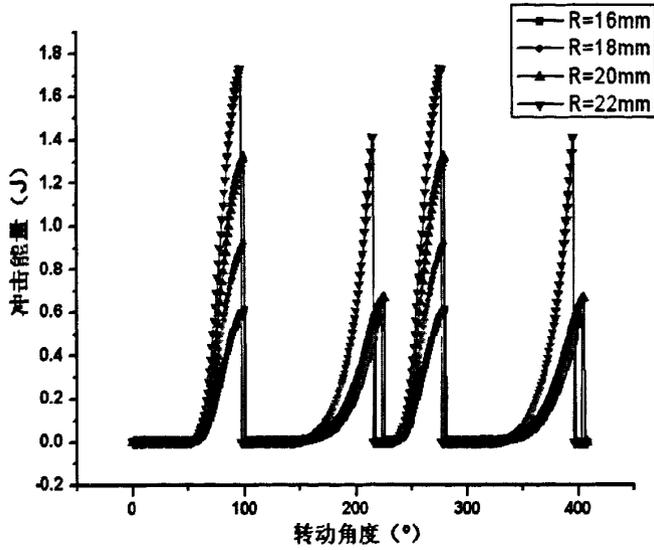


图 4-7 永磁体半径与冲击能之间的关系

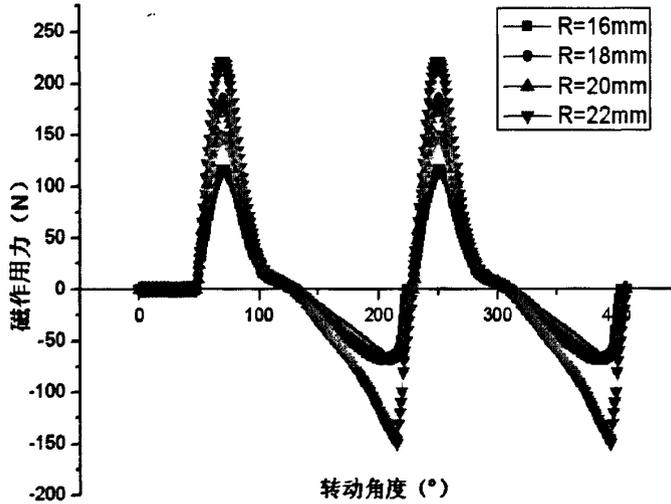


图 4-8 永磁体半径与磁作用力之间的关系

表 4-4 不同磁体半径下性能的对比如

磁体半径	16mm	18mm	20mm	22mm
冲击能量	0.62J	0.92J	1.32J	1.73J
最大磁作用力	116.22N	149.44N	184.60N	221.68N

从图 4-7、图 4-8 及表 4-4 中的曲线及数据可以看出，在一定范围内，随着磁体半径的增大，冲击能量及磁作用力也随之增大，半径 $r_2=22\text{mm}$ 时的冲击能量比半径 $r_2=16\text{mm}$ 时的提高了 179%，半径 $R=22\text{mm}$ 时的最大磁作用力比半径为 16mm 时的提高了 90.7%。从以上的数据可以得出，磁体半径的增大有利于冲

击力以及冲击能的提高,但是由于受到磁力冲击式电锤整体结构的限制,磁体的半径也不能无限制地增大。在进行参数设计的时候,需要综合考虑冲击性能、经济性能以及模型尺寸等因素。

4.1.5 最小间隙对冲击性能的影响

在影响冲击性能的诸多因素中,磁体初始位置时的最小气隙是一个非常重要的因素。由于空气中的磁阻要比其他介质中的大很多倍,所以气隙越小越有利于磁力的传递及利用,磁力冲击机构的冲击性能也将越好。

在不改变其他参数,只改变气隙 s 大小的情况下,对磁力冲击机构进行仿真计算可以得到转动盘转动一周内不同气隙大小与冲击能量及磁作用力之间的关系如图 4-9 及图 4-10 中所示,不同气隙下的冲击能量与磁作用力的最大值如表 4-5 所示。

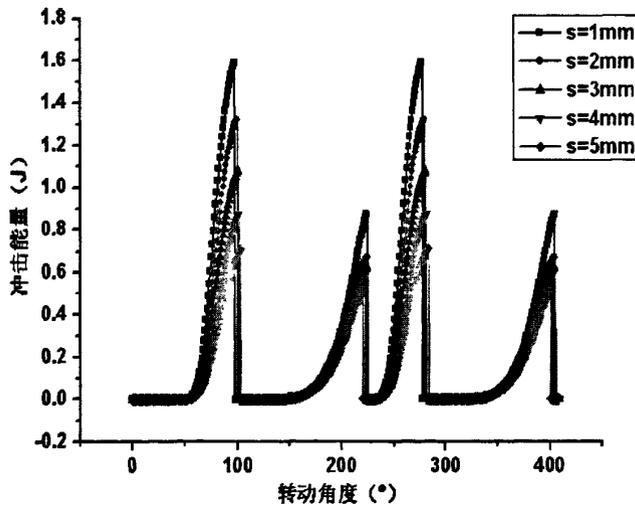


图 4-9 最小气隙与冲击能之间的关系

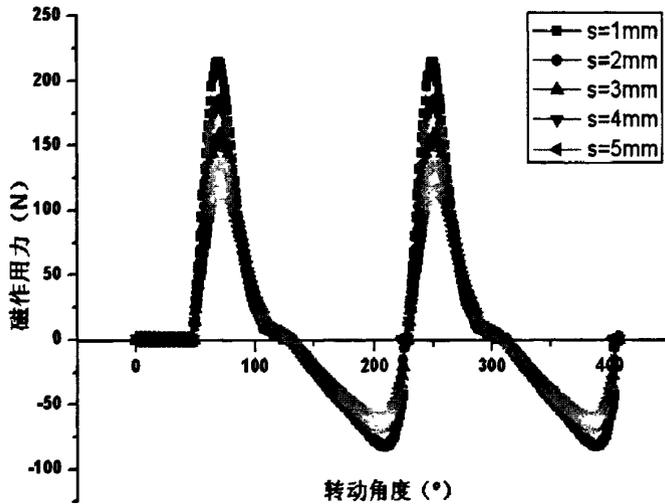


图 4-10 最小气隙与磁作用力之间的关系

表 4-5 不同气隙下冲击性能的对比

最小气隙	5mm	4mm	3mm	2mm	1mm
冲击能量	0.71J	0.86J	1.08J	1.32J	1.59J
最大磁作用力	116.91J	136.06J	158.08J	184.60J	214.25J

从图 4-9、图 4-10 及表 4-5 中的曲线及数据可以看出，工作气隙越小，冲击能量越大，磁作用力越大，进而冲击效果越好；最小气隙 $s=1\text{mm}$ 时的冲击能量比最小气隙 $s=5\text{mm}$ 时的提高了 124%，最小气隙 $s=1\text{mm}$ 时的最大磁作用力比最小气隙 $s=5\text{mm}$ 时提高了 83.3%。这是因为气隙中的磁阻比其他介质中的磁阻要大得多，所以气隙增大，磁通密度必然减小从而导致冲击能降低。显然，工作气隙的减小有利于增强磁场达到加强冲击效果的作用，但是气隙的减小受到诸多因素的限制，还须要考虑加工制造以及安装等一系列的要求，所以气隙也不能无限制地减小。本论文中设计的磁力冲击机构中，考虑到加工装配的要求，将最小气隙设定为 $s=2\text{mm}$ 。

4.2 磁力冲击机构主要设计参数的优化设计

在分析了各个设计变量对磁力冲击机构冲击性能的影响之后，选择对冲击性能影响较大的设计变量，构造合理的目标函数，然后建立代理模型，对磁力冲击机构的主要设计参数进行优化设计。

4.2.1 设计变量及目标函数的选取

在对设计参数进行优化设计之前,首先选择优化过程中的设计变量,确定目标函数,然后选取样本点并计算响应值,具体过程如下。

1. 设计变量的选取

上一节对主要设计参数对冲击性能的影响进行了分析,可以得知设计变量与冲击性能之间的关系并不复杂,综合考虑到目前的磁力冲击式电锤的各项技术要求,磁极数目 $N=4$,磁体角度平均分布,最小间隙 $s=2\text{mm}$ 是较为适合的值,可以对磁体厚度及磁体半径进行优化设计从而达到最佳值。

磁体厚度及磁体半径不仅直接关系着磁力冲击机构的冲击性能,还直接决定了永磁材料的质量 m ,进而决定了电锤产品的经济性,故可以选择磁体厚度及磁体半径为优化过程中的设计变量。

2. 目标函数的构建

在整个优化设计过程中,对磁力冲击机构最重要的两个性能分别是单次冲击能量 Q 以及永磁体的总体积 V ,冲击能量 Q 的大小决定了整个机构的质量,而永磁体体积 V 则决定了所需永磁体的多少,进而决定着电锤产品的经济效益。因此在对磁力冲击式电锤进行优化设计时,应该综合考虑这两个因素,所以本文中建立优化目标函数如下:

$$G(X)=1-W1*Q/W2*V$$

其中 $W1*Q/W2*V$ 代表单位体积内的永磁体所提供的冲击能, $V=4\pi R d$, $W1$ 、 $W2$ 为目标函数的权重值,可以根据不同情况进行设定,由于本文中对冲击性能和经济性能均有要求,故可以选择 $W1=1$, $W2=1$ 。

3. 样本点及响应值

在进行优化设计之前,除了需要确定设计变量及构建目标函数,还需要选择合理的样本点,因为样本点的质量直接关系着优化的结果是否可靠,而且还会影响优化模型的经济性,所以需要应用合理的数学方法进行样本点的选择。试验设计 (Design of Experiment) 是以尽量少的试验次数及尽量小的试验误差来合理安排整体试验的设计方法,由于其具有简便、准确等诸多优点,所以被广泛地应用于工业生产、科学实验及经营管理中^[60]。

目前常用的试验设计方法有全因子试验设计、正交试验设计、拉丁方试验设

计方法及均匀试验设计这几种,这几种设计方法互有利弊,而且每种方法适用的范围及场合均有所不同^[61]。由于本文中的因素数目及因素水平数均比较少,故可以选择最常用的全因子试验设计作为采样的方法。全因子试验设计也叫做析因设计,是将所有因素的各个不同水平组合形成不同的试验点,其最大的优点就是获得的信息量很多,能够准确反映试验的真实情况。

如上文所述,选取磁体半径 R 、磁体厚度 d 为优化设计中的两个设计变量,变量的范围为: $8 < d < 12$, $18 < R < 22$, 在取值范围内选取 [8, 9, 10, 11, 12], [18, 19, 20, 21, 22] 进行全因子设计,总共需要进行 25 次试验。

根据试验设计得到的样本点进行仿真计算,然后通过计算可以得到其对应的目标函数响应值,各个样本点及其响应值如表 4.1 所示:

表 4-6 样本点及其响应值

试验数	d/mm	R/mm	Q/J	V/cm ³	G
1	8	18	0.84	18.10	0.954
2	8	19	1.02	19.10	0.947
3	8	20	1.24	20.11	0.938
4	8	21	1.44	21.11	0.932
5	8	22	1.65	22.12	0.926
6	9	18	0.88	20.36	0.957
7	9	19	1.07	21.49	0.950
8	9	20	1.28	22.62	0.943
9	9	21	1.48	23.75	0.938
10	9	22	1.70	24.88	0.930
11	10	18	0.92	22.62	0.960
12	10	19	1.11	23.88	0.954
13	10	20	1.32	25.13	0.948
14	10	21	1.52	26.39	0.942
15	10	22	1.73	27.65	0.934
16	11	18	0.95	24.88	0.962
17	11	19	1.14	26.26	0.956

表 4-6 (续)

18	11	20	1.34	27.65	0.950
19	11	21	1.55	29.03	0.945
20	11	22	1.75	30.41	0.938
21	12	18	0.97	27.14	0.964
22	12	19	1.17	28.65	0.958
23	12	20	1.36	30.16	0.953
24	12	21	1.58	31.67	0.949
25	12	22	1.77	33.18	0.944

4.2.2 代理模型的构建

代理模型是指计算量较小,但是计算结果可以代替高精度模型计算结果的分析模型,是一种包含了实验设计及近似算法的建模技术^[62]。运用代理模型技术能够提高寻优效率,降低计算成本,因此在设计及优化中应用地越来越广泛。构建代理模型的方法有许多种,每种方法都有不同的适用范围,在优化设计中比较常用的构造方法有 Kriging 法,响应面法和径向基函数法这三种^{[63][64]}。由于本文中选取的设计变量并不复杂,所以论文中将选择常用的多项式响应面法进行代理模型的构建,然后再进行下一步的优化设计。

响应面法 (Response Surface Methodology) 最早是由数学家 Box 和 Wilson 于 1951 年提出来的,是通过一系列确定的样本点及响应值来模拟真实的状态曲面^[65]。多项式响应面法则是通过多项式来描述设计变量与响应之间的关系,一般是通过最小二乘法建立近似函数,多项式响应面模型的数学表达式如下:

$$f(x) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j \geq i}^n a_{ij} \cdot x_i x_j + \dots \dots$$

式中 x_i 是 n 维自变量 x 的第 i 个分量, a_0 、 a_i 及 a_{ij} 是多项式的参数。

由于多项式响应面的数学模型较为复杂,所以论文中将采用 Matlab 中已有的多项式响应面模块进行模拟。将表 4.1 中的数据输入 Matlab 软件中的数据库,然后再 Surface Fitting 模块中进行二阶多项式响应面的拟合,其曲面如图 4-11 所示。

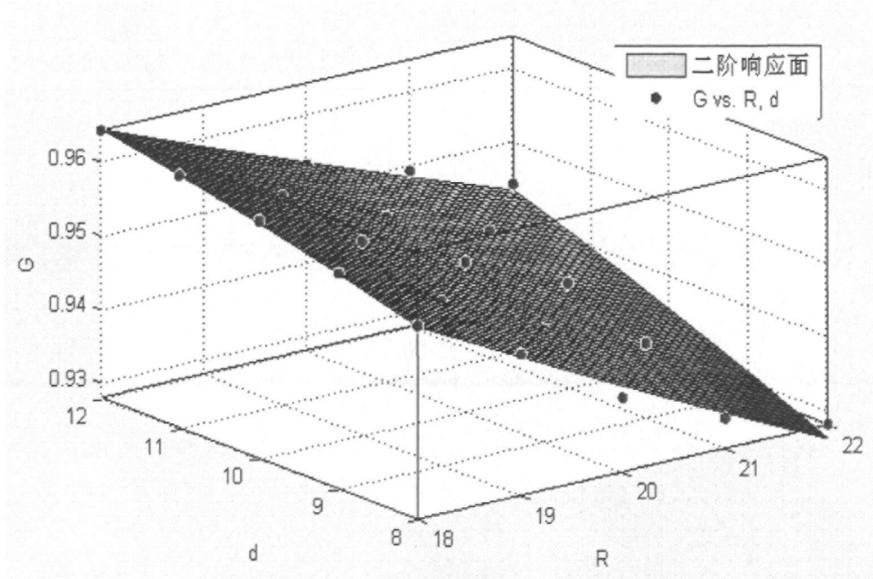


图 4-11 二阶多项式响应面拟合图

根据 matlab 工具箱模拟得到二阶响应面的多项式为：

$$G(x)=1.145-0.0144x_1-0.002037x_2+0.0001x_1^2+0.00043x_1*x_2-0.0001571x_2^2$$

为了验证拟合得到的多项式准确与否，将后面 3 组数据带入进行验算，得到的结果为：0.955，0.947，0.942，与实际的响应值之间的误差为：0.2%，0.3%，0.3%，可见模拟得到的多项式模型是比较精确的，可以用于下一步的优化。

4.2.3 基因算法寻优

基因算法（Genetic Algorithm，简称 GA）是近些年发展起来的一种全局优化算法，它是基于达尔文生物进化论的自然选择原理和自然遗传机理的随机搜索寻优方法，由于基因算法具有适用性强、易于操作及经济性好等诸多优点，所以在工程设计及优化等领域得到了广泛的应用^[66]。

其主要迭代过程为：首先初始化随机产生种群，然后通过选择、繁殖、交叉和变异等操作，使种群一代一代向好的方面进化，直到满足一定的终止条件为止^[67]，其具体寻优流程图如图 4-12 所示。

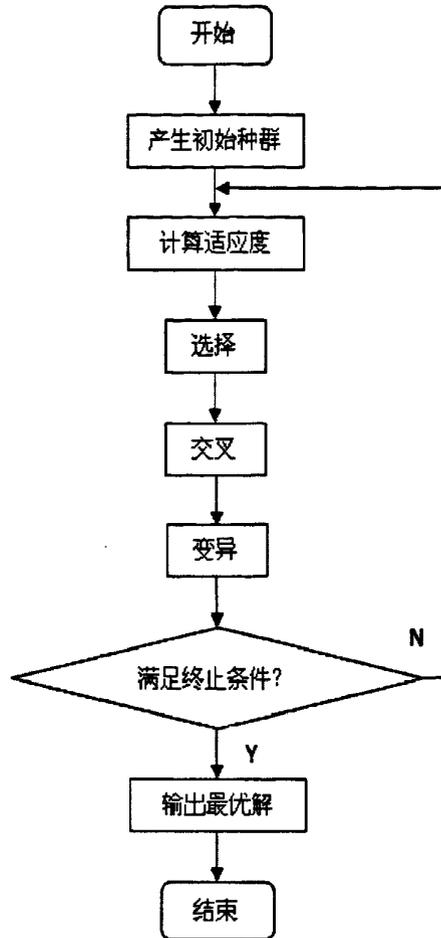


图 4-12 基因算法流程图

运用 Matlab 中的基因优化算法模块对上一节中得到的多项式响应面模型进行寻优处理，设定初始种群个数为 100，进化次数为 100 代，经过 51 次迭代后，可以得到最优解为 [21.9 8.1]，对应的 $G(x)$ 值为 0.9259，此时磁力冲击机构的综合性能最佳，基因算法寻优得到的最优解点图如图 4-13 所示。

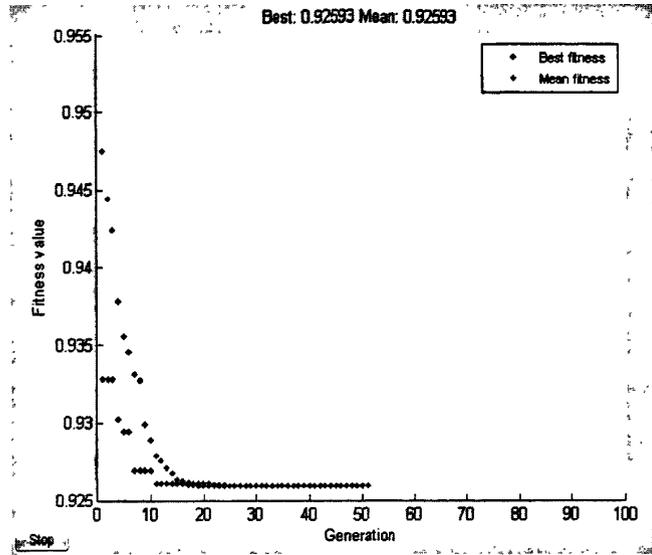


图 4-13 基因算法最优点图

将上述的优化结果带入 ANSYS 仿真模型中进行计算仿真，可以得到冲击能量图如图 4-14 所示，磁作用力的变化如图 4-15 所示。

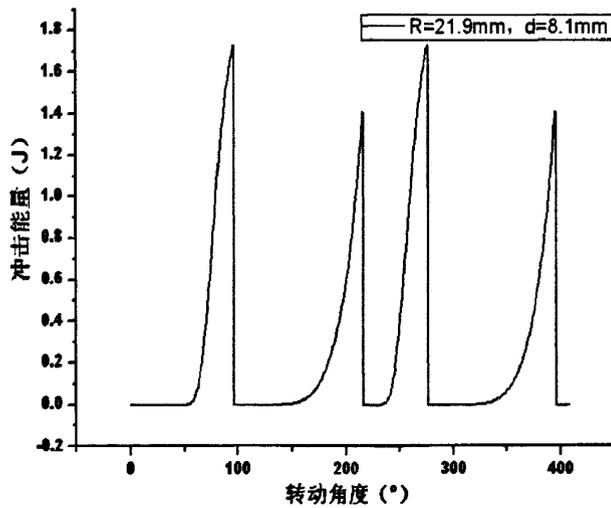


图 4-14 冲击能量的变化曲线

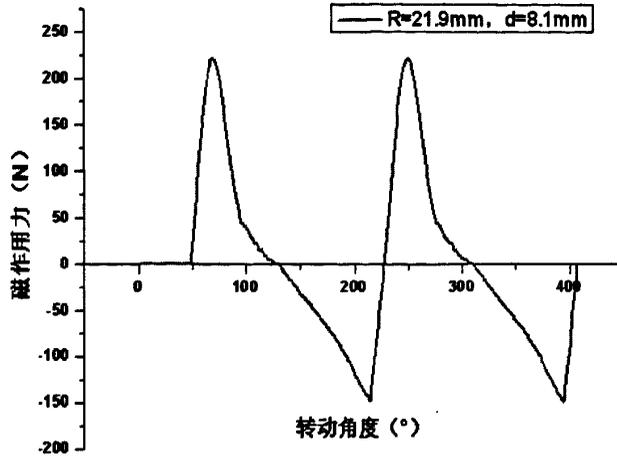


图 4-15 磁作用力的变化曲线

优化后，目标函数 $G(x)$ 值为 0.9259，比初始位置 ($R=20\text{mm}$, $d=10\text{mm}$ 时) 降低了 0.022，此时永磁体的利用率最高。相比于第三种设定的初始值，优化后的模型的冲击能量为 1.69J，比初始值提高了 28%，永磁体总体积为 22.29cm^3 ，比初始体积减小了 12.7%。

4.3 本章小结

本章首先分析了磁极数目、磁体角度分布、磁体厚度、磁体半径、最小间隙等设计参数对冲击性能的影响，然后从这些设计参数中选取了磁体厚度及磁体半径作为优化设计变量，构建了目标函数 $G(x)$ ，建立了响应面代理模型，然后运用遗传算法进行了寻优，得到了永磁体利用率的最优点，经过仿真计算检验，证明了优化的正确性。

5 样机研制及实验分析

5.1 磁力冲击机构的实验分析

为了验证前述两章中 ANSYS 建模以及仿真分析过程的正确性,本论文中设计了磁力测试的方案,搭建了磁力冲击机构磁力测试平台进行验证,测试在静止状态下转动盘与冲击盘上永磁体之间的磁作用力,并通过将实验所测的结果与仿真分析的结果进行对比来验证仿真建模的正确性。

5.1.1 测力方法简介

本实验的主要目的是测得在不同转角情况下,转动盘与冲击盘上永磁体之间的磁作用力大小,归根结底是测量磁作用力的大小,而目前常用的测量力的方法大致分为以下几种:

1. 运用已知大小的力去平衡被测量力,从而能够得到被测力的大小值,其中,已知的力可以为重力、电磁力等等;
2. 根据牛顿运动定律,通过测量加速度来间接推导出被测量力的大小值;
3. 根据压强相关公式,通过测量流体压力来间接计算被测量力的大小;
4. 根据材料力学相关知识,测量在被测量力作用下的弹性元件所产生的应变来推导被测量力的值^[68]。

以上的这几种方法均能够对静态力或者变化缓慢的力进行测量,但是最后一种方法则比较适合测试连续变化的力,所以通过弹性元件的应变或者变形来测试力的大小这种方法在实际测试中应用地极为广泛。

本论文中所涉及到的实验是测量转动盘转动一周内冲击盘所受到的磁作用力大小,属于对动态力的测量,根据实验室的实验设备条件以及具体的技术要求,选择了最后一种方法,即运用弹性元件所产生的应变来测量磁作用力的大小。

5.1.2 实验原理

由于磁力冲击机构在冲击过程中的整体工况较为复杂,磁体之间的相对转角及间距均在不断的变化,很难直接测试出在冲击的动态过程中冲击盘所受磁作用

力的大小，故本论文将测量当冲击盘与转动盘之间的距离为一固定值时，测量不同转角下冲击盘所受磁作用力的大小，以此来验证仿真分析的正确性。

实验的原理示意图如图 5-1 所示，运用支架及轴承固定转动盘，限制其轴向移动；然后运用导向套筒限制冲击盘的周向转动，把弹性元件与冲击盘的一端连接起来，弹性元件的另一端也是固定的，在弹性元件上贴有应变片，应变片则与测试仪器相连接。当通过齿轮带动转动盘转动时，永磁体之间的距离是固定的，此时冲击盘会受到磁作用力会压缩或拉伸弹性元件，此时弹性元件会产生应变，通过测量弹性元件的应变就可以计算得到磁作用力的大小。

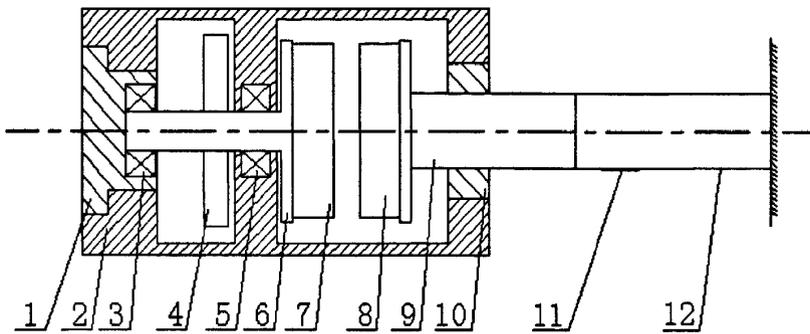


图 5-1 实验原理图

图中，1-支承座，2-支架，3-轴承，4-齿轮，5-轴承，6-转动盘，7-永磁体，8-永磁体，9-冲击盘，10-导向套筒，11-应变片，12-弹性元件

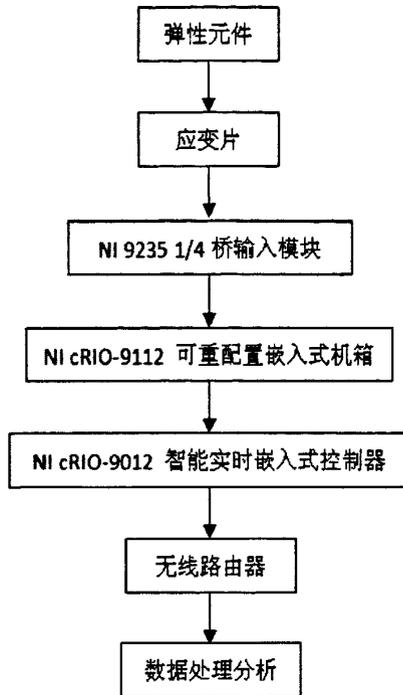


图 5-2 具体实验流程

整个测试磁作用力的流程如图 5-2 所示，首先弹性元件会在力的作用下会发生微小的弹性形变，然后贴在弹性元件上的电阻应变片也会随之产生形变，并且形变会产生电阻值的变化，NI 9235 1/4 桥信号采集模块将采集到变化的信号，并通过机箱 NI cRIO-9112 存入内部缓存，控制器 NI cRIO-9012 会将信号读取出来并进行处理，然后存入存储器，通过无线路由器传到电脑中，最后在 LabVIEW 软件中进行数据的处理和分析。

本实验中采用的测试系统是由控制器 NI cRIO-9012，机箱 NI cRIO-9112，应变测试模块 NI 9235 及其它附件（电阻应变片，无线路由器，PC 机等）所组成的。

其中 NI cRIO-9012 嵌入式实时控制器具有一个 400 MHz Freescale MPC5200 的工业实时处理器，包含 64MB DRAM 内存和 128MB 非易失存储介质，能够实现确定可靠的实时应用。NI cRIO-9012 通过 10/100Mb/s 以太网端口，可实现网络、内置式 Web(HTTP)和文件(FTP)服务器上的编程通信。

NI cRIO-9112 是一款 8 槽、采用 Xilinx Virtex-5 核心的 FPGA 可重新配置的嵌入式机箱，具有优良的处理能力，并可通过 NI LabVIEW 软件设计自定义硬件。NI cRIO-9112 提供可连往任何 CompactRIO I/O 模块的底层硬件，方便地创建各

种定时、触发和同步方案。

NI 9235 是一款 8 通道, 1/4 桥应变片模块, 具有 24 位 A/D 分辨率和 10Ks/s/ 通道的采样频率, 适合动态高精度应变测量。它内置电压激励, 可直接连接 1/4 桥传感器, 大大降低测试电路的复杂程度。此外, 各个模块的 8 路通道为同步通道, 可帮助用户在规模更小、通道更为密集的系统中进行更多测量。

根据 NI 9235 的电路原理图 5.3 及图 5.4, 可以推导出 1/4 桥模拟输入模块的应变公式如下^[69]:

内部校准电阻 $R_1=R_2=R_3$, 内部校准电阻值等于应变片电阻 R_4 , 设 $R_1=R_2=R_3=R_4=R_5$, 应变片电阻改变量为 ΔR , NI 9235 模块的输出为 $\Delta U/U$, 由图可知

$$\Delta U = \frac{R_3}{R_3 + R_4 + \Delta R} U - \frac{R_1}{R_1 + R_2} U$$

$$\frac{\Delta R}{R} = -\frac{4\Delta U}{2\Delta U + U} = -\frac{\frac{4\Delta U}{U}}{\frac{2\Delta U}{U} + 1} = -\frac{4\mu}{2\mu + 1}$$

其中 $\mu = \Delta U/U$, 是 NI 9235 模块的输出值。

可以得到应变片的应变 ε 为:

$$\varepsilon = \frac{1}{K} \frac{\Delta R}{R} = -\frac{4\mu}{K(2\mu + 1)}$$

其中 K 为应变片的灵敏度系数。

其中 1/4 桥模拟输入模块 NI 9235 的电路原理图如图 5-3 所示。

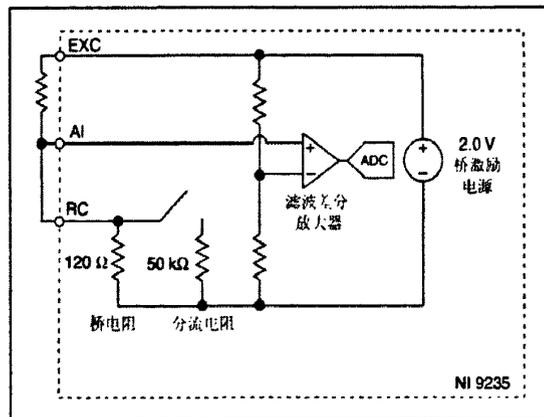


图 5-3 NI 9235 的电路原理图

对此电路图进行简化可以得到等效电路图如图 5-4 所示:

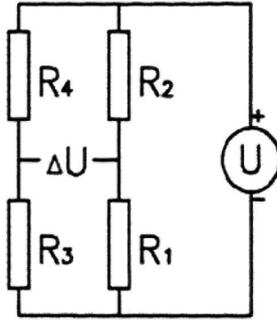


图 5-4 简化电路图

在通过仪器测试得到弹性元件的应变 ε 之后,可以根据材料力学中应变 ε 与拉压力 F 之间的关系,求出弹性元件所受的拉压力值,即为论文中要测试的磁作用力的值,具体公式如式 5-1 所示。

$$F = E\varepsilon A$$

其中 E 为弹性材料的弹性模量, A 为横截面积。

下面为搭建好的实验台架,其中图 5-5 为应变片的粘贴图,图 5-6 为控制器 NI cRIO-9012、机箱 NI cRIO-9112 及应变测试模块 NI 9235,图 5-7 为整个实验台架的实物图。

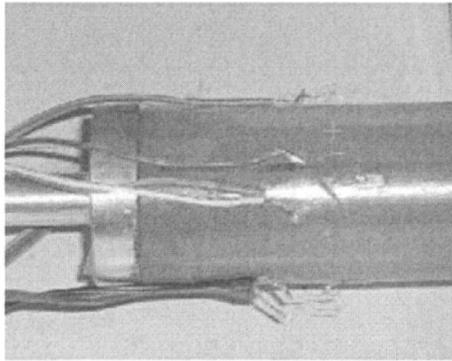


图 5-5 应变片粘贴图

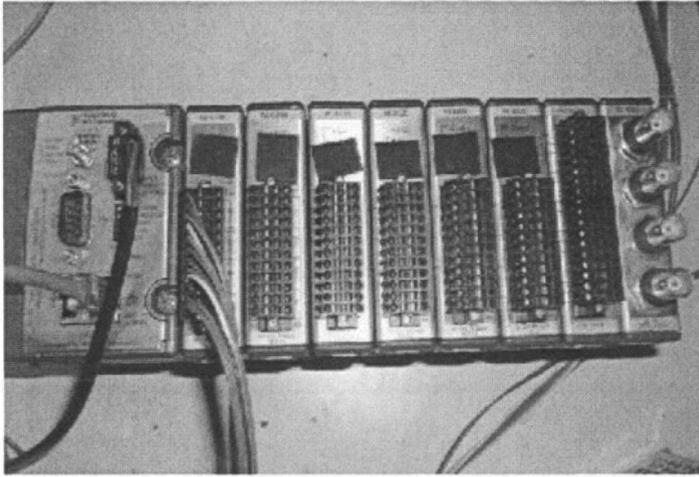


图 5-6 控制器 NI cRIO-9012、机箱 NI cRIO-9112 及应变测试模块 NI 9235



图 5-7 实验台架图

5.1.3 实验结果与分析

本实验的主要目的有两个：第一，首先通过实验的结果验证磁力冲击原理的正确性及可实现性；第二，通过实验的结果验证前两章所建立的仿真模型的正确性及准确性。

1. 磁力冲击原理的验证

磁力冲击技术的基本原理就是转动盘和冲击盘上 N、S 极交错排列的永磁体之间的相对转动会交替地产生排斥力和吸引力，从而能够实现冲击部件的往复冲击运动。

考察在静止状态下安装在冲击盘以及转动盘上磁体之间的磁作用力,在不改变其他参数的情况下,测量当磁体间隙为 2mm 的时转动盘转动一周内冲击盘所受到的磁作用力的值,可以得到一组磁作用力 F 与转动角度 θ 之间的关系曲线如图 5-10 所示。

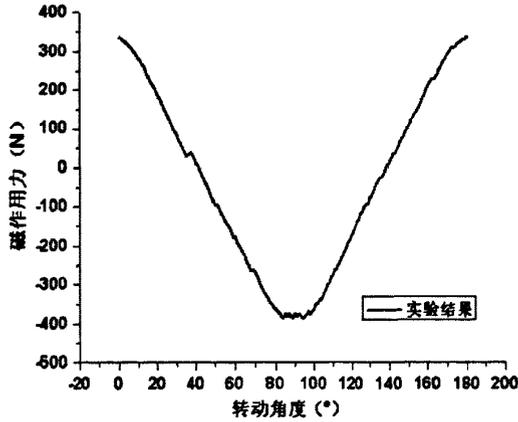


图 5-10 磁作用力 F 与转动角度 θ 之间的关系

在图 5-10 中, 正值为排斥力, 负值为吸引力。从图 5-10 中的曲线可以看出, 在转角 θ 在 $0-45^\circ$ 范围内磁作用力表现为排斥力, 在 $45-135^\circ$ 范围内表现为吸引力, 在 $135-180^\circ$ 范围内表现为排斥力。通过对磁作用力的测量可以知道转动盘在进行转动时, 能够交替地产生排斥力及吸引力, 从而驱动冲击盘做往复冲击运动。

2. 仿真计算模型的验证

将测量得到的磁作用力值与 ANSYS 仿真模型计算得到的值进行对比, 对比曲线如图 5-11 所示, 其中圆形曲线为实验测量得到的磁作用力值, 方形曲线为 ANSYS 仿真计算得到的磁作用力值。从图中可以明显看出两条曲线大体上是比较接近的, 但是还是有一定的偏差, 从表 5-1 中可以清楚地看出, 实验结果与仿真计算的结果存在 10% 左右的误差。经过分析, 可以确定存在偏差的原因主要有以下两个: 一是 ANSYS 仿真计算模型是经过简化的, 与真实的模型存在一定的区别, 所以仿真的结果会产生一定的偏差; 二是在实验台架搭建过程中, 应变片以及固定装置等存在一定的误差, 从而导致实验结果也存在一定的偏差。但是总得来看, 仿真结果与实验结果比较一致, 可以认为仿真计算模型是正确的。

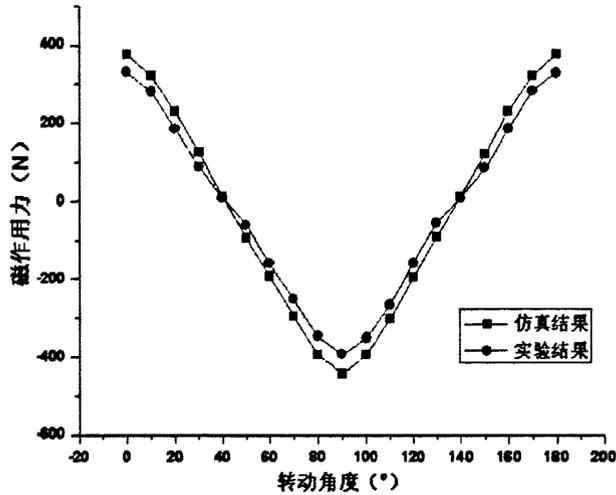


图 5-11 实验结果与仿真计算结果对比图

表 5-1 实验与仿真误差对比

转动角度	仿真结果	实验结果	误差
0°	376.5876	330.5068	12.2%
10°	320.8546	281.1969	12.3%
20°	228.3686	198.99904	12.8%
30°	124.9282	107.1089	14.2%
40°	10.87269	9.43045	13.2%
50°	-94.7256	-81.2815	14.1%
60°	-194.165	-171.08825	11.8%
70°	-297.389	-263.0916	11.5%
80°	-393.93	-348.0882	11.6%
90°	-443.639	-392.9472	11.4%
100°	-394.61	-351.2485	10.9%
110°	-301.281	-266.3304	11.6%
120°	-195.493	-179.6773	8.1%
130°	-91.7638	-79.0673	13.8%
140°	10.2027	9.0313	11.4%
150°	121.1692	103.9728	14.1%
160°	228.3278	198.0171	13.2%

表 5-1 (续)

170°	322.3556	282.897	12.2%
180°	375.779	329.4115	12.3%

5.2 样机研制

本论文是在国家自然科学基金资助项目(50675197,51075356)及浙江省重大科技专项的资助下进行的,本人作为项目的主要研究人员,参与项目申请书的撰写、总体方案设计、具体结构设计、产品性能分析及优化设计、零件采购加工及样机装配调试等各个环节。在与浙江永康当地一家企业的合作下,完成了基于永磁传动实现冲击功能的关键技术研究,并在电锤工具产品中得到了成功应用和试产。在样机试制基础上,对磁力冲击机构加以进一步的完善,进行了小批量试产,产品的温升、振动、噪声等指标通过了 TÜV 德国莱茵公司的权威检测。

在项目研究阶段中,本论文针对项目产品及其应用场合的特殊性,在磁力冲击机构中采用了分区充磁磁体,极大简化了结构,为项目的产业化带来了突破性的进展;并且运用导向套筒实现了对冲击部件转动的限制,替代了原有的复杂结构。试制成功的样机如图 5-10, 5-11 所示,其中图 5-10 为主要部件装配实物图,图 5-11 为磁力冲击式电锤钻总装实物图。

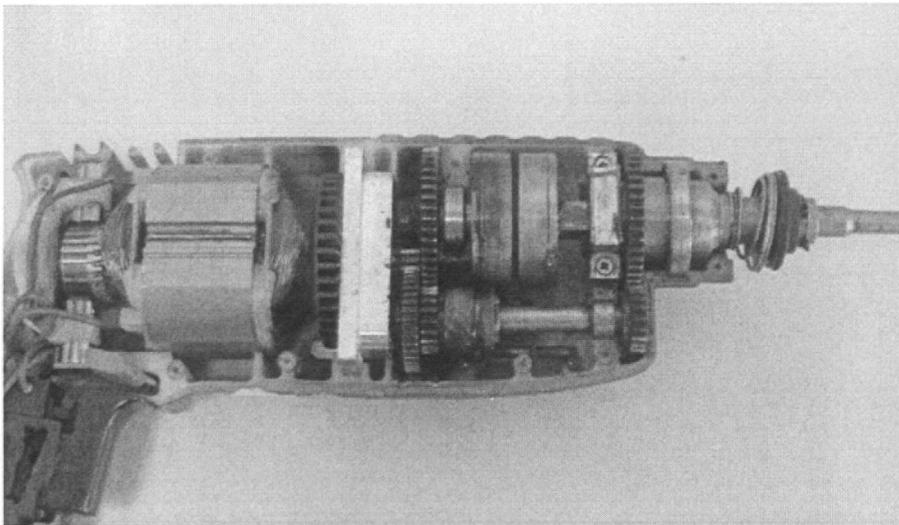


图 5-10 主要部件装配实物图

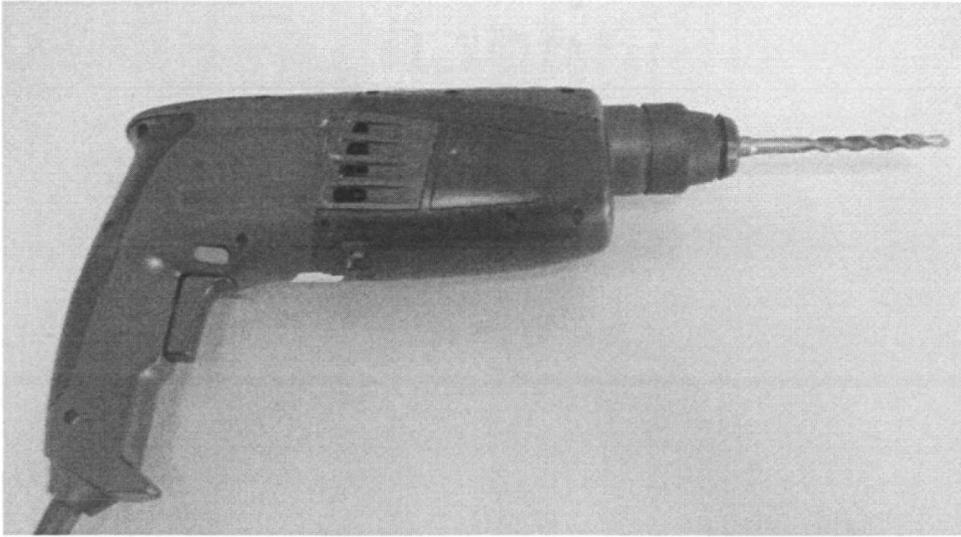


图 5-11 磁力冲击式电锤钻总装实物图

5.3 本章小结

本章搭建了测试磁作用力的实验平台，将作用力转化为弹性元件的形变来进行测量，运用 NI 的设备对弹性材料的应变进行了测量，对测试结果与仿真结果进行了对比及分析，确定了磁力冲击原理的可行性，也验证了有限元仿真模型的正确性。

6 总结与展望

6.1 总结

针对电锤类产品的自身特点,本文对磁力冲击式电锤进行了结构设计以及冲击性能的分析,对主要设计参数进行了优化,并搭建了实验平台,验证了仿真分析的正确性,研究工作主要包括以下几个方面:

1. 将磁力冲击技术应用在电锤产品中,运用永磁体之间产生的耦合力来实现运动与力的传递,实现磁力冲击机构的往复冲击运动。
2. 提出了磁力冲击机构的设计方案,对冲击机构进行了具体的结构设计及参数选择,并根据应用场合的特殊性,采用了分区充磁原理,极大简化了冲击机构的结构,提高了机构的可实现性及可靠性。
3. 建立了磁力冲击机构的有限元分析模型,计算了新型磁力冲击机构的磁场分布以及受力情况,分析了整个冲击过程的冲击能变化规律,为新型磁力冲击电锤设计提供了理论基础。
4. 建立了磁力冲击电锤的仿真模型,分析了磁体材料、磁体面积、磁体厚度、磁体分区大小、磁体间隙等主要结构参数对磁力冲击性能的影响,并构建了代理模型,实现了电锤主要参数的优化设计。
5. 搭建了磁作用力的测试平台,通过实验验证了磁力冲击机构的可行性以及有限元模型的正确性。

6.2 展望

电动工具的设计及研究是一项需要大量实验以及测试的工作,本文将磁力冲击技术成功地运用到了电锤的设计中,但是后续还有不少方面需要进行完善,例如:

1. 磁力冲击机构的具体结构可以进一步进行改进和完善,例如在现有结构上加上弹簧等蓄能机构,以达到更好的缓冲效果。
2. 现有的磁力冲击机构有限元仿真模型经过了一定的简化,需要在大量实验的

基础上再进行一定的改进，并且可以在对电锤整机综合性能的基础上对其进行全面的优化设计。

3. 由于磁力技术的诸多优越性，磁力冲击机构能够简单高效地实现往复运动，可以考虑将其应用到其他电动工具中，譬如钉枪、往复锯、电动锉、电动泵等，在工具行业有很大的发展应用前景。

参考文献

- [1] 上海电动工具研究所,电动工具应用手册[M],机械工业出版社,2004,10
- [2] 李邦协. 实用电动工具手册[M],北京:机械工业出版社,2001,4
- [3] 张传富. 2010 上半年我国电动工具出口概况[J], 电动工具,2010,5,35-36
- [4] 陆顺平,秦泳元. 电动工具发展概况和趋势[J], 电动工具,2005,3:22-24
- [5] 李辛. 电动工具产品国内外市场分析[J], 电工技术杂志,2001,10
- [6] Hiroyuki Tsubakimoto, Koichi hashimoto, Hisashi Oda, Hidekazu Yuasa, Kunihiro Tatsu. HAMMER DRILL, United States Patent:007694750B2, 2010.04.13
- [7] Ikuta, Hiroki, Anjo-shi, Aichi-ken. Electric Hammer, EUROPEAN PATENT: 1439038B1, 2004. 07.21
- [8] 杨延清. 电磁式电锤,中国专利文献数据库:CN200520095646.9,2005
- [9] LX Weng, W Peng, YF Liu. Research on Modular Design Technology of Electric Tools[J], Light Industry Machinery,2006,03
- [10]Radwin. Robert G, Oh. Seoungyeon, Fronczak. Frank J. Mechanical model of hand force in power hand tool operation. Conference article[C], Volume 1:548-552
- [11]博世 (BOSCH) 电动工具有限公司,<http://www.bosch-pt.com.cn>
- [12]方伟,刘红娟. 电动工具产品的概述及其发展趋势[J], 机械与电子,2008,3
- [13]吴荔星,刘正伟,郑宗峰. 电动工具研发中的 CAE 技术应用[J], 电动工具,2009(2):7-17
- [14]李振栋, 浅谈 CAD 技术在电动工具设计中的应用 [J], 电动工具,2011(3):13-15
- [15]杨超君,顾红伟. 永磁传动技术的现状和展望[J], 机械传动,2008,32(2):1-4
- [16]赵韩,王勇,田杰. 磁力机械研究综述[J], 机械工程学报,2003,39(12):31-36
- [17]J.M.D.Coey. Permanent magnet applications[J], Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2002,248:441-456
- [18]Peter Omand, Rasmussen Torben, Ole Andersen, Orla Nielsen. Development of a

- High-Performance Magnetic Gear[J], IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS, 2005,41(3):764-770
- [19]周焱. 磁力技术应用与展望,机械制造,2004(42):28-31
- [20]S. Mezani, K. Atallah, D. Howe. A high-performance axial-field magnetic gear[J], JOURNAL OF APPLIED PHYSICS,2006,99(8):303-305
- [21]Yuejun An, Guoming Liu, Zhaojun Meng, Peng Wang, Hongliang Wen. Analysis and Experiment of Magnetic Force in Permanent Magnet Axial Thrust Balance Structure for Canned Motor Pump[C], International Conference on Intelligent Control and Information Processing,Dalian,China,2010: 732-734
- [22]王玉良. 国外永磁传动技术的新发展[J],磁性材料及器件,2001,32(4):45-49
- [23]JP. YONNET, S. HEMMERLIN, E. RULLIERE, G. LEMARQUAND. Analytical calculation of permanent magnet couplings[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETS,1993,29(6):2932-2934
- [24]Jeroen L.G.Janssen, Johannes J.H.Paulides, John C.Compter, Elena A.Lomonova. Three-Dimensional Analytical Calculation of the Torque between Permanent Magnets in Magnetic Bearings [J]. IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, 2010,46(6):1748-1751
- [25]Shinki Kikuchi, Katsuo Tsurumoto, Design and Characteristics of A New Magnetic Worm Gear Using Permanent Magnet[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETS,1993,29(6):2923-2925
- [26]Kikuchi. S, Tsurumoto. K. Trial construction of a new magnetic skew gear using permanent magnet[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETS,1994, 30(6):4767-4769
- [27]Pan Zheng, Yousef Haik, Mohammad Kilani, Ching-Jen Chen. Force and torque characteristics for magnetically driven blood pump[J], Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2002, 241:292-302
- [28]Y.D. Yao, D.R. Huan, C.C. Hsieh, D.Y. Chiang, S.J. Wang. Simulation Study of the Magnetic Coupling between Radial Magnetic Gears[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, 1997, 33(2):2203-2206
- [29]L.Jia, K.T.Chau. Analytical Calculation of Magnetic Field Distribution in Coaxial

- Magnetic Gears [J]. Progress In Electromagnetics Research,2009,92:1-16
- [30] Y.D. Yao, D.R. Huang, S.M. Lin, S.J. Wang. Theoretical Computations of the Magnetic Coupling between Magnetic Gears[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS,1996,32(3): 710-713
- [31] 任振林, 丁成斌, 薛富连. 磁力驱动器的有限元分析和优化设计[J], 甘肃科学学报, 2006,18(4):117-120
- [32] 赵凤桐, 王淑文. 永磁体间作用力的计算[J], 吉林工学院学报, 1991,1(12):9-13
- [33] 赵韩, 杨志轶, 田杰. 永磁齿轮传动力矩计算方法研究[J], 机械工程学报, 2001,37(11):66-69
- [34] 赵韩, 杨志轶. 永磁齿轮传动力矩三维分析与计算[J], 农业机械学报, 2001,32(6):95-98
- [35] 孔繁余, 陈刚, 曹卫东, 孙建, 季建刚. 磁力泵磁性联轴器的磁场数值计算[J], 机械工程学报, 2006,42(11):213-218
- [36] 孔繁余, 王志强, 张旭峰, 高翠兰. 磁性联轴器的转矩数值分析及优化设计[J], 机械设计与制造, 2009,11,7-9
- [37] 刘雪洪, 刘梁, 常思勤. 基于磁力传动的永磁离合器设计与试验[J], 农业机械学报, 2008,39(5):14-17
- [38] 段伟山. 磁力传动机构的分析与研究, 天津大学硕士学位论文, 2008
- [39] R. Wang, E.P. Furlani, Z.J. Cendes. Design and Analysis of a Permanent Magnet Axial Coupling Using 3D Finite Element Field Computations[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, 1994,30(4):2292-2295
- [40] R. Ravaud, G. Lemarquand, V. Lemarquand. Magnetic Field Created by Tile Permanent Magnets[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, 2009, 45(7):2920-2926
- [41] R. Ravaud, G. Lemarquand, V. Lemarquand, C. Depollier. The Three Exact Components of The Magnetic Field Created By A Radially Magnetized Tile Permanent Magnet[J], Progress In Electromagnetics Research, 2008,88:307-319
- [42] Ferreira. C, Vaidya. J. Torque Analysis of Permanent Magnet Coupling using 2D and 3D Finite Element Methods[J], IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, 1989,25(4):3080-3082

- [43] V. Gyrya, K. Lipnikov. High-order mimetic finite difference method for diffusion problems on polygonal meshes[J], *Journal of Computational Physics*, 2008, 227:8841-8854
- [44] 余定峰, 李超, 有限差分法在静态电磁场计算中的应用[J], *电子测试*, 2009, 4:11-14
- [45] Yoshihiro KAWASE, Tadashi YAMAGUCHI, Yoji HAYASHI. Analysis of Cogging Torque of Permanent Magnet Motor by 3-D Finite Element Method[J], *IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS*, 1995, 31(3):2044-2047
- [46] 孔繁余, 张旭峰, 张洪利, 黄建军. 无接触传动永磁齿轮磁场的数值模拟[J], *工程设计学报*, 2009, 16(3):187-190
- [47] Manfred Fuchs, Jorn Kastner, Michael Wagner, Susan Hawes, John S. Ebersole. A standardized boundary element method volume conductor model[J], *Clinical Neurophysiology*, 2002, 113:702-712
- [48] 单磊, 董天临. 应用边界元法对电磁场计算的分析及优化[J], *信息通信*, 2007, 20(1):31-33
- [49] 邱清盈, 张惠, 冯培恩, 王朝霞. 具有磁力冲击机构的电锤, 中国专利文献数据库:CN200710070248.5, 2008.01.09
- [50] 邓坤, 邱清盈, 沈萌红, 李荣鹏, 李小龙. 一种具有磁力冲击机构及缓冲蓄能作用的电锤钻, 中国专利文献数据库:ZL201120187235.8, 2011.12.21
- [51] 王崧, 刘丽娟, 董春敏. 有限元分析——ANSYS 理论与应用[M], 电子工业出版社, 2008
- [52] G. R. Liu, K. Y. Dai, T. T. Nguyen. A Smoothed Finite Element Method for Mechanics Problems[J], *Computational Mechanics*, 2007, 29(6):859-877
- [53] Dániel Marcsa, Miklós Kuczmann. Modeling of radial magnetic bearing by finite element method[J], *Pollack Periodica*, 2011, 6(2):13-24
- [54] 倪光正, 杨仕友, 钱秀英, 邱捷. 工程电磁场数值计算[M], 机械工业出版社, 2006
- [55] Hua Li, Fang Liu. The Electromagnetic Field Analysis of Permanent Magnet Synchronous Generator Based on ANSYS[J], *Advanced Materials Research*, 2011, 301-303:1693-1698

- [56]张善杰. 工程电磁理论[M], 北京:科学出版社,2009
- [57]袁国勇. ANSYS 网格划分方法的分析[J], 现代机械,2009,6:59-60
- [58]博弈创作室. APDL 参数化有限元分析技术及其应用实例[M],中国水利水电出版社,2004
- [59]Liu Xiaobo, Shen Yuhong. Technique of Parametric Modeling based on APDL language[J], Computer Study, 2005,03:87-93
- [60]茆诗松, 周纪芑, 陈颖. 试验设计[M].北京:中国统计出版社,2004
- [61]陈魁. 试验设计与分析[M].北京:清华大学出版社,2005
- [62]Yolanda Mack, Tushar Goel, Wei Shyy, Raphael Haftka. Surrogate Model-Based Optimization Framework:A Case Study in Aerospace Design[J]. Studies in Computational Intelligence, 2007,51:323-342
- [63]曾会华,余雄庆. 基于代理模型的气动外形优化[J]. 航空计算技术,2005,35(4):84-87
- [64]SIMPSON T W, PEPLINSKI J D, KOCHET P N. Metamodels for Computer-based Engineering Design: Survey and recommendations. Engineering with Computers, 2001, 17: 129-150
- [65]Deniz Bař, İsmail H. Boyacı. Modeling and optimization I: Usability of response surface methodology[J], 2007,78(3):836-845
- [66]刘克龙. 面向 MDO 的结构形状优化方法研究.南京航空航天大学硕士学位论文.2004
- [67]陈秋莲, 王成栋. 基于 Matlab 遗传算法工具箱的优化计算实现[J].软件技术,2007,2: 124-126
- [68]黄长艺, 卢文祥, 熊诗波. 机械工程测量与试验技术[M]. 机械工业出版社,2007
- [69]刘鸿文. 材料力学[M]. 高等教育出版社,2004

作者简历及在学期间所取得的科研成果

作者简历

邓坤, 男, 1988年4月出生。

2009.9至今, 就读于浙江大学机械设计及理论专业, 硕士研究生, 研究方向为机械产品设计及分析。

2005.9至2009.6, 就读于武汉大学机械设计制造及其自动化专业, 获学士学位。

攻读硕士期间参与的科研项目

[1] 基于专利知识挖掘的产品创新设计方法研究(国家自然科学基金资助项目, 2007.01~2009.12, 资助号:50675197)

[2] 由异类产品专利激发灵感辅助创新设计的方法研(国家自然科学基金资助项目, 2011.01~2013.12, 资助号:51075356)

[3] 磁力冲击技术的研究及其在工具产品中的产业化应用(浙江省重大科技专项重点工业项目, 2009.01~2010.12, 资助号:2009C11013)

攻读硕士期间的科研成果

1. 邓坤, 邱清盈, 薛驰, 沈萌红. 一种具有磁力过载保护器的电动螺丝刀. 实用新型专利, 专利号:201020200469.7 (授权日:2011.04.20)
2. 邱清盈, 邓坤, 薛驰, 冯培恩. 具有磁力过载保护器的电动螺丝刀. 发明专利, 专利号:201010180687.3
3. 邓坤, 邱清盈, 沈萌红, 李荣鹏, 李小龙. 一种具有磁力冲击机构及缓冲蓄能作用的电锤钻, 实用新型专利, 专利号:201120187235.8 (授权日:2011.12.21)
4. 邱清盈, 邓坤, 薛驰, 冯培恩. 具有磁力冲击机构及缓冲蓄能作用的电锤钻. 发明专利, 专利号:201110149454.1