

中文摘要

论文结合小鸭集团产品-滚筒洗衣机实际工程需求,在建立系统动力学模型的基础上,系统研究了关键零部件参数的动态优化设计方法,最后通过商用 CAE 软件和实验验证了该方法的有效性。论文取得了以下结论与成果:

- (1) 根据滚筒洗衣机结构,并考虑实际工况,利用矢量法建立了洗衣机的六自由度动力学模型。在此基础上,分析了洗衣机中各关键零部件参数对外筒振幅的影响规律,研究了系统运动过程中的两种平衡方式(液压平衡与固体平衡器),并最终遴选出最佳平衡方案。
- (2) 根据虚拟样机设计过程流程,在商用软件平台 Pro/E 与 MSC. ADAMS 上运用多体动力学理论进行滚筒洗衣机整机建模,分析了系统的动态特性与振动机理。
- (3) 在对各关键零部件参数灵敏度分析的基础上,揭示出各部件参数对外筒振幅的影响规律。利用虚拟样机技术,以滚筒洗衣机外筒径向振动幅值均方根值为目标,采用线性规划方法对参数化样机模型进行优化设计。
- (4) 基于 Simulink 和 MSC. ADAMS 软件建立了滚筒洗衣机的机电一体化联合仿真模型,并在 Simulink 环境中完成了联合仿真计算,研究了不同工况和运动状态下的控制器参数对系统动态特性的影响规律。
- (5) 以 PC+NI USB9233 数据采集卡为关键部件搭建实验硬件平台,以图形化语言 LabView 为平台搭建系统数据采集软件。在该实验平台上,验证了上述理论与方法的正确性和有效性。

上述研究成果,不仅对滚筒洗衣机关键部件的参数设计具有一定的指导作用,而且还将对物理样机的维修提供了很好的理论依据。

关键词: 滚筒洗衣机 动力学模型 虚拟样机模型 机电一体化模型

ABSTRACT

In accordance with the demand from Xiao Ya Group Co. Ltd, this dissertation deals with the dynamic design of a rolling washing machine for the vibration and noise reduction. The parameters affecting the dynamic characteristics of the system are optimized and its effectiveness is verified via computer simulation and experiments. The main achievements and conclusions are summarized as follows.

- (1) According to the structure of rolling washing machine, its 6-dof dynamic model is formulated using the vector method with the consideration of real working condition. The vibration amplitude of outer barrel of washing machine is adopted as specification to investigate the law of key parts on it. The two balancing ways are also discussed here in the running state, and the optimal balancing format is chosen by the comparison.
- (2) The virtual prototype technique is introduced, and process analysis on it is also studied here. The flow chart is drawn and multi-body modeling theorem is explained in the next which used in the commercial MSC. ADAMS software. Based on the above, the Pro/E and MSC. ADAMS is adopted to build the virtual prototype of washing machine for the research on its dynamic characteristics.
- (3) The sensitivity analysis is investigated in order to achieve the influencing degree of different parameters on vibration amplitude of outer barrel of rolling washing machine. Furthermore, its mean square root value of vibration is used as cost function, and linear programming method is acquired to optimize the parameters of key parts.
- (4) The mechatronic model of rolling washing machine is established using the commercial Matlab/simulink and MSC. ADAMS software for further investigation of its quality. The co-simulation is then finished in the simulink environment to achieve the law of controller parameters on dynamic characteristics of system.
- (5) The PC+NI USB9233 acquiring board is utilized for hardware platform of experiment, and graphic language LabView is used for acquiring software. Based on this platform, the above theory and approaches are validated.

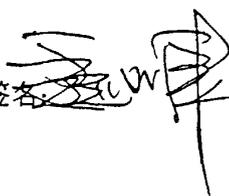
The above researches, not only give guide to parameter design of key parts of

roller washing machine, but also offer good theory gist for the development of physical prototype.

KEY WORDS: Roller washing machine, Dynamic model, Virtual Prototype, Mechatronic model

独创性声明

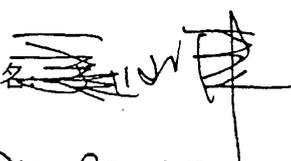
本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名:  签字日期: 2008年 9月 4日

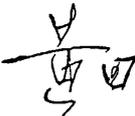
学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名: 

签字日期: 2008年 9月 4日

导师签名: 

签字日期: 08年 9月 4日

第一章 绪论

1.1 洗衣机发展概述

1.1.1 洗衣机的发展历程

从古到今,纺织品的洗涤过程一直是难于逃避的劳动,手工操作不仅增加了人们的劳动负担,而且洗衣过程中药量越来越大化学试剂也将会对人的皮肤造成越来越大的伤害。因此,机器代替手工操作成为必然。洗衣机的历史可以追溯到19世纪。1874年美国比尔·布莱克斯发明了木制手摇洗衣机,如图1-1所示。该洗衣机结构非常简单,在木筒里简单的装上6块叶片,手柄和齿轮作为传动装置,衣服便可在筒内翻转,从而达到“净衣”的目的。该装置虽然结构简单,且洗涤效果及质量也不好,但是布莱克斯的洗衣机开发构思使得人们对洗衣机的改进进程大大加快。

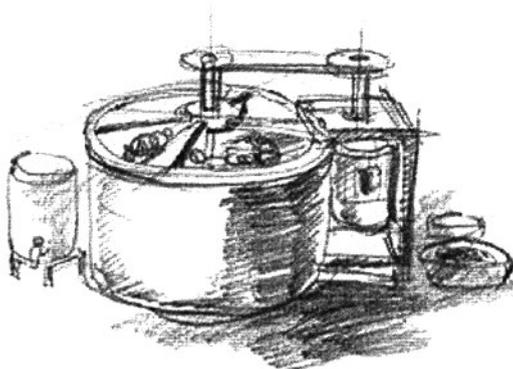


图 1-1 第一台洗衣机(草图)

在第一次工业革命后,1880年美国出现了蒸气洗衣机,蒸气作为动力开始取代人工。此外,水力和内燃机也作为动力在洗衣机装置中得一尝试,但皆因动力不稳定且使得装置庞大,致使性价比低而遭到淘汰。1910年,美国人菲舍尔试制成功世界上第一台电动洗衣机。电动洗衣机的问世,标志着人类家务劳动自动化的开端。

进入电气化时代之后,洗衣机的功能日益增强。电动洗衣机几经完善,在

1922 年迎来一种崭新的洗衣方式，即搅拌式。搅拌式洗衣机由美国玛依塔格公司研制成功，该洗衣机的特点是在筒中心装上一个立轴，在立轴下端装有搅拌翼，电动机带动立轴，进行周期性的正反摆动，使衣物和水流不断翻滚，相互摩擦，以此涤荡污垢。10 年后，美国本德克斯航空公研制成功第一台前装式滚筒洗衣机，洗涤、漂洗、脱水在同一个滚筒内完成。这意味着电动洗衣机的型式跃上了一个新台阶，其自动化程度又前进了一大步。直至今日，滚筒式洗衣机在欧美国家乃至全世界仍得到了广泛应用。

与此同时，英国还研制推出了一种喷流式洗衣机，它是靠筒体一侧的运转波轮产生的强烈涡流，使衣物和洗涤剂一起在筒内不断翻滚，洗净衣物。1955 年，在引进英国喷流式洗衣机的基础之上，日本研制出独具风格、并流行至今的波轮式洗衣机。至此，波轮式、滚筒式、搅拌式在洗衣机生产领域三分天下的局面初步形成。

20 世纪 60 年代以后，洗衣机在一些发达国家的消费市场开始形成系列，家庭普及率迅速上升，其中日本的洗衣机行业发展最为典型。60 年代的日本出现了带干桶的双桶洗衣机，被称之为“半自动型洗衣机”。70 年代，波轮式套桶全自动洗衣机开始出现在家庭中。70 年代后期，微电脑控制的全自动洗衣机横空出世。到 80 年代，“模糊控制”的应用使得洗衣机操作更简便，功能更完备，洗衣程序更随人意，外观造型更为时尚。进入 90 年代，由于电机调速技术的提高，洗衣机实现了宽范围的转速变换与调节，诞生了许多新水流洗衣机。此后，随着电机驱动技术的发展与提高，日本生产出了电机直接驱动式洗衣机，省去了齿轮传动和变速机构，引发了洗衣机驱动方式的巨大革命。

洗衣机的诞生和发展，本身就是科学技术进步的产物。随着现代电子技术和控制技术的不断发展，有理由相信洗衣机的发展会更加迅速，它必将给人类的生活带来全新的感受^[1-3]。

1.1.2 洗衣机的分类与发展趋势

自从 1910 年美国菲舍尔发明第一台电动洗衣机以来，各国的技术人员不断开拓进取，研制出许多不同洗涤方式的洗衣机。这些洗衣机各具所长，各有所短，相互之间彼此竞争与融合，逐渐形成当今流行的三大类型——滚筒式洗衣机、波轮式洗衣机和搅拌式洗衣机。除此以外，虽然也出现过喷流式洗衣机、喷射式洗衣机、电磁式洗衣机、振动式洗衣机、高压式洗衣机等其它类型，但由于种种原因目前市场上已难觅踪影。

各种洗衣机各有特色，下面对其中三大主要类型洗衣机的功能特点，即滚筒式、搅拌式、波轮式，进行对比讨论。

(1) 波轮洗衣机

俗称日本式，流行于日本、中国、东南亚等地区。洗衣筒底部波轮带动衣物正反向转动(标准洗涤时波轮转动大于 3600rpm)，由于相互搓揉力较大，湿的衣物压在高速旋转的波轮上，故损衣率较高，洗涤均匀性较差，缠绕率也较大。如图 1-2(a)所示^[4-10]。

(2) 搅拌式洗衣机

俗称美国式，流行于美洲地区。立轴，搅拌叶作原动力，带动衣物正反向摆动(小于 2700rpm)，互相搓揉。由于洗衣筒底不转动，洗净度、损衣率等性能居中^[11-12]。

(3) 滚筒洗衣机

发源于欧洲的洗衣机是模仿棒锤击打衣物原理设计，利用电动机的机械做功使滚筒旋转，衣物在滚筒中不断地被提升摔下，再提升再摔下，做重复运动，加上洗衣粉和水的共同作用使衣物洗涤干净。但洗衣时，需用热水才能洗净衣物，耗电量大、损衣率低。若用冷水洗衣，洗净度则会受到影响。如图 1-2(b)所示^[13-16]。



(a)



(b)

图 1-2 滚筒洗衣机与波轮洗衣机

各种洗衣机特点不同，各有优缺点。波轮式洗衣机的优点是结构简单、工作可靠、洗净率高、洗涤时间短，省电但存在对衣物磨损大、用水量多、缠绕率高、洗净的均匀性差等缺点。由于适合我国国情，在国内市场中占主导地位^[16]。

搅拌式洗衣机发源于美国，在美国流行，但在中国市场上也已出现，国内厂家只有海尔、荣事达推出过这种洗衣机，但反响并不很好。简而言之，搅拌式洗衣机与波轮洗衣机最大的区别就是波轮旋转只有 270 度，不像波轮洗衣机的波轮是旋转 360 度，所以搅拌式洗衣机的各项性能介于滚筒洗衣机与波轮洗衣机之间。

滚筒洗衣机的一个突出优点是洗衣范围广，能够洗涤羊毛、丝绸之类的高档衣物，洗好的衣物不缠绕，对衣物磨损小；转速快，最高每分钟可达 1000 转以上；同时利用特有的减振、平衡系统，将噪声降到了最低，因为技术先进、做工精湛，使用寿命大约是波轮洗衣机的 2 倍。另外，滚筒洗衣机相比搅拌式与波轮式洗衣机，不仅能节省一半以上的水，还能节约大量洗涤剂，减少生活污水的排放。滚筒式洗衣机的缺点是耗电量大，价位相对较高，而且一旦前端关闭，洗衣过程中将无法打开。

从世界的发展趋势来看，滚筒洗衣机日渐成为洗涤行业的主流，且有如下几个发展趋势^[17-24]。

智能化。传统的洗衣机只有进水—漂洗—出水—甩干这几个工作过程，并通过合理组合来进行工作。而智能洗衣机除了实现上述的功能之外，还能对洗涤衣物的衣质、衣量、衣物的污脏性质以及污浊度进行识别，并根据具体的情况选择合适的洗涤剂、水量和水流状态进行有针对性的洗涤。甚至滚筒洗衣机还会将衣物烘干，整个洗衣的过程完成以后还会用动听的音乐声提醒用户，用户可在洗衣的过程做其它工作，从而节省大量时间。洗衣机智能化技术有赖于微处理器和传感器的发展。

高效节能。不可再生能源的日益减少和人类对能源要求量日益增加的矛盾，决定了节能成为整个社会活动的趋势。对于洗衣机行业来说，要在保证洗净度的基础上实现省电、节水。高效节能已经成为洗衣机行业发展必然的趋势。

静音。噪音容易使人疲劳，造成神经系统紧张，从而影响睡眠、休息和工作。减少噪音污染对提高生活质量具有相当的重要性。生活水平的提高，家用电器日益增多，家用电器的噪音已经成为提高生活质量的一个负面因素。所以，静音洗衣机也是洗衣机行业发展的一个必然趋势。

健康化。现代人对健康格外的重视，对洗衣机也提出了更高的要求，有的洗衣机厂家采用纳米内桶，减少污垢附着，有的洗衣机设置有改进型漂洗程序，彻底漂净衣物上残留的洗涤剂，防止对人体的侵害。还有一些洗衣机采用臭氧进行杀菌，达到彻底灭菌的目的。

大容量和微型化。为获得宽敞的空间，推出了超小型或超薄型的洗衣机，比较有代表性的有小鸭的迷你滚筒洗衣机，海尔的小小神童波轮洗衣机，惠尔浦的维纳斯系列上开门立式滚筒洗衣机，西门子的 40 厘米超薄滚筒洗衣机满足了占地空间的要求。

品种多样化。从洗涤形式上分波轮式、滚筒式洗衣机，从洗涤容量上自 2 公斤到 7 公斤有很多等级，高中低档洗衣机在功能上，还有很多不同，品种多样化的洗衣机满足了不同偏好的消费者的需求。

现在已经有厂家开发出了不需要使用洗涤剂的洗衣机,还有的厂家开发出了更迷你的旅行洗衣机,小到可以在出外旅行的时候随身携带,为了更方便的操作有的厂家还开发出了可以远程控制的洗衣机。方便、加节能、个性化将是洗衣机行业的一个重要发展方向。

1.2 洗衣机减振降噪技术国内外研究概况

随着社会物质文明的发展,人们的生活质量日益提高,家电产品的高品位已成为人们生活追求的热点。其中,对洗衣机的要求具体表现在,要求洗衣机在洗净率高的同时,还要求整机装配安全可靠、运行自动化程度高,工作状态下的振动、噪音更小^[25-29]。

全自动滚筒洗衣机是依靠热力、机械力、化学力去除衣物上的灰尘,以其特有的洗涤方式、对衣物较小的损伤和可以加热消毒等优势而深受消费者喜爱,但其较大的振动一直是困扰洗衣机生产厂家的一个难题^[14]。由于洗涤衣物在滚筒中的不均匀分布,形成旋转偏心负载,便产生了周期作用的激振力,从而导致洗衣机产生振动。尤其是在高速脱水阶段,洗衣机的振动问题更加突出。这个问题直接影响了洗衣机质量的提高,限制了洗衣机进一步向高转速发展^[30-34]。

减小滚筒洗衣机振动的最终目的也就是减少洗衣机外箱体的振动^[35-37]。根据以往生产与设计经验,主要包括以下三方面的工作:一是减少内筒的不平衡,及其他各项干扰因素,控制内外筒总成的振动;二是采用振动隔离技术,切断振动波的传递路径,避免内外筒总成的振动传递给外箱体;三是改进外箱体的设计,提高外箱体的抗振能力,控制振动的响应,减轻内外筒总成的振动对它的影响。具体方法有^[38-41]:

- (1) 减小衣物的偏心量;
- (2) 减少衣物的含水量,快速通过共振区;
- (3) 分段进行脱水;
- (4) 增加内外筒总成的重量,配平衡;
- (5) 增加平衡环;
- (6) 内外筒总成与箱体之间采用弹簧连接;
- (7) 内外筒与箱体之间加装阻尼减振器;
- (8) 内外筒总成与外箱体隔离;
- (9) 优化设计门密封圈及进排水管,减少其它部件对箱体振动的影响;
- (10) 加强外箱体本身的刚性;
- (11) 箱体内部粘贴吸振材料;

(12) 增加箱体底脚与地面的摩擦。

根据我国对洗衣机行业振动和噪音水平提出的新要求,依据 GB4288-92 标准的规定,洗衣机在额定工作状态下运转达到稳定时,用测振仪测量箱体前后左右各侧面中央部位,其振幅应满足:额定洗涤容量 5kg 和 5kg 以下应不大于 0.8mm;洗涤容量 5kg 以上应不大于 1.0mm;洗衣机上盖中央部位,其振幅应满足:额定洗涤容量 5kg 和 5kg 以下应不大于 10mm,洗涤容量 5kg 以上应不大于 12mm。

为此,国内各洗衣机厂商的科技人员都在进行洗衣机的振动分析,以及对洗衣机减振、降噪技术进行研究,相关领域的研究方法基本可以分为以下三大类。

(1) 实验法

文献[42]中,申秀敏、左言言等将现代测试手段与模态分析技术相结合,应用试验模态分析方法对某全自动滚筒洗衣机机箱进行了模态试验,得到其固有频率,模态振型等模态参数,并根据试验结果对机箱做出了一定程度的改进。

文献[43]中,陆国强等从滚筒洗衣机结构与运行过程的力学特性出发,结合滚筒洗衣机噪声测量的结果,发现了衣物随机形成的不平衡质量是滚筒洗衣机噪声测试结果具有不确定性的原因,并提出了改进滚筒洗衣机噪声测量与评价方法的建议。但这种优化方式必须建立在丰富的实践经验和大量试验的基础上,这势必会极大限制洗衣机的研究与开发周期,而且稍有不慎就将得到错误的结果。

文献[44]中,郑红梅、刘正士等采用实验的方式,对洗衣机振动信号进行频谱分析,得出其产生振动的真正原因。并根据分析结果,借助于正交理论,以有效值为指标,对洗衣机悬架系统上的吊簧刚度,减振器阻尼系数,上、下配重质量等各结构参数进行优化,从而有效地降低了洗衣机甩干时的振动。这种优化方式虽然有效,但未免太繁琐,而且对试验经验和准确性的要求较高,因此很难找到关键部件的最优参数组合。

文献[45]中,邓寅喆、陈慧宝等采用分步运行和频谱分析等方法对全自动洗衣机噪声进行分析识别,逐一找出噪声源,并对噪声源有针对性的改进设计,降低了噪声值。该文献中的实验方式可行,但不得不提的是所创建的振动模型简化太多,较难准确反映洗衣机的真实振动情况。

文献[46]中,Wei ChenHai 等建立了洗衣机的数学模型,研究与分析洗衣机的动特性。采用实验与数值仿真两种方式,验证了模型的准确性。

文献[47]中,F. Menten 等采用实验的方式,采集洗衣机的振动信号,并对振动信号进行处理,在频谱中提取信号特征,识别系统的振动源。对减振降噪的有效措施进行了深入研究。

另外, P. D. Malliband^[48], Y. Yokoi^[49], J. Crucq^[50]等人也通过实验分析的方法

式对洗衣机的振动做了研究分析。

(2) 数学建模分析法

文献[14]中,刘庆亮首先对滚筒洗衣机的工作原理和内部结构进行了简单描述与系统分析,在对平面运动情况下三自由度分析方法进行分析的基础上,创建了滚筒洗衣机吊装体系统的六自由度空间运动模型与运动方程,最后对该模型进行了数值仿真计算。该方法在理论上是完备的,且具备较好的应用性,此研究结果具备理论与实践两方面的意义。

文献[51-55]中,Turkay、Kiray等建立了用于优化弹簧刚度和阻尼器系数的滚筒洗衣机吊装体系统的动力学模型,提出了相应的动力学方程,并且进行了理论和实验分析。

文献[56]中,BAE等在研究了液压平衡器的工作原理和动力学模型的基础上,建立了带液压平衡器的波轮式洗衣机的动力学模型,并分析了影响洗衣机振动的主要因素。通过对该模型的数值仿真结果与实验结果比较发现,该模型能较准确的反映洗衣机的工作状态。本文拟对带液压平衡器的滚筒洗衣机进行动力学建模,因此,该工作具有很好的借鉴意义。

文献[57]中,Papadopoulos等提出了轻便式滚筒洗衣机的一个简化三维动力学模型。该模型对研究洗衣机运行过程中的稳定性以及减小振幅方面具有一定的借鉴意义。

文献[58]中,Bagepalli等研究了垂直轴式波轮洗衣机的振动模型,并对悬挂系统提出了两个设计概念,即无转换固定节点设计(NTFN)和转换自由节点设计(TFN)。该工作对今后洗衣机的理论研究提供一定的理论依据。

除以上典型建模方式以外,Guang^[59], Gu^[60], Argentini^[61], Qian^[62], Karsen^[63]等人的研究成果同样具有一定的参考价值和借鉴意义。

(3) 软件仿真分析法

文献[64-65]中,郑毅、赵国群等采用有限元技术模拟洗衣机的振动过程,以洗衣机工作过程的振动为例,研究了弹性固定机构的振动规律。该方法以机械结构的整体模型为分析对象,综合考虑结构的振动原因与振动形式,使其分析数据接近系统的实际运行状态,从而可以分析研究激励、结构等因素对振动过程的影响。

文献[66]中,杨晓文,赵晓明等针对滚筒式洗衣机复杂非线性振动特点,结合洗衣机结构的设计,以洗衣机工作过程的振动为研究对象,采用ANSYS有限元技术分析滚筒式洗衣机在工作过程中的振动情况,获得洗衣机模型振动模态的数据。在此基础上,将模态仿真分析结果与实际测试值比较,具有很好的符合性。该研究为滚筒式洗衣机振动分析提供了一种有效可行的理论分析方法。

文献[67]中,左言言、申秀敏等结合实验模态与有限元理论模态分析,对全自动滚筒洗衣机的机箱进行了动态特性研究。首先,在Pro/E中建立机箱的三维实体模型;然后导入ANSYS中进行网格划分,得到其有限元模型;再采用兰索斯迭代法进行模态求解,得到前50阶计算模态参数。另外,用脉冲激励法在实验室对机箱进行模态实验,得到实验模态参数。通过对理论模态与实验模态参数的进行比较发现,二者结果吻合较好。该研究对滚筒洗衣机机箱振动特性的改善提供了一定的参考依据。

文献[68]中, Homsi等采用ANSYS软件创建了某型号工业洗衣机的有限元模型,对其结构特性和动力学特性进行了分析计算,并结合实验数据验证了该模型的准确性。

文献[69-70]中,顾力强,曹群豪等针对某型号工业洗衣机的结构特点,运用NASTRAN软件建立洗衣机的有限元模型,对洗衣机在高速脱水工况下偏心激振力的大小和分布规律进行分析。计算所得结构瞬态响应分析结果,与振动测试结果对比吻合较好。

文献[71]中,张建明,徐飞等采用三维制图软件Pro/E与多体动力学软件MSC. ADAMS建立了洗衣机的虚拟样机。在MSC. ADAMS环境中,对该虚拟样机进行动力学仿真分析,并对不同的弹性刚度和阻尼系数分别进行了仿真,最后得出了设计的合理参数选择。可见,采用 MSC. ADAMS建立的洗衣机虚拟样机模型,可以方便的对其进行仿真计算,进一步分析样机的各方面性能,从而为优化设计提供依据。

文献[72]中, Shelley和Tom详细阐述了MSC. ADAMS软件在洗衣机设计中的成功应用案例。文献[73]中, Hutchinson等利用ANSYS软件仿真分析的方式,成功解决了洗衣机的减速问题。

1.3 本文的主要研究内容

本文紧密结合小鸭集团对滚筒洗衣机减振降噪及可靠性的需求,从理论、虚拟样机和实验三个方面开展洗衣机系统动特性的研究,文章章节安排如下。

第一章 阐述洗衣机的发展历程与现状,综述国内外在滚筒洗衣机振动研究领域的进展,并提出主要研究内容。

第二章 利用矢量法建立洗衣机的六自由度动力学模型,分析系统的振动响应特性与振动机理,并研究影响其振动的关键因素。此外,理论上探讨液压平衡与固体平衡两种平衡方式的可行性。

第三章 采用三维造型软件 Pro/E 和多体动力学软件 MSC. ADAMS 创建滚筒

洗衣机的虚拟样机模型。通过模型仿真，分析系统的动态特性，研究其振动机理，确定影响振动的关键因素。

第四章 在 ADAMS/View 环境中建立滚筒洗衣机的参数化样机模型，对该模型中各关键部件参数的灵敏度进行计算，以确定各部件参数对外筒振幅的影响规律。在此基础上，对整个系统进行优化分析，提出关键部件参数的最优整定方案。

第五章 借助前两章已建立的虚拟样机模型，在 Matlab 中创建洗衣机的机电一体化模型。在 Simulink 仿真环境中，通过控制软件接口实现机电一体化模型的联合仿真。

第六章 开发用于洗衣机信号检测的数据采集系统，采用图形化语言软件 LabVIEW 开发采集系统的软件部分，以 PC+NI USB9233 数据采集卡为关键部件搭建实验硬件平台。

第七章 采集洗衣机洗涤及甩干工作状态下的振动信号，然后对振动信号进行数据处理，获取系统的幅频特性曲线，并分析了实验现象。

第八章 汇总全文主要结论，并提出今后工作展望。

各章均以引言开始，简要介绍本章研究内容和目的；以小节结尾，简要归纳该章所得结论。

第二章 滚筒洗衣机动力学建模及仿真

2.1 引言

本章首先以某型号全自动滚筒洗衣机为例,简要描述滚筒洗衣机的机械结构和工作原理,然后利用矢量法建立系统的六自由度动力学模型,进而分析各零部件参数对内筒振幅的影响规律。此外,还将探讨液压与固体两种平衡方式。本章目的旨在为滚筒洗衣机的参数设计和减振降噪提供奠定理论基础。

2.2 滚筒洗衣机机械结构及工作原理简介

2.2.1 滚筒洗衣机的机械结构

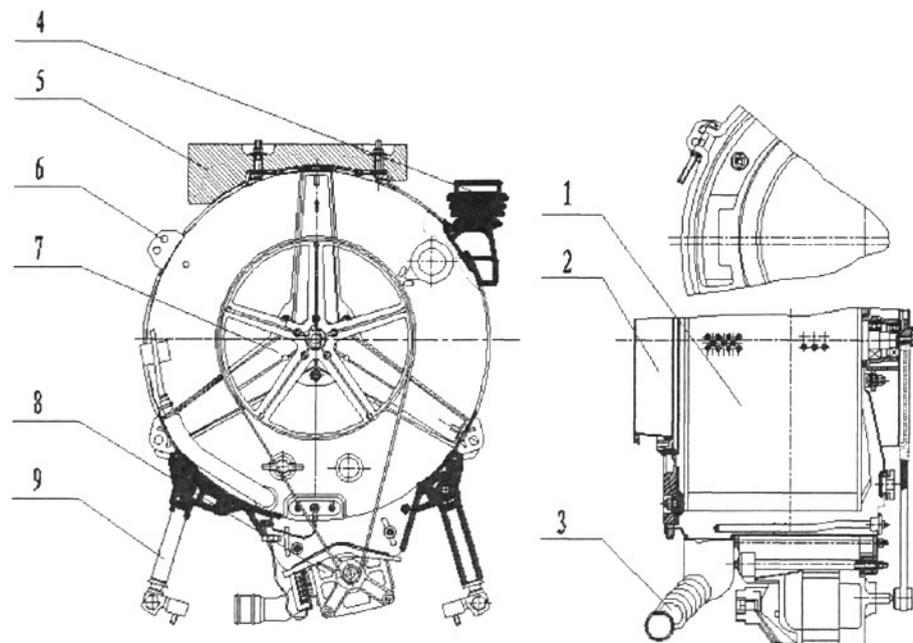


图 2-1 滚筒洗衣机内外筒装配图

滚筒洗衣机的基本结构如图 2-1 所示,图中 1 吊装体(内外筒合成体)、2 前门、3 排水管、4 进水管、5 配重块、6 吊簧支架、7 皮带轮、8 电机、9 减振器。

吊装体通过吊簧与减振器与箱体连接，外筒的下面固定有电动机，上面和前面固定有配重块，外筒前盖通过密封圈与洗衣机前门相连，洗衣机外筒用钢板或塑料制成；自来水通过洗涤剂盒和内进水管进入洗衣机外筒；洗涤剂盒用来盛放洗涤剂和香料；减振器将洗衣机外筒与箱体底部连在一起；洗衣机外筒中的废水经内排水管和排水泵及外排水管排出。

吊装体上的配重块固定在外筒上，起到平衡和增加重量的作用；内筒放置在外筒中，用不锈钢板制成，筒上有小孔和提升筋，内筒中装被洗涤的衣物；电动机通过大小皮带轮带动内筒在外筒中旋转；内筒铆接中的主轴由两个轴承支撑并通过螺钉与外叉、皮带轮紧固在一起。

2.2.2 滚筒洗衣机的工作原理

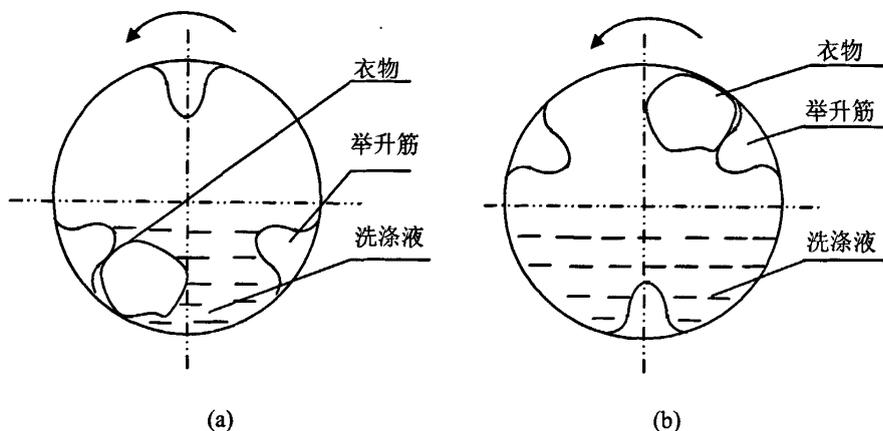


图 2-2 滚筒洗衣机工作原理示意图

滚筒洗衣机是将被洗衣物装在一个多孔的滚筒(即内筒)内，内筒置于浸放洗涤液的外桶里。洗涤时，洗涤液液面低于内筒半径的 $1/2$ 高度，由于内筒壁上有许多小孔，内筒和外筒的洗涤液是相通且液面高度一致。

洗涤的机械作用是靠内筒作周期性的正反转实现。在内筒的内壁沿长度方向装置有三条筋，称为举升筋。内筒转动的时候，由于衣物与带小孔的筒壁及举升筋之间的摩擦，使得衣服与筒壁及举升筋贴近的部分同较远部分发生相对运动，见图 2-2(a)，产生与手工洗涤的搓揉动作极为相似的效果。

当滚筒以一定速度旋转，如图 2-2(b)所示时，当举升筋和衣物升高到快要接近顶端的时候，由于内筒的转速比较慢，产生的离心力不足以克服衣服收到的重力，所以衣服斜着落下来，这种坠落会产生锤击作用，把衣服里面所含的水，以较高的速度挤出来，使洗涤液与衣服纤维之间有较大的相对运动。衣服在旋转到内筒底部时，又重新吸进较多的洗涤液，举升筋又将衣服带起来。如此反复循环。

洗涤液中的化学物质溶解了织物上的污垢，洗涤剂的效力越高，去污能力越强，污垢就越容易剥落。另外，滚筒洗衣机装有加热器，可对洗涤液自动加温，最高温度可达 90°C 。洗涤液温度的提高加速了分子的运动速度，加强了洗涤剂溶解污垢的化学作用。总之，滚筒洗衣机充分利用了机械力、化学力、热力三种力的作用达到了洗净衣物的目的。

脱水的时候，内筒往一个方向做高速旋转，靠惯性离心力的作用，衣服里的水往外甩出，经内壁上的小孔抛散到外筒里，达到脱水的目的。

2.3 滚筒洗衣机系统动力学建模与分析

2.3.1 系统描述

滚筒洗衣机吊装体系统主要由内筒、外筒、吊簧以及减振器等组成，其结构简图如图 2-3 所示。

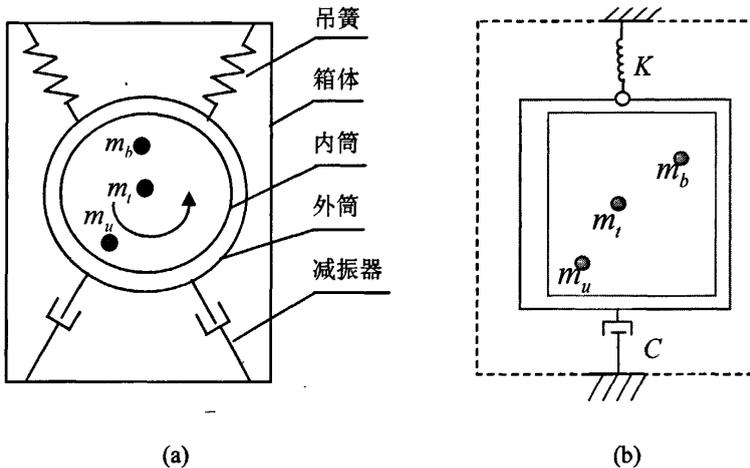


图 2-3 洗衣机吊装体系统结构简图

图中 m_b 为内筒质量， m_t 为外筒质量(包括水)， m_u 为不平衡质量(衣物)，

K 为吊簧的刚度， C 为减振器的阻尼系数

该系统的外筒通过吊簧和减振器与箱体连接，外筒下面固定有电动机，外筒前盖通过门密封圈与洗衣机前门相连。内筒通过连接主轴与外筒连接定位，被置于外筒中。内筒与电动机通过皮带传动连接，受电动机驱动，进行洗衣或脱水操作。

通过上节的分析可知，造成系统振动的主要原因是内外筒和衣物的不平衡，由于电机驱动内筒旋转时，内外筒不仅会产生 3 个方向的平动，还会产生 3 个方

向的转动,因此实际运行过程中将会有哥氏力的产生,另外还将会产生3平动和3转动之间以及各自自身之间的相互耦合。因此,坐标系的建立和位置坐标表示对动力学模型以及动力学方程的建立至关重要。

2.3.2 坐标系与动力学建模

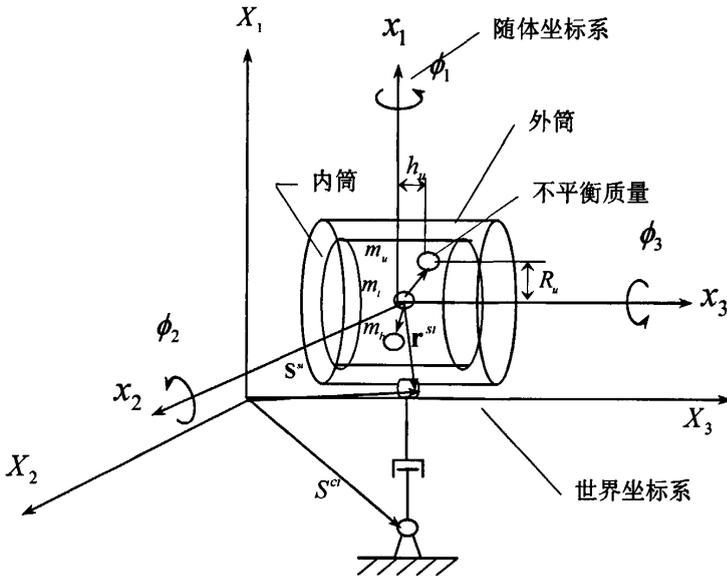


图 2-4 滚筒洗衣机吊装系统动力学模型

以洗衣机箱体坐下点为坐标系原点 O 建立固定坐标系, X_1 轴竖直向上, X_3 轴(水平方向)垂直指向洗衣机前面板, X_2 轴垂直 X_1-O-X_3 面。以内筒的质心位置为坐标原点 o_b 建立随体(转动)坐标系, 坐标系同内筒一起运动, x_3 轴(水平方向)指向洗衣机前面板, $x_1-o_b-x_2$ 面垂直 x_3 轴。

在此坐标系中, 建立滚筒洗衣机的振动模型如图 2-4 所示。图中, h_u 为在随体坐标系下不平衡质量质心到面 $x_1-o_b-x_2$ 的距离, R_u 为不平衡质量质心到 x_3 的距离。

2.3.3 系统的运动学和动力学分析

2.3.3.1 运动参数的向量描述

向量 X 和 ϕ 分别表示在世界坐标系下的平移和旋转向量, 上标 b, t, u, s_i, c_i 分别表示内筒、外筒、不平衡质量、减振器(弹簧)与外筒的位置结点, 减振器(弹簧)与箱体的位置结点。

假定运动较小, 由外筒质心、不平衡物体质心坐标变换关系为:

$$\mathbf{x}' = \mathbf{x}^b + \mathbf{Q}\mathbf{r}' \quad (2-1)$$

$$\mathbf{x}'' = \mathbf{x}^b + \mathbf{Q}\mathbf{r}'' \quad (2-2)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & \phi_3 & -\phi_2 \\ -\phi_3 & 1 & \phi_1 \\ \phi_2 & -\phi_1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-3)$$

式中, $\mathbf{r}' = [r'_1 \ r'_2 \ r'_3]^T$, $\mathbf{r}'' = [R_u \cos \theta \ R_u \sin \theta \ h_u]^T$, R_u 、 h_u 已知。其中, \mathbf{Q} 表示从随体坐标系到世界坐标系的旋转变换矩阵。

内筒和外筒的角速度可表示为:

$$\dot{\psi}^b = \mathbf{Q}\dot{\phi} + \omega \quad (2-4)$$

$$\dot{\psi}' = \mathbf{Q}\dot{\phi} \quad (2-5)$$

式中, $\omega = [0 \ 0 \ \dot{\theta}]^T$ 为内筒相对外筒角速度。

2.3.3.2 动力学方程描述

由式(2-1) - (2-5), 易得系统的动能为^[74-75]:

$$T = \frac{1}{2} m_b \|\dot{x}^b\|^2 + \frac{1}{2} m_i \|\dot{x}'\|^2 + \frac{1}{2} m_u \|\dot{x}''\|^2 + \frac{1}{2} (\dot{\psi}^b)^T \mathbf{I}_b \dot{\psi}^b + \frac{1}{2} (\dot{\psi}')^T \mathbf{I}_b \dot{\psi}' \quad (2-6)$$

式中, \mathbf{I}_b 和 \mathbf{I}_i 分别表示内、外筒的转动惯量。不平衡质量(衣物)随着内筒一起旋转, 因此旋转惯量应包含衣物。

系统的重力势能表达:

$$V_g = (m_b x_1^b + m_i x_1' + m_u x_1'')g \quad (2-7)$$

弹簧和阻尼器产生的外力为:

$$F_{SDx_j} = \sum_{i=1}^6 k_i \delta_i \frac{\partial L_i}{\partial x_j^b} - \sum_{i=1}^2 c_i v_i \frac{\partial L_i}{\partial x_j^b} \quad (j=1,2,3) \quad (2-8)$$

$$F_{SD\phi_j} = \sum_{i=1}^6 k_i \delta_i \frac{\partial L_i}{\partial \phi_j^b} - \sum_{i=1}^2 c_i v_i \frac{\partial L_i}{\partial \phi_j^b} \quad (j=1,2,3) \quad (2-9)$$

式中, $L_i = \|x^{si} - x^{ci}\|$, $\delta_i = L_i - L_{oi}$, $v_i = \dot{x}^{si} \cdot e^i$, k_i 和 c_i 分别为弹簧强度和阻尼系数, L_{oi} 为弹簧(阻尼器)的初始长度和终了长度, e^i 为阻尼器(弹簧)单元方向向量。

利用拉格朗日方程易得洗衣机系统的动力学方程为:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_j^b} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_j^b} + \frac{\partial V_g}{\partial x_j^b} = F_{SDx_j} \quad (j=1,2,3) \quad (2-10)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_j} + \frac{\partial V_g}{\partial \phi_j} = F_{SD\phi_j} \quad (j=1,2,3) \quad (2-11)$$

$$\text{写成矩阵形式:} \quad \mathbf{A}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{b} \quad (2-12)$$

式中, $\mathbf{x} = [x_1^b \ x_2^b \ x_3^b \ \phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3]^T$ 为状态向量。矩阵 \mathbf{A} 是一个对称矩阵, 各元素如下为:

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= a_{22} = m_b + m_t + m_u \\
 a_{33} &= m_b + m_t + m_u \\
 a_{12} &= a_{13} = a_{14} = 0 \\
 a_{15} &= m_t r_3' + m_u h_u \\
 a_{16} &= -m_t r_2' - m_u R_u \sin \theta \\
 a_{23} &= a_{25} = 0 \\
 a_{24} &= -a_{15} \\
 a_{26} &= m_t r_1' + m_u R_u \cos \theta \\
 a_{34} &= -a_{16} \\
 a_{35} &= -a_{26} \\
 a_{36} &= 0 \\
 a_{44} &= m_t \left\{ (r_2')^2 + (r_3')^2 \right\} + m_u (R_u^2 \sin^2 \theta + h_u^2) + I_{t1} \\
 a_{45} &= -m_t r_1' r_2' - m_u R_u^2 \cos \theta \sin \theta - I_{t2} \\
 a_{46} &= -m_t r_3' r_1' - m_u R_u h_u \cos \theta - I_{t3} \\
 a_{55} &= m_t \left\{ (r_3')^2 + (r_1')^2 \right\} + m_u (R_u^2 \cos^2 \theta + h_u^2) + I_{t2} \\
 a_{56} &= -m_t r_2' r_3' - m_u R_u h_u \sin \theta - I_{t2} \\
 a_{56} &= m_t \left\{ (r_1')^2 + (r_2')^2 \right\} + m_u R_u^2 + I_{t3}
 \end{aligned}$$

向量 \mathbf{b} 各元素为:

$$\begin{aligned}
 b_1 &= F_{SDx1} + m_u R_u \left\{ (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_3 \dot{\theta}^2 + \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} - (m_b + m_t + m_u) \\
 b_2 &= F_{SDx2} + m_u R_u \left\{ (\phi_3 \dot{\theta}^2 - \ddot{\theta}) \cos \theta + (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} \\
 b_3 &= F_{SDx3} + m_u R_u \left\{ (\phi_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta} + \phi_1 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_1 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_2 \dot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} \\
 b_4 &= F_{SD\phi_1} - [m_t r_2' + m_u R_u \sin \theta] g + m_u R_u h_u \left\{ (-\phi_3 \dot{\theta}^2 + \ddot{\theta}) \cos \theta - (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} \\
 &\quad - m_u R_u^2 \sin \theta \left\{ (\phi_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta} + \phi_1 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_1 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_2 \dot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} \\
 b_5 &= F_{SD\phi_2} + [m_t r_1' + m_u R_u \cos \theta] g + m_u R_u h_u \left\{ (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \cos \theta - (\phi_3 \dot{\theta}^2 - \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} \\
 &\quad + m_u R_u^2 \cos \theta \left\{ (\phi_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta} + \phi_1 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_1 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_2 \dot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} \\
 b_6 &= F_{SD\phi_3} + m_u R_u^2 (\phi_3 \dot{\theta}^2 - \ddot{\theta}) - I_{t3} \ddot{\theta}
 \end{aligned}$$

2.4 考虑液压平衡器的系统动力学建模与分析

2.4.1 系统描述

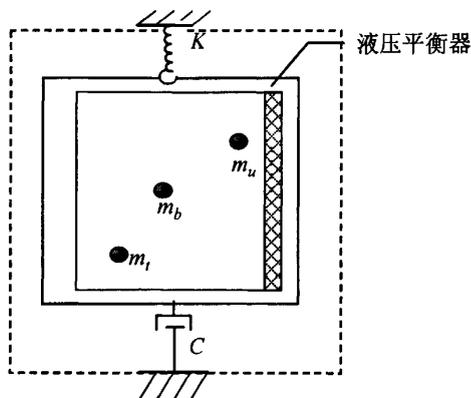


图 2-5 考虑液压平衡器的吊装系统结构简图

图中 m_b 为内筒质量, m_l 为外筒质量(包括水), m_u 为不平衡质量(衣物)

K 为吊簧的刚度, C 为减振器的阻尼系数

图 2-5 为系统静态系统结构简图。

2.4.2 坐标系与动力学建模

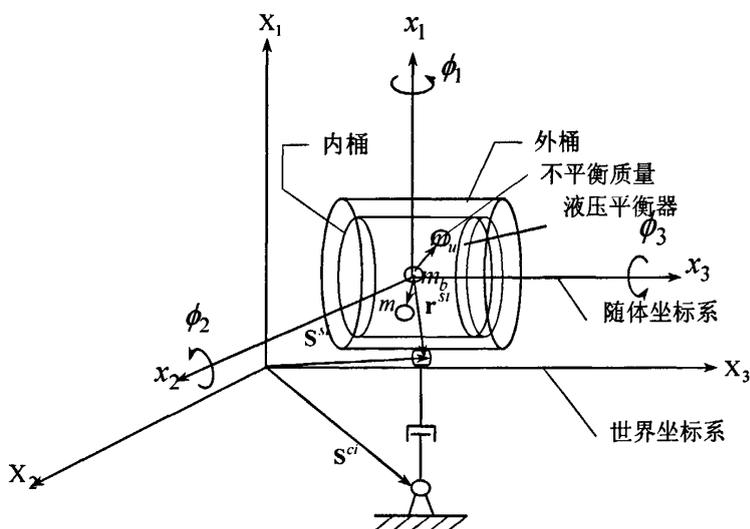


图 2-6 考虑液压平衡器时吊装系统动力学模型

方法同上节, 分别建立世界坐标系与随体坐标系。考虑液压平衡器, 所创建

的滚筒洗衣机吊装系统动力学模型如图 2-6 所示。

2.4.3 液压平衡器结构分析

2.4.3.1 平衡器工作原理简介

目前常用的平衡方式主要有两种，一种是液压平衡器，一种是固体平衡器。前者为盛有一定液体的圆环，安装在内筒上，后者是两个大的质量块分别安装外筒的两端。

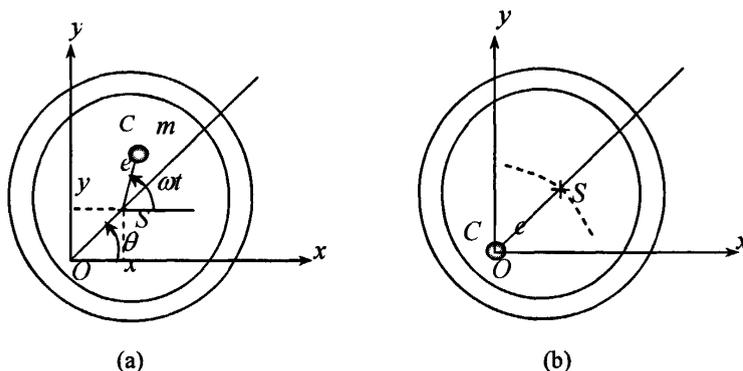


图 2-7 液压平衡器的转动模型

液压平衡器的减振原理^[76-79]，可用如下图 2-7 来解释。旋转单元总质量为 m ，质心位置 C ，它与几何中心 O 的偏心为 e 。当洗衣机刚刚启动时，旋转速度很小，质心 C 与旋转中心 O 不重合，如图 2-7 (a)所示。此时内筒旋转产生一离心力，该力产生额外运动。当运动稳定后，旋转频率远高于自然频率，此时质心和旋转中心重合如图 2-7 (b)。与此同时由于离心力的作用，液压平衡器中的液体将运动到不平衡质量质心方向的反方向，从而减小了总偏心。

固体平衡器的原理实际上是增加外筒的质量，使系统的固有频率与激振频率差变得相对较大，从而使得内外筒的振动幅值变小，达到减小振动的目的。

2.4.3.2 模型的计算

液压平衡器^[80-83]的向心力分析如图 2-8 所示：

模型说明：液压平衡器内腔横截面为矩形，厚度为 h ，且内腔设为带孔的阻塞板以减小初始瞬态因液压平衡器带来的不平衡。

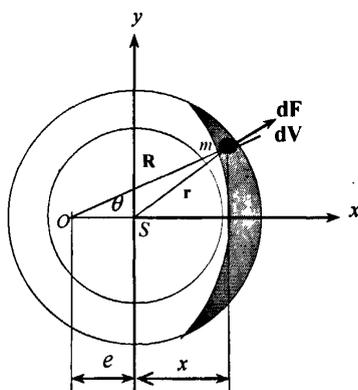


图 2-8 液压平衡器的向心力

如图 2-8 所示，可计算平衡器内液体的向心力，

$$dF = \rho R \omega^2 dV \quad (2-13)$$

式中， ρ 为液体密度， R 为积分点到旋转轴的距离， ω 旋转速度（稳态为定值），液体总向心力 F （水平方向），

$$dF = \int dF \cos \theta = \rho e \omega^2 \int dV + \rho \omega^2 \int x dV \quad (2-14)$$

设 C 为液体质心到内桶几何中心的距离：

$$C = \int x dV / \int dV \quad (2-15)$$

则有，

$$F = m \omega^2 (e + C) \quad (2-16)$$

在洗衣机稳定状态，液压平衡器内液体如图 2-9 所示：

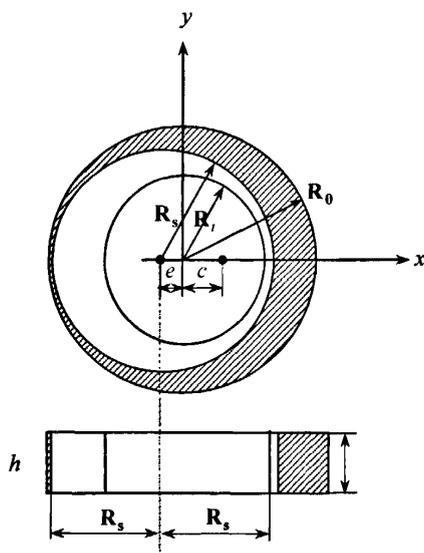


图 2-9 液压平衡器的液体质心

液体总体积,

$$V = q\pi(R_o^2 - R_i^2)h = \pi(R_o^2 - R_s^2)h \quad (2-17)$$

式中, R_o , R_i 为液压平衡器腔内外半径, R_s 为液体内表面到旋转轴半径, q 为液体与容腔体积比。

由式(2-17)得,

$$R_s = \sqrt{(1-q)R_o^2 + qR_i^2} \quad (2-18)$$

由质心定义,

$$C = \frac{\int x dV}{\int dV} \quad (2-19)$$

再依据图 2-9 得,

$$\int x dV = 2h \left(\int_{-R_o}^{R_o} x \sqrt{R_o^2 - x^2} dx - \int_{-R_s-e}^{R_s-e} x \sqrt{R_s^2 - (x+e)^2} dx \right) = \pi R_s^2 e h \quad (2-20)$$

质心距离,

$$C = \frac{R_s^2 e}{R_o^2 - R_s^2} = s e \quad s = \frac{R_s^2}{R_o^2 - R_s^2} \quad (2-21)$$

由式(2-21)看出 C 与 e 满足以 s 为斜率的线性关系。

液压平衡器内液体在非稳定工作状态有以下两种情况, 如图 2-10 所示:

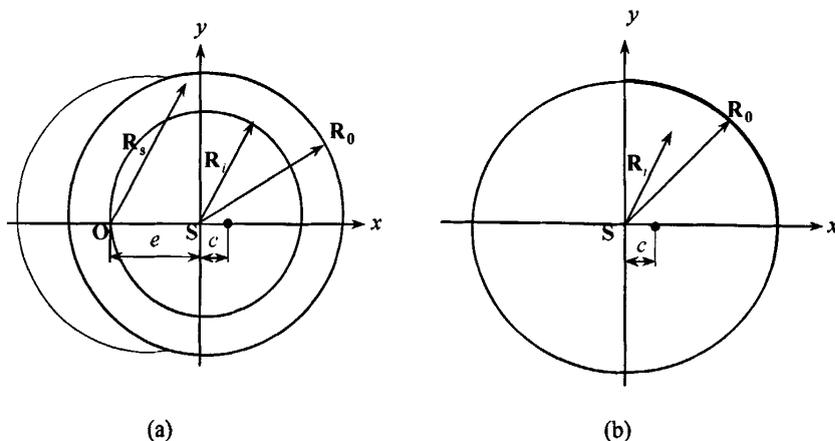


图 2-10 液压平衡器内的液体

其中, 图 2-10(b)为刚启动和以及高速度旋转时的工作状态, 而图 2-10(a)为不稳定到稳定之间的过渡情况。

当 ω 很小或非常大, 即图 2-10(b)所示, 设液体质心为 C^* 有:

$$C^* = \frac{2h \int_0^{q\pi} \int_{R_1}^{R_0} r^2 \cos\theta dr d\theta}{2h \int_0^{q\pi} \int_{R_1}^{R_0} r dr d\theta} = \frac{2(R_0^2 + R_0 R_1 + R_1^2) \sin(q\pi)}{3(R_0 + R_1)q\pi} \quad (2-22)$$

由以上情况分析可得液体质心 C 与偏心的关系曲线如图 2-11 所示：

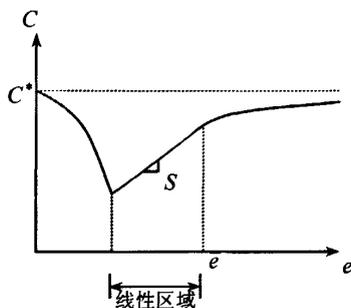


图 2-11 质心与偏心的关系

2.4.3.3 平衡器受力分析

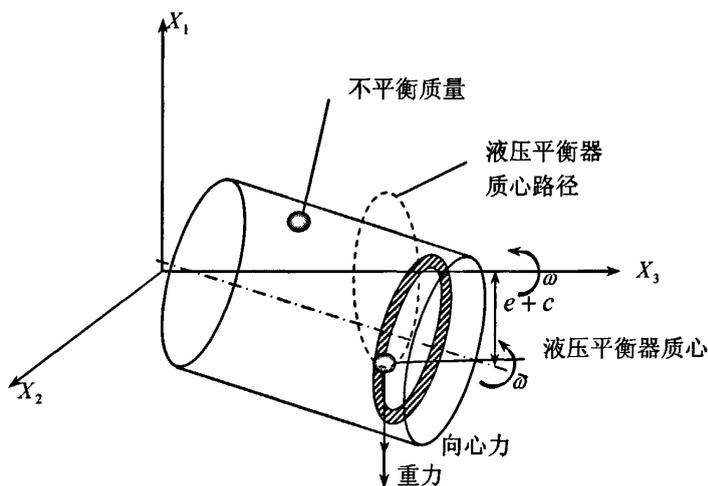


图 2-12 液压平衡器的受力分析

液压平衡器的受力分析如图 2-12 所示。由于偏心存在，液压平衡器质心的位置向量为：

$$S^h = \begin{Bmatrix} S_1^h \\ S_2^h \\ S_3^h \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \left(1 + \frac{c}{e}\right) (S_{o1}^b + x_1^b + h_h \phi_2) \\ \left(1 + \frac{c}{e}\right) (S_{o2}^b + x_2^b - h_h \phi_1) \\ S_{o3}^b + x_3^b - h_h \end{Bmatrix} \quad (2-23)$$

液压平衡器加速度为：

$$\ddot{x}^h = \frac{\partial^2}{\partial t^2} s^h = \begin{Bmatrix} \left(1 + \frac{c}{e}\right) \left(\dot{x}_1^h + h_h \ddot{\phi}_2\right) \\ \left(1 + \frac{c}{e}\right) \left(\dot{x}_2^h - h_h \ddot{\phi}_1\right) \\ \ddot{x}_3^h \end{Bmatrix} \quad (2-24)$$

液压平衡器的平衡力与平衡力矩为:

$$F_{HB} = m_h \begin{Bmatrix} -\ddot{x}_1^h - g \\ -\ddot{x}_2^h \\ -\ddot{x}_3^h \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{HBx_1} \\ F_{HBx_2} \\ F_{HBx_3} \end{Bmatrix} \quad (2-25)$$

$$M_{HB} = (S^h - S_o^b - x^b) \times F_{HB} = \begin{Bmatrix} F_{HB\phi} \\ F_{HB\phi} \\ F_{HB\phi} \end{Bmatrix} \quad (2-26)$$

2.4.4 考虑液压平衡器的系统运动学和动力学分析

坐标系及矢量定义与以上各节相同, 系统的动能可表达为:

$$T = \frac{1}{2} m_b \|\dot{x}^b\|^2 + \frac{1}{2} m_i \|\dot{x}^i\|^2 + \frac{1}{2} m_u \|\dot{x}^u\|^2 + \frac{1}{2} (\dot{\psi}^b)^T I_b \dot{\psi}^b + \frac{1}{2} (\dot{\psi}^i)^T I_i \dot{\psi}^i \quad (2-27)$$

式中, I_b 和 I_i 分别表示内、外筒的转动惯量。不平衡质量(衣物)随着内筒一起旋转, 因此转动惯量应包含衣物。

系统的重力势能表达

$$V_g = (m_b x_1^b + m_i x_1^i + m_u x_1^u) g \quad (2-28)$$

弹簧和阻尼器产生的外力为:

$$F_{SDx_j} = \sum_{i=1}^6 k_i \delta_i \frac{\partial L_i}{\partial x_j^b} - \sum_{i=1}^2 c_i v_i \frac{\partial L_i}{\partial x_j^b} \quad (j=1,2,3) \quad (2-29)$$

$$F_{SD\phi_j} = \sum_{i=1}^6 k_i \delta_i \frac{\partial L_i}{\partial \phi_j^b} - \sum_{i=1}^2 c_i v_i \frac{\partial L_i}{\partial \phi_j^b} \quad (j=1,2,3) \quad (2-30)$$

式中, $L_i = \|x^{si} - x^{oi}\|$, $\delta_i = L_i - L_{oi}$, $v_i = \dot{x}^{si} \cdot e^i$, k_i 和 c_i 分别为弹簧强度和阻尼系数, L_{oi} 为弹簧(阻尼器)的初始长度和终了长度, e^i 为阻尼器(弹簧)单元方向向量。

考虑动能和潜在的能量(重力势能)以及弹簧和阻尼力, 利用拉格朗日方程易得洗衣机系统的动力学方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_j^b} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_j^b} + \frac{\partial V_g}{\partial x_j^b} = F_{SDx_j} + F_{HBx_j} \quad (j=1,2,3) \quad (2-31)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_j} + \frac{\partial V_g}{\partial \phi_j} = F_{SD\phi_j} + F_{HB\phi_j} \quad (j=1,2,3) \quad (2-32)$$

写成矩阵形式:

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{b} \quad (2-33)$$

式中, $\mathbf{x} = [x_1^b \ x_2^b \ x_3^b \ \phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3]^T$ 为状态向量, \mathbf{A} 为一个对称矩阵, 各元素如下为:

$$a_{11} = a_{22} = m_b + m_t + m_u + m_h \left(1 + \frac{c}{e}\right)$$

$$a_{33} = m_b + m_t + m_u + m_h$$

$$a_{12} = a_{13} = a_{14} = 0$$

$$a_{15} = m_t r_3' + m_u h_u + m_h h_h \left(1 + \frac{c}{e}\right)$$

$$a_{16} = -m_t r_2' - m_u R_u \sin \theta$$

$$a_{23} = a_{25} = 0$$

$$a_{24} = -a_{15}$$

$$a_{26} = m_t r_1' + m_u R_u \cos \theta$$

$$a_{34} = -a_{16}$$

$$a_{35} = -a_{26}$$

$$a_{36} = 0$$

$$a_{44} = m_t \left\{ (r_2')^2 + (r_3')^2 \right\} + m_u (R_u^2 \sin^2 \theta + h_u^2) + m_h h_h^2 \left(1 + \frac{c}{e}\right) + I_{t1}$$

$$a_{45} = -m_t r_1' r_2' - m_u R_u^2 \cos \theta \sin \theta - I_{t2}$$

$$a_{46} = -m_t r_3' r_1' - m_u R_u h_u \cos \theta - I_{t3}$$

$$a_{55} = m_t \left\{ (r_3')^2 + (r_1')^2 \right\} + m_u (R_u^2 \cos^2 \theta + h_u^2) + m_h h_h^2 \left(1 + \frac{c}{e}\right) + I_{t2}$$

$$a_{56} = -m_t r_2' r_3' - m_u R_u h_u \sin \theta - I_{t2}$$

$$a_{66} = m_t \left\{ (r_1')^2 + (r_2')^2 \right\} + m_u R_u^2 + I_{t3}$$

向量 \mathbf{b} 各元素为:

$$b_1 = F_{SDx1} + m_u R_u \left\{ (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_3 \dot{\theta}^2 + \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} - (m_b + m_t + m_u + m_h)$$

$$b_2 = F_{SDx2} + m_u R_u \left\{ (\phi_3 \dot{\theta}^2 - \ddot{\theta}) \cos \theta + (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\}$$

$$b_3 = F_{SDx3} + m_u R_u \left\{ (\phi_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta} + \phi_1 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_1 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_2 \dot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\}$$

$$b_4 = F_{SD\phi1} - [m_t r_2' + m_u R_u \sin \theta] g + m_u R_u h_u \left\{ (-\phi_3 \dot{\theta}^2 + \ddot{\theta}) \cos \theta - (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} - m_u R_u^2 \sin \theta \left\{ (\phi_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta} + \phi_1 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_1 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_2 \dot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\}$$

$$b_5 = F_{SD\phi2} + [m_t r_1' + m_u R_u \cos \theta] g + m_u R_u h_u \left\{ (\dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_3 \dot{\theta} + \phi_3 \ddot{\theta}) \cos \theta - (\phi_3 \dot{\theta}^2 - \ddot{\theta}) \sin \theta \right\} + m_u R_u^2 \cos \theta \left\{ (\phi_2 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_1 \dot{\theta} + \phi_1 \ddot{\theta}) \cos \theta + (-\phi_1 \dot{\theta}^2 + 2\dot{\phi}_2 \dot{\theta} + \phi_2 \ddot{\theta}) \sin \theta \right\}$$

$$b_6 = F_{SD\phi3} + m_u R_u^2 (\phi_3 \dot{\theta}^2 - \ddot{\theta}) - I_{t3} \ddot{\theta}$$

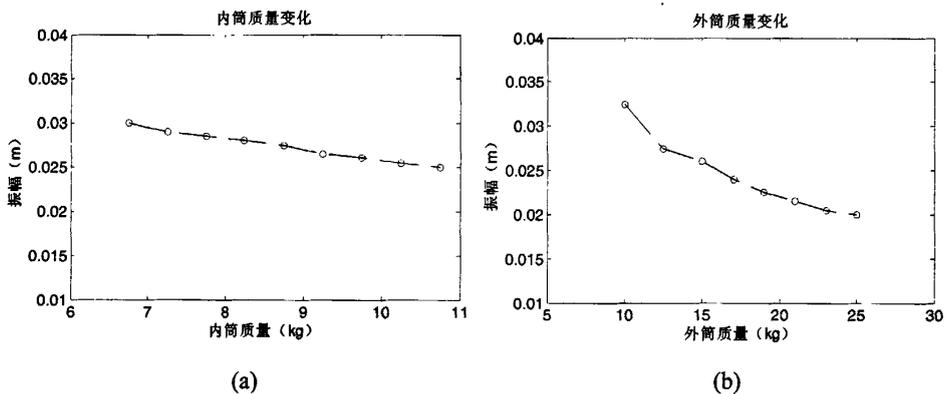
2.5 模拟仿真

滚筒洗衣机的几何和物理参数如表 2-1 所示。

表 2-1 洗衣机的几何和物理参数

内筒质量 (kg)	8.75
外筒质量 (kg)	15
衣物质量 (kg)	2.5
内筒转动惯量 ($kg \cdot m^2$)	0.25
衣物转动惯量 ($kg \cdot m^2$)	1.5
弹簧刚度 (N/m)	2000
阻尼器系数 ($N \cdot s/m$)	280

图 2-13 是洗衣机自身参数对内筒振幅的影响规律。从图 2-13 可以看出, 随着内外筒质量的增加, 内筒振动幅值随之减小, 但不成比例关系, 而且外筒质量对振幅的影响相对较大, 且内外筒是互相影响的。不平衡质量对振动幅值的影响基本上呈线形正比关系, 主要是因为不平衡质量产生的简谐激振力几乎单纯的作用在内筒上, 与外筒没有任何关系。同理, 弹簧和阻尼对内筒的影响几乎为零, 这是因为弹簧和阻尼是作用在外筒上, 而与内筒无关。



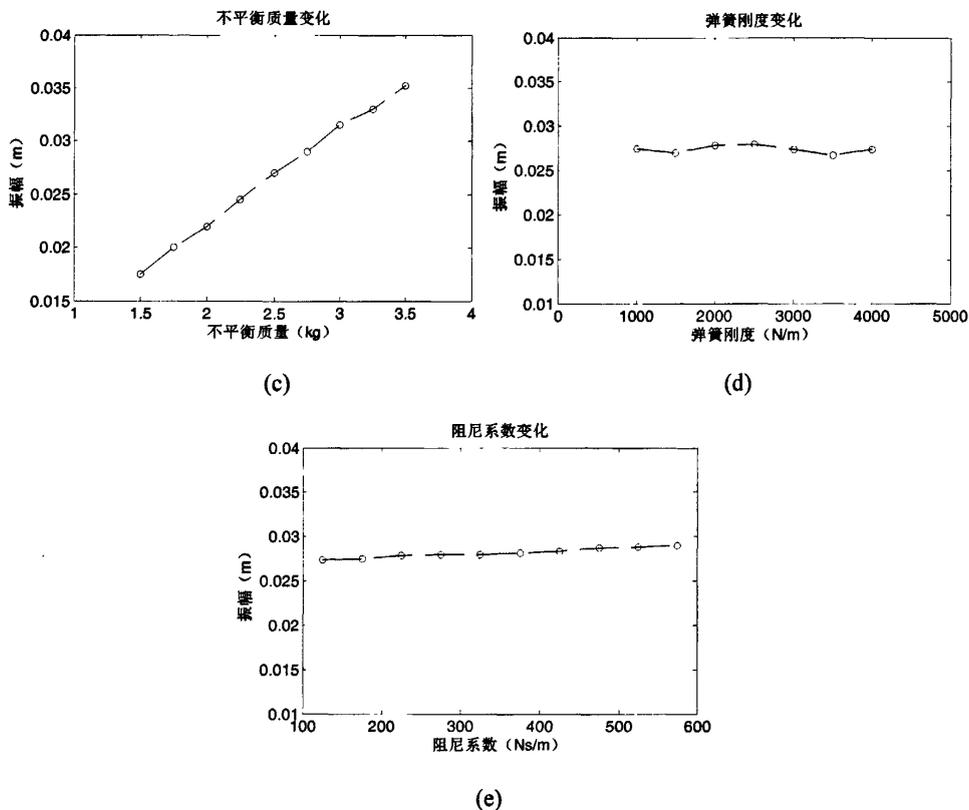
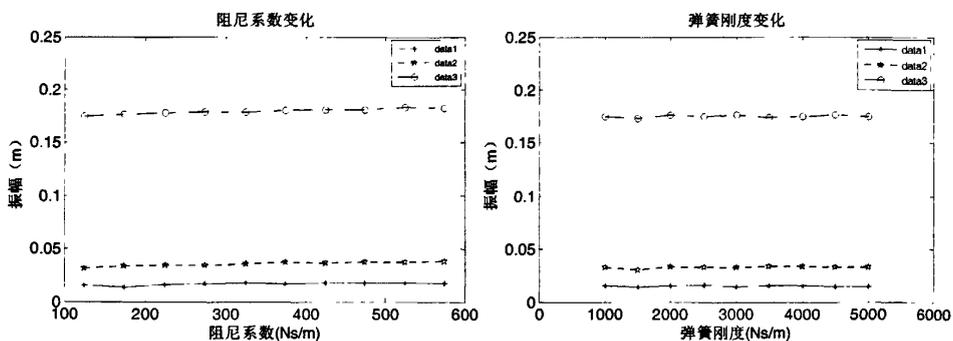


图 2-13 洗衣机自身参数对内筒振幅的影响规律

图 2-14 是平衡器对洗衣机内筒振幅的影响规律，并在图中进行比较。由图可知，平衡器对系统的影响还是比较大的，固体平衡器可以大幅度地降低振动幅值，而且使得系统自身参数的影响减小。而液压平衡器不但不能减低振动幅度却明显增加了振动。因此对于滚筒洗衣机，应考虑使用固体平衡器。



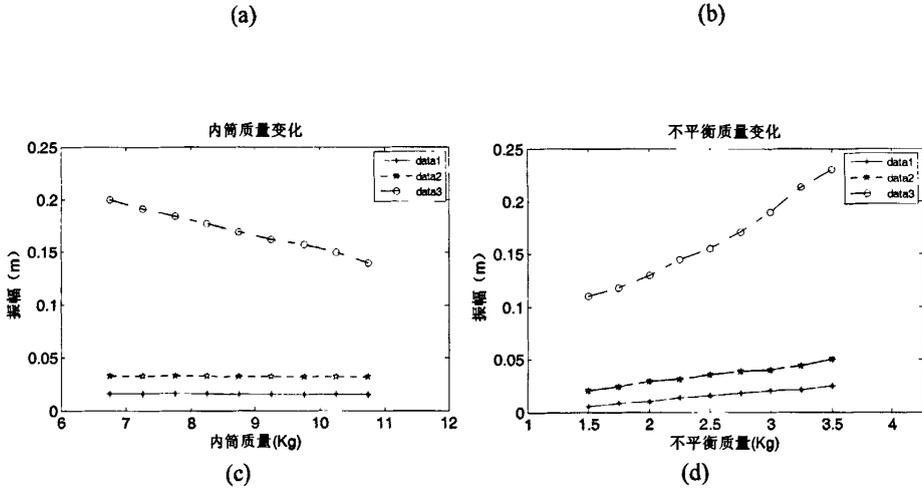
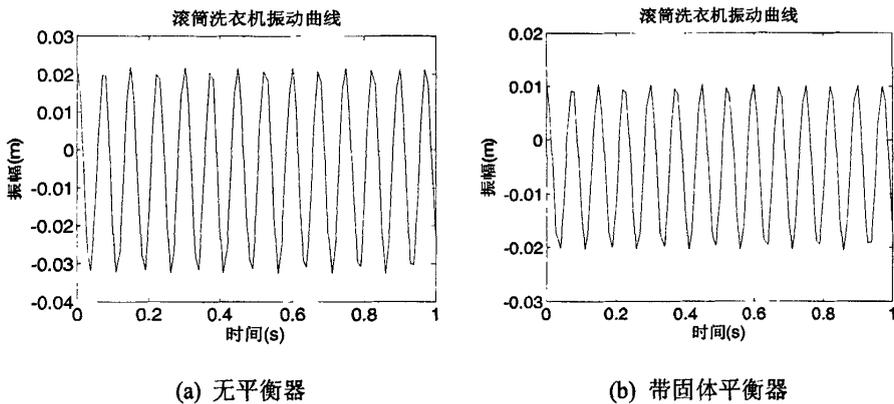
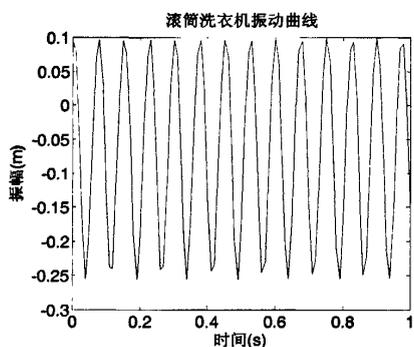


图 2-14 平衡器对洗衣机内筒振幅的影响规律
data1-固体平衡器, data2-无平衡器, data3-液压平衡器

图 2-15 是在无平衡器和有平衡器三种情况下洗衣机内筒振幅曲线。由于系统存在多种参数影响，曲线并不是规则的正余弦曲线。由图可得，带固体平衡器的系统振幅明显要小于其他两种情况，有良好的减振效果。液压平衡器没有起到减振作用，反而加大了系统的振动，主要原因在于液压平衡器加大了不平衡质量，使得振动加大。从图 2-15(c)可知，内筒振动的平衡点并没有在零点，这是由于液压平衡器受重力作用，使得平衡点降低了一定距离。





(c) 带液压平衡器

图 2-15 洗衣机内筒振幅曲线图

2.6 小结

本章以某型号全自动滚筒洗衣机为例，利用矢量法，建立了系统的六自由度动力学模型，并对该模型进行运动和动力学分析，通过数值仿真得出如下结论：

(1) 内桶质量、弹簧刚度、阻尼器对系统的振动影响不大，而外筒质量对系统振动幅值的影响比较大，在允许的范围内可尽可能的增大外筒质量。

(2) 固体平衡器可使系统的振动幅值明显减小，而液压平衡器加大了系统的振动幅值。同时考虑实际工况条件，在选择平衡器时，可考虑选择固体平衡器。

第三章 滚筒洗衣机虚拟样机建模及其动特性分析

3.1 引言

本章首先介绍虚拟产品开发与虚拟样机技术的特点、内容及其实现过程，并由此引入其核心理论多体系统动力学，然后简要阐述多体系统动力学的建模与求解方法。

在此基础上，以滚筒洗衣机的吊装体系统作为研究对象，拟采用三维制图软件 Pro/E 和动力学仿真软件 MSC. ADAMS 创建吊装体系统的参数化样机模型，然后通过对虚拟样机工作过程的仿真，分析系统的动态特性，研究其振动机理，确定影响振动的关键因素，以为滚筒洗衣机减振系统的优化设计提供实践指导。

3.2 虚拟样机技术与多体系统动力学概述

3.2.1 虚拟产品开发与虚拟样机技术

3.2.1.1 虚拟产品开发技术

虚拟产品开发^[84-85] (VPD, Virtual Product Development)，是指在不实际生产产品实物的情况下，利用计算机技术在虚拟状态下构思、设计、制造、测试和分析产品，以有效解决那些反映在时间、成本、质量等上的问题。

虚拟产品开发是一种设想，它以网络方式协同工作，完成对产品的设计、分析、制造及技术支持。虚拟产品开发具备的三个主要特点：

(1) 数字化方式

虚拟产品开发是产品设计制造的真实过程在虚拟环境中的映像。

虚拟产品开发数字化的特征表现在三个方面：一是产品存在的数字化，产品在开发过程中的不同阶段，直至成品出现之前，都是以数字化方式存在，称之为产品的数字化模型；二是开发管理的数字化，在产品开发过程中，开发过程的管理采用数字化的方式，开发网络的任务是以数字化方式确定和分配的；三是信息交流的数字化，在产品设计制造的全生命周期中，同一阶段或不同阶段之间，如设计单位内部或设计与制造单位之间，产品信息的交流采用数字化方式，基于数

字化模型实现无纸化设计。

(2) 产品全生命周期

虚拟产品开发是从产品研究、产品规划、产品设计、产品试验、产品制造、产品销售、产品使用到产品最终报废的产品全生命周期在计算机上构造的虚拟环境中予以实现，其目标不仅是对产品的物质形态和制造过程进行模拟和可视化，而且对产品的性能、行为和功能以及在产品实现的各个阶段中的实施方案进行预测、评价和优化。

产品全生命周期的数字化是由 CAD (Computer Aided Design – 计算机辅助设计) /CAE (Computer Aided Engineering – 计算机辅助工程) /CAM (Computer Aided Manufacture – 计算机辅助制造) /PDM (Product Data Manager) 技术支持的，目前，CAD/CAE/CAM/PDM 技术有了进一步的发展，称之为 VP (Virtual Prototype – 虚拟样机) /PLM (Product Life-Cycle Manager – 产品全生命周期管理)。

(3) 网络协同

虚拟产品开发是开发网络协同工作的结果，产品本身及其开发过程的复杂性，使得单一公司或部门难以胜任全部的工作，往往是由相关的部门和公司共同组成一个开发网络，协同开发。虚拟产品开发的数字化特性以及现代网络技术的发展使得网络协同成为现实，基于网络的协同开发和并行工程成为VPD的重要特征。

虚拟产品开发的过程其实质是专业设计小组在计算机上用专业的软件来完成产品的设计，并通过适当的界面操纵模拟的对象，用人机交互的形式来完成产品的开发。由于产品的开发是一个非常复杂的过程，它涉及产品设计，工艺设计及产品制造，这些工作既相互联系，又互相约束。产品的开发流程也随之而复杂。虚拟产品开发的流程如图3-1所示。

由图 3-1 可以看出，虚拟产品开发是集成多种技术并采用网络化并行设计：在设计过程中，概念设计—完成设计技术参数的确定及优化。虚拟设计部分—完成具体的结构设计及零件的设计(包括几何建模、特征造型)。虚拟装配部分—完成产品在虚拟环境下的装配、机构运动模拟及运动轨迹仿真。虚拟制造部分—完成各个零件的加工过程模拟及工艺过程优化。分析评价—实现产品的性能分析，零件和结构的静动态分析，产品的外观造型分析，及相应的评价。数据库—用来实现对设计中的各种参数的管理和控制。数据转换接口及图形交换接口完成不同功能之间的数据的动态转换，采用高速网络通讯、公用平台等手段，以减少数据传递错误和缩短设计周期。

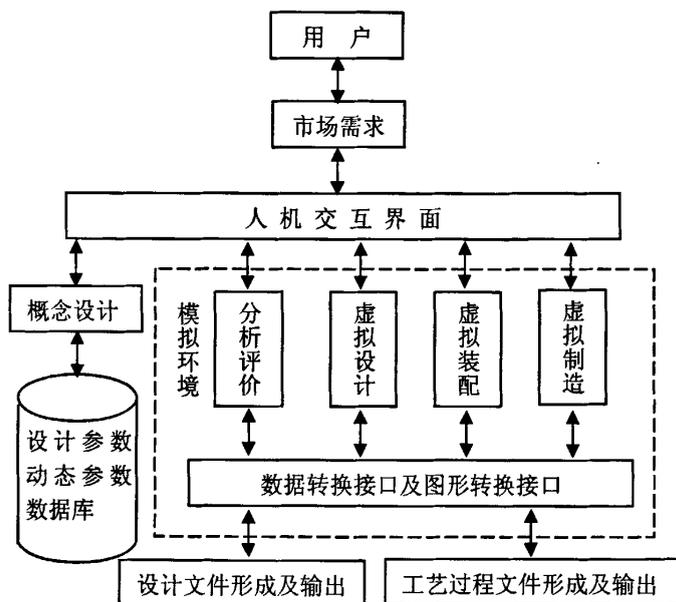


图 3-1 虚拟产品开发的流程示意图

3.2.1.2 虚拟样机技术

虚拟样机技术^[86-87]，是近些年在产品开发的CAX如CAD、CAE、CAM 等技术和DFX如DFA(Design For Assembly—面向装配的设计)、DFM(Design For Manufacture—面向制造的设计)等技术基础上发展起来的，它进一步融合了现代信息技术、先进仿真技术和先进制造技术，将这些技术应用于复杂系统全生命周期和全系统，并对它们进行综合管理，从系统的层面来分析复杂系统，支持由上至下的复杂系统开发模式，利用虚拟样机代替物理样机对产品进行创新设计测试和评估，以缩短产品开发周期，降低产品开发成本，改进产品设计质量，提高面向客户与市场需求的能力。

虚拟样机技术是从分析解决产品整体性能及其相关问题的角度出发，解决传统的设计与制造过程弊端的高新技术。在该技术中，工程设计人员可以直接利用CAD 系统所提供的各零部件的物理信息及其几何信息，在计算机上定义零部件间的连接关系，并对机械系统进行虚拟装配，从而获得机械系统的虚拟样机，使用系统仿真软件在各种虚拟环境中真实地模拟系统的运动，并对其在各种工况下的运动和受力情况进行仿真分析，观察并试验各组成部件的相互运动情况，它可以在计算机上方便地修改设计缺陷，仿真试验不同的设计方案，对整个系统进行

不断改进，直至获得最优化设计方案以后，再做出物理样机。

虚拟样机技术可使产品设计人员在各种虚拟环境中真实地模拟产品整体的运动及受力情况，快速分析多种设计方案，进行对物理样机而言难以进行或根本无法进行的试验，直到获得系统级的优化设计方案。虚拟样机技术的应用贯穿在整个设计过程中，它可以用在概念设计和方案论证中，设计师可以把自己的经验与相象结合在计算机内的虚拟样机里，让想象力和创造力充分发挥。当虚拟样机用来代替物理样机试验设计时，不但可以缩短开发周期，而且设计质量和效率得到了提高。

在虚拟产品开发的过程中，起到核心作用的是虚拟样机，它统一了产品开发过程中的产品设计—样机建造—测试评估过程。

虚拟样机技术的内容如图 3-2 所示。

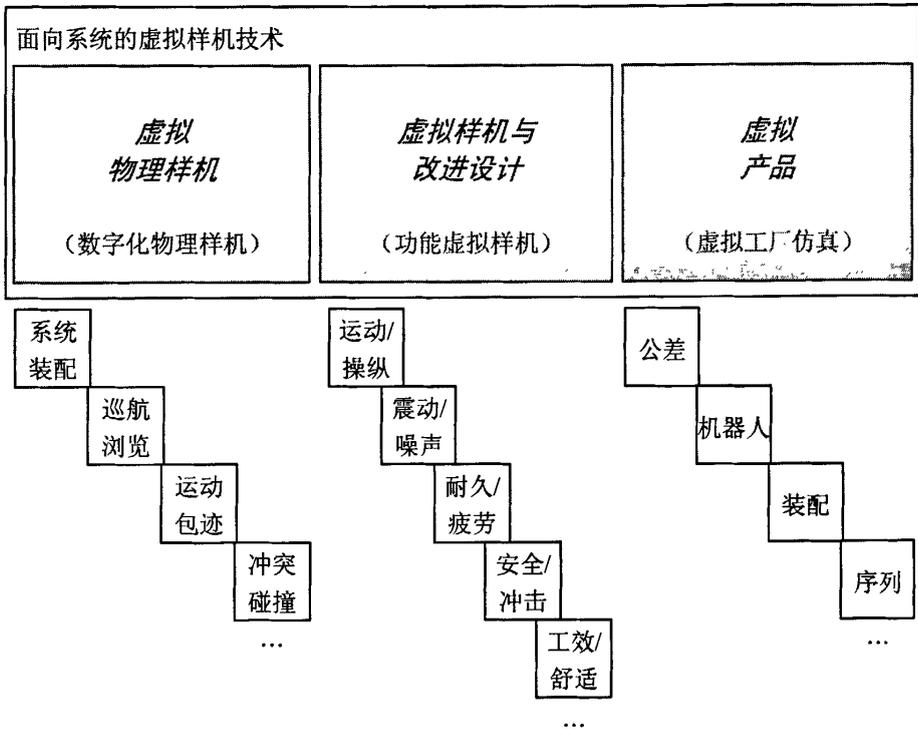


图 3-2 虚拟样机技术内容

虚拟样机技术的特点如下：

(1) 数字化物理样机

对应于产品的装配过程，用于快速评估组成产品的全部三维实体模型装配件的形态特征和装配性能，它不强调结构上的设计，更重视物理样机零部件的形态特性和系统装配特性的数字化检视(包括实现造型，装配，浏览，运动轨迹包络，

冲突检测等功能)。

(2) 功能虚拟样机

对应于产品的分析过程，用于评价已装配系统整体上的功能和操作性能(包括运动、操纵性、振动噪音、耐久性疲劳、安全性冲击工效学舒适性)。

(3) 虚拟工厂仿真

对应于产品的制造过程，用于评价产品的制造性能。主要解决产品制造和装配过程中的公差、机器人、装配、序列等问题。

虚拟样机技术的实现分为五个过程，分别为建造 (Build)、测试 (Test)、验证(Validate)、改进(Refine)和自动化(Automation)，如图 3-3 所示。

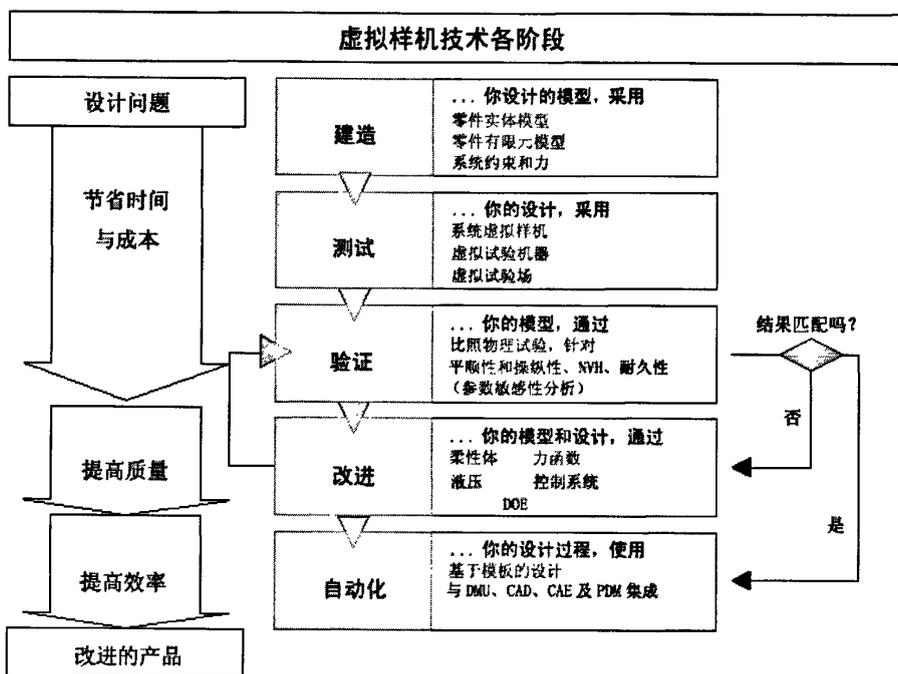


图 3-3 虚拟样机技术的实现过程

3.2.2 多体系统动力学基本理论

虚拟样机技术的核心理论是多体系统动力学^{[86][88-91]}，是它使得面向系统层次的设计分析成为可能，并最终使得虚拟样机技术的出现与发展成为可能。

多体系统动力学是由多刚体系统动力学与多柔体系统动力学组成^[92-99]。多刚体系统动力学的研究对象是由任意有限个刚体组成的系统，刚体之间以某种形式

的约束连接，这些约束可以是理想完整约束、非完整约束、定常或非定常约束。研究这些系统的动力学需要建立非线性运动方程、能量表达式、运动学表达式等。多柔体系统动力学的研究对象是由弹性体组成的系统。

多刚体系统动力学主要解决多个刚体组成的系统动力学问题，各个构件之间可以有较大的相对运动。多柔体系统动力学可以看作是多刚体系统动力学的自然延伸。根据多柔体系统的组成特点，一般以多刚体系统动力学的研究为基础，对系统中柔性体进行不同的处理。在机械系统中常用的处理方法有离散法、模态分析法、形函数法和有限单元法等。将柔性体的分析结果和多刚体系统的研究方法相结合，最终得到系统的动力学方程。

3.2.2.1 多体系统动力学建模与求解一般过程

一个机械系统，从初始的几何模型，到动力学模型的建立，经过对模型的数值求解，最后得到分析结果，其流程如图 3-4 所示。

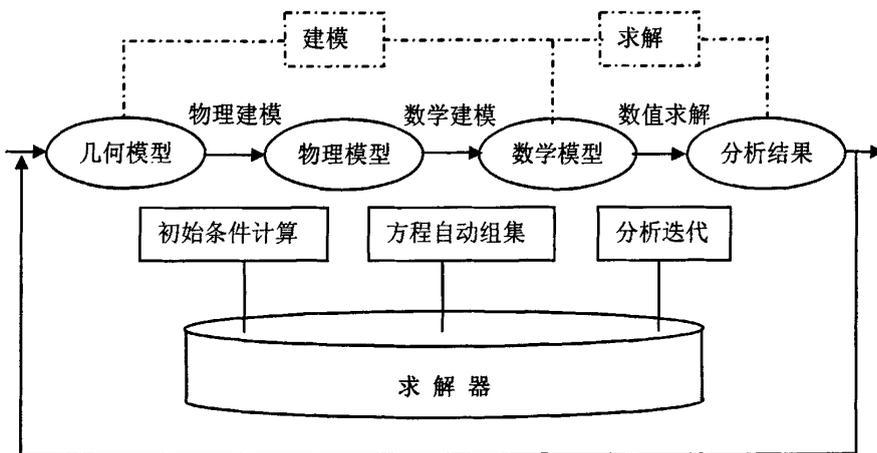


图 3-4 多体系统动力学建模与求解一般过程

多体系统动力学分析的整个流程，主要包括建模和求解两个阶段。建模分为物理建模和数学建模，物理建模是指由几何模型建立物理模型，数学建模是指从物理模型生成数学模型。几何模型可以由动力学分析系统几何造型模块所建造，或者从通用几何造型软件导入。对几何模型施加运动学约束、驱动约束、力元和外力或外力矩等物理模型要素，形成表达系统力学特性的物理模型。物理建模过程中，有时候需要根据运动学约束和初始位置条件对几何模型进行装配。由物理模型，采用笛卡尔坐标或拉格朗日坐标建模方法，应用自动建模技术，组装系统运动方程中的各系数矩阵，得到系统数学模型。对系统数学模型，根据情况应用

求解器中的运动学、动力学、静平衡或逆向动力学分析算法,迭代求解,得到所需的分析结果。联系设计目标,对求解结果再进行分析,从而反馈到物理建模过程,或者几何模型的选择,如此反复,直到得到最优的设计结果。

在建模和求解过程中,首先是物理建模过程中的几何模型装配,图 3-4 中称为“初始条件计算”,该步骤是根据运动学约束和初始位置条件进行的,是非线性方程的求解问题;其次是数学建模,是系统运动方程中的各系数矩阵自动组装过程,涉及大型矩阵的填充和组装;最后是数值求解,包括多种类型的分析计算,如运动学分析、动力学分析、静平衡分析、逆向动力学分析等。运动学分析是非线性的位置方程和线性的速度、加速度方程的求解,动力学分析是二阶微分方程或二阶微分方程和代数方程混合问题的求解,静平衡分析从理论上讲是一个线性方程组的求解问题,但实际上往往是采用能量的方法,逆向动力学分析是一个线性代数方程组的求解问题。在所有求解方法中,最复杂的是动力学微分代数方程的求解问题,它是多体系统动力学的核心问题。

在多体系统建模与求解过程中,求解器是核心,包括涉及的所有运算和求解,如初始条件计算、方程自动组装、各种类型的数值求解等等都由求解器所支持。

3.2.2.2 多体系统建模理论

对于多刚体系统,从 20 世纪 60 年代到 80 年代,在航天和机械两个领域形成了两类不同的数学建模方法,分别称为拉格朗日方法和笛卡尔方法;20 世纪 90 年代,在笛卡尔方法的基础上又形成了完全笛卡尔方法。这几种建模方法的主要区别在于对刚体位形的描述不同。

航天领域形成的拉格朗日方法是一种相对坐标方法,以 Roberson-Wittenburg 方法为代表,是以系统每个铰的一对邻接刚体为单元,以一个刚体为参考物,另一个刚体相对该刚体的位置由铰的广义坐标(又称拉格朗日坐标)来描述,广义坐标通常为邻接刚体之间的相对转角或位移。这样开环系统的位置完全可由所有铰的拉格朗日坐标阵 q 所确定。其动力学方程的形式为拉格朗日坐标阵的二阶微分方程组,即

$$A(q,t)\ddot{q} = B(q,\dot{q},t) \quad (3-1)$$

该形式其优点是方程数目少,树系统的坐标数等于系统自由度,而且动力学方程易转化为常微分方程组(ODEs - Ordinary Differential Equations)。缺点是方程呈严重非线性,为使方程具有程式化与通用性,在矩阵中常常包含描述系统拓扑的信息,其形式相当复杂,而且在选择广义坐标时需人为干预,不利于计算机自动建模。

对于非树系统,拉格朗日方法要采用切割铰的方法以消除闭环,此将引入额

外的约束,使得产生的动力学方程为微分代数方程,不能直接采用常微分方程算法求解,需要专门的求解技术。

在机械领域形成的笛卡尔方法是一种绝对坐标方法,如 Chace 和 Haug 提出的方法,它以系统中每一个物体为单元,建立固结在刚体上的坐标系,刚体的位置相对于一个公共参考基进行定义,其位置坐标(也可称为广义坐标)统一为刚体坐标系基点的笛卡尔坐标与坐标系的方位坐标,方位坐标可以选用欧拉角或欧拉参数。单个物体位置坐标在二维系统中为 3 个,三维系统中为 6 个(如果采用欧拉参数为 7 个)。对于由 N 个刚体组成的系统,位置坐标阵中的坐标个数为 3N (二维)或 6N(或 7N)(三维),由于约束的存在,使得部分位置坐标不独立。

系统动力学模型的一般形式可表示为

$$\begin{cases} A\ddot{q} + \Phi_q^T \lambda = B \\ \Phi(q, t) = 0 \end{cases} \quad (3-2)$$

式中 Φ 为位置坐标阵 q 的约束方程, Φ_q 为约束方程的雅可比矩阵, λ 为拉格朗日乘子。此类数学模型就是微分-代数方程组(DAEs - Differential Algebraic Equations),也称为欧拉拉格朗日方程组(Euler-Lagrange Equations),其方程个数较多,但系数矩阵呈稀疏状,适宜于计算机自动建立统一的模型进行处理。笛卡尔方法对于多刚体系统的处理不区分开环与闭环(即树系统与非树系统),统一处理。

至于柔性多体系统,从计算多体系统动力学角度看,柔性多体系统动力学的数学模型首先应该和多刚体系统与结构动力学有一定的兼容性。当系统中的柔性体变形可以不计,即退化为多刚体系统。当部件间的大范围运动不存在时,即退化为结构动力学问题。

柔性多体系统不存在连体基,通常选定一浮动坐标系描述物体的大范围运动,物体的弹性变形将相对该坐标系定义。弹性体相对于浮动坐标系的离散将采用有限单元法与现代模态综合分析方法。在用集中质量有限单元法或一致质量有限单元法处理弹性体时,用结点坐标来描述弹性变形。在用正则模态或动态子结构等模态分析方法处理弹性体时用模态坐标描述弹性变形。这就是莱肯斯首先提出的描述柔性多体系统的混合坐标方法,即用坐标阵 $p = (q^T a^T)^T$ 描述系统的位形,其中 q 为浮动坐标系的位形坐标, a 为变形坐标。考虑到多刚体系统的两种流派,在柔性多体系统动力学中也相应提出两种混合坐标,即浮动坐标系的拉格朗日坐标加弹性坐标与浮动坐标系的笛卡尔坐标加弹性坐标。

根据动力学基本原理推导的柔性多体系统动力学方程,形式同式(3-1)和(3-2),只是将 q 用 p 代替,即柔性多体系统具有与多刚体系统类同的动力学数学模型。

3.2.2.3 多体系统动力学数值求解

多刚体系统拉格朗日方程产生的形如式(3-1)的动力学数学模型,是形式复杂的二阶常微分方程组(ODEs),系数矩阵包含了描述系统拓扑的信息。对于该类问题的求解,通常采用符号-数值相结合或者全数值的求解方法。符号-数值方法是采用基于计算代数的符号计算方法,进行符号推导,得到多刚体系统拉格朗日模型系数矩阵简化的数学模型,再用数值方法求解 ODE 问题。鉴于计算机技术的发展,目前全数值方法也较为流行,就是将多刚体系统拉格朗日数学模型当作一般 ODEs 问题进行求解,其技术也已非常成熟。

多刚体系统笛卡尔方法产生的形如式(3-2)的动力学数学模型,是标准的微分一代数方程组(DAEs)。

柔性多体系统的动力学数学模型,其形式与多刚体系统相同,可以借鉴多刚体系统数学模型的求解方法。只是混合坐标中描述浮动坐标系运动的刚体坐标 q 通常是慢变大幅值的变量,而描述相对于浮动坐标系弹性变形的坐标 a 却为快变微幅的变量,两类变量出现在严重非线性与时变的耦合动力学方程中,其数值计算呈病态。

综上所述,多体系统动力学问题的求解集中于微分一代数方程组的求解,下面将简要地介绍一下 DAEs 问题的求解方法。

(1) 微分一代数方程组的特性

多刚体系统采用笛卡尔方法建模生成的微分-代数方程组为:

$$M(q,t)\ddot{q} + \Phi_q^T(q,t)\lambda - Q(q,\dot{q},t) = 0 \quad (3-3)$$

$$\Phi(q,t) = 0 \quad (3-4)$$

其中, $q, \dot{q}, \ddot{q} \in R^n$ 分别是系统位置、速度、加速度向量, $\lambda \in R^m$ 是拉格朗日乘子, $t \in R$ 是时间, $M \in R^{n \times n}$ 为机械系统惯性矩阵, $\Phi_q \in R^{m \times n}$ 为约束雅可比矩阵, $Q \in R^n$ 为外力向量, $\Phi \in R^m$ 为位置约束方程。

将式(2-4)对时间求一阶和二阶导数,得到速度和加速度约束方程:

$$\dot{\Phi}(q,\dot{q},t) = \Phi_q(q,t)\dot{q} - \nu(q,t) = 0 \quad (3-5)$$

$$\ddot{\Phi}(q,\dot{q},\ddot{q},t) = \Phi_q(q,t)\ddot{q} - \eta(q,\dot{q},t) = 0 \quad (3-6)$$

其中, $\nu = -\Phi_t(q,t)$ 称为速度右项, $\eta = -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} - 2\Phi_{q\dot{q}} \dot{q} - \Phi_{\dot{q}\dot{q}}$ 称为加速度右项。

给定方程组初始条件:

$$\begin{cases} q(0) = q_0 \\ \dot{q}(0) = \dot{q}_0 \end{cases} \quad (3-7)$$

(2) 微分一代数方程组积分技术

根据对位置坐标阵和拉格朗日乘子处理技术的不同,可以将微分-代数方程组问题的处理方法分为增广法和缩并法。

传统的增广法是把广义坐标加速度 \ddot{q} 和拉格朗日乘子 λ 作为未知量同时求解, 再对加速度 \ddot{q} 进行积分求出广义坐标速度 \dot{q} 及广义坐标位置 q , 包括直接积分法和约束稳定法。近年来, 在传统增广法的基础上又发展形成了超定微分-代数方程组(ODAEs)方法。

直接积分法: 将式(3-3)和(3-6)联立在一起, 同时求出 \ddot{q} 与 λ , 然后对 \ddot{q} 积分得 \dot{q} 和 q 。该方法未考虑式(3-4)和(3-5)的坐标和速度违约问题, 积分过程中误差积累严重, 很易发散。在实际的数值计算过程中, 并不直接采用直接积分法, 但在直接积分法的基础上发展了一系列控制违约现象的数值方法。

约束稳定法: 将控制反馈理论引入微分-代数方程组的数值积分过程以控制违约现象。通过把式(3-6)右边量替换为含位置约束和速度约束的参数式, 保证位置约束和速度约束在式(3-3)和(3-6)联立求解时恒满足。该方法稳定性好, 响应快, 但如何选择参数式中速度项和位置项适当的系数是一个问题。

超定微分-代数方程组(ODAEs)法: 将系统速度作为变量引入微分-代数方程组, 从而将原来的二阶 DAE 化为超定的一阶 DAE, 再为所得方程组引入未知参数, 根据模型的相容性消除系统的超定性, 如此可使数值计算的稳定性明显改变。或者将系统位置、速度、加速度向量和拉格朗日乘子向量联立作为系统广义坐标, 再将由式(3-3)、(3-4)、(3-5)和(3-6)组成的微分-代数方程组及速度与位置、加速度与速度的微分关系式作为约束, 化二阶 DAE 为超定的一阶 DAE, 再根据系统相容性引入二个未知参数, 消除超定性, 这样所得的最终约化模型更为简单, 但方程组要多 n 个。在 ODAE 方法的基础上产生了一系列新的更为有效的算法。

解耦 ODAE 法: 在 ODAEs 基础上, 对常用的隐式 ODE 方法采用预估式, 再按加速度、速度和位置的顺序进行求解。后来进一步发展形成了无需对隐式 ODE 方法利用预估式的解耦思想, 更一步地提高了效率。

缩并法: 是通过各种矩阵分解方法将描述系统的 n 个广义坐标用 p 个独立坐标表达, 从而将微分-代数方程组从数值上化为与式(3-1)类似的数学模型, 如此易于用 ODE 方法进行求解。传统的缩并法包括 LU 分解法、QR 分解法、SVD 分解法以及零空间方法等, 后来在传统缩并法的基础上产生了局部参数化缩并方法等新的算法。缩并法中的这些具体方法, 分别对应着约束雅可比矩阵的不同分解。

LU 分解法: 又称为广义坐标分块法。把广义位置坐标 q 用相关坐标 u 和独立坐标 v 分块表示, 再将约束雅可比矩阵 Φ_q 用 LU 分解法分块, 得到广义坐标速度 \dot{q} 、加速度 \ddot{q} 用独立坐标速度 \dot{v} 、加速度 \ddot{v} 表达的式子。将这两个表达式代入式(3-3), 就可得到形如式(3-1)的关于独立坐标加速度 \ddot{v} 的二阶微分方程。该算法可靠、精确, 并可控制误差, 但效率稍低。

QR 分解法：通过对约束雅可比矩阵 Φ_q 正交分解的结果作微分流型分析，得到可选作受约束系统独立速度的 z ，并将微分-代数方程组化作关于 z 的二阶微分方程，如此可保证在小时间间隔内由 z 积分引起的广义坐标的变化不会导致大的约束违约。

SVD 分解法：把约束雅可比矩阵 Φ_q 作奇异值分解所得结果分别用于式(3-3)和(3-6)，得到缩并后的系统动力学方程。在该方法推导过程中没有用到式(3-4)和(3-5)，所以也存在位置和速度违约问题，可用约束稳定法改善其数值性态。

可微零空间法：通过 Gram-Schmidt 正交化过程自动产生约束雅可比矩阵 Φ_q 的可微、唯一的零空间基，来对系统方程降阶。具体做法是对由 $\Phi_q \in R^{m \times n}$ 和任意矩阵 $B \in R^{(n-m) \times n}$ 构造的矩阵 $P \in R^{m \times n}$ 采用 Gram-Schmidt 正交化过程，将 P 化为正交非奇异矩阵 V 。再引入新的速度矢量 $z \in R^n$ ，使满足 $\dot{z} = V^T \dot{q}$ ，将新速度矢量 z 和加速度矢量 \ddot{z} 按正交化结果分块，得到新的独立速度矢量 z_i 和加速度矢量 \ddot{z}_i 。如此可将微分-代数方程组化为关于新的独立加速度矢量 \ddot{z}_i 的动力学方程。

局部参数化缩并法：先将式(3-3)~(3-6)改写为等价的一阶形式，再用微分流形理论的切空间局部参数化方法将等价的欧拉-拉格朗日方程降为参数空间上的常微分方程。

(3) 相容性问题和刚性问题

初值相容性问题：在微分-代数方程组的数值求解过程中，给定的位置和速度初始条件与微分-代数方程组中的位置和速度约束的相容性是值得注意的一个问题。相容性是微分-代数方程组有解的必要条件。

刚性问题：由于现代机械系统的复杂性，会因系统的耦合而使得微分-代数方程组呈现刚性特性。对于刚性问题的求解，目前最常用的方法是隐式法，隐式法不仅用于求解刚性问题，而且相比于显式方法具有更好的稳定性和计算精度。近几年来，无论是在 LU 分解法基础上发展起来的新缩并法，还是基于 ODAE 方法的增广法，或是基于多体系统正则方程的解法，应用的无不是隐式方法。

3.3 滚筒洗衣机虚拟样机建模

3.3.1 Pro/E环境下的三维实体建模

ADAMS 建模技术尚不完善，在仿真过程中对于结构复杂的模型就要借助 CAD 三维造型软件来完成建模。因为 ADAMS 与 Pro/E 可以实现无缝连接，即在 Pro/E 中建立三维实体模型可以不丢失数据地导入 MSC. ADAMS 中，所以本文的洗衣机吊装体系统将采用 Pro/E 创建其三维模型，并进行装配。

3.3.1.1 Pro/E环境下零件的三维建模

Pro/E 和 MSC. ADAMS 隶属不同公司, 建模环境的默认设置会有所差异。因此在利用 Pro/E 建模前, 就应该设置好各零件的建模环境。在零件建模前首先设置好环境单位和密度单位, 与 MSC. ADAMS 连接一般单位采用 mmNS 或者 MKS 制, 而且要定义零件的密度, 这样可以防止在模型转换时出现很多不必要的错误。

建模时修改单位可以在菜单管理器(Menu Manager)下选择 Part<Set Up<Unit, 然后出现单位管理(Unit Manager)对话框, 在选择适当的单位制后, 点“Set”按钮即可。同样修改密度选择 Part<Set Up<Density 后, 在信息窗口(Message Window)输入密度值确定即可。

3.3.1.2 Pro/E环境下的系统模型装配

在利用 Pro/E 进行零件装配时, 需要注意的是装配单元的单位设定。在很多情况下, Pro/E 中模型不能转换至 MSC. ADAMS 环境下是由于各零部件或装配的单位不统一而造成的。在 Pro/E 系统下打开新文件, 在菜单栏选 File<New 即打开对话框, 选择 Assembly 类型进入模型装配环境, 与前面一样要将环境的单位设置为 mmNS 或者 MKS 制。单位的设置分以下几种情况:

(1) 当零件模型建立前没设置单位, 在装配时就应该逐个将零件模型单位和密度设置好, 方法是打开零件文件按照上面方法进行;

(2) 在当前目录保持单位一致, 可在Pro/E启动后手动载入配置文件, 方法是选择菜单栏Utilities/Options, 即出现对话框, 在对话框下面的option栏输入“pro unitsys”, 则在后面的“value”栏选择单位制, 然后添加(Add/change)即可;

(3) 在Pro/E安装路径下的text目录下重新设置config. pro配置文件, 在文件里面添加“pro<unit<sys mmNS(或MKS)”即可, 在创建新文件时使用空(empty)模板。

在装配环境设置好后即可开始零件装配, 在菜单管理器(Menu Manager)下选择ASSEMBLY<Component<Assemble后调出打开文件对话框, 选择零件模型文件后点击打开(Open)即可。

滚筒洗衣机的整机装配与吊装体系统装配图分别如图 3-5(a)和 3-5(b)所示。

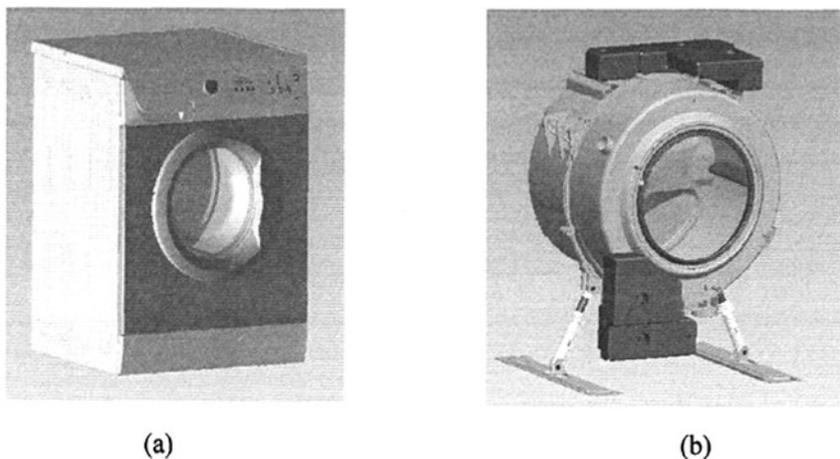


图 3-5 滚筒洗衣机整机装配图(a)与吊装体装配图(b)

3.3.2 MECH/Pro环境下的材料属性与约束

MECH/Pro 是 MDI 公司开发的为 MSC. ADAMS 与 Pro/E 的专用接口程序，挂接在 Pro/E 的菜单管理器上，可以实现简单的仿真。建立接口程序的方法是：将 MSC. ADAMS 安装路径下 mechpro 子目录中的配置文件 mechpro.env 拷贝到 Pro/E 安装目录中的 \i486nt\obj\ 子目录下；另外 mechpro 目录下的文件 portk.dat 拷贝到 Pro/E 安装目录中 \i486nt\text\usascii\ 子目录下即可。启动 Pro/E 的装配模式，MECH/Pro 就出现在菜单管理器中。

3.3.2.1 刚体定义

定义刚体是仿真建模中很关键的步骤，可以简化模型、突出重点，可以把几个零件定义为一个刚体，并可以单独着色加以区分。定义刚体可以采用自动定义，也可以单独手工定义。在菜单管理器(Menu Manager)下选择 MECH/Pro<Set Up Mechanism<Rigid Bodies< Create 后有两个选项，若选 Automatic(自动)则将每个零件单独手工定义为刚体；若选 By Selection(单独选择)可以有选择地定义刚体，也可以将几个零件定义一个刚体。当要修改或删除刚体时可以不选择 Create，而选择 Modify(修改)或 Delete(删除)，看定义的信息选 Info。

3.3.2.2 添加标记和简单约束

在向 MSC. ADAMS 转化模型时会丢失一些信息，比如轴线丢失、实体失真等，这样会导致在 MSC. ADAMS 环境中添加约束时不太准确，因此凡是能在 MECH/Pro 环境下添加的约束和标记要尽量在 MECH/Pro 环境下借助完整的几何特征添加。

定义标记和约束的方法是在菜单管理器(Menu Manager)下选择 MEC/Pro<Set Up Mechanism, 然后选择 Markers 定义标记, 选择 Constraints 定义约束。如, 当选择约束 Constraints 后选择 Joint<Create, 然后定义约束名称 Name、约束类型 Type/method 以及相关几何特征, 即可建立相应约束。

3.3.2.3 在MSC. ADAMS环境下的模型转换

在菜单管理器(Menu Manager)下选择 MECH/Pro<Interface<ADAMS/View, 然后选择几何形状精度等级(Geometry Quality)后在输入栏输入等级(0~10), 数值越大输出的几何体面元素就越多, 形状就越接近实体。选择输出类型(Output Type)后出现两种格式: 一种是 Render, 包含 Pro/E 中模型定义的颜色等信息; 另一种是 SLA, 是采用三角化多边形表示 Pro/E 模型表面。当根据需要选择好格式后, 点 Done/Return 即可自动进入 ADAMS/View 环境, 如果不想直接进入可以选择 Only Write Files 只输出文件。模型转换完后, 在工作目录下就会产生会生成如下文件: 输出系统模型文件的 MSC. ADAMS 数据(.adm); 输出 ADAMS/View 能读取的 Pro/E 模型数据的命令文件(.cmd); 使用 Pro/E 界面菜单输出每个零件的 render(.slp)或 SLA(.stl)文件。

3.3.3 MSC. ADAMS环境下的约束和驱动

在 MSC. ADAMS 环境下, 可充分利用 MSC. ADAMS 提供的各种建模工具, 添加几何模型、复杂约束、施加载荷、函数和子过程等复杂模型特性, 使仿真模型中的各种要素完备起来。需要一提的是, 对于本文研究的吊装体模型的关键部件, 如吊簧, 减振器(阻尼器)等, 须在 MSC. ADAMS 中创建, 吊簧和减振器可看作两刚体之间的柔性连接, 并可简化为线性弹簧阻尼器。

经以上步骤, 完整吊装体虚拟样机模型如图 3-6 所示。

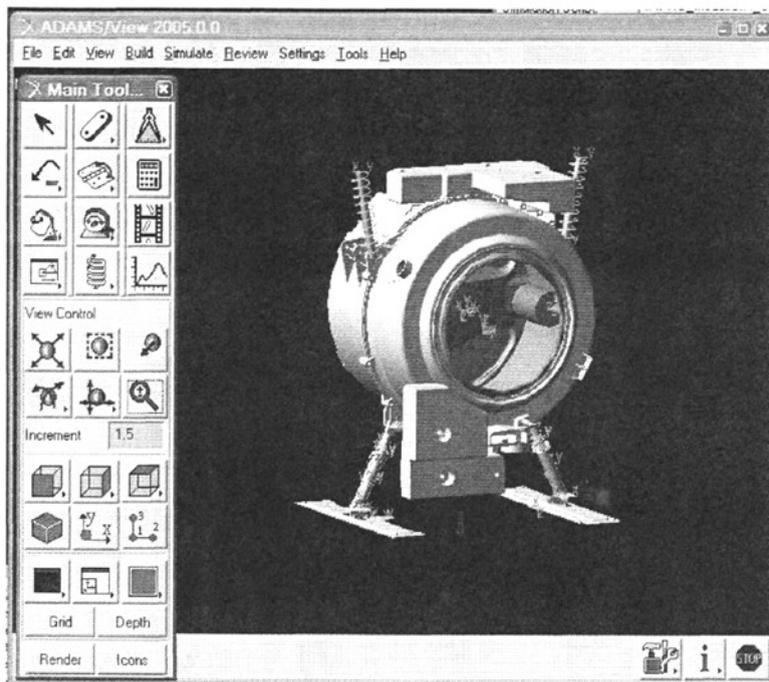


图 3-6 洗衣机吊装体系统虚拟样机模型

3.4 滚筒洗衣机虚拟样机特性模拟仿真

借助 MSC. ADAMS 进行动特性仿真分析主要包括以下几个方面：(1) 运动分析。检验虚拟样机模型是否能完成预期运动，在运动仿真过程中有无参数值的突变、仿真的骤停；(2) 设置仿真输出。使用 ADAMS/Postprocessor 对吊装体外筒的振幅进行测量；(3) 改变系统各关键参数，分别测量不同参数条件下的外筒振幅曲线，分析各关键参数对振幅的影响。

为了接近真实性，首先根据待分析的洗衣机吊装体系统的实际情况，定义电机驱动为：在电机中定义一质量为 1450g 的旋转驱动体，从开始启动到匀速的匀加速时间为 2s，匀速运行 4s。若样机无法完成运动仿真，或在仿真过程中有异常，则应该检查模型是否有多余或者不正确的约束或运动副，这时应进一步完善模型，直到运动仿真可以进行。经过仿真分析可知：虚拟样机可以完成预期的运动，运行过程中无突变现象发生。

将系统电机转速设置为 800r/min，不平衡质量分别设置为 1.25kg 与 2.5 kg，其他参数取默认值时，通过 ADAMS/Postprocessor 模块可测得吊装体外筒振幅曲线如图 3-7(a)与 3-7 (b)所示。分析图 3-5 可得以下结论：(1) 洗衣机在启动过程

中,外筒振幅有较大的突变,这是因为惯性负载的作用,然后逐渐进入平稳状态。(2)不平衡质量在洗衣机运行过程中产生了随转速变化的离心力,激起洗衣机的振动,并引发噪声。对比图 3-5(a)与 3-5(b)可得,外筒振幅随不平衡质量的增大而增大。

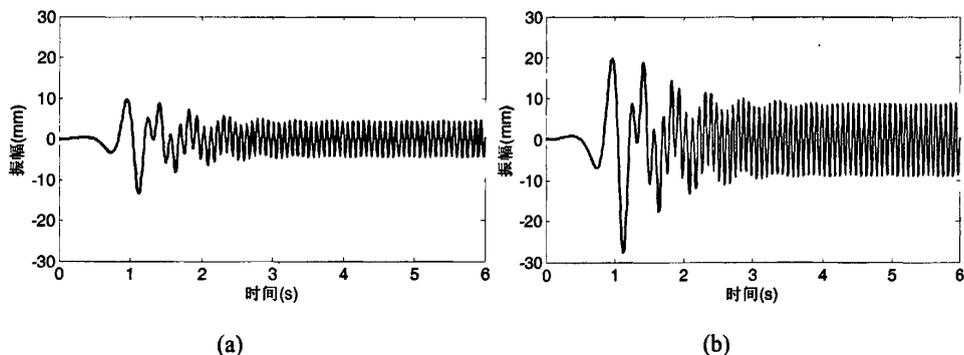


图 3-7 不平衡质量分别为 1.25kg 与 2.5 kg 时,外筒振幅曲线

将系统的不平衡质量设置为 2.5 kg,电机转速分别设置为 800r/min 与 1200r/min,其他参数默认时,测得外筒振幅曲线如图 3-8(a)与 3-8(b)所示。分析图 3-8 可得以下结论:(1)洗衣机在平稳状态时,曲线的振动频率与电机转速有关,且与电机的旋转频率相等,符合受迫振动的规律,与实际情况相符;(2)电机转速对外筒振幅的影响不大。

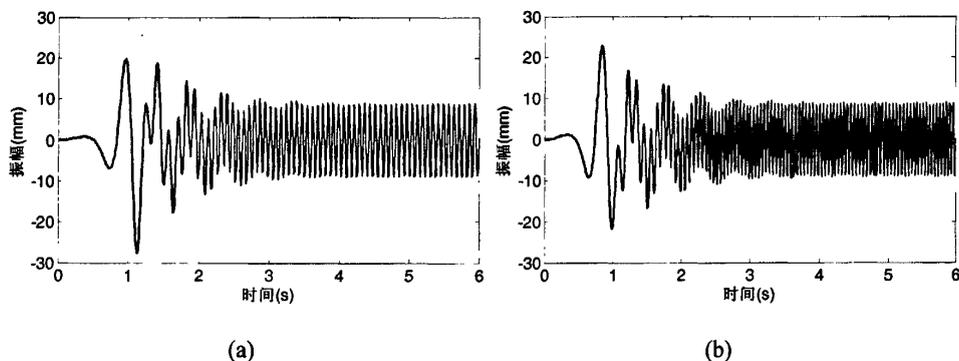


图 3-8 电机转速分别为 800r/min 与 1200r/min 时,外筒振幅曲线

将吊装体系统中吊簧的弹性刚度分别设置为 4.5N/mm 与 8.5N/mm,其他参数默认时,测得外筒振幅曲线如图 3-9(a)与 3-9(b)所示。分析图 3-9 可知,吊簧的弹性刚度对振幅影响不大。

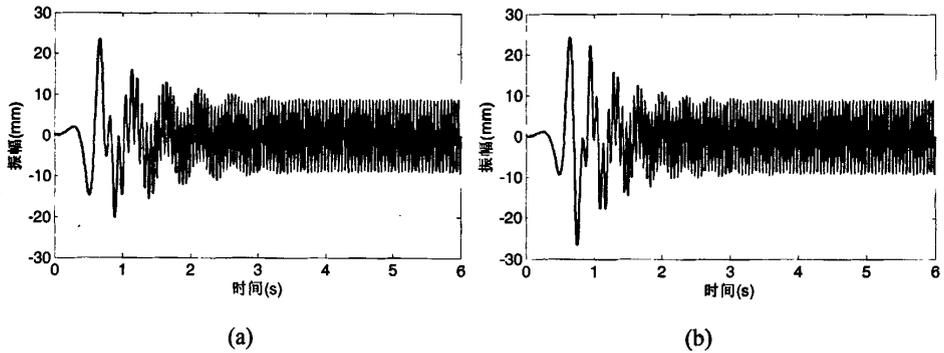


图 3-9 吊簧的弹性刚度分别为 4.5N/mm 与 8.5N/mm 时，外筒振幅曲线

将吊装体中减振器的阻尼系数分别设置为 $0.15 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$ 与 $0.50 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$ ，其他参数默认时，测得振幅曲线如图 3-10(a)与 3-10(b)所示。分析图 3-8 可得以下结论：(1) 减振器阻尼系数直接影响洗衣机启动过程中外筒的振幅，对比 3-10(a)与 3-10(b)可知，阻尼系数越大，启动过程中振幅的突变越小。(2) 在运行平稳时，阻尼系数对振幅的影响不大。根据洗衣机的设计经验，增大阻尼系数反而使隔振效果变差，因此阻尼系数的选定，需结合减振和隔振两个方面考虑。

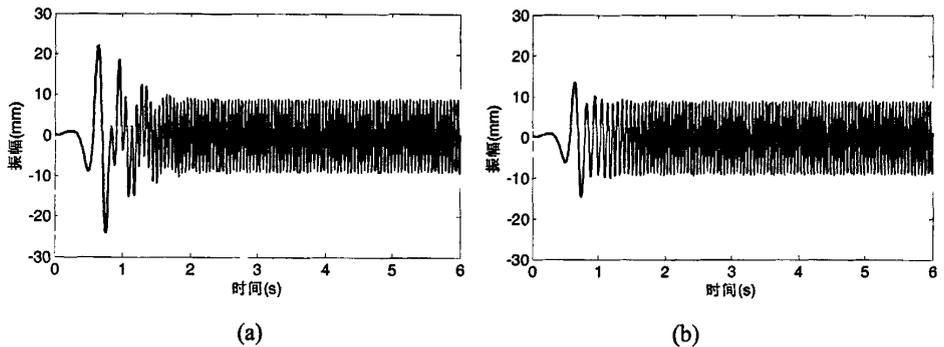


图 3-10 减振器阻尼系数分别为 $0.15 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$ 与 $0.50 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$ 时，外筒振幅曲线

将吊装体中配重块的密度(为计算方便，定义其密度为设计变量，而没直接定义质量)分别设置为 $2.5 \text{ g}/\text{cm}^3$ 与 $5.0 \text{ g}/\text{cm}^3$ ，其他参数默认时，测得外筒振幅曲线如图 3-11(a)与 3-11(b)所示。分析图 3-11 可得以下结论：(1) 配重块的质量对外筒振幅的影响较明显，并随配重块质量的增加而减小；(2) 但盲目增大总质量会使洗衣机过于笨重。

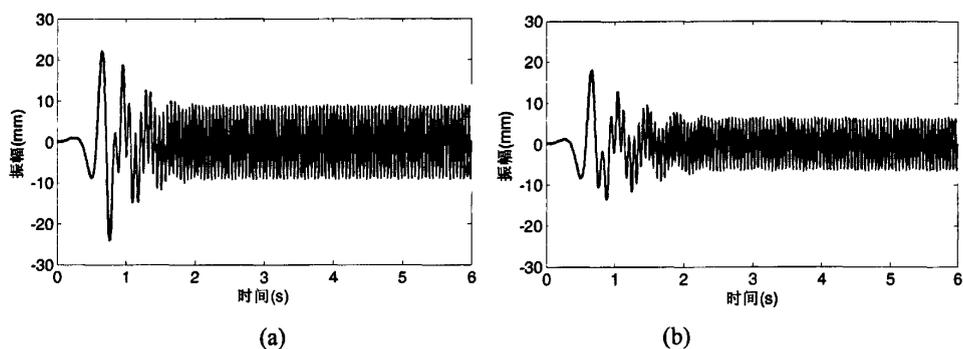


图 3-11 配重块密度分别为 2.5 g/cm^3 与 5.0 g/cm^3 时，外筒振幅曲线

3.5 小结

本章在详细阐述虚拟样机技术与多体系统动力学基本理论的基础上，基于 Pro/E 与 MSC. ADAMS 建立了滚筒洗衣机吊装体系统的虚拟样机模型。通过对样机模型工作过程的仿真计算，分析了系统的动态特性与其振动机理，初步了解了关键部件对外筒振幅的影响。虚拟样机设计流程回避了对各种非线性复杂因素进行理论分析的困难，使研究更接近实际。

第四章 滚筒洗衣机关键部件参数优化设计

4.1 引言

本章首先介绍 ADAMS/View 的参数化建模的定义, 然后详细阐述 ADAMS/View 提供的 3 种类型的参数化分析方法, 即设计研究(Design study)、试验设计(Design of Experiments, DOE)和优化分析(Optimization)。

基于对滚筒洗衣机吊装体的虚拟样机及其动特性的仿真分析, 本章拟首先计算系统各关键部件参数的灵敏度, 以确定各部件对外筒振幅的影响曲线。在此基础上, 进而对整个系统做优化分析, 以期最终提出关键部件的参数最优方案。

4.2 MSC. ADAMS 参数化基本理论

4.2.1 MSC. ADAMS 参数化模型分析

在 MSC. ADAMS 的实际应用过程中, 需要对虚拟样机可能出现的各种情况作进一步的深入分析。如果使用人工方式修改虚拟样机, 然后进行反复的仿真分析, 直至获得满意的样机模型和分析设计结果, 该过程将需要进行大量的单调乏味的重复建模工作, 需要花费大量的机时和人工。为此, 可利用 ADAMS/View 提供的参数化建模和分析模块来提高分析效率。

通过参数化建模, 可以将参数值设置为可以改变的变量。在分析过程中, 只需改变样机模型中有关参数值, 程序就可以自动地更新整个样机模型。更进一步, 还可以由程序根据预先设置的可变参数, 自动地进行一系列的仿真分析, 观察在不同参数值下样机的变化。参数化的模型可以使用户方便的修改模型而不用考虑模型内部之间的关联变动, 而且还可以达到对模型优化的目的。

进行参数化设计分析的第一步, 是确定影响样机性能的关键输入值, 然后对这些输入值进行参数化处理。ADAMS/View 提供了 4 种参数化方法^{[86][90-91]}:

(1) 参数化点坐标

在建模过程中, 点坐标用于几何形体、约束点位置和驱动的位置。点坐标参数化时, 修改点坐标值, 与参数化点相关联的对象都得以自动修改。

(2) 使用设计变量

通过使用设计变量, 可以方便的修改模型中的已被设置为设计变量的对象。

例如，可以将连杆的长度或弹簧的刚度设置为设计变量。当设计变量的参数值发生改变时，与设计变量相关联的对象的属性也得到更新。

(3) 参数化运动方式

通过参数化运动方式，可以方便地指定模型的运动方式和轨迹。

(4) 使用参数表达式

使用参数表达式是模型参数化的最基本的一种参数化途径。当以上三种方法不能表达对象间的复杂关系时，可以通过参数表达式来进行参数化。

4.2.2 MSC.ADAMS参数化模块简介

参数化分析有利于了解各设计变量对样机性能的影响。在参数化分析过程中，根据参数化建模时建立的设计变量，采用不同的参数值，进行一系列的仿真，然后根据返回的结果进行参数化分析，得出一个或多个参数变化对样机性能的影响。再进一步对各种参数进行优化分析，得出最优化的样机。

ADAMS/View 提供了 3 种类型的参数化分析过程，即设计研究(Design study)，试验设计(Design of Experiments, DOE)与优化分析 Optimization)。

(1) 设计研究(Design study)

在建立好参数化模型后，当取不同的设计变量，或者当设计变量值的大小发生改变时，在仿真过程中，样机的性能就将会发生变化。而样机的性能如何变化，则是设计研究主要考虑的内容。在设计研究过程中，设计变量按照一定的规则在一定的范围内进行取值。根据设计变量值的不同，进行一系列仿真分析。在完成设计研究后，输出每一次仿真分析的结果。

通过各次分析结果的研究，用户可以得到以下内容：

- a、设计变量的变化对样机性能的影响。
- b、设计变量的最佳取值。
- c、设计变量的灵敏度，即样机有关性能对设计变量值变化的敏感程度。

(2) 试验设计(Design of Experiments, DOE)

试验设计(Design of Experiments, DOE)考虑在多个设计变量同时发生变化时，各设计变量对样机性能的影响。试验设计包括设计矩阵的建立和试验结果的统计分析等。使用 MSC. ADAMS 的 DOE 可以增加获得结果的可信度，并且在得到结果的速度上比试错法或者一次测试一个因子的试验更快，同时更能有助于用户理解和优化机械系统地性能。

对于简单的设计问题，可以将经验知识，试错法或施加强力的方法混合用来探究和优化机械系统的性能。但当设计方案增加时，这些方法也就不能得出快速、系统化、公式化的答案。一次改变一个因素(也称设计参数 Factors)不能给出

因素间相互影响的信息, 而进行多次仿真同时测试多个不同的因素会得到大量的输出数据让用户评估。为了减少耗时的工作, ADAMS/Insight 提供一个定制计划和分析工具来进行一系列的试验, 并且 ADAMS/Insight 帮助确定相关的数据进行分析, 并自动完成整个试验设计过程。

总的说来, MSC.ADAMS 中的 DOE 是安排和分析试验结果的一整套步骤和统计工具, 试验目的就是测量出虚拟样机模型的性能, 制造过程的产量, 或者成品的质量。

DOE 一般有以下五个基本步骤:

- a、确定试验目的。例如, 想确定那个变量对系统影响最大。
- b、为系统选择你想考察的因素集, 并设计某种方法来测量系统的响应。
- c、确定每个因素的值, 在试验中将因素改变来考察对试验的影响。
- d、进行试验, 并将每次运行的系统性能记录下来。
- e、分析在总的性能改变时, 哪些因素对系统的影响最大。

对设计试验的过程的设置称为建立试验矩阵 (设计矩阵)。设计矩阵的列表示因素, 行表示每次运行, 矩阵中每个元素表示对应因素的水平级 (即可能取值因子, Levels), 是离散的值。设计矩阵给每个因素指定每次运行时的水平级数, 只有根据水平级才能确定因素在运算时的具体值。

(3) 优化分析(Optimization)

优化分析是指在系统变量满足约束条件下使目标函数取最大值或者最小值。目标函数是用数学方程来表示模型的质量、效率、成本、稳定性等。使用精确数学模型的时候, 最优的函数值对应着最佳的设计。目标函数中的设计变量对需要解决的问题来说应该是未知量, 并且设计变量的改变将会引起目标函数的变化。在优化分析过程中, 可以设定设计变量的变化范围, 施加一定的限制以保证最优设计处于合理的取值范围。

另外对于优化来说, 还有一个重要的概念是约束。有了约束, 才使目标函数的解为有限个, 有了约束, 才能排除不满足条件的设计方案。

通常, 优化分析问题可以归结为: 在满足各种设计条件和在指定的变量变化范围内, 通过自动地选择设计变量, 由分析程序求取目标函数的最大值或最小值。

虽然 Insight 也有优化的功能, 但两者还是有区别, 并且互相补充。试验设计主要研究哪些因素的影响比较大, 并且还调查这些因素之间的关系; 而优化分析着重于获得最佳目标值。试验设计可以对多个因素进行试验分析, 确定哪个因素或者哪些因素的影响较大, 然后, 可以利用优化分析的功能对这些影响较大的因素进行优化, 这样可以达到有效提供优化分析算法的运算速度和可靠性。

4.3 虚拟样机模型设计的计算流程

使用动力学分析软件 MSC. ADAMS 对虚拟样机模型进行设计的一般流程详见图 4-1。针对本文所研究对象滚筒洗衣机，前半部分流程，包括建立虚拟样机模型、对样机仿真分析和完善样机模型，在第三章已做了详细阐述，本章将对后半部分，即参数化建模、优化设计和提出优化依据，进行详细阐述。

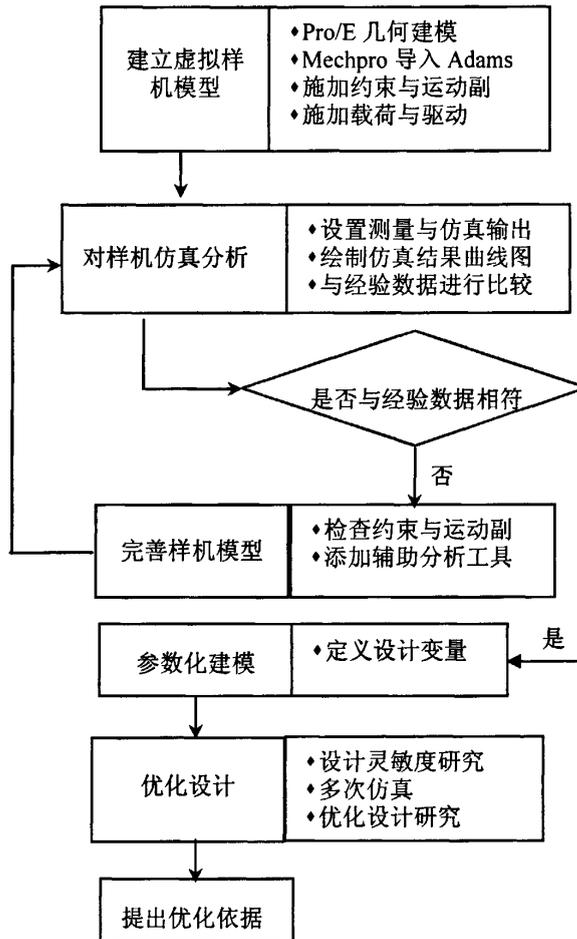


图 4-1 虚拟样机模型设计的一般步骤

4.4 设计变量

4.4.1 MSC. ADAMS 参数化模型定义

在进行优化设计之前, 需要确定 ADAMS/View 在各次分析时使用的设计变量参数值。设计变量是一种非常有用的参数化分析工具, 可以用设计变量定义用户自己的自变量参数, 并将设计变量同仿真对象相关联。设计变量也提供了一种简单明了的管理关键设计参数的方法, 将设计参数列表, 可以非常方便地观察和修改参数值。另外, 可以通过参数化分析, 令设计变量在一定范围内变化, 从而自动地进行一系列的分析, 完成设计研究、试验设计和优化分析。设计变量是可以变化的 ADAMS/View 对象。除了可以用于储存数据或表达式, 还可以作为在参数化分析过程中的变量。

4.4.2 设计变量的定义

ADAMS/View 为设计变量提供了两种定义方法, 一种是使用设计变量产生的对话框, 另一种是使用弹出式的菜单中的 Create Design Variable 命令。

利用设计变量产生的对话框可以选择设计变量的类型、输入或修改设计变量值, 但是产生设计变量对话框不能将设计变量输入到正在建模的样机中。

使用弹出式的菜单中的 Create Design Variable 命令, 可以产生设计变量, 并且可以将设计变量输入到显示弹出式菜单的文本输入框中。此时, 所产生的设计变量使用默认值, 需要用修改设计变量的方法来改变设计变量的类型或名称。

本文选择第二种方法创建设计变量, 即弹出式的菜单中的 Create Design Variable 命令。

在本模型中, 影响洗衣机吊装体系统外筒振幅的部件包括减振器, 吊簧与配重块。因此, 本文拟创建以下三个设计变量, 它们分别是减振器阻尼系数、吊簧弹性刚度与配重块密度。以减振器阻尼系数为例, 创建步骤如下:

在 ADAMS/View 中, 选择 Build>Design>New, 系统弹出创建设计变量对话框, 变量名称(Name)取系统默认的 DV_1 (此变量代表减振器阻尼系数), 变量类型(Type)选择 Real, 变量单位(Units)选择 damping, 变量的标准值(Standard Value)取 0.15, 在“Value Range by”栏中选择 Absolute Min and Max Values, 输入变量的最小值(Min. Value)为 0.05, 输入变量的最大值(Max. Value)为 1.0, 如图 4-1 所示, 按“Apply”创建设计变量 DV_1。

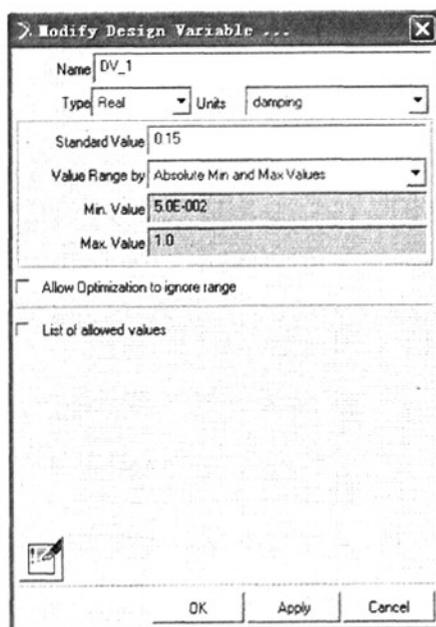


图 4-2 创建设计变量对话框

以类似的方法,再创建DV_2与DV_3,分别是吊簧弹性刚度与配重块密度(为计算方便,定义其密度为设计变量,而没直接定义质量)。

以上三个设计变量的变量名、实际所代表的含义、变量类型、变量单位、变量标准值、最小值以及最大值见表 4-1。

表 4-1 各设计变量的定义详情

变量名	代表的含义	变量类型	变量单位	标准值	最小值	最大值
DV_1	减振器阻尼系数	Real	$N \cdot s / mm$	0.15	0.05	1.0
DV_2	吊簧弹性刚度	Real	N / mm	4.50	2.00	10.00
DV_3	配重块密度	Real	kg / mm^3	2.0E-6	1.0E-6	8.0E-6

4.5 关键部件参数灵敏度分析

对吊装系统关键部件对外筒振幅的影响,即灵敏度进行设计研究,是吊装体零部件优化设计的基础。首先定义吊簧弹性刚度、减振器阻尼系数、配重块密度(为计算方便,定义其密度为设计变量,而不直接定义质量)为设计变量,外筒振幅最小为目标函数,分别进行仿真计算,得各参数的灵敏度曲线如图 4-3 至图

4-5 所示。

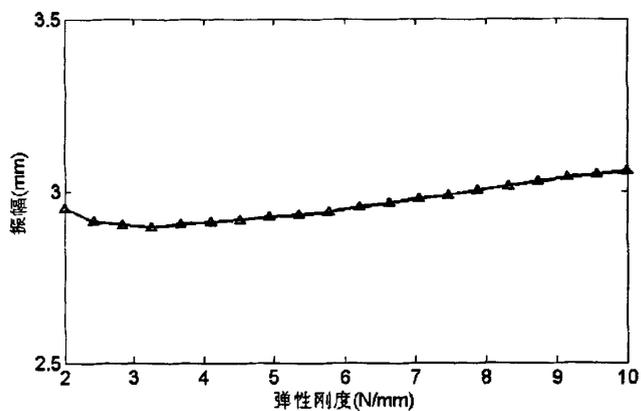


图 4-3 吊簧弹性刚度灵敏度曲线

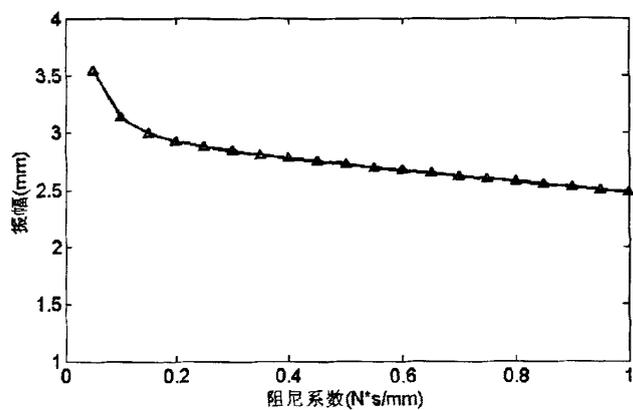


图 4-4 减振器阻尼系数灵敏度曲线

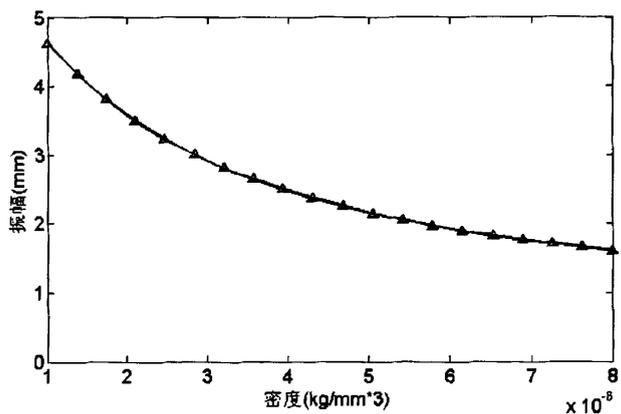


图 4-5 配重块密度灵敏度曲线

由图 4-3 可知, 吊装体外筒振幅随着吊簧弹性刚度的增大先减小后增大, 并在 $3.5 N/mm$ 时达到最小。总体来看, 吊簧刚度对振幅影响不大。由图 4-4 可知, 振幅随减振器阻尼系数的增大而减小, 并在 0 至 $0.1 N \cdot s/mm$ 范围影响比较明显, 而在大于 $0.1 N \cdot s/mm$ 的范围内, 对振幅的影响逐渐减小。由图 4-5 可知, 振幅随配重块质量的增大而减小, 且影响比较明显。

根据以往设计经验, 增大阻尼系数反而会使系统的隔振效果变差, 因此结合减小系统振幅与改善隔振效果两方面考虑, 阻尼系数取 0.1 到 $0.2 N \cdot s/mm$ 之间较为合适。吊装体的总质量也不宜盲目增大, 因为这样会使洗衣机过于笨重。

4.6 关键部件参数优化

4.6.1 优化分析的理论基础

优化设计就是优选设计变量, 使目标函数达到最优值, 或找出目标函数的最小值 (或最大值)。目标函数与设计变量之间的关系可以用曲线或曲面来直观地表示。图 9 表示目标函数 $f(X)$ 与两个设计变量 x_1, x_2 所构成的关系曲面上的等值线 (也称为等高线)。当给目标函数以不同值时, 可得到一系列的等值线, 它们构成目标函数的等值线族。在极值处目标函数的等值线聚成一点 X^* , 并位于等值线族的中心。求最优点, 即是求目标函数的极值问题可归结为求其等值线同心椭圆族的中心。

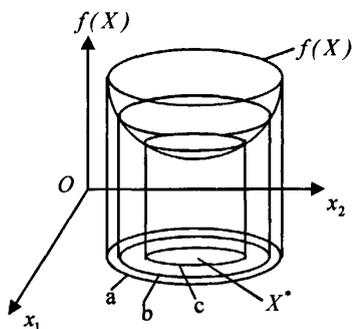


图 4-6 目标函数等值曲线图

4.6.2 关键部件参数优化

对洗衣机吊装体系统进行优化分析, 即在满足各种设计条件和在指定变量的变化范围内, 通过选择减振器阻尼系数、吊簧弹性刚度与配重块密度这三个设计变

量,由分析程序求取洗衣机外筒振幅均方根的最小值。由上节的灵敏度分析知主要是确定吊装体各部件参数对外筒振幅的影响大小,而利用优化分析的功能,则可对影响较大的参数进行优化,以求得参数最优值。

借助上节创建的对吊装体外筒振幅的测量函数,将其测量数据的方差的平均值作为优化分析的目标函数。在上节对部件参数的灵敏度分析的基础上,可知减振器阻尼系数与配重块密度对外筒振幅的影响较大。因此,选择这两个作为设计变量,并以目标函数的最小值作为优化分析的目标。同时,为满足洗衣机改善隔音效果及限制总体重量的要求,需要创建约束条件以限制设计变量的取值范围。两设计变量的取值范围在上节已做详细分析,详见上节。以上各项定义完毕后,即可运行程序,进行优化分析。

在经过四次迭代后,外筒振幅的值达到最小,为 3.03mm。这时,减振器阻尼系数与配重块密度的取值分别为 $0.12 N \cdot s/mm$ 与 $3.50E-6 kg/mm^3$ 。通过优化,外筒振幅由 3.87mm 减小为 3.03mm,降幅为 21.7%,效果比较明显。

4.7 小结

本文基于 Pro/E 和 MSC. Adams 创建了滚筒洗衣机吊装体系统的虚拟样机模型,对系统的动力学特性进行了仿真分析计算。在研究分析各关键部件对外筒振幅的影响大小基础上,对关键部件的参数进行了优化分析。

总结以上仿真计算与优化分析过程,可得以下结论:

(1) 通过对滚筒洗衣机虚拟样机模型进行的仿真分析可知,造成系统振动的主要原因是衣物不平衡质量。因为在洗衣机运行过程中,不平衡质量产生了随转速变化的离心力,激起洗衣机的振动,并引发噪声。

(2) 通过对系统的关键部件,包括减振器、吊簧与配重块,这三者参数的灵敏度分析可知,减振器阻尼系数与配重块质量对外筒振幅的影响比较明显。在此基础上,确定了进行优化分析的设计变量。

(3) 最后通过对系统的优化分析,确定了关键部件的最优参数,并提出改善洗衣机性能的指导方案,为滚筒洗衣机物理样机的优化设计提供了有益的理论依据和数据参考。

第五章 基于ADAMS/Smulink的系统机电一体化模型联合仿真

5.1 引言

近年来随着CAD/CAM技术的飞速发展，利用虚拟样机技术对机械和控制系统进行联合仿真以辅助产品的设计与开发的技术，已越来越得到各厂家的重视。通过仿真建模环境所提供的良好的人机交互图形界面，建立仿真软件所支持的联合仿真模型，可以实现产品方案确立后的快速仿真分析及反馈，及时对设计方案进行改进和优化。其中，ADAMS/Controls模块和Simulink的联合仿真为机械和控制系统的联合仿真提供了一种全新的优化设计平台。

在前两章利用动力学分析软件 MSC. ADAMS 对洗衣机的机械部分进行仿真分析与优化设计的基础上，本章拟以 Pro/E, MSC. ADAMS 和 Simulink 为研究工具，详细阐述滚筒洗衣机机电联合仿真模型建模与仿真分析的步骤与实现策略。即采用在 Pro/E 和 MSC. ADAMS 环境下创建的虚拟样机模型，在 Simulink 环境下设计洗衣机用无刷直流电动机的调速系统模型，并以 Simulink 为主仿真环境，通过控制软件接口实现机电模型的联合仿真与分析。

5.2 机电一体化仿真方法概述

5.2.1 机电一体化仿真的发展历程

在传统的产品研发流程中，虽然已经引入了各种工程辅助软件，如三维CAD软件、有限元分析软件、机构动力学分析软件和控制系統分析软件，但彼此之间仍独立作业，缺乏整体协同作业规划。

机械工程师与控制工程师虽然共同设计开发一个系统，但是他们各自都需要建立一个模型，对机械系统和控制系统进行独立设计和测试，然后进行信息的集成。这种开发方式一方面由于在设计阶段机械工程师与控制工程师缺乏互动，机械系统与控制系统独立设计，因而无法确切的检验所设计的控制律是否有效合理，也无法检验控制品质的高低。如果控制对象中的载荷工况等信息无法完全确切的计算和把握，而只能通过估计的方式得到，自然会影响到设计效果；另一方面，由于后期产品测试和验证经常与原始设计不符，一旦出现问题，必须回到各自的模型中重新进行修改机械系统和控制系统，造成巨大的人力、物力浪费。

如果能够让机构和控制设计两个单元一开始就共享模型信息^[100-104],把两边考虑的机械控制问题同时包含在分析程序中,直接建立完整的机电系统,这样一方面可以使得控制工程师可以获得与实际工况相符的机构运动规律,另一方面可以利用整合的虚拟样机对机械系统和控制系统进行反复的联合调试,直到获得满意的设计效果,然后进行物理样机的建造和测试。

显然,利用机电产品控制一体化虚拟样机技术对机电系统进行整体设计、调试和试验的方法,同传统的设计方法相比具有明显的优势,可以大大提高设计效率,缩短开发周期,降低产品开发成本,获得优化的机电系统整体性能。

5.2.2 仿真环境

目前支持机电产品建模和仿真的商业软件按其建模方法主要分为三种^[105-106]。

(1) 基于键合图(Bond Graph)的建模方法。

如 20-sim、symbols2000 和 BondLab 等软件。键合图建模方法具有高度抽象性,它采用类比的关系把机械领域和电子领域的物理对象抽象为一种形式的表示符号。这类软件具有高度的抽象性和专业相关性,主要用于机电一体化机械系统仿真。

(2) 基于面向对象(Object Oriented)的建模方法。

如 Dymola、MathModelica 以及 Matlab 的 SimMechan-nis 工具箱。面向对象的建模方法符合人类认识问题的规律,它具有面向对象设计方法的一切属性与特点即封装性、继承性和多态性。这类软件界面形象、直观、易于理解。

(3) 基于方块图(Block Diagram)的建模方法。

方块图方法起始于控制理论学科,可以对信号流的输入/输出进行建模。Matlab 软件采用方块图技术进行建模和仿真。其中 Simulink 环境可以对机电一体化产品控制系统进行建模和仿真。但是它不能对机械系统进行建模与仿真,否则会使参数复杂化。

机电产品组成的多域性,决定了机电产品的仿真环境的多功能性,即不但能仿真机械系统,而且能融合控制系统的仿真。Matlab 软件具有强大的数值计算能力,它的 Simulink 环境可以进行控制系统建模与仿真,而且与 MSC. ADAMS 的接口也比较完善。并且,借助 ADAMS/Controls 模块,可以将机械系统模型同控制系统模型有机地连接起来,实现以下三个功能:

(1) 将复杂的控制添加到机械系统样机模型中,然后对机电一体化的系统进行联合分析。

(2) 直接利用 MSC. ADAMS 程序建立控制系统分析中的机械系统仿真模型,

而不需要使用数学公式建模。

(3) 分析在 MSC. ADAMS 环境或者控制应用程序环境获得的机电联合仿真结果。

因此, Simulink 与 MSC. ADAMS 的完美结合为机电产品的建模与仿真分析提供了一个有效的应用环境。

鉴于本文研究对象滚筒洗衣机的自身特点与各种建模方法的适用特点, 本章将利用 Simulink 与 MSC. ADAMS 对机电一体化产品组成对象进行了建模, 即采用 Simulink 创建洗衣机滚筒系统的电机控制系统, 利用 Pro/E 与 MSC. ADAMS 软件创建其机械系统。

5.2.3 仿真流程

结合本文研究对象滚筒洗衣机, 机电联合仿真方法基本流程如下:

(1) 利用三维制图软件 Pro/E 完成洗衣机吊装体系统的三维实体设计, 并根据零部件间的拓扑结构关系, 采用运动副装配方式建立吊装体的三维实体模型, 以便导入到虚拟样机动力学仿真软件 MSC. ADAMS 中。

(2) 利用 Mechpro 模块, 在 Pro/E 环境中生成刚体及简单约束等, 然后将该模型导入到 ADAMS/View 中, 在此环境中为零部件之间施加运动副和运动约束以及载荷(包括力和力矩)等, 然后为各零部件指定所用的材料, 使其获得质量和转动惯量等物理信息。至此, 虚拟样机模型完成。

(3) 定义输入和输出变量。在 MSC. ADAMS 环境中定义洗衣机吊装体系统动力学模型的输入和输出变量, 以在 MSC. ADAMS 与 Simulink 控制系统之间形成闭环回路。

(4) 在 Simulink 环境中创建电机控制系统仿真模型, 包括控制器、电机模型以及相关的控制模块。

(5) 生成 ADAMS/Simulink 联合仿真控制接口, 并通过 ADAMS/Controls 接口模块实现连接, 将虚拟样机模型导入到 Simulink 环境中, 创建机电联合仿真模型。

(6) 运行仿真模型, 观察仿真结果。根据所观察到的结果, 调整虚拟样机和控制系统模型, 再进行仿真。如此反复, 直到结果满意为止。

5.3 机电一体化系统建模

机电联合仿真建模指的是首先对系统的各物理对象建模, 也就是将系统的各组成部分在计算机中用适当的模型表达出来, 这种计算机中表达的物理模型必须

易于转化为数学描述(容易转化为计算机可执行的计算机码), 以实现物理模型的仿真计算, 然后借用软件接口实现各模型之间的联合仿真。

5.3.1 虚拟样机参数化模型

采用三维制图软件 Pro/E 完成洗衣机滚筒系统的三维实体设计, 并根据零部件间的拓扑结构关系, 采用运动副装配方式建立装配模型。利用 MSC. ADAMS 集成到 Pro/E 环境中的 Mechpro 模块, 生成刚体及简单约束, 然后将该模型导入到 MSC. ADAMS 环境中, 定义复杂约束, 并在此环境中为各零部件指定材料属性, 使其获得质量和转动惯量等物理信息。MSC. ADAMS 会根据各个刚体的质量属性、质心坐标系以及刚体间的约束自动产生系统的多体动力学模型; 然后采用拉格朗日方法建立系统的动力学方程, 采用带乘子的拉格朗日方程处理完整约束系统或非完整约束系统, 导出笛卡尔广义坐标为变量的运动学方程, 其计算程序运用 Gear 刚性积分法以及稀疏矩阵技术。创建过程详见第三章。

5.3.2 MSC. ADAMS模型的输入和输出

通过 MSC. ADAMS 中的信息文件或启动文件, 可以确定 MSC. ADAMS 模型的输入或输出, 以实现 MSC. ADAMS 和 Simulink 之间的信息封闭循环。即, 从 MSC. ADAMS 输出的信号进入 Simulink, 同时从 Simulink 输出的信号进入 MSC. ADAMS 程序。

这里, 输出是指从 ADAMS/Controls 输出到系统控制程序的变量, 相当于传感器的测量值, 它是控制软件的输入。而输入是指从控制程序返回到 MSC. ADAMS 系统的变量, 表示控制程序的输出。

5.3.2.1 状态变量定义

在 MSC. ADAMS 环境中定义洗衣机吊装体系统虚拟样机模型的输入和输出状态变量, 以在 MSC. ADAMS 与 Simulink 控制系统之间形成闭环回路, 如图 5-1 所示。设定电机转速为输入变量, 电机转矩为输出变量。为观察机械系统的运动情况, 另定义两个输出变量外筒振幅与内筒线速度。

具体操作如下: 在 Build 菜单, 选择 System Elements 项, 再选择 State Variable, 最后选择 New, 如图 5-2 所示, 创建输入状态变量电机转速, 变量名为 Rotor_speed, 变量方程默认即可。按表格 5-1 所示, 分别创建其他输入输出状态变量。

其中需要另加说明的是, 除状态变量电机转矩以外的另三个变量的标量方程为 $F=0$, 这是因为它们的值不是系统给定的, 而是自动根据联合仿真控制程序的

输入或输出实时刷新而得。

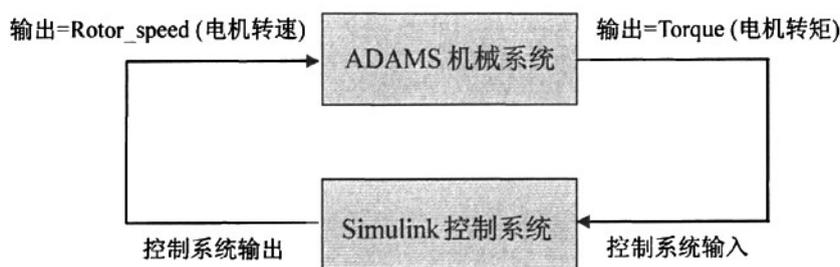


图 5-1 洗衣机机电模型的信息闭合回路示意图

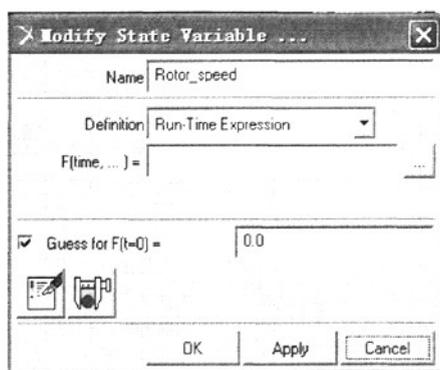


图 5-2 创建状态变量对话框

表 5-1 状态变量列表

状态变量	变量名	变量方程
	电机转矩(Torque)	F= JOINT_16_MEA_Torque
输出	内筒线速度(Inner_velocity)	F=0
	外筒振幅(Outer_displacement)	F=0
输入	电机转速(Rotor_speed)	F=0

5.3.2.2 输入函数定义

在 MSC.ADAMS 模型中定义一个电机转速 MOTION_1，方程为：

$$\text{MOTION}_1 = \text{VARVAL}(\text{Rotor_speed}) \quad (5-1)$$

5-1 式中，VARVAL() 是一个 MSC.ADAMS 函数，它返回变量 Rotor_speed

的值。也就是说，电机转速 MOTION_1 的值从输出变量 Rotor_speed 处获得。
定义输入函数的具体步骤如下：

- (1) 在 Edit 菜单，选择 Modify 命令，显示数据库浏览器。
- (2) 双击.MPRO_model 模型，显示 ADAMS/View 变量列表。
- (3) 从列表中选择电机转速 MOTION_1，显示修改电机转速对话框，如图 5-3 所示。
- (4) 查看 Funtion(time, ...) 文本框，在该栏中输入的表达式为 VARVAL(Rotor_speed)。
- (5) 选择 OK，确认修改。

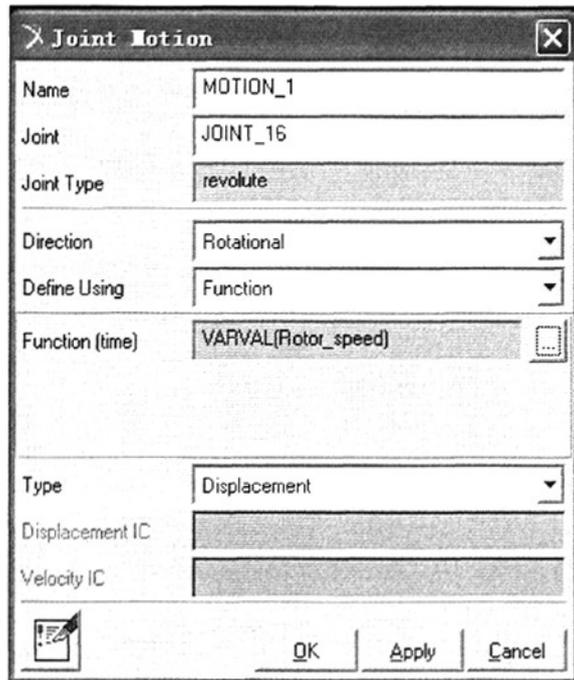


图 5-3 电机转速修改对话框

5.3.2.3 ADAMS/Controls模块的输入输出定义

在 View 菜单栏的 Build 下拉子菜单栏中选 Controls Toolkit 项，然后选择 Plant Output，出现图 5-4 所示对话框，并定义图中所示输入变量，变量名为.MPRO_model.PINPUT_1，状态变量选择 Rotor_speed。

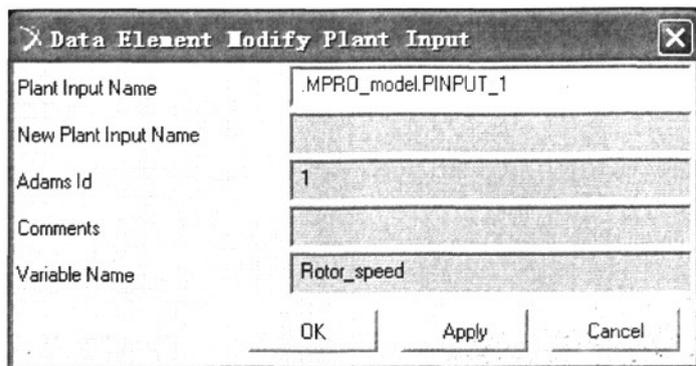


图 5-4 定义输入变量对话框

在 View 菜单栏的 Build 下拉子菜单栏中选 Controls Toolkit 项, 然后选择 Plant Ouput, 出现图 5-5 所示对话框, 并定义图中所示输入变量, 变量名为 .MPRO_model.POUPUT_1, 状态变量选择 Torque, Inner_velocity, Outer_displacement, 在两个变量之间用“,”号分隔。

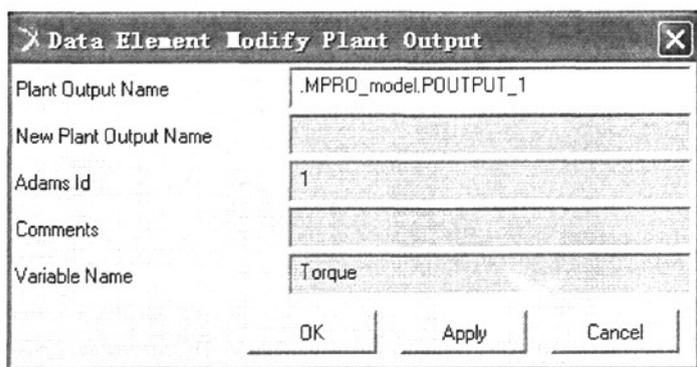


图 5-5 定义输出变量对话框

在 View 菜单栏的 Controls 下拉子菜单栏中选 Plant Export 项, 出现图 5-6 所示对话框, 即为 MSC. ADAMS 与 Simulink 接口设置对话框。

在 File Prefix 栏中输入字符串 my_washing_machine, 作为即将生成文件 (共三个文件, 包括一个可作为 MATLAB/Simulink 的 S 函数名为 my_washing_machine 的文件) 的文件名。在 Plant Input 栏中选择.MPRO_model.PINPUT_1, Plant Ouput 栏中选择.MPRO_model.POUPUT_1。在 control Package 栏中选 MATLAB 选项, 即选 MATLAB 进行联合仿真。在 Type 栏, 选 non_linear 项, 这是由于该模型是非线性模型。在 Initial Static Analysis 栏, 选 Yes, 表示联合仿真所调用的 View 中的模型是经过静平衡仿真后的模型。

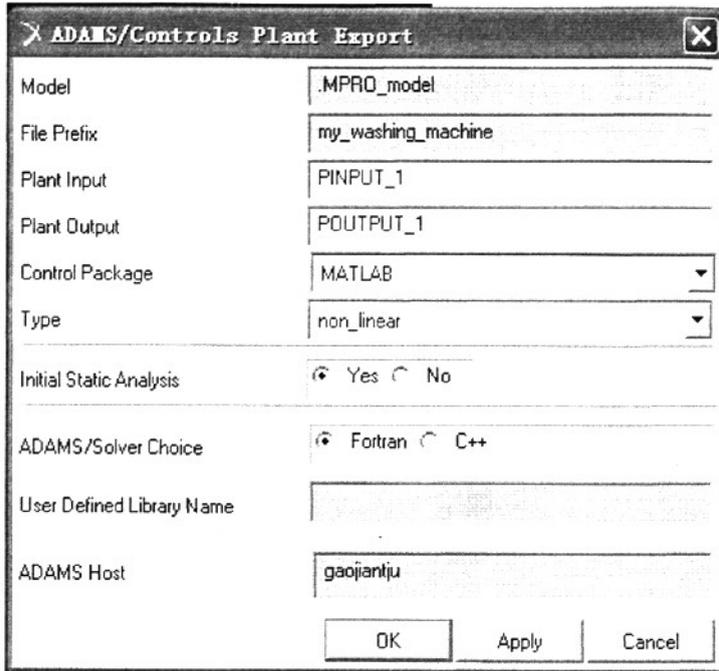


图 5-6 MSC.ADAMS 与 Simulink 接口设置对话框

至此, MSC.ADAMS 的输入与输出变量定义完毕。ADAMS/Controls 将输入和输出信息保存在.m(MATLAB 程序)文件中, 同时产生一个 ADAMS/View 命令文件(.cmd)和一个 ADAMS/Solver 命令文件(.adm), 供联合仿真分析时使用。然后, 将该 MSC.ADAMS 模型以非线性被控对象形式输出至 Simulink 环境中, 系统自动以 adams_sub 子系统来表示。

5.3.3 电动机控制系统的建模

5.3.3.1 电动机的选配

目前, 应用于滚筒洗衣机驱动的电动机有双速单相电容运转异步电动机、单相串激电动机、开关磁阻直接驱动电动机和永磁无刷直流电动机。各类型电机的特点如下:

双速单相电容运行感应电动机在启动的时候, 两个电容同时接入, 具有电容启动的特点; 转速升高后, 离心开关将启动电容电路切掉, 具有电容运转的特点。由于启动、运转电容独立选择不同的电容容量, 具有较大的启动转矩和良好的工作性能。这种电机最大的缺点就是只有两档转速, 且两档转速差异较大, 不能实行宽范围的调速。由于双速单相电容运行感应电动机的成本较低, 所以在普通的滚筒洗衣机中仍得到较多的应用。

单相串激电动机是带换向器的电枢绕组经电刷和定子励磁绕组串联的单相电动机。它的特点是转速高、体积小、启动转矩大，通过调电压调速，调速方便。但是因为电刷的存在，会产生换向火花干扰无线电和缩短电动机寿命。同样由于该类电机价格相对较低，适合中低档滚筒洗衣机的使用要求，因此有广泛的市场。

开关磁阻电机的转矩是磁阻性质，其运行原理是遵循“磁阻最小原理”——磁通总是沿磁阻最小的路径闭合，因磁场扭曲而产生切向磁力。开关磁阻电机应用在滚筒洗衣机中取得明显的优点：很低的洗涤速度；滚筒平衡性好；最大速度高，低速转矩大；机械特性易调整等。但是存在噪音大的缺点。

永磁无刷直流电动机系统由电机本体和驱动控制电路部分组成。永磁无刷直流电动机的定子与交流电机的定子结构相同，转子铁心上粘有永磁磁钢，电子换相代替了传统电刷的机械换向。所以永磁无刷直流电动机既具备交流电动机结构简单、运行可靠、维护方便的优点，又具备直流电动机的运行效率高、无励磁损耗以及调速性能好等诸多优点，并且与电子控制器相配合可以进行无级调速，近年来在家电电机中得到越来越多的应用。同时，我国的稀土资源丰富，对于永磁无刷直流电动机的发展和成本的降低，有着得天独厚的优势。所以用永磁无刷直流电动机作为驱动将是滚筒洗衣机的一个发展趋势。

由于电机性能的提高是以成本相对提高为代价的，电机选用的关键问题还是性能/价格比。表 5-2 为四种电机性能价格的一个比较：

表 5-2 洗衣机用电动机性能对比

电动机类型		串激电动机		双速电容电动机	开关磁阻电机	无刷直流电动机
控制器		AC 相控	DC 脉宽控制	VVVF	CCC	PWM
洗涤速度(r/min)		≥ 20	≥ 15	300	20-100	无限制
脱水速度(r/min)		≤ 10000	≤ 10000	2800	≤ 2000	≤ 2000
噪声	洗涤	高	低	中	中	低
	脱水	高	低	中	中	低
效率	700r/min	30%	38%	33%	66%	55%
	1400r/min	65%	70%	85%	80%	90%
电机+控制器 相对成本		1	1.30	1.80	1.45	1.70
寿命(小时)		3000	8000	≥ 20000	≥ 20000	≥ 20000

从表 5-2 中可以看出，新型电机的使用，使滚筒洗衣机各方面性能均有不同程度的提高，但我们也应注意到，成本有明显的差异(1~1.8)。因此，选择恰当的电机就应该考虑洗衣机的整机价格、使用档次以及应用功能等各方面因素。基于以上原因，本文选用永磁无刷直流电动机。

5.3.3.2 电机控制算法

目前，应用于电机控制系统的控制方法主要有现代控制方法(如自适应控制方法、预见控制方法、最优控制方法及鲁棒控制方法)和智能控制方法(如模糊控制、神经网络控制)以及复合控制方法。本章研究的主要目的是掌握洗衣机的机电一体化联合仿真的步骤与实现策略。为简单起见，本次研究采用一种较简单的控制方法——比例积分微分控制，简称 PID 控制，进行联合仿真。

比例调节作用：是按比例反映系统的偏差。系统一旦出现了偏差，比例调节立即产生调节作用以减少偏差。比例作用增大，可以加快调节，减少误差，但是过大的比例，使系统的稳定性下降，甚至造成系统的不稳定。

积分调节作用：是消除或减小控制系统的稳态误差。但是，加入积分调节使得系统的动态响应变慢，可能使系统稳定性下降。积分作用的强弱取决于积分时间常数 T_i ， T_i 越小，积分作用就越强。反之， T_i 大则积分作用弱。

微分调节作用：反映系统偏差信号的变化率，具有预见性，能预见偏差变化的趋势，因此能产生超前的控制作用，在偏差还没有形成之前，已被微分调节作用消除。因此，可以改善系统的动态性能。在微分时间选择合适情况下，可以减少超调，减少调节时间。但是，微分作用对噪声干扰有放大作用，因此过强的加微分调节，对系统抗干扰不利。此外，微分反应的是变化率，而当输入没有变化时，微分作用输出为零。图 5-7 中给出了一个 PID 控制的结构图。

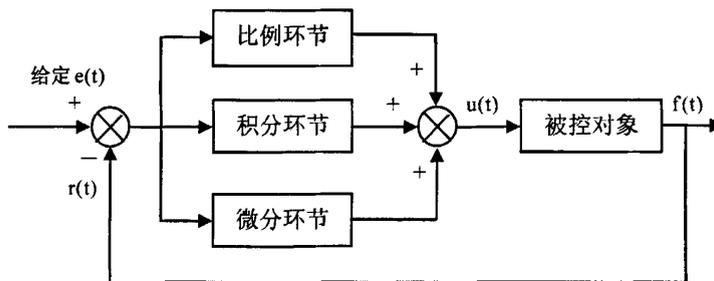


图 5-7 PID 结构示意图

数字 PID 控制器的控制规律可以用以下式子来表示：

$$u(k) = K_p \left[e(k) + \frac{1}{T_i} \sum_{i=0}^k e_i T + T_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \right] \quad (5-2)$$

5.3.3.3 控制系统建模

为了获得高性能的无刷直流电机调速系统，使电机获得理想的启动过程，本文采用双闭环控制方案，其调速系统的结构框图如图 5-8 所示。外环为速度环，内环为电流环。外环采用 PI 调节器，比例部分增加系统的快速性，迅速反映调节作用，但有静差，积分部分最终消除静态偏差。两个调节器在系统中的作用归纳如下：

1、转速调节器的作用：

- (1) 使转速 n 跟随给定电压 U_n^* 变化，稳态无静差；
- (2) 对负载变化起抗扰作用；
- (3) 其输出限幅值决定允许的最大电流。

2、电流调节器的作用：

- (1) 对电网电压波动起及时抗扰作用；
- (2) 起动时保证获得允许的最大电流；
- (3) 在转速调节过程中，使电流跟随其及给定电压 U_n^* 的变化；
- (4) 当电机过载甚于堵转时，限制电枢电流的最大值，从而起到快速的安全保护作用。如果故障消失，系统能够自动恢复正常。

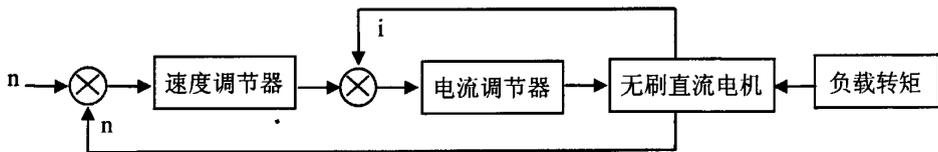


图 5-8 无刷直流电机调速系统结构框图

在 MATLAB 下运行 Simulink，在 Simulink 环境中创建转速—电流双闭环电机控制系统模型，如图 5-9 所示。

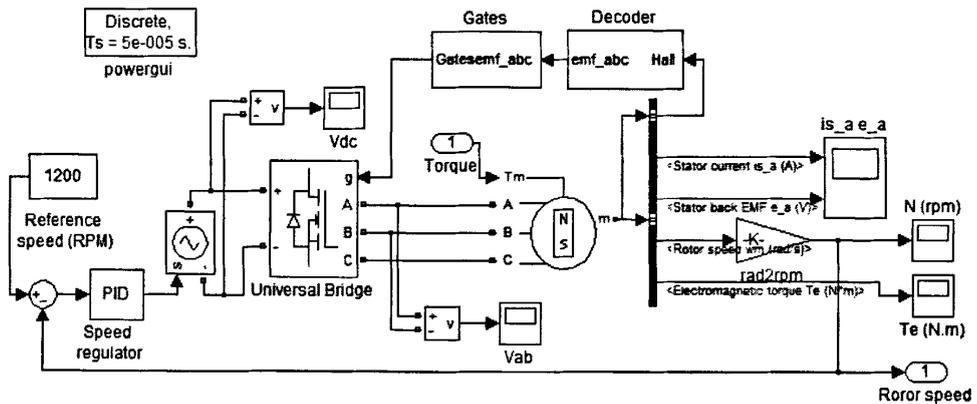


图 5-9 无刷直流电机控制系统的仿真图

5.3.4 滚筒洗衣机机电一体化系统建模

5.3.4.1 控制接口的生成

借助于 ADAMS/Controls 模块，即可将 MSC.ADAMS 同 Simulink 有机的连接起来，实现将复杂的控制引入 MSC. ADAMS 的机械系统虚拟样机，或者将 MSC. ADAMS 的机械系统虚拟样机作为一个机械系统模型引入到 Simulink 环境中，从而进行机电模型的联合仿真分析。生成控制接口的具体步骤在本章 5.3.2 节中已做叙述。

5.3.4.2 联合仿真建模

联合仿真模型的建模就是建立一个机械系统和控制系统一体化的样机模型。通过在 Simulink 中调用在 ADAMS/Controls 中生成的 my_washing_machine.m 文件，添加控制模块，最终实现联合仿真模型的建模。基本步骤如下：

(1) 启动 MATLAB 程序，在命令窗口中输入：my_washing_machine，MATLAB 返回相应的状态变量名，相应结果如下：

```

%%%INFO : ADAMS plant actuators names :
1 Rotor_speed
%%% INFO : ADAMS plant sensors names :
1 Outer_displacement
2 Inner_velocity
3 Torque
    
```

(2) 输入 MSC.ADAMS 模块。在命令窗口中继续输入：adams_sys，显示图 5-10(a)。新建一个空白窗口，命名为 adams_1。将图 5-10(a)中所示的 adams_sub

模块复制到新建的 adams_1 中，双击 adams_sub 模块，显示图 5-10(b)。

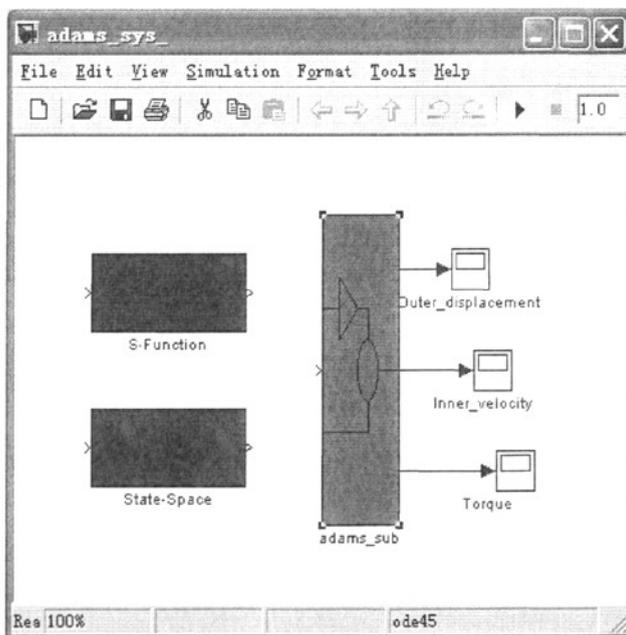
(3) 设置 Simulink 仿真参数。双击图 5-10(b)中 ADAMS Plant 模块，在弹出对话框中设置仿真参数。其中有三个需要特别注意的地方：

- a、Output files prefix 栏，输入 ADAMS_prefix，将输出文件名为 ADAMS_prefix.res 的仿真结果。
- b、Simulation mode 栏，选 discrete 项，即选离散方式进行联合仿真。对于大多数联合仿真分析，离散方式通常是较有效的仿真方式。同连续方式(continuous)相比，离散方式分析速度快，并且能够适用于非常复杂的样机模型。
- c、Animation mode 栏，选 Interactive 项，即选实时跟踪显示仿真过程的方式进行联合仿真。

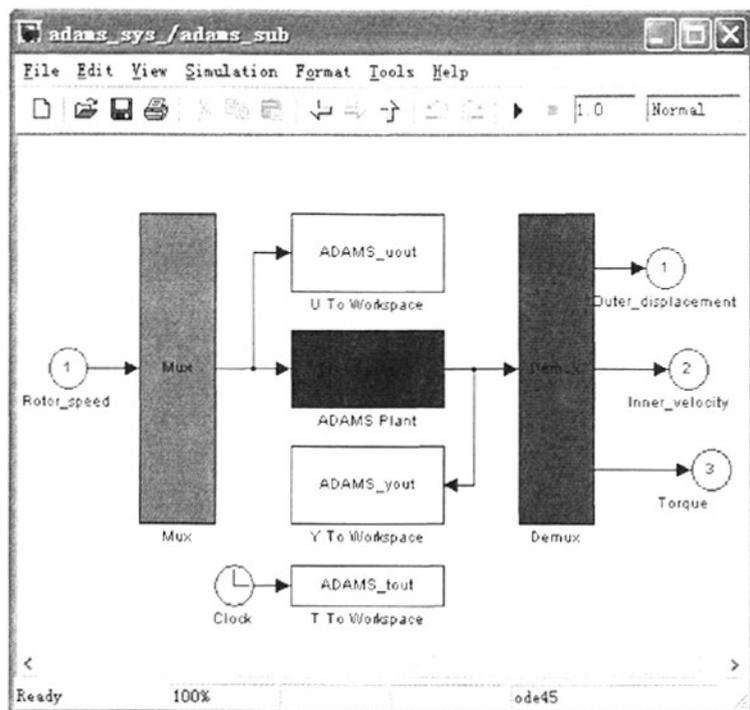
(4) 把电机控制系统进行封装，命名为 BLDC 模块，设置模块的输入与输出分别为 Torque 和 Rotor_speed。

(5) 将 BLDC 模块复制到新建的 adams_1 窗口中，完善仿真模型。最终创建的机电联合仿真模型如图 5-11 所示。

由图 5-11 可见，MSC. ADAMS 机械系统与 Simulink 控制系统之间形成一个闭环回路，实现了信息的闭环通讯，即从机械系统输出内筒旋转所需转矩，输入到控制系统中作为电机控制模型中电机的负载，同时控制系统模型输出电机转速信号作为机械系统中电机旋转的输入信号。



(a)



(b)

图 5-10 adams_sub 模块框图

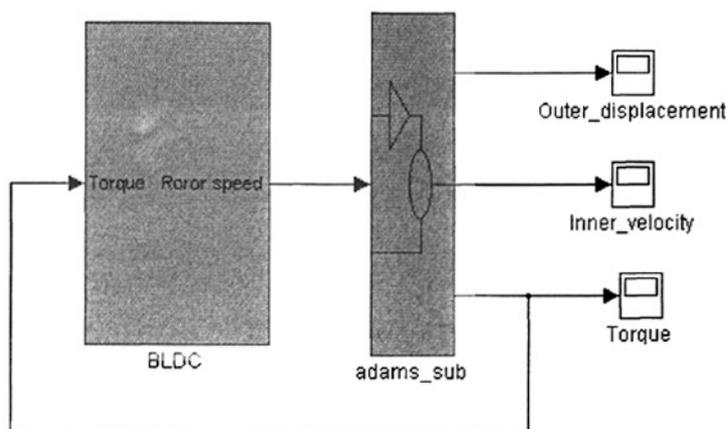


图 5-11 机电联合仿真模型

5.3.4.3 仿真参数的设置

在 Simulink 菜单栏中的 Simulation 项中选择 Simulation parameters 项，显示仿真参数设置对话框。

(1) 在 Stop time 栏，输入仿真结束的时间。

- (2) 在 Solve options 栏, 分别选 Variable-step 和 ode45(Dormand-Prince), 即选变步长解法和 ode45 解法。Ode45 解法是连续状态系统默认最好的解法, 是变步长 4、5 阶的 Runge-Kutta 解法。
- (3) 其它参数取默认值即可。

5.4 模拟仿真

对上述所创建的机电联合仿真模型在 Simulink 环境下进行仿真, 采用 Runge-Kutta 方法, 仿真时间为 25s, 步长为 0.00005s, 允许误差使用默认值, 电机转速设为 1200r/min。在 PI 调节器取两种不同数据的情况下进行仿真, 即取 $P=0.2, I=0.1$ 和 $P=0.1, I=0.05$ (以下称前者或后者)两种情况, 并将仿真结果进行分析比较。联合仿真结果如图 5-12 和 5-13 所示。

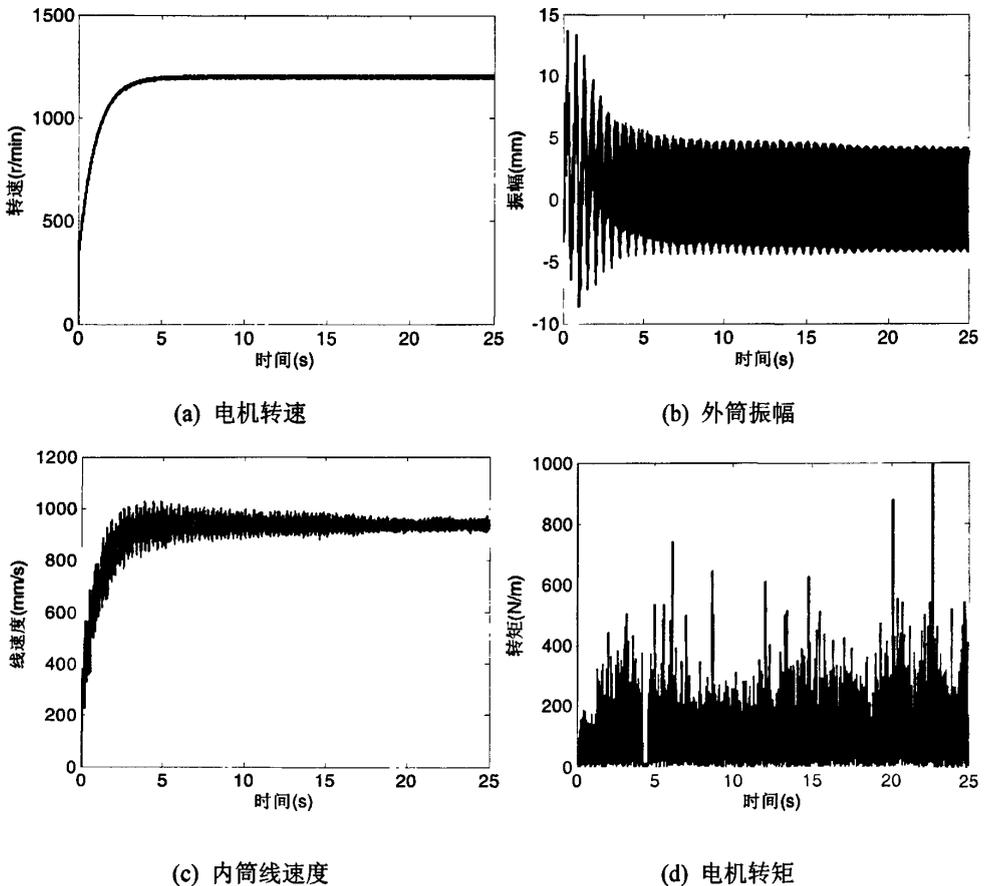
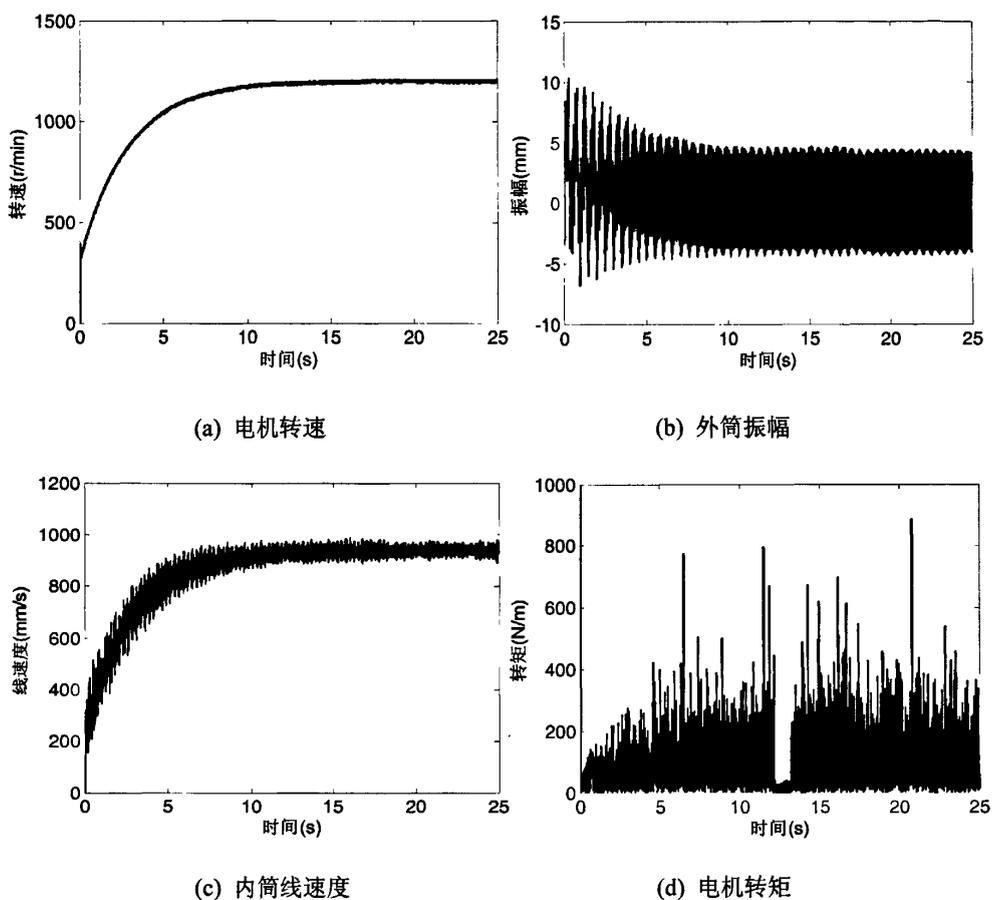


图 5-12 $P=0.2, I=0.1$ 时联合仿真结果

图 5-13 $P=0.1$, $I=0.05$ 时联合仿真结果

对比图 5-12(a)与图 5-13(a)可知,前者情况下,电机启动速度相对较快,即达到平稳状态所需时间较短。可见,通过改变电机控制器的 PI 值可调节洗衣机的启动速度。

对比图 5-12(b)与图 5-13(b)可知,在电机启动阶段,后者情况下的外筒振幅较小,但在运行平稳阶段,二者振幅一致。可见,洗衣机平稳运行状态下的振幅与电机的启动速度无关。

对比图 5-12(a)(c)与图 5-13(a)(c)可知,内筒线速度规律与电机转速基本一致。可见,电机控制系统中 PI 值直接影响着机械系统的输出。

5.5 小结

在前面对洗衣机的机械部分进行仿真分析与优化设计的基础上,本章以 Pro/E, MSC. ADAMS和Simulink为研究工具,详细阐述了滚筒洗衣机机电联合仿

真模型建模与仿真分析的步骤与实现策略。

利用Simulink和MSC. ADAMS软件分别在控制器设计和机械系统建模中的优势，建立了洗衣机的机电联合仿真模型，并在Simulink环境下对所创建模型进行联合仿真计算，结果表明仿真模型具有较好的实用性。

第六章 基于LabVIEW的数据采集系统设计

6.1 引言

随着计算机技术的迅速发展,虚拟仪器正逐渐成为测试领域的发展方向。虚拟仪器是计算机硬件资源、仪器与测控系统硬件资源和虚拟仪器软件资源三者的有效结合,通过软件来实现对数据的显示、存储以及分析处理功能。目前在这一领域内,使用最为广泛的计算机语言是美国NI公司开发的LabVIEW。

本章拟开发的数据采集系统就是一个虚拟仪器系统,它的任务主要是实现对滚筒洗衣机外筒的振动信号进行采集。鉴于商用软件 LabVIEW 的诸多优点,并且具有优良的应用基础,本章将使用它作为开发工具创建数据采集系统的软件系统,以数据采集卡 NI USB9233、个人电脑、加速度传感器与电荷放大器等为核心元器件搭建硬件系统。

6.2 虚拟仪器及LabVIEW概述

6.2.1 虚拟仪器概述

目前,计算机和仪器的密切结合是仪器发展的一个重要方向。这种结合有两种方式,一种是将计算机装入仪器,其典型的例子就是所谓智能化的仪器。随着计算机功能的日益强大以及其体积的日趋缩小,这类仪器功能也越来越强大,目前已经出现含嵌入式系统的仪器。另一种方式是将仪器装入计算机,以通用的计算机硬件及操作系统为依托,实现各种仪器功能。虚拟仪器主要是指这种方式。

虚拟仪器^[107-111],就是在以通用计算机为核心的硬件平台上,由用户设计定义具有虚拟面板,测试功能由测试软件实现的一种计算机仪器系统,其实质是利用计算机显示器的显示功能来模拟传统仪器的控制面板,以多种形式表达输出检测结果;利用计算机强大的软件功能实现信号数据的运算、分析和处理;利用接口设备完成信号的采集、测量与调理,从而完成各种测试功能的一种计算机仪器系统。

虚拟仪器的三大组成部分如下所述:

(1) 高效的软件

软件是虚拟仪器技术中最重要的部份。使用正确的软件工具并通过设计或调

用特定的程序模块，可以高效地创建自己的应用以及友好的人机交互界面。NI 公司提供的行业标准图形化编程软件—LabVIEW，不仅能轻松方便地完成与各种软硬件的连接，更能提供强大的后续数据处理能力，设置数据处理、转换、存储的方式，并将结果显示给用户。此外，NI 提供了更多交互式的测量工具和更高层的系统管理软件工具，例如连接设计与测试的交互式软件SignalExpress、用于传统C语言的LabWindows/CVI、针对微软Visual Studio的Measurement Studio等等，均可满足客户对高性能应用的需求。

(2) 模块化的I/O硬件

面对如今日益复杂的测试测量应用，NI提供了全方位的软硬件的解决方案。无论您是使用PCI, PXI, PCMCIA, USB或者是1394总线，NI都能提供相应的模块化的硬件产品，产品种类从数据采集、信号处理、声音和振动测量、视觉、运动、仪器控制、分布式I/O到CAN接口等工业通讯。NI高性能的硬件产品结合灵活的开发软件，可以为负责测试和设计工作的工程师们创建完全自定义的测量系统，满足各种独特的应用要求。

(3) 用于集成的软硬件平台

NI首先提出的专为测试任务设计的PXI硬件平台，已经成为当今测试、测量和自动化应用的标准平台，它的开放式构架、灵活性和PC技术的成本优势为测量和自动化行业带来了一场翻天覆地的改革。

PXI 作为一种专为工业数据采集与自动化应用度身定制模块化仪器平台，内建有高端的定时和触发总线，再配以各类模块化的 I/O 硬件和相应的测试测量开发软件，您就可以建立完全自定义的测试测量解决方案。

6.2.2 LabVIEW简介

LabVIEW(Laboratory Virtual instrument Engineering)是一种图形化的编程语言，它广泛地被工业界、学术界和研究实验室所接受，视为一个标准的数据采集和仪器控制软件。LabVIEW集成了与满足GPIB、VXI、RS-232和RS-485协议的硬件及数据采集卡通讯的全部功能。它还内置了便于应用TCP/IP、ActiveX等软件标准的库函数。这是一个功能强大且灵活的软件。利用它可以方便地建立自己的虚拟仪器，其图形化的界面使得编程及使用过程都生动有趣。

图形化的程序语言，又称为“G”语言。使用这种语言编程时，基本上不写程序代码，取而代之的是流程图或流程图。它尽可能利用了技术人员、科学家、工程师所熟悉的术语、图标和概念，因此，LabVIEW是一个面向最终用户的工具。它可以增强你构建自己的科学和工程系统的能力，提供了实现仪器编程和数据采集系统的便捷途径。使用它进行原理研究、设计、测试并实现仪器系统时，可以

大大提高工作效率。

利用 LabVIEW, 可产生独立运行的可执行文件, 它是一个真正的 32 位编译器。像许多重要的软件一样, LabVIEW 提供了 Windows、UNIX、Linux、Macintosh 的多种版本。

6.3 数据采集系统的设计

6.3.1 系统的总体方案设计

通常情况下, 一个基于虚拟仪器的数据采集与分析软件主要由系统界面、应用层、测试程序层和仪器设备层组成, 其结构框图如图6-1所示。

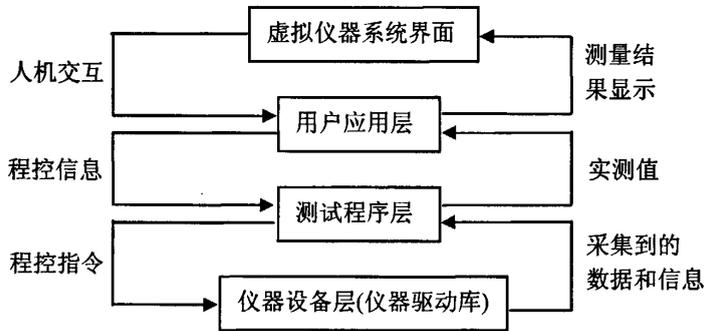


图6-1 虚拟仪器系统软件结构图

仪器设备层由各种仪器的驱动程序组成, 它主要负责对设备以及接口进行设置和控制, 将用户对仪器设备的各种设置信息传输至数据采集卡, 并将数据采集卡采集的数字信号输送到测试程序层进行转换。由于数据采集卡采集的数字信号是电压信号, 而不是所需要的物理量的测量值(如温度、压力等), 因此测试程序层的任务是将采集的电压信号转换为所需的物理量, 并将其送到用户应用层进行处理。在试验研究中, 需要对信号进行各种处理(如频谱分析、数字滤波等), 并对信号进行各种计算(如求平均值、最大值、最小值等), 而处理和计算好的结果再发送到虚拟仪器系统界面显示。虚拟仪器系统界面是用户用来操作仪器设备系统, 与仪器设备进行通信、输入参数设置、输出结果显示的用户接口为数据采集系统示意图。

利用 LabVIEW 实现数据采集, 就是在 LabVIEW 中控制各种 DAQ 卡(或设备)完成特定的功能。开发基于 LabVIEW 的数据采集系统的一般步骤是:

- (1) 搭建硬件系统, 根据应用场合选择合适的DAQ设备, 主要依据有通道数、采样频率、分辨率等;
- (2) 了解驱动VI的功能, 根据应用目的, 选出适合自己应用程序的VI;
- (3) 在 LabVIEW 中编制数据采集控制程序。

6.3.2 硬件系统的搭建

数据采集系统需要以获得原始信号为基础, 因此首先要选择合适的传感器获得洗衣机的振动信号, 然后选择数据采集卡, 将模拟量转换成数字量输入微机以进行后续操作。进行振动信号采集时, 振动传感器需要直接与洗衣机外筒接触, 灵敏反应振动变化, 同时又需有较高的共振频率, 以避免洗衣机的固有频率, 防止共振。

基于以上分析, 制定了如下的硬件方案: 洗衣机的振动信号由B&K 4393压电式电荷加速度传感器获取, 频率相应范围可达16.5kHz, 在测试时与设备直接完全接触, 在其后接YE5858A型电荷放大器, 信号转换后接数据采集卡。根据实验要求, 选用NI USB9233高速多功能数据采集卡。数据采集卡接收由电荷放大器转换的电压振动信号, 并将该模拟信号转换为计算机能分析和处理的数字信号, 读入计算机。获得的数据通过DMA通道直接进入内存, 计算机从内存读取数据进行后续信号分析。

该系统的硬件部分搭建接线图如图6-2所示。图中, 1-滚筒洗衣机, 2-压电型加速度传感器, 3-电荷放大器, 4数据采集卡, 5-个人计算机。



图 6-2 硬件系统接线图

NI USB9233 数据采集卡, 如图 6-3 所示, 广泛用于振动噪声信号的测量过程中。其具体性能指标如下:

- 4 路模拟输入 (24 位), 每通道 50KS/s 采样率;
- 102dB 动态范围, 抗混叠;
- 交流耦合与 IEPE 激励;
- 用于自动检测和配置的即插即用 USB;
- 内置信号连接。

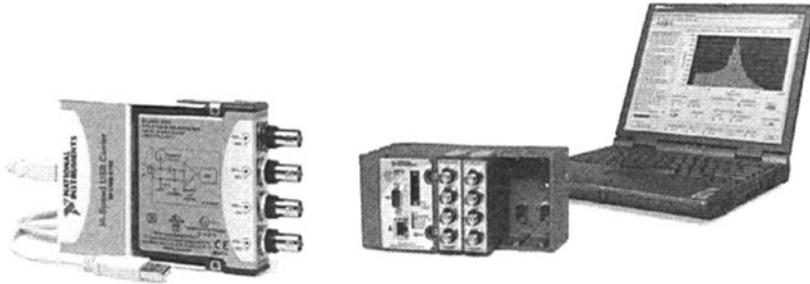
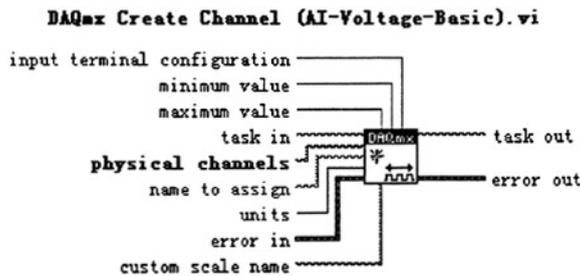


图 6-3 NI USB9233 数据采集卡

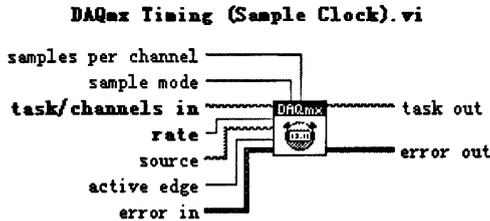
6.3.3 各驱动器VI的选择

- (1) DAQmx Creat Virtual Channel 子 VI: 用其来创建 A/D 转换的虚拟通道。在 NI-DAQmx 中, 它被整合到每一次具体的测量中, 可以使用 DAQ Assistant 来配置虚拟通道。用户可以在 MAX(Measurement & Automation Explorer) 或自己应用的软件中打开 DAQ Assistant, 也可以在应用程序中使用 NI-DAQmx 的应用程序接口(API) 来配置虚拟通道。



- (2) DAQmx Timing 子 VI: 用其设置数据采集任务的时钟。这包括指定操作是否连续或有点、为有限的操作选择用于采集或生成的采集数量, 以及在需要

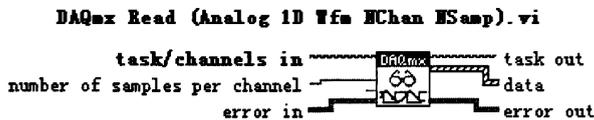
时创建一个缓冲区。常用参数有:rate 端口指定每个通道的采样速率, samples per channel 设置每个通道获取的采样点数, DAQmx 以此决定系统的 butffersize, 若不设置 DAQmx 也会自动设置。



- (3) DAQmx Start Task 子 VI: 开始一个数据采集任务。NI-DAQmx 启动任务函数显式地将一个任务转换到运行状态。在运行状态, 这个任务完成特定的采集或生成。



- (4) DAQmx Read 子 VI: 用其读取采样数据, 其中一个重要的参数就是每通道的采样点数用来设置每次读取缓冲区数据的个数, 一般推荐设为采样速率的 1/10。



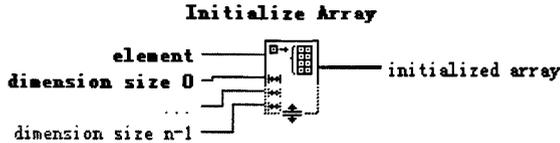
- (5) DAQmx Stop Task 子 VI: 停止数据采集任务。任务通过该节点后将进入 DAQmx Start Task VI 节点之前的状态。



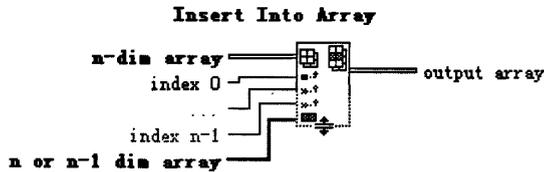
- (6) DAQmx Clear Task 子 VI: 释放 DAQ 设备上的硬件资源, 以便其他任务使用。



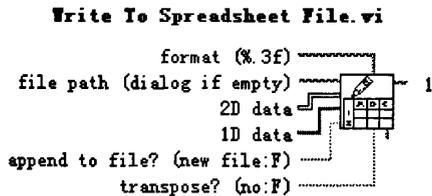
(7) Initialize Array 子 VI: 创建一个 n 维数组。



(8) Insert Into Array 子 VI: 在指定的位置插入一个子数组。



(9) Write To Spreadsheet File 子 VI: 将采集数据存储为电子数据表。



6.3.4 软件系统的实现

如图 6-4 所示, 该框图显示了利用 LabVIEW 实现数据采集的基本过程。当信号由数据采集卡上的 A/D 转换器将外部模拟量转变为数字量以后, 该数字量存储在数据采集卡上的缓冲区(buffer)里。通过中断或 DMA 方式, 将数字量传递到计算机内存中。用户在 LabVIEW 编程环境中通过符号化的编程语言, 利用数据采集卡的驱动程序进行编程, 实现对数据的采集、处理和分析功能。

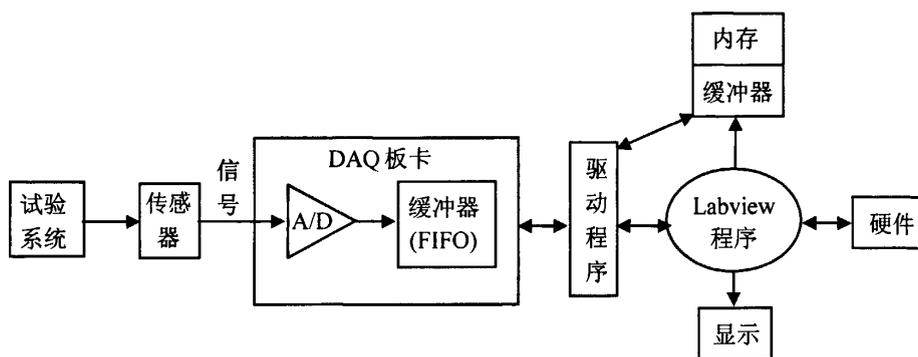


图6-4 基于LabVIEW的数据采集系统结构图

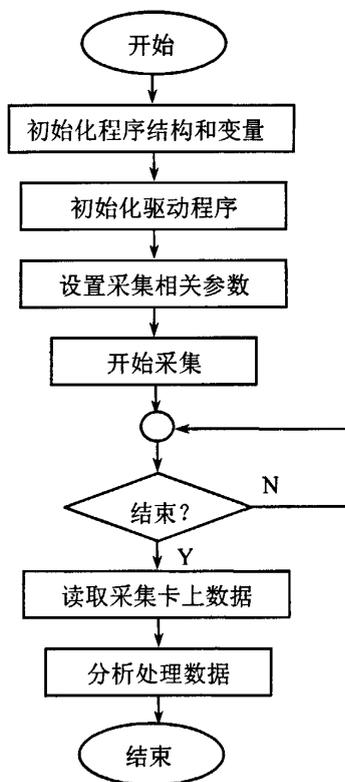


图 6-5 程序流程框图

LabVIEW 编写的程序叫虚拟仪器程序，它包括软面板设计和流程图设计两部分。软面板代替常规仪器的控制面板，一般由开关、旋钮、表头、显示器和其他部件组成。仪器流程图的设计，是根据仪器功能的要求，利用虚拟仪器开发平台提供的子模板，确定程序的流程图、主要处理算法和所实现的技术方法。流程图与每个仪器的软面板对应，用户能够通过软面板，用鼠标或控件操作仪器。程

序流程框图如图 6-5 所示。

根据该数据采集系统的功能需要,该程序主要由三个模块组成,即信号采集控制模块(模块 1)、时域分析和频谱分析(模块 2)、信号滤波处理(模块 3)等模块。各模块的功能介绍如下:

(1) 信号采集控制模块

信号采集控制模块实现与数据采集卡的双向数据通讯,从数据采集卡读取数字信号,存入实时数据库,并与信号分析处理模块协调工作,实现在线分析功能。各主要功能如下:

采样 测试通道范围:1—8 通道,可单通道或多通道同时采集,采样通道及采样频率等信息可在虚拟仪器面板或数据采集助手 Measurement & Automation 中进行设置。根据实际需要主要编写了 2 通道数据采集与存储(波形与谱分通道显示)程序,其中可以分别存储波形文件和 FFT 频谱分析文件。其程序框图如图 6.6 所示。

保存功能 为了便于对采集信号进行后续处理,本系统设计了保存功能,将采样得到的时域或频域等数据根据需要转换成 LabVIEW 8.5 Express 特有的波形文件或 Excel 文件、文本文件的格式,存放在计算机的磁盘中。另外,由于在采样参数设置不同时所得到的数据量差别很大,本系统允许使用者对数据存储的格式进行设定,以排除冗余数据。

采集信号复现功能 为了使用户在实时采集和分析数据结束后,还可以重新观察和深入处理采集数据。本系统设计了采集信号的复现功能,在选定了回放数据所在文件后,本系统可以重头开始连续回放整个过程,用户需要分析的时候按下相应按键即可,还可以结合后面的信号处理模块对这段信号进行更深入的研究。

(2) 时域分析和频谱分析

此模块可对数据采集卡采集来的原始信号测量其幅值,并可以观察其经过 FFT 后的幅值谱、相位谱、功率谱等。

(3) 信号滤波处理

此模块可对一个有随机噪声干扰的采集信号进行滤波,并分离出所需要的频率成分的信号。

该数据采集系统的程序框图按照如图 6-6 所示进行构建。

前面板设计如图 6-7 所示。

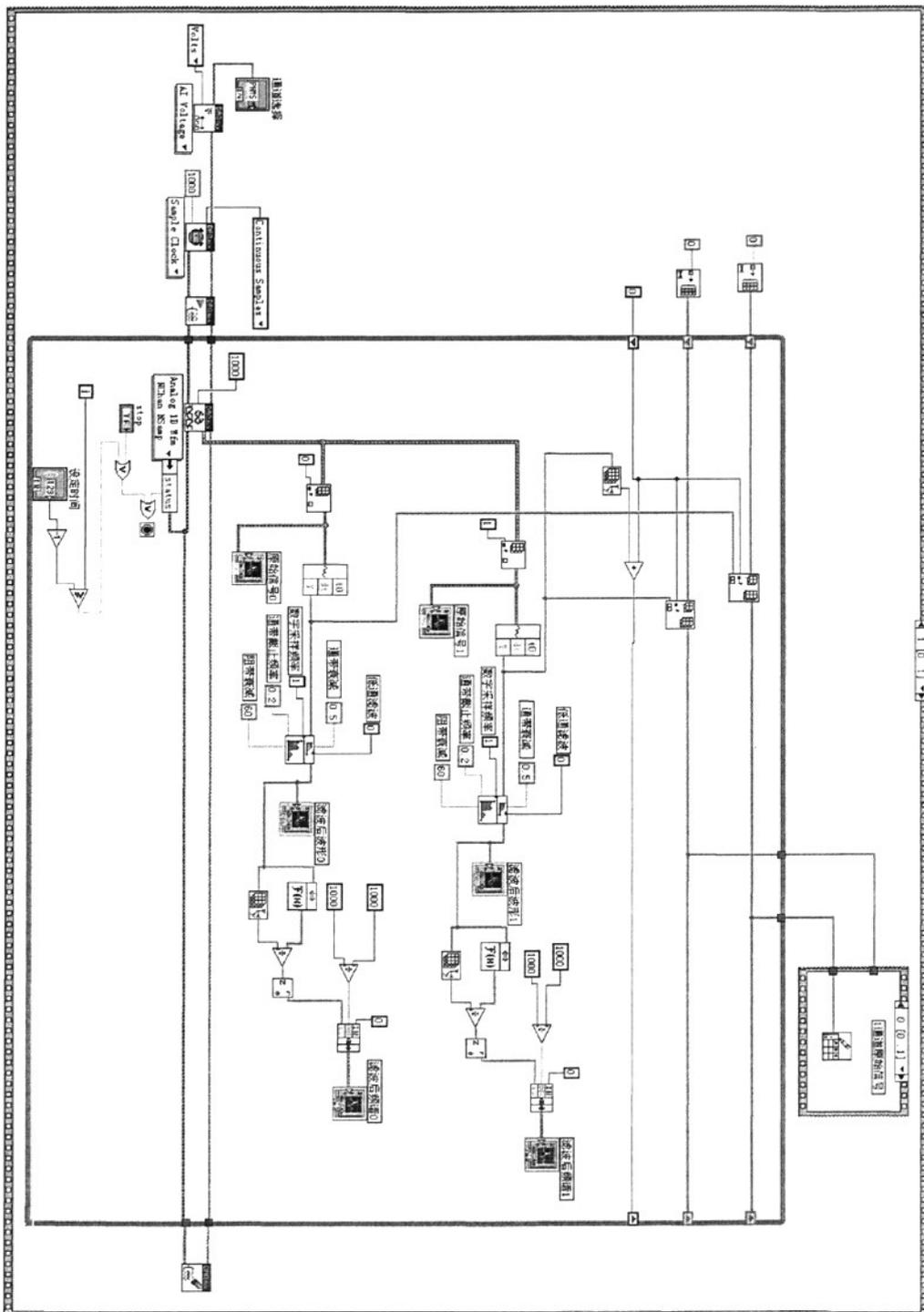


图 6-6 数据采集系统程序框图

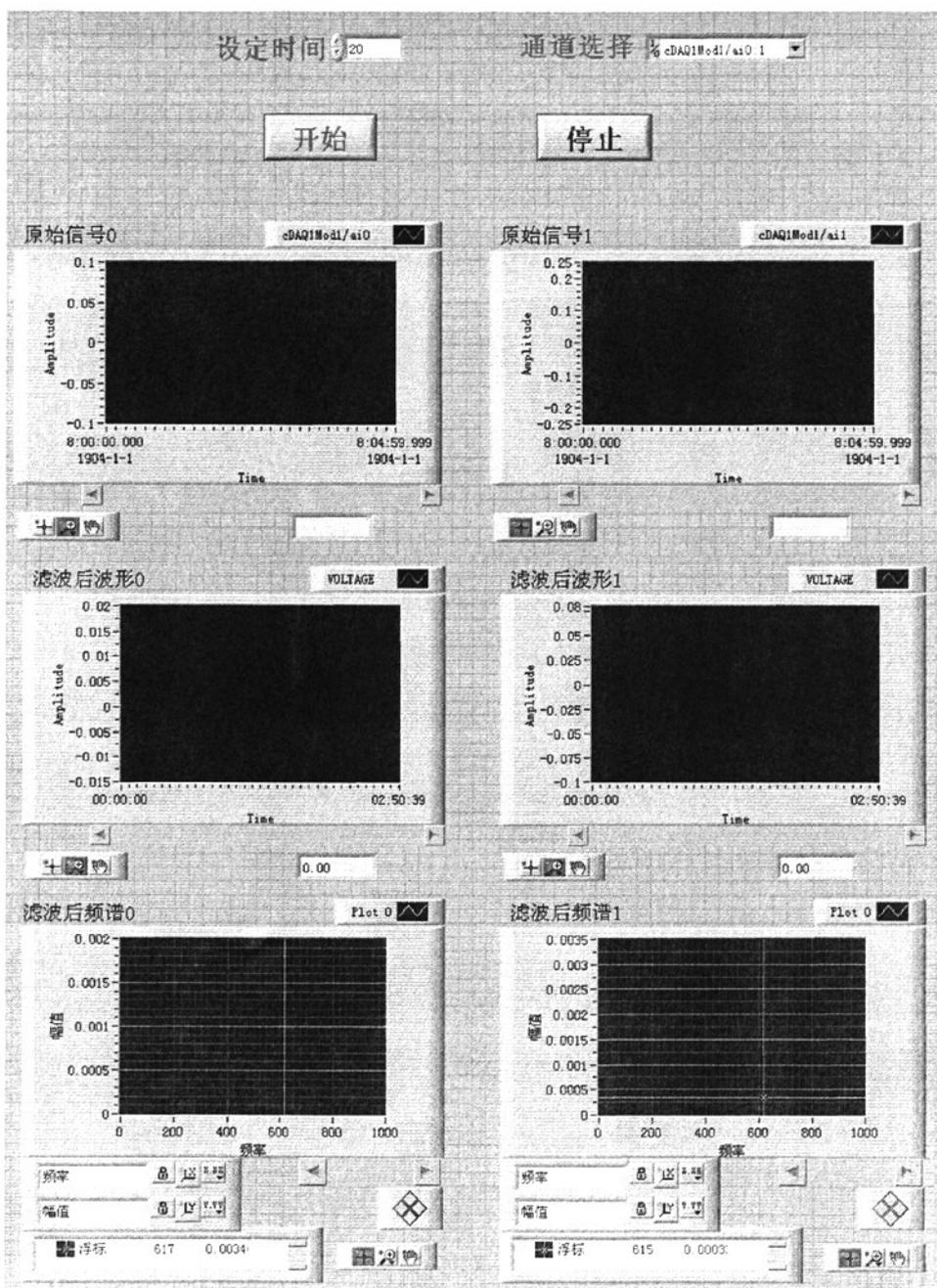


图 6-7 数据采集系统前面板

数据采集前面板由控制区和显示区两部分组成。其中控制量包括开关按钮，设定时间和通道选择，显示量包括原始信号，滤波后波形和滤波后频谱分析。

6.4 小结

本章采用基于 LabVIEW 的虚拟仪器设计方案，建立了数据采集系统。该系统硬件配置简单合理、软件设计可靠方便，人机交互界面简洁、操作便利、系统工作性能稳定。系统功能包括数据采集、信号处理、数据存储；系统维护简单、可扩展性好，采用模块化设计思想，可以很方便的增减模块，完善其功能。

第七章 振动实验

7.1 引言

第二章中,利用矢量法建立了系统的六自由度动力学模型,并对该模型进行运动和动力学分析,建立了模型的动力学方程,在对模型进行了数值仿真的基础上,针对滚筒洗衣机的参数设计提出了一些理论依据。第三章,第四章及第五章中,利用虚拟样机技术又创建了洗衣机的虚拟样机模型与机电联合仿真模型,在对二者的工作过程及动态特性进行了仿真分析的基础上,确定了影响洗衣机振动的关键因素,并对整个系统做优化分析,最终提出关键部件参数的最优方案。

为验证以上结论的正确性与有效性,本章拟采用第六章开发的数据采集系统,对小鸭圣吉奥 XQG50-1091 型全自动滚筒洗衣机进行整机运行振动实验。首先,采集洗衣机洗涤及甩干工作状态下的振动信号,然后对振动信号进行处理,获取系统的幅频特性曲线。最后,对各工作状态下的时域波形与频谱进行对比分析,以验证前几章所得结论的正确性。

7.2 实验仪器组成

本次振动实验所需仪器见表 7-1,采集程序详见第六章。

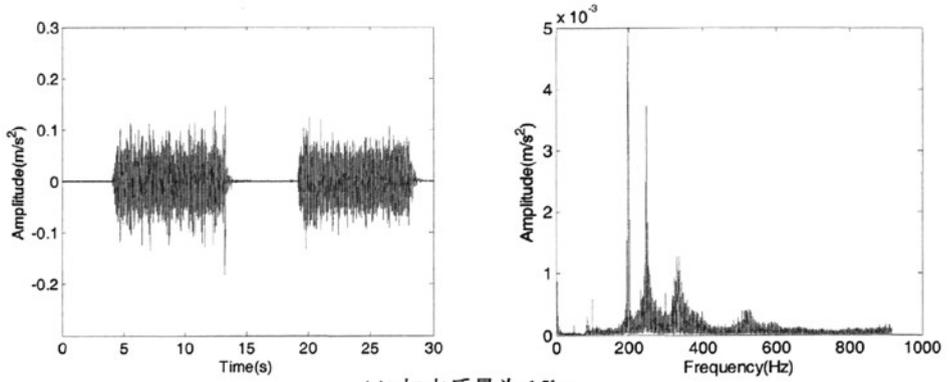
表 7-1 振动实验所需仪器

名称	型号
全自动滚筒洗衣机	XQG 50-1091
压电型电荷加速度传感器	B&K 4393
电荷放大器	YE5858A
计算机	
数据线若干	

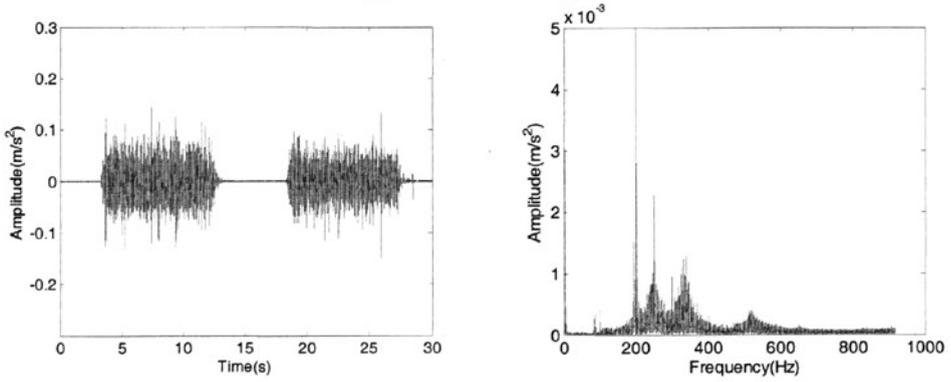
7.3 振动实验测试

当洗衣机洗涤 3 件衣服,加水质量分别为 15kg, 20kg, 25kg 和 30kg 时,测

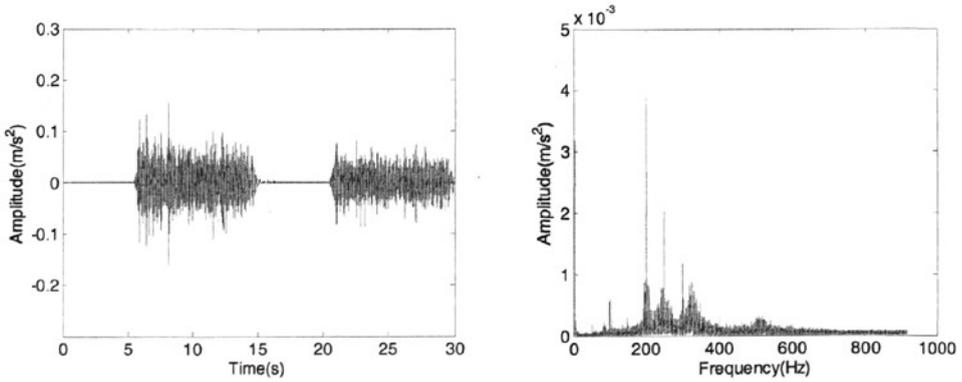
得洗衣机在洗涤工作状态下的时域波形与各自频谱如图 7-1 所示。



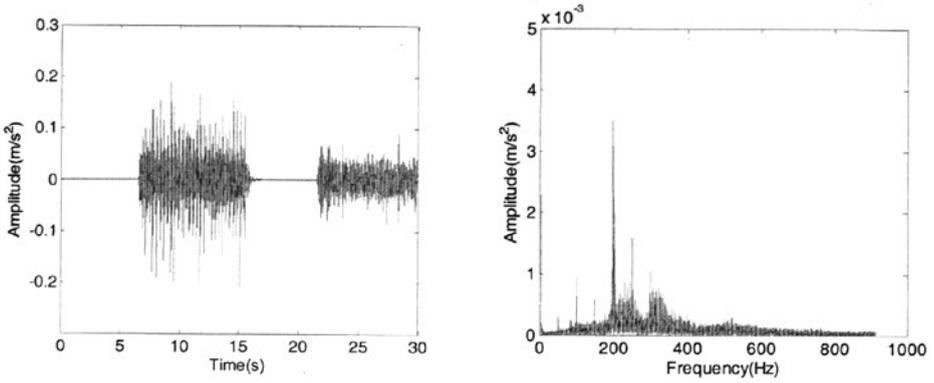
(a) 加水质量为 15kg



(b) 加水质量为 20kg



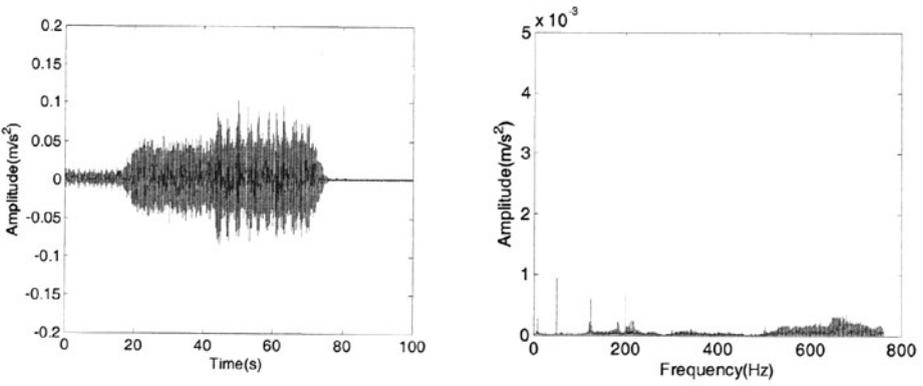
(c) 加水质量为 25kg



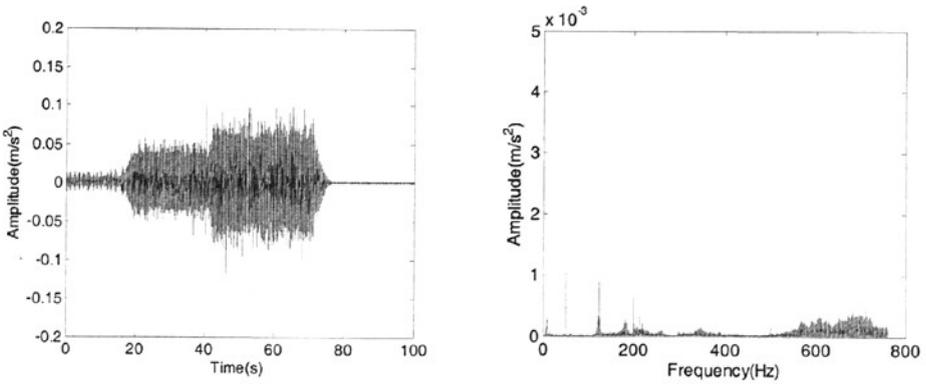
(d) 加水质量为 30kg

图 7-1 洗涤状态下的时域波形与频谱

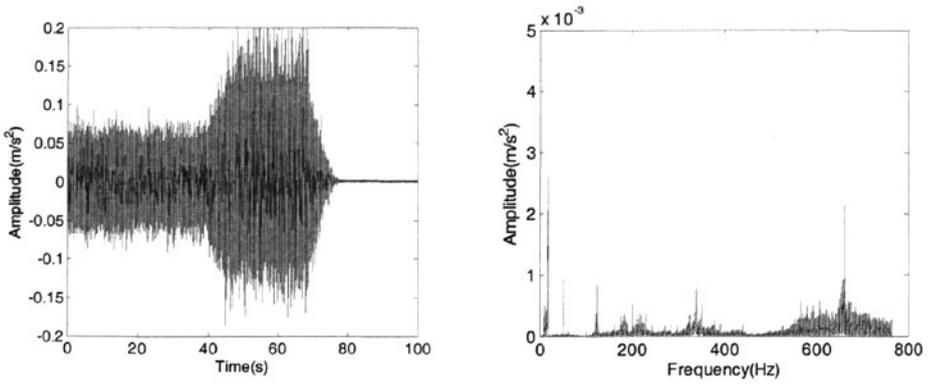
注：图 7-1 中采集时间为洗衣机洗涤时的一个工作周期，即一次正反转。



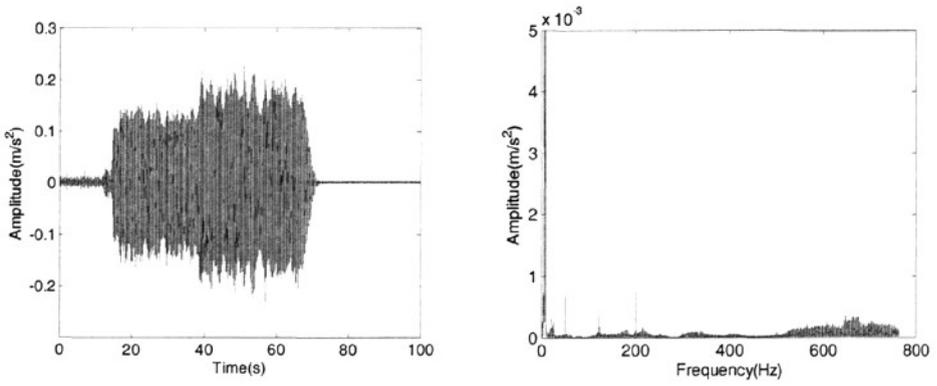
(a) 600r/min, 无衣服(空载)



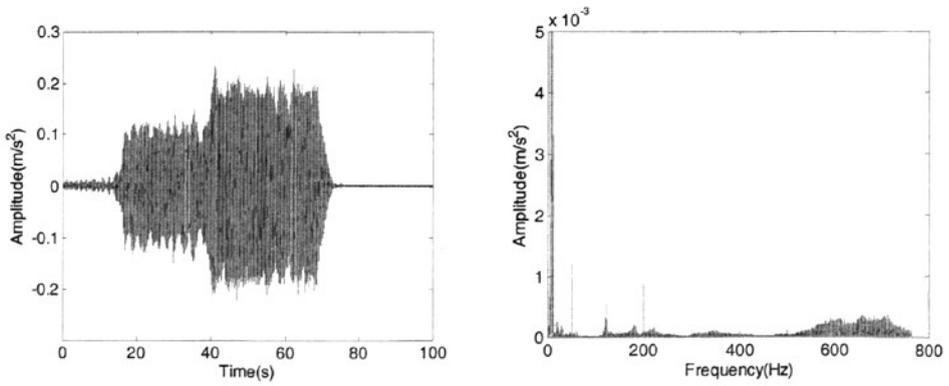
(b) 900r/min, 无衣服(空载)



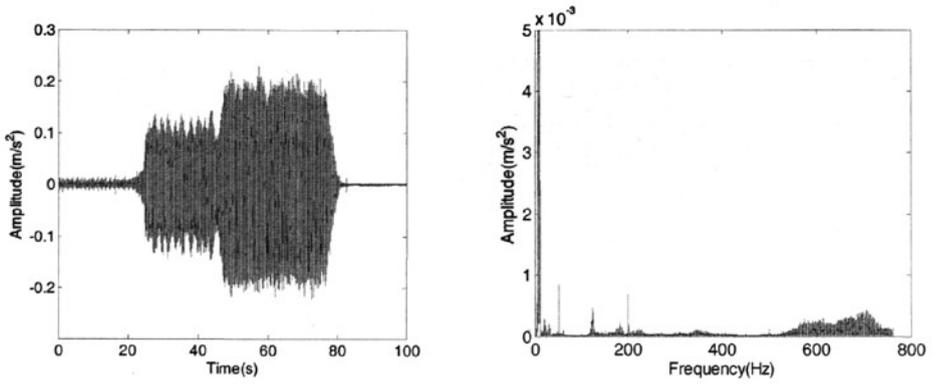
(c) 1100r/min, 无衣服(空载)



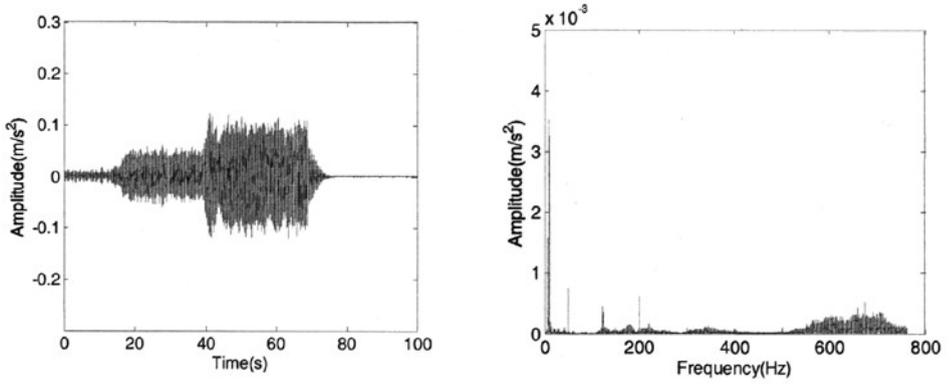
(d) 600r/min, 1 件衣服



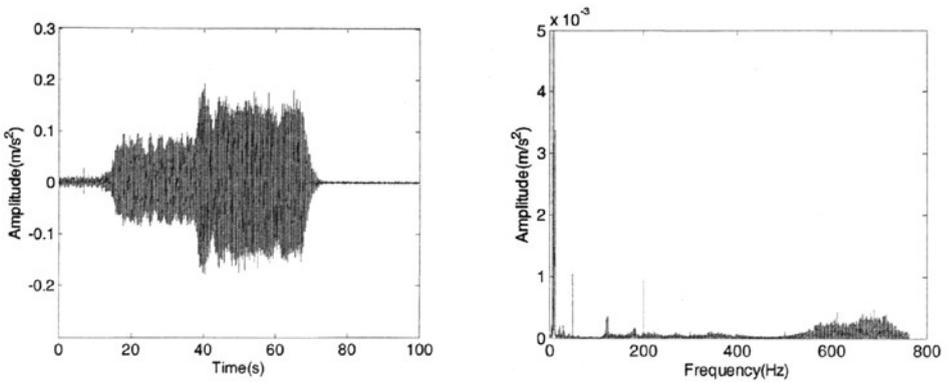
(e) 900r/min, 1 件衣服



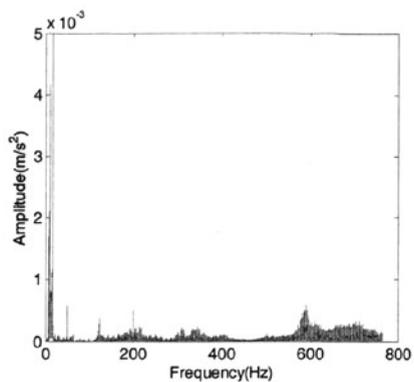
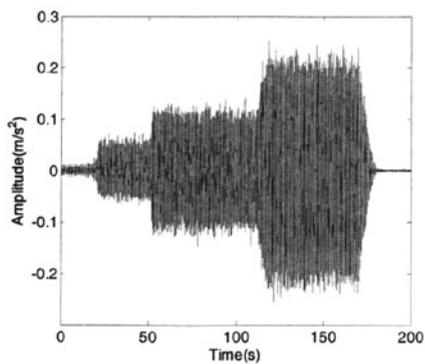
(f) 1100r/min, 1 件衣服



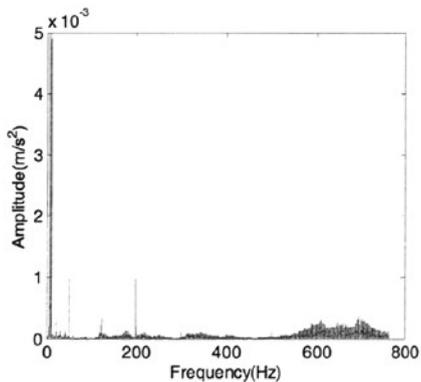
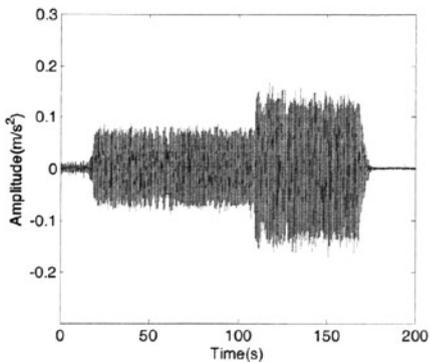
(g) 600r/min, 2 件衣服



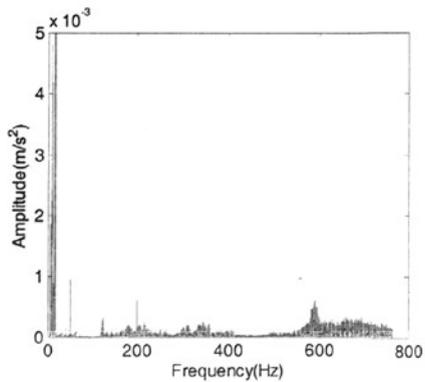
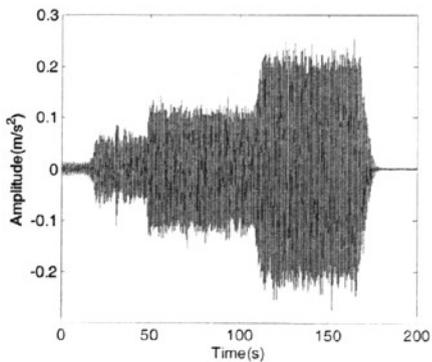
(h) 900r/min, 2 件衣服



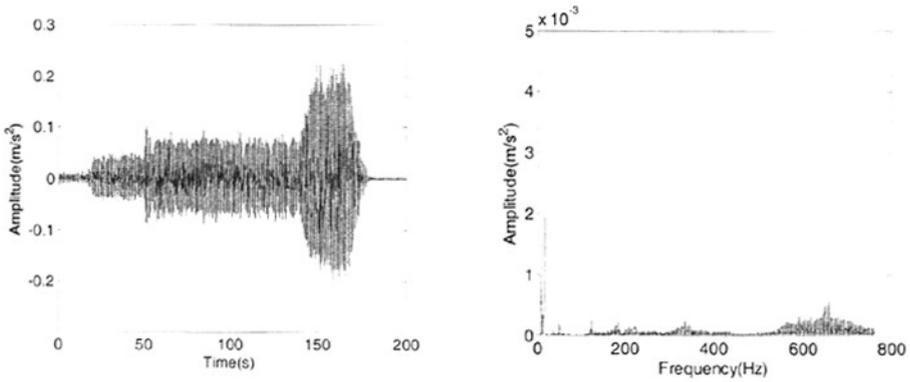
(i) 1100r/min, 2 件衣服



(j) 600r/min, 3 件衣服



(k) 900r/min, 3 件衣服

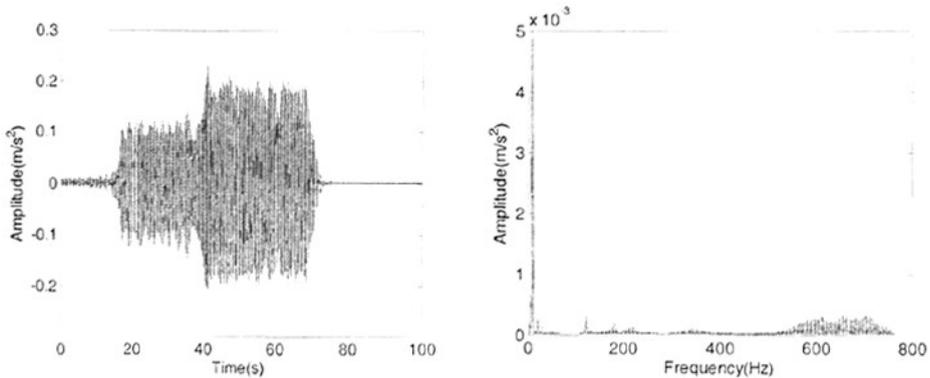


(l) 1100r/min, 3 件衣服

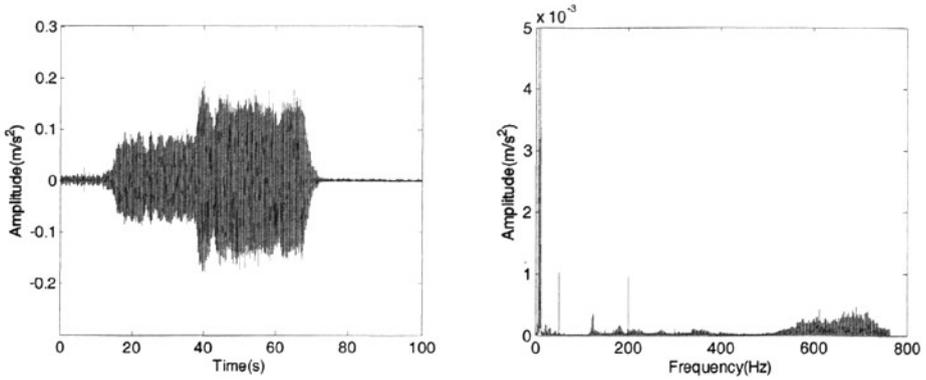
图 7-2 甩干状态下的时域波形与频谱

改变衣物的质量，测得洗衣机在不同甩干转速时的时域波形与各自频谱如图 7-2 所示。

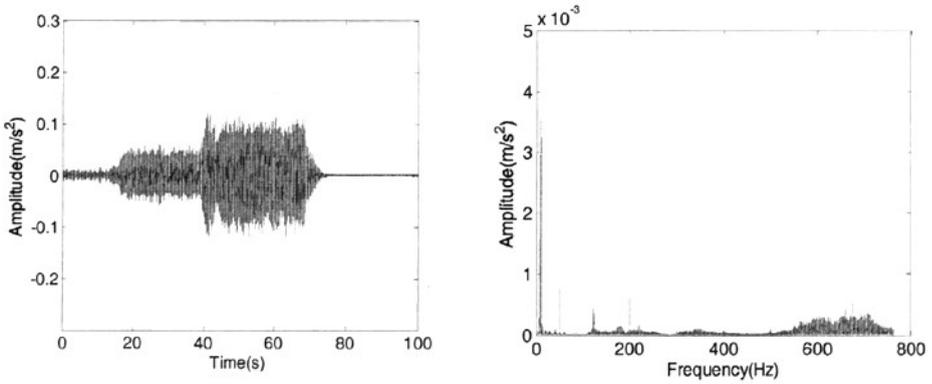
为验证洗衣机各关键部件参数对振幅的影响规律，特改变了洗衣机的配重块质量与吊簧弹性刚度，对其甩干状态下振动信号进行采集。内筒中放 2 件衣服，甩干转速设置为 900r/min，改变配重块质量，测得振动信号的时域波形与各自频谱如图 7-3 所示。改变吊簧弹性刚度，测得信号如图 7-4 所示。



(a) 配重块质量不变

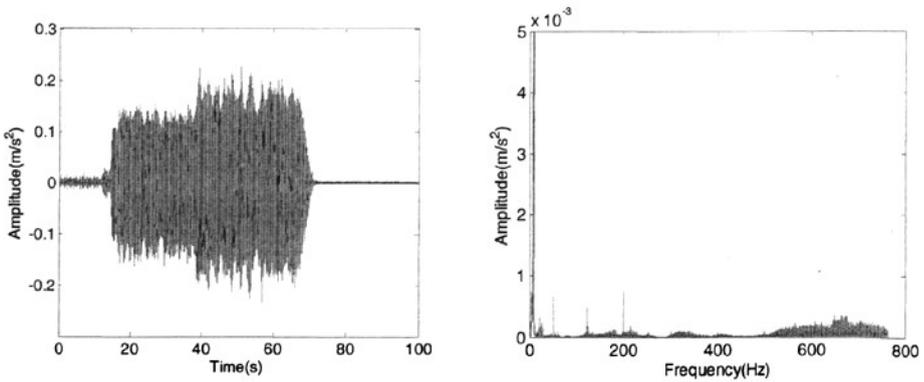


(b) 配重块质量增加 5kg

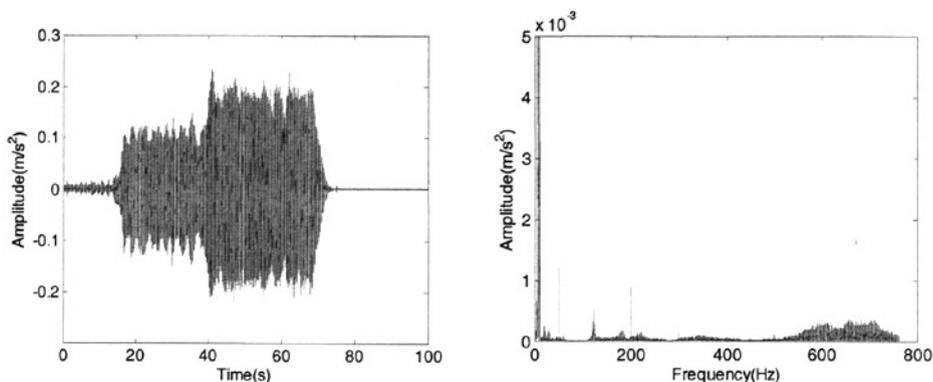


(c) 配重块质量增加 10kg

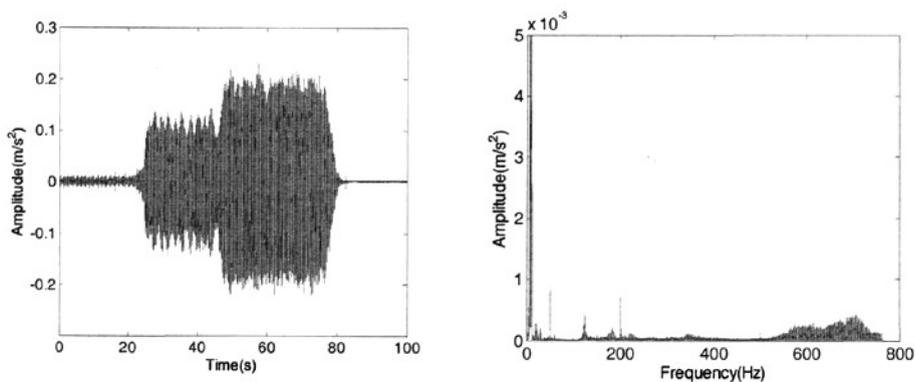
图 7-3 改变配重块质量，测得时域波形与频谱



(a) 吊簧弹性刚度不变(4.5N/mm)



(b) 吊簧弹性刚度为 6.5N/mm 时



(c) 吊簧弹性刚度为 8.5N/mm

图 7-4 改变吊簧弹性刚度，测得时域波形与频谱

7.4 实验结果分析

1、产生振动的原因

通过对测试数据的分析，可以得出初步结论，即产生振动的原因主要有两个方面：

(1) 与电动机励磁方式和本身固有结构有关

当电机空转运行时，在不同转速下，经过多次重复实验，从所得一系列频谱中，可以发现，能量较高的频率点总出现在 100Hz 或 100Hz 的倍频左右。

当洗衣机加上负载，电机正常运行时得各工作状态下的频谱，包括洗涤状态

和甩干状态，从这一系列曲线中依然出现了能量较高的 100Hz 或 100Hz 的倍频点。

综合以上现象，说明在实际运行过程中，电机本身所固有的振动频率特性对系统的振动产生了影响。

(2) 与衣物分布不均产生的离心力有关

观察图 7.2(e)(h)(k)，即洗衣机的甩干转速设置为 900r/min，负载改变的情况下，所测得时域波形与频谱，可以发现，在低频段一直存在着 15Hz 左右的峰值点，并且能量的幅值最高。同时，这个峰值点在电机的振动频率特性曲线中，是找不到的，而 15Hz 却恰恰是甩干工作状态下离心力的变化频率。

该结论与第三章中通过仿真分析所得结论相符。

2、主要振动方向

洗衣机整机在出厂以前，一般都要经过动、静平衡实验，内外筒装配重心基本处于外筒轴线与挂簧对称面的交点上。另外，减振器的安装方式也对内外筒施加了前后方向的近乎刚性的限制，由此洗衣机的振动方向应该以上下和左右两个方向为主，前后方向为辅。通过实验所观察到的现象证明了这一点。

3、加水质量对振幅的影响

观察图 7-1(a)(b)(c)(d)，即洗衣机在洗涤工作状态下所测得时域波形与频谱，可以发现，随着加水质量的增加，洗衣机振幅逐渐减小。已知洗涤转速相同，负载不变。由此可知，加水越多，衣物在水中得到充分浸泡，从而减小了衣物所产生的偏心质量。

为控制洗衣机洗涤过程中的振幅，应适当多加水。

4、衣物(负载)对振幅的影响

观察图 7-1(d)(g)(j)或图 7-1(e)(h)(k)，即洗衣机甩干转速不变，衣物(负载)变化时所测得时域波形与频谱，可以发现，随着衣物件数的增多，洗衣机振幅反而减小。这说明，衣物分散均匀减小了偏心质量。

5、电机转速对振幅的影响

观察图 7-1(d)(e)(f)，即洗衣机甩干负载不变，转速分别设置为 600 r/min、900 r/min、1100 r/min 情况下所测得时域波形与频谱，可以发现，电机转速达到峰值时，洗衣机最大振幅基本相同。由此可知，电机转速对洗衣机的振幅影响不大。

该实验现象与第三章中通过仿真分析所得有关电机转速的结论相符。

6、配重块质量对振幅的影响

对比图 7-3(a)(b)(c)，即洗衣机甩干转速与衣物质量不变，改变配重块质量情况下所测得时域波形与频谱，可以发现，洗衣机振幅随配重块质量的增大，而逐渐减小。

该实验现象与第三章中通过仿真分析所得有关配重块的结论相符。

7、吊簧弹性刚度对振幅的影响

对比图 7-4(a)(b)(c)，即洗衣机甩干转速与衣物质量不变，改变吊簧弹性刚度情况下所测得时域波形与频谱，可以发现，改变吊簧弹性刚度对洗衣机振幅的影响不大。

该实验现象与第三章中通过仿真分析所得有关吊簧的结论相符。

7.5 小结

本章采用第六章开发的数据采集系统，对小鸭圣吉奥 XQG50-1091 型全自动滚筒洗衣机进行整机运行振动实验。通过对各工作状态下时域波形与频谱的对比分析，验证了前几章所建模型及所得结论的正确性和有效性。

第八章 全文结论

8.1 结论

结合滚筒洗衣机实际工程需求,从理论建模到虚拟样机模型,再到机电一体化模型联合仿真,最后到实验验证。基于分层递阶的思想研究了系统的动态特性以及关键零部件的参数优化。得出一些有益的结论和成果如下:

(1) 理论分析

利用矢量法建立了洗衣机的六自由度动力学模型,并对该模型进行运动和动力学分析。在此基础上,对两种平衡方式的可行性,即液压平衡器与固体平衡器,在理论上进行探讨。

结果表明外筒质量对系统振动幅值的影响比较大,在允许的范围内可尽可能的增大外筒质量。选择平衡器时,应首先考虑选择固体平衡器。

(2) 虚拟样机技术及参数优化

在商用软件平台 Pro/E 与 MSC. ADAMS 上运用多体动力学理论进行了滚筒洗衣机的整机建模,分析了系统的动态特性与振动机理。在此基础上,通过对各关键零部件参数灵敏度计算,分析了各部件参数对外筒振幅的影响规律。

利用虚拟样机模型,以滚筒洗衣机外筒径向振动幅值均方根值为优化目标,采用线性规划方法对参数化样机模型进行优化分析。通过优化可知减振器阻尼系数与配重块密度的最优取值分别为 $0.12 N \cdot s / mm$ 与 $3.50E-6 kg / mm^3$ 。此时外筒的可降幅 21.7%,

(3) 机电一体化联合仿真

基于 Simulink 和 MSC. ADAMS 软件建立了滚筒洗衣机的机电一体化联合仿真模型,并在 Simulink 环境中对模型进行了联合仿真计算,研究了不同工况和运动状态下的控制器参数对系统动态特性的影响规律

结果表明控制器参数 $P=0.2$, $I=0.1$ 时,在不影响振动幅值的情况下,可极大地缩短启动过程。

8.2 工作展望

(1) 洗衣机在甩干过程中，由于衣物中的水不断甩出，偏心负载在不断的变化，但在本文的仿真分析计算中，并没有考虑此因素，因此计算结果与实际情况仍有误差。

(2) 文中建立的洗衣机的虚拟样机模型，并没有考虑内筒在洗衣过程中多半浸泡在水中的因素。

参考文献

- [1] 蔡瑞雄. 替代效应的滚筒洗衣机市场提升对策研究[D]. 华南理工大学硕士学位论文, 2000: 10-11
- [2] 郭秉毅. 洗衣机用 DD 无刷直流电机仿真分析与实验研究:[硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2003
- [3] C. Van Karsen, J. R. Blough, S. Pipik, A. Frank. Identification of the non-linear vibration characteristics of an automatic washing machine. Proceedings of the International Modal Analysis Conference - IMAC, 2001, 1: 600-606
- [4] 赵旭, 李鸿升, 赵慎严. 波轮式洗衣机洗涤模式与优缺点的研究. 西北轻工业学院学报, 2000, 18(2): 70-73
- [5] 钱静. 带平衡环顶装式波轮洗衣机振动模型及动特性分析. 淮海工学院学报, 2001, 10(4): 14-17
- [6] 钱静, 王志伟. 顶装式波轮洗衣机振动模型及其动态特性分析. 振动与冲击, 2001, 20(4): 77-80
- [7] 童宝芳. 波轮洗衣机: 不同波轮的不同妙处. 家电大视野, 2002, 11: 52-54
- [8] 柴新建, 朱甫金等. 波轮洗衣机变频控制系统开发与应用. 家用电器, 2000, 30(9): 38-39
- [9] 田树勋, 郭秀珍. 关于波轮洗衣机降低缠绕率的理论分析. 天津轻工业学院学报, 1992, 35(1): 15-17
- [10] 陈黎明. 波轮洗衣机的模糊控制技术. 信息—电子与自动化仪表, 1997, 42(5): 24-28
- [11] 樊曙, 周祖荣. 曲柄摇杆机构在搅拌式洗衣机上的应用. 家用电器, 1998, 43(2): 23-24
- [12] 顾乾坤, 陈建新. 全电子控制的搅拌式洗衣机. 家用电器, 2002, 47(2): 59-60
- [13] 韦宇聪. DD 滚筒洗衣机用无刷直流电机系统及控制策略研究:[硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006
- [14] 刘庆亮. 滚筒洗衣机的振动分析:[硕士学位论文]. 天津: 天津大学, 2002
- [15] Lee Won Cheol, Yu Jae Sung, Jang Bong An. Optimal efficiency vector control of induction motor drive system for drum washing machine [C]. Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering, v6043 I, MIPPR 2005: SAR and Multispectral Image Processing, 2005: 604217
- [16] Eui Soo Kim, Byung Min Kim. Study of design and evaluation of drum assembly for high speed dehydration in washing machine. Key Engineering Materials, 2007, 340-341(2): 1297-1302

- [17] 鲁建国. 洗衣机的消费现状和发展趋势. 家用电器, 2005(5): 28
- [18] 余永权. 嵌入式智能家电的发展现状及趋势. 电子世界, 2003(7): 4
- [19] 黄敏. 节能环保, 家电产业发展的必然趋势. China Appliance, 2004(7): 24-25
- [20] Zhu Yu-ming, Guo Peng, Guo Yun-tao, Pan Quan. Application of multiple linear regression analysis in prediction of development trends for the industry of industrial washing machine. Industrial Engineering and Management, 2005, 10(3): 126-9
- [21] E. M. Lopukhina, El-Khalabi. The trends of improving the electric drives for household washing machines. Elektrotehnika (Language: Russian), 1993, 4: 61-64
- [22] V. Aisa, F. Meloni. The use of fuzzy control systems for the reduction of consumption in domestic washing-machines. New Trends in Fuzzy Logic II. Proceedings of the Second Italian Workshop on Fuzzy Logic, 1998: 337-350
- [23] Berardinis, A. Lawrence. It washes! It rinses! It talks!. Machine Design, 1991, 63(12): 43-47
- [24] Ikeboh, Yasuhiro. The latest technological trends in electric motors. Shapu Giho/Sharp Technical Journal, 2002, 82(1): 34-39
- [25] 陈爱和. 家电噪声也伤身. 中国科技产业, 2006(6): 41-42
- [26] 江志德. 请设法降低家电噪声. 家用电器.2004(4): 44-45
- [27] 吴铭权. 室内噪声的危害与控制. 环境与健康杂志, 2006, 23(2): 189-192
- [28] 余晓俊, 吴铭权. 噪声对心脏影响的研究进展. 中华劳动卫生职业病杂志, 2005, 23(2): 154-155
- [29] H. P. Zenner, V. Struwe, G. Schuschke. Hearing Loss Caused by Leisure Noise [J]. HNO, 1999, 47: 236-248
- [30] 吴君力. 国外家电降噪技术和分析方法简述. 家用电器科技, 1994(4): 11-13
- [31] D. C. CONRAD and W. SOEDEL. On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines [J]. Journal of Sound and Vibration, 1995,18(8): 301-314
- [32] D. Paljan. The investigation of the influence of air gap eccentricity on the noise of washing machine motors [J]. Koncar Strucne Informacije, 1984, 31 (1-2): 36-40
- [33] Chen Zhong, Shao Ruchun, Lin Ying, Huang Zhenchang. Study on the noise and vibration control of the open-forward rolling washing machine. Huanan Ligong Daxue Xuebao/Journal of South China University of Technology (Natural Science), 1997, 25(10): 78-82
- [34] F. Mentès, C. Oeztuerk. Identification of the possible noise sources of the washing machine and further studies over the possible applicable noise reduction methods. Inter-Noise: Proceedings, 1992, 1: 55
- [35] 王志伟. 全自动洗衣机减振降噪声技术研究报告. 无锡轻工业大学学

- 报. 1997
- [36] Wang Hong-wei, Li Li, Ma Guang-fu. Simulating and analyzing the electromagnetism noise disturbing in the system of washing machine [J]. Journal of System Simulation, 2004, 16(5): 890-892
- [37] K. Kitami, K. Kimura. Reduced noise fully automatic washing machine [J]. Sharp Technical Journal, 1986, 36(1): 113-15
- [38] 高英. 减少全自动滚筒洗衣机振动的方法, 小鸭科技, 2000, 30(8): 53-56
- [39] 胡海燕. 滚筒洗衣机的建模与运动仿真研究: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉交通科技大学, 2000
- [40] 钱静. 洗衣机振动模型及其动态特性分析: [硕士学位论文]. 无锡: 无锡轻工业大学, 1999
- [41] Shikawa, Matsumura. Noise reduction of fully automatic washing machines [J]. Mitsubishi Denki Giho, 1991, 65(4): 39-42
- [42] 申秀敏, 左言言. 洗衣机机箱模态试验研究. 家电科技, 2004, 6(4): 63-65
- [43] 陆国强. 前开式滚筒洗衣机噪声评定方法初探. 噪声与振动控制, 2005, 5(5): 64-67
- [44] 郑红梅, 刘正士, 李志远. 新型倾斜轴洗衣机振动分析与减振的实验研究 [J]. 实验力学, 2004, 19(4): 477-482
- [45] 邓寅喆, 陈慧宝. 全自动洗衣机的噪声控制研究. 噪声与振动控制, 2001, 49(5): 44-48
- [46] Wei ChenHai, Fang FuSu, Ju ZhangQiu, Ping Zhao, Feng SuGao. Vibration model for a vertical automatic washing machine. Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(1): 159-162+166
- [47] F. Menten, C. Oetzuerk. Identification of the possible noise sources of the washing machine and further studies over the possible applicable noise reduction methods. Inter-Noise: Proceedings, 1992, 1: 55-60
- [48] P. D. Malliband, R. A. McMahon. Implementation and calorimetric verification of models for wide speed range three-phase induction motors for use in washing machines. Conference Record - IAS Annual Meeting (IEEE Industry Applications Society), v 4, Conference Record of the 2004 IEEE Industry Applications Conference; 39th IAS Annual Meeting, 2004: 2485-2492
- [49] Y. Yokoi, Y. Sonoda, A. Okonogi, Y. Tomigashi, T. Kawaguchi. Vibration control system for the drum type washer/dryer. Sanyo Technical Review, 2003, 35(2): 19-25
- [50] J. Crucq. Noise control in household appliances. Proceedings - International Conference on Noise Control Engineering, 1981: 119-122
- [51] O. S. Turkey, I. T. Sumer and A. K. Tuggcu. Modeling and dynamic analysis on the suspension system of a front loaded washing machine [C]. Advances in Design Automation conference, ASME Proceedings DE44-1, 1992, 383-390
- [52] O. S. Turkey, A. K. Tuggcu, I. T. Sumer. Suspension design optimization of a washing machine: Part I. Modeling and validation results [C]. Advances in

- Design Automation Conference, ASME Proceedings DE65-1, 1993, 125-132
- [53] O. S. Turkey, A. K. Tugucu, I. T. Sumer and B. Kiray. Suspension design optimization of a washing machine: Part II. Formulation and implementation of parametric optimization [C]. Advances in Design Automation Conference, ASME Proceedings DE65-1, 1993, 133-144
- [54] O. S. Turkey, B. Kiray, A. K. Tuggu. Formulation and implementation of parametric optimization of a washing machine suspension system. Mechanical Systems and Signal Processing, 1995, 9(4): 359-377
- [55] A. K. Tugcu, B. Kiray. Modeling and Experimental Assessment of Suspension Dynamics of a Horizontal-Axis Washing Machine [J]. Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASE, 1998, 120(4): 534-543
- [56] S. Bae, J. M. Lee, Y. J. Kang, J. S. Kang and J. R. Yun. Dynamic analysis of an automatic washing machine with a hydraulic balancer [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 257(1): 3-18
- [57] E. Papadopoulos, I. Papadimitriou. Modeling, design and control of a portable washing machine during the spinning cycle [J]. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM, 2001, 2(2): 899-904
- [58] B. S. Bagepalli. Dynamic modeling of washing machine suspension systems [C]. ASME 11th Biannual Conference of Mechanical Vibrations and Noise, 1987, 13-18
- [59] Cui GuangYu, Tai Kang. Dynamic analysis and design optimization of a washing machine. International Journal of Computer Applications in Technology, 2000, 13(6): 324-31
- [60] Gu Li-Qiang, Cao Qun-Hao, Yang Xia-Ju. Dynamic analysis of an industrial washing machine. Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(7): 173-175
- [61] T. Argentini, M. Belloli, N. Gaudiano, G. Fraternali, F. Panetta, D. Sabato. On a numerical model of a complete washing machine WIT Transactions on Modelling and Simulation, Computational Methods and Experimental Measurements XIII, 2007, 46(2): 723-733
- [62] J. Qian, Z. Wang. Modeling and dynamic analysis of washing machine. Journal of Vibration and Shock (Language: Chinese), 2001, 20(4): 77-80+100
- [63] C. Van Karsen, J. R. Blough, S. Pipik, A. Frank. Identification of the non-linear vibration characteristics of an automatic washing machine. Proceedings of the International Modal Analysis Conference - IMAC, 2001, 1: 600-606
- [64] Van Karsen, C, Blough, J.R., Pipik, S, Frank, A. Source. Identification of the non-linear vibration characteristics of an automatic washing machine [J]. Proceedings of the International Modal Analysis Conference - IMAC, 2001, 5(1): 600-606
- [65] Y. Zheng, G. Zhao, S. Sun. Computer simulation to the vibration process of a washing machine. Zhendong Ceshi Yu Zhenduan/Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2001, 21(3): 191-195
- [66] 杨晓文, 赵晓明. 滚筒式洗衣机振动模态分析[J]. 制造业信息化, 2007, 32(2): 30-31

- [67] 左言言, 申秀敏等. 滚筒洗衣机机箱有限元及试验模态分析[J]. 机械设计与制造, 2007, 35(6): 99-101
- [68] E. N. Homs, P. A. Steiner. Analysis of a rigidly mounted industrial washing machine using ANSYS-PC. 4th Int ANSYS Conf Exhib 1989 Part 2, 1989: 838-848
- [69] Vass, J, Smid, R, Randall, R.B, Sovka, P, Cristalli, C, Torcianti, B. Avoidance of speckle noise in laser vibrometry by the use of kurtosis ratio: application to mechanical fault diagnostics [J]. Source: Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22(3): 647-71
- [70] Gu LiQiang, Cao QunHao, Yang XiaJu. Dynamic analysis of an industrial washing machine. Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(7): 173-175
- [71] 张建明, 徐飞. 基于 MSC. ADAMS 的洗衣机振动系统建模与仿真. 家电科技, 2003, 23(6): 48-49
- [72] Shelley, Tom. Design ideas make savings. Eureka, 2006, 26(8): 41-53
- [73] Hutchinson, Harry. Brakes on calypso. Mechanical Engineering, 2002, 124(6): 80
- [74] 张策. 结构动力学. 北京: 高等教育出版社, 2000
- [75] 徐业宜. 机械系统动力学. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [76] 谭青. 液体平衡器的稳态特性分析与应用. 振动, 测试与诊断, 1992, 10(3): 51-54
- [77] Affouard, Robert. Hydraulic balancing and new European design of hydraulic components. SAE Technical Paper Series, 1984
- [78] M. Milani. Designing hydraulic locking balancing grooves. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2001, 215(5): 453-465
- [79] 方瑞珠. 全自动洗衣机平衡器的设计, 家用电器, 1988, 3(2):4-6
- [80] H. Theissen. Position control systems with hydraulic balance. Oelhydraulik und Pneumatik (Language: German), 1984, 28(2): 110-113
- [81] A. A. Yatskevich, V. N. Segal. A hydraulic balancing system for heavy machine tools. Soviet Engineering Research, 1982, 2(6): 91-93
- [82] Peng Hua-Wei, Pan Er-Shun, Zhong Ting-Xiu, Sun Xiao-Ming. Substructure method in analyzing characteristic on hydraulic balance system. Shanghai Jiaotong Daxue Xuebao/Journal of Shanghai Jiaotong University, 2002, 36(8): 1091-1094
- [83] Thorsen, Jan Eric, Boysen, Herman. Hydraulic balance in a district heating system, Euroheat and Power, 2007, 4(4): 36-41
- [84] 熊光楞等, 协同仿真与虚拟样机技术. 北京: 清华大学出版社, 2004
- [85] 黄玉美, 张广鹏, 高峰, 虚拟样机整机结构特性边界元仿真. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [86] 陈立平等, 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程. 北京: 清华大学出

- 版社, 2005
- [87] F. Donida, G. Ferretti, F. Schiavo. Modeling and simulation of a washing machine. *Automazione e Strumentazione*, 2007, 55(1): 102-5
 - [88] W. O. Schiehlen. *Multibody system dynamics — Roots and perspectives*, Multibody System Dynamics, 1997
 - [89] A. Shabana. *A Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments* Multibody System Dynamics 1, 1997
 - [90] 王国强, 张进平, 马若丁. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践. 西安: 西北工业大学出版社, 2002
 - [91] 范成建, 熊光明, 周明飞. 虚拟样机软件 MSC.ADAMS 应用与提高. 北京: 机械工业出版社, 2006
 - [92] Shabana. *Dynamics of Multibody Systems* Cambridge University Press, 1998
 - [93] Huston. *Multibody Dynamics* Butterworth-Heinemann, Stoneham, 1990
 - [94] A. Mirouche, *Computational Methods for Multibody Dynamics* Prentice-Hall, 1992
 - [95] Arcia, Bayo. *Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems* Springer-Verlag, 1994
 - [96] Shabana, *Computational Dynamics* Wiley & Sons, New York, 2001
 - [97] Stejskal, Valasek. *Kinematics and Dynamics of Machinery* Hardcover, 1996
 - [98] J. Yen. Constrained equations of motion in multibody dynamics as ODEs on manifolds. *SIAM J. Numer. Anal.*, 1993, 30(2): 553-568
 - [99] R. R. Ryan. *Functional Virtual Prototyping: Realization of "The Digital Car"* white paper. http://www.adams.com/solutions/auto/Digital_Car_Paper.pdf
 - [100] Zhang Xiang, Yang ZhiGang; Zhang YanSheng. Modeling and simulation of automobile AMT system application with Matlab/Simulink. *Xitong Fangzhen Xuebao / Journal of System Simulation*, 2007, 19(14): 3339-3343+3353
 - [101] T. Kenjo, T. Kikuchi, M. Kubo. Developing educational software for mechatronics simulation. *IEEE Transactions on Education*, 2001, 44(2): 206
 - [102] L. Dolga, V. Dolga, H. Filipescu. Rapid prototyping within the simulation and control platform for mechatronics. *Annals of DAAAM for 2007 & Proceedings of the 18th International DAAAM Symposium "Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Creativity, Responsibility, and Ethics of Engineers"*, 2007: 243-244
 - [103] D. Clemens. Real time simulation of mechatronics systems with transputers. *Transputer Applications and Systems '93. Proceedings of the 1993 World Transputer Congress*, 1993: 62-73
 - [104] B. MacCleery. *Simulating for mechatronics*. Source: *Machine Design International*, 2001, 79(15): 54-55
 - [105] 田永利, 邹慧君, 郭为忠, 叶志刚. 基于 Matlab-Sim Mechanics 的机电产品组成建模与仿真技术研究. *机械设计与研究*, 2003, 19(5): 10-13

- [106] 王晓东, 毕开波, 周须峰. 基于 ADAMS 与 Simulink 的协同仿真技术及应用. 计算机仿真, 2007, 24(4): 271-274
- [107] Li Bo, Zhang Feng, Huang Zhenchang. Virtual instrument for measuring angular velocity and angular acceleration based on LabVIEW. Instrument Techniques and Sensor (Language: Chinese), 2005, 9(3): 8-9
- [108] Liu Jinning, Meng Chen, Chen Dexiang; Guo Huiguang. Networked Virtual Instrument Test System Based on LabVIEW. Proceedings of the International Symposium on Test and Measurement, 2003, 6(2): 4643-4645
- [109] L. Sevgi, C. A. Uluisik. labview-based virtual instrument for engineering education: a numerical Fourier transform tool. Turkish Journal Electrical Engineering and Computer Sciences, Elektrik, 2006, 14(1): 129-152
- [110] Chen Min, Tang Xiao-An. Virtual instrument software LabVIEW and data acquisition. Mini-Micro Systems, 2001, 22(4): 501-503
- [111] M. Kostic. Data acquisition and control for an innovative thermal conductivity apparatus using LabVIEW virtual instrument. Laboratory Robotics and Automation, 1998, 10(2): 107-111

发表论文和科研情况说明

发表的论文:

- [1] 魏玉东, 高建, 杨志永, 基于 MSC.ADAMS 的滚筒洗衣机动态特性研究, 《机械设计》, 26(7): 51-54
- [2] 魏玉东, 钱喜乐, 高建, 杨志永. 滚筒洗衣机一体化建模与仿真分析, 《机械设计》, 2008, 26(12)(已录用)
- [3] 魏玉东, 岳立喜, 高建, 杨志永. 滚筒洗衣机动力学建模及其平衡器设计, 《天津大学学报》, 2008,41(10)(已录用)
- [4] 魏玉东, 许旺蓓, 杨志永, 滚筒洗衣机液压平衡器研究, 《机械设计与研究》, 2008年09月(已录用)

参与的科研项目:

横向课题—滚筒洗衣机数字化样机动态特性设计及评价体系研究,
2007-2008, 第一完成人

致 谢

借此论文完成之极，谨向导师黄田教授致以最诚挚的敬意。本论文是在导师黄田教授的悉心指导下完成的。导师渊博的专业知识，严谨的治学态度，精益求精的工作作风，诲人不倦的高尚师德，严以律己、宽以待人的崇高风范，朴实无华、平易近人的人格魅力对我影响深远。不仅使我树立了远大的学术目标、掌握了基本的研究方法，还使我明白了许多待人接物与为人处世的道理。本论文从选题到完成，每一步都是在导师的指导下完成的，倾注了导师大量的心血。在此，谨向导师表示崇高的敬意和衷心的感谢！

在课题研究和论文撰写期间，课题组杨志永副教授给予了我很大的指导和帮助。在此表示衷心感谢。

本论文的顺利完成，同样离不开课题组博士生李海虹，硕士生高建、岳立喜、钱喜乐、许旺蓓等同学热情无私的帮助。在此向他们表达我的感激之情。

魏 玉 东
2008 年 7 月