

11/11/11



苏州大学学位论文使用授权声明

本人完全了解苏州大学关于收集、保存和使用学位论文的规定，即：学位论文著作权归属苏州大学。本学位论文电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。苏州大学有权向国家图书馆、中国社科院文献信息情报中心、中国科学技术信息研究所（含万方数据电子出版社）、中国学术期刊（光盘版）电子杂志社送交本学位论文的复印件和电子文档，允许论文被查阅和借阅，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存和汇编学位论文，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。

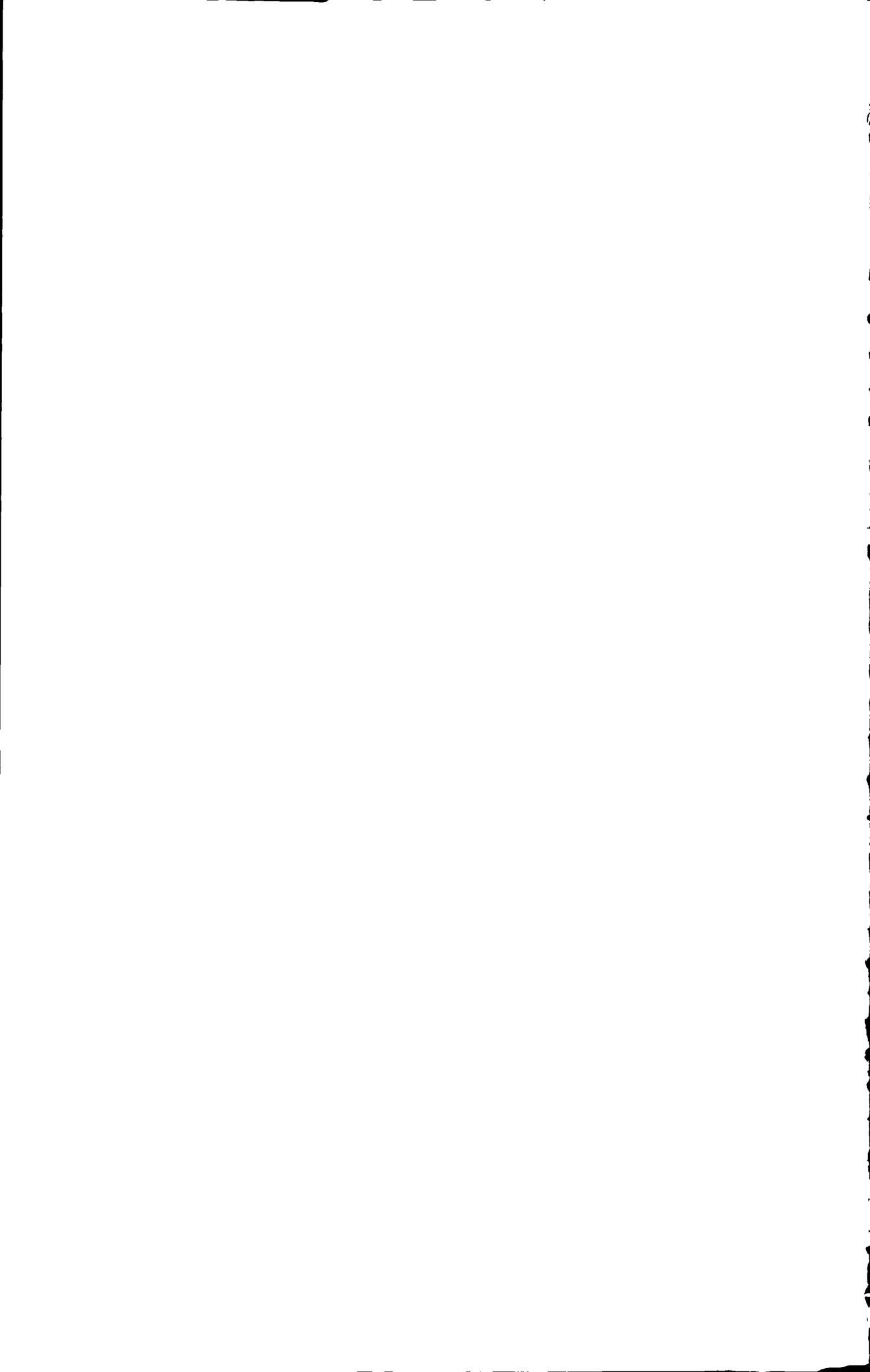
涉密论文

本学位论文属 _____ 在 _____ 年 _____ 月解密后适用本规定。

非涉密论文

论文作者签名： 孙小波 日期： 2010.4.8

导师签名： 冯志远 日期： 2010.4.8



摘 要

当前随着喷气织机适应性的提高,喷气织机行业发展迅速,而为适应更高的生产效率,喷气织机的设计转速也越来越快。但高速条件下,织机的振动加剧,如不处理好此类问题,会造成纱线断头率升高,生产率反而会下降。后梁系统作为喷气织机的重要组成部分,它是经纱张力的检测与调节机构,其动态特性反映了经纱张力的波动情况。本文以 WG-2000 型喷气织机后梁系统为对象,研究其单自由度运动方程的非线性动力学特性,并控制后梁的摆动幅度,减小经纱张力及其波动。

本文先在 WG-2000 型喷气织机后梁系统动力学模型的基础上作相应简化,提取其主要非线性项,并作相关非线性振动分析,主要针对后梁系统的主共振与参激共振,讨论其参数变化对主共振和参激共振的影响,并分析主共振和参激共振在织机不同转速运行时对后梁摆动幅度的影响。

其次,引入磁流变技术,以磁流变阻尼器替代线性阻尼器,通过仿真实验比较证明,相对线性阻尼器,磁流变阻尼器能明显改善后梁摆动幅度,进而减小经纱张力。并分别使用 PID 控制及模糊 PID 控制方法,以进一步优化后梁系统的性能。

本文针对后梁系统单自由度运动方程的非线性振动分析对工程设计、织造工艺改善有一定理论意义;针对含磁流变阻尼器的后梁系统的被动控制、半主动控制仿真实验对磁流变阻尼器在喷气织机上的运用的进一步研究有一定参考价值。

关键词: 喷气织机后梁系统 经纱张力 非线性振动 磁流变阻尼器

作 者: 孙 浪

指导老师: 冯志华

Nonlinear Dynamic Analysis and Dynamic Behavior Control of Back Rest System of Air-jet Loom

Abstract

Following the enhance of air-jet loom's adaptability, the air-jet loom industry achieves rapid development currently. To obtain higher production efficiency, the design speed of air-jet loom is faster and faster. But in high-speed conditions, the vibration of loom will be intensified. If such problems are treated irrationally, it will cause more broken ends and drop of productivity. As one of the most important part of air-jet loom, back rest system is the detected and adjusted structure of warp tension, and its dynamic behavior reflects the fluctuation of warp tension. This paper make the back-rest system of WG-2000 Air-Jet Loom as object, study the nonlinear dynamic characteristic of its SDOF function, control the oscillations of back-rest, decrease warp tension and its fluctuation.

Firstly, the dynamic model of the back-rest system of WG-2000 Air-Jet Loom is simplified, and its main non-linear items are extracted, then relevant nonlinear vibration analysis is made, mainly about primary resonance and parametric resonance, and the influence by transformation of the parameters. Afterwords, the effect of primary and parametric resonance on back-rest system with different rotating speed of loom is discussed.

Secondly, the magneto-rheological damper(MR damper) be introduced, to replace the liner damper. The emulated experiments prove that the back-rest system with MR damper has fewer oscillations, comparing with the back-rest system with liner damper. Also, use PID control and fuzzy PID control methods, in order to further optimize back-rest system performance.

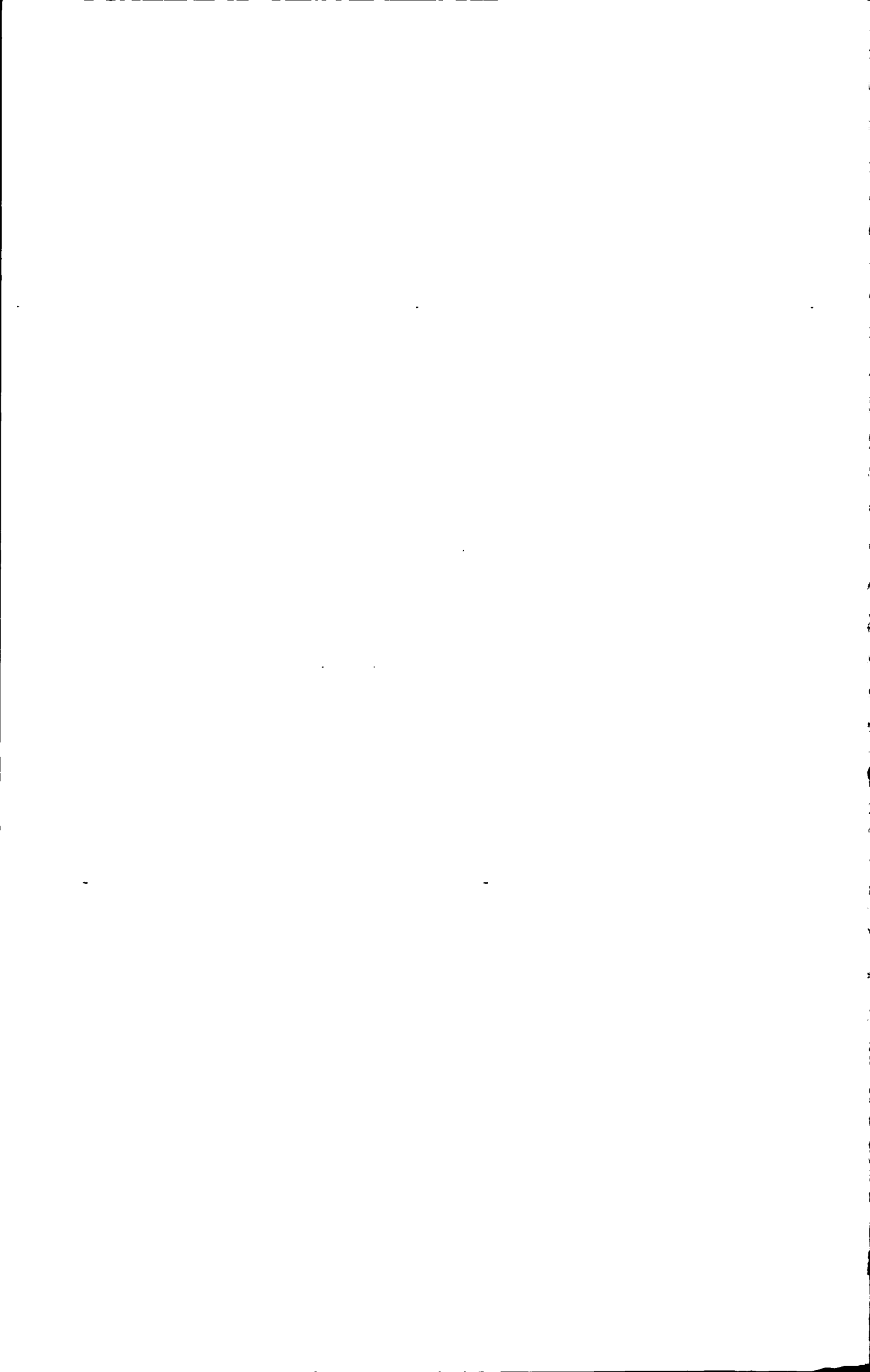
The nonlinear dynamic analysis to SDOF function of the back-rest system can be benefit for engineering design and improvement of weaving technology. And also the emulated experiments about the back-rest system with MR damper can be reference of

the research of application of MR damper on air-jet loom.

Keywords: back-rest system of air-jet loom warp tension nonlinear vibration MR damper

Written by: Sun Lang

Supervised by: Feng Zhihua



目 录

第一章 绪论	1
1.1 本文研究背景	1
1.1.1 无梭织机的发展概况及趋势	1
1.1.2 喷气织机后梁系统	2
1.2 国内外喷气织机发展现状	3
1.3 后梁动力学研究现状	5
1.4 本文研究主要内容	6
第二章 喷气织机的后梁系统动力学模型的建立	8
2.1 喷气织机主要运动	8
2.1.1 开口机构简述	8
2.1.2 引纬机构简述	9
2.1.3 打纬机构简述	10
2.1.4 卷取机构简述	11
2.1.5 送经机构简述	12
2.2 后梁系统动力学模型的建立	14
2.2.1 经纱形变分析	14
2.2.2 后梁系统静力学与动力学模型	18
2.3 后梁系统动力学模型的简化处理	20
2.4 本章小结	22
第三章 后梁系统动力学模型非线性振动分析	23
3.1 非线性振动概况	23
3.1.1 非线性振动及其任务	23
3.1.2 非线性振动特点	24
3.1.3 多尺度法理论	24
3.2 后梁系统非线性振动分析	26
3.2.1 主共振 $\Omega \approx \omega_0$	27
3.2.2 非共振硬激励	30
3.2.3 超谐共振($\Omega \approx 1/3\omega_0$)	32
3.2.4 参激共振($\Omega \approx 2\omega_0$)	33

3.3 非线性振动对织机运转的影响	34
3.4 本章小结	37
第四章 基于磁流变阻尼器的后梁系统的控制	38
4.1 磁流变阻尼器简介	38
4.1.1 磁流变技术概述	38
4.1.2 磁流变阻尼器的数学模型	41
4.2 模糊控制原理	46
4.2.1 模糊逻辑理论的基本概念	46
4.2.2 模糊控制系统的基本原理及构成	50
4.3 基于磁流变阻尼器的后梁系统控制	51
4.3.1 基于磁流变阻尼器的后梁系统的被动控制	51
4.3.2 基于磁流变阻尼器的后梁系统的半主动控制	56
4.4 本章小结	62
第五章 总结与展望	63
5.1 本文工作总结	63
5.2 本文创新点	63
5.3 进一步工作的方向	64
参考文献	65
攻读学位期间本人出版或公开发表的论著、论文	67
附录一 主要仿真程序代码及说明	69
附录二 后梁系统动力学模型简化详细过程	76
致 谢	84

第一章 绪论

1.1 本文研究背景

1.1.1 无梭织机的发展概况及趋势^[1-3]

纺织行业是关系到国计民生的重要支柱产业,是关系到我国国民经济发展和进出口贸易的重要行业。目前我国已成为世界最大的纺织品生产国和最大的纺织品出口国。早在1994年我国服装出口已列世界第一位,而目前我国纺织品出口总额占世界的25%,处于遥遥领先地位。

织机是纺织行业中的一种重要织造机械,我国织造机械发展的先进与否对织造行业乃至整个纺织业都有重要的影响。早期织机主要是有梭织机,这种织机的噪音达110 dB,并时常发生飞梭现象,严重地影响到工人的身心健康和安全,并且其车速低,生产率低,产品质量差,换纬困难,花色品种少,操作维修劳动强度大,无法满足纺织工业越来越大量的需求。

随着织机技术的发展,与有梭织机相比车速更快、效率更高的无梭织机成为织机发展的主流方向。无梭织造技术自19世纪起就着手研究,自50年代起逐步推向国际市场。自20世纪70年代以来,许多新型的无梭织机陆续投入市场。尤其是近10多年来,无梭织机对改进织物和提高织机的效率取得了显著成效,在世界各国被广泛采用,并加快了织造设备改造的进程,目前许多发达国家无梭织机的占有率已达80%左右,出现了以无梭织机更新替代有梭织机的大趋势。表1-1为1998年世界棉织无梭织机占有率情况。

表 1-1 1998 年世界棉织无梭织机占有率(%)^[3]

欧洲	美洲	亚洲、大洋洲	非洲
77.1	60.8	17.7	17.9
注:世界棉织机共222.5万台;其中无梭织机67.2万台;平均无梭织机占有率:30%。			

目前主要的无梭织机包含剑杆织机、喷气织机和喷水织机。由于受织物品种限制(适用于中档以下化纤类疏水性织物)和环保要求的提高,喷水织机近年来的使用越来越少,在欧美发达国家上世纪80年代起已不使用,亚洲日本、韩国、我国台湾地区的生产,特别从上世纪90年代初都大量向我国沿海地区转移。而在我国,

随着有关部门能对其工艺衍生物的环保问题切实重视和有所要求,喷水织机的使用定也受到越来越大的限制,而事实上其在无梭织机中的占有率也极小。

剑杆织机是目前在世界范围内使用最广泛的无梭织机,其具有高速、高效的特点,目前展会演示速度已高达830r/min;而且剑杆织机的积极引纬方式具有很强的品种适应性,并且在多色织造方面有着明显的优势,可以生产多达16色纬纱的色织产品。

早期的喷气织机虽然有车速快,效率高,物料消耗少的优点,但也有许多缺陷,只能生产窄幅织物,织物质量差,更谈不上纬纱颜色的变化,只能生产单色的、简单的普通平纹织物。但经过20世纪后期近20年的发展,喷气织机的适应性在布幅宽度、织物厚度及色织等方面都已赶上或超过了剑杆织机。

目前,喷气织机的织造幅宽已从1.9m拓宽到4m多,并可实现一机多幅织造。引纬颜色从单色发展到4色、6色,甚至多至12色,并可根据织物要求任意变换纬纱颜色。织物组织从过去简单的平纹、斜纹发展到提花、毛圈。纬纱种类的适用性大为加宽,从化纤长丝到化纤短纤纱;从纯棉纱到各种化纤纱;从羊毛纱到玻璃纤维纱;从环锭纱到转杯纱及喷气纱;从粗号纱到细号纱,从单纱到股线;从普通纱线到各式花式纱线,均可织造。随着织物重量及品种范围的扩大,喷气织机既可织造细号高密的轻薄高档衣着面料,又可以织造粗号高密牛仔布系列的厚重织物,事实上,喷气织机的织造品种已遍及细薄织物、厚重织物、提花装饰织物、高级毛料、长丝、真丝织物、花色布、毛巾、床单、床罩、轻薄窗帘面料、玻璃纤维。特别是在时装面料的织造方面,喷气织机已开始占据主要角色。

因此喷气织机是当今世界织机发展的主流方向之一,开展这方面的课题具有重要意义。

1.1.2 喷气织机后梁系统

发展到现在,织机已经是一个综合了光、机、电、气多门学科于一体的高度自动化机器,具有复杂的动力学结构。织机的运行过程就是其五大运动——开口、引纬、打纬、送经、卷取的共同协调运作,每一个部分都缺一不可。而随着现代织机的发展,其设计转速越来越快,从最早有梭织机的200~300r/min,到剑杆织机的500~600 r/min,再到喷气织机的800~1000 r/min,目前喷气织机展会最快转速高达1900 r/min^[4]。在如此高速状态下运行,很多低速状态下没有的问题也随之而来,如纱线断头率加剧,造成生产率下降,织机品质降低。这些问题的产生的

直接原因是高速状态下喷气织机经纱张力过大,波动过于剧烈。

按照变化速度的快慢,可将经纱张力分为准静态张力(以下简称静态张力)与动态张力。静态张力主要是指为开清梭口,以上机张力为基准的在整个织造过程中变化非常平缓的那部分张力,反应了经纱张力的平均大小,主要受送经、卷取运动的影响。动态张力则是每个织造周期(织机主轴每一转或两转,根据织物结构来确定)内,由相关部件固有振动特性及外界激励引起的频率较高的那部分经纱张力。动态张力的影响因素非常多,打纬、开口、送经、卷取、松经补偿、经纱与钢筘、综丝、停经架、后梁等零部件的磨擦、主轴回转不均匀率等,都将影响到经纱动态张力的变化。

由于受喷气织机其他运动影响,喷气织机的经纱动态张力是一个带有明显非线性特征的物理量,要直接分析其变化情况具有一定的难度。而作为喷气织机不可或缺的部件,后梁与经纱密切相关,经纱从经轴上退绕下来,首先绕过后梁,再经过其他零部件,在织口处形成织物。正是与经纱的直接接触,使得后梁系统成为经纱张力的监测机构,因此,喷气织机的后梁系统的摆动与经纱张力密切相关,摆动幅度大,则经纱张力大,摆动幅度小,则经纱张力小。而同时,后梁又是经纱张力调节的直接执行机构,若经纱张力过大,通过松经机构调节后梁摆动幅度减小,能减少经纱张力。鉴于后梁系统对动态经纱张力的重要作用,在研究动态经纱张力时,可对后梁系统建立线性或非线性模型,通过研究后梁的摆动来研究动态经纱张力的线性与非线性特征。

1.2 国内外喷气织机发展现状^[2, 5-8]

当前国外喷气织机的机电一体化程度已达到了相当高的水平,除了打纬还是机械驱动外,其它的机构运动都能用电气自动控制技术和计算机控制技术来实现。主机上普遍采用了电子多臂、电子提花、电子储纬、电子纬纱张力器、电子选纬、电子送经、电子卷取、电子绞边、电子边剪等,并都作为标准配置。这些机构的工作参数在控制系统中都能进行设定,对便于调整、扩大品种适应性起到一定作用。随着电子技术的不断发展,织机的自动化程度还将进一步提高。

由于国际上无梭织机的市场竞争日趋严酷,目前国际级的喷气织机制造商仅有欧洲意大利 ITEMA(意达)集团的 Promatech(宝马泰克)、瑞士的 Sulzer(苏尔寿)与意大利的 Textil 合并的 Sulzer Textil,比利时 Picanol(必佳乐),德国 Dornier(多尼尔)和日本 Toyota(丰田)、Tsudakoma(津田驹),也即两大机型:欧洲

机型与日本机型。同时这些公司的产品也占据了目前中国喷气织机市场 90% 的份额。日本机型的优势在市场，而欧洲机型的优势在技术，双方各有所长。如表 1-2 所示列举了国外部分公司产品的性能参数。

表 1-2 国外几种主要喷气织机的技术参数^[2]

机型	ZAX-9100	JAT-710	OMNI-Plus-800	MYTHOS-E-TEC	DORNIER
所属公司	津田驹	丰田	必佳乐	苏美特	道尼尔
最大箱幅 (cm)	390	390	400	400	540
最大入纬 率 (m/min)	2400	2380	2380	2300	2650
开口装置	曲柄式/积极 式凸轮/电子 多臂/电子提 花	曲柄式/消 极式凸轮/ 电子多臂/ 电子提花	积极式凸轮/电 子多臂/电子提 花	积极式凸轮/电子 多臂/电子提花	积极式凸 轮/电子多 臂/电子提 花
打纬装置	四连杆曲柄 打纬, 250cm 以上箱幅六 连杆打纬	四连杆打 纬, 阔幅用 六连杆打 纬	共轭凸轮打纬	共轭凸轮打纬	共轭凸轮 打纬
选色装置	1~6色	1~6色	1~8色	1~8色	1~8色

我国喷气织机的发展从上世纪八十年代中期起步，但由于底子薄，且过于追求成本的控制，而忽略的织机本身的品质问题，发展陷于停顿。到九十年代初期寻求引进国外先进技术，同时有关厂家对引进技术资料进行认真的消化吸收，吸取过去生产过程中的经验教训，规定严格按图纸生产加工，不得以任何理由降低设计精度和技术要求，并根据客观实际确定国产化率，对国产质量不过关的零部件特别是电控系统从国外合作伙伴处进口，取得良好效果，但同时由于核心技术和零部件完全依赖进口，机器成本较高。

进入新世纪，随着众多民营企业加入纺织行业，喷气织机的需求量也骤增，从而促进了喷气织机的发展，据不完全统计，目前国内开发生产喷气织机的厂家多达 24 家，尚有数十家处于调研阶段。目前我国喷气织机箱幅多在 190~330 之间，开口机构以消极凸轮开口为主，少量积极凸轮或多臂开口，多数织机都配有双喷嘴，四喷嘴也有少量销售，工作转速在 500~700 r/min 之间，技术性能也有明显的提高，整机部件国产化率高达 95%，成本和销售价格大幅度降低。与国际先进水平虽仍存在差距，但已大大缩小。如表 1-3 所示为第十三届上海纺织工业展览会部分

国产织机展出情况概要。

但国产喷气织机在高速发展的同时也存在很多问题，主要包括：总体技术水平低，缺乏自主知识产权新产品；生产集中度低，生产规模小，可靠性差，竞争能力差；机型、性能趋同，无序竞争，售后服务差等等。因此仍有不少企业高价引进国外设备。表1-4所示为近年我国无梭织机进口情况。

表 1-3 第 13 届上海纺织工业展览会部分国产织机展出技术参数^[9]

公司	中纺机	咸阳升跃	无锡斯普兰	苏州纺机
机型	GA708H-190	SA8100-340	SPR700-PT-ET4C-19	ASGA710
车速/(r/min)	1050	460	1010	850
标称幅宽/cm	190	340	190	190
开口装置	——	积极式多臂开口	积极式凸轮开口	凸轮开口
选色装置	1~6色	——	4色	2、4色
其他	变频慢速正倒转	触摸屏显示智能化控制	多CPU分布式控制	——

从表1-4可以看出，即使受全球经济危机影响，我国纺织业出口受挫，但喷气织机进口量仍呈逐年增加的趋势，同时也可看出近年来，喷气织机进口量在所有进口无梭织机中占有比例最高，这也从侧面说明了织机的发展趋势。

要改善目前我国喷气织机的问题，唯有加大产品研发投入，提高产品技术档次，重视知识产权保护，鼓励专业人员认真钻研搞好织机研究，同时改善产品品质，重视产品售后服务，才能让我国喷气织机行业获得更加快速有质量的发展。

表 1-4 近年我国无梭织机进口情况^[6]

年份	剑杆	喷气	喷水	片梭	合计
2006	3504	7183	5581	340	16608
2007	5873	14963	9589	172	30597
2008	4284	15079	8061	106	27530
2009年1-6月	1116	5039	5458	160	11173

1.3 后梁动力学研究现状

由于后梁系统设计的目的是为了改善经纱张力的波动，因此，直接针对喷气织机后梁系统动力学的研究文献并不多见，多以经纱张力为研究对象。

在直接针对后梁的研究文献中，或是以局部分析为主，讨论后梁系统部件的优化及改进^[13、14、17]，或是针对某一特定型号织机后梁进行改进或设计^[15、16]。而针

对后梁系统的模型,多是通过机理分析,忽略一些非线性因素,建立的多是线性模型。文[10]采用三元伯格模型来代表纱线的粘弹性,并建立了后梁系统的单自由度线性模型。文[18]以某电子送经机构为分析对象建立其动力学模型,采用特征系统实现算法对实测数据进行了系统参数识别,为相关机构动力学分析与动态设计提供了理论依据。

国内研究经纱张力的相关文献基本上都集中在静态范畴,或简要介绍某一机构的工作原理及其对经纱的影响^[19, 20, 21],或通过对送经、卷取机构及其控制方式、控制算法的改进^[11, 12, 22]来改善静态张力的变化,或利用实验的方法针对某一种机型的送经机构进行系统辨识建模^[23, 24],做出相关数据分析等,这对改善织造工艺、对织机进行技术改造具有很强的指导作用,但对织机设计缺乏相应的预见性。综上所述,喷气织机经纱动态张力方面的研究文献,国内鲜有报道,更遑论是关于动态张力非线性方面的研究。

国外关于经纱张力的研究也较国内类似,多是对静态经纱张力的改善^[25, 26]。文[27]独辟蹊径,描述了一种改变经纱本身力学特性的装置,这种装置装在后梁与停经片之间,随经纱层同步前进,其所覆盖的经纱层进行热处理,使其暂停产生弹性,并使经纱层均匀受热,从而达到减小经纱张力的目的。文[28]把包括传动和积极式控制装置在内的多部件系统(MBS)的数学模型与经纱和织物的简明的模型结合起来,对织物的形成过程进行全面的模拟,并在苏尔寿公司G6200剑杆织机上进行了试验,结果显示经纱张力和织机上各部件的动态特性非常合拍。

1.4 本文研究主要内容

本文以WG-2000型喷气织机为研究对象,该织机采用单后梁设计,主轴设计转速达600r/min,其性能接近国内主流喷气织机,具有一定的代表性。针对目前国内喷气织机转速不高,与国际高水平喷气织机仍有差距的现象,本文研究其主要反映动态性能的后梁系统,对后梁系统做非线性动力学分析,期望找到影响喷气织机动态性能的非线性因素;另外引入磁流变阻尼器,尝试使用磁流变阻尼器来改善后梁系统的摆动幅度,进而改善经纱张力。

本文的主要工作及章节内容的安排如下:

第一章简述本文的研究背景和意义,通过对相关课题的研究进展、研究成果进行分析、总结,确定本文的研究目的和内容。

第二章分析喷气织机与经纱变形有关的各个机构运动原理,并基于各机构运

动参数基础上建立后梁系统的单自由度数学模型，并对此数学模型进行一定的简化处理，以方便后文的非线性振动分析。

第三章在介绍非线性振动基本概念的基础上，针对第二章所建立并化简的模型，利用多尺度法分析模型的非线性特性，分别分析其主共振、激励频率接近于 $1/3\omega_0$ 的超谐共振、参激共振、非共振硬激励等多种情况，并以主共振和参激共振为主，分析参数变化对系统频率响应幅值或稳定性的影响，及对织机不同转速运行时的影响。

第四章先介绍了磁流变阻尼器的相关技术和数学模型以及模糊控制理论，再引入磁流变阻尼器，使用Matlab/Simulink工具箱建立含磁流变阻尼器的后梁系统模型，并与含普通线性阻尼器的后梁相比较，以期获得减小经纱张力的满意的效果。之后尝试分别采用PID控制和模糊PID控制方法，希望能进一步改善后梁经纱张力的波动。

第五章总结全文的主要工作，指出本文创新点以及存在的不足，为进一步完善这方面的工作提出建议。

第二章 喷气织机的后梁系统动力学模型的建立

2.1 喷气织机主要运动

本文以 WG-2000 型喷气织机为参考对象, 主要研究喷气织机的后梁系统, 而后梁系统主要控制的是织机运行过程中经纱张力的波动范围。织机运行过程中, 经纱与织机的各个机构都有直接关系, 各个机构协调动作, 共同对经纱产生作用。

织造过程的顺利、连续进行需要织机的五大主要运动——开口、引纬、打纬、送经、卷取运动紧密配合、相互协调, 这五大运动相应地由织机的开口、引纬、打纬、送经、卷取机构实现。经纱的张力直接作用在后梁上, 张力的根据后梁的位移来测量。经纱张力与其变形量密切相关, 对经纱变形影响较大的主要是开口和打纬运动, 另外, WG—2000 型喷气织机还配备了为缓和开口时经纱拉伸而设计的松经装置。

2.1.1 开口机构简述

综框有规律地升降, 把穿过综丝眼的经纱分成上下两层, 形成一个菱形空间, 即为梭口, 综框的升降运动称为开口运动, 简称开口, 由织机的开口机构来实现。常用的开口机构有凸轮、曲柄、多臂和提花开口机构。曲柄开口机构凸轮、曲柄开口机构, 为机械式, 其特点是结构简单、适应高速, 所控制的综框一般在8片以内, 适于织造平纹、斜纹及简单缎纹织物。多臂和提花开口机构为电子式, 多臂开口机构能够控制的综框数目一般在25页以内, 甚至多达32页, 可织制小花纹织物。提花开口机构取消了综框而采用大量竖钩来控制经纱的升降, 因此能够织造大型纹样的各种图案, 如棉织生产中的家具用布、美术织物等。随着喷气织机自动化程度的提升, 目前较为先进的喷气织机大多可配置电子多臂及电子提花开口机构。

而凸轮开口机构在喷气织机上也有广泛应用, WG—2000型喷气织机采用的是消极式弹簧回综凸轮开口机构, 如图2-1所示。凸轮置于织机外侧的油浴箱内, 当凸轮升程时, 通过杠杆机构、钢丝绳带动综框下降, 当凸轮回程时, 通过回综弹簧来带动综框, 使综框上升, 而凸轮远程及回程静止时, 综框上下交错, 使经纱形成梭口。

开口时, 经纱由原来的伸直状态ABC被拉成折线状态 AB_1C (或者 AB_2C), 如图2-2所示。 AB_1C 为上层经纱, AB_2C 为下层经纱。梭口完全闭合时, 两层经纱

又回到ABC位置，此时称为综平。一般情况下，后梁在经轴上方，上层经纱变形量小于下层经纱变形量，因此上层经纱张力小于下层经纱张力，这种不等张力梭口有利于打紧纬纱，使布面丰满，但在理论分析中常假设上下层经纱变形量相等，张力也相等。

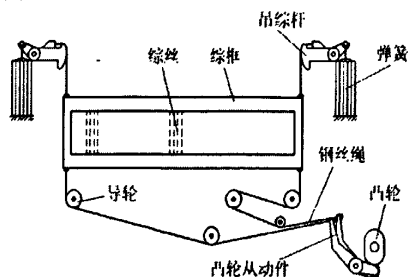


图 2-1 WG-2000 开口机构示意图

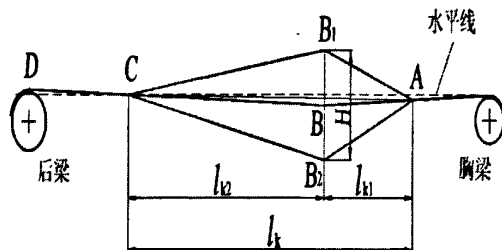


图 2-2 梭口示意图

2.1.2 引纬机构简述

引纬是将纬纱牵引通过梭口，以便与经纱交织形成织物。引纬方式是区分不同类型织机的显著特征，分有梭引纬和无梭引纬。其中，无梭引纬主要有剑杆引纬、片梭引纬、喷气引纬、喷水引纬等。

喷气织机的引纬方法是用压缩气流牵引纬纱，将纬纱带过梭口。早期由于无法解决气流易于扩散的问题，纬纱始终无法引到恰当位置，知道后来管道片、异形箱等专利的出现才使气流引纬技术得到突破。在喷气织机的发展过程中，已形成了单喷嘴引纬和主辅喷嘴接力引纬两大类型。在防止气流扩散方面也有两种方式：一种是管道片方式，另一种是异形箱方式。由引纬方式和气流扩散方式的不同组合形成了喷气织机的三种引纬型式：(1)单喷嘴+管道片。该型式引纬完全靠一只喷嘴喷射气流来牵引纬纱，气流和纬纱是在若干片管道片组成的管道中行进，从而大大减轻了气流扩散。(2)主喷嘴+辅助喷嘴+管道片。前一种形式的喷气织机虽简单，但因气流在管道中仍不断衰减，织机箱幅只能到190cm，故人们在箱座上增设了一系列辅助喷嘴，沿纬纱行进方向相继喷气，补充高速气流，实现接力引纬。(3)主喷嘴+辅助喷嘴+异形箱。前两种形式的喷气织机每引入一纬，管道片需在引纬前穿过下层经纱进入梭口与主喷嘴对准，引纬结束后，需再穿过下层经纱退出梭口。由于管道片具有一定厚度，且为有效地防止气流扩散紧密排列，这就难以适应高经密织物的织造，加之为保证管道片能在打纬时退出梭口，箱座的动程较大，也不利于高速。于是人们将防气流扩散装置与钢箱合二为一，发明了异形箱。异形箱的箱槽与主喷嘴对准，引纬时，纬纱与气流沿箱槽前进。

由于这种引纬型式在宽幅、高速和品种适应性等方面优势明显，为喷气织机广泛采用。

WG-2000型喷气织机即采用了主喷嘴+辅助喷嘴+异形箱的引纬方式，其纬向系统如图2-3所示，纬纱10从筒子架1的纬纱筒2上退绕下来，通过后张力器3、储纬器4、前张力器5的拉伸、测长，进入主喷嘴6，并随高速气流射出，在异形箱9的箱槽和辅助喷嘴8形成的气流通道内飞行，到达织机的另一侧，最后经过延伸喷嘴11的牵引拉直，探纬器12监测符合要求，完成引纬运动。这个过程还有电磁阀、边剪7、储气罐等装置的协调动作，保证顺利引纬。图2-4辅助喷嘴在喷气织机上的排列情况。

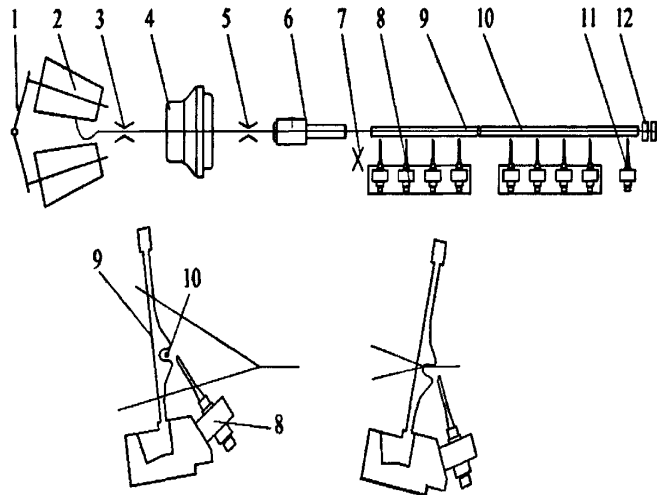


图 2-3 喷气织机纬向系统组成

- 1—筒子架 2—纬纱筒 3—后张力器 4—储纬器 5—前张力器 6—主喷嘴
7—边剪 8—辅喷嘴 9—异形箱 10—纬纱 11—延伸喷嘴 12—探纬器



图 2-4 喷气织机辅助喷嘴

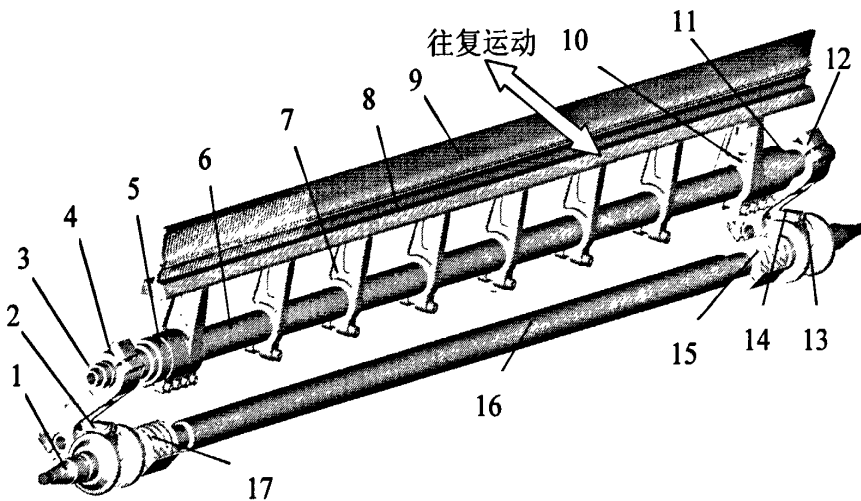
2.1.3 打纬机构简述

打纬运动主要作用是把引入梭口的纬纱推向织口，与经纱交织并被打紧，形

成具有规定纬密的织物，由打纬机构完成。

打纬机构沿织机前后摆动，而引纬沿织机的左右运动，这就要求打纬与引纬协调配合，打纬机构的摆动应为引纬运动留有足够的空间和时间。常用的打纬机构按其结构型式不同，可分为连杆式打纬机构、共轭凸轮式打纬机构及圆筘片打纬机构。打纬机构还可按其打纬动程变化与否分为恒定动程的打纬机构、变化动程的打纬机构。目前常用的主要有连杆式打纬机构和共轭凸轮打纬机构，圆筘片打纬机构主要用于多梭口织机。恒定动程的打纬机构主要用于普通织机，变化动程的打纬机构主要用于毛巾织机上。喷气织机常用连杆和凸轮打纬机构等。

WG-2000型喷气织机采用的是短牵手四连杆打纬机构，打纬力大，能提供的引纬时间长。其机构如图2-5所示，轴1(13)、牵手2(14)、摇杆4(12)和机架(织机墙板)构成四连杆机构，花键轴3(11)、曲轴1(13)通过轴承安装在墙板上，其中，曲轴在传动系统的驱动下获得一定转速，为原动件。摇轴6、筘座脚7、筘座8、异形筘9通过摇轴连轴器5、10固联花键轴上，随之做往复摆动。筘座摆至最后位置时，梭口满开，纬纱在筘槽、辅助喷嘴形成的引纬通道中穿过，筘座摆至最前位置时，筘槽把纬纱推到织口并打紧。



1、13—曲轴 2、14—牵手 3、11—花键轴 4、12—摇杆 5、10—摇轴联轴器
6—摇轴 7—筘座脚 8—筘座 9—异形筘 15、17—联轴器 16—空心主轴

图 2-5 四连杆打纬机构

2.1.4 卷取机构简述

纬纱被引过梭口、打入织口而形成的织物必须引离织口并逐步卷绕到卷布辊上，以保证织造过程的连续性，完成织物卷取的运动即为卷取运动，由卷取机构实现，卷取机构还有控制织物纬密的作用。现代喷气织机卷取机构具有连续化、

大卷装、电子控制和自动落布等特点。卷取机构的作用是否完善，对织物质量有密切的关系。

卷取机构有多种分类方法，按驱动方式不同可分为积极式与消极式两种卷取机构；按卷取作用时间来分可分为间歇式和连续式两种卷取机构；按机构工作原理可分为机械式和电子式两种卷取机构。

新型织机通常采用积极式连续卷取机构，在织造过程中，织物的卷取工作连续进行。部分积极式连续卷取机构以改变齿轮齿数来调节加工织物的纬密，存在纬密控制不够精确的弊病。随着织机技术的发展，产生了以无级变速器来调节加工织物纬密的机构，使纬密的控制精确程度得以提高。电子式卷取机构的出现，不仅简化了机械结构，实现纬密精确控制，而且在织造过程中可以随时改变卷取量，调整织物的纬密。

随着计算机技术的发展，采用微机控制的电子式卷取机构在现代织机上应用越来越多，这种机构结构简单，不必通过更换齿轮来变更织物纬密，而且可与送经机构相结合，自动调节经纱和织物张力、织口位置等，织物质量高，品种灵活多变。

WG—2000 型喷气织机采用电子卷取机构，如图 2-6 所示。卷取运动的速度相对于开口和打纬而言非常小，它所引起的织口移动、经纱变形非常小，在后梁动态分析中可忽略这一因素的影响。

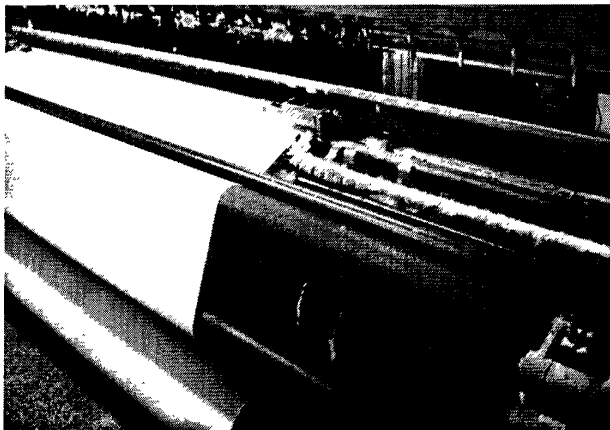


图 2-6 WG-2000 型喷气织机卷取机构

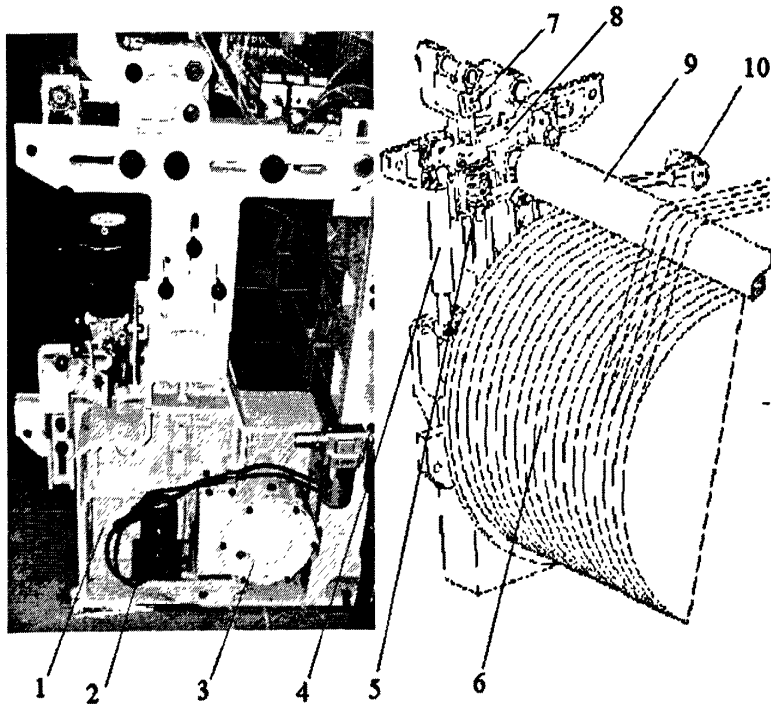
2.1.5 送经机构简述

为保证织造连续进行，除了将已经形成的织物引离织口外，还必须同时放出适量的经纱进行补充，并与卷取机构相互配合，严格控制织造区经纱张力的变化，以满足开清梭口、打紧纬纱的要求，获得一定紧度和结构的织物，实现这一功能

的运动即为送经运动，其实现机构为送经机构。

织造过程中，经轴由大变小时，能否保持均恒的经纱张力对织物的品质具有重要影响，这也是衡量送经机构性能优劣的主要标志。送经机构种类繁多，形式多样，传统的织机多采用机械式送经机构，其中又可分为消极式和积极式，前者利用经纱张力的牵引来送出经纱，织物外观比较丰满，但制动力容易发生变化，造成送经不均；后者动力源来自织机主轴，经过减速系统传动到经轴，配备制动、缓冲、张力检测与调节等装置，控制经轴及时送出适量经纱，维持张力均恒，应用比较广泛。机械式送经机构连接杆件多，结构复杂，零部件的惯性力、摩擦阻力等会对送经量和张力控制的灵敏度、精确性产生不利影响，不适于高速织造。

随着计算机控制技术的发展以及对织造效率要求的提高，现代喷气织机送经机构多采用电子式，其机构简单、反应灵敏、功能多样、容易操作，对经纱张力的变化反应灵敏，在高入纬率条件下消除织物横档残疵方面效果显著，极大地提高了织物外观质量。



1—机架 2—伺服电机 3—变速箱 4—阻尼器 5—弹簧 6—经轴
7—力传感器 8—张力臂 9—后梁 10—松经装置

图 2-7 WG-2000 型喷气织机送经机构

WG—2000 型喷气织机采用电子式自动调节送经机构，如图 2-7 所示，它由

单独的伺服电机通过减速系统驱动经轴转动送出经纱，对经纱张力的调节主要通过送经电机、松经装置、减振系统来实现。

图 2-7 中，经纱张力经后梁 9 和张力臂 8 作用于张力弹簧 5，弹簧通过杆座与应变片式测力传感器 7 相连，张力的变化被传感器感测并转变为相应大小的电信号，控制系统对该信号进行处理，并据此来调节伺服电机的转速，再经减速系统驱动经轴送出适量经纱，以保持由经轴直径变化以及其他因素引起的经纱张力恒定。主轴每转过 40° ，控制系统采集一次传感器信号，将主轴一转 9 个张力值的平均大小与设定的上机张力进行比较，并根据纬密情况计算输出信号，调整送经电机转速。

2.2 后梁系统动力学模型的建立

织造过程中，由于开口、打纬和松经等运动的影响，使得经纱层产生形变进而使得张力时刻在变化中，一旦张力过大，经纱断线，就会产生停经故障。织机在低速运行时，经纱张力变化小，后梁摆动缓慢，可看做织机处于静态，此时后梁受到经纱层的张力及弹簧的作用力；织机在高速运行时，经纱张力变化大，后梁摆动迅速，可看做织机处于动态，后梁除受到前述两个力外，还受到后梁的惯性力和阻尼器的作用力。

2.2.1 经纱形变分析

后梁的运动与经纱的形变密不可分，为分析后梁的运动过程，则必须分析经纱在织造过程中的形变，而织造过程中，对经纱形变影响最大的主要是开口和打纬两大运动以及松经装置对经纱形变的减缓作用。

2.2.1.1 开口和打纬对经纱形变量的影响

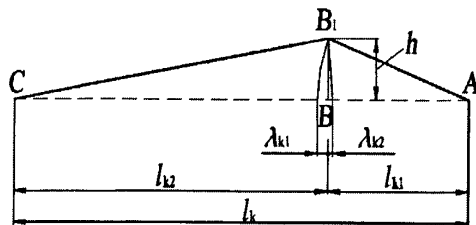


图 2-8 梭口与经纱变形

开口运动时，若将梭口简化为上下经纱张力相等的等张力梭口，可只取其上半部分来研究。如图 2-8 所示，当经纱从 B 点被提升至 B_1 点时，梭口一段经纱长度由 ABC 变为 AB_1C ，设梭口前部经纱伸长量为 λ_{k1} ，梭口后部经纱伸长量为 λ_{k2} ，则

$$\begin{aligned}\lambda &= \lambda_{k1} + \lambda_{k2} = (AB_1 - AB) + (B_1C - BC) \\ &= (\sqrt{l_{k1}^2 + h^2} - l_{k1}) + \sqrt{l_{k2}^2 + h^2} - l_{k2}\end{aligned}\quad (2-1)$$

式中, h 的运动规律为:

$$h = \begin{cases} \pm \frac{H}{2} \sin\left(\frac{\pi/2}{\beta_1} \beta\right) & 0 \leq \beta < \beta_1 \\ \pm H/2 & \beta_1 \leq \beta < \beta_1 + \beta_2 \\ \pm \frac{H}{2} \sin\left(\frac{\pi/2}{\beta_1} (\beta - \beta_1 - \beta_2) + \pi/2\right) & \beta_1 + \beta_2 \leq \beta < 2\pi \end{cases} \quad (2-2)$$

式中, β_1 、 β_2 皆为综框运动过程中主轴转角, 其中 β_1 为经纱离开综平位置而上下分开, 直到满开为止, 在此过程中主轴转过的角度, 也称为开放角, β_2 为综框停止在最大位移处 ($\pm H/2$) 保持静止, 经纱形成完整梭口, 此过程中主轴转过的角度, 也称为静止角。

打纬运动时, 其运动简图如图 2-9 所示, 点划线为机构运动的极限位置, 点 W_1 、 W_4 分别为曲柄、摇杆的回转中心, 其坐标可由织机墙板来确定, 点 W_5 为箱槽上一点 (与织口在该点处接触), 曲柄以角速度 ω 顺时针转动。

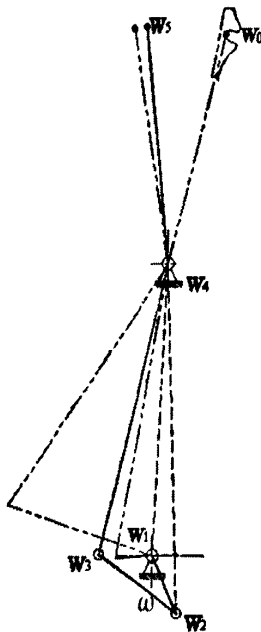


图 2-9 四连杆打纬机构简图

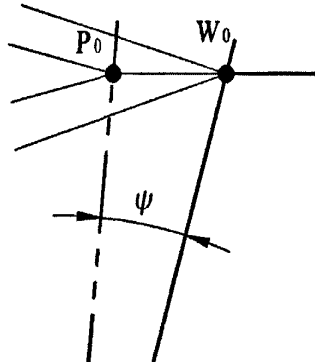


图 2-10 织口的位置变化

打纬过程中可发现点 W_5 的纵坐标在打纬过程中几乎不变, 可以视作 W_5 近似于做水平运动, 而当 W_5 位于最前端极限位置 W_0 时, 如图 2-10 所示, 此时钢扣

的槽口坐标已经越过了织口的坐标，亦即钢扣槽口对织口有一个压缩作用，使得织口向前移动，也被推到 W_0 点，而后，随着钢扣回摆，织口又回复到原始位置 P_0 ，在这个过程中，织口与钢筘始终接触，因此，它们的运动特性是相同的。 P_0 、 W_0 两点之间的距离称为织口位移，也叫打纬区宽度， ψ 称为打纬角。

若考虑打纬造成的织口移动对经纱变形的影响，则式应

$$\lambda = \lambda_{k1}' + \lambda_{k2} = (\sqrt{(l_{k1} + \lambda_w)^2 + h^2} - l_{k1}) + \sqrt{l_{k2}^2 + h^2} - l_{k2} \quad (2-3)$$

式中， λ_w 为织口位移。

2.2.1.2 松经装置对经纱形变影响

WG-2000 型喷气织机松经装置示意图如图 2-11 所示，机架、偏心轮、连杆和松经摇臂构成平面四连杆机构，偏心轮与开口机构同步运动，其运动的一致性由同步带保证，松经摇臂在每一转间推动后梁摆动一次，适时放松和张紧经纱，即综平时，后梁摆动到最后位置，梭口满开时，后梁摆动到最前位置。

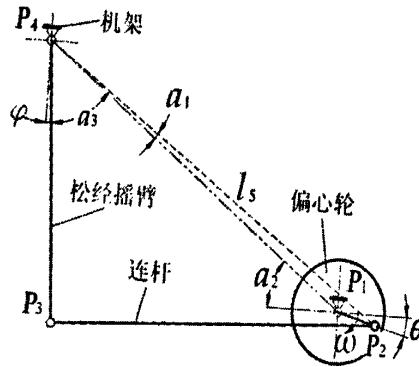


图 2-11 松经装置示意图

P_1 、 P_4 分别是偏心轮和松经摇臂的回转中心，其坐标可由织机结构参数确定，偏心轮的偏心量和连杆、摇臂、机架的长度 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 、 λ_4 及角度 α_2 均可根据相应零件的尺寸参数和织造工艺参数确定，偏心轮以角速度 ω 顺时针转动，偏心曲柄与水平方向的夹角为 θ ，根据几何知识求解松经摇臂的摆角 φ

$$\begin{cases} l_5 = \sqrt{l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos(\pi - \alpha_2 + \theta)} \\ \alpha_1 = \arctan\left(\frac{l_1 \sin(\alpha_2 - \theta)}{l_4 + l_1 \cos(\alpha_2 - \theta)}\right) \\ \alpha_3 = \arccos\left(\frac{l_3^2 + l_5^2 - l_2^2}{2l_3l_5}\right) \end{cases} \quad (2-4)$$

$$\varphi = \pi/2 - (a_2 + a_3 - a_1) \quad (2-5)$$

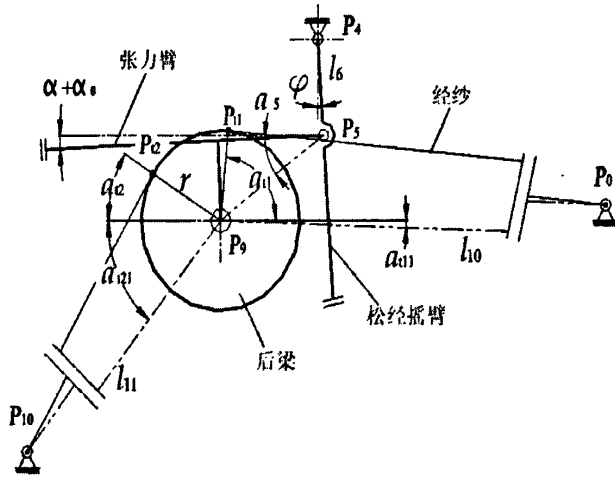


图 2-12 织造区经纱长度的构成

为分析松经装置对开口的缓冲作用，取织口 P_0 到退绕点 P_{10} 之间的一段经纱为研究对象，根据几何知识求取其长度。如图 2-12 所示， P_{11} 、 P_{12} 两点为经纱与后梁的切点， α_0 为初始位置时张力臂顶面与水平面的夹角， α 为后梁摆角。动支点 P_5 的回转半径 l_6 、后梁中心 P_9 到点 P_5 的距离 l_7 、 P_5 、 P_9 与张力臂顶面的夹角 a_5 、后梁半径 r 等参数可根据零件结构尺寸确定，推导经纱长度 l_j 过程如下织造前，在综平状态对经纱的上机张力进行调定，将此时的张力臂摆角 α 记为 α_0 ，原则上， α_0 设定为 0。设此时的经纱长度为 l_0 ，即 $l_0 = l_j(\varphi_0, \alpha_0)$ ，因此，后梁的位置变化造成的经纱松弛量为：

$$\begin{cases} x_5 = x_4 + l_6 \sin(\varphi) \\ y_5 = y_4 - l_6 \cos(\varphi) \\ a_5' = a_5 + \alpha_0 + \alpha \\ x_9 = x_5 - l_7 \cos(a_5') \\ y_9 = y_5 - l_7 \sin(a_5') \\ l_{10} = \sqrt{(x_0 - x_9)^2 + (y_0 - y_9)^2} \\ l_{11} = \sqrt{(x_{10} - x_9)^2 + (y_{10} - y_9)^2} \\ a_{11} = \arcsin\left(\frac{y_9 - y_0}{l_{10}}\right) \\ a_{11} = \arccos(r/l_{10}) - a_{11} \end{cases} \quad (2-6)$$

$$\begin{cases} a_{i21} = \arcsin\left(\frac{y_9 - y_{10}}{l_{11}}\right) \\ a_{i2} = \arccos(r/l_{11}) - a_{i21} \\ x_{r1} = x_9 + r \cos(a_{i1}) \\ y_{r1} = y_9 + r \sin(a_{i1}) \\ x_{r2} = x_9 - r \cos(a_{i2}) \\ y_{r2} = y_9 + r \sin(a_{i2}) \end{cases} \quad (2-7)$$

$$l_j = \sqrt{(x_0 - x_{i1})^2 + (y_0 - y_{i1})^2} + \sqrt{(x_{10} - x_{i2})^2 + (y_{10} - y_{i2})^2} + r(\pi - a_{i1} - a_{i2}) \quad (2-8)$$

$$\delta = l_0 - l_j \quad (2-9)$$

在织机运行时，打纬和开口使经纱拉伸，后松经装置主要使经纱松弛，因此经纱的总变形量为：

$$\Delta l_j = \lambda - \delta \quad (2-10)$$

2.2.2 后梁系统静力学与动力学模型

在了解了 WG-2000 型喷气织机的基本构造与运行原理的基础上，我们可以建立对应其低速运行状态的静力学模型，并以此为基础考虑后梁的惯性与阻尼，建立对应其高速运动状态的动力学模型。需指出，本文所建模型只考虑后梁摆动，为单自由度模型，已能反映后梁系统的主要运动情况。更为详细的模型可在考虑后梁摆动的同时，还考虑因后梁两端各有阻尼器和弹簧支撑造成的左右支持力不一致使得后梁摆动及后梁自身转动，建立二自由度或三自由度模型。

2.2.2.1 后梁系统静力学模型

如前所述，当织机运行于低速状态时，后梁可做静态分析，此时动支点 P_5 绕点 P_4 小幅摆动，由于摆角极小(约为 3.5°)，可视作 P_5 做水平运动。 α_0 为初始位置时张力臂顶面与水平面的夹角，原则上， $\alpha_0 = 0^\circ$ 。张力臂结构如图 2-13 所示。张

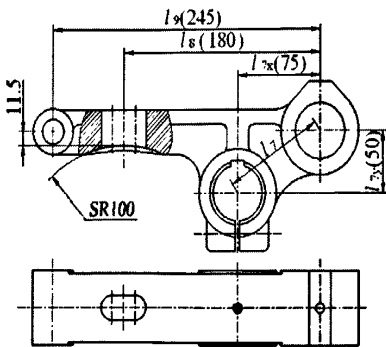
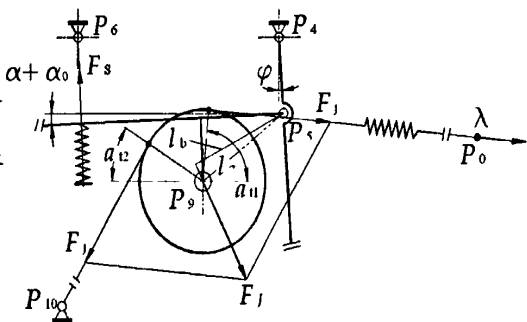


图 2-13 张力臂结构图



2-14 后梁所受静态力

力臂与后梁一起绕支点 P_5 微幅摆动, 摆角为 α , 故顶面与水平面之间的夹角为 $\alpha + \alpha_0$ 。后梁受力如图 2-14 所示。

弹簧拉杆与墙板的铰接点 P_6 到 P_4 的水平距离与张力臂上尺寸 l_8 相同(为 180mm), 故弹力方向近似垂直于水平面, 张力臂对弹簧的压缩量为 αl_8 , 弹簧刚度 k_s , 所以, 弹簧的弹力为

$$F_s = k_s \alpha l_8 \quad (2-11)$$

又 F_s 关于点 P_5 的力臂为 l_8 , 故 F_s 对点 P_5 之矩为

$$M_s = k_s \alpha l_8^2 \quad (2-12)$$

根据前述内容, 由于打纬、开口和松经装置的作用, 使得经纱形变量为 Δl_j , 且经纱在一定的变形范围内具有线弹性, 而织造时, 形变量也必须在弹性范围内才不至于因经纱断头而降低效率, 所以, 可假定经纱层为具有一定刚度 k_j 的弹簧, 则经纱层张力为

$$F_j = k_j \Delta l_j \quad (2-13)$$

再由图 2-15 所示的几何关系可得出经纱层对后梁的作用力及对点 P_5 的力臂分别为

$$F_j = 2F_j \cos\left(\frac{a_{11} + a_{12}}{2}\right) \quad (2-14)$$

$$l_b = l_7 \sin\left(a_{11} - a'_5 + \frac{\pi - a_{11} - a_{12}}{2}\right) = l_7 \cos\left(a'_5 - \frac{a_{11} - a_{12}}{2}\right) \quad (2-15)$$

则经纱层张力对支点 P_5 的力矩为

$$M_j = F_j l_b \quad (2-16)$$

在静态状况下, 后梁主要受到弹簧的支持力和经纱层的张力作用。虽然后梁左右两侧各有一个张力臂支承, 且各有一个弹簧作用, 但在布幅与织机门幅比较接近时, 可作单自由度考虑, 即认为左右两个张力臂动作一致, 弹簧作用力相等。则后梁在弹簧和经纱层张力的作用下保持平衡, 即可得后梁系统的静力学模型为

$$M_j = M_s \quad (2-17)$$

2.2.2.2 后梁系统动力学模型

当织机高速运行时，无法忽略后梁系统的阻尼作用以及后梁的惯性作用，此时，后梁受力状态如图 2-15 所示。阻尼器与墙板的铰接点 P_7 可前后移动，原则上阻尼器要竖直安装，故阻尼力的方向近似垂直于水平面。阻尼器内介质一般为液压油或者空气，其阻尼属于粘性阻尼，阻尼系数可以等效为某常系数 c ，又与前述关于弹簧相同的处理，假设左右两个阻尼器完全同步，则单个阻尼器的阻尼力为

$$F_C = c\dot{\alpha}l, \quad (2-18)$$

阻尼力对 P_5 点力矩为

$$M_C = 2F_C l, \quad (2-19)$$

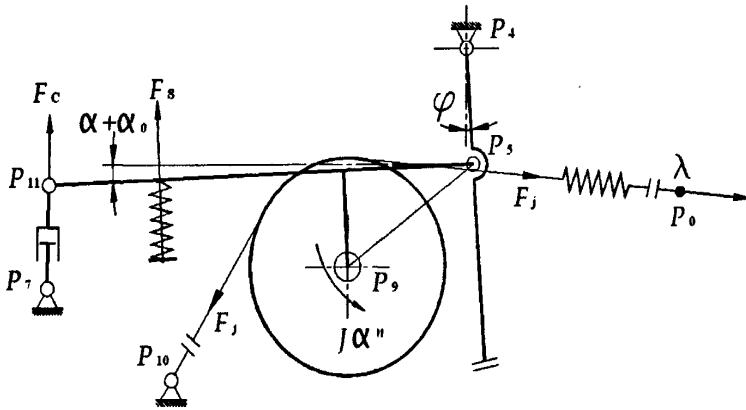


图 2-15 后梁动态受力状况

后梁绕支点 P_5 的转动惯量为 $J(0.9295 \text{ kg}\cdot\text{m}^2)$ ，取其转角 α 为广义坐标，则惯性力矩为

$$M_G = J\ddot{\alpha} \quad (2-20)$$

再考虑弹簧和经纱层的作用力，根据达朗伯原理得出后梁单自由度动力学方程为

$$M_G + M_C + M_S = M_J \quad (2-21)$$

2.3 后梁系统动力学模型的简化处理

由式(2-21)所描述的后梁动力学方程，包含极为复杂的非线性项，若要对该模型进行分析，则需要经过相应的简化处理。

在后梁动力学模型中，最为复杂的是经纱层的作用力矩，该作用力矩既受后

梁的摆动影响,也和开口、打纬运动造成的经纱拉伸及松经机构造成的经纱松弛有关。将式(2-11)、(2-12)、(2-18)、(2-19)、(2-20)代入式(2-21),则式(2-21)可进一步表示为

$$J\ddot{\alpha} + 2cl_9^2\dot{\alpha} + 2k_s l_8^2 \alpha = M_J(\alpha, \lambda, \varphi) \quad (2-22)$$

式(2-22)中,经纱张力矩项是非常复杂的非线性项,需要简化。将该项按平衡点($\alpha = \alpha_0, \varphi = \varphi_0$)做二元泰勒级数展开至 α 的三次项,且 λ 、 φ 皆与织机主轴转速有关,是关于时间 t 的函数,则式(2-22)可简化为

$$J\ddot{\alpha} + 2cl_9^2\dot{\alpha} + [f(\lambda(t), \varphi(t)) + 2k_s l_8^2] \alpha = F(\lambda(t), \varphi(t)) + h(\lambda(t), \varphi(t))\alpha^2 + g(\lambda(t), \varphi(t))\alpha^3 \quad (2-23)$$

观察式(2-23)的线性项,可发现除了非齐次项激励 $F(\lambda(t), \varphi(t))$ 外,还包括以系数的形式出现在运动方程中的参数激励 $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 。在式(2-23)中, $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 和 $F(\lambda(t), \varphi(t))$ 仍较为复杂,考虑到其周期特性,再分别将这两项在一个周期内展开为傅立叶级数,假设周期为 $T = 2\pi/\omega$,则可得

$$\begin{aligned} f(\lambda(t), \varphi(t)) &= \frac{a_{f0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_{fn} \cos(n\omega t) + b_{fn} \sin(n\omega t)) \\ &= \frac{a_{f0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cos(n\omega t + \psi_{fn}) \end{aligned} \quad (2-24)$$

$$\begin{aligned} F(\lambda(t), \varphi(t)) &= \frac{a_{F0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_{Fn} \cos(n\omega t) + b_{Fn} \sin(n\omega t)) \\ &= \frac{a_{F0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_{Fn} \cos(n\omega t + \psi_{Fn}) \end{aligned} \quad (2-25)$$

式(2-24)和式(2-25)中, $c_{fn} = \sqrt{a_{fn}^2 + b_{fn}^2}$, $c_{Fn} = \sqrt{a_{Fn}^2 + b_{Fn}^2}$, $\psi_{fn} = \arctan(b_{fn}/a_{fn})$, $\psi_{Fn} = \arctan(b_{Fn}/a_{Fn})$,则式(2-23)可简化为

$$\begin{aligned} J\ddot{\alpha} + 2cl_9^2\dot{\alpha} + \left[\frac{a_{f0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_{fn} \cos(n\omega t + \psi_{fn}) + 2k_s l_8^2 \right] \alpha \\ = \frac{a_{F0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_{Fn} \cos(n\omega t + \psi_{Fn}) + h(\lambda(t), \varphi(t))\alpha^2 + g(\lambda(t), \varphi(t))\alpha^3 \end{aligned} \quad (2-26)$$

同理,对 α^2 项和 α^3 项的系数 $h(\lambda(t), \varphi(t))$ 和 $g(\lambda(t), \varphi(t))$ 也做傅立叶展开,发现二者直流分量幅值都远大于各次谐波幅值,即二者的傅立叶级数都是直流分量为主,故在分析时可将谐波分量略去。则式(2-26)可简化为

$$\begin{aligned}
 J\ddot{\alpha} + 2cl_9^2\dot{\alpha} + \left[\frac{a_{f_0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_{fn} \cos(n\omega t + \psi_{fn}) + 2k_s l_8^2 \right] \alpha \\
 = \frac{a_{f_0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_{fn} \cos(n\omega t + \psi_{fn}) + V_2 \alpha^2 + V_3 \alpha^3
 \end{aligned} \tag{2-27}$$

式中, V_2 、 V_3 都是常数。另外, 外激励 $a_{f_0}/2$ 的响应是静态值, 可将平衡点平移, 在非线性动力学分析中对系统不会产生影响, 也可略去。则式(2-27)可进一步化简为

$$\begin{aligned}
 J\ddot{\alpha} + 2cl_9^2\dot{\alpha} + \left[\frac{a_{f_0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} c_{fn} \cos(n\omega t + \psi_{fn}) + 2k_s l_8^2 \right] \alpha \\
 = \sum_{n=1}^{\infty} c_{fn} \cos(n\omega t + \psi_{fn}) + V_2 \alpha^2 + V_3 \alpha^3
 \end{aligned} \tag{2-28}$$

限于研究篇幅, 本文只分析立方非线性项及参数激励项对后梁系统的影响, 平方项和立方项共同作用对系统的影响暂不考虑, 有待后续更进一步的工作来完成。

式(2-28)中, α 的系数可分成固定不变部分 $2k_s l_8^2 + a_{f_0}/2$ 和时变部分 c_{fn} , 其中后者即为参数激励, 而前者实际上也不是完全固定不变的, 由于系数 a_{fn} 是激励 $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 作傅立叶展开的直流分量, 而 $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 则是经纱张力矩 $M_j(\alpha, \lambda, \varphi)$ 作二元泰勒展开所得, 当织机转速改变时, a_{fn} 的值是会发生细微变化的, 反映到式(2-28)中, 即为当激励频率 ω 改变时, a_{fn} 的值会发生细微变化, 由于这种变化相对较小, 故认其为定值。

关于后梁系统动力学模型更详细的化简过程见附录二。

2.4 本章小结

本章介绍了喷气织机五大机构的工作原理, 简要分析了对经纱变形具有重要影响的各种机构运动, 由分析可知, 织机五大运动中以开口和打纬运动对织机张力影响最大, 而引纬、送经和卷取运动对织机动态张力变化影响可以忽略。在此基础上, 建立了后梁系统动力学模型, 并作合理简化处理, 以便于后续章节的应用。

第三章 后梁系统动力学模型非线性振动分析

在织机稳定运行时, 经纱张力受织机主轴转速的影响而呈现周期性的变化规律, 当主轴转速变化时, 经纱张力是否会在某一特定转速上产生突变? 本章将从非线性动力学的角度, 来分析当主轴转速变化时后梁摆角的变化规律。

3.1 非线性振动概况

3.1.1 非线性振动及其任务

振动是物理学、技术科学中广泛存在的物理现象, 很多现象都可以通过振动理论来解释, 如建筑物和机器的振动、无线电技术和光学中的电磁振动, 控制系统和跟踪系统中的自激振动, 声波振动等等。在技术领域中经常出现的振动是周期振动。

对振动理论的研究最早可追溯到伽利略、牛顿的古典力学时代, 早期对振动理论的研究局限于线性振动系统, 由于线性微分理论的发展及完善, 线性振动理论也很快达到完善地步。将振动系统线性化能解决许多工程问题, 并便于数学求解, 因此早期许多研究者都是将研究对象尽量线性化, 而抛弃其非线性项, 这样得到的理论结果, 不仅引起数量上的误差, 有时还导致根本性质上的错误。实践证明即使是对拟线性系统(拟线性系统为当小参数 ε 或 μ 等于零时, 派生成具有常系数的线性微分方程组的系统), 无论是理论分析方法, 或是振动过程的变化规律, 与线性系统相比都有本质的区别。

以机械振动为例, 其规律可以如下方程表示

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (3-1)$$

其中 m 为振动质量, x 为 m 的振动位移, $c\dot{x}$ 为阻尼力, kx 为弹性恢复力, $f(t)$ 为周期干扰力, 因弹性力和阻尼力都是线性函数, 所以式(3-1)是二阶线性非齐次微分方程, 这样的系统是线性振动系统。但若弹性力和阻尼力二者之一或者二者都是非线性函数 $f_1(t)$ 和 $f_2(t)$, 则振动方程成为非线性微分方程

$$m\ddot{x} + f_1(\dot{x}) + f_2(x) = f(t) \quad (3-2)$$

此时系统是是非线性振动系统。

非线性振动理论的主要任务是, 研究各种不同振动系统的周期振动规律(振幅、频率、相位的变化规律)或求周期解, 以及研究周期解的稳定条件, 从工程技术角

度来说,其任务是研究为减小系统的振动或有效利用振动,使系统具有合理的机构形式和参数。

3.1.2 非线性振动特点

非线性振动系统的几个主要特点是

(1) 线性系统中的叠加原理对非线性系统是不适用的,如作用在非线性系统上有可以展成傅氏级数的周期干扰力,其受迫振动的解不等于每个谐波单独作用时解的叠加。

(2) 在非线性系统中,对应于平衡状态和周期振动的定常解一般有数个,必须研究解的稳定性问题,才能决定哪一个解在生产实际中能实现。

(3) 在线性系统中,由于有阻尼存在,自由振动总是被衰减掉,只有在干扰力的作用下才有定常周期解。而在非线性系统中,如自激振动系统,在有阻尼而无干扰力时,也有定常的周期解。

(4) 在线性系统中,受迫振动的频率和干扰的频率相同,而对于非线性系统,在单频干扰力作用下,其定常受迫振动的解中,除存在和干扰力同频成分外,还有成倍数和分数的频率成分存在。

(5) 在线性系统中,固有频率和起始条件、振幅无关,而在非线性系统中,固有频率则和振幅有关,同时非线性系统中振动三要素也和起始条件有关。

(6) 非理想系统、自同步系统等不能线性化,必须研究非线性微分方程才能对其振动规律进行分析。

(7) 在非线性系统中,当系统参数发生微小变化(参数摄动)时,解的周期将发生倍化分岔,分岔的继续可能导致混沌等复杂的动力学行为。

3.1.3 多尺度法理论

对非线性振动问题的研究,一般从实验研究和理论研究两种方法进行。实验研究是根据动力学原理相似的条件,建立机械或电子的模型,研究各种参数对振动特性的影响,以及研究解的稳定性,有时也需进行现场实验研究。而理论研究是非线性振动研究中的主要方法。基于非线性微分方程的特点,在非线性振动理论中没有适应各种不同类型方程的通用的解析方法,目前仅有极少数的非线性振动方程可求得精确解。一般是采用各种有效的近似方法,如定性分析的相平面法,定量分析的数值解法和解析解法。解析解法又主要包括:P-L摄动法(小参数法)、渐进法(也称三级数法、KBM法)、平均法、多尺度法等。本文在做近似分析时主要采用多尺度法,故下面简要介绍一下多尺度法。

在求非线性运动方程的近似解时，我们对小而有限的振幅的运动经常用一个展开式来表示，引进一个无量纲的小参数 ε ，它是运动振幅的量级，而且可以在得出近似解的过程中用作为一根拐杖或是一种标记的手段。

考虑某一弱非线性自治系统的初值问题，其常见的振动微分方程形如式(3-3)所示

$$\begin{cases} u(t) + \omega_0^2 u(t) = \varepsilon p(u(t), \dot{u}(t)) \\ u(0) = 0, \dot{u}(0) = 0 \end{cases} \quad (3-3)$$

其中， $0 < \varepsilon \ll 1$ 是一小参数，由于时间坐标平移不改变自治系统的形式，因此将时间起点选定在初速度为零的时刻，以求行文方便。

一般对形如式(3-3)所示的方程，我们可用摄动法假设其解的形式为

$$u(t; \varepsilon) = u_0(t) + \varepsilon u_1(t) + \varepsilon^2 u_2(t) + \dots \quad (3-4)$$

而多尺度法的基本思想是，将表示响应的展开式考虑成为多个自变量(或多个尺度)的函数，而不是单个自变量的函数。如式(3-4)中，可以把 $u(t; \varepsilon)$ 看成是 t 、 εt 和 $\varepsilon^2 t$ 等的函数，这样虽然要复杂一些，但可以方便的处理阻尼系统。

可以按照

$$T_n = \varepsilon^n t \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (3-5)$$

引进一些新的自变量，则式 3-3 的解可表示成为如下形式

$$u(t; \varepsilon) = u_0(T_0, T_1, T_2, \dots) + \varepsilon u_1(T_0, T_1, T_2, \dots) + \varepsilon^2 u_2(T_0, T_1, T_2, \dots) + \dots \quad (3-6)$$

一般，所取独立时间尺度的个数取决于此展开式算到哪一阶，如果展开式算到 $O(\varepsilon^2)$ ，那么需要 T_0 和 T_1 ，如果算到 $O(\varepsilon^3)$ ，那么需要 T_0 、 T_1 和 T_2 。而关于 t 的导数则变成关于 T_n 偏导数的展开式，即

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} = \sum_{r=0}^{+\infty} \frac{dT_r}{dt} \frac{\partial}{\partial T_r} = \sum_{r=0}^{+\infty} \varepsilon^r \frac{\partial}{\partial T_r} \stackrel{\text{def}}{=} \sum_{r=0}^{+\infty} \varepsilon^r D_r \\ \frac{d^2}{dt^2} = \sum_{r=0}^{+\infty} \varepsilon^r D_r \left(\sum_{s=0}^{+\infty} \varepsilon^s D_s \right) = D_0^2 + 2\varepsilon D_0 D_1 + \varepsilon^2 (D_1^2 + 2D_0 D_2) + \dots \end{cases} \quad (3-7)$$

将式(3-6)和式(3-7)代入式(3-3)中，并比较 ε 的同次幂的系数，可得到一系列微分方程

$$\varepsilon^0 \quad D_0^2 u_0 + \omega_0^2 u_0 = 0 \quad (3-8)$$

$$\varepsilon^1 \quad D_0^2 u_1 + \omega_0^2 u_1 = -2D_0 D_1 u_0 + p(u_0, D_0 u_0) \quad (3-9)$$

$$\varepsilon^2 \begin{aligned} D_0^2 u_2 + \omega_0^2 u_2 = & -(D_1^2 + 2D_0 D_2) u_0 - 2D_0 D_1 u_1 \\ & + \frac{\partial p(u_0, D_0 u_0)}{\partial u} u_1 + \frac{\partial p(u_0, D_0 u_0)}{\partial \dot{u}} (D_1 u_0 + D_0 u_1) \end{aligned} \quad (3-10)$$

这组方程可以依次求解。

首先可求解式(3-8), 假设式(3-8)的解的形式为

$$u_0 = A(T_1, T_2, \dots) e^{j\omega_0 T_0} + cc \quad (3-11)$$

式(3-11)中, cc 代表前面各项的共轭, 后不再赘述。则将式(3-11)代入式(3-9), 可得方程

$$D_0^2 u_1 + \omega_0^2 u_1 = -2j\omega_0 D_1 A e^{j\omega_0 T_0} + cc + p(A e^{j\omega_0 T_0} + cc, j\omega_0 A e^{j\omega_0 T_0} + cc) \quad (3-12)$$

式(3-12)的任何一个特解都包含 $e^{j\omega_0 T_0}$ 之类的长期项(也称永年项), 若继续展开将出现非周期项。为消除长期项, 则要求上式右端的 Fourier 系数为零

$$-2j\omega_0 D_1 A + \frac{\omega_0}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega_0} p(A e^{j\omega_0 T_0} + cc, j\omega_0 A e^{j\omega_0 T_0} + cc) e^{-j\omega_0 T_0} dT_0 = 0 \quad (3-13)$$

设 A 的复数表示形式为

$$A = a + j\varphi \quad (3-14)$$

则将式(3-14)代入(3-13), 并改成复数形式为

$$j(D_1 a + j\alpha D_1 \varphi) = \frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{2\pi} p(\alpha \cos\psi, -\omega_0 a \sin\psi)(\cos\psi - j\sin\psi) d\psi \quad (3-15)$$

分离式(3-15)的实部和虚部得到

$$\begin{cases} D_1 a = -\frac{1}{2\pi\omega_0} \int_0^{2\pi} p(\alpha \cos\psi, -\omega_0 a \sin\psi) \sin\psi d\psi \\ D_1 \varphi = -\frac{1}{2\pi\omega_0 a} \int_0^{2\pi} p(\alpha \cos\psi, -\omega_0 a \sin\psi) \cos\psi d\psi \end{cases} \quad (3-16)$$

根据方程组(3-16)可求解方程(3-12), 得到一次修正 $u_1(T_0, T_1, \dots)$, 连同 $u_0(T_0, T_1, \dots)$ 一起代入方程(3-10), 再采用类似的方法消除长期项, 进而解出 $u_2(T_0, T_1, \dots)$ 。

3.2 后梁系统非线性振动分析

考虑式(2-28), 该方程中即包含参数激励, 也包含立方项的非线性强迫激励, 为方便后文书写, 将式(2-28)改写成为

$$\begin{aligned}
 J\ddot{\alpha} + 2cl_0^2\dot{\alpha} + \left[\frac{a_{f_0}}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} \sqrt{a_{fn}^2 + b_{fn}^2} \cos(n\Omega t + \psi_{fn}) + 2k_s l_8^2 \right] \alpha \\
 = \sum_{i=1}^{\infty} \sqrt{a_{fn}^2 + b_{fn}^2} \cos(n\Omega t + \psi_{fn}) + V_2 \alpha^2 + V_3 \alpha^3
 \end{aligned} \quad (3-17)$$

并设

$$\delta = \omega_0^2 = \frac{\frac{a_{f_0}}{2} + 2k_s l_8^2}{J}, \quad \varepsilon = 0.5, \quad \mu = \frac{2cl_0^2}{2J\varepsilon}, \quad V = -\frac{V_3}{J\varepsilon}, \quad Z_n = \frac{c_{fn}}{2J\varepsilon}, \quad V_0 = -\frac{V_2}{J\varepsilon}$$

得到

$$\ddot{\alpha} + 2\mu\varepsilon\dot{\alpha} + \left[\omega_0^2 + \sum_{n=1}^{\infty} 2Z_n\varepsilon \cos(n\Omega t + \psi_{fn}) \right] \alpha = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{c_{fn}}{J} \cos(n\Omega t + \psi_{fn}) - V_0\varepsilon\alpha^2 - V\varepsilon\alpha^3 \quad (3-18)$$

下面用多尺度法来分析, 不同激励频率时, 后梁系统的主共振和次共振。

3.2.1 主共振 $n\Omega \approx \omega_0$

引入解谐参数 σ 来代替原来的激励频率 $n\Omega$, 可得

$$n\Omega = \omega_0 + \varepsilon\sigma \quad (3-19)$$

式中, $\Omega = 2\pi/T$, $\sigma = O(1)$ 。根据线性无阻尼理论, 当 $\sigma = 0$ 时, 不论激励是多么微小, 都将引起无界振动, 在实际系统中, 由于阻尼和非线性的存在, 这种大的振动会受到限制。因此为了得到这个问题的一致有效近似解, 需要制定激励的阶数, 使得阻尼和非线性出现时它也出现。为此, 需假设

$$k_n = \frac{c_{fn}}{J\varepsilon} \quad (3-20)$$

则可设式(3-18)的解为

$$\alpha = \alpha_0(T_0, T_1, T_2, \dots) + \varepsilon\alpha_1(T_0, T_1, T_2, \dots) + \varepsilon^2\alpha_2(T_0, T_1, T_2, \dots) + \dots \quad (3-21)$$

将式(3-21)代入式(3-18), 并令两端的 ε^0 和 ε^1 的系数分别为零, 得到

$$\varepsilon^0 \quad D_0^2\alpha_0 + \omega_0^2\alpha_0 = 0 \quad (3-22)$$

$$\begin{aligned}
 \varepsilon^1 \quad D_0^2\alpha_1 + \omega_0^2\alpha_1 = -2D_0D_1\alpha_0 - 2\mu\varepsilon D_0\alpha_0 - \sum_{n=1}^{\infty} 2Z_n\alpha_0 \cos(\omega_0T_0 + \sigma T_1 + \psi_{fn}) \\
 - V\alpha_0^3 - V_0\alpha_0^2 + \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(\omega_0T_0 + \sigma T_1 + \psi_{fn})
 \end{aligned} \quad (3-23)$$

可将式(3-22)式的通解表示为

$$\alpha_0 = A(T_1)e^{j\omega_0T_0} + \bar{A}(T_1)e^{-j\omega_0T_0} \quad (3-24)$$

将式(3-24)代入式(3-23)中, 并把其中的三角函数用复数形式表示, 可得到

$$D_0^2 \alpha_1 + \omega_0^2 \alpha_1 = -2j\omega_0[(A' + \mu A) + 3VA^2 \bar{A}]e^{j\omega_0 T_0} - VA^3 e^{3j\omega_0 T_0} + V_0(A^2 e^{2j\omega_0 T_0} + 2A\bar{A}) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k_n}{2} e^{j(\omega_0 T_0 + \sigma T_1 + \psi_{Fn})} - \sum_{n=1}^{\infty} Z_n(Ae^{j(2\omega_0 T_0 + \sigma T_1 + \psi_{Fn})} + \bar{A}e^{j(\sigma T_1 + \psi_{Fn})}) + cc \quad (3-25)$$

为消去式(3-25)中的长期项, 则必有关于 A 的方程

$$-[2j\omega_0(A' + \mu A) + 3VA^2 \bar{A}] + \frac{k_n}{2} e^{j(\sigma T_1 + \psi_{Fn})} = 0 \quad (3-26)$$

为解式(3-26), 将 A 表示成如下形式

$$A = \frac{1}{2} a(T_1) e^{j\beta(T_1)} \quad (3-27)$$

将式(3-27)代入(3-26), 并将结果分成实部和虚部, 得到

$$\begin{cases} a' = -\mu a - \frac{k_n}{2\omega_0} \sin(\sigma T_1 + \psi_{Fn} - \beta) \\ a\beta' = \frac{3V}{8\omega_0} a^3 + \frac{k_n}{2\omega_0} \cos(\sigma T_1 + \psi_{Fn} - \beta) \end{cases} \quad (3-28)$$

令 $\varphi_n = \sigma T_1 + \psi_{Fn} - \beta$, 则方程组(3-28)可变化为

$$\begin{cases} a' = -\mu a - \frac{k_n}{2\omega_0} \sin \varphi_n \\ a\varphi_n' = \sigma a - \frac{3V}{8\omega_0} a^3 + \frac{k_n}{2\omega_0} \cos \varphi_n \end{cases} \quad (3-29)$$

为求非平凡稳定状态的幅频响应曲线, 找到方程组(3-29)的平衡点, 即令 $a' = \varphi_n' = 0$, 则可得到

$$\begin{cases} -\mu a = \frac{k_n}{2\omega_0} \sin \varphi_n \\ \frac{3V}{8\omega_0} a^3 - \sigma a = \frac{k_n}{2\omega_0} \cos \varphi_n \end{cases} \quad (3-30)$$

将方程组(3-30)的两式平方相加, 消去 φ_n , 可得非平凡稳定状态的幅频响应曲线方程

$$[\mu^2 + (\frac{3V}{8\omega_0} a^2 - \sigma)^2] a^2 = \frac{k_n^2}{4\omega_0^2} \quad (3-31)$$

由(3-31)解得:

$$\sigma = \frac{3V}{8\omega_0} a^2 \pm \sqrt{\frac{k_n^2}{4\omega_0^2 a^2} - \mu^2} \quad (3-32)$$

根据式(3-32)可作出系统主共振的幅频响应曲线,如图 3-1 所示为 $n=1$ 时系统主共振幅频响应曲线。虚线为不稳定状态,实线为稳定状态,从图 3-1 可以看出,系统中的非线性成分使得幅频响应曲线呈现多值性。假设系统激励幅值保持不变,但激励频率缓慢增加(反映在图 3-1 中即是 σ 增加),当激励频率增加到 A 点时,若进一步增加会发生响应幅值从 A 点到 B 点的跳跃,从一稳定状态跳到另一稳定状态,这种跳跃现象正是由多值性所引起的。在工程实际中若包含有非线性项,显然应尽量避免外激励频率增加时发生此类跳跃现象。

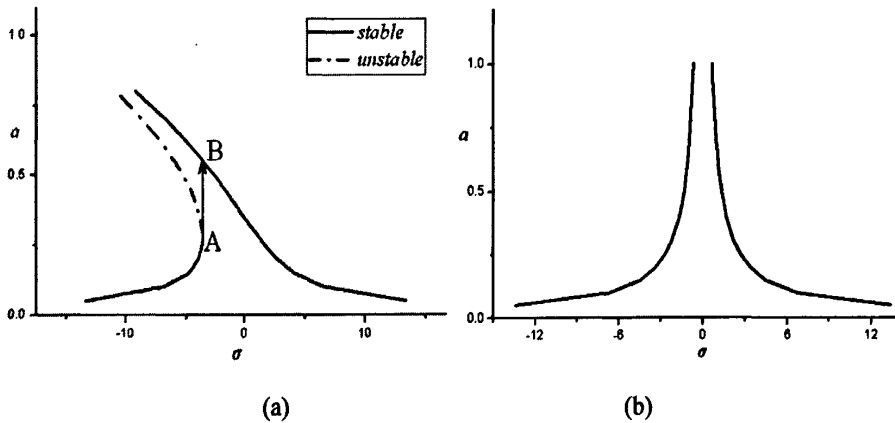
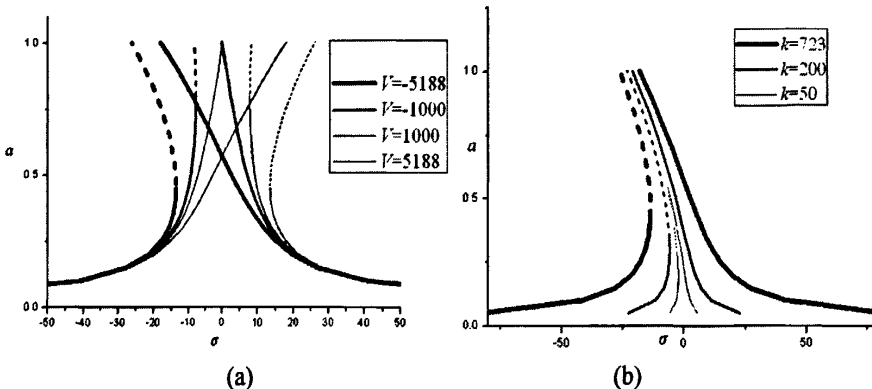


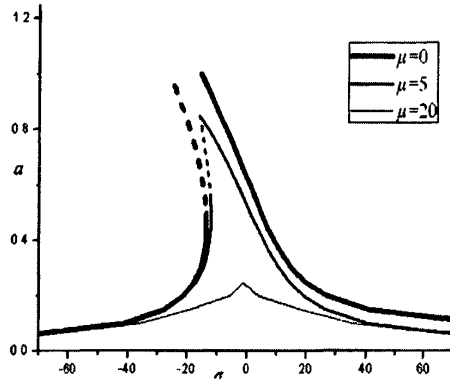
图 3-1 非线性与线性主共振幅频响应曲线对比

(a)非线性幅频响应曲线($\mu=0, V=5188, k=723$) ; (b)线性幅频响应曲线($\mu=0, V=0, k=723$)

如式(3-32)所示,主共振情况下幅频响应曲线的主要参数为 V, k, μ , 分别对应系统的非线性程度,外激励幅值和粘性阻尼。这些参数的变化对幅频响应曲线都有影响,如图 3-2 所示。

从图 3-2 中可知,参数 V 反映的是系统的非线性性质,它使频率响应曲线产生弯曲,且 V 大于零时弯向右侧, V 小于零时弯向左侧,且其绝对值越大,弯曲程度越明显;参数 μ 是粘性阻尼,其值越小,其频率响应的峰值越大;参数 k 是激励幅值, k 值越大,其频率响应曲线偏离 $\sigma=0$ 轴越明显。





(c)

图 3-2 不同参数的变化对主共振幅频响应曲线的影响
 (a) 参数 V 变化 ($\mu=0, k=723$) ; (b) 参数 μ 变化 ($V=-5188, k=723$)
 (c) 参数 k 变化 ($\mu=0, V=-5188$)

3.2.2 非共振硬激励

当 Ω 远离 ω_0 时, 除非激励幅值是硬的, 亦即除非 $k = O(1)$, 否则激励的作用是小, 此时可设激励系数为 $k_n = c_{Fn} / J$, 即激励可表示为

$$E(t) = \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(n\Omega T_0 + \psi_{Fn}) \quad (3-33)$$

则与主共振情形相似, 利用多尺度法来找近似解, 并得到相应的关于 ε^0 和 ε^1 的系数相等的两个方程

$$D_0^2 \alpha_0 + \omega_0^2 \alpha_0 = \sum_{n=1}^{\infty} k_n \cos(n\Omega T_0 + \psi_{Fn}) \quad (3-34)$$

$$D_0^2 \alpha_1 + \omega_0^2 \alpha_1 = -2D_0 D_1 \alpha_0 - 2\mu D_0 \alpha_0 - \sum_{n=1}^{\infty} 2Z_n \alpha_0 \cos(n\Omega T_0 + \psi_{fn}) - V \alpha_0^3 - V_0 \alpha_0^2 \quad (3-35)$$

式(3-34)和(3-35)中含有较多频率成分, 本文主要关注单一频率激励时的主次共振与参激共振, 且不考虑内共振情况, 故为简化分析, 只取 $n=1$ 时式(3-34)和(3-35)中外激励 k_1 和参数激励幅值 Z_1 , n 取其他值时可做类似分析。为避免混淆将 k_1 与 Z_1 写成 k 和 Z 的形式, 则方程(3-34) 和(3-35)可简化为如下形式

$$D_0^2 \alpha_0 + \omega_0^2 \alpha_0 = k \cos(\Omega T_0 + \psi_F) \quad (3-36)$$

$$D_0^2 \alpha_1 + \omega_0^2 \alpha_1 = -2D_0 D_1 \alpha_0 - 2\mu D_0 \alpha_0 - 2Z \alpha_0 \cos(\Omega T_0 + \psi_f) - V \alpha_0^3 \quad (3-37)$$

则式(3-36)的通解可以写为

$$\alpha_0 = A(T_1) e^{j\omega_0 T_0} + \Lambda e^{j(\Omega T_0 + \psi_F)} + cc \quad (3-38)$$

式中, $\Lambda = k/2(\omega_0^2 - \Omega^2)$, 将式(3-38)代入式(3-37), 可得

$$\begin{aligned}
 D_0^2 \alpha_1 + \omega_0^2 \alpha_1 = & -[2j\omega_0(A' + \mu A) + 3VA^2\bar{A} + 6VA\Lambda^2]e^{j\omega_0 T_0} \\
 & -V\{A^3 e^{3j\omega_0 T_0} + \Lambda^3 e^{3j(\Omega T_0 + \psi_F)} + 3A^2\Lambda e^{j(2\omega_0 + \Omega)T_0 + \psi_F} \\
 & + 3\bar{A}^2\Lambda e^{j[(\Omega - 2\omega_0)T_0 + \psi_F]} + 3A\Lambda^2 e^{j[(\omega_0 + 2\Omega)T_0 + 2\psi_F]} \\
 & + 3A\Lambda^2 e^{j[(\omega_0 - 2\Omega)T_0 - 2\psi_F]}\} - \Lambda(2j\mu\Omega + 3V\Lambda^2 + 6VA\bar{A})e^{j(\Omega T_0 + \psi_F)} \\
 & - Z\{Ae^{j[(\omega_0 + \Omega)T_0 + \psi_F]} + \bar{A}e^{j[(\Omega - \omega_0)T_0 + \psi_F]} + \Lambda e^{j(2\Omega T_0 + \psi_F + \psi_f)} \\
 & + \Lambda e^{j(\psi_F + \psi_f)}\} + V_0(A^2 e^{2j\omega_0 T_0} + \Lambda^2 e^{2j(\Omega T_0 + \psi_F)} + 2A\Lambda e^{j[(\Omega + \omega_0)T_0 + \psi_F]}) + cc
 \end{aligned} \quad (3-39)$$

要消去式(3-39)中的长期项, 则应根据不同情况作不同处理。

在非共振情况下, 要消去长期项, 则有

$$2i\omega_0(A' + \mu A) + 3VA^2\bar{A} + 6VA\Lambda^2 = 0 \quad (3-40)$$

将式(3-27)代入式(3-40), 并分离实部和虚部, 得到

$$\begin{cases} a' = -\mu a \\ \omega_0 a \beta' = 3V(\Lambda^2 + \frac{1}{8}a^2)a \end{cases} \quad (3-41)$$

则此时的一次近似解可为

$$\alpha = a \cos(\omega_0 t + \beta) + \frac{k}{\omega_0^2 - \Omega^2} \cos(\Omega t + \psi_F) + O(\varepsilon) \quad (3-42)$$

式中 a 和 β 由式(3-41)给出。与线性情形相同, 式(3-42)也分为自由振动解(齐次方程的解)和强迫振动解(特解)两部分, 其中自由振动解随时间增长而衰减, 因而稳态响应仅由强迫振动解所构成。但是, 尽管自由振动项在衰减, 它的频率却是特解的幅值的函数。求解方程组(3-41), 并可作非共振情况下解析法所求得后梁摆角 α 的曲线。同时, 对式(3-18)用数值计算软件计算其数值解, 织机主轴转速为 600 r/min 时各参数分别为 $\delta = \omega_0^2 = 7608$, $\mu = 38.7$, $V = -5186.6$, $k = 723$ 时, 解出后梁摆角 α 的曲线, 并将解析和数值解作对比, 如图 3-3 所示。

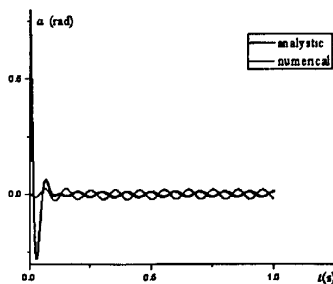


图 3-3 数值与解析运算结果对比

从图 3-3 可知, 数值运算结果与稳定后的解析运算结果在幅值上是相等的, 这也验证了解析法的正确性。

3.2.3 超谐共振($\Omega \approx 1/3\omega_0$)

此情形下, 令

$$3\Omega = \omega_0 + \varepsilon\sigma \quad (3-43)$$

式中 σ 指解谐参数, 引入 σ 来表达 Ω 和 $1/3\omega_0$ 的接近程度, 则

$$3\Omega T_0 = (\omega_0 + \varepsilon\sigma)T_0 = \omega_0 T_0 + \sigma T_1 \quad (3-44)$$

则式(3-39)中除了正比于 $e^{\pm i\omega_0 T_0}$ 的一些项外, 还有另外一些项使得 α_1 中会产生长期项, 利用式(3-44), 则可发现, 要消去式(3-39)中的长期项, 则应有

$$-[2j\omega_0(A' + \mu A) + 3VA^2\bar{A} + 6VA\Lambda^2] - V\Lambda^3 e^{j(\sigma T_1 + 3\psi_F)} = 0 \quad (3-45)$$

将式(3-27)代入式(3-45), 并将结果分成实部与虚部, 可得

$$\begin{cases} a' = -\mu a - \frac{V\Lambda^3}{\omega_0} \sin \varphi \\ a\varphi' = \left(\sigma - \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0}\right)a - \frac{3V}{8\omega_0}a^3 - \frac{V\Lambda^3}{\omega_0} \cos \varphi \end{cases} \quad (3-46)$$

式中 $\varphi = \sigma T_1 + 3\psi_F - \beta$, 其稳态运动对应着 $a' = \varphi' = 0$, 亦即

$$\begin{cases} -\mu a = \frac{V\Lambda^3}{\omega_0} \sin \varphi \\ \left(\sigma - \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0}\right)a - \frac{3V}{8\omega_0}a^3 = \frac{V\Lambda^3}{\omega_0} \cos \varphi \end{cases} \quad (3-47)$$

对方程组(3-47)中的两个方程平方后相加, 得到幅频响应曲线方程

$$[\mu^2 + \left(\sigma - \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0} - \frac{3V}{8\omega_0}a^2\right)^2]a^2 = \frac{V^2\Lambda^6}{\omega_0^2} \quad (3-48)$$

从而解出 σ 为 a 的函数, 得到

$$\sigma = \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0} + \frac{3V}{8\omega_0}a^2 \pm \sqrt{\frac{V^2\Lambda^6}{\omega_0^2} - \mu^2} \quad (3-49)$$

由于织机高速运行的特点, 使得其 ω_0 值一般较大, 从而使得超谐共振 $\Omega \approx 1/3\omega_0$ 时, 参数 Λ 趋近于零, 观察式(3-49), 这将使得超谐共振 $\Omega \approx 1/3\omega_0$ 的响应都接近于线性系统的响应。

另外, 次谐共振 ($\Omega \approx 3\omega_0$) 由于激励频率非常高, 在织机实际运转中不大可能

产生此类共振, 本文不予考虑。

3.2.4 参激共振($\Omega \approx 2\omega_0$)

此情形下, 可令 $\Omega = 2\omega_0 + \varepsilon\sigma$, 则

$$(\Omega - \omega_0)T_0 = (\omega_0 + \varepsilon\sigma)T_0 = \omega_0 T_0 + \sigma T_1 \quad (3-50)$$

则为了消去长期项, 应有

$$-[2j\omega_0(A' + \mu A) + 3VA^2\bar{A} + 6V\Lambda^2] - Z\bar{A} e^{j(\sigma T_1 + \psi_f)} = 0 \quad (3-51)$$

将式(3-27)代入(3-51), 并将结果分成实部和虚部, 得到

$$\begin{cases} a' = -\mu a - \frac{Z}{2} \frac{a}{\omega_0} \sin(\sigma T_1 + \psi_f - 2\beta) \\ a\beta' = \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0} a + \frac{3}{8} \frac{V}{\omega_0} a^3 + \frac{Z}{2} \frac{a}{\omega_0} \cos(\sigma T_1 + \psi_f - 2\beta) \end{cases} \quad (3-52)$$

令 $\sigma T_1 + \psi_f - 2\beta = \varphi$, 则方程组(3-52)可变为

$$\begin{cases} a' = -\mu a - \frac{Z}{2} \frac{a}{\omega_0} \sin \varphi \\ \frac{1}{2} a\varphi' = \left(\frac{1}{2}\sigma - \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0}\right)a - \frac{3}{8} \frac{V}{\omega_0} a^3 - \frac{Z}{2} \frac{a}{\omega_0} \cos \varphi \end{cases} \quad (3-53)$$

显然, 方程组(3-53)包含有平凡解, 而为求非平凡稳定状态的幅频响应曲线, 找到方程组(3-53)的平衡点, 即令 $a' = \varphi' = 0$, 则可得到

$$\begin{cases} -\mu a = \frac{Z}{2} \frac{a}{\omega_0} \sin \varphi \\ \left(\frac{1}{2}\sigma - \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0}\right)a - \frac{3}{8} \frac{V}{\omega_0} a^3 = \frac{Z}{2} \frac{a}{\omega_0} \cos \varphi \end{cases} \quad (3-54)$$

将方程组(3-54)的两式平方相加, 消去 φ , 可得非平凡稳定状态的幅频响应曲线方程

$$\mu^2 + \left(\frac{1}{2}\sigma - \frac{3V\Lambda^2}{\omega_0} - \frac{3}{8} \frac{V}{\omega_0} a^2\right)^2 = \frac{Z}{4\omega_0^2} \quad (3-55)$$

则可解出 σ 为 a 的函数, 得到

$$\sigma = \frac{6V\Lambda^2}{\omega_0} + \frac{3}{4} \frac{V}{\omega_0} a^2 \pm 2\sqrt{\frac{Z}{4\omega_0^2} - \mu^2} \quad (3-56)$$

为了确定平凡解状态的稳定性, 需要将 A 改写为如下形式

$$A = (x + jy)e^{\frac{1}{2}j(\sigma T_1 + \psi_f)} \quad (3-57)$$

将式(3-57)代入式(3-53)并取其线性部分可得

$$\begin{cases} x' = -\mu x + \frac{1}{2} \left(\frac{Z}{\omega_0} + \sigma - \frac{6V\Lambda^2}{\omega_0} \right) y \\ y' = \frac{1}{2} \left(\frac{Z}{\omega_0} - \sigma + \frac{6V\Lambda^2}{\omega_0} \right) x - \mu y \end{cases} \quad (3-58)$$

则可得到平凡解的系数矩阵特征方程可为

$$\lambda^2 + 2\mu\lambda + \mu^2 + \left(\frac{\sigma}{2} - \frac{6V\Lambda^2}{2\omega_0} \right)^2 - \frac{Z^2}{4\omega_0^2} = 0 \quad (3-59)$$

根据式(3-59)可求得系统临界稳定曲线的解析表达式为

$$\sigma = \frac{6V\Lambda^2}{\omega_0} \pm \sqrt{\frac{Z^2}{\omega_0^2} - 4\mu^2} \quad (3-60)$$

由于系统的 ω_0 较大, 使得参数 Λ 趋近于零, 进而式(3-60)可近似表达为

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{Z^2}{\omega_0^2} - 4\mu^2} \quad (3-61)$$

根据式(3-61)可作出系统随不同参数(Z , μ)变化的稳定区域变化图。如图 3-4 所示。从图中可以发现, 系统的不稳定区域随着粘性阻尼(μ)的减小和参数激励幅值(Z)的增大而增大, 也即一定程度的增大阻尼和减小参数激励幅值有利于系统的稳定。

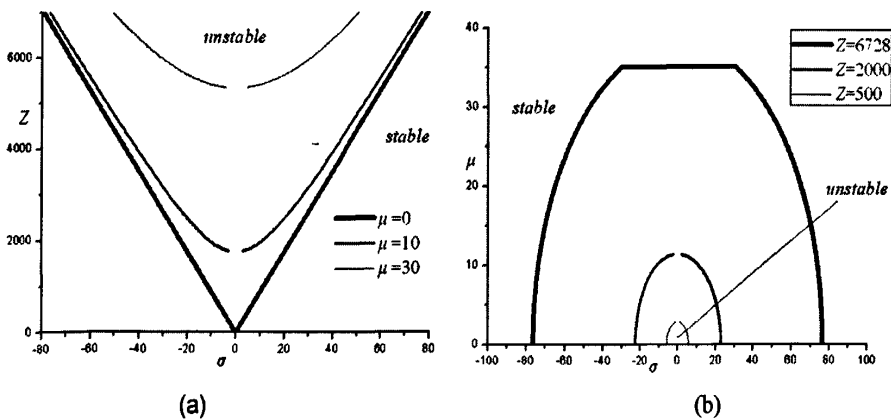


图 3-4 不同参数的变化对参激共振稳定性的影响
(a)粘性阻尼变化的影响; (b)参数激励幅值的影响

3.3 非线性振动对织机运转的影响

根据前一节所述, 主要是主共振与参激共振影响织机的正常运行, 则织机运

行中应该尽量避免产生主共振与参激共振。下面以 WG-2000 喷气织机为对象, 分析运行中可能产生主共振与参激共振的情况。

在喷气织机后梁系统动力学模型中, 外激励与参数激励主要是由织机主轴的高速运转而引起的, 而当外激励与参数激励的角频率接近 ω_0 或 $2\omega_0$ 时, 就将产生主共振或参激共振。另外主共振与参激共振的强度也与激励幅值有关, 反映到后梁系统动力学模型中, 如式(3-17)所示, 即参数 c_{fn} 决定参数激励幅值, 参数 c_{fn} 决定外激励幅值。而 c_{fn} 和 c_{fn} 是由式(2-22)中激励 $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 和 $F(\lambda(t), \varphi(t))$ 分别作傅里叶展开所得一次谐波的系数。实际上, 如前面主共振所情况中所分析, 不仅仅是激励频率为 ω_0 时 $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 的一次谐波, 当激励频率为 ω_0 的 n 分之一时, $f(\lambda(t), \varphi(t))$ 的第 n 次谐波都会产生主共振。同理, 激励频率为 $2\omega_0$ 的 n 分之一时, $F(\lambda(t), \varphi(t))$ 的第 n 次谐波会都会产生参激共振。表 3-1 所示为一般织机转速范围内, 部分可能产生共振的转速及其对应的 c_{fn} 和 c_{fn} 的值。

根据表 3-1, 首先分析主共振对后梁摆动的影响。如图 3-5 所示为不同外激励频率下主共振对后梁摆动幅度影响。从图 3-5(a)可以看出, 当织机主轴转速约为 804~876 r/min、404~435 r/min、276~283 r/min 之间时, 由于主共振的影响, 后梁摆动幅度较大, 超过了 5° , 会影响到经纱张力, 造成经纱崩断。并且可发现, 转速越高, 后梁摆动幅度大的速度区间越大, 受主共振影响就越大。另外, 随着阻尼增大, 主共振对后梁摆动的影响越来越小, 当线性阻尼 μ 达到 50 以上, 即阻尼比大于 0.284 时, 后梁摆动幅度小于 2° , 也即主共振对后梁摆动的影响已弱化到最小, 但阻尼过大又会使后梁系统产生滞后性, 无法跟上经纱变化的速度。

表 3-1 不同主轴转速所对应参数值

主轴 转速 (r/min)	激励频率 $\Omega(\text{rad}^{-1})$ ($\omega_0=88.1$)	c_{fn}	参激幅值 Z_i ($Z=a_{fn}/2J\epsilon$)	c_{fn}	外激励幅 值 k_n ($k=a_{fn}/J\epsilon$)	非线性项幅 值 V ($V=-V_3/2J\epsilon$)
1680	$2\omega_0$	6733.6(c_{f1})	7244.3	--	--	-5188.6
840	ω_0	6728.2(c_{f2})	7238.5	336.3(c_{F1})	723.6	-5188.6
420	$\omega_0/2$	6642.8(c_{f4})	7146.6	335.2(c_{F2})	721.2	-5188.6
280	$\omega_0/3$	6280.1(c_{f6})	6756.4	332.0(c_{F3})	714.4	-5188.6
210	$\omega_0/4$	--	--	323.5(c_{F4})	696	-5188.6

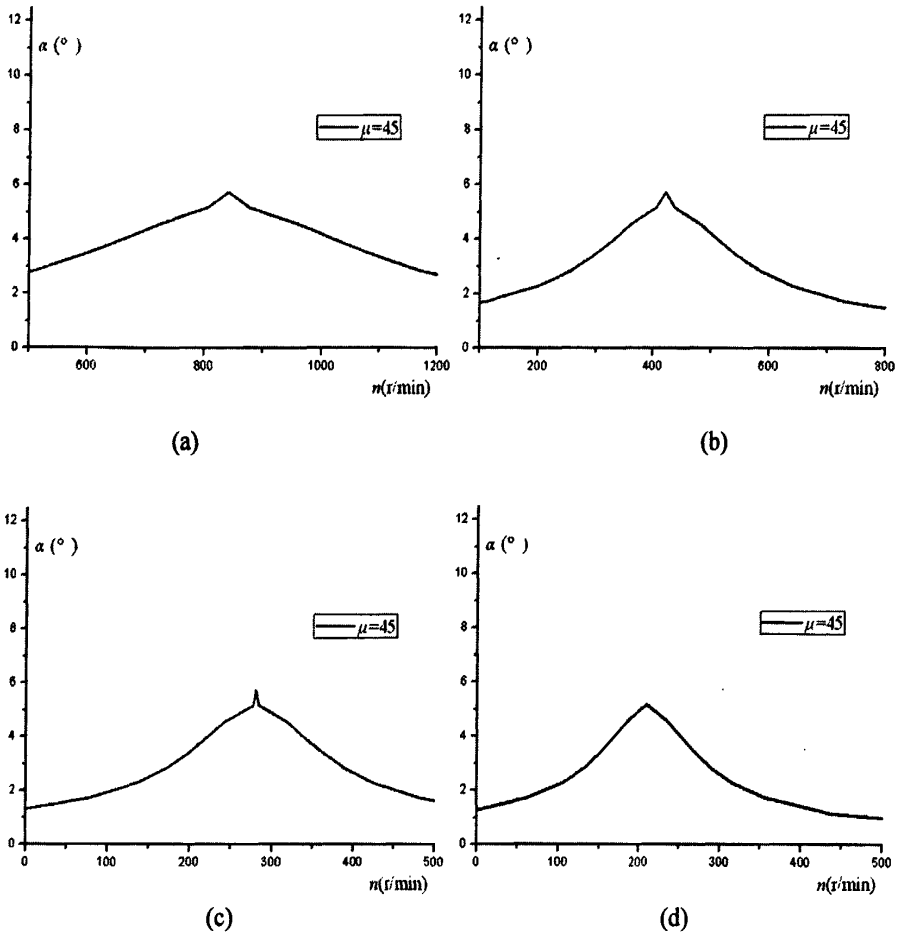
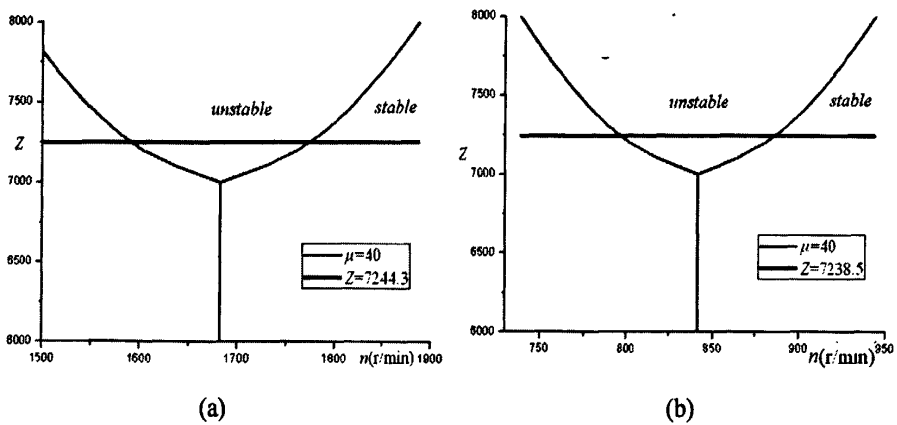


图 3-5 主共振对后梁摆动幅度的影响($\mu=0$)

(a) 主轴转速约 840 r/min, 外激励频率 ω_0 ; (b) 主轴转速约 420r/min, 外激励频率 $\omega_0/2$;
 (c) 主轴转速约 280r/min, 外激励频率 $\omega_0/3$; (d) 主轴转速约 210r/min, 外激励频率 $\omega_0/4$;



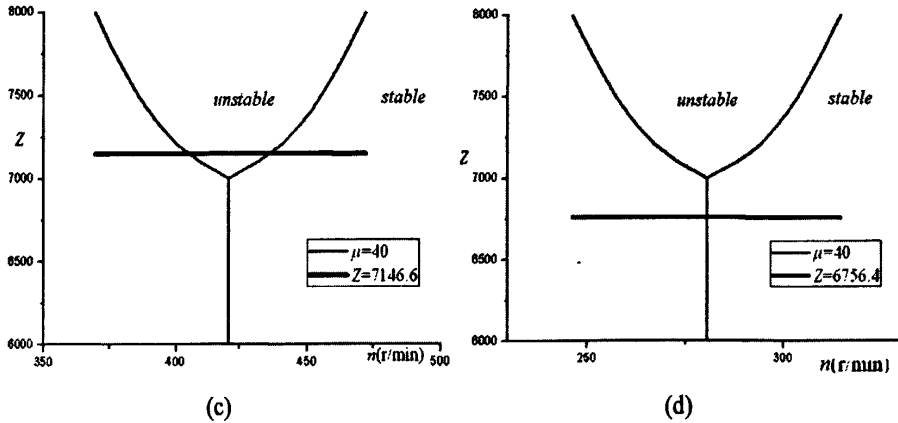


图 3-6 参激共振对后梁系统稳定性的影响($\mu=0$)

- (a) 主轴转速约 1680r/min, 参激频率为 $2\omega_0$;
- (b) 主轴转速约 840 r/min, 参激频率为 ω_0 ;
- (c) 主轴转速约 420r/min, 参激频率为 $\omega_0/2$;
- (d) 主轴转速约 280r/min, 参激频率为 $\omega_0/3$;

再分析参激共振对后梁系统动力学模型稳定性的影响。根据表 3-1 可作不同参数激励频率时, 参激共振对后梁系统稳定性的影响。如图 3-6 所示。

图 3-6 中, 粗实线为当前转速时的参数激励幅值。从图 3-6 可以看出, 粘性阻尼为 40, 织机主轴转速约为 1602~1762 r/min、801~881 r/min、409~432 r/min 之间时, 由于参激共振的影响, 系统将不稳定。与主共振情况类似, 转速越高, 织机受参数激励的影响越大, 反之, 转速越低, 受影响越小, 如图 3-6(d), 主轴转速为 280 r/min 时, 其参数激励对系统已无影响, 若进一步增大阻尼, 将减小系统不稳定区间, 当粘性阻尼达到 45, 即阻尼比为 0.255 时, 织机运行于 1700 r/min 以下时, 系统都是稳定的。

3.4 本章小结

本章在上一章所简化后梁非线性动力学方程基础上, 采用多尺度法理论对模型做解析分析, 分别针对主共振、非共振硬激励、参激共振、超谐共振等情况, 推导其幅频响应曲线方程, 以及参激共振时系统的稳定性, 并与数值计算结果作对比验证。分析不同参数变化对主共振幅频相应曲线的影响, 及对参激共振情况下系统稳定性的影响。最后分别考虑主共振和参激共振对织机运行的影响, 找出可能使织机不正常运行的转速区间。

第四章 基于磁流变阻尼器的后梁系统的控制

第三章中所作非线性振动分析是针对某些特定转速情况时,可能导致的织机后梁振动幅度过于剧烈的情况。而织机运行过程中,有时即使织机运转并没有处于这些特定转速上,仍有可能由于经纱张力过大而使得纱线崩断。笔者期望通过引入磁流变阻尼器,使后梁系统阻尼系数可变,并采用相应半主动控制手段,达到减小后梁波动,进而减小经纱张力的目的。

本章首先简要介绍了磁流变阻尼器和模糊控制理论,再对基于磁流变阻尼器的单自由度后梁系统进行仿真分析,并与只含线性阻尼器的后梁系统作比较,得出前者较后者性能更优的结论,最后引入模糊 PID 的半主动控制方法,对系统进行优化。

4.1 磁流变阻尼器简介

2001 年磁流变阻尼器首次在土木结构中得到应用,之后磁流变技术越来越多的应用于机械传动、机器人、流体控制、运载器和机械平台等方面。虽然目前依然有许多问题亟待解决,但磁流变阻尼器由于其鲜明的优点,仍然有良好的前景。

4.1.1 磁流变技术概述

20 世纪 40 年代 Rabinow 首次发现了磁流变现象,即将软磁性颗粒、母液以及少量的添加剂混合组成磁流变液,在外加磁场的作用下,磁流变液的黏性、塑性等流变特性会发生急剧变化,使得磁流变液在瞬间(毫秒级)由液体转变为半固体,呈现可控的屈服强度,而且这种变化是可逆的。

尽管发现磁流变现象已经 60 多年,但关于磁流变液的流变机理,到目前为止也没有完全明确、完全被人所接受的物理解释。

4.1.1.1 磁流变液的组成及类型

磁流变液中的添加剂在总组分中所占比例很少,主要作用是防止磁性颗粒沉降。根据组成和性能的不同,可将磁流变液分为如下四种类型^[30]:

1) 微米磁性颗粒-非磁性载液型

这是经典的磁流变液,绝大部分的研究和应用都是用这种类型的磁流变液,其屈服强度可达 50~100kPa。

2) 纳米磁性颗粒-非磁性载液型

这种磁流变液是用 30nm 的铁氧体粉分散溶于非磁性液中制成的非胶体悬浮

液，具有非常好的沉淀稳定性，中等磁场(0.2T)作用下，屈服应力可达 4kPa。

3) 非磁性颗粒-磁性载液型

这种磁流变液是用微米级的非磁性颗粒(如 40-50 μm 的聚苯烯活硅石颗粒)分散溶于磁性载体(如铁磁流体)中制成。其磁流变效应低，主要用于磁流变液的对流研究。

4) 磁性颗粒-磁性载液型

这种磁流变液是用微米级的磁性颗粒分散溶于磁性载液中制成的悬浮液。如 Ginder 用 1-10 μm 的磁性颗粒分散于铁磁流体中制成磁流变液，当体积分数达到 50%时，屈服应力超过 200kPa。

4.1.1.2 磁流变液的本构关系

流变后稳定磁流变液可以用简单的 Bingham 粘塑性模型^[31]来描述，见图 4-1，其本构关系为

$$\begin{cases} \tau = \tau_0(H) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma} & |\tau| > |\tau_0| \\ \dot{\gamma} = 0 & |\tau| < |\tau_0| \end{cases} \quad (4-1)$$

式中， τ_0 为磁致剪切屈服应力； $\dot{\gamma}$ 为流体的剪应变率； H 为磁场强度； η 为和磁场强度无关的液体屈服后黏度。此处仍然有一假设，即假设屈服后的黏度是一个定值，事实上磁流变液在大应变率时存在剪切稀化现象。

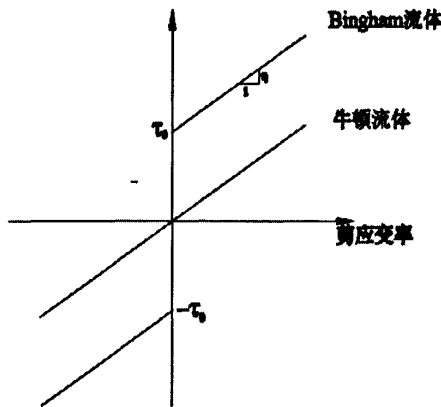


图 4-1 Bingham 塑性模型

需要注意的是，式(4-1)仅仅在流变后稳定剪切的情况下才成立，而在动态剪切场下，磁流变液在屈服后期和屈服前期不断地跳动，由于磁流变液在屈服钱具有黏弹性材料的特点，在正弦应变 $\gamma = \gamma_0 \sin \omega t$ 作用下，磁流变液的剪切应力和剪切应变之间的关系可以用下复模关系表示为

$$\tau = G^* \gamma \quad (4-2)$$

式中 G^* 是复剪切模量, 可表示为:

$$G^* = G' + G''i \quad (4-3)$$

式中 G' 为剪切模量, 它与单位体积的材料在一起变形所储存的能量的平均值成正比, G'' 是损失模量, 它与单位体积的材料在一个周期变形后消耗的能量成正比。剪切模量与损失模量的比成为损失因子, 即

$$\delta(\omega) = \frac{G''(\omega)}{G'(\omega)} \quad (4-4)$$

式中, ω 是磁流变液的剪切加载频率。

4.1.1.3 磁流变阻尼器的类型

用磁流变液制成的磁流变阻尼器是一种性能优越的半主动控制装置, 其结构简单、响应快、动态范围大、耐久性好, 即使在控制系统失效的情况下仍可充当被动控制器件, 具有很强的可靠性。

要模拟磁流变液在磁流变阻尼器内的运动, 需要设计各种模型, 一般情况下, 可近似等同于无限大平行板间的几种不同运动形式。文[32]将磁流变阻尼器分为阀式、剪切式、挤压流动式、剪切阀式四类。

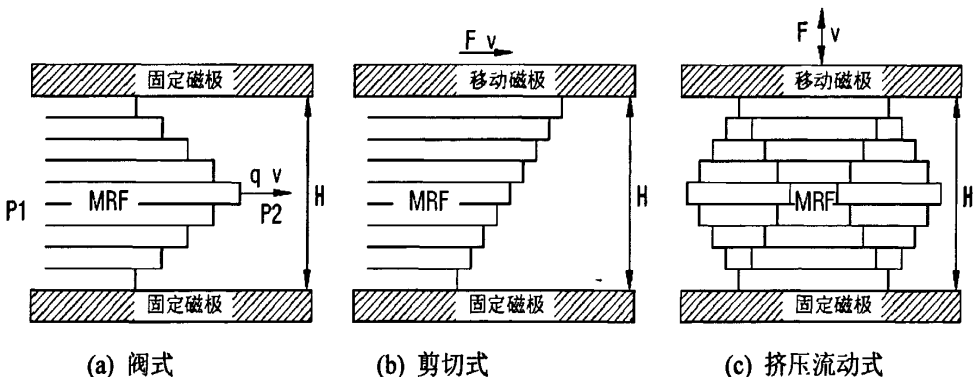


图 4-2 不同类型磁流变阻尼器的磁流变液的工作模式

前三类分别对应平板模式中磁流变液的三种不同的工作模式, 如图 4-2 所示。阀式磁流变阻尼器的工作原理相当于平行板上下磁极板固定不动, 流体以流速 v 流过极板间隙; 剪切式磁流变阻尼器相当于平行板上下极板以相对速度 v 平行移动; 挤压流动式磁流变阻尼器工作原理相当于平行板上下极板以相对速度 v 做接近或拉开运动。而剪切阀式则同时具有剪切式和阀式的特点。

典型的剪切阀式磁流变阻尼器如图 4-3 所示。从图中可以看出, 剪切阀式磁流变阻尼器内的磁流变液既像阀式磁流变阻尼器内的磁流变液那样受到挤压而被迫

通过两极板，又像剪切式磁流变阻尼器内的磁流变液那样受到两极板相对运动时产生剪切作用。

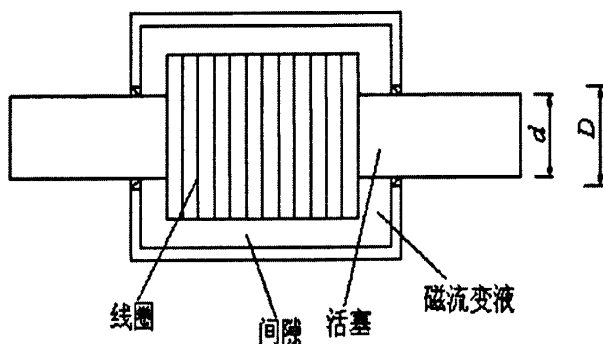


图 4-3 典型剪切阀式磁流变阻尼器构造原理图

4.1.2 磁流变阻尼器的数学模型

磁流变阻尼器是一种强非线性器件，特别是其流变后所呈现的动态本构关系非常复杂，这使得建立一个比较准确的恢复力模型非常困难。国内外许多学者针对不同类型的磁流变阻尼器建立起了多种恢复力模型，总结起来可分为伪静力模型、参数化动态模型、非参数化模型三类。

伪静力模型可以应用于磁流变阻尼器的初步设计，并且能够合理的描述磁流变阻尼器的力-位移关系。伪静力模型必须符合以下假设：(1)磁流变阻尼器活塞以定常速度移动；(2)磁流变液体稳定流动；(3)磁流变液体的特性可用 Bingham 模型来描述。一些学者对伪静力模型进行了研究，文[33]采用了一组不同的无量纲参数建立了平板模型，文[34]建立了轴对称模型。

磁流变阻尼器动力性能之所以复杂，其原因在于：(1)磁流变液的剪切屈服强度依赖于磁场强度，所以不同场强(电流或电压)下动力性能不同；(2)由于磁流变液存在屈服前区和屈服后区，所以在速度发生变号(速度很小)时，磁流变液主要处在屈服前区，从而导致了速度较小时力和速度的滞回性能较为复杂。以下列举几种常见的磁流变阻尼器的动力模型。

4.1.2.1 Bingham 模型

根据磁流变流体的 Bingham 伪静力模型，文[35]提出了理想化的力学模型，如图 4-4 所示，它由一个库伦摩擦力和一个黏滞阻尼器组成，一般简称为 Bingham 模型。这是最常用的磁流变阻尼器的阻尼力模型，与伪静力模型极为相似。其控

制方程可为

$$F = f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (4-5)$$

式中, f_c 表示库伦阻尼力, 与磁流变的屈服应力有关; f_0 为由于补偿器的存在而产生的力; c_0 表示黏滞阻尼系数。根据式(4-5)在 Matlab/Simulink 中建立其数学模型(图 4-5), 并得到单位正弦响应的位移-阻尼器及速度-阻尼力如图 4-6 所示, 由于仿真输入量为无量纲数值, 所以输出量阻尼力也是无量纲数值, 后文牵涉到类似模型的曲线也是一样的。

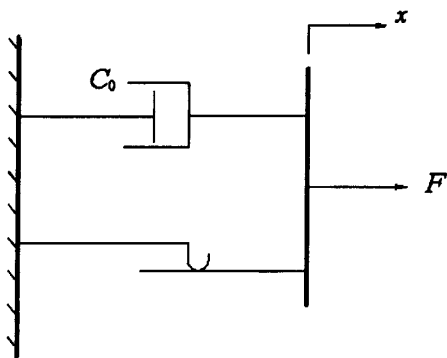


图 4-4 Bingham 模型示意图

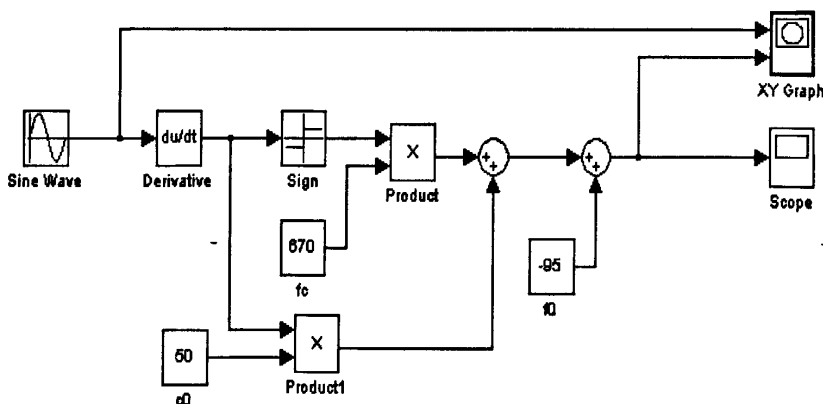


图 4-5 Matlab/Simulink 工具箱中建立的 Bingham 模型

Bingham 模型能够较好的模拟阻尼力-位移响应, 但是其阻尼力-速度的响应曲线无法反映磁流变液的滞回特性, 近乎为一直线, 在速度很小并且位移和速度同向的情况下尤其如此, 但 Bingham 模型结构简单, 物理概念明确, 所以有很大的使用价值。

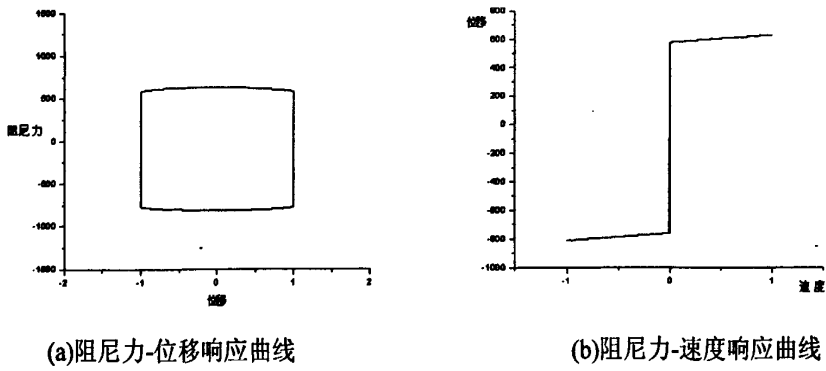


图 4-6 Bingham 模型的单位正弦响应曲线

4.1.2.2 Bouc-Wen 模型

Bouc-Wen 模型^[36]于 1976 年提出, 这种模型由于其数学上易于处理, 所以应用广泛。如图 4-7 所示, 系统中的阻尼力由下式给出

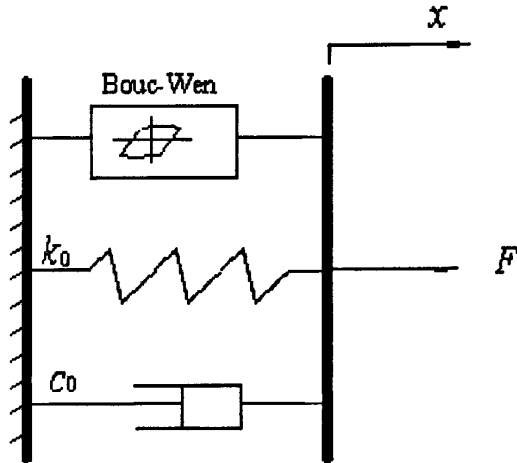


图 4-7 Bouc-Wen 模型示意图

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \tag{4-6}$$

式中, 变量 z 为

$$z = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \tag{4-7}$$

通过调整参数 γ 、 β 和模型的 A 值, 可以控制卸载时力-速度曲线的线性性状和屈服前道屈服后渐变段的圆滑性。根据式(4-6)、(4-7)可建立其 Simulink 仿真模型如图 4-8 所示, 其单位正弦激励的力-位移曲线和力-速度曲线如图 4-9 所示。

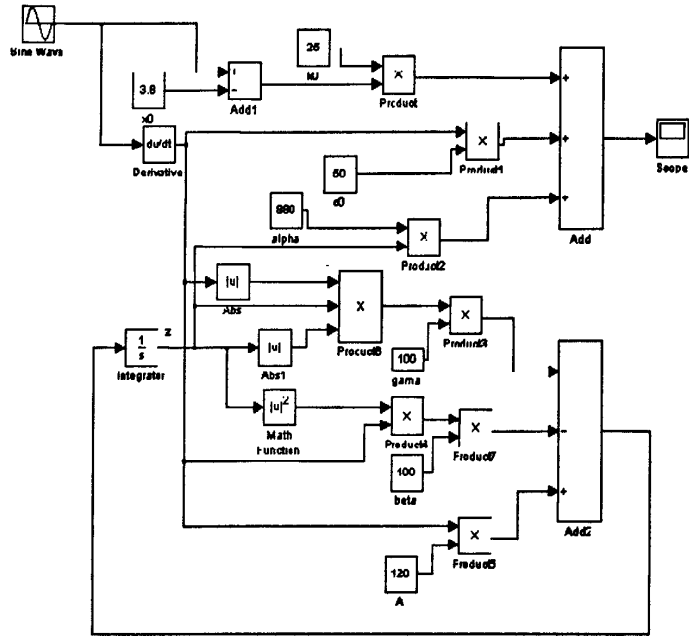


图 4-8 Simulink 中建立的 Bouc-Wen 模型

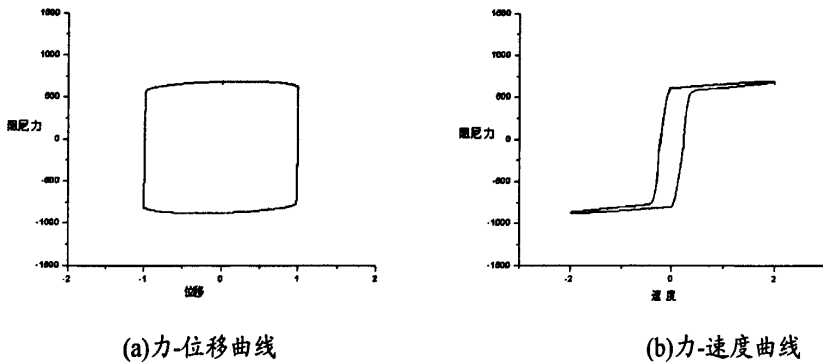


图 4-9 Bouc-Wen 模型的单位正弦响应

与 Bingham 模型相比, Bouc-Wen 模型能更准确的反映磁流变阻尼器的力-速度曲线, 体现在其力-速度曲线有明显的滞回特性。但该模型也有缺陷, 其力-速度曲线在加速度和速度符号相反或速度较低的区域并没有滞回特性。

4.1.2.3 Phenomenological 模型

在 Bouc-Wen 模型的基础上, 文[37]提出了 Phenomenological 模型, 其示意图如图 4-10 所示, 图中 Bouc-wen 滞变位移 z 可由下求解

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})|z|^m + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (4-8)$$

此时, 磁流变阻尼器的阻尼力 F 可表示为

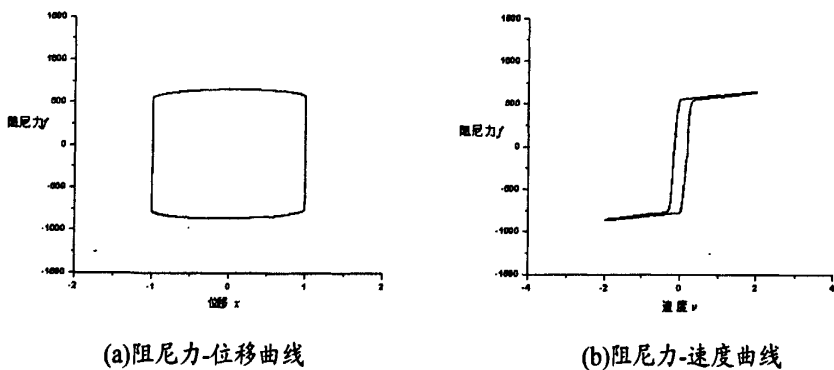


图 4-12 Phenomenological 模型的单位正弦响应

4.2 模糊控制原理

在人们的思维中，有许多没有明确外延的概念，即模糊概念，在语言方面也有很多模糊概念的词，如描述人的年龄的词语“年轻”、“中年”、“年老”都没有明确的外延。模糊概念不能用经典集合加以描述，原因是它不能绝对用“属于”或“不属于”某集合来表示，也就是说论域上的元素符合概念的程度不是绝对的 0 或者 1，而是介乎于 0 和 1 之间的一个实数。

4.2.1 模糊逻辑理论的基本概念

4.2.1.1 模糊集合

Zadeh 在 1965 年对模糊集合的定义为：给定论域 U ， U 到闭区间 $[0, 1]$ 的任一映射 $\mu_A: U \rightarrow [0, 1]$ ，都确定 U 的一个模糊集合 A ， μ_A 称为模糊集合 A 的隶属度函数，它反映了模糊集合中的元素属于该集合的程度。若 x 为 A 中的一个元素，则称 $\mu_A(x)$ 为属于 A 的隶属度。显然 $\mu_A(x)$ 的取值范围为闭区间 $[0, 1]$ ，若 $\mu_A(x)$ 接近 1，则表示 x 属于 A 的程度高，反之，则表示 x 属于 A 的程度低。

当论域为有限集合时，模糊集合最常用的表示方法有三种：Zadeh 表示法、序偶表示法和向量表示法。由于本文采用的是 Zadeh 表示法，故仅简单介绍 Zadeh 表示法。将论域中的元素 x_i 与其隶属度 $\mu_A(x_i)$ 按下式表示 A ，则：

$$A = \frac{\mu_A(x_1)}{x_1} + \frac{\mu_A(x_2)}{x_2} + \dots + \frac{\mu_A(x_n)}{x_n} \quad (4-10)$$

其中 $\mu_A(x_i)/x_i$ 并不表示“分数”，而是表示论域中的元素 x_i 与隶属度 $\mu_A(x_i)$ 之间的对应关系，“+”也不表示“求和”，而是表示模糊集合在论域 U 上的整体。

在 Zadeh 表示法中，隶属度为零的项可以不写入。

若 A 为以实数 R 为论域的模糊集合，其隶属度函数为 $\mu_A(x)$ ，如果对任意实

数 $a < x < b$, 都有

$$\mu_A(x) \geq \min\{\mu_A(a), \mu_A(b)\} \quad (4-11)$$

则称 A 为模糊凸集。模糊凸集实质上就是隶属度函数具有单峰性, 本文所用模糊集合介为模糊凸集。

当论域为有限连续集合时, Zadeh 表示法为

$$A = \int_U \frac{\mu_A(x)}{x} \quad (4-12)$$

其中 $\mu_A(x)/x$ 也不表示“分数”, 而是表示论域中的元素 x 与隶属度 $\mu_A(x)$ 之间的对应关系, “ \int ”也不表示“积分”, 而是表示模糊集合在论域 U 上的元素 x 与隶属度 $\mu_A(x)$ 之间的对应关系的一个整体。同样, 在有限连续集合表示法中, 隶属度为零的项可以不写入。

4.2.1.2 隶属度函数

隶属度函数是对模糊概念的定量描述。正确地确定隶属度函数, 是运用模糊结合理论解决实际问题的基础。隶属度函数的确定过程, 本质上说应该是客观的, 但每个人对于同一个模糊概念的认识和理解又有差异, 因此隶属度函数又带有一定的主观性, 它一般是根据经验或者统计进行确定。

以实数域 R 为论域时, 称隶属度函数为模糊分布。常见的模糊分布有高斯型、三角型、双边高斯型、梯形等隶属度函数。

4.2.1.3 模糊关系

在日常生活中, 经常听到诸如“ A 与 B 很相似”、“ X 比 Y 大得多”等描述模糊关系的语句。若设 X 、 Y 是两个非空集合, 则在直积

$$X \times Y = \{(x, y) | x \in X, y \in Y\} \quad (4-13)$$

中, 一个模糊集合 R 称为从 X 到 Y 的一个模糊关系, 记为 R_{xy} 。模糊关系 R_{xy} 由其隶属度函数 $\mu_{R(x,y)}$ 完全刻画, $\mu_{R(x,y)}$ 表示了 X 中的元素 x 和 Y 中的元素 y , 具有关系 R_{xy} 的程度。由于模糊关系是定义在直积空间上的模糊集合, 所以它也遵从一般模糊集合的运算规则。

设 X 、 Y 、 Z 是论域, R_{xy} 是 X 到 Y 的一个模糊关系, S_{yz} 是 Y 到 Z 的一个模糊关系, 则 R_{xy} 到 S_{yz} 的合成 T_{xz} 也是一个模糊关系, 记为:

$$T_{xz} = R_{xy} \circ S_{yz} \quad (4-14)$$

它具有隶属度

$$\mu_{R \circ S}(x, z) = \bigcup_{y \in Y} (\mu_R(x, y) * \mu_S(y, z)) \quad (4-15)$$

其中，“ \cup ”是并的符号，它表示对所有 y 取极大值或上界值，“ $*$ ”是二项积的符号。因此上式的合成称为最大-星合成 (max-star composition)。其中二项式算子“ $x * y$ ”可以定义为以下几种运算，其中 $x, y \in [0, 1]$ 。

$$(1) \text{ 交集运算: } x * y = x \cap y = \min\{x, y\}$$

$$(2) \text{ 代数积运算: } x * y = x \cdot y = xy$$

$$(3) \text{ 有界积运算: } x * y = x \odot y = \max\{0, x + y - 1\}$$

当二项式算子“ $*$ ”采用前两种运算时，它们分别称为最大-最小合成和最大-积合成，即

$$\mu_{R \circ S}(x, z) = \bigcup_{y \in Y} (\mu_R(x, y) \cap \mu_S(y, z)) \quad (4-16)$$

$$\mu_{R \circ S}(x, z) = \bigcup_{y \in Y} (\mu_R(x, y) * \mu_S(y, z)) \quad (4-17)$$

其中最大-最小合成最为常用，本论文中模糊推理即采用此合成。

4.2.1.4 模糊逻辑规则及模糊逻辑推理

模糊语言变量是模糊逻辑规则和推理的对象，模糊语言变量是自然语言中的词或句，是用模糊语言表示的模糊集合，在不混淆的情况下，也简称为语言变量。一个语言变量可由一个五元体来表征

$$(x, T(x), U, G, M) \quad (4-18)$$

其中， x 是语言变量的名称， $T(x)$ 是语言变量值的集合， U 是 x 的论域， G 是语法规则，用于产生语言变量 x 的名称， M 是语义规则，用于产生模糊集合的隶属度函数。例如图 4-13 所示“误差”语言变量，其论域取 $U = [-6, +6]$ ，在“误差”语言变量的变量值集合 $T(x)$ 为：{负很大，负大，负中，负小，零，正小，正中，正大，正很大}。每一个语言变量值都有对应的模糊集合，集合中每一个元素都有对应的隶属度，如语言变量值“负很大”，其对应的模糊集合为 $\{-6, -5, -4\}$ ，对应的隶属度为

$$\frac{1}{-6} + \frac{0.8}{-5} + \frac{0.4}{-4} \quad (4-19)$$

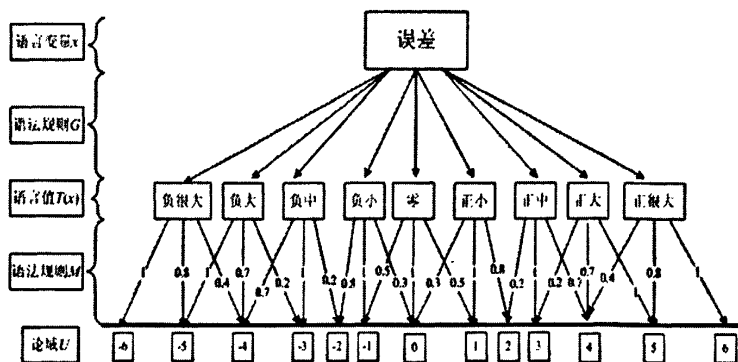


图 4-13 “误差”语言变量的模糊语言五元体

模糊逻辑规则实质上是模糊蕴含关系，在模糊逻辑推理中有很多定义模糊蕴含关系的方法，最常用的一类是广义的肯定式推理方式，即

输入：如果 x 是 A'
 前提：如果 x 是 A ，则 y 是 B

结论： y 是 B'

其中， A, A', B, B' 均为模糊语言。模糊前提“如果 x 是 A ，则 y 是 B ”，表示模糊语言 A 与 B 之间的模糊蕴含关系，一般记为“ $A \rightarrow B$ ”，在模糊逻辑中， $A \rightarrow B$ 有许多定义方法，常用的有模糊蕴含最小运算(Mamdani)和模糊蕴含积运算(Larsen):

$$\text{Mamdani: } R_c = A \rightarrow B = A \times B = \int_{X \times Y} \mu_A(x) \cap \mu_B(y) / (x, y)$$

$$\text{Larsen: } R_p = A \rightarrow B = A \times B = \int_{X \times Y} \mu_A(x) \mu_B(y) / (x, y)$$

总结上述广义肯定式推理，即可获得如下的模糊推理关系

$$B' = A' \circ (A \rightarrow B) = A' \circ R \tag{4-20}$$

其中， R 为模糊蕴含关系，“ \circ ”是合成运算符。他们可以采用任何一种运算方法。若有多个输入，则采用“and”将各个输入连接起来；若有多个前提条件，则采用“also”将各个前提条件连接起来，如上述广义肯定式推理在两个输入，两个前提条件的情况下，可为

输入：如果 x 是 A' and y 是 B'
 前提 1：如果 x 是 A_1 and y 是 B_1 则 z 是 C_1
 also：前提 2：如果 x 是 A_2 and y 是 B_2 则 z 是 C_2

结论： z 是 C'

4.2.2 模糊控制系统的基本原理及构成

模糊控制系统由模糊控制器和控制对象组成，如图 4-14 所示。

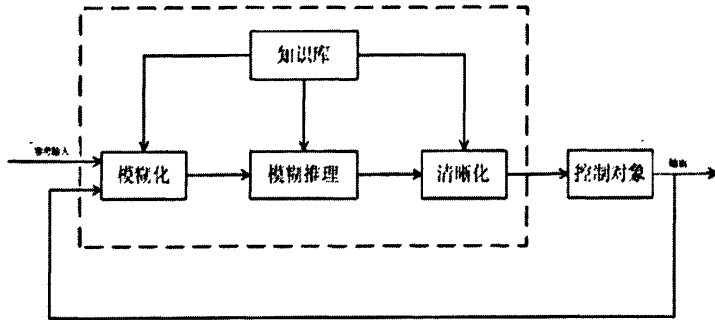


图 4-14 模糊控制系统组成

模糊控制器的基本结构如图 4-14 虚框所示，其主要包括模糊化、知识库、模糊推理、清晰化四个部分。模糊化的作用是将殊途的精确定量转换成模糊量；知识库中包含了具体应用领域中的知识和要求的控制目标，它通常由数据库和模糊控制规则库两部分组成；模糊推理是模糊控制器的核心，该推理是基于模糊逻辑中的蕴含关系及推理规则进行的；清晰化的作用是将模糊推理得到的控制量（模糊量）变换为实际用于控制的清晰量。其中知识库的建立和模糊逻辑推理过程都可以由 Matlab 模糊逻辑工具箱来完成。

可由如下步骤来建立基本的模糊控制器：

(1) 确定模糊控制系统的输入输出量，输入量可以是一个，也可以是多个，输出量的个数根据实际控制量个数来确定。由于单个输入量动态控制性能不佳，而输入量过多将使得模糊控制规则过于复杂。通常以误差 e 和误差变化率 \dot{e} 这两个输入量构建一个二维的模糊控制器。

(2) 将输入量进行尺度变换，将其变换到要求的论域范围，变换可以是线性的，也可以是非线性的，如：若实际输入量为 x_0^* ，其变化范围为 $[x_{\min}^*, x_{\max}^*]$ ，若要求论域为 $[x_{\min}, x_{\max}]$ ，采用线性变换，则

$$x_0 = \frac{x_{\min} + x_{\max}}{2} + k(x_0^* + \frac{x_{\min}^* + x_{\max}^*}{2}) \quad (4-21)$$

式中， k 称为比例因子，且

$$k = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{x_{\max}^* - x_{\min}^*} \quad (4-22)$$

(3) 进行模糊分割，确定模糊语言变量的模糊集合，及其隶属度函数。通常模

糊语言具有一定的含义,如:NB(Negative Big)、NM(Negative Middle)、NS(Negative Small)、Z(Zero)、PS(Positive Small)、PM(Positive Middle)、PB(Positive Big)等。模糊分割可以比较粗化,也可以较细化,如论域为 $[-3,3]$ 时,则较粗化情况下,可令NB的隶属度函数为

$$NB = \frac{1.0}{-3} + \frac{0.7}{-2} + \frac{0.3}{-1} \quad (4-23)$$

其他语言变量也是类似确定方法。

(4) 利用一系列的“IF-THEN”型的模糊条件句来构建规则库,规则库一般以经验和权威专家的意见或大量的数据实验来构建。一般若有两个输入,语言变量为7个,则“IF-THEN”条件句至少应该有 $7^2=49$ 条。

(5) 进行清晰化计算,将通过模糊推理得到的模糊量转化为清晰量。清晰化计算通常有平均最大隶属度法(mom)、最大隶属度去最小值法(som)、最大隶属度去最大值法(lom)、中位数法(bisector)、加权平均法(centroid),其中以加权平均法应用最为普遍。

(6) 最后将求得的清晰值进行尺度变换为实际控制量。变换的方法可以是线性的,也可以是非线性的。若采用线性变换,变换前范围为 $[z_{\min}, z_{\max}]$,变换后范围为 $[u_{\min}, u_{\max}]$,则

$$u = \frac{u_{\min} + u_{\max}}{2} + k(z_0 - \frac{z_{\min} + z_{\max}}{2}) \quad (4-24)$$

式中, k 称为比例因子,且

$$k = \frac{u_{\max} - u_{\min}}{z_{\max} - z_{\min}} \quad (4-25)$$

4.3 基于磁流变阻尼器的后梁系统控制

前文已述,在高速织造过程中,普通线性阻尼器对经纱的高频波动效果有限;另外随着织轴半径的减小,后梁摆角的波动程度却没有减缓,这两个因素突显了线性阻尼器的不足,基于此,笔者考虑采用阻尼系数可变的磁流变阻尼器来代替线性阻尼器,并采用一定的半主动控制方法使得后梁摆角尽量小。

4.3.1 基于磁流变阻尼器的后梁系统的被动控制

在第二章中,已经对WG-2000型喷气织机后梁系统建立了动力学模型,其结构简图可如图2-15所示,根据动力学模型可建立Matlab/Simulink仿真模型,如

图 4-15 所示。图中，经纱张力矩 M_j 由 M 文件编写，被控系统模块采用 s 函数编写，详细程序见附录一。输入不同的经轴直径所对应的不同的初始条件，如表 4-1 所示，得到在经轴直径分别为 800mm、600mm、400mm 以及 200mm 时，后梁的摆角以及经纱张力，如图 4-16、4-17 所示。

图 4-16 为织机满轴($\Phi=800$)运行时的后梁摆角和经纱张力曲线，与其他经轴直径相比，满轴时的后梁摆角一般最为剧烈，经纱张力最大，从图中可知此时，后梁摆角的摆动幅度约为 2.5° ，经纱张力最大约为 4000N；图 4-17 为织机在不同经轴半径稳定运行(取 1.8~2s) 时的后梁摆角和经纱张力变化曲线，从图中可看出，随着织造的进行，后梁摆角在不断减小，由满轴时的最大值约为 2.5° ，减小到空轴时的最大值约为 1.5° ，波动范围有少许减小，但最小范围约有 1.5° ，经纱张力也在减小，但张力最大值最小也约有 3800N。

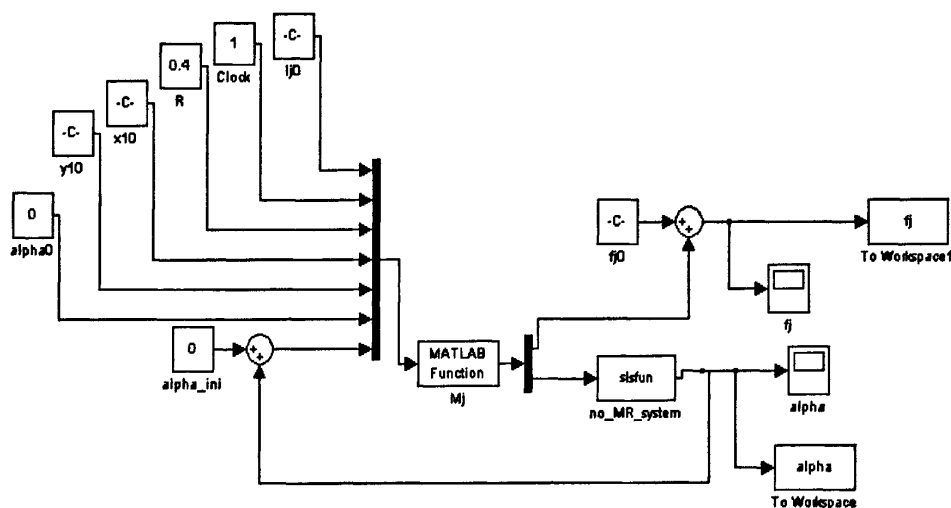
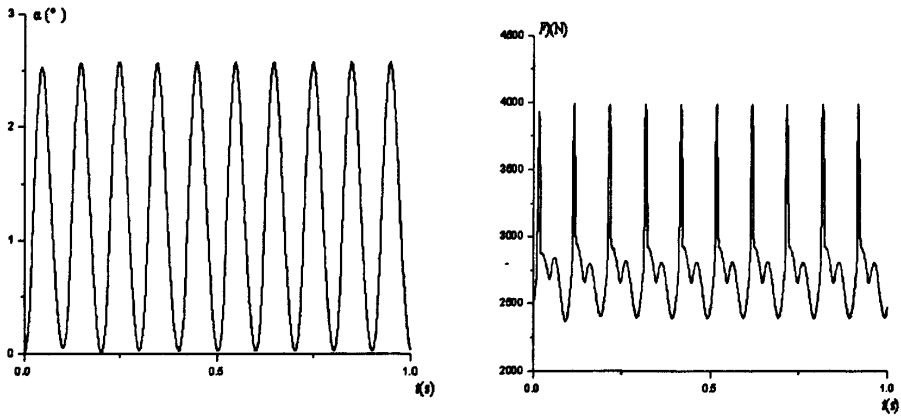


图 4-15 含线性阻尼器的后梁系统 Simulink 模型

表 4-1 不同经轴直径对应的初始条件

经轴直径 Φ (mm)	初始条件			
	织口坐标 P_{10} (m)	张力臂摆角 α_0 (rad)	经纱长度(m)	经纱张力(N)
800	(-0.671247,0.668688)	0.000268	1.43366	2460.69
600	(-0.614958,0.553803)	0.011196	1.51361	2458.21
400	(-0.518747,0.482354)	0.019599	1.56322	2456.38
200	(-0.429656,0.451716)	0.026025	1.59268	2455.28



(a) 后梁摆角变化曲线

(b) 经纱张力变化曲线

图 4-16 含线性阻尼器的后梁系统的后梁摆角与经纱张力变化曲线($\Phi=800$)

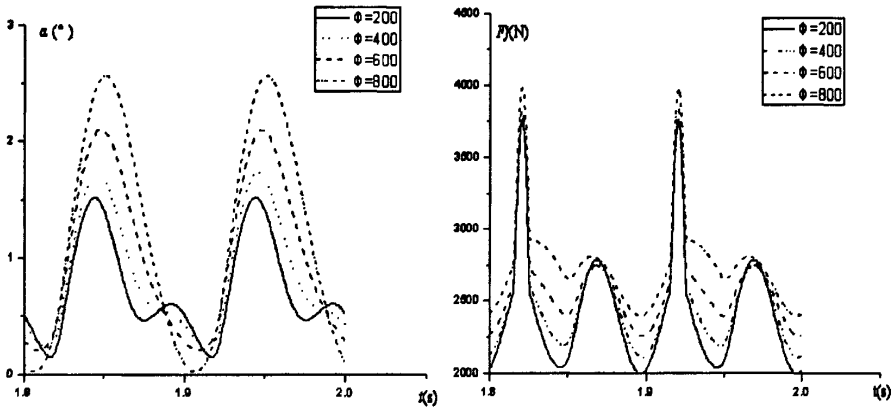


图 4-17 含线性阻尼器的后梁系统的后梁摆角与经纱张力变化曲线

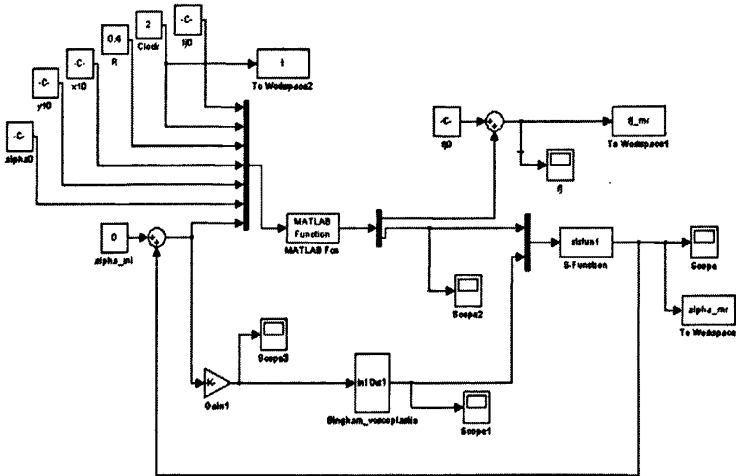


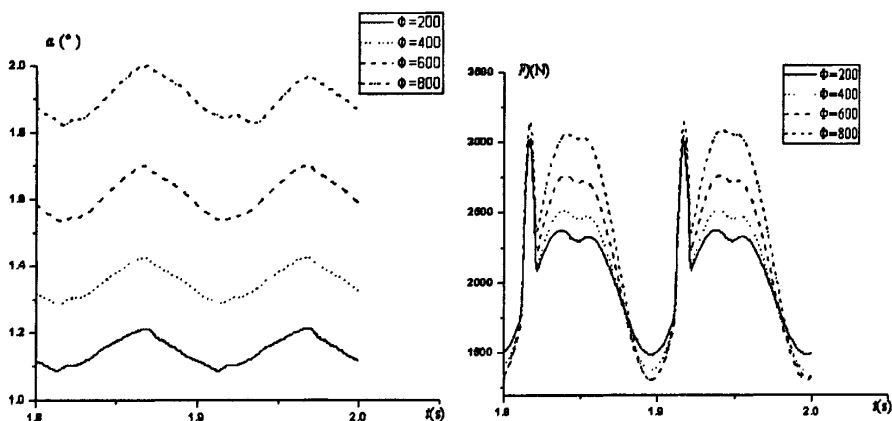
图 4-18 含磁流变阻尼器的后梁系统 Simulink 模型

从图 4-16、4-17 可看出，含线性阻尼器的后梁系统对后梁摆角和经纱张力波动有一定程度的减缓，但效果仍有提升可能，故笔者采用磁流变阻尼器替代线性

阻尼器，以达到更好的减缓作用。

由于喷气织机运行时转速较高，WG-2000型喷气织机转速一般为600 r/min，则后梁摆动频率约为10Hz，而当激励高于5Hz时，磁流变阻尼器的滞回特性不显现，故仿真时只需用较为简单的Bingham模型即可满足要求。则可作出含磁流变阻尼器的后梁系统Simulink模型如图4-18所示。

不同经轴直径的初始条件如表4-1所示，运行得到含磁流变阻尼器的后梁系统后梁摆角和经纱张力曲线，如图4-19所示。

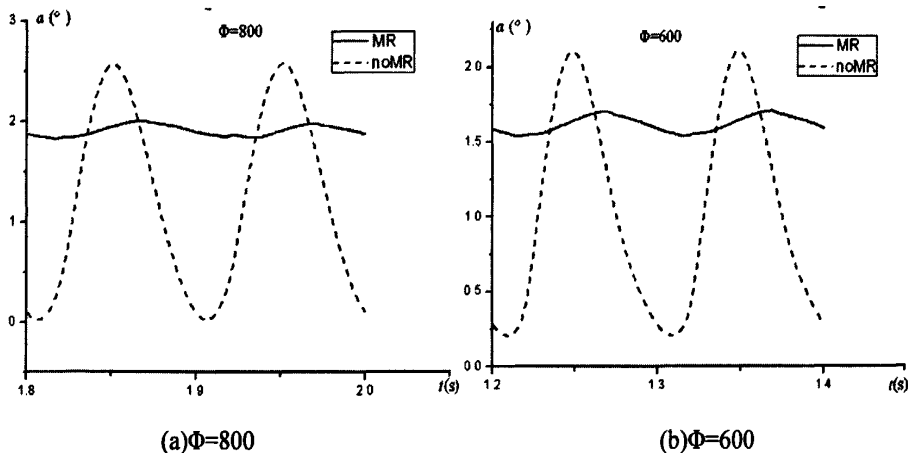


(a) 后梁摆角变化曲线

(b) 经纱张力变化曲线

图 4-19 含磁流变阻尼器的后梁系统后梁摆角和经纱张力曲线

由图4-19可知，含磁流变阻尼器的后梁系统其后梁摆角在织机运行过程中，随着经轴直径的减小，摆角逐渐减小，由满轴时的约 2° 减小到空轴时的约 1.1° ，但摆动幅度基本不变，约为 0.2° ；随着经轴直径的减小，经纱张力也在不断减小，最大经纱张力值有少许减小。

(a) $\Phi=800$ (b) $\Phi=600$

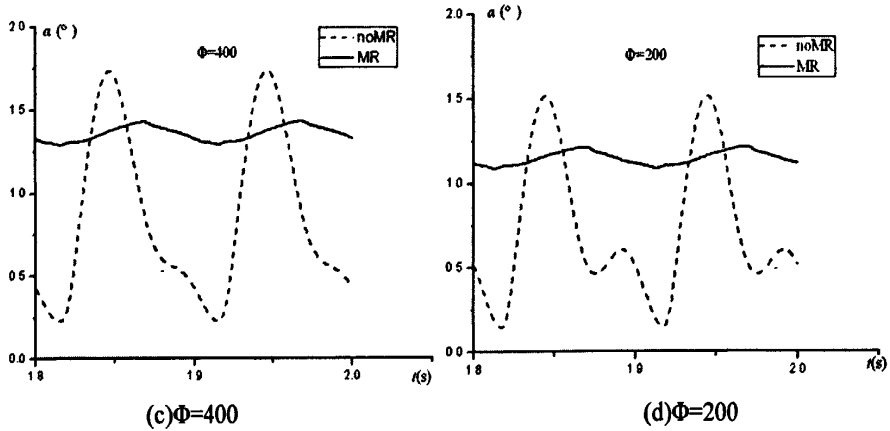


图 4-20 含磁流变阻尼器的后梁系统与含线性阻尼器的后梁系统的后梁摆角变化曲线比较

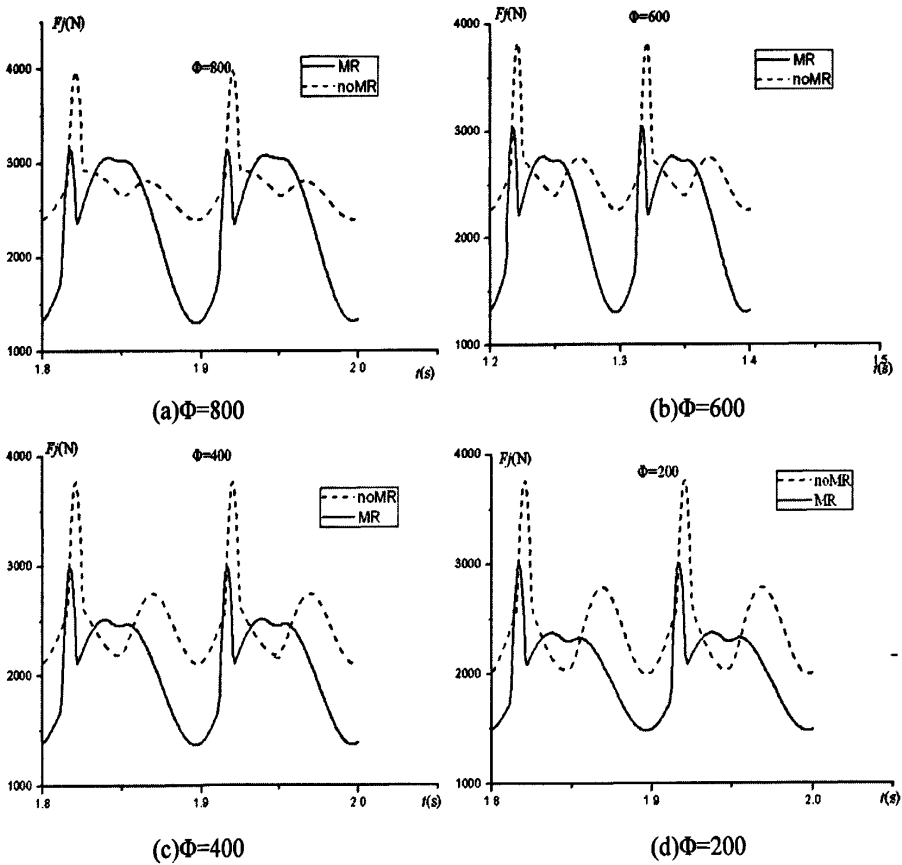


图 4-21 含磁流变阻尼器的后梁系统与含线性阻尼器的后梁系统的经纱张力变化曲线比较

将含磁流变阻尼器的后梁系统与含线性阻尼器的后梁系统相比较，在相同初始条件下进行仿真分析，并比较其后梁摆角和经纱张力变化，比较结果如图 4-20、4-21 所示。

从图 4-20、4-21 可以看出，在织造的过程中，从满轴到空轴，含磁流变阻尼器的后梁系统与含线性阻尼器的后梁系统相比，其后梁摆角幅度要小的多，经纱

张力也要小的多,这说明采用此磁流变阻尼器能很好的改善喷气织机后梁系统的动态性能。

4.3.2 基于磁流变阻尼器的后梁系统的半主动控制

由前一节内容已知,采用磁流变阻尼器能很好的改善喷气织机后梁动态性能,本节主要探讨采用一定的半主动控制手段,能否使后梁系统动态性能更加优良。PID 控制由于其方法简单有效,是工业中最常使用的控制手段,但 PID 控制要得到一个良好的控制性能,其参数极难调定,故可与智能控制方法如模糊控制相结合,采用模糊 PID 控制,来观察是否能使得后梁系统能获得更好的动态性能。

4.3.2.1 基于磁流变阻尼器的后梁系统的 PID 控制

计算机控制系统的关键之一就是控制算法(规律),它是计算机根据采样值来决定控制输出变量的依据。在各种控制规律中 PID 控制技术最成熟,它不要求已知被控对象的数学模型,实际控制效果也较好,因此在工业控制过程中,目前采用最多的控制方式依然是 PID 方式,在日本, PID 控制的使用率也达 84.5%。

常规 PID 控制系统原理框图如图 4-22 所示

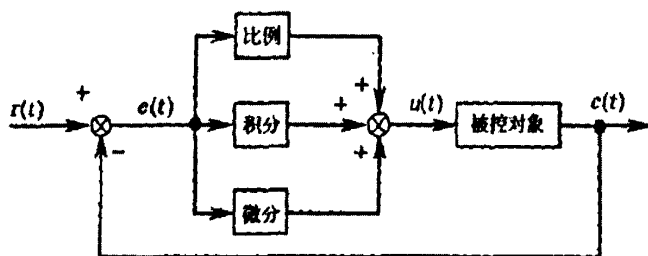


图 4-22 PID 控制系统原理框图

由图可知, PID 控制器是一种线性控制器,它根据给定值 $r(t)$ 与实际输出值 $c(t)$ 构成控制偏差

$$e(t) = r(t) - c(t)$$

将偏差的比例(P)、积分(I)和微分(D)通过线性组合构成控制量,对被控对象进行控制。其控制律为

$$u(t) = k_p \left[e(t) + T_i \int_0^t e(t) dt + \frac{T_D de(t)}{dt} \right] \quad (4-26)$$

将式(4-27)进行拉普拉斯变换,得到 PID 控制系统的传递函数可为

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s \right) \quad (4-27)$$

式(4-28)中, K_P ——比例系数;

T_I ——微分时间常数;

T_D ——积分时间常数。

PID 控制器中各个环节都有其各自作用, 比例环节(P)能增强系统的稳定性, 但比例系数过大会增大稳态误差; 积分环节(I)能消除稳态误差, 但积分常数过大会使系统的响应变慢, 调节时间变长; 微分环节(D)能预测误差的变化趋势, 从而在误差变大之前加入修正信号, 使系统减小超调量, 减少调节时间, 但微分时间常数过大, 会使系统动态性能恶化, 产生振动。在工业实际中。PID 控制器使用非常灵活, 经常根据需要只取其中部分环节, 如 PI 比例积分控制和 PD 比例微分控制器。

将 PID 控制方法应用到含磁流变阻尼器的后梁系统上, 在 simulink 中建立的模型如图 4-23 所示, 模型中的 PID 控制器子系统如图 4-24 所示。

按照前述 PID 控制器中各环节作用, 根据先比例再积分最后微分的原则, 边调定边观察系统响应, 设定三个参数值分别为 $K_P=0.1$, $K_I=0.0000045$, $K_D=0.0000025$, 进行仿真。需要提出的是, 由于织机运行时, 经轴直径越小, 后梁的波动也随之减小, 因此织机在满轴时的波动最为剧烈, 则仿真时, 设置的是当经轴直径为 800mm 时的初始条件, 后文的模糊 PID 控制也是采用相同的初始条件。显然随着经轴直径的减小, 被动和半主动控制的效果也越不明显。将仿真结果和被动控制的仿真结果做比较, 如图 4-25 所示。

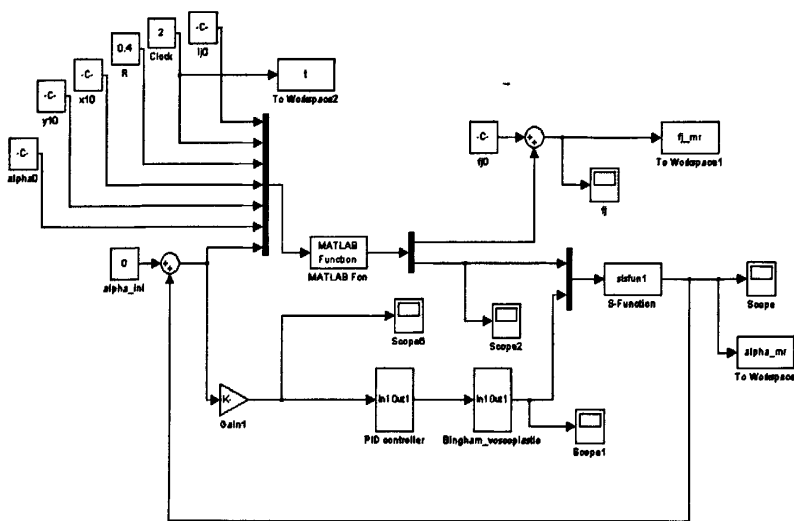


图 4-23 含磁流变阻尼器的后梁系统的 PID 控制 Simulink 模型

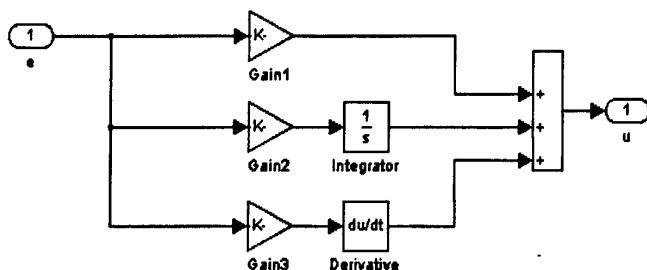
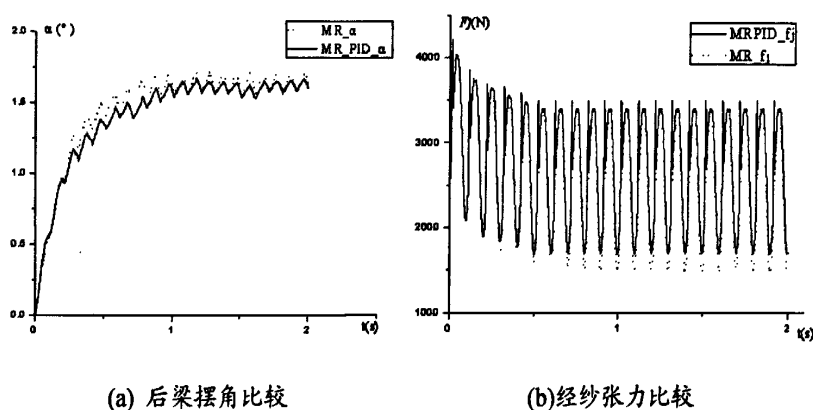


图 4-24 PID 控制器子系统



(a) 后梁摆角比较

(b) 经纱张力比较

图 4-25 含磁流变阻尼器的后梁系统被动控制与 PID 控制仿真结果比较

观察图 4-25, 可以看出被动控制与 PID 控制的结果相比, 后者的后梁摆角比前者稍小, 经纱张力几乎相同, 控制效果并不明显。笔者认为, 原因可能包括以下两点:

(1) 由于主要依靠经验根据系统响应实时调定参数, 此种调定方法可靠性不高, PID 控制没有调定到最优参数, 使得控制效果不明显。

(2) 磁流变阻尼器本身就有一定的控制能力, 使系统有良好的动态性能, 这使得 PID 控制效果甚微。

4.3.2.2 基于磁流变阻尼器的后梁系统的模糊 PID 控制

模糊控制利用人类专家控制经验, 对非线性、复杂对象的控制显示了鲁棒性好、控制性能高的优点, 得到了广泛的应用, 但单纯使用常规模糊控制器, 存在稳态误差, 故本文采用其派生的模糊 PID 控制器以达到更好的效果。其结构示意图如图 4-26 所示。

首先应创建模糊控制器, 利用 Matlab 模糊逻辑工具箱, 可方便的创建一个简单的模糊控制器。采用二维模糊控制器, 由于控制对象为 PID 控制的三个参数, 所以输出量为三个。确定论域为 $[-3, -2, -1, 0, 1, 2, 3]$, 并将论域模糊分割为

七个模糊语言变量{NB, NM, NS, Z, PS, PB, PM},其中 NM、NS、Z、PS、PB 等五个语言变量采用三角形隶属度函数,既有利于简化模糊推理机的计算又在一定程度上有效的克服了输入信号的噪声;而论域的两个端点处,为了隶属度曲线的平滑, PB、NB 使用高斯型隶属度函数。则可确定五个输入输出量的隶属度函数如图 4-27 所示。

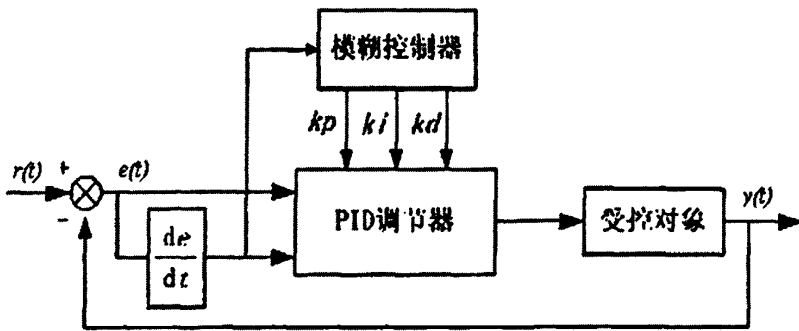


图 4-26 模糊 PID 控制器结构示意图

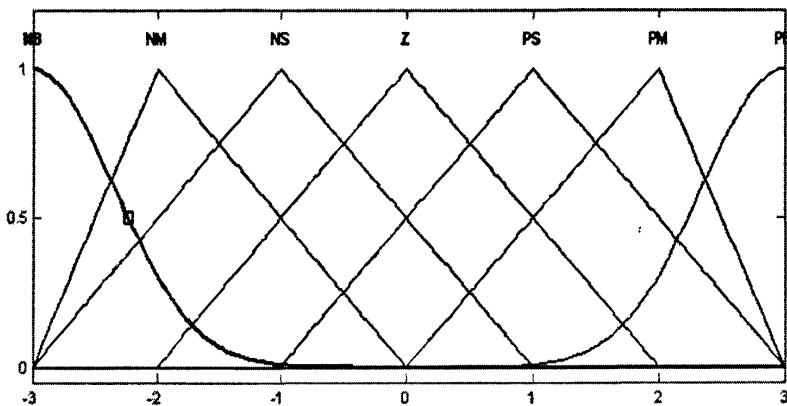


图 4-27 输入输出量的隶属度函数

根据 PID 三个参数 K_P 、 K_I 、 K_D 和输入误差 e 及误差变化率 ec 之间的关系,结合工程设计人员的技术知识和实际操作经验,可确定模糊控制器的推理规则,如表 4-2 所示。

在 Matlab 模糊逻辑工具箱中,设置相关参数,可以创建模糊控制器,需要注意的是,在设置清晰化方法时,由于采用加权平均法(centroid)会产生奇点,故转而采用中位数法(bisector)。使用规则观察器可以查看单值输入时的输出结果,如图 4-28 所示,在输入误差和误差变化率的模糊量为[-1.5, 2.8]时,输出量 K_P 、 K_I 、 K_D 为[-0.12, 0.48, -0.84],此处,输入量已经过尺度变换转换到论域区间内,而输出量尚未经过尺度变换转化为实际控制量。

表 4-2 模糊控制器输出的模糊规则表

K_p \ ec e	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	Z	Z
NM	PB	PB	PM	PS	PS	Z	NS
NS	PM	PM	PM	PS	Z	NS	NS
Z	PM	PM	PS	Z	NS	NM	NM
PS	PS	PS	Z	NS	NS	NM	NM
PM	PS	PS	NS	NM	NM	NM	NB
PB	Z	Z	NM	NM	NM	NB	NB

(a) K_p 的模糊控制规则表

K_I \ ec e	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	Z	Z
NM	NB	NB	NM	NS	NS	Z	Z
NS	NB	NM	NS	NS	Z	PS	PS
Z	NM	NM	NS	Z	PS	PM	PM
PS	NM	NS	Z	PS	PS	PM	PB
PM	Z	Z	PS	PS	PM	PB	PB
PB	Z	Z	PS	NM	PM	PB	PB

(b) K_I 的模糊规则表

K_D \ ec e	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	PS	NS	NB	NB	NB	NM	PS
NM	PS	NS	NB	NM	NM	NS	Z
NS	Z	NS	NM	NM	NS	NS	Z
Z	Z	NS	NS	NS	NS	NS	Z
PS	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
PM	PB	NS	PS	PS	PS	PS	PB
PB	PB	PM	PM	PM	PS	PS	PB

(c) K_D 的模糊规则表

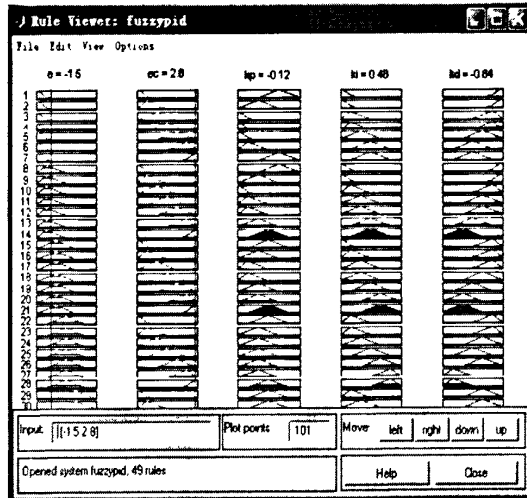


图 4-28 规则观察器

根据创建的模糊控制器，即可在 Simulink 中建立相应的含磁流变阻尼器的后梁系统的模糊 PID 控制模型，如图 4-29 所示，其中模糊 PID 控制器子系统如图 4-30 所示，将其仿真结果与含磁流变阻尼器的后梁系统被动控制做比较，如图 4-31 所示。从图中可以看出虽然模糊 PID 控制的后梁摆角摆动幅度比被动控制要小，但二者经纱张力几无差别。

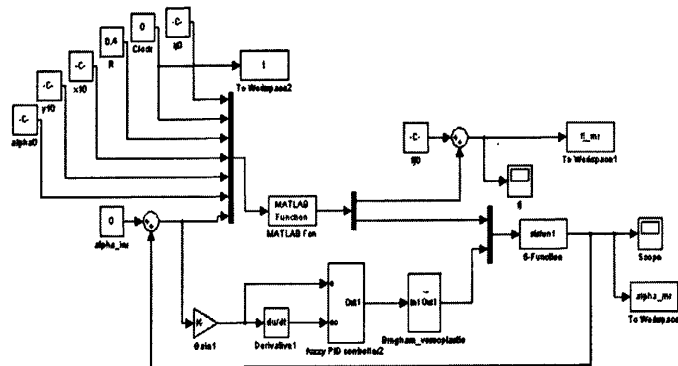
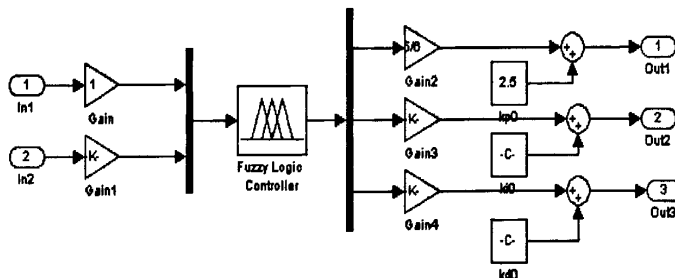
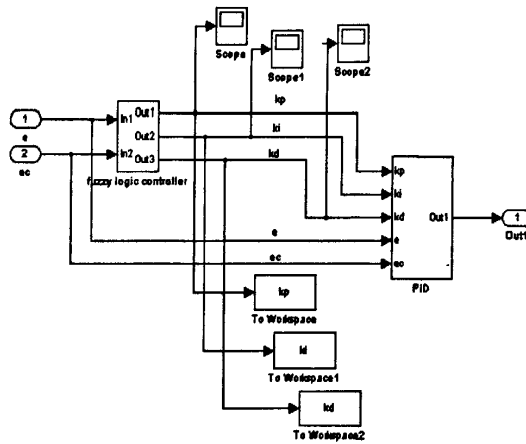


图 4-29 含磁流变阻尼器的后梁系统模糊 PID 控制 Simulink 模型



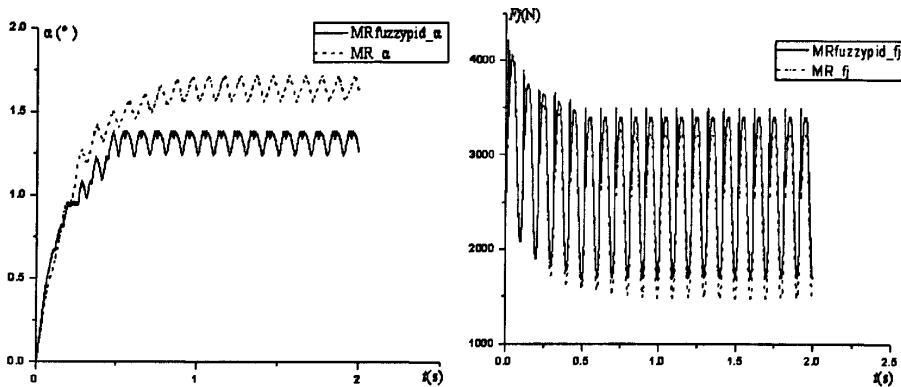
(a) 模糊控制器



(b) 模糊PID控制器

图 4-30 模糊PID控制器子系统

经过上述比较,可以得出如下结论:对含磁流变阻尼器的后梁系统采用半主动控制,可减小后梁摆角,但对经纱张力的减缓效果并不明显。



(a)后梁摆角比较

(b)经纱张力比较

图 4-31 含磁流变阻尼器后梁系统模糊PID控制与被动控制仿真结果比较

4.4 本章小结

为减缓经纱张力的波动,本章在后梁系统中引入磁流变阻尼器,并比较了采用磁流变阻尼器与采用普通线性阻尼器时后梁摆角与经纱张力的波动程度,得出采用磁流变阻尼器能明显改善后梁经纱张力波动程度的结论。为进一步改善经纱张力的波动情况,又采用了PID控制与模糊PID控制两种半主动控制手段,经过仿真实验得出PID控制效果并不明显,而模糊PID控制虽能改善后梁波动情况,但对改善经纱张力波动效果并不明显。

第五章 总结与展望

5.1 本文工作总结

喷气织机整体是一个典型的具有复杂非线性特性的动力系统，特别在高速条件下，过大的后梁摆动、经纱张力容易造成纱线的崩断而频繁停机，对喷气织机运行影响较大。故研究后梁系统的动力学行为对提升织机性能、改进制造工艺具有重要意义。但无论国内外，对后梁系统动态性能的研究资料都比较缺乏，因此本文将后梁非线性动态性能作为主要内容之一。另外，为改善后梁摆动幅度，进而减小经纱张力，本文引入磁流变阻尼器，并采用一定的半主动控制方法，从理论上验证磁流变阻尼器运用于喷气织机后梁系统的可行性。

本文所做工作主要如下：

(1) 本文以 WG-2000 型喷气织机为平台建立后梁系统单自由度数学模型。并对所建立的后梁系统数学模型进行的相应的简化处理，提取其主要非线性成分，然后采用多尺度法理论对模型做解析分析，分别对主共振、参激共振、超谐波共振等情况，推导其幅频响应曲线方程，以及参激共振时系统的稳定性，并与数值计算结果作对比验证。分析不同参数变化对主共振幅频响应曲线的影响，及对参激共振情况下系统稳定性的影响。最后分别考虑主共振和参激共振对织机运行的影响，找出可能使织机不正常运行的转速区间。

(2) 在后梁单自由度数学模型基础上，将其中线性阻尼器置换为磁流变阻尼器，并针对喷气织机高速的特点，对磁流变阻尼器采用适合高速状态的 Bingham 数学模型，采用 matlab/simulink 工具箱建模，比较两种模型性能优劣，得出使用磁流变阻尼器能较好的改善后梁摆动幅度，减小经纱张力。

(3) 为进一步改善后梁摆动幅度，分别采用 PID 传统控制方法和模糊 PID 智能控制方法，对含磁流变阻尼器的后梁系统进行数学仿真实验，发现 PID 控制由于最佳参数极难选取，很难得到好效果，而模糊 PID 控制虽能改善后梁波动情况，但对改善经纱张力波动效果并不明显。

5.2 本文创新点

本文所做工作，其主要创新点如下：

(1) 从非线性动力学角度对后梁系统单自由度模型作了详细分析。采用多尺度

理论,从解析的角度分析了后梁系统非线性动力学方程的主共振和参激共振,并分析粘性阻尼、非线性强度和外激励幅值对后梁运动的影响。研究过程及成果对喷气织机后梁系统设计,改善制造工艺有一定指导作用。

(2) 成功的将磁流变阻尼器引入到喷气织机后梁系统中,并完成含磁流变阻尼器的后梁系统的被动控制、PID 半主动控制及模糊 PID 智能控制仿真实验,实验表明用磁流变阻尼器替代普通线性阻尼器能获得良好效果,而采用 PID 控制、模糊 PID 控制效果并不明显。这些研究对在工程上将磁流变技术与喷气织机相结合有一定参考价值。

本文存在的不足之处主要有:

(1) 本文对后梁系统的非线性振动分析仅限于单自由度模型,与喷气织机实际运行状况稍有出入。另外为避免对非线性方程的分析过于复杂,对方程进行了合理的简化,但也可能存在考虑不周的情况,将一些非次要部分忽略,以致有遗漏情况。

(2) 本文中对含磁流变阻尼器的后梁系统所做智能控制仿真实验未取得良好效果,有可能是限于笔者自身水平,所选用的控制手段的合理性值得商榷,并不代表采用所有控制手段效果都不明显。

(3) 由于条件所限,只能对含磁流变阻尼器的后梁系统做仿真实验,无法做物理实验,而仿真实验无法考虑磁流变阻尼器的控制电流及其与喷气织机接口问题,采用磁流变阻尼器替代线性阻尼器的效果好坏有待进一步验证。

5.3 进一步工作的方向

限于笔者自身能力,致使本文相关分析与推理较为粗糙,研究内容不够全面。相对于本文所涉及内容,笔者认为还有许多方面的工作可以做,大致如下:

(1) 本文仅对后梁的摆动做单自由度非线性振动分析,实际上后梁还存在轴向的摆动及本身自转,针对此可建立三自由度数学模型,在此基础上的非线性振动分析,能取得与实际情况更为接近的结论。

(2) 本文只涉及含磁流变阻尼器后梁系统的仿真实验,如有条件可完成具体的物理实验,包括磁流变阻尼器的选型、实验平台的搭建、如何解决磁流变阻尼器的散热问题以及比较不同控制电流时的控制效果等等。

参考文献

- [1] 杜钰洲. 感悟 30 年纺织业改革开放专辑--百尺竿头更进一步[J]. 中国纺织, 2008,(9):12~15
- [2] 洪海沧. 无梭织造技术的应用现状与发展趋势[J]. 纺织导报, 2005, (5): 32~52
- [3] 梁海顺,胡巧娥等. 喷气织机的现状与开发[J]. 纺织机械, 2005, (5): 1~6
- [4] 秦贞俊. 喷气织机的新发展[J]. 纺织器材, 2009,36(z1):271~273
- [5] 梁海顺,刘锋等. 喷气织机的技术水平与发展趋势[J]. 纺织导报, 2009,(12):24~27
- [6] 王德芳,林子务等. 加快我国纺织机械发展的思考[J]. 纺织学报,2010,(1):28~30
- [7] 梁海顺,高超等. 国产喷气织机的现状与思考[J]. 棉纺织技术, 2007, 35(12):16~20
- [8] 袁树信,陈虹. 国产喷气织机技术创新与发展[J]. 纺织机械. 2005, (4):15~21
- [9] 梁海顺,高超等. 第十三届上海纺织工业展览会织机展出概况[J]. 纺织器材,2007,34(6):69~74
- [10] 陈革,孙志宏等. 织机后梁系统的研究[J]. 东华大学学报(自然科学版). 2007,27(1):41~46
- [11] 原国亮. 模糊控制在电子送经中的应用[J]. 纺织机械. 2006,(2):34~38
- [12] 沈丹峰,叶国铭.电子送经控制系统的 PID 参数整定方法的研究[J]. 机械工程与自动化. 2008,(1):133~135
- [13] 许才中,王建国. OMNI 型喷气织机后梁摆动轴承的替代[J]. 棉纺织技术. 2007,35(1):15~15
- [14] 郑海荣. 喷气织机后梁托脚处钢背轴承的替代[J]. 陕西纺织. 2006,(3):31~31.
- [15] 贺斌,姚景宏. G1820 型喷气织机后梁的设计[J]. 山西机械. 2003,(4):33~34
- [16] 王广银. ZA205i—280 喷气织机后梁改进[J]. 纺织器材. 2002,29(3):61~61.
- [17] 秦忠杰. SM93 型剑杆织机后梁衬套和送经张力压叉的修复 [J]. 棉纺织技术. 1996,24(3):59~59.
- [18] 冯志华. 高速织机送经机构动态参数的确定[J]. 机械设计与制造工程, 2001, 30(6): 31~33
- [19] 董敬宇. ZA200 系列喷气织机松经机构对经纱张力的影响分析[J]. 纺织器材,

- 1999, 26(5): 24~27
- [20] 徐浩贻. PAT型喷气织机电送经机构分析[J]. 棉纺织技术, 2001, 29(6): 375~377
- [21] 舒建文. 无梭织机常见电子送经系统的组成及其发展[J]. 棉纺织技术, 2003, 31(10): 607~611
- [22] 薛勇. 织造过程中经纱张力计算机控制系统的研究[J]. 武汉科技学院学报, 2005, 18(10): 1~3
- [23] 沈丹峰, 叶国铭. 系统辨识在织机送经系统建模中的应用[J]. 丝绸, 2005, (12): 45~47
- [24] 袁建畅. 机械式送经机构的系统辨识与动态分析[J]. 纺织机械, 2001, (15): 37~40
- [25] Mehmet, Dayik. Adaptive control of let-off system in weaving[J]. Journal of the Textile Institute. 2009, 100(2): 186~194
- [26] Dayik, Kayacan. Control of warp tension during weaving procedure using evaluation programming[J]. Journal of the Textile Institute. 2006, 97(4): 313-324
- [27] 卫亚明 译. 一种减小制造过程中经纱张力的装置[J]. 国外纺织技术.
- [28] M. Beitel Schmidt, Sulzer Innotec AG, Winterthur/Switzerland. Simulation of Warp and Cloth Forces in Weaving Machines(织造过程中织物和经纱张力的模拟)[J]. 国际纺织导报. 2000, (1): 28~33
- [29] 梁林祖. 喷气织机后梁系统动态行为分析与经纱张力控制:[硕士学位论文]. 苏州:苏州大学, 2008.
- [30] 汪建晓, 孟光. 磁流变液研究进展[J]. 航空学报. 2002, 23(1): 6~12.
- [31] Shames I H, Cozzarelli F A. Elastic and inelastic stress analysis[J]. Prectice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1992
- [32] 欧进萍, 关新春. 磁流变耗能器及其性能[J]. 地震工程与工程振动. 1998, 18(3): 74~81
- [33] Wereley N M, Pang L. Nondimensional analysis of semi-active electrorheological and magnetorheological dampers using approximate parallel plate models[J]. Smart materials and Structures, 1998, 7(5): 732~743
- [34] Kamath G M, Hurt M K, Wereley N M. Analysis and testing of bingham plastic

- behavior in semi-active electrorheological fluid dampers[J]. Smart Materials and Structures,1996,5(5):576~590
- [35] Stanway R, Sproston J L, Stevens N G. Non-linear modeling of an electrorheological vibration damper[J]. J. Electrostatics, 1987, 20(2):167~184
- [36] Wen Y K. Method of random vibration of hysteretic systems[J]. Journal of Engineering Mechanics Division ASCE, 1976, 102(2):249~263
- [37] Spencer B F jr., Dyke S J, Sain M K, Carlson J D. Phenomenological model of a magnetorheological damper[J]. Engng Mech ASCE, 1997, 123(3):230~238
- [38] 严鹤群, 戴继光. 喷气织机原理与使用. 北京:中国纺织出版社, 2006
- [39] 包玫. 机织学. 北京:中国纺织出版社, 1986.
- [40] 夏金国, 李金海. 织造机械. 北京:中国纺织出版社, 1999
- [41] 胡海岩, 孙久厚, 陈怀海. 机械振动与冲击. 北京:航空工业出版社, 2002
- [42] A. H. Nayfeh, D. T. Mook著, 宋家骥等译. 非线性振动. 北京:高等教育出版社, 1990
- [43] A. H. Nayfeh著, 宋家骥编译. 摄动方法导引. 上海:上海翻译出版公司, 1990
- [44] 张志勇等. 精通MATLAB6.5版. 北京:北京航空航天大学出版社, 2003
- [45] 蔡自兴. 智能控制原理与应用. 北京:清华大学出版社, 2007
- [46] 韩力群. 智能控制理论及应用. 北京:机械工业出版社, 2008

攻读学位期间本人出版或公开发表的论著、论文

1. 孙浪,冯志华,梁林祖. 基于SimMechanics的含磁流变阻尼器单自由度系统动态性能分析[J]. 苏州大学学报(工科版). 2010,30(1):48~52.
2. 王斯勇,冯志华,孙浪,张科. 喷气织机单双后梁系统动态分析与比较[J]. 苏州大学学报(工科版). 2010,30(1):56~59.

附录一 主要仿真程序代码及说明

程序一：仿真实验中用于计算后梁经纱张力的Mj模块的M文件。

```
function [mjf] = calmj(lj0,t,R,x10,y10,alpha0,alpha)
%
%各输入量分别为:
% lj0          经纱初始长度
% t            时间
% R           经轴半径
%(x10,y10)    织口坐标
% alpha0      后梁初始位置
% alpha       后梁摆角
%
clear;
mjf=[0;0];

%设定输出为动态经纱张力矩mj和动态经纱张力fj

x0=0.56037; y0=0.94177; x4=-0.345; y4=1.095;
x1=0.0871; y1=0.8097;
r=0.1135/2;
l6=0.07; l7=sqrt(0.05^2+0.075^2);
l1=0.006; l2=l1+0.41784; l3=0.215;
G=96.5*9.807;kj=369670;
theta0=300*pi/180;
l4=sqrt((x4-x1)^2+(y4-y1)^2);
alpha2=atan((y4-y1)/(x1-x4));
alpha5=atan(0.05/0.075);
xw4=0.510; yw4=0.750; xw1=0.5; yw1=0.585; lw1=0.036; lw2=0.06; lw3=0.17;
lw6=0.19827; thetawmin=3.4453;
lw4=sqrt((xw1-xw4)^2+(yw1-yw4)^2);
alphaw4=158.91*pi/180;
beta0=70*pi/180; beta1=165*pi/180; beta2=2*pi-2*beta1;
H=0.075; lk1=0.125; lk2=0.858;
alphaw2=atan((yw4-yw1)/(xw4-xw1));

theta=2*600*pi*t/60+9.76396;
l5=sqrt(l1^2+l4^2-2*l1*l4*cos(pi-alpha2+theta));
alpha1=atan(l1*sin(alpha2-theta)/(l4+l1*cos(alpha2-theta)));
alpha3=acos((l3^2+l5^2-l2^2)/(2*l3*l5));
phi=pi/2-(alpha2+alpha3-alpha1);
```

```

x5=x4+l6*sin(phi);
y5=y4-l6*cos(phi);
alpha51=alpha5+alpha0+alpha;
x9=x5-l7*cos(alpha51);
y9=y5-l7*sin(alpha51);
l10=sqrt((x0-x9)^2+(y0-y9)^2);
l11=sqrt((x10-x9)^2+(y10-y9)^2);
alphan11=asin((y9-y0)/l10);
alphan1=acos(r/l10)-alphan11;
alphan21=asin((y9-y10)/l11);
alphan2=acos(r/l11)-alphan21;
xt1=x9+r*cos(alphan1);
yt1=y9+r*sin(alphan1);
xt2=x9-r*cos(alphan2);
yt2=y9+r*sin(alphan2);

lj=sqrt((x0-xt1)^2+(y0-yt1)^2)+sqrt((x10-xt2)^2+(y10-yt2)^2)+r*(pi-alphan1-alphan2);
%动态经纱长度
lb=17*cos(alpha51-(alphan1-alphan2)/2);

thetaw=2*600*pi*t/60+thetawmin+theta0;
lw5=sqrt((lw1^2+lw4^2-2*lw1*lw4*cos(thetaw+alphaw2)));
alphaw1=atan(lw1*sin(pi-alphaw2-thetaw)/(lw4+lw1*cos(pi-alphaw2-thetaw)));
alphaw3=acos((lw3^2+lw5^2-lw2^2)/(2*lw3*lw5));
alphaw5=2*pi-(pi-alphaw2+alphaw3-alphan1+alphaw4);
xw5=xw4+lw6*cos(alphaw5);
lambdaw=heaviside(xw5-x0)*(xw5-x0);
beta=mod(2*600*pi*t/60+beta0+theta0,2*pi);

if beta>=0 && beta<beta1
    h=H/2*sin(pi*beta/(2*beta1));
elseif beta>=beta1 && beta<=beta1+beta2
    h=H/2;
else h=H/2*sin(pi*(beta-beta1-beta2)/(2*beta1)+pi/2);
end
% 定义上下层经纱开口高度h

lambdak1=sqrt((lk1+lambdaw)^2+h^2)-lk1;
lambdak2=sqrt((lk2^2+h^2)-lk2);
lambda=lambdak1+lambdak2;
% 由开口及打纬造成的经纱形变量lambda
deltalj=lambda-(lj0-lj);
%动态总经纱形变量

```

```
fj=kj*deltaj;  
%动态经纱张力  
mj=2*fj*lb*cos((alpat1+alpat2)/2)+G*(x5-x9);  
%动态经纱张力矩  
mjf=[fj;mj];
```


程序二: 含线性阻尼器后梁系统仿真试验中的被控对象模块的s 函数, 函数文件名slfun。

```
function [sys,x0,str,ts] = slsfun(t,x,u,flag)
%SFUNTMPL General M-file S-function template
% The general form of an M-File S-function syntax is:
% [SYS,X0,STR,TS] = SFUNC(T,X,U,FLAG,P1,...,Pn)
switch flag,
    % Initialization %
    case 0,
        [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes;
    % Derivatives %
    case 1,
        sys=mdlDerivatives(t,x,u);
    case 2,
        sys=mdlUpdate(t,x,u);
    case 3,
        sys=mdlOutputs(t,x,u);
    case 4,
        sys=mdlGetTimeOfNextVarHit(t,x,u);
    case 9,
        sys=mdlTerminate(t,x,u);
    otherwise
        error(['Unhandled flag = ',num2str(flag)]);
end
% end sfuntmpl
% mdlInitializeSizes
%
function [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes
sizes = simsizes;
sizes.NumContStates = 2;
sizes.NumDiscStates = 0;
sizes.NumOutputs = 1;
sizes.NumInputs = 1;
sizes.DirFeedthrough = 0;
sizes.NumSampleTimes = 1; % at least one sample time is needed
sys = simsizes(sizes);
% initialize the initial conditions
x0 = [0;0];
% str is always an empty matrix
str = [];
% initialize the array of sample times
ts = [0 0];
% end mdlInitializeSizes
```

```
% mdlDerivatives
function sys=mdlDerivatives(t,x,u)
dx(1)=x(2);
dx(2)=1/0.9295*(u-2*59878*0.18*(x(1)+0.004)*0.18-16.434*x(2));
sys = dx;
% end mdlDerivatives
% mdlUpdate
% Handle discrete state updates, sample time hits, and major time step
% requirements.
function sys=mdlUpdate(t,x,u)
sys = [];
% end mdlUpdate
% mdlOutputs
% Return the block outputs.
function sys=mdlOutputs(t,x,u)
sys = x(1);
% end mdlOutputs
% mdlInitializeSizes.
function sys=mdlGetTimeOfNextVarHit(t,x,u)
sampleTime = 1; % Example, set the next hit to be one second later.
sys = t + sampleTime;
% end mdlGetTimeOfNextVarHit
% mdlTerminate
% Perform any end of simulation tasks.
function sys=mdlTerminate(t,x,u)
sys = [];
% end mdlTerminate
```

程序三: 含磁流变阻尼器后梁系统仿真试验中的被控对象模块的s 函数, 函数文件名slfun1。

```
function [sys,x0,str,ts] = slsfun(t,x,u,flag)
% The following outlines the general structure of an S-function.
%
switch flag,
    case 0,
        [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes;
    case 1,
        sys=mdlDerivatives(t,x,u);
    case 2,
        sys=mdlUpdate(t,x,u);
    case 3,
        sys=mdlOutputs(t,x,u);
    case 4,
        sys=mdlGetTimeOfNextVarHit(t,x,u);
    case 9,
        sys=mdlTerminate(t,x,u);
    otherwise
        error(['Unhandled flag = ',num2str(flag)]);

end
% end sfuntmpl
% mdlInitializeSizes
function [sys,x0,str,ts]=mdlInitializeSizes
    sizes = simsizes;
    sizes.NumContStates = 2;
    sizes.NumDiscStates = 0;
    sizes.NumOutputs = 1;
    sizes.NumInputs = 2;
    sizes.DirFeedthrough = 0;
    sizes.NumSampleTimes = 1; % at least one sample time is needed
    sys = simsizes(sizes);
% initialize the initial conditions
x0 = [0;0];
% str is always an empty matrix
str = [];
% initialize the array of sample times
ts = [0 0];
% end mdlInitializeSizes
function sys=mdlDerivatives(t,x,u)
dx(1)=x(2);
```

```
dx(2)=1/0.9295*(u(1)-2*59878*0.18*(x(1)+0.004)*0.18-u(2)*0.245*2);
sys = dx;
%设定状态变量x,
% end mdlDerivatives
function sys=mdlUpdate(t,x,u)
sys = [];
% end mdlUpdate

% mdlOutputs
function sys=mdlOutputs(t,x,u)
sys = x(1);
%设定输出为即后梁摆角
% end mdlOutputs
% mdlGetTimeOfNextVarHit
function sys=mdlGetTimeOfNextVarHit(t,x,u)
sampleTime = 1; % Example, set the next hit to be one second later.
sys = t + sampleTime;
% end mdlGetTimeOfNextVarHit
% mdlTerminate
function sys=mdlTerminate(t,x,u)
sys = [];
% end mdlTerminate
```

附录二 后梁系统动力学模型简化详细过程

由于后梁系统动力学模型过于复杂，需要一定的简化处理，才能便于非线性分析。首先通过maple数学软件建立完整的后梁数学模型，其次以转速为840r/min为例，对后梁系统进行化简。

```

> restart;
omega := (1/60)*(2*Pi*840);
x0 := .56037; y0 := .94177; x4 := -.345; y4 := 1.095; x8 := -.33; y8 := .46;
x1 := 0.871e-1; y1 := .8097; x6 := -.525; y6 := 1.19;
c := 136.9; r := .1135*1/2; l6 := 0.7e-1;
l7 := sqrt(0.5e-1^2+0.75e-1^2); l8 := .18; l9 := .245; alpha0 := 0;
l1 := 0.6e-2; l2 := l1+.41784; l3 := .215; n := 600; thetamin := 3.306;
R := .4;
fj0 := 250*9.807; ks := 59878; G := 96.5*9.807; kj := 369670;
theta0 := 300*Pi*1/180; beta0 := 70*Pi*1/180; aslo := 0.4e-2;
j := .92950812; x10 := -.671247; y10 := .668688;
l4 := sqrt((x4-x1)^2+(y4-y1)^2);
alpha2 := arctan((y4-y1)/(x1-x4));
alpha4 := evalf(arctan((37/2+100-7)*1/180));
alpha5 := arctan(0.5e-1/(0.75e-1));
theta := t->omega*t+9.76396;
l5 := t->sqrt(l1^2+l4^2-2*l1*l4*cos(Pi-alpha2+theta(t)));
alpha1 := t->arctan(l1*sin(alpha2-theta(t))/(l4+l1*cos(alpha2-theta(t))));
alpha3 := t->arccos((1/2)*(l3^2+l5(t)^2-l2^2)/(l3*l5(t)));
phi := t->(1/2)*Pi-alpha2-alpha3(t)+alpha1(t);
phi0 := evalf(phi((thetamin-9.76396)/omega));
#定义松经摇臂摆角的函数 phi(t)

> xw4 := .510; yw4 := .750;
xw1 := .5; yw1 := .585;
lw1 := 0.36e-1; lw2 := 0.6e-1; lw3 := .17; lw6 := .19827;
thetawmin := 3.4453; lw := 0.3e-2;
beta1 := 165*Pi*1/180; beta3 := beta1; beta2 := 2*Pi-2*beta1;
H := 0.75e-1; lk1 := .125; lk2 := .858;
alphaw4 := 158.91*Pi*1/180;
alphaw2 := arctan((yw4-yw1)/(xw4-xw1));
lw4 := sqrt((xw1-xw4)^2+(yw1-yw4)^2);
thetaw := t->omega*t+thetawmin+theta0;
lw5 := t->sqrt(lw1^2+lw4^2-2*lw1*lw4*cos(thetaw(t)+alphaw2));
alphaw1:=

```

```

t->arctan(lw1*sin(Pi-alphaw2-thetaw(t))/(lw4+lw1*cos(Pi-alphaw2-thetaw(t))));
alphaw3 := t->arccos((1/2)*(lw3^2+lw5(t)^2-lw2^2)/(lw3*lw5(t)));
alphaw5 := t->Pi+alphaw2-alphaw3(t)+alphaw1(t)-alphaw4 ;
xw5 := t->xw4+lw6*cos(alphaw5(t));
lambdaw :=t->(xw5(t)-x0)*Heaviside(xw5(t)-x0);
beta :=t-> piecewise(0 <= t and t < (4*Pi-beta0-theta0)/omega,
omega*t+beta0+theta0-2*Pi, (4*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t <
(6*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-4*Pi, (6*Pi-beta0-theta0)/omega
<= t and t < (8*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-6*Pi,
(8*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t < (10*Pi-beta0-theta0)/omega,
omega*t+beta0+theta0-8*Pi, (10*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t <
(12*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-10*Pi,
(12*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t < (14*Pi-beta0-theta0)/omega,
omega*t+beta0+theta0-12*Pi, (14*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t <
(16*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-14*Pi,
(16*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t < (18*Pi-beta0-theta0)/omega,
omega*t+beta0+theta0-16*Pi, (18*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t <
(20*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-18*Pi,
(20*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t < (22*Pi-beta0-theta0)/omega,
omega*t+beta0+theta0-20*Pi, (22*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t <
(24*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-22*Pi,
(24*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t < (26*Pi-beta0-theta0)/omega,
omega*t+beta0+theta0-24*Pi, (26*Pi-beta0-theta0)/omega <= t and t <
(28*Pi-beta0-theta0)/omega, omega*t+beta0+theta0-26*Pi) ;

```

定义函数 $\beta(t)$

```

h :=t->piecewise(0 <= beta(t) and beta(t) < beta1,(1/2)*H*sin((1/2)*Pi*beta(t)/beta1),
beta1 <= beta(t) and beta(t) <= beta1+beta2, (1/2)*H, beta1+beta2 <= beta(t) and beta(t)
< 2*Pi, (1/2)*H*sin((1/2)*Pi*(beta(t)-beta1-beta2)/beta1+(1/2)*Pi));

```

定义梭口高度 $h(t)$

```

lambdak1 := t->sqrt((lk1+lambdaw(t))^2+h(t)^2)-lk1 ;
lambdak2 := t->sqrt((lk2^2+h(t)^2)-lk2 ;
lambda :=t->lambdak1(t)+lambdak2(t) ;

```

定义松经装置的松经量函数 $\lambda(t)$

```

> x5 := x4+l6*sin(phi);
y5 := y4-l6*cos(phi);
alpha51 := alpha5+alpha0+alpha;

```

```

x9 := x5-17*cos(alpha51);
y9 := y5-17*sin(alpha51);
l10 := sqrt((x0-x9)^2+(y0-y9)^2);
alpha6 := arctan((x8-x9)/(y9-y8));
l12 := sqrt((x9-x8)^2+(y9-y8)^2);
alpha7 := arccos((R-r)/l12);
l11 := sqrt((x10-x9)^2+(y10-y9)^2);
alphan1 := arcsin((y9-y0)/l10);
alphan1 := arccos(r/l10)-alphan1;
alphan21 := arcsin((y9-y10)/l11);
alphan2 := arccos(r/l11)-alphan21;
xt1 := x9+r*cos(alphan1);
yt1 := y9+r*sin(alphan1);
xt2 := x9-r*cos(alphan2);
yt2 := y9+r*sin(alphan2);
lj :=
sqrt((x0-xt1)^2+(y0-yt1)^2)+sqrt((x10-xt2)^2+(y10-yt2)^2)+r*(Pi-alphan1-alphan2);
lj0 := subs(phi=phi0, alpha=0, lj);
lb := 17*cos(alpha51-(alphan1-alphan2)*1/2);
ms := 2*ks*(18*(alpha(t)+alpha0)+aslo)*18;
Deltalj := lambda-lj0+lj;
fj := kj*Deltalj;
mj := 2*fj*lb*cos((alphan1+alphan2)*1/2)+G*(x5-x9);
#写出后梁经纱张力矩 Mj表达式

```

- 对后梁系统的简化主要是对经纱张力矩的简化，-在得到经纱张力矩表达式的基础上，对经纱张力矩做二元泰勒展开，展开至第四项，即 α^3 项，得到如下形式

$$> mj1 := mtaylor(mj, [phi = \phi0, alpha = 0], 4);$$

$$\begin{aligned}
 mj1 := & 34963.76301 \lambda + 70.97812561 + (-4236.075646 \lambda \\
 & - 1072.538714) (\phi - 0.037557125) + (-3354.226881 \\
 & - 12462.76417 \lambda) \alpha + (2758.336391 \lambda \\
 & + 1459.770519) (\phi - 0.037557125)^2 + (1183.608957 \\
 & - 2483.490757 \lambda) \alpha (\phi - 0.037557125) \\
 & + (1732.622228 - 20560.86498 \lambda) \alpha^2 + (1044.513380 \lambda \\
 & - 171.8044149) (\phi - 0.037557125)^3 + (1568.923543 \lambda \\
 & - 968.1449161) \alpha (\phi - 0.037557125)^2 \\
 & + (4251.750216 \lambda + 768.8384136) \alpha^2 (\phi \\
 & - 0.037557125) + (5775.404888 \lambda + 2390.696446) \alpha^3
 \end{aligned}$$

再分别提取展开式的 α^0 、 α^1 、 α^2 、 α^3 项的系数表达式 p 、 q 、 v 、 u ，可发现其主要是与 λ 和 ϕ 有关，而 λ 和 ϕ 都是关于 t 的函数，所以可设 p 、 q 、 v 、 u 皆为关于时间 t 的函数。

```
> p := coeff(mj1, alpha, 1);
q := coeff(mj1, alpha, 0);
v := coeff(mj1, alpha, 2);
u := coeff(mj1, alpha, 3);
```

$$p := -3354.226881 - 12462.76417 \lambda + (1183.608957 - 2483.490757 \lambda) (\phi - 0.037557125) + (1568.923543 \lambda - 968.1449161) (\phi - 0.037557125)^2$$

$$q := 34963.76301 \lambda + 70.97812561 + (-4236.075646 \lambda - 1072.538714) (\phi - 0.037557125) + (2758.336391 \lambda + 1459.770519) (\phi - 0.037557125)^2 + (1044.513380 \lambda - 171.8044149) (\phi - 0.037557125)^3$$

$$v := 1732.622228 - 20560.86498 \lambda + (4251.750216 \lambda + 768.8384136) (\phi - 0.037557125)$$

$$u := 5775.404888 \lambda + 2390.696446$$

```
>p:= -3354.226881+(-1)*12462.76417*lambda(t)+((-1)*2483.490757*lambda(t)+1183.608)*(phi(t)-0.037557125)+(-968.1449161+1568.923542*lambda(t))*(phi(t)-0.037557125)^2;
```

```
q:= 34963.76301*lambda(t)+70.97812561+((-1)*4236.075*lambda(t)-1072.538)*(phi(t)-0.037557125)+(1459.770518+2758.336391*lambda(t))*(phi(t)-0.037557125)^2+(1044.513380*lambda(t)-171.8044145)*(phi(t)-0.037557125)^3;
```

```
v:=1732.622228+(-1)*20560.86498*lambda(t)+(768.8384133+4251.750215*lambda(t))*(phi(t)-0.037557125);
```

```
u:=5775.404888*lambda(t)+2390.696448;
```

由于 $\lambda(t)$ 和 $\phi(t)$ 本身都是比较复杂的函数，直接积分难以得出结果，故采用龙贝格数值积分方法，在一周期内来分别求 $p(t)$ 、 $q(t)$ 、 $v(t)$ 、 $u(t)$ 的傅立叶展开式。

```
> rombeg:=proc(f,tol,mg::(name=range))
local a,b,h,sum,n,delt,x,i,j,k,R;
a:=lhs(rhs(mg)); b:=rhs(rhs(mg));
n:=1; h:=b-a; delt:=1; x:=a; k:=0;
R:=array(1..16,1..16); R[1,1]:=(1/2)*h*(f(a)+f(b));
while delt>tol do
k:=k+1; h:=h/2; sum:=0;
```



```

for j from 1 to n do
  x:=a+h*(2*j-1);
  sum:=sum+f(x);
end do;
R[k+1,1]:=R[k,1]/2+h*sum; n:=2*n;
for i from 1 to k do
  R[k+1,i+1]:=((4^i)*R[k+1,i]-R[k,i])/(4^i-1);
end do;
delt:=evalf(abs(R[k+1,k+1]-R[k+1,k]));
if k=16 then break end if;
end do ;
sum:=R[k+1,k+1];
sum;
end proc:
# 定义龙贝格数值积分函数

```

首先在一周期内求 $p(t)$ 的傅立叶展开式, 求出其基波幅值及 1~8 次谐波幅值。

```

> a0 := evalf(rombeg(p, 0.1e-4, t = 2*Pi/omega .. 4*Pi/omega)/l);
g := t->p(t)*cos(t);
g1 := t->p(t)*cos(2*t);
g2 := t->p(t)*cos(3*t);
g3 := t->p(t)*cos(4*t);
g4 := t->p(t)*cos(5*t);
g5 := t->p(t)*cos(6*t);
g6 := t->p(t)*cos(7*t);
g7 := t->p(t)*cos(8*t);

ac1:= evalf(rombeg(g, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac2:= evalf(rombeg(g1, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac3:= evalf(rombeg(g2, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac4:= evalf(rombeg(g3, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac5:= evalf(rombeg(g4, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac6:= evalf(rombeg(g5, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac7:= evalf(rombeg(g6, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
ac8:= evalf(rombeg(g7, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
G :=t->p(t)*sin(t);
G1 :=t->p(t)*sin(2*t);
G2 :=t->p(t)*sin(3*t);
G3 :=t->p(t)*sin(4*t);
G4 :=t->p(t)*sin(5*t);
G5 :=t->p(t)*sin(6*t);
G6 :=t->p(t)*sin(7*t);
G7 :=t->p(t)*sin(8*t);

```

```

as1 := evalf(rombeg(G, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as2 := evalf(rombeg(G1, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as3 := evalf(rombeg(G2, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as4 := evalf(rombeg(G3, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as5 := evalf(rombeg(G4, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as6 := evalf(rombeg(G5, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as7 := evalf(rombeg(G6, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
as8 := evalf(rombeg(G7, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);

```

```

a1 := sqrt(ac1^2+as1^2); a2 := sqrt(ac2^2+as2^2);
a3 := sqrt(ac3^2+as3^2); a4 := sqrt(ac4^2+as4^2);
a5 := sqrt(ac5^2+as5^2); a6 := sqrt(ac6^2+as6^2);
a7 := sqrt(ac7^2+as7^2); a8 := sqrt(ac8^2+as8^2);

```

运行计算得结果如下

```

a1 := 6732.532103
a2 := 6728.241434
a3 := 6721.093929
a4 := 6711.095002
a5 := 6698.252217
a6 := 6682.575301
a7 := 6664.076130
a8 := 6642.768700

```

再在一周期内求 $q(t)$ 的傅立叶展开式，并求出其基波幅值及 1~8 次谐波幅值。

```

> b0 := evalf(rombeg(q, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f:= t-> q(t)*cos(t); bc1:= evalf(rombeg(f, 0.1e-2, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f1:= t-> q(t)*cos(2*t); bc2 := evalf(rombeg(f1, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f2 := t->q(t)*cos(3*t); bc3 := evalf(rombeg(f2, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f3 := t-> q(t)*cos(4*t); bc4 := evalf(rombeg(f3, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f4 := t-> q(t)*cos(5*t); bc5 := evalf(rombeg(f4, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f5 := t->q(t)*cos(6*t); bc6 := evalf(rombeg(f5, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f6 := t-> q(t)*cos(7*t); bc7 := evalf(rombeg(f6, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
f7 := t->q(t)*cos(8*t); bc8 := evalf(rombeg(f7, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);

```

```

F := t->q(t)*sin(t); bs1 := evalf(rombeg(F, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F1 := t->q(t)*sin(2*t); bs2 := evalf(rombeg(F1, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F2 := t->q(t)*sin(3*t); bs3 := evalf(rombeg(F2, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F3 := t->q(t)*sin(4*t); bs4 := evalf(rombeg(F3, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F4 := t->q(t)*sin(5*t); bs5 := evalf(rombeg(F4, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F5 := t->q(t)*sin(6*t); bs6 := evalf(rombeg(F5, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F6 := t->q(t)*sin(7*t); bs7 := evalf(rombeg(F6, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
F7 := t->q(t)*sin(8*t); bs8 := evalf(rombeg(F7, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);

```

```

b1 := sqrt(bc1^2+bs1^2); b2 := sqrt(bc2^2+bs2^2);
b3 := sqrt(bc3^2+bs3^2); b4 := sqrt(bc4^2+bs4^2);
b5 := sqrt(bc5^2+bs5^2); b6 := sqrt(bc6^2+bs6^2);
b7 := sqrt(bc7^2+bs7^2); b8 := sqrt(bc8^2+bs8^2);

```

运算得结果如下

```

b1 := 336.3197513
b2 := 336.1688451
b3 := 335.9174469
b4 := 335.5657237
b5 := 335.1264203
b6 := 334.5802717
b7 := 333.9356538
b8 := 333.1929806

```

其次求一周期内求 $v(t)$ 的傅立叶展开式,并求出其基波幅值及1~8次谐波幅值。

```

> c0:=evalf(rombeg(v, 0.1e-3, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z:=t->v(t)*cos(t); vc1 := evalf(rombeg(z, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z1:=t->v(t)*cos(2*t);vc2:=evalf(rombeg(z1, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z2:=t->v(t)*cos(3*t);vc3:=evalf(rombeg(z2, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z3:=t->v(t)*cos(4*t);vc4:=evalf(rombeg(z3, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z4:=t->v(t)*cos(5*t);vc5:=evalf(rombeg(z4, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z5:=t->v(t)*cos(6*t);vc6:=evalf(rombeg(z5, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z6:=t->v(t)*cos(7*t);vc7:=evalf(rombeg(z6, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
z7:=t->v(t)*cos(8*t);vc8:=evalf(rombeg(z7, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);

zs:=t->v(t)*sin(t); vs1 := evalf(rombeg(zs, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs1:=t->v(t)*sin(2*t);vs2:=evalf(rombeg(zs1, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs2:=t->v(t)*sin(3*t);vs3:=evalf(rombeg(zs2, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs3:=t->v(t)*sin(4*t);vs4:=evalf(rombeg(zs3, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs4:=t->v(t)*sin(5*t);vs5:=evalf(rombeg(zs4, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs5:=t->v(t)*sin(6*t);vs6:=evalf(rombeg(zs5, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs6:=t->v(t)*sin(7*t);vs7:=evalf(rombeg(zs6, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs7:=t->v(t)*sin(8*t);vs8:=evalf(rombeg(zs7, 0.1e-4, t = 0 .. 2*Pi/omega)/l);

d1 := sqrt(vc1^2+vs1^2); d2 := sqrt(vc2^2+vs2^2);
d3 := sqrt(vc3^2+vs3^2); d4 := sqrt(vc4^2+vs4^2);
d5 := sqrt(vc5^2+vs5^2); d6 := sqrt(vc6^2+vs6^2);
d7 := sqrt(vc7^2+vs7^2); d8 := sqrt(vc8^2+vs8^2);

```

```

d0 := 3361.976815
d1 := 21.43361712
d2 := 21.41975582

```

```
d3 := 21.39664996
d4 := 21.36432660
d5 := 21.32281061
d6 := 21.27213387
d7 := 21.21233543
d8 := 21.14333503
```

最后求一周期内 $u(t)$ 的傅立叶展开式,并求出其基波幅值及1~8次谐波幅值。

```
> c0:=evalf(rombeg(u, 0.1e-3, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z:=t->u(t)*cos(t); uc1:=evalf(rombeg(z, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z1:=t->u(t)*cos(2*t);uc2:=evalf(rombeg(z1, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z2:=t->u(t)*cos(3*t);uc3:=evalf(rombeg(z2, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z3:=t->u(t)*cos(4*t);uc4:=evalf(rombeg(z3, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z4:=t->u(t)*cos(5*t);uc5:=evalf(rombeg(z4, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z5:=t->u(t)*cos(6*t);uc6:=evalf(rombeg(z5, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z6:=t->u(t)*cos(7*t);uc7:=evalf(rombeg(z6, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
z7:=t->u(t)*cos(8*t);uc8:=evalf(rombeg(z7, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs:=t->u(t)*sin(t); us1:=evalf(rombeg(zs, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs1:=t->u(t)*sin(2*t);us2:=evalf(rombeg(zs1, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs2:=t->u(t)*sin(3*t);us3:=evalf(rombeg(zs2, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs3:=t->u(t)*sin(4*t);us4:=evalf(rombeg(zs3, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs4:=t->u(t)*sin(5*t);us5:=evalf(rombeg(zs4, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs5:=t->u(t)*sin(6*t);us6:=evalf(rombeg(zs5, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs6:=t->u(t)*sin(7*t);us7:=evalf(rombeg(zs6, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
zs7:=t->u(t)*sin(8*t);us8:=evalf(rombeg(zs7, 0.1e-4, t=0 .. 2*Pi/omega)/l);
```

```
c1 := sqrt(uc1^2+us1^2); c2 := sqrt(uc2^2+us2^2);
c3 := sqrt(uc3^2+us3^2); c4 := sqrt(uc4^2+us4^2);
c5 := sqrt(uc5^2+us5^2); c6 := sqrt(uc6^2+us6^2);
c7 := sqrt(uc7^2+us7^2); c8 := sqrt(uc8^2+us8^2);
```

运行计算结果如下

```
c0 := 4823.169358
c1 := 34.29378738
c2 := 34.27160933
c3 := 34.23463990
c4 := 34.18292256
c5 := 34.11649693
c6 := 34.03541422
c7 := 33.93973661
c8 := 33.82933603
```

对 $p(t)$ 、 $q(t)$ 、 $v(t)$ 、 $u(t)$ 的傅立叶展开式进行相应取舍,即可把后梁系统动力学模型简化到一定形式,便于非线性振动分析。

致 谢

经过一年半多的努力，终于完成了毕业论文的撰写工作。从课题的确立到理论的积累，再到论文的撰写，中间经历了很多。有时候走了弯路，有时候产生了松懈思想，这些都对毕业课题的完成产生了影响。而论文的最终完成，离不开师长、同学及家人和朋友的帮助，在此向他们致以最真挚的感谢！

首先，我要感谢我的导师——冯志华教授，尽管已经过去，仍能清晰的记得他如何引导我学习相关理论、查找外文资料、在课题苦无头绪时寻找突破点。他以他的严谨的学风、精益求精的态度、正直高尚的品德影响着他所有的学生。作为老师，他教给我们的不仅仅是知识，更重要的是求知及解决问题的方法，以及做人的道理。而作为学生的我们更是受益终生。

在本文的工作中，我得到了王斯勇、张科等同学，郭杰、杨晓平、梁林祖、徐世强等师兄的大力帮助，另外还要感谢吕凡、路翔飞、孙中奎、唐银萍、杨晔、刘丁丁、谭保辉等师弟师妹，在论文的撰写中给予了宝贵意见。

同时，也要感谢家人和女友的一路支持与鼓励。正是远在千里之外的家人的精神与经济上的支持，以及女友的鼓励与同甘共苦，增强了我的信心与动力，促使我顺利完成目标。

最后，再次向所有对本文的工作提供帮助的人表示诚挚的谢意！

孙 浪

2010年4月于苏州大学