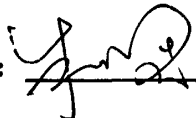




原创性声明

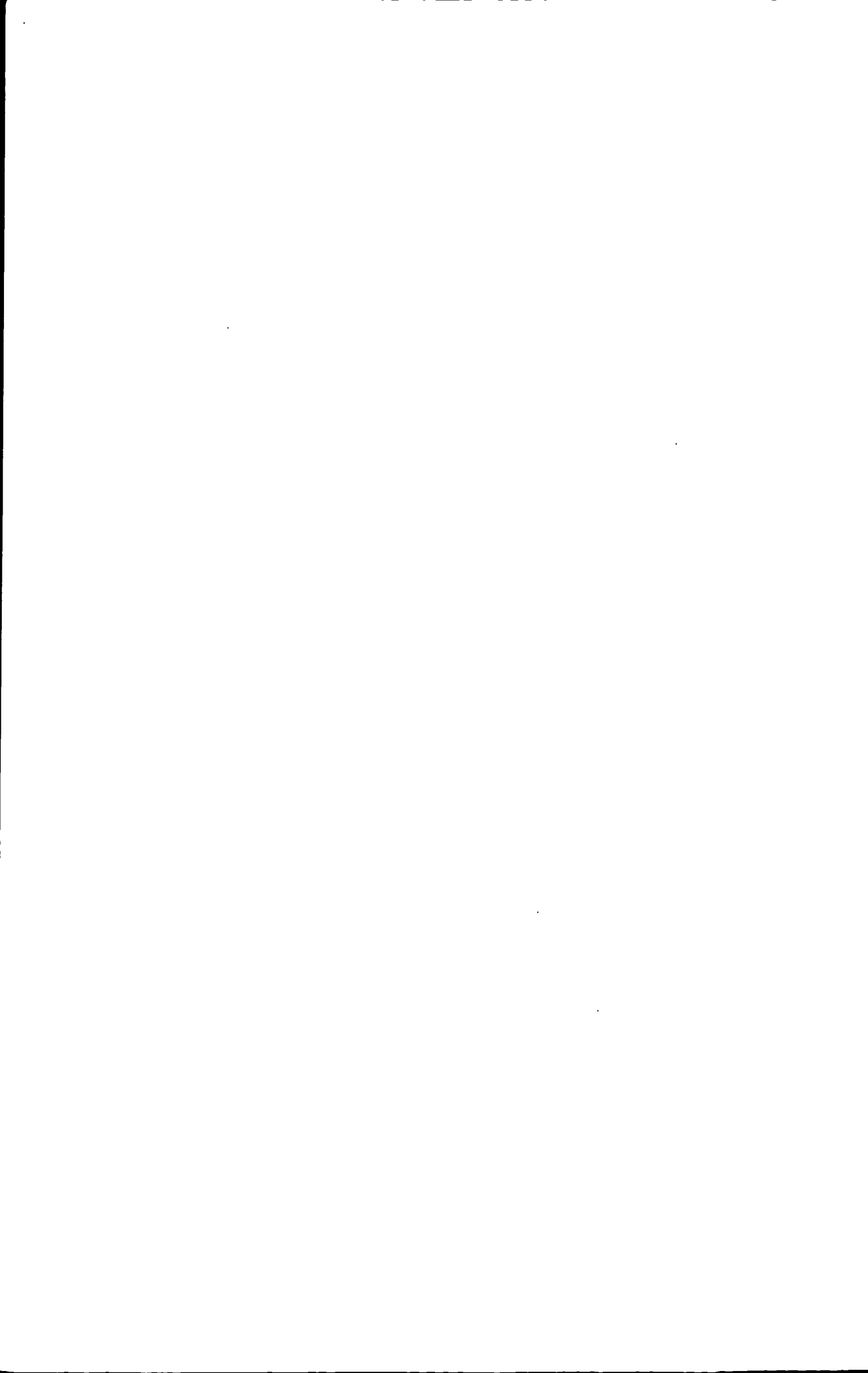
本人声明，所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了论文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得中南大学或其他单位的学位或证书而使用过的材料。与我共同工作的同志对本研究所作的贡献均已在论文中作了明确的说明。

作者签名： 日期：2011年5月18日

关于学位论文使用授权说明

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

作者签名： 导师签名： 日期：2011年5月18日



摘要

井下装载机是专门为地下无轨采矿作业设计的一种矮车身,中央铰接,前端装载的铲、运、卸联合作业设备。目前它的传动系统均采用装有液力变矩器的液力机械传动系统,众所周知,变矩器效率低(50%~85%),井下作业环境恶劣,工况变化频繁,为了提高井下装载机的作业效率和动力性能,需对井下装载机进行频繁换挡。然而频繁换挡既要增加操作者的劳动强度,又会造成换挡不及时的问题。为了提高井下装载机的作业效率,减轻工人的劳动强度,有必要对井下装载机采用智能换挡技术,论文以某型号井下柴油装载机为研究对象,对其进行了以下研究:

1、系统地分析了液力传动系统各部件工作特性,并在此基础上建立了井下装载机液力传动系统各部件的数学模型。针对目前发动机调速数学模型存在不可导的缺陷,引入了一种连续可导的发动机动态数学模型。并对井下装载机在作业和行驶过程中各种阻力进行了分析计算,推导出了井下装载机液力机械传动系统的动力学方程。

2、系统的论述了井下装载机液力传动系统匹配计算的基本理论,并以此为基础对某型号的井下柴油装载机进行了匹配计算。从节能的角度出发,在对井下装载机节能换挡规律进行了较为深入的研究的基础上,提出了以柴油机转速和车速为换挡控制参数的节能智能换挡和以油门开度、转向油泵压力、车速为换挡控制参数的动力性换挡两种智能换挡规律。

3、在 MATLAB/SIMULINK 工作环境中,建立了井下装载机智能换挡控制系统的仿真模型,在对不同智能换挡控制策略研究分析的基础上,采用改进后的反向传播神经网络算法的智能换挡控制策略,对所建立的井下装载机仿真模型进行了仿真。仿真结果表明基于改进的反向传播神经网络算法的井下装载机智能换挡控制系统是可行的,能够保证井下装载机传动系统经常工作在变矩器的高效区,从而达到节能的目的。

4、以 2 立方井下柴油装载机为实验对象,对其进行了牵引力和速度测试实验,对传动系统匹配计算的结果进行实验验证。

关键字: 井下装载机, 液力传动系统, 匹配计算, 智能换挡, 神经网络

ABSTRACT

Scraper is a kind of equipment specially designed for the underground trackless mining operations, which combines shoveling, shipping and discharging in it. Its body is short and hinged in central. Currently, its transmission system is constituted of hydraulic mechanical transmission with torque converter. As it is known to all, the torque converter's efficiency is low (usually from 50% to 85%), the underground work environment is severe and the work condition changes frequently. In order to improve the work efficiency and the dynamic performance of the Scraper, it is necessary to shift frequently. But frequent operations of shifting would increase the labor intensity and cause the problem of not shifting in time. In order to improve the efficiency of operations and reduce the labor intensity, it is necessary to adopt automatic transmission technology in Scraper. This paper takes a certain type of underground diesel loader as research object. The main content includes:

1 The work characteristics of the various components of the hydraulic transmission system have been systematically analyzed. Based on this, the mathematical model of components of the underground loader hydraulic transmission system was established. Aiming at the present disadvantages of non-leading of the engine's speed regulation mathematical model, a continuous differentiable dynamic mathematical model of the engine was introduced. And all kinds of resistance force underground in the process of working and moving was analyzed and calculated, then the dynamic equations of hydraulic mechanical transmission system was deduced.

2 The basic theory of matching calculations of hydraulic transmission system of Scraper was systematically introduced, and the matching calculation of a certain type of Scraper was done. From the view of energy saving, two intelligent shift laws have been proposed based on a more in-depth study of energy shift law of Scraper. One took the speed of the engine and the speed of the vehicle as controlling parameters, and another one took throttle angle, the pressure of the steering pump and the speed of the vehicle as controlling parameters.

3 In MATLAB/SIMULINK environment, the simulation system of automatic shift for the Scraper was established and the simulation was carried out, which used the improved back propagation neural network algorithm of intelligent shift control strategy based on the analysis of different intelligent shift control strategy. The simulation results showed that the Scraper intelligent shift control system based on improved back propagation neural network algorithm is feasible and the intelligent shift control system of the Scraper can ensure the transmission system of the Scraper often work in highly efficient area of the converter in order to achieve the purpose of saving energy.

4 By taking 2 cubic Scraper for experimental object, the experiment of traction force and speed was carried on, and the matching calculations of the transmission system were verified.

KEYWORDS: scraper, hydraulic transmission system, matching calculation, intelligent shift, neural networks.

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
目 录.....	V
第一章 绪论.....	1
1.1 井下装载机简介.....	1
1.1.1 井下装载机的特点.....	1
1.1.2 井下装载机的发展状况.....	2
1.2 自动变速技术的发展历程.....	3
1.2.1 国外自动变速技术的发展概述.....	3
1.2.2 我国自动变速技术的发展概述.....	5
1.3 工程机械自动变速技术.....	6
1.4 井下装载机自动变速技术.....	7
1.5 本文研究的主要内容.....	8
第二章 井下装载机液力传动系统建模.....	9
2.1 井下装载机液力传动系统的组成及特点.....	9
2.1.1 井下装载机动力传动系统的组成.....	9
2.1.2 井下装载机动力传动系统的特点.....	10
2.2 井下装载机动力传动系统建模.....	10
2.2.1 柴油机.....	10
2.2.2 液力变矩器.....	14
2.2.3 动力换挡变速箱.....	17
2.2.4 与柴油机共同工作.....	18
2.2.5 匹配计算与结果.....	19
2.3 井下装载机动力性分析与建模.....	22
2.3.1 井下装载机驱动力.....	22
2.3.2 井下装载机的行驶阻力.....	23
2.3.3 车辆行驶的动力学方程.....	27
2.4 本章小结.....	27
第三章 井下装载机自动换挡规律及控制方法研究.....	28
3.1 节能换挡规律.....	28
3.1.1 节能换挡规律的提出.....	28
3.1.2 节能换挡参数的选择.....	29
3.2 最佳动力性换挡规律.....	30
3.2.1 最佳动力性换挡理论的提出.....	30
3.2.2 最佳动力性换挡参数的选择.....	30
3.2.3 最佳动力性换挡规律.....	31

3.3 智能换挡智能控制系统	32
3.3.1 智能控制理论概述	32
3.3.2 本文所采用的智能控制算法	32
3.3.3 反向传播神经网络	32
3.3.4 反向传播神经网络的缺陷	32
3.3.5 反向传播神经网络算法的改进	32
3.4 本章小结	32
第四章 智能变速控制系统的计算机仿真	32
4.1 仿真技术概述	32
4.1.1 仿真技术简介	32
4.1.2 仿真软件简介	32
4.2 井下装载机自动变速系统仿真模型	32
4.2.1 传动系统总体模型建立	32
4.2.2 柴油机仿真模型	32
4.2.3 液力变矩器仿真模型	32
4.2.4 动力换挡变速箱仿真模型	32
4.2.5 车体仿真模型	32
4.2.6 工况仿真模型	32
4.2.7 控制器的仿真模型	32
4.3 仿真分析	32
4.3.1 仿真参数的设定	32
4.3.2 最佳动力性换挡仿真与分析	32
4.3.3 节能换挡仿真与分析	32
4.4 本章小结	32
第五章 实验分析	32
5.1 实验内容和目的	32
5.2 实验设备介绍	32
5.3 车速测量实验	32
5.3.1 实验方法	32
5.3.2 实验条件	32
5.3.3 实验结果	32
5.4 牵引力测量实验	32
5.4.1 实验方法	32
5.4.2 实验条件	32
5.4.3 实验结果	32
5.5 实验结果分析	32
5.6 本章小结	32
第六章 全文总结与展望	32
6.1 全文总结	32
6.2 展望	32
参考文献	65

致谢.....	70
攻读学位期间主要研究成果.....	72

第一章 绪论

汽车工业 100 多年的发展历史,主要是动力传动系统的技术史,80 年代中期又是这段历史发展过程中的一个转折点^[1]。随着科学技术的发展,计算机技术、信息技术和人工智能技术被广泛应用于现代车辆中,极大的提高了车辆的综合使用性能^[2]。传动系统是各种车辆的核心部件,实现车辆的自动变速控制是实现车辆的自动驾驶的必要条件。因此对车辆动力传动系统的自动控制研究已成为车辆研究的核心领域之一。经历了数十年的发展后,自动变速技术已经日益成熟,现在自动变速器已经被广泛地应用于各种车辆之上^[3, 4]。

工程车辆机电液一体化主要围绕两个方面的内容进行研究:一是以简化驾驶员操作,提高车辆的动力性、经济性以及作业效率、节省能源等为目的的机械、电子、液压的融合技术;二是以提高作业质量为目的的机电液一体化控制技术^[5]。

自动变速技术在工程车辆上的应用为提高工程车辆的使用效益及作业质量,改善使用性能,减轻驾驶员的劳动强度,降低对驾驶员的操作技术标准的要求等方面显示了广泛的优越性,因此工程车辆自动变速技术的研究一直是工程车辆机电液一体化研究的主要内容^[6]。工程车辆不同于普通车辆,在作业过程中,其作业环境十分恶劣,作业工况非常复杂,因此在开发工程车辆智能换档系统的时候,必须保证工程车辆自动变速系统比普通车辆的具有更强的环境适应能力。

现在欧美日等发达国家的厂家针对工程车辆智能换档的研究与应用已进行了十多年,在技术上已经取得了较大的突破。我国现阶段对自动换当系统的研究还处于起步阶段,尚未研发出产品化的工程车辆自动变速系统。一些高等院校和企业非常重视自动变速系统的研发,并对其进行了理论和试验研究^[7-11]。

本文以某公司生产的 2 立方井下柴油装载机为研究对象,针对井下装载机的作业状况,对井下装载机液力传动系统采用智能换档技术。以提高井下装载机的经济性能和动力性能为目的,分别提出了针对变矩器效率节能换档规律和针对车辆动力性能的最佳动力性换档规律,并对井下装载机智能换档液力传动系统进行了智能控制。

1.1 井下装载机简介

1.1.1 井下装载机的特点

井下装载机又叫井下铲运机,是专门为井下作业设计的一种中央铰接、前端装载的矮车身的集装、运、卸于一体的井下联合作业设备。它既可以用于采矿场的出渣、

出矿，又可以用于向低位的溜井卸矿，同时也可以向运输车或者矿车卸矿。也可以用于隧道工程等，用途十分广泛。井下装载机和其他地下装载设备相比有以下特点：

1、生产能力大，生产效率高，据有关资料介绍 2m^3 的井下柴油装载机比同条件的电耙的效率高出 1-2 倍，并且出矿成本也有所下降。对矿井建设来说，采用无轨设备开采地下矿，能加快矿山的开拓速度，是加速矿山建设的一个重要的途径。

2、机动灵活，活动范围广。井下装载机采用铰接车架，转弯半径小，适合于狭小的矿山巷道和场地的作业条件。牵引力大，爬坡能力强，以柴油机为动力，机动性强。

3、驾驶室按照人机工程学设计，改善了司机的驾驶条件，特别是电子技术和计算机技术在井下装在集中的广泛应用，使得井下装载机的自动化程度越来越高，从而大大减轻了司机的劳动强度，改善了作业环境，从而大大提高了生产效率。

1.1.2 井下装载机的发展状况

瓦格纳 (Wagner) 公司于 1958 年研发并生产出了世界上第一台井下装载机。在此之后的 60 多年里，井下装载机得到迅速的发展。井下矿山的作业环境十分恶劣，而井下装载机具有较大的灵活性和机动性、用途十分广泛、生产效率极高、生产成本很低等特点，因此井下装载机从它的产生那一天开始就得到了非常广泛的应用，并迅速发展。到上个世纪 70 年代末期，国外的井下装载机逐渐形成了系列化的产品，生产技术已趋近成熟。当时市场上的井下装载机生产厂家主要由：德国的邵普夫 (Schopf) 公司和 G.H.H 公司，美国的艾姆科 (Eimco) 公司和瓦格纳 (Wagner) 公司，日本的川崎重工、芬兰的汤姆洛克 (Tamrock) 公司、法国的乔埃 (Joy) 公司。据上世纪 90 年代初期的统计，当时世界上拥有超过 15000 台的井下装载机，现在世界井下装载机的拥有量应该更多。经过 40 多年的发展，以及井下装载机生产厂家之间激烈的竞争和合并之后，目前世界上的主要的井下装载机生产商还有山特维克·汤姆洛克 (Sandvik Tamrock) 公司、阿特拉斯·科普可·瓦格纳 (Atlas Copco Wagner) 公司、G.H.H 公司、法德洛码 (FADROMA) 公司和邵普夫 (Schopf) 公司等。

我国从 1975 年开始在地下采矿过程中使用井下装载机，当时从波兰进口了斗容为 2 立方米的 LK-1 型井下内燃装载机，由于在使用过程中，井下装载机具有较大的灵活性和机动性、用途十分广泛、生产效率极高、生产成本很低的特点。因此我国众多矿山都开始采用其进行采矿。从此我国进入了井下无轨采矿的新时期。后来冶金部又从芬兰引进了 TORO 100DH 型斗容 1.3 立方的内燃铲运机应用于有色金属矿山。

为了弥补国内生产的空缺，从上个世纪 70 年代中期开始，我国也开始进行井下装载机的研制，当时厦门工程机械厂和柳州工程机械厂分别与长沙矿山研究院进行合作开发，在原有的 ZL50 型以及 ZL40 型轮式露天装载机的基础上，对它们进行改装

和试制，并成功制造生产出 DZL50 型和 DZL40 型井下柴油装载机，并分别通过了部级鉴定。分别生产了 44 台和 33 台。这些产品在上世纪 80 年代后期均停产。

上世纪 90 年代中期以来，为了弥补大中型井下装载机在国内生产的几乎空白的局面，相关单位又研制开发出了一批具有 90 年代国外井下装载机水平的大中型井下装载机。

1990 年太原矿山机械厂身掺了 WJ-2.7 型井下柴油装载机。

1991~1992 年衡阳有色金属研究总厂分别于美国的 EIMIC 公司、Wanger 公司合作，并与金川有色公司合作制造了 10 台 928 型我国最大的井下内燃装载机；与安庆铜矿合作制造了 2 台 ST-5C 井下内燃装载机；1993 年与广东凡口铅锌矿合作制造了 6 台 ST-3.5 型井下内燃装载机；

1993 年，长沙矿山研究院与吉林冶金机械厂合作生产了 JYD-3.8 型电动井下装载机。

1995~1997 年，北京科技大学与金川金属有限公司合作，成功研制了一大批大中型井下装载机，在设计中广泛应用 CAD 技术，取得了满意的结果。采用的 CAD 技术包括：1、使用车辆液力传动系统模拟软件 NHTSS，为确定正确的开发路线提供依据；2、利用 VHTSS 软件，使传动系得到最佳匹配；3、利用 SAP5 对整机结构进行强度分析；4、利用 BDS 软件进行湿式制动器的设计。长沙矿山研究院与衡阳有色冶金机械总厂、广西高峰矿业有限公司共同研制成功了斗容为 4 立方，载重量 9500 千克的 CY-4 型井下装载机。长沙矿山研究院与南昌通用机械厂合作研制成功了 WJD-1.5 型电动井下装载机。南昌通用机械厂推出了改进型的 WJD-2 型电动井下装载机。

30 多年来，我国国产井下装载机经历了从无到有的过程，有关部门在原有基础上不断改进，现在国产井下装载机的技术也日趋成熟，并逐渐与世界同步，正日益接近西方国家的先进水平。

1.2 自动变速技术的发展历程

1.2.1 国外自动变速技术的发展概述

在上个世纪近百年的发展过程中，绝大部分汽车使用具有多个档位的可变换的手动行星齿轮变速箱^[7]。在动力传动系统的漫长的发展过程中，人们一直追求着实现其自动变速的目标。1904 年，美国 Sturtvant 兄弟根据发动机转速的变化，利用离心机构改变换挡齿轮副的啮合与脱开的状态的原理来实现换挡操作，然而由于换挡齿轮副在动作时会产生啮合弹跳，导致无法换挡。同年，出现了利用离合器、制动器等元件来实现变速的行星齿轮机构，这种机构在英国的生产的 Wilson Picher 汽车上取得了较成功的应用。随着船舶工业的发展，液力变矩器于 1906 年出现了。液力变矩器对

外界载荷具有良好的自动适应能力,能够在一定范围内根据载荷和工况的变化,实现车辆的无级调速,提高了车辆的行驶能力和舒适性。较好的满足了路面行驶车辆的要求。福特汽车公司在 1907 年出厂的车辆上大量使用的行星变速器,该行星变速器能够实现不切断动力的“动力换挡”。上个世纪 30 年代,英国利兰汽车公司的史密斯和瑞典的里斯豪姆合作,研发出了三级液力变矩器,后来公共汽车和其他车辆均广泛应用该类型的液力变矩器。美国通用公司(GMC)也开始采用了该变速器,并于 1932 将其应用于公共汽车,1937 年应用于内燃机车。

液力变矩器对外界载荷的变化具有良好的自适应能力,但是受变矩器自身结构因素和工作特性的影响,变矩器在工作过程中存在效率不高、变矩范围小的缺点。因此单个液力变矩器并没有很大的实际应用意义。为了增加动力传动系统的扭矩输出范围,提高变矩器的工作效率,需要在变矩器的后面串联一个多档位机械变速箱。这种装置早在 1940 年就被奥兹莫比尔(Oldsmobile)应用于汽车上,但那时主要用于军用汽车和客车。随着第二次世界大战的爆发,液力传动系统的研究中心从欧洲转移到美国,并在美国取得了较大的发展。作为最初批量生产的液力变速器(HYDRA-MATIC),由行星齿轮变速箱和液力耦合器组合,是现代液力变矩器的原型^[8];美国在 1942 年成功研制出一款双导轮、可闭锁的综合式两挡的液力机械变速器。1948 年到 1950 年期间,传动系统的研究进入到一个新阶段,出现了可根据油门位置和车速进行自动换挡的自动变速器^[9]。

电子技术的发展为自动变速系统的研发创造了条件。上个世纪 60 年代后期,出现了对手动机械变速器与传统的离合器的半自动控制技术,如德国 2F 的半自动变速器(Semishift),瑞典斯堪尼亚(Scania)的“CAG”,英国菲拉特(Ferrati)与福特(Ford)的电子同步变速器(ESTA)等。日本五十铃公司在自动变速系统研究中取得了突破,该公司于 1983 年最先成功研制开发出了通过电子系统控制的全机械式有级自动变速器 NAVI-5,并将其装备于 ASKA 轿车投放市场,该车以 60km/h 的速度行驶时,比普通的液力机械自动变速器节油 10%~30%,受到了广大用户的普遍欢迎。同年,美国伊顿公司也成功地实现了对重型货车的手动变速器的自动化操作,称之为“AMT”。德国 2F 公司研制的自动换挡装置实现了对变速箱的 16 个挡位的完全自动换挡,并于 1998 年装备于 Geneva 货车上。此外,雷诺(Renault)、大众(VW)、菲亚特(FIAT)、以及丰田(Toyota)等公司也都相继在自动变速技术上取得了突出的成就^[10]。

随着自动控制技术和电子技术飞速发展,自动变速技术也变得越来越完善,并在越来越多的车辆上得到应用。德国 ZF 公司生产的 4 挡(前进挡)的 2F4HP-22 液力自动变速器最先用于宝马 BMW-7 系列轿车上。从 1983 年 5 月开始,该变速箱的液力控制系统已由电子控制系统所取代。该电控系统是由德国 ZF、宝马(BMW)与博士(Bosch)三家公司合作共同开发出来的。该电控系统包括车速和发动机转速传感器、节气门位置传感器、换挡挡手柄位置传感器、强制低挡开关传感器及驱动程序等。把

传感器测得的这些参数输入到微处理器中,处理器根据预先设置的换挡策略确定出变速箱的最佳输出挡位,通过换挡机构中的换挡电磁阀控制就能实现变速箱的自动换挡。在换挡过程中,控制系统不但调节了液力回路的油压,而且通过调节发动机的节气门开度调节发动机输出转矩和转速。控制系统中储存了不同的换挡规律,驾驶员可以按照自己的使用目的来选择强调动力性的运动型和减少油耗量的经济型以及经济性和动力性兼顾的通用型换挡规律^[11]。

早期的自动变速器由于其价格高、油耗量大、效率低、因此仅仅在对行驶性能要求较高的军用车辆和高档轿车上使用。现代信息技术的发展,为自动变速器的广泛应用提供了条件,70年代以后,随着计算机和电子技术的发展以及汽车工业的进步,自动变速器的性能有了较大的提高。自动变速器在中高档轿车中得到了广泛的应用。到了90年代,自动变速箱汽车上的装备率大大提高,已发展成为机电液一体化的高技术产品。据统计:美国95%以上的城市用的客车和公共汽车装备了自动变速器,欧洲等发达国家自动变速箱的装备率也在90%以上,以生产低油耗、价格便宜、车型紧凑的经济型轿车著称的日本,其1993年生产的轿车中有75%装备了自动变速箱^[12]。由此可知采用自动变速技术已经成为现代汽车工业发展的一种趋势。

1.2.2 我国自动变速技术的发展概述

由于受战争和国情的影响,我国工业发展起步较晚,对自动变速技术的研究与国外发达国家具有较大的差距。直到上世纪50年代才在红旗CA770轿车上和内燃机车上安装了液力机械式自动变速器。上世纪90年代,随着改革开放和中国经济的迅速发展,我国的自动变速技术有了较快的发展,国内一些知名汽车生产厂家,如上海通用、上海大众、长春一汽、天津夏利等都对自动变速系统进行了相关的技术研究和产品开发。新近生产的“风神—雪铁龙”和“捷达王”等都将自动变速器作为车辆的选装部件;新近生产的“捷达王”和“风神—雪铁龙”都将自动变速器作为选装部件;“富康”已将装备了自动变速器和1.6L电喷发动机的新车投放市场;广州本田“雅阁”轿车上自动变速器已是标准配置;上海通用汽车公司的别克“世纪”轿车上配置了目前最为先进的液力自动变速器—4T65E型四挡电控自动变速驱动桥^[13]。由此可见,国产轿车上配置自动变速器也成为国产汽车发展的一种必然趋势。

随着科学技术的迅速发展,实现简单功能的产品已经不再能够满足人们的需求,人们越来越向往高智能性的产品。开发出具有智能化特征的车辆自动变速系统成为车辆发展的必然趋势,研究人员通过采用智能控制技术和检测技术来提高车辆的自动变速性能,使自动变速系统对驾驶员意图和路况变化有更好的自适应能力。

1.3 工程机械自动变速技术

将自动变速技术应用于工程车辆上,可以有效提高工程车辆的智能化和自动化水平,改善整车的操作性能,提高整车的自适应能力,减轻驾驶员的劳动强度,提高作业效率,同时降低车辆的燃油消耗率。从上世纪 80 年代开始,国外研究者们以及各大工程机械厂家相继在其产品的液力传动系统进行研究,并希望智能换挡技术上取得突破,其主要研究方向是开发变速箱智能换挡策略,以及改善变速箱的换挡品质。到目前为止,国外相关研究在以下方面取得了较大的成果: Yasushi Narita 和 Hiroshi Yamaguchi 等在液力机械自动变速系统中应用模糊控制技术取得了较好的效果^[14-21]。Oliver Nelles 在研究智能换挡技术的时候应用了自适应控制策略,也取得了较好的控制效果^[22]。Yasunori Ohkura 和 Kohei Kusaka 通过对电液控制阀机构的改造,控制离合器的接合力,从而使得换挡过程变得更加平顺^[19]; Scott A.Munns 和 John J.Moskwa 等在其论文中较为系统地阐述了建立车辆液力传动系统数学模型的原理和方法^[23]。Dennis N.Assanis 和 Andrew W.Phillips 提出了改善车辆动力性能和燃油经济性的方案,并对某型号车辆的液力机械传动系统进行了计算机仿真研究^[24]。Gamal Ahmed Elnashar 博士设计了自动变速模糊神经网络控制器,并根据设置的模糊逻辑规则和网络权值对车辆进行了计算机仿真研究^[25]。Tatsuya Ochi 和 Toshimichi Minowa 等也利用转矩估法研究了变速箱的换挡平顺性^[26]。上世纪 80 年代初,瑞典 VOLVO 公司将电子控制智能换挡变速器装配于装载机上^[27]。10 年后,部分国外企业将半自动变速器安装在工程车辆上,大大提高了其产品的竞争力。日本小松公司的 WA500-3 和 WA600-3 型装载机,可以根据不同的操纵杆位置和作业方式,在一定范围内实现变速箱的智能换挡,并且具有自动升降挡功能;美国卡特彼勒公司研制的电子控制智能换挡变速箱是一种可以对发动机—变速器—整机进行控制整体控制系统,该系统可以同时控制发动机的输出转矩和油耗等;日本川崎重工公司将智能换挡控制变速器应用于 KLD97Z 型轮式装载机,该控制器通过微型计算机判断出车速与发动机的最佳匹配速度范围,通过对变速箱的换挡电磁阀的控制,实现装载机的智能换挡,减轻了驾驶员的劳动强度,使操作变得简单方便^[28]。随着信息技术以及电子行业的不断发展,智能换挡智能控制策略必将有更加广阔的发展前景。

我国的机械行业起步较欧美发达国家晚很多,对高性能产品的研发远远落后于发达国家,随着改革开放和中国经济的发展,按照“引进—消化—吸收—改进”的原则,国内很多大型工程机械生产厂家均开始了对自动变速器的开发与研究工作。如柳工将德国 ZF 公司生产的自动变速器装配于 ZL50D 轮式装载机上,虽然这样导致了装载机价格的大幅度上升,但是由于采用智能换挡变速箱大大提高了装载机的性能,有效的提高了装载机的市场竞争力。从而引起了国内为同行企业的广泛关注。在随后的日子

里,国内同行兄弟企业纷纷效尤,山东工程机械集团也在其引进的小松 D155 推土机开发自动变速系统,大连叉车总厂将美国 CLARK 公司的 APC100 自动变速器装配于 FD420 叉车上。当前国外研究人员主要研究方向是开发变速箱智能换档策略和改善变速箱的换档品质,从而改善车辆的燃油经济性能和动力性能,提高车辆的智能化和自动化水平。我国的研究人员和学者在消化和吸收国外先进技术的同时,致力于开发具有自主知识产权的新的产品。从而增强国产产品在国际市场上的竞争力,使我国从制造业大国向制造业强国的行业迈进。到目前为止已经取得了较大的进步。吉林大学、同济大学等多家单位均在液力传动系统自动变速技术的研究中取得了较大的成果。

原吉林工业大学的卢新田博士运用了模糊控制技术对 TY320 型履带推土机进行了自动换档控制,并通过台架实验验证了该技术的可行性^[29]。而后,张勇博士在此基础上进行了进一步的研究,将模糊技术与自适应理论相结合应用于 TY320 推土机的自动变速控制,并且通过实验证明了变速系统可以对变载荷工况具有自适应能力^[30]。吉林大学龚捷博士提出了将液力变矩器控制在高效区域内,从而提高液力传动系统为目的的节能换档规律,并且通过实验室台架试验验证了该换档规律的正确性和可靠性^[31]。张志义博士分析了工程车辆的行驶参数、驾驶者特征参数、环境参数的影响,提出了模糊自动换档规律,该换档规律可以将液力变矩器控制在除最低挡左端低效率区域和最高挡右端低效率区以外的各工况下的传动效率控制在一个较高的效率范围内^[32]。陈宁博士将遗传算法和神经网络算法有效的结合起来并运用于工程车辆自动变速控制,提出了基于遗传 RBF 神经网络的工程车辆自动变速控制方案,并且在吉林大学的工程车辆电控系统试验台上进行了自动变速控制系统的验证实验^[33],为实现液力传动系统的自动变速的智能化控制做出了贡献。同济大学的洪涛在其博士论文中对换档进行了分析,建立换档过程模型,分析影响换档品质的主要因素,并且通过仿真分析和实验,验证了其提出的改进换档品质方法的有效性,对改善液力自动变速器的换档品质具有一定指导意义^[34]。

1.4 井下装载机自动变速技术

如前文所述,实现工程机械液力传动系的自动变速已成为当代工程机械发展的趋势,给车辆配置自动变速箱实现车辆驾驶过程中的智能换档已经成为提高工程车辆性能的一项重要措施。井下装载机由于受到工作环境的影响,作业环境十分恶劣,驾驶员操作劳动强度大,更应该实现车辆的自动变速以提高井下作业的工作效率,减轻驾驶员的劳动强度。国外先进的井下装载机生产厂家相继在其产品中采用了自动变速系统,例如:Clark 公司的 AP-100 智能换档机构,EGS 电子变速选择器,CAT 公司的变速箱电子换档^[34]。使用智能换档技术后提高了产品的性能,取得了良好的效果,现

在国外产品正大量涌入中国,依靠他们的经济和技术实力,完全有可能垄断中国市场,为了提高国产井下装载机的性能,提高国产产品的市场竞争力,必须大力发展民族品牌。因此开发出具有自主知识产权的国产自动变速井下装载机成为一种必然,也是保障中国工程机械行业的国际竞争力的一种有效手段,然而,国内对井下装载机智能换档研究目前还未见到相关报道。

1.5 本文研究的主要内容

笔者在查阅了大量国内外文献的基础上,分析了国内外工程车辆智能换档技术的研究现状和发展趋势,并在此基础上确认了本文的主要研究内容:

1、井下装载机液力传动系统数学模型的建立

以某公司的2立方井下柴油装载机为研究对象,系统地分析其液力传动系统各部件工作特性,并在此基础上建立了井下装载机液力传动系统各部件的数学模型(包括柴油机、变矩器、变速箱的模型等)。针对目前发动机调速数学模型存在不可导的缺陷,引入了一种连续可导的发动机动态数学模型。并对井下装载机在作业和行驶过程中各种阻力进行了分析计算,推导出了井下装载机液力机械传动系统的动力学方程。

2、井下装载机传动系统匹配计算及智能换档控制策略研究

系统的论述了井下装载机液力传动系统匹配计算的基本理论,并以此为基础对某型号的井下柴油装载机进行了匹配计算。从节能的角度出发,在对井下装载机节能换档规律进行了较为深入的研究的基础上,提出了以柴油机转速和车速为换档控制参数的节能智能换档和以油门开度、转向油泵压力、车速为换档控制参数的动力性换档两种智能换档规律。

3、自动变速系统仿真分析

在MATLAB/SIMULINK工作环境中,建立了井下装载机智能换档控制系统的仿真模型,在对不同智能换档控制策略研究分析的基础上,采用改进后的反向传播神经网络算法的智能换档控制策略,对所建立的井下装载机仿真模型进行了仿真。仿真结果表明基于改进的反向传播神经网络算法的井下装载机智能换档控制系统是可行的,能够保证井下装载机传动系统经常工作在变矩器的高效区域,从而达到节能的目的。

4、牵引力与速度测试实验

以2立方井下柴油装载机为实验对象,对其进行了牵引力和速度测试实验,对传动系统匹配计算的结果进行实验验证。

第二章 井下装载机液力传动系统建模

井下装载机智能换档控制系统所控制的对象是包括柴油机，变矩器，变速箱，驱动桥等在内的整个液力传动系统，控制的目的是通过动力换挡变速箱改变变速箱的输出档位，从而控制和改变传动系统的工作状态，使其很好的适应工况以保证传动系统具有较好的经济性和良好的牵引性能。因此研究井下装载机智能换档系统，就必须先对井下装载机的液力传动系统进行分析。并且合理的建立井下装载机动力传动系统的数学模型是开发智能换档控制器和进行智能换档动力传动系统仿真的必要条件。本章以某公司2立方井下柴油装载机为研究对象，结合井下装载机动力传动系统的相关理论，建立整个2立方井下柴油装载机动力传动系统的数学模型。

2.1 井下装载机液力传动系统的组成及特点

2.1.1 井下装载机动力传动系统的组成

本文研究的井下装载机传动系统采用液力机械传动方式。它主要由5部分组成：柴油机，液力变矩器，动力换挡变速箱，驱动桥，车轮。图2-1是某公司2m³井下装载机液力传动系统简图，

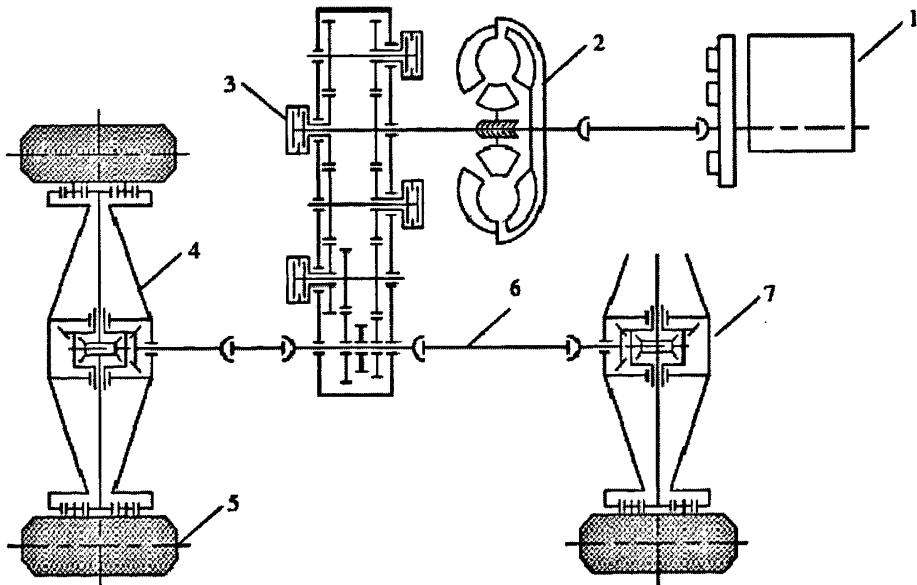


图 2-1 井下装载机液力传动系统简图

1、柴油机； 2、液力变矩器； 3 动力换挡变速箱； 4 与 7、驱动桥； 5、车轮、6、传动轴

2.1.2 井下装载机动力传动系统的特点

井下装载机传动系统通常分为液力传动系统和静液压传动系统两大类型。一般,斗容 1m^3 以上的井下装载机都采用液力机械传动系统,斗容 0.76m^3 以下的井下装载机都采用静液压传动系统,斗容 0.76m^3 以上至 1m^3 的井下装载机,大多采用静液压传动,有的也采用液力机械传动系统^[34]。井下装载机液力传动系统主要采用美国 DANA 公司可变输入输出轴距离的动力换挡变速箱和液力变矩器。液力机械传动系统具有以下优点^[35]:

(1) 能适应行驶阻力的变化,自动的、无级的变更其输出轴的扭矩和转速,既保证了发动机经常工作在额定工况下,避免发动机因工况突然变化而熄火;又能满足车辆牵引工况和运输工况的需求。

(2) 能吸收并减少来自发动机和外载荷的振动和冲击,这就是液力变矩器的滤波性能和过载保护性能,以重型载重汽车为例,在使用液力传动后,发动机使用寿命增加 47%,变速箱的使用寿命增加可 400%,后桥差速器使用寿命可以增加 93%,这对经常处于恶劣环境下工作的工程机械和矿山机械等具有非常重要的意义。

(3) 能以稳定的牵引力和任意小的车速行驶,因而可以提高车辆在路面条件较差的情况下的通过性能。

(4) 起步平稳,可以有效地吸收和减少振动与冲击,并能在较大范围内无级变速,因而可以提高车辆的舒适性。

(5) 液力变矩器本身就是一个无级变速器,故变速箱的档位数可以减少,加之采用动力换挡变速箱后,换挡操作简便,并为研发可以实现完全自动化的变速器提供了条件。

(6) 简化了维修工作,液力传动零件的强度高,浸油工作的零部件工作可靠,因而无需经常维修。

2.2 井下装载机动力传动系统建模

2.2.1 柴油机

柴油机的特性,是指柴油机的性能指标随运转工况和调整情况而变化的关系,表示其变化规律的曲线柴油机的特性曲线,柴油机的性能指标随着其运转状况的变化而变化的关系有负荷特性和速度特性。当柴油机的调速器工作时,其性能指标随转速和负荷的变化而变化的曲线称为柴油机的调速特性曲线。

2.2.1.1 柴油机的速度特性

柴油机的速度特性主要是指当柴油机的转速变化时,柴油机的功率 N , 转矩 M ,

比燃油消耗率 b_e 之间的关系。图 2-2 为 DEUTZ 公司 F6L912W 的速度特性曲线。

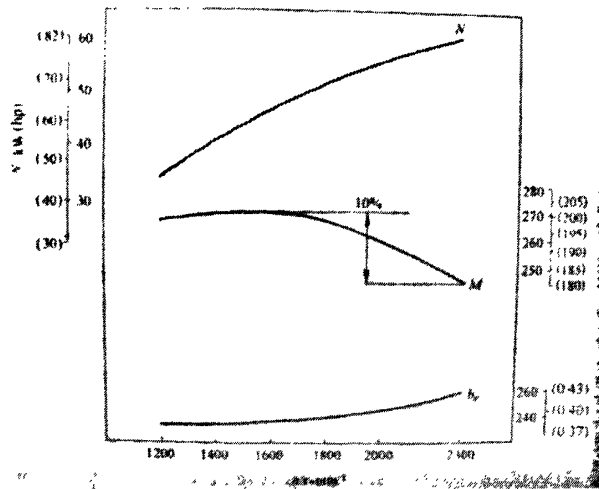


图 2-2 F6L912W 柴油机速度特性

2.2.1.2 柴油机的调速特性

由于柴油机的扭矩曲线比较平坦，当不用调速器时，若外界载荷稍有变化就会造成转速的较大变化，实际应用中，这种经常变化的负荷会使柴油机的转速时高时低，大大影响柴油机工作的稳定性和柴油机适应不同工况的能力。目前大部分柴油机都装有调速器，它能够随着外界负荷的变化，自动改变调速杆的位置，使循环供油量随之变化，从而保证柴油机的负荷变化时其转速保持相对稳定。

(1) 稳态数学模型

柴油机是一个复杂的非线性不确定系统，在工作过程中，柴油机内部不断的发生着复杂的物理和化学变化，因此很难用一个精确的数学模型来描述柴油机的特性。因此，发动机模型通常是建立在发动机的稳态数据的基础之上，为了精确地拟合柴油机的特性曲线，更好的对传动系统进行仿真，本文将柴油机和全称式调速器作为整体研究对象，采用简单的函数叠加方法，构造一个全范围连续可导的两变量函数来表示柴油发动机输出扭矩 M_e 随转速 n_e 和油门开度 α 而变化的柴油机调速特性模型。该模型不仅能够反映柴油机的外特性，而且能够反映其满负荷调速特性以及部分负荷调速特性，并且保证各部分特性曲线连续过渡^[36]。即：

$$M_e(\alpha, n_e) = M_1 + M_2(n_e) - M_3(\alpha, n_e) \quad (2-1)$$

式中 M_1 ——为 α 、 n_e 的一次函数；

M_2 ——为 α 、 n_e 的正弦函数；

M_3 ——为 α 、 n_e 的双曲线函数；

$$M_1 = \frac{M_{em} + M_{ev}}{2} + 2b \quad (2-2)$$

$$M_2 = \frac{M_{em} - M_{eo}}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{n_e - n_{em}}{n_{eo} - n_{em}}\right)\right) \quad (2-3)$$

$$M_3(\alpha, n_e) = \frac{b \cdot n_{eo}}{(n_{er2} - n_{er1}) \cdot \alpha - n_e + n_{er1}} \quad (2-4)$$

低速段加入修正量:

$$M_4(\alpha) = \frac{b \cdot n_o}{(n_{er2} - n_{er1}) \alpha^2} \quad (2-5)$$

式中 M_{em} ——柴油机的最大扭矩, ($N \cdot m$);

M_{eo} ——柴油机额定工作点的扭矩, ($N \cdot m$);

b ——低速段调整修正系数;

n_{em} ——柴油机的最大转矩对应的转速, (r/min);

n_{eo} ——柴油机的额定转速, (r/min);

n_{er1} ——柴油机的最低怠速, (r/min);

n_{er2} ——柴油机的最高怠速, (r/min);

本文某公司 2 立方井下柴油装载机的带有全程调速机构的 DEUTZ F6L912W 型柴油发动机为例, 根据厂家提供的柴油机的特性数据, 把所有参数代入式(2-1)~式(2-4)得到柴油机的稳态调速特性数学模型:

$$M_e(\alpha, n_e) = 274.5 + 16.5 \sin\left[\frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{n_e - 1600}{700}\right)\right] - \frac{6 \times 2300}{\alpha(650 + 1750\alpha - n_e)} \quad (2-6)$$

当油门开度 α 为 100% 时, 可以得出 F6L912W 柴油机的外特性的数学模型为:

$$M_e(1, n_e) = 274.5 + 16.5 \sin\left[\frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{n_e - 1600}{700}\right)\right] - \frac{6 \times 2300}{(2400 - n_e)} \quad (2-7)$$

为了验证本文所采用的曲线拟合方法的发动机外特性数学模型的正确性, 将拟合后的曲线与外特性数据进行对比, 对比结果如图 2-3 所示。结果表明, 该模型拟合出来的结果能够较好的符合柴油机的特性, 证明了该模型的可取性。

根据式 2-6 分别绘制出油门开度分别为 50%、60%、70%、80%、90%、100% 时柴油机的调速特性曲线如图 2-4 所示。

(2) 动态数学模型

柴油机在实际工作过程中, 绝大部分时间都是工作在非稳定工况下的, 其动态工况占 66%-88%^[37]。动态工况下柴油机的特性与稳态下的特性有较大的区别^[6]。当发动机处于动态工况时, 其曲轴转速剧烈波动, 受惯性力的影响, 柴油机的转速会发生滞后, 因此可建立图 2-5 所示的发动机的动态模型^[38-39]。

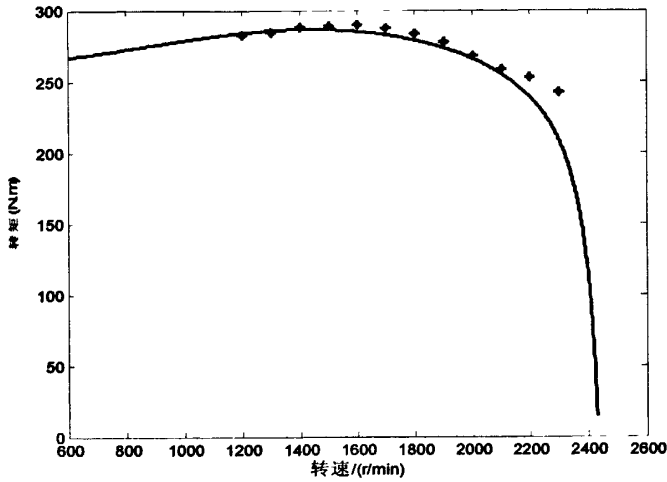


图 2-3 F6L912W 柴油机的外特性曲线

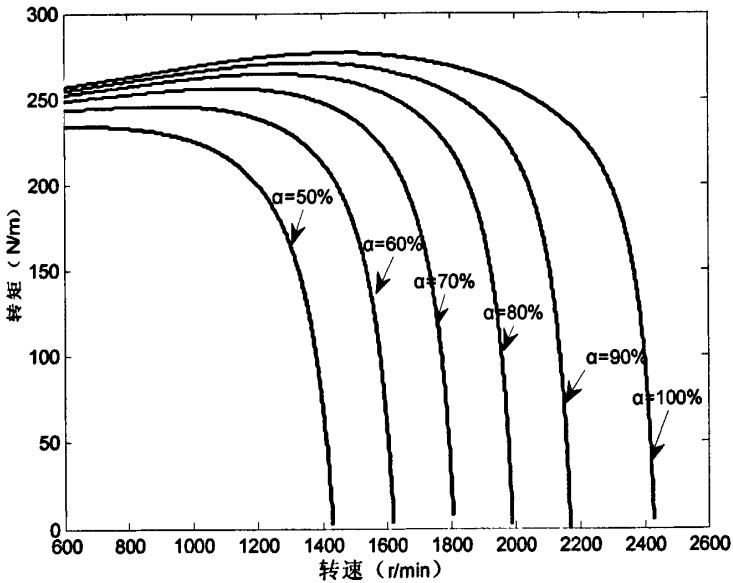


图 2-4 柴油机的调速特性曲线

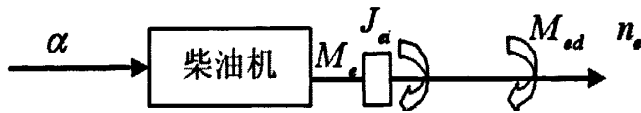


图 2-5 柴油机的动态模型

图中，用柴油机的曲轴和与其直接联结的液力变矩器泵轮旋转部件的转动惯量之和 J_z 来反应影响动态转矩下降到因素。则柴油机的动态调速特性可以表述为：

$$M_{ed}(\alpha_{ed}, n_e) = M_e(\alpha, n_e) - J_z \dot{n}_e \tag{2-8}$$

式中 M_{ed} ——柴油机的动态输出扭矩；

M_e ——柴油机的稳态输出扭矩；

J_z ——柴油机的曲轴及与其相连的液力变矩器泵轮旋转部件的转动惯量之和。

对于 DEUTZ F6L912W 柴油机和 DANA C272 液力变矩器

$$J_z \approx 0.75 \text{kg} \cdot \text{m}^2 ;$$

n_e ——柴油机的曲轴转速；

将式 (2-8) 代入式 (2-6) 得：

$$M_e(\alpha, n_e) = 274.5 + 16.5 \sin\left[\frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{n_e - 1600}{700}\right)\right] - \frac{6 \times 2300}{\alpha(650 + 1750\alpha - n_e)} - J_z \cdot \dot{n}_e \quad (2-9)$$

上式即为 F6L912W 柴油机的连续可导的动态调速特性数学模型。

2.2.2 液力变矩器

液力变矩器是井下装载机动力传动系统中一个核心部分，由泵轮、涡轮和导轮组成。变矩器性能的好坏直接影响着整个传动系统的动力性能。液力变矩器是通过机械能和液压能之间的相互转换来改变扭矩、传递动力的装置。由于其具有良好的自动调节扭矩能力，能够使车辆在行驶过程中运行柔和，加速平稳，降低了载荷峰值和扭矩震动，大大提高了车辆的行驶性能，安全性，舒适性和越野性能等^[33]。并有效延长了传动系统的平均使用寿命，因此广泛应用于井下装载机等工程机械中，本节主要讨论变矩器的特性。液力变矩器的特性主要包括：原始特性，输入特性和输出特性。

(1) 液力变矩器的原始特性

变矩器的原始特性曲线是指液力变矩器的能力系数 K 、变矩器效率 η 、变矩系数 $T.R$ 随涡轮与泵轮的转速比 i_{TB} 的变化关系曲线，可以通过液力变矩器的原始特性数据拟合得到。表 2-1 所示为克拉克 C-272 型液力变矩器原始特性参数。

原始特性反映了能力系数 K 、变矩器效率 η 、变矩系数 $T.R$ 随涡轮与泵轮转速比 i_{TB} 的变化关系。其数学模型为：

$$\begin{cases} T.R = \phi_1(i_{TB}) \\ \eta = \phi_2(i_{TB}) \\ K = \phi_3(i_{TB}) \end{cases} \quad (2-7)$$

根据液力变矩器的数学模型，利用表一所示的变矩器的原始特性数据，运用最小二乘法对变矩器的原始特性数据进行拟合，得到式 2-8 所示的变矩器的原始特性方程，其拟合曲线如图 2-6 所示。

表 2-1 克拉克 C-272 型液力变矩器原始特性数据

序号	转速比	变矩系数	效率 (%)	转速比
1	0.000	182.5	0.0	3.100
2	0.100	178.9	28.6	2.860
3	0.200	175.4	51.1	2.555
4	0.300	172.6	67.0	2.233
5	0.325	171.1	70.0	2.154
6	0.400	170.5	76.5	1.192
7	0.500	169.4	82.2	1.644
8	0.650	170.2	85.5	1.425
9	0.700	171.0	85.9	1.322
10	0.750	172.6	86.0	1.228
11	0.800	175.1	83.7	1.116
12	0.812	182.0	79.6	0.995
13	0.850	194.1	78.1	0.962
14	0.863	210.0	72.2	0.849
15	0.900	230.2	70.1	0.812
16	0.920	320.5	57.1	0.620
17	1.000	791.3	0	0.000

$$\begin{cases}
 T.R = -216.92 \times i_{TB}^8 + 779.14 \times i_{TB}^7 - 1136.9 \times i_{TB}^6 + 855.7 \times i_{TB}^5 \\
 - 348.7 \times i_{TB}^4 + 75.2 \times i_{TB}^3 - 10.9 \times i_{TB}^2 + 3.5 \times i_{TB} \\
 T.R = 12.59 \times i_{TB}^5 - 39.48 \times i_{TB}^4 + 40.62 \times i_{TB}^3 - 16 \times i_{TB}^2 - 0.86 \times i_{TB} + 3.09 \\
 K = 69610 \times i_{TB}^7 - 20192 \times i_{TB}^6 + 23101 \times i_{TB}^5 - 13170 \times i_{TB}^4 + 38820 \times i_{TB}^3 \\
 - 5454.7 \times i_{TB}^2 + 239.5 \times i_{TB} + 182.4
 \end{cases} \quad (2-8)$$

(2) 液力变矩器的输入特性

液力变矩器的输入特性是反映在不同转速比时, 泵轮转矩 M_B 随泵轮转速 n_B 的变化规律, 对于国产变矩器:

$$M_B = \lambda_{M_B} r n_B^2 D^5 \quad (2-9)$$

式中 M_B —— 泵轮扭矩, N/m^2

λ_{M_B} —— 泵轮扭矩系数, $\text{min}^2/m \cdot r^2$

r —— 油的重度, N/m^3

D ——液力变矩器的有效直径, m

n_B ——泵轮转速, r/min

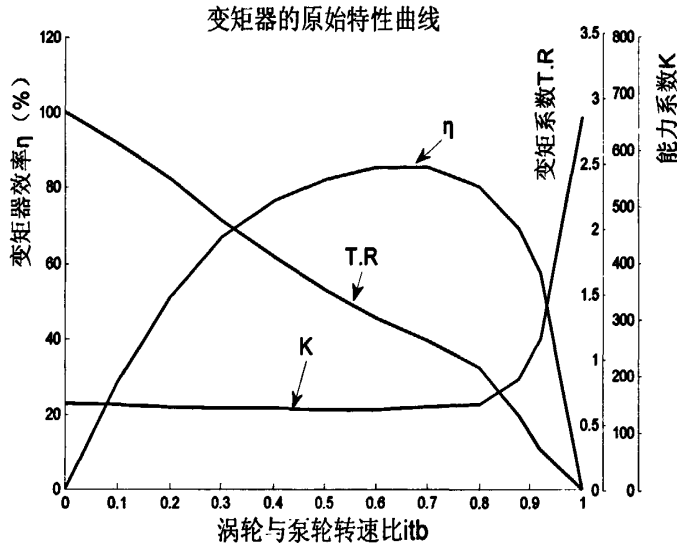


图 2-6 液力变矩器的原始特性曲线

对于给定的液力变矩器用给定的工作液体在给定的工况下式(2-9)中除外其他参数均为常数, 故液力变矩器的输入特性曲线是一条通过原点抛物线, 由于泵轮转矩系数 λ_{M_B} 随不同工况 i_{TB} 而变化, 因此不同的 i_{TB} 的输入特性为过坐标原点的一束抛物线, 抛物线的宽度由 λ_{M_B} 的变化幅度决定。

对于美国 DANA 公司的 CLARK 系列变矩器, 泵轮吸收扭矩^[1]为:

$$T = \frac{n_B^2}{K_2} \tag{2-10}$$

若用 $N \cdot m$ 表示泵轮所传递的力矩, 则:

$$M_B = \frac{1.365 \times n_B^2}{K^2} \tag{2-11}$$

式中 K ——能力系数, $\frac{r/min}{\sqrt{lb \cdot ft}}$;

n_B ——泵轮转速, r/min ;

T ——泵轮所传递的力矩, $lb \cdot ft$;

M_B ——泵轮所传递的力矩, $N \cdot m$;

根据变矩器的原始特性数据绘制出变矩器的输入特性曲线如图 2-7 所示:

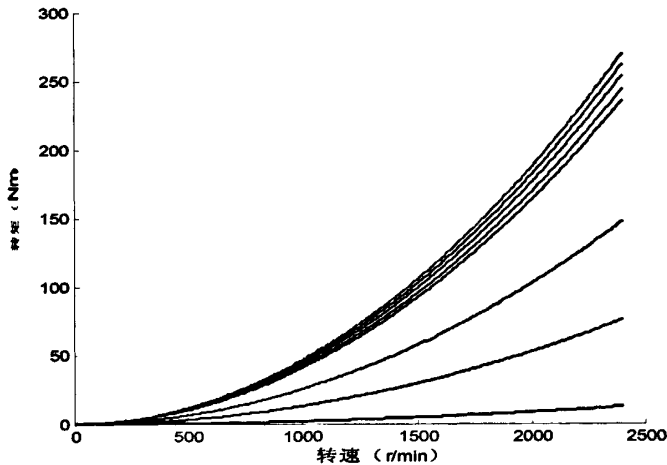


图 2-7 变矩器的输入特性曲线

2.2.3 动力换挡变速箱

虽然液力变矩器具有良好的无级变速性能，但是仅仅采用液力变矩器对动力传动系统进行自动调速无法同时满足车辆在速度和动力变化上的双重要求，由于液力变矩器在高转速比区域和低转速比区域的传动效率都比较低，为了提高传动系统的总效率，增强车辆传动系统的动力性能，提高柴油机的燃油经济性，需要在传动系统中采用多档位的变速箱。TCY-2 型井下柴油装载机采用 DANA 公司的 Clark-R20326 型动力换挡变速箱，配备三个前进挡和三个后退挡：各档位速比如表 2-2 所示：

表 2-2 克拉克 R20326 型动力换挡变速箱各档位速比

档位	档位速比	档位	档位速比
前进 I 档	4.825	后退 I 档	4.825
前进 II 档	2.21	后退 II 档	2.21
前进 III 档	0.79	后退 III 档	0.79

动力换挡变速箱的数学模型为：

$$\begin{cases} i_K = \frac{n_T}{n_G} \\ M_G = i_K \times M_T \end{cases} \quad (2-13)$$

式中： i_K ——动力换挡变速箱第 K 档的传动比

n_T ——变矩器的输出转速，即变速箱的输入转速

n_G ——变速箱的输出转速

M_T ——变矩器的输出转矩，即变速箱的输入扭矩

M_G ——变速箱的输出扭矩

2.2.4 与柴油机共同工作

(1) 液力变矩器的吸收扭矩

对 DEUTZ F6L912W 柴油机和 DANA C272 液力变矩器共同工作进行分析的时候, 柴油机输送到液力变矩器泵轮轴输入端的扭矩和功率是扣除掉动力辅助装置 (风扇、柴油机的调速油泵等) 所消耗的扭矩和功率后余下的扭矩和功率。因此需要将柴油机的输出特性扣除掉这些扭矩和功率后, 再做柴油机与变矩器的共同工作特性。所以柴油机的净扭矩为:

$$M_b = M_n - M_{pw} - M_{pt} \quad (2-14)$$

式中 M_b ——柴油机的净扭矩;

M_{pw} ——工作油泵的吸收扭矩;

M_{pt} ——转向油泵的吸收扭矩;

液力变矩器与柴油机共同工作性能就是它们共同工作时输入和输出特性的变化规律。

(2) 液力变矩器与柴油机共同工作的输入特性

将发动机的外特性曲线及调速特性曲线与变矩器的输入特性曲线按照相同比例绘制在一个图上, 就是柴油机和变矩器共同工作的输入特性曲线, 如图 2-8 所示为 DEUTZF6L912W 柴油机和 DANA CLARK-272 型液力变矩器共同工作输入特性曲线。

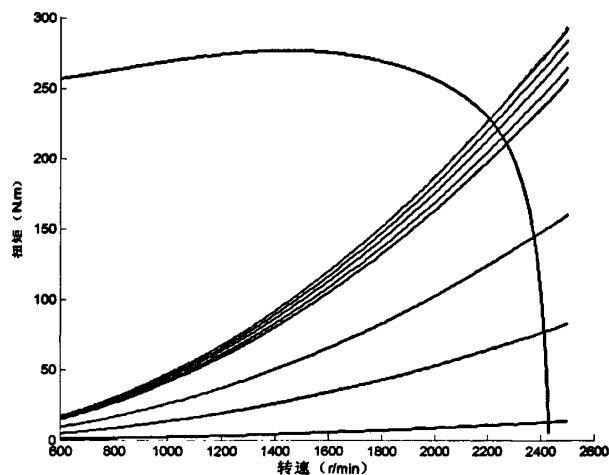


图 2-8 柴油机和变矩器共同工作输入特性曲线

(3) 液力变矩器与柴油机共同工作点的求解

根据柴油机和液力变矩器共同工作时的输入特性来求解柴油机与变矩器共同工作输出特性曲线的时候, 需要求出在不同液力变矩器的变矩比时, 变矩器与柴油机的共同工作点。也就是柴油机的输出特性曲线与液力变矩器在不同转速比情况下工作的负载曲线的一系列交点。由图 2-8 可知, 在柴油机的输出转速范围内, 柴油机的外特

性曲线与某一变矩器的输入特性曲线的交点唯一,因此可以通过求解柴油机的输出特性曲线和变矩器的输入特性曲线在柴油机的输出转速范围内的交点求得他们的共同工作点。具体求解过程如下:

$$\begin{cases} M_n = 274.5 + 16.5 \sin\left[\frac{\pi}{2}\left(1 + \frac{n_e - 1600}{700}\right)\right] - \frac{6 \times 2300}{(2400 - n_e)} \\ M_b = M_n - M_{pw} - M_{pr} \\ M_b = M_t \\ n_b = n_e \\ M_b = \frac{1.365 \times n_b^2}{K^2} \end{cases} \quad (2-15)$$

将式 5-7 整理得:

$$274.5 + 16.5 \sin\left[\frac{\pi}{2}\left(1 + \frac{n_e - 1600}{700}\right)\right] - \frac{6 \times 2300}{(2400 - n_e)} - M_{pw} - M_{pr} - \frac{1.365 \times n_b^2}{K^2} = 0 \quad (2-16)$$

分别求出在不同变矩器转速比时式 2-16 在柴油机输出转速范围内的解,这个解即为柴油机与液力变矩器的共同工作点。

(4) 液力变矩器与柴油机共同工作的输出特性

根据发动机和液力变矩器共同工作输入特性曲线求得共同工作点再根据下列各式计算得到柴油机和变矩器联合工作特性曲线上各点的数值 M_T 、 n_T 和 N_T (变矩器涡轮输出扭矩、转速、功率)

$$M_T = K \times M_B \quad (2-17)$$

$$n_T = i_{TB} \times n_B \quad (2-18)$$

$$N_T = 0.1407 \times 10^{-3} \times M_T \times n_T \quad (2-19)$$

2.2.5 匹配计算与结果

(1) 匹配计算

根据变矩器的输出扭矩 M_T 和输出转速 n_T 可以由式 2-21~2-23 计算得到车辆在不同匹配工作点的速度、牵引力和爬坡能力等。

$$v = 0.377 \frac{n_T r_k}{\sum i} \quad (2-20)$$

$$TE = \frac{M_T \sum i \cdot \eta^2}{r_K} \quad (2-21)$$

$$\alpha = \arcsin(D - f) \quad (2-22)$$

$$\sum i = i_{OR} \times i_{TR} \times i_{AR} \quad (2-23)$$

式中： v ——井下装载机的行驶速度， km/h ；

r_K ——轮胎的滚动半径， m ；

$\sum i$ ——传动系统总传动比；

η ——传动系统的总效率， $\eta = 0.8$ ；

TE ——轮子牵引力， N ；

i_{OR} ——变矩器的偏置传动比；

i_{AR} ——驱动桥的传动比；

i_{TR} ——变速箱的各档速比；

α ——井下装载机的爬坡角度；

D ——井下装载机的动力因素（为井下装载机牵引力和其净重的比比值。）

f ——滚动阻力系数

(2) 匹配计算结果

将不同转矩比下所得到的共同工作输出扭矩和转速代入上列各式即可以得到车辆在不同档位的匹配计算值。受篇幅限制，本文仅给出井下装载机在转向油泵和工作油泵所消耗的扭矩均为某一固定值时（部分功率匹配）车辆各档位的匹配计算值。计算结果见表 2-3~表 2-4。

表 2-3: 匹配计算数据

效率 (%)	泵轮转速 (r/min)	涡轮转速 (r/min)	速度 V (Km/h)	牵引力 (kN)	爬坡能力 (%)	变矩器输入功率 (KW)
0.0	2240	0	0	122.2	118.3	47.9
28.6	2203	220	0.3	113.4	100.1	47.4
51.1	2166	433	0.7	101.9	81.9	46.9
67.0	2136	641	1.0	89.5	66.5	46.5
70.0	2130	692	1.1	86.4	63.2	46.4
76.5	2114	846	1.3	76.9	53.7	46.2
82.2	2103	1051	1.6	66.3	44.3	46.0
85.5	2110	1266	2.0	57.4	37.1	46.1
85.9	2121	1378	2.2	53.1	33.9	46.3
86.0	2136	1496	2.3	49.2	31.0	46.5

83.7	2161	1620	2.5	44.6	27.6	46.8
79.6	2235	1788	2.8	39.3	23.8	47.9
78.1	2300	1867	2.9	37.6	22.7	48.8
72.2	2368	2013	3.1	26.5	15.1	40.0
70.0	2385	2058	3.2	23.0	12.8	36.6
62.1	2426	2184	3.4	13.5	6.6	25.7
57.1	2467	2343	3.7	4.7	1.0	12.4
0.0	2490	2520	3.9	0	-2.0	3.5

表 2-4: 各档匹配数据

第 I 档匹配数据			第 II 档匹配数据			第 III 档匹配数据		
牵引力 (kN)	速度 V (Km/h)	爬坡能 力 (%)	牵引力 (kN)	速度 V (Km/h)	爬坡能 力 (%)	牵引力 (kN)	速度 V (Km/h)	爬坡能 力 (%)
122.2	0	118.3	53.5	0.0	34.1	17.8	0.0	9.5
113.4	0.3	100.1	49.6	0.8	31.2	16.5	2.4	8.6
101.9	0.7	81.9	44.6	1.5	27.6	14.9	4.6	7.6
89.5	1.0	66.5	39.2	2.3	23.8	13.1	6.9	6.4
86.4	1.1	63.2	37.8	2.5	22.8	12.6	7.4	6.1
76.9	1.3	53.7	33.7	3.0	20.0	11.2	9.1	5.2
66.3	1.6	44.3	29.0	3.8	16.8	9.7	11.3	4.2
57.4	2.0	37.1	25.1	4.5	14.2	8.4	13.6	3.3
53.1	2.2	33.9	23.2	4.9	13.0	7.8	14.8	2.9
49.2	2.3	31.0	21.5	5.3	11.9	7.2	16.0	2.6
44.6	2.5	27.6	19.5	5.8	10.6	6.5	17.4	2.1
39.3	2.8	23.8	17.2	6.4	9.0	5.7	19.2	1.6
37.6	2.9	22.7	16.4	6.7	8.6	5.5	20.0	1.4
26.5	3.1	15.1	11.6	7.2	5.4	3.9	21.6	0.4
23.0	3.2	12.8	10.1	7.4	4.4	3.4	22.1	0.0
13.5	3.4	6.6	5.9	7.8	1.8	2.0	23.4	-0.9
4.7	3.7	1.0	2.0	8.4	-0.7	0.7	25.1	-1.7
0	3.9	-2.0	0.0	9.0	-2.0	0.0	27.0	-2.2

根据上述计算所得到的 v 、 TE 按照一定比例绘制出 v 与 TE 之间的关系图, 此图就是地下装载机的牵引特性。

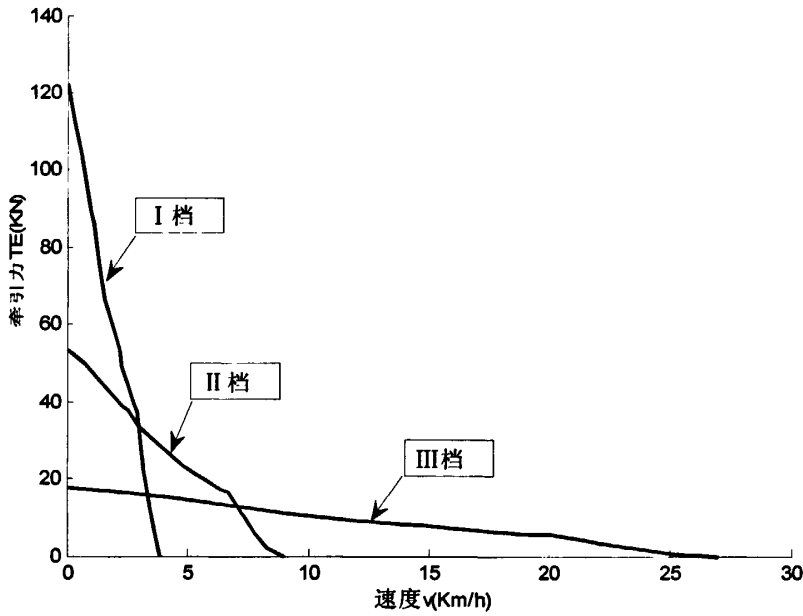


图 2-9 牵引特性曲线图

2.3 井下装载机动力性分析与建模

2.3.1 井下装载机驱动力

柴油机的输出扭矩经液力变矩器、动力换挡变速箱和驱动桥传递到车轮上，使轮胎产生一个相对于路面的圆周力，路面对驱动轮胎的反作用力驱动车辆向前运动。此反作用力称为井下装载机的驱动力。其定义如下式：

$$F_Q = \frac{M_Q}{r_K} \tag{2-24}$$

式中 M_Q ——作用于轮胎上的驱动力矩，(N·m)。
 F_Q ——车轮的驱动力，(N)。
 r_K ——车轮的半径，(m)。

作用于车轮上的转矩 M_Q 是由柴油机产生并经液力传动系统传递与车轮上的。

$$M_Q = M_s \cdot TR \cdot i_K \cdot i_Q \cdot \eta_n \tag{2-25}$$

式中 M_s ——柴油机的输出转矩，(N·m)；
 TR ——变矩器的变矩比；
 i_K ——动力换挡变速箱的变速比；
 i_Q ——驱动桥的变速比；

η_m ——变速器到驱动轮的传递效率。

由以上公式可知：影响井下装载机驱动力的主要因素有：

- 1、柴油机的特性；
- 2、变矩器的变矩系数；
- 3、传动系统的效率；
- 4、车轮的转动半径。

2.3.2 井下装载机的行驶阻力

井下装载机在运输和作业时，需克服外界的各种阻力。在进行矿石铲掘时，需克服各种作业阻力；在水平路面上行走时，需要克服地面的滚动阻力和车辆所受的空气阻力；上坡时，需要克服车辆沿坡道方向的重力分力（坡道阻力）；车辆加速行驶过程中需要克服惯性力（加速阻力）。上述阻力中，空气阻力和滚动阻力存在于井下装载机作业过程的全过程中，而加速阻力和坡道阻力只有在井下装载机加速行驶和上坡的时候才存在，根据上面分析可知：井下装载机总的行驶阻力 F_z 为：

$$\sum F_z = F_x + F_r + F_i + F_j + F_w \quad (2-26)$$

式中 F_x ——作业阻力，(N)。

F_r ——滚动阻力，(N)。

F_i ——坡道阻力，(N)。

F_j ——加速阻力，(N)。

F_w ——空气阻力，(N)。

(1) 作业阻力

井下装载机的作业阻力一般指铲斗的插入阻力，就是铲斗插入料堆时，料堆对铲斗的反作用力。作业阻力主要由铲斗前切削刃和两侧斗壁之间的阻力；侧壁内表面和铲斗底部与物料的摩擦阻力；铲斗底部外表面与物料的摩擦力组成。这些量与物料种类、料堆高度、铲斗的结构形状以及铲斗插入料堆的深度有关。计算这些阻力通常比较困难，一般利用以下经验公式计算总的插入阻力。

$$F_x = 9.8 \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times B \times L^{1.25}, (N) \quad (2-27)$$

式中 K_1 ——物料块度与松散程度系数；

K_2 ——物料性质系数；

K_3 ——料堆高度系数；

K_4 ——铲斗形状系数；

B ——铲斗宽度，(cm)；

L ——铲斗的一次插入深度，(cm)；

(2) 滚动阻力

滚动阻力的大小等于车轮上的沿行驶方向垂直面上的载荷大小与滚动阻力系数的乘积，其大小与车辆速度、路面种类、以及轮胎的气压、构造和材料等有关。

$$F_r = G \times \cos \gamma \times f \quad (2-28)$$

式中 G ——地下铲运机总重

γ ——坡道倾角

f ——滚动阻力系数，不同路面状况下滚动阻力系数值见表 2-3。

表 2-5 各种路面类型下的滚动阻力系数值

路面类型	滚动阻力系数
良好的混凝土路面或者沥青路面	0.010~0.018
一般混凝土路面或者沥青路面	0.018~0.020
碎石路面	0.020~0.025
良好的鹅卵石路面	0.025~0.030
坑洼的鹅卵石路面	0.035~0.050
干燥压紧路面	0.025~0.030
雨后压紧路面	0.050~0.150
泥泞土路	0.100~0.250
干砂土路	0.100~0.300
湿砂土路	0.006~0.150
结冰路面	0.015~0.030
压紧雪道	0.030~0.

(3) 空气阻力

车辆行驶过程中, 相对于空气介质运动, 空气作用力在车辆行驶方向上的分力称为工程车辆形式过程中的空气阻力。空气阻力大小为:

$$F_w = A_c \times FA^2 \times v^2 \quad (2-29)$$

式中 v ——井下装载机的行驶速度, km/h ;

A_c ——空气阻力系数 $A_c = 0.0466N/(km/h \times m)^2$;

FA ——井下装载机迎风面积, m^2 ;

(4) 坡道阻力

坡道阻力指的是车辆在上坡行驶过程中车辆重力沿坡道方向的分力,

$$F_i = G \times \sin \gamma \quad (2-30)$$

式中 G ——车辆重力

(5) 加速阻力

加速阻力指的是车辆做加速运动时, 克服车辆质量做加速运动惯性力所需的力 F_j 。车辆质量包括旋转质量和平移质量。加速时旋转质量产生惯性力矩, 平移质量产生惯性力。为了计算方便, 通常用一个系数 α 将旋转质量产生的惯性力矩折算为平移质量产生的惯性力。由此可得加速阻力为:

$$F_a = \alpha \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2-31)$$

车辆在行驶过程中, 不仅有纵向车速产生的加速度, 柴油机、液力变矩器的涡轮以及车轮的转动惯量均会产生角加速度。各部件的转动惯量所产生的惯性力。忽略液压泵的转动惯量, 则车辆加速时的惯性力主要来源于以下四部分:

- 1、柴油机的飞轮转动惯量所产生的惯性力;
- 2、变矩器涡轮转动惯量所产生的惯性力;
- 3、车轮转动惯量所产生的惯性力;
- 4、车辆沿着行驶方向的惯性力。即:

$$F_a = F_i + F_f + F_w + F_j \quad (2-32)$$

柴油机的飞轮惯性力所产生的力矩通过液力传动系统传递到路面的力 F_f 可以表示为

$$F_f = I_f \cdot \frac{d\omega_f}{dt} \cdot \frac{i_{kg} \cdot i_0}{i \cdot r_k} = I_f \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_{kg} \cdot i_0}{i \cdot r_k} \cdot \frac{i_{kg} \cdot i_0 \cdot \eta_M}{r_k} = \frac{I_f \cdot \eta_M}{i} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left(\frac{i_{kg} \cdot i_0}{r_k}\right)^2 \quad (2-33)$$

液力变矩器的泵轮所产生的力偶矩通过液力传动系统传递到车轮边缘的力 F_t 可以表示为:

$$F_t = I_t \cdot \frac{d(\omega_e \cdot i)}{dt} \cdot \frac{i_{kg} \cdot i_0 \cdot \eta_M}{r_k} = I_t \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left(\frac{i_{kg} \cdot i_0}{r_k}\right)^2 \cdot \eta_M \quad (2-34)$$

车辆转动惯量所产生的力偶矩通过液力传动系统传递到车轮边缘的力 F_ω 可以表示为:

$$F_\omega = \sum I_w \cdot \frac{d\omega_c}{dt} \cdot \frac{1}{r_k} = \sum I_w \cdot \frac{dv}{r_k \cdot dt} \cdot \frac{1}{r_k} \quad (2-35)$$

车辆纵向加速度所产生的惯性力为 F_v 为:

$$F_v = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2-36)$$

将式 2-27-2-29 代入式 2-25 得:

$$F_a = \left[m + \frac{\sum I_w}{r_k^2} + \left(\frac{I_f}{i} + I_t\right) \cdot \left(\frac{i_{kg}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_M}{r_k}\right) \right] \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2-37)$$

将式 2-29 代入式 2-22 得:

$$\left[m + \frac{\sum I_w}{r_k^2} + \left(\frac{I_f}{i} + I_t\right) \cdot \left(\frac{i_{kg}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_M}{r_k}\right) \right] \cdot \frac{dv}{dt} = \sigma \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2-38)$$

由此可以求得旋转质量转换系数为

$$\sigma = 1 + \frac{\sum I_w}{m \cdot r_k^2} + \frac{I_f / i + I_t}{m} \cdot \frac{i_{kg}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_M}{r_k} \quad (2-39)$$

式中: I_f ——柴油机飞轮以及与其相连的旋转部件的总的转动惯量, $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$

$\sum I_w$ ——车辆所有车轮的等效转动惯量, $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$

I_t ——液力变矩器的涡轮端的等效转动惯量, $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$

i ——液力变矩器的转速比

i_{kg} ——变速箱第 k 档对应的传动比

η_M ——变速箱到车轮的总传动效率

r_k ——车轮等效半径

α ——旋转质量折换系数;

m ——车辆质量, kg ;

$\frac{dv}{dt}$ ——车辆行驶加速度, $m \cdot s^2$ 。

记:

$$\sigma_1 = \frac{\sum I_w}{m \cdot r_k^2} \quad (2-40)$$

$$\sigma_2 = \frac{I_f/i + I_t}{m} \cdot \frac{i_{kg}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_M}{r_k} \quad (2-41)$$

则

$$\sigma = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot i_{kg}^2 \quad (2-42)$$

在无法得知柴油机飞轮和车轮转动惯量时, σ 可以按照以下经验公式^[55-57]计算:

$$\sigma = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot i_{kg}^2 \quad (2-43)$$

式中: $\sigma_1, \sigma_2 = 0.03 \sim 0.05$

2.3.3 车辆行驶的动力学方程

由前面的分析可知, 液力变矩器的输出扭矩是有发动机的输出扭矩扣除油泵以及发动机的附件等消耗的扭矩后得到的净扭矩再与液力变矩器匹配后得到的扭矩, 因此根据车辆动力学平衡的方程式可得:

$$F_z = G \times f + A_c \times FA^2 \times v^2 + G \times \sin \gamma \quad (2-44)$$

根据达朗贝尔原理可知:

$$F_a = \sigma \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} = F_Q - F_z \quad (2-45)$$

式中: F_a ——车辆行驶过程中的总的惯性力;

σ ——旋转质量的等效转换系数,

将上述各式代入得:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{M_e \cdot T \cdot R \cdot i_k \cdot i_q \cdot \eta_m - G \times f \cdot r - A_c \times FA^2 \times v^2 \cdot r - G \times \sin \gamma \cdot r}{\sigma \cdot m \cdot r} \quad (2-46)$$

式 2-37 井下装载机在行驶过程中的动力学方程。

2.4 本章小结

本章是本文研究的理论基础，首先系统的介绍了井下装载机动力传动系统的组成，并在此基础上建立了各传动系统部件的特点；针对目前发动机调速模型存在的不可导的缺陷，引入了一种连续可导的发动机动态调速数学模型；对井下装载机液力传动系统进行了匹配计算，计算得出了柴油机在全油门工作状况下的牵引力，速度及爬坡能力特性；然后在此基础上系统地介绍了井下装载机在作业和行驶过程中各种阻力的计算过程；分析了液力传动系统各部件的特性；并在此基础上建立了液力传动系统各部件的数学模型和工况数学模型以及井下装载机液力动力传动系统的动力学模型。

第三章 井下装载机智能换挡规律及控制方法研究

换挡规律是指变速箱的输出档位随着换挡控制参数的变化的规律,是自动变速系统开发的核心。换挡规律的好坏直接影响着整个车辆传动系统的动力性、经济性等^[40]。本章结合井下装载机的工作特点,分别提出了提高井下装载机液力传动系统变矩器效率的节能换挡规律和以提高液力传动系统牵引性能的动力性换挡规律;并采用改进的反向传播神经网络算法对自动变速系统进行控制,使井下装载机能够及时准确地完成智能换挡。

3.1 节能换挡规律

3.1.1 节能换挡规律的提出

变矩器的工作效率 η 随变矩器的转速比 i_{TB} 的变化而改变。由液力变矩器的输出特性曲线可知,当发动机输出转速和扭矩恒定时,变矩器的输入转速和扭矩也恒定,车速随着载荷的变化而变化,变矩器涡轮转速亦随之改变。当外界阻力增大时,变矩器的阻力矩增大,变矩器的输出转速减少,当变矩器的涡轮转速小于一定值时,变矩器的效率随着涡轮转速的减少而减少,变矩器从高转速比的高效区域向低转速比的低效区域转变,变矩器效率降低;当外界阻力减少时,变矩器的阻力矩减少,当变矩器的涡轮转速大于一定值时,变矩器的效率随着涡轮转速的增大反而减少,变矩器从低转速比的高效区域向高转速比的低效区域转变,变矩器效率降低。若要使变矩器的效率始终维持在一个较高的水平,就必须把变矩器的输出转速控制在一个适当的区域。采用多档位的变速箱,合理设计变速箱的各档档位,操作工人在驾驶车辆时及时的更换变速箱的档位,能够有效的提高变矩器的工作效率,使变矩器工作在高效区域。然而井下装载机工作环境恶劣,载荷变化频繁,若要使变矩器经常工作在高效区域,驾驶员必须频繁的换挡。这样就大大增加了驾驶员的劳动量,容易导致驾驶员精力分散,降低了实际工作效率。在作业过程中,如果能够根据液力变矩器的工作特性,以及井下装载机的实时工况设计出一种节能换挡规律,使液力变矩器经常工作在高效区域,就能很好的改善井下装载机的操作性能,提高井下装载机液力传动系统的效率,有效提高井下装载机的燃油经济性。

3.1.2 节能换挡参数的选择

针对井下装载机的节能问题,本文提出了如下节能换挡理论。其目的是针对井下装载机的实际工作状况,通过变速箱的智能换挡来控制变速箱的实时档位,以保证变矩器工作在高效区域。并时发动机的输出功率等于井下装载机所需的实时功率。从而达到井下装载机的节能目的。由变矩器的原始特性可知,变矩器的工作效率 η 随变矩器的转速比 i_{TB} 的变化而改变,根据变矩器的原始特性数据拟合,得到变矩器的效率 η 随转速比 i_{TB} 变化关系。

$$n_T = \frac{v \times i_z}{0.377 \times r_k} \quad (3-1)$$

$$i_{TB} = \frac{n_T}{n_B} \quad (3-2)$$

联立(1)和(2)得:

$$\eta = \phi_2(i_{TB}) = \phi_2\left(\frac{v \times i_z}{0.377 \times r_k \times n_B}\right) \quad (3-3)$$

式中 n_T ——涡轮转速;

i_z ——第 k 档变速箱速比、驱动桥总传动比和变矩器的偏置传动比的乘积;

v ——为车速;

r_k ——为车轮半径;

n_B ——为柴油机转速;

i_{TB} ——为变矩器的传动比;

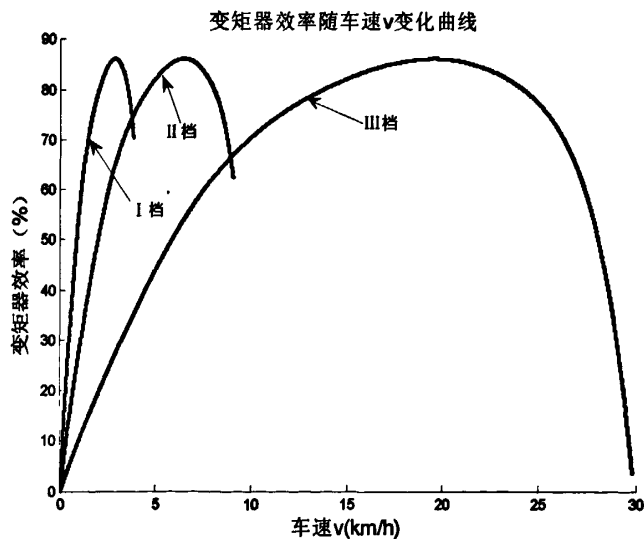


图 3-1 泵轮转速一定时变矩器效率随车速变化关系

目前的节能换挡规律采用油门开度和车速或者变矩器泵轮转速和涡轮转速为换

挡规律,事实上由上述推导可知:当车辆档位一定时,变矩器的实时效率 η 随着车辆实时速度 v 和柴油机转速 n_b 的变化而变化。图3-1所示为泵轮转速一定时变矩器效率随车速变化关系,因此本文创新性的选择柴油机转速和车速作为换挡控制参数。

由液力变矩器的静态特性可知:泵轮转速一定时,变矩器的效率 η 随着车速 v 的增大先增大后减少。如图3-1所示。为使变矩器经常保持在高效区域内工作,以相邻两档位速度随效率变化曲线的交点作为最佳效率换挡点。事实上在井下装载机正常工作时,泵轮转速(柴油机输出转速)随着油门开度、工作油泵压力和工作阻力的实时变化而改变,泵轮转速不同,速度效率曲线也不同,随着泵轮转速的增大和减少,变矩器效率随速度变化曲线也会左右移动,相邻两档位速度随效率变化曲线的交点也会左右移动。因此选择变矩器泵轮转速和车速作为换挡控制参数比选择油门开度和车速作为换挡参数更具有优势。

3.2 最佳动力性换挡规律

3.2.1 最佳动力性换挡理论的提出

由井下装载机动力传动系统评价指标的分析可知,井下装载机工作时,随着插入阻力,工作油泵压力,路况等的变化,装载机的阻力不断变化,当井下装载机在水平直道运输工况时,发动机只需要克服行驶阻力即可,车辆常在高档位工作;当路况从直道转为弯道上,转向油泵工作,液力传动系统获得的扭矩减少,此时司机需更换档位使井下装载机具有良好的牵引性能;当车辆上坡时,车辆阻力增加,坡度越大,行驶阻力越大,为了克服行驶阻力,操作者必须使井下装载机工作在抵挡;铲掘作业和转斗作业时,工作油泵处于较大负荷工作,传动系统分到的发动机功率减少,为了保证井下装载机正常工作,变速箱必须工作在一档。为了保证车辆在不同工况时具有良好的牵引特性,亦需要频繁的更换变速箱的档位,使变速箱的实时档位能够保证井下装载机具有良好的牵引性能和动力性能。

3.2.2 最佳动力性换挡参数的选择

井下装载机的档位决策需要自动变速系统根据检测到的实时数据对井下装载机的行驶阻力和作业质量,作业阻力进行估计。影响井下装载机动力性能的主要参数有以下参数:

- 1、柴油机的油门开度。柴油机的油门开度是智能换挡变速系统的主要控制参数之一,油门开度的大小直接关系到柴油机的输出扭矩和输出转速的大小,司机可以通过控制油门开度的大小来干预车辆的行驶速度和牵引力的大小。

- 2、液力变矩器的泵轮转速。液力变矩器的泵轮与发动机输出轴直接相连，其泵轮转速等于发动机的输出转速。
- 3、井下装载机的车速。井下装载机的车速是判断智能换挡变速系统的主要参数之一，对车速求差分即可得到井下装载机的运动加速度。
- 4、液力变矩器的涡轮转速。变矩器的涡轮论转速亦是判断液力变矩器工作状况的主要参数，也可以用于估计液力变矩器的泵轮输入扭矩。涡轮转速大小等于动力换挡变速箱的输入转速。
- 5、柴油机的输出扭矩。柴油机的输出扭矩是柴油机控制和传动系统控制的主要参数，用于识别井下装载机的运动阻力和使用质量，用于估算井下装载机的驱动力矩，要实现在线车辆很麻烦，需要使用扭矩传感器，成本高，可以利用柴油机的负载特性等求得，通过柴油机的油门开度和输出转速可以间接得到。
- 6、液力变矩器的输出扭矩。和柴油机的输出一样，液力变矩器的输出扭矩是传动系统控制的主要参数，用于识别井下装载机的运动阻力和使用质量，用于估算井下装载机的驱动力矩，要实现在线测量很麻烦，需要使用扭矩传感器，成本高，利用变矩器的数学模型，液力变矩器的输出转矩可以由液力变矩器的泵轮和涡轮转速比，泵轮转矩间接求得。
- 7、车辆加速度。动态换挡规律最突出的特点就是车辆换挡前后加速度相等，并以此为依据，可以说车辆加速度是车辆动态换挡的标志，因此汽车三参数动态换挡规律普遍采用加速度作为标志性的换挡参数^[41, 42]。在以提高车辆动力性为目的的动态换挡规律中，加速度仅仅是计算的中间变量，并非输入参数，且加速度是一个极易变化的参数，在换挡过程中变化很快，因此本文认为加速度不宜选为换挡参数。
- 8、转向油泵压力，由于井下装载机在实际工作时，分为铲，运，卸等工况，当井下装载机处于铲装工况时，通常所受阻力很大，井下装载机工作在一档，而井下装载机的运输距离比较远，通常有 500 米，受井下作业状况的影响，井下装载机在运输工况时，需要经常转向，转向油泵在这种状况下会消耗大量的发动机功率和转矩，所以必须将转向油泵的压力作为智能换挡的控制参数。

虽然选取较多的换挡参数，可以得到较好的换挡效果，但同时也会增加控制系统的复杂性和成本，增大整个系统的故障率，通过上述分析，本文采用柴油机油门开度，转向油泵压力、车速作为智能换挡控制系统的控制参数。这三个参数能够准确的反映井下装载机的实时工作状态。并且能够比较准确的测量。

3.2.3 最佳动力性换挡规律

1、油门开度对车辆牵引特性的影响

由柴油机的输出特性可知，柴油机的输出扭矩是柴油机的输出转速和油门开度的

函数。当工作油泵、转向油泵等消耗的扭矩一定时，柴油机的输出扭矩随着油门开度的变化而发生改变，这时输入到变矩器的扭矩也会随着油门开度的改变而发生变化，根据不同油门开度时柴油机的输出特性对井下装载机液力传动系统进行匹配计算，将不同油门开度下匹配计算得到的井下装载机的牵引力和速度曲线以相同比例绘制到一张图上，得到了如图所示的不同油门开度下井下装载机牵引力速度关系图如图 3-2 所示，从图中可以看出：随着油门开度的变化，车辆行驶过程中的牵引力和速度也会发生改变，相邻两档位的牵引力特性曲线的交点也会随之改变，为了保证车辆在行驶过程中获得良好的牵引特性，可以考虑将相邻两档位牵引力与速度曲线的交点作为最佳动力性换挡点。

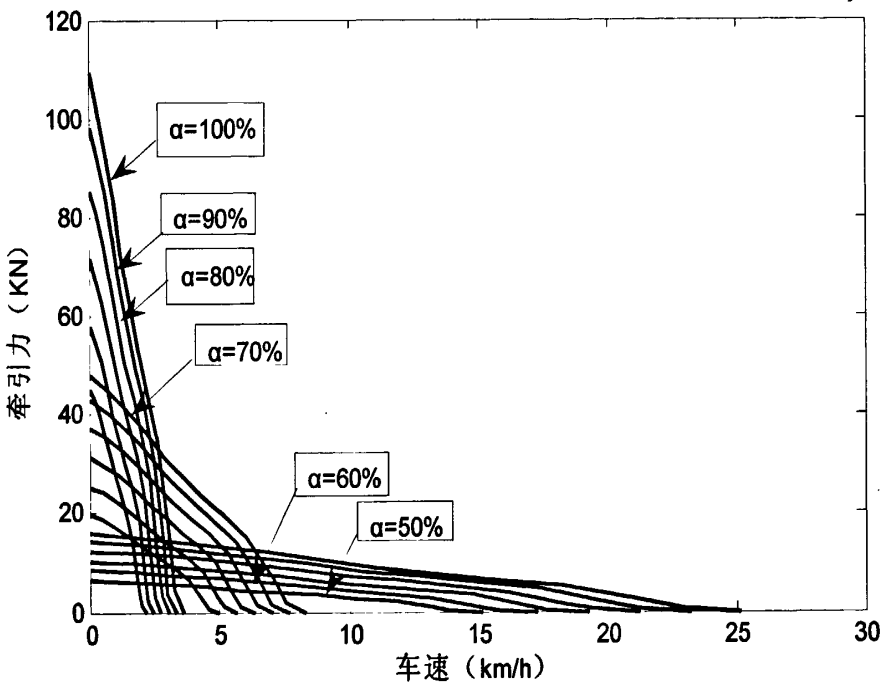


图 3-2 不同油门开度对车辆牵引力和速度变化关系

2、转向油泵压力对车辆牵引特性的影响

前一节提到的换挡点是将工作油泵和转向油泵等其它设备所消耗的扭矩档位固定值而得到的，事实上井下装载机在工作状况时，受工作环境的影响，其转向油泵经常工作，且路况不一样，油泵压力也不一样。油泵工作时会吸收较大一部分柴油机的输出扭矩，导致由柴油机输入到液力变矩器泵轮的净扭矩减少。在制定换挡规律的时候将油泵消耗的扭矩当作固定值，会导致产生较大的误差，从而不能保证车辆工作在最佳牵引力工况。图 3-3 为某一油门开度下转向油泵在不同工作压力下工作时井下装载机牵引力速度关系曲线。由图可以看出，当油泵压力不一样时，相邻两档位的牵引力特性曲线的交点也会随之改变，为了保证车辆在行驶过程中获得良好的牵引特性，在制定最佳动力性换挡规律时，有必要将油泵压力作为换挡参数，从而保证车辆换挡前后具有最大的牵引力。

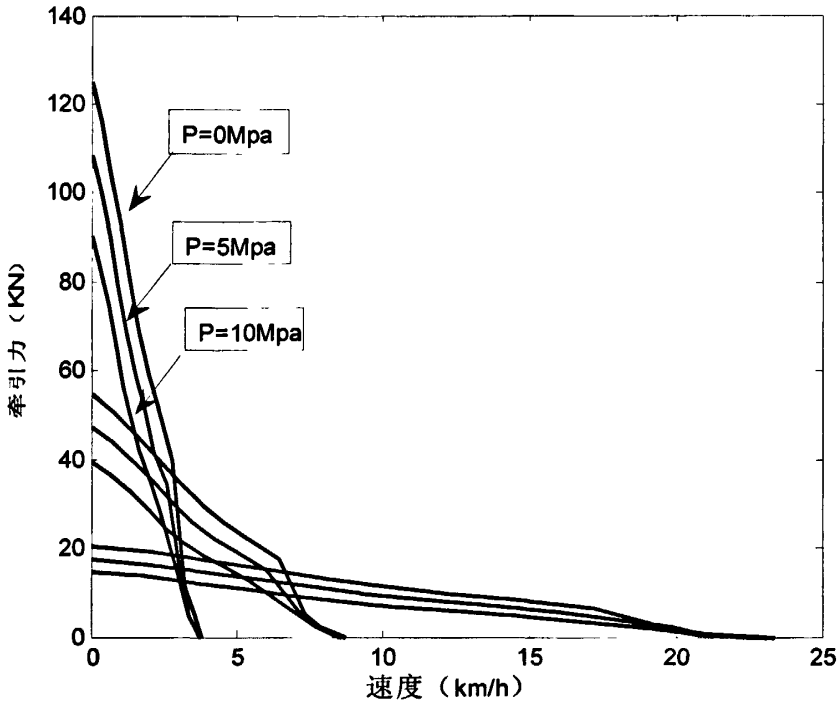


图 3-3 不同转向油泵压力下车辆牵引力和速度变化关系

3.3 智能换挡智能控制策略

3.3.1 智能控制理论概述

将人工智能理论和应用于自动控制系统,把人工智能理论和控制理论分析灵活的结合起来,就形成了智能控制。1965年著名华裔科学家傅京孙(K.S.Fu)首先把人工智能的启发式推理规则运用于学习控制系统^[43],至今智能控制技术领域已经成为一个具有广阔前景的富有挑战的领域。智能控制系统应用各种智能化技术实现复杂系统的控制目标,是一种具有很强生命力的新型自动控制技术^[43]。智能控制系统^[44-51]包括:专家控制系统、神经控制系统、和模糊控制系统等。并且新的理论和方法的出现,新的智能控制技术不断涌现。智能控制技术的结构体系如图 3-4 所示:

井下装载机是一个具有多个输入、多个输出、多个自由度和多个干扰源的,不确定性极强的复杂的非线性系统。由于输入和干扰因素以及输出的关系都十分复杂,且均为高阶非线性问题,整个系统外部和内部的参数均具有很大的不确定性。因此基于精确数学模型的经典控制方法和基于精确模型的现代控制方法用于智能换挡控制系统误差较大。智能控制系统摆脱了系统模型的束缚,鲁棒性极强,为复杂的不稳定系统的建模和控制等开辟了新的道路。目前国内外研究者分别尝试着用模糊控制^[52-54],神经网络控制^[55-57]以及模糊神经网络控制^[58-60]等对工程车辆进行智能换挡控制研究,取得了较好的控制效果。

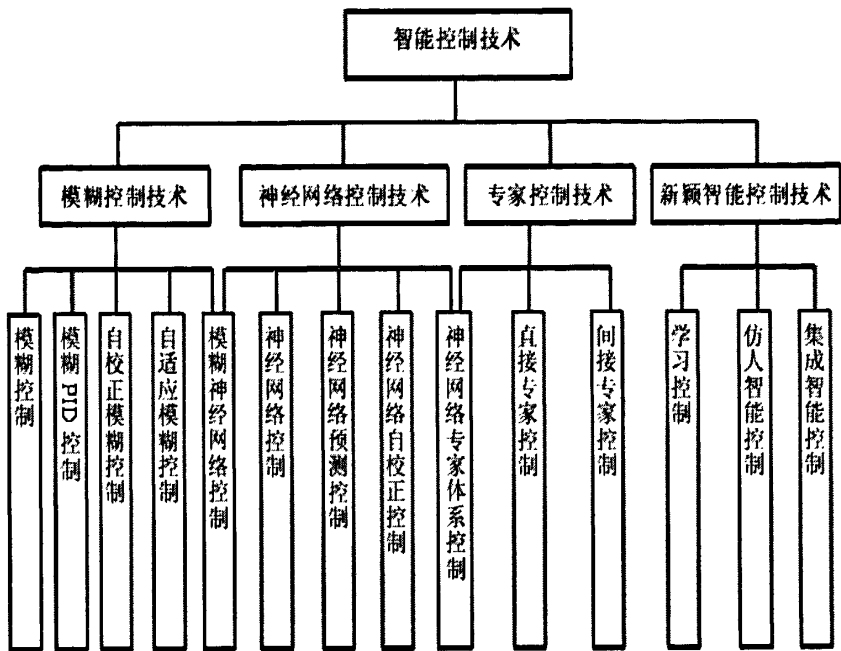


图 3-4 智能控制技术体系结构

要合理地选择和应用智能控制技术，就需要了解并分析现有的各种智能控制技术的基本原理、方法和特点及其所适应的场合。下面将对不同的智能控制技术进行概述。

1. 模糊控制理论

模糊控制是以模糊逻辑和模糊推理为基础，以模糊数学和模糊语言的形式来表示的，采用计算机控制技术构成的一种具有反馈通道的闭环控制系统，其组成核心是模糊控制器。

(1) 模糊控制的工作原理

模糊控制的主要工作原理就是通过计算机模拟人脑认识客观世界的非精确、非线性的信息处理和过程，从而对控制目标进行控制。设计者需要将整个控制过程抽象为计算机能够识别的语句、规则等信息，让计算机按照规则做出判断并对控制系统进行控制。

(2) 模糊控制器的基本结构

模糊控制器是模糊控制的核心，设计模糊控制器时需要解决以下问题：

- ① 精确量的模糊化，把语言变量的语言值转化为某适合域上的模糊子集；
- ② 模糊控制算法的设计，通过一组模糊条件语句构成模糊控制规则，并计算模糊控制规则决定的模糊关系；
- ③ 输出信息的模糊判决，完成由模糊量到精确量的转化。

模糊控制器的结构图如图 3-5 所示：

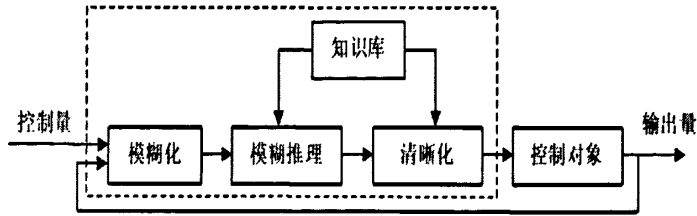


图 3-5 模糊控制器的结构图

(3)模糊控制的适用范围

模糊控制适用于具有不确定性和具有非线性对象的控制。不确定性对象指的是被控对象的模型或模型的参数具有模糊的、不精确的性质，但不是随机的性质。由于模糊控制不依赖于模型，所以特别适用于这类不确定性的对象。此外，对于输入语言变量和输出语言变量是某种非线性映射关系的系统，模糊控制器能找出二者之间变化的规律，并能进行有效控制^[61]。由于具有较强的鲁棒性，模糊控制还适用于具有时变性及纯滞后性的系统。

(4)模糊控制在工程车辆上的应用

在国内，吉林大学的卢新田率先将模糊控制应用在履带式推土机上^[29]，并结合推土机的作业特点，将控制策略分为作业工况换挡策略、坡路换挡策略、转向及制动换挡策略以及平直道路稳定行驶换挡策略等。后来，张志义博士将模糊控制理论应用在工程车辆的节能换挡控制中上，也取得了较好的效果^[34]。

(5)模糊控制的缺陷^[62]

1、模糊控制不具备学习和自适应的能力，由于模糊控制器的隶属度函数和控制规则都是根据经验预先总结出来的，所以其量化因子和比例因子也是固定的，又因为在控制过程中没有对它们进行修正，所以模糊控制不具备学习和改进控制性能的功能。

2、模糊控制的精度不高。这主要是由于模糊控制表的量化等级有限而造成的。通过增加其量化等级数目虽可以有效提高精度，但会导致数据库过于庞大，占用较大的存贮空间，增加查询数据的时间，降低控制的实时性。虽然模糊控制可以利用离线总结出的控制规则进行控制，但工况的急剧变化，会导致控制决策出现偏差，自适应性能不高。并且该控制策略知识无法覆盖所有工况下的操作，所以控制精度会有所下降^[60-63]。所以，人们开始将目光放到了神经网络控制上。

2.神经网络控制

神经网络是利用工程技术手段，模拟人脑神经网络结构和功能的一种技术方法。神经网络控制是一种基本上不依赖于模型的控制方法，它适用于具有不确定性、时变的对象和环境，并具有较强的自适应能力、学习能力、非线性映射能力、鲁棒性和容错性能力，神经网络是智能控制的一个非常重要的分支^[64-69]。

(1)神经网络的工作原理

神经网络首先按照一定的规则进行学习,然后进行工作并判断输出值与期望值的误差,当误差较大时,通过修改网络的连接权值,使之朝着减小输出误差的方向调整,当误差在允许误差范围内时,结束学习并输出结果。

(2)神经网络的基本结构与组成

神经网络通常由输入层、隐含层和输出层组成。在多层神经网络中,输入层有 n 个处理单元,每个处理单元对应一个外部输入信号,输入信号的数量由实际问题确定;输出层有 m 个处理单元,每个处理单元对应一个输出信号,输出信号的数量也由实际问题确定;中间层的作用是当输入模式与输出模式不同时,完成输入信号的中间转换。网络处理信号的能力随层数和每层的节点数的增加而增加,但过多的层数和节点数会使迭代时计算复杂,训练时间增加,处理速度变慢,且容易使网络过训练,导致分辨数据的能力降低。

(3)神经网络在工程车辆上的应用

吉林大学陈宁博士将 RBF 神经网络应用到工程车辆节能换挡策略上^[32],并采用遗传算法(Genetic Algorithms)对 RBF 神经网络进行了改进,为神经网络在工程车辆自动换挡中的应用开创了先河,并证实了神经网络在工程车辆自动换挡中应用的可行性。

(4)神经网络的缺陷

任何一种控制方法都不是十全十美的,同样,神经网络也有其自身的缺陷,主要体现在以下几个方面:

- 1、神经网络的学习算法是一个非线性优化问题,因此不可避免地存在着局部极小问题,并且学习算法的收敛速度很慢,通常需要几百步迭代甚至更多步才能完成。
- 2、神经网络控制将系统控制问题看成“黑箱”的映射问题,缺乏明确的物理意义,因此,控制经验的定性知识难于融入控制中。

3.专家系统

专家系统是一个智能计算机程序系统,其内部含有大量某个领域专家水平的知识与经验,它应用人工智能技术和计算机技术,根据某个领域的一个或者多个专家的知识 and 经验,进行推理和判断,以解决那些需要人类专家处理的复杂问题。由于专家控制不太常用,并且目前尚无人将其应用于工程车辆,所以本文在此不再详述。

4.其它智能控制

除了以上几种基本的智能控制方法外,还有学习控制、自适应控制、遗传算法控制等,以及这些基本控制之间的综合应用,如自适应模糊控制、模糊神经网络控制、基于遗传算法的神经网络控制等。由于这些控制方法不太常用,本文不再赘述。

3.3.2 本文所采用的智能控制算法

由前面的分析知,每一种智能控制方法都是从某一方面去模拟人在控制过程中的智能行为,分别具有各自的优缺点。因此,在实际工程应用中,有必要要根据被控对象的特点以及控制目的和控制要求等诸多因素综合考虑,从而选择出合适的控制方法。井下装载机在作业过程中工况复杂,工作环境十分恶劣,而且是一个多自由度系统,在外界众多不确定因素的影响下,其特性会发生急剧的变化,传统的控制方法难于控制,因此,本文把智能控制理论与自动换挡理论相结合,建立井下装载机自动换挡智能控制策略,使车辆能够更加准确地进行换挡并具有较高的智能性,以获得较满意的控制效果。

考虑到井下装载机自动换挡控制系统依赖于外界环境和车辆系统自身的状态等多种因素,控制系统应该具有灵活改变控制策略的能力,从而保证车辆在实际运行过程中更具工作环境的变化不断改进控制方法的功能。同时还考虑到换挡过程的实时性要求和自动换挡系统操作的重复性特点,选择学习实时性较好、迭代算法简单、实用效果理想和稳定的神经网络控制算法。目前,神经网络算法共有几十种,而在人工神经网络的实际应用中,80%~90%的人工神经网络模型采用反向传播网络或者是它的变化形式,反向传播网络是前向型神经网络的核心部分,体现了人工神经网络算法的最精华的部分^[3]。从实用性和有效性的角度来考虑,本文采用目前应用最为广泛,技术最为成熟的反向传播神经网络对井下装载机智能换挡控制系统进行控制,并针对常规的反向传播神经网络算法训练收敛速度慢,容易陷入局部最小值等缺点,提出了用自适应学习速率发对反向传播神经网络进行改进。

3.3.3 反向传播神经网络

反向传播神经网络是一种多层前馈网络,其神经元的传递函数是 *Sigmoid* 型函数,它可以实现从输入到输出的任意非线性映射。由于反向传播神经网络具有良好的自学功能,成为当前应用最广泛的一种神经网络。它由输入层、隐含层和输出层构成典型的三层前向型网络。根据井下装载机节能换挡规律构造三层前馈式网络模型如图 3-5 所示。

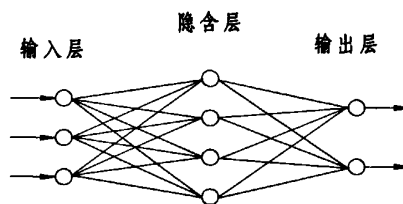


图 3-5 三层前馈型神经网络模型

反向传播神经网络算法由网络的正向传播和反向传播组成。当网络正向传播时信号从输入层、隐含层向网络的输出层传递。若得到的输出层的期望输出，则算法学习结束；若未得到算法的期望输出，网络则转向反向传播，具体的网络学习流程图如图 3.6 所示：

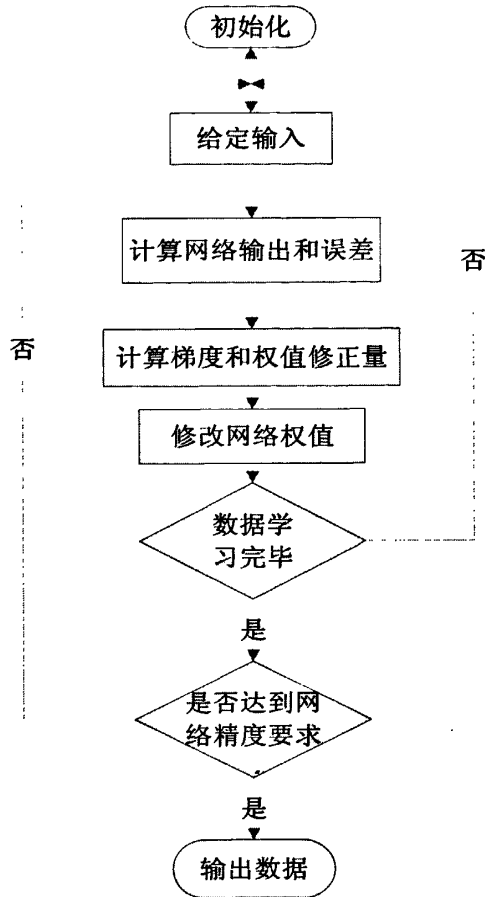


图 3-6 反向传播神经网络框图

对反向传播学习的具体过程做简要的说明如下：

(1) 给 $V1_{ji}$, $V2_{ki}$, $\theta1_i$, $\theta2_k$ 随机赋予一个较小值, $V1_{ji}$, $V2_{ki}$, 分别为输入层节点 p_j 到隐层节点 $a1_i$ 、隐含层节点 $a1_i$ 到输出层节点 $a2_k$ 的连接权, $\theta1_i$, $\theta2_k$ 分别为隐含层节点和输出层节点的阈值。

(2) 给每一样本模式进行下列操作, ($k=1, 2 \dots q$) 其中 q 为样本个数。

1、将样本 $P_j^{(r)}$ 的值 $p_j^{(r)}$ 输入输入层节点, 据输入层节点激活 p_j , 依次计算

$$a1_i = f_{s1} \left(\sum_{j=1}^r V1_{ji} \cdot p_j + \theta1_i \right) \quad (i=1,2,\dots,s1) \quad (3-4)$$

$$a2_k = f_{s2} \left(\sum_{i=1}^{s1} V2_{ki} \cdot a1_i + \theta2_k \right) \quad (k=1,2,\dots,s2) \quad (3-5)$$

- 式中 $f_{s1}(\cdot)$ ——输入层与隐层的转换函数。
 $f_{s2}(\cdot)$ ——隐层与输出层之间的转换函数。
 $s1$ ——隐含层的节点数
 $s2$ ——输出层的节点数。

2、计算输出层节点输出与期望输出的误差,

$$EW = \frac{1}{2}(O_k - a2_k)^2 \quad (3-6)$$

令:

$$d_k = a2_k(1 - a2_k)(o_k - a2_k) \quad (3-7)$$

3、向隐含层节点反向分配误差,令

$$e_i = a1_i(1 - a1_i) \left(\sum_{k=1}^n V2_{ki} \cdot d_k \right) \quad (3-8)$$

4、调整隐含层节点与输出层节点之间的输出权 $V2_{ki}$ 以及输出层节点阈值 $\theta2_k$:

$$V2_{ki} = V2_{ki} + \alpha' \cdot a1_i \cdot d_k \quad (3-9)$$

$$\theta2_k = \theta2_k + \alpha' \cdot d_k \quad (3-10)$$

式中 α' ——学习速率

5、调整输出层与隐层之间的连接权 $V1_{ji}$ 及输出节点的阈值 $\theta2_k$

$$V1_{ji} = V1_{ji} + \alpha' \cdot p_j \cdot e_i \quad (3-11)$$

$$\theta2_k = \theta2_k + \alpha' \cdot e_i \quad (3-12)$$

(3) 重复步骤 (2), 直至对于 $k=1,2,\dots,s2;t=1,2,\dots,p$, 误差 E_{av} 达到精度后结束学习。

$$E_{av} = \frac{1}{2p} \sum_{i=1}^p \sum_{k=1}^{s2} (o_k - a2_k)^2 \quad (3-13)$$

式中 E_{av} ——学习目标函数。

3.3.4 反向传播神经网络的缺陷

虽然反向传播网络算法取得了广泛的应用但它也存在自生的缺陷,主要表现在训练过程中,具体说明如下^[58-61]:

(1) 收敛速率慢

对于一些复杂的问题,反向传播神经网络算法可能需要进行几个小时或者更长的时间的训练方能达到收敛,影响反向传播神经网络收敛速度的主要原因之一是学习速率的大小。可以通过采用变化的学习速率或者自适应学习速率的方法来加以改进。

(2) 完全不能训练

这主要表现在网络训练过程中出现的麻痹现象上,在训练过程中,如果权值调得过大,就可能会使大部分甚至所有神经元的加权值总和 n 偏大从而使得激活函数的输入工作在 *Sigmoid* 型函数的饱和区域,导致其导函数值 $f'(n)$ 很小,使得网络全职的调节过程几乎停顿,为了避免这种现象发生可以选取较小的初始权值和较小的学习速率,但这增加了训练时间。

(3) 存在局部最小值点

反向传播神经网络算法可以使网络的权值收敛到一个解,但它不能保证所求得解为误差超平面内的全局最优解,和有可能是一个局部最优解。这是因为反向传播神经网络算法采用的是梯度下降法,网络训练是从某个起始点沿着误差斜面的方向逐渐达到误差的极小值。然而复杂网络的误差函数为多维空间曲面,就像一个碗,而且这个碗是凹凸不平的碗,它的最小值点在碗底。因此在网络训练过程中就可能陷入某一个小谷区,并在这一小谷区产生一个局部极小值点。然而此点沿着各个方向变化均会使误差增加。致使网络训练无法逃脱这一局部极小值。

3.3.5 反向传播神经网络算法的改进

由于反向传播网络存在训练速度慢,训练时容易产生震荡,容易出现局部最小值,这限制了它的应用,本文采用改进的反向传播网络算法对其进行改善。

自适应学习速率的基本原理是保证每次学习后的综合误差比上次的减少一定的百分比,设 η_2 为本次学习的综合误差 E_{av} 和上次学习的综合误差 E'_{av} 的相对百分比,即:

$$\eta_2 = \frac{E_{av} - E'_{av}}{E_{av}} \quad (3-16)$$

若 $\eta_2 > 0$, 则:

$$\alpha' = \alpha \cdot \left(1 + B \cdot \frac{\eta_{MAX}}{|\eta|} \right) \quad (3-17)$$

若 $\eta_2 < 0$, 则:

$$\alpha' = \alpha \cdot \left(1 - B \cdot \frac{\eta_{MAX}}{|\eta|} \right) \quad (3-18)$$

式中： α' ——学习速率；

α'' ——上次学习的学习速率；

B ——学习速率调整系数；

η_{max} ——本次学习后网络输出的综合误差比上次学习后所减少的最大百分比。

3.4 本章小结

本章针对井下装载机的工作状况首次提出了以柴油机转速和车速为换挡控制参数的节能换挡规律和以油门开度，转向油泵压力以及车速为换挡控制参数的井的动力性换挡规律。然后针对井下装载机的工况选择了反向传播神经网络控制算法以实现井下装载机的智能换挡控制，并运用自适应学习速率法改进其学习速率。

第四章 智能变速控制系统的计算机仿真

进行科学研究的主要方法有：理论研究、仿真分析和实验研究。理论研究仅仅停留在理论的演绎和推导之上，试验研究虽然更加接近实际，但是成本高昂。仿真技术很好的为了弥补两者的缺陷，仿真技术从产生到现在已经有半个多世纪，已经发展成为一门交叉学科，并逐渐成为科学的一个强有力的工具。

为了验证前面所提出的换挡规律的合理性，并检验前面所提出的反向传播神经网络控制方法的可行性，本文在 MATLAB/Simulink 中对井下装载机液力传动智能换挡系统进行仿真研究。

4.1 仿真技术概述

4.1.1 仿真技术简介

系统仿真技术是设计、研究与分析各种复杂系统的重要工具，是最近几十年才发展起来的一门综合性学科。系统仿真技术以计算机技术、控制理论、相似性原理信息技术以及其所研究领域专业理论为基础，它不仅广泛应用于机械、航空航天、化工、电力、电子等工程领域，而且也越来越广泛应用于教育训练、社会经济和生态环境等非工程领域，取得了极大的经济和社会效益。将现代仿真技术应用于工程设计具有以下优点：^[54]

- 1、经济性：仿真分析只要在可以重复操作的模型上进行，建立系统模型特别是数学模型的成本要比建立实际系统的成本少得多。
- 2、可重复实现性：可以重现外界状态，系统使用状态和故障等，便于判断产生系统故障的原因。
- 3、安全性：可以避免试验的危险性。
- 4、全面性：可以实现对系统或者系统的某一部分进行仿真。
- 5、可预料性：在实际外部条件无法确定或者复杂系统尚未完全建立以前，能够通过改变仿真模型的结构和参数来优化系统的设计。
- 6、可以用于分析设计和改进系统，训练系统操作人员，为管理决策和技术决策提供依据。

4.1.2 仿真软件简介

MATLAB 由 Matrix 和 Laboratory 两个单词的前三个字母组成，其创始者是美国墨西哥大学的 Cleve Moler 教授。从 1984 年美国 Mathworks 公司推出 MATLAB 以后，MATLAB 迅速成为国际上公认的最优秀的计算机仿真分析和数值计算软件之一。作为 MATLAB 的重要组成部分，Simulink 是面向系统信号流图的图形化建模仿真软件，用户可以根据自己的需要使用 Simulink 基本模块库和专用模块库或者自己设计的专用模块来建立系统的仿真模型。用户不需要浪费大量时间来编程，可以将精力放在系统模型的建立上，有效的提高了建模的速度，节省了设计时间。

4.2 井下装载机自动变速系统仿真模型

4.2.1 传动系统总体模型建立

为了验证前面所提到的节能换挡规律和最佳动力性换挡规律的可行性，以及反向传播神经网络控制算法，以及换挡控制系统的可行性，测试基于改进的反向传播神经网络算法用于井下装载机自动变速控制系统的可行性，根据第二章建立的井下装载机液力传动系统的数学模型和井下装载机行驶过程中的动力性方程，利用计算机仿真软件 MATLAB/Simulink 建立井下装载机液力传动系统的数学模型。

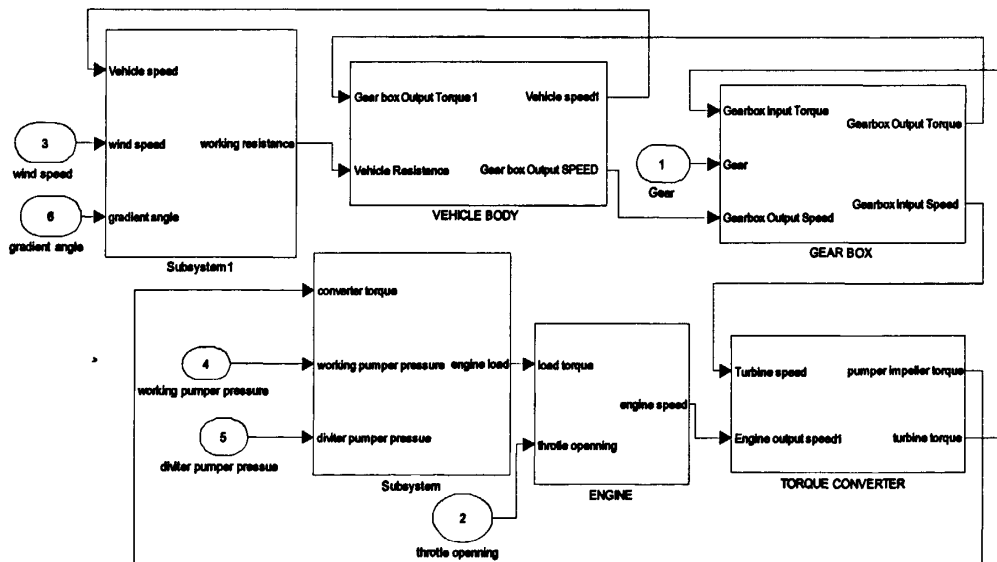


图 4.1 井下装载机自动变速系统仿真框图

该仿真模型包括：柴油机的仿真模型、液力变矩器的仿真模型、变速箱的仿真模型、工况仿真模型和驱动桥仿真模型等。

4.2.2 柴油机仿真模型

F6L912W 柴油机的仿真模型如图 4-2 所示：根据前面建立的柴油机的数学模型和 F6L912W 柴油机的特性曲线，根据式 (2-8) 计算得出在不同柴油机油门开度和输出转速状况下柴油机的稳态输出转矩，再减去柴油机的负载转矩得到柴油机输出并传递给液力变矩器的净扭矩，再乘上转动惯量的倒数，然后对所得的乘积进行数字积分，即可以得到柴油机的输出转速。如下式：

$$M_e - M_{de} = J_z \dot{n}_e \tag{4-1}$$

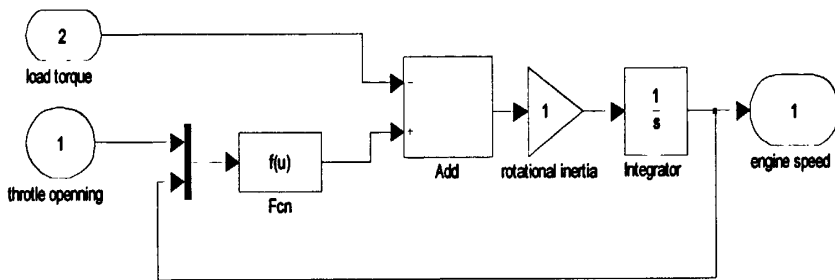


图 4-2 F6L912W 柴油机的仿真模型

图中：load torque、Throttle opening、Engine Speed 分别代表柴油机的负载、柴油机的油门开度和柴油机的输出转速。

4.2.3 液力变矩器仿真模型

根据厂家所提供的 Clark-272 液力变矩器的原始特性数据以及第二章所得到的变矩器的原始特性拟合公式来计算 Clark-272 液力变矩器的变矩比 T.R 和变矩系数 K 随转速比的变化规律，再根据前面所建立的液力变矩器的数学模型在 Simulink 中建立变矩器的仿真模型如图 4.3 所示：

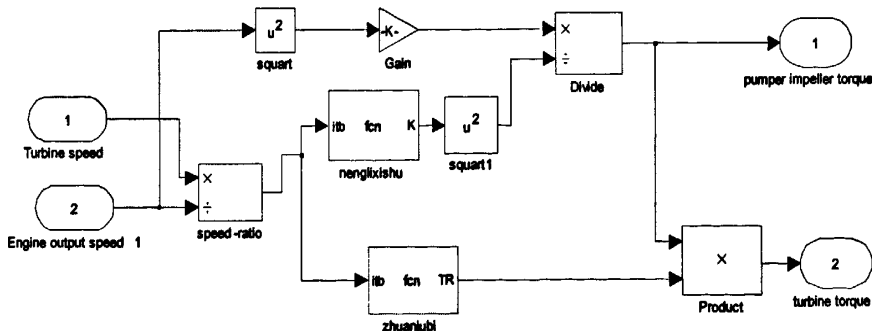


图 4.3 液力变矩器的仿真模型

图中：Turbine Speed、Engine output Speed 1、分别代表柴油机的输出转速（即变矩器的泵轮转速）和变矩器的涡轮转速，Turbine Torque 和 pumper impeller torque 分别代表变矩器的涡轮转矩及变矩器的泵轮转矩。

4.2.4 动力换挡变速箱仿真模型

动力换挡变速箱就是根据当前档位值产生一个与之对应的传动比，从而改变传动系统的总传动比。因此可以先建立一个一维数表，通过查表的方式查找当前档位所对应的变速箱的传动比值。然后根据变速箱的输入转速和转矩得出变速箱的输出转速和转矩。Clark R20326 动力换挡变速箱的仿真模型如 4.4 所示。

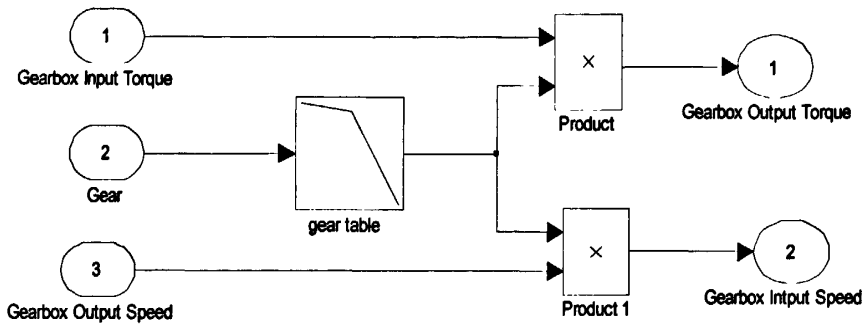


图 4.4 变速箱的仿真模型

图中: Gearbox Input Speed 和 Gearbox Input Torque 分别为 Clark R20326 动力换挡变速箱的输入转速和转矩, 也就是变矩器的输出转速和转矩; Gearbox Output Speed 和 Gearbox Output Torque 分别为变速箱的输出转速和转矩; Gear 为变速箱的档位。

4.2.5 车体仿真模型

根据前面分析可知: 井下装载机在行驶过程中, 变速箱所输出的扭矩用于克服车辆在前进过程中所受到的各种阻力。

$$m_z \cdot \dot{v}_c = \frac{k_g \cdot M_G}{r_k} - F_z \quad (4-2)$$

式中 m_z ——车辆总的惯性;

\dot{v}_c ——车辆加速度;

k_g ——驱动桥的速比;

r_k ——车轮半径;

M_G ——变速箱的输出转矩

F_z ——车辆所受的阻力, 包括滚动阻力、迎风阻力, 转向阻力等;

由此可以根据井下装载机行驶过程中的动力学方程建立车体的动力性模型如图 4-4 所示:

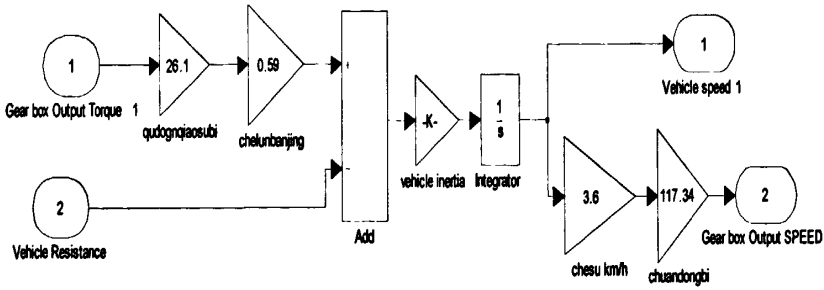


图 4.4 车体的仿真模型

图中: Gearbox Output torque、Vehicle Resistance、Vehicle speed 和 Gearbox Output SPEED 分别代表变速箱的输出转矩、车辆行驶过程中的阻力、车辆速度和变速箱的输出速度。

4.2.6 工况仿真模型

根据前文的分析可知,井下装载机在行驶过程中,发动机的负载扭矩包括油泵消耗的扭矩、液力变矩器泵轮的吸收扭矩以及发动机的附加元件(风扇和变速油泵等)所消耗的扭矩等,车辆行驶过程中的阻力由插入阻力,迎风阻力和路面阻力(滚动阻力和坡道阻力)等构成,因此可以根据前面所建立的数学模型得出井下装载机工作时的工况仿真模型如图 4-5 所示:

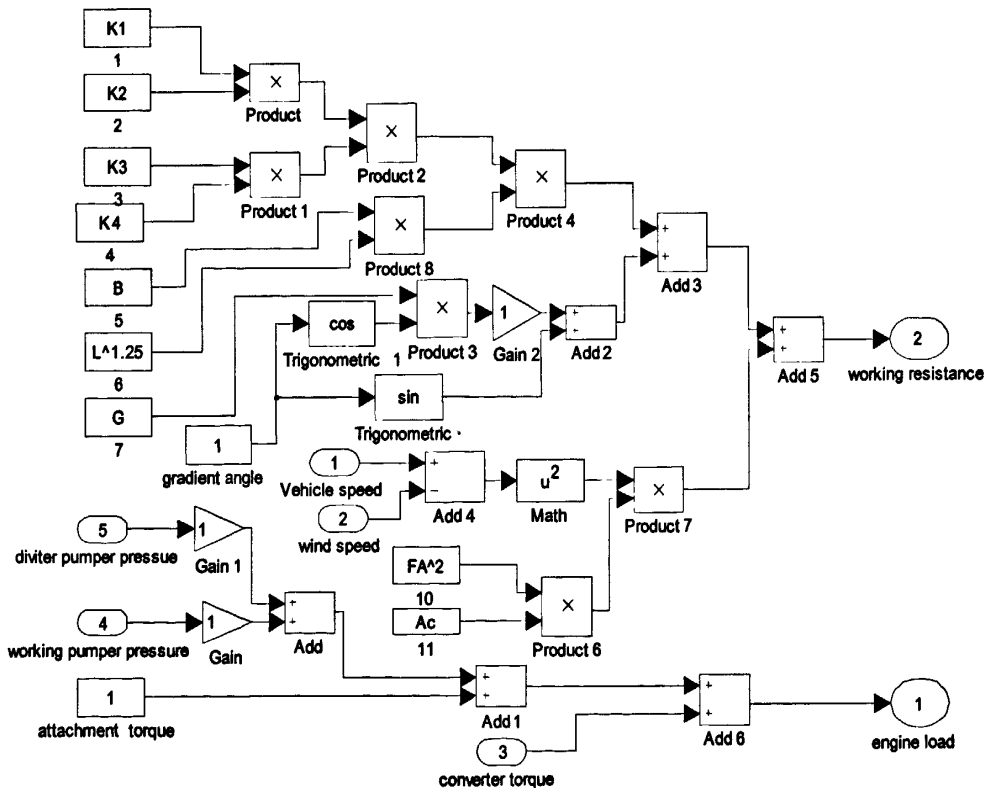


图 4-5 工况仿真模型

4.2.7 控制器的仿真模型

控制器的功能是根据所输入的参数（油门开度，转向油泵压力，车速）等求出与之对应的输出信号（实时工况的最佳档位），该功能由学习（study）和检验（verification）两个 s-function 函数模块实现。仿真模型框图由图 4.5 所示：

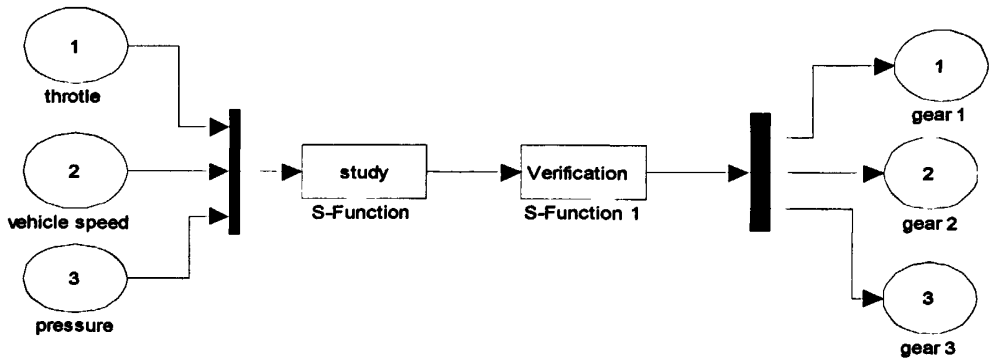


图 4.5 反向传播网络控制仿真模型

图中：输入量 throttle、 pressure、 vehicle speed 分别为油门开度、转向油泵压力、车速；输出量 gear1、 gear2、 gear3 分别为最佳输出档位 I、 II、 III 档。

4.3 仿真分析

4.3.1 仿真参数的设定

根据某公司 2 立方井下柴油装载机的原始参数，得出井下装载机液力传动系统动态仿真所使用到的一些参数如表 4-1 所示：

表 4-1 仿真参数设定

参数	数值	单位
车重	14400	千克
驱动桥主传动比	26.1	—
发动机额定功率	65	千瓦
滚动阻力系数	0.04	—
轮胎半径	0.75	米
最大牵引力	122	千牛
油门开度	0—100	%
坡度	0—30	—
档位	I—III	—
高效区范围	>75	%

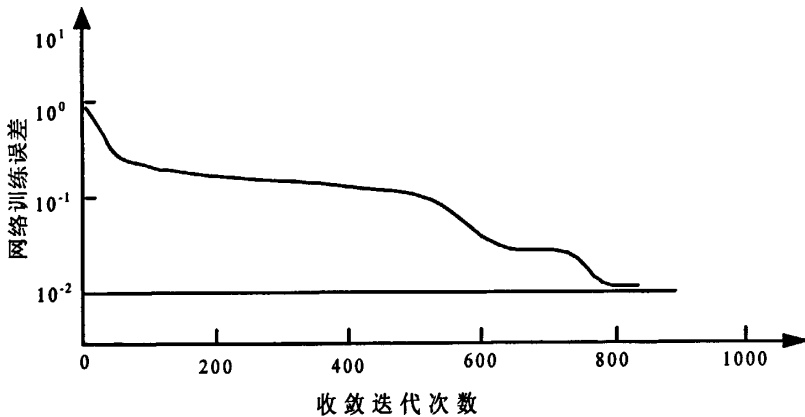
4.3.2 最佳动力性换挡仿真与分析

(1) 训练样本来源

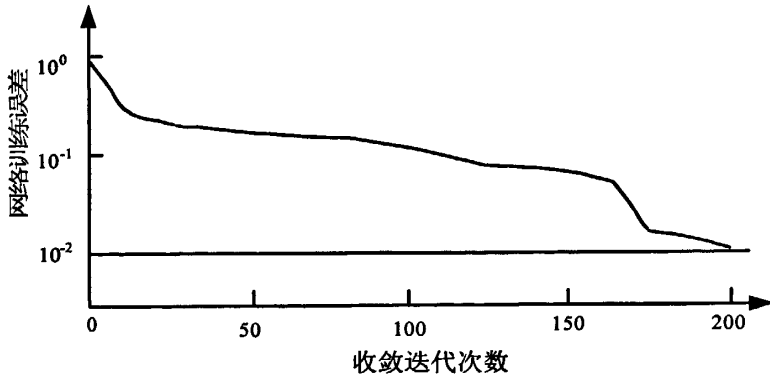
首先根据前面所提出的最佳动力性换挡规律以及其最佳换挡点的求解方法，求出一系列具有代表性的井下装载机智能换挡数据（包括油门开度、转向油泵压力、车速以及实时的最佳输出档位），然后利用这些数据形成（dynamic.mat）数据文件。再将数据文件作为训练样本导入到本章第一节所建立的改进的反向传播网络的训练模型中。

(2) 网络训练

根据前一章所选择的反向传播神经网络算法,运用 Matlab 专用的神经网络工具箱对反向传播神经网络进行训练。为了确保反向传播神经网络系统的训练精度,在对网络进行训练之前,先对训练样本进行归一化处理,网络训练的三个输出对应为变速箱的三个档位。对于所有输入样本,把训练所得网络的实际输出与期望输出之间的总误差定义为 E , 训练进度为保证期望误差 $E \leq 0.02$, 训练步长设为 0.01。



(a) 反向传播神经网络



(a) 改进的反向传播神经网络

图 4-6 算法收敛迭代次数

为了测试改进的反向传播神经网络算法的学习性能和学习效果,本文采用相同的学习样本和期望目标误差,分别对反向传播神经网络和改进的反向传播神经网络算法

进行训练,训练结果如图 4-11 所示,标准的反向传播网络迭代 812 次方达到收敛,改进的反向传播网络经过 202 次即达到收敛,训练速度大大提高。

(3) 不同转向油泵压力下的仿真

为了验证转向油泵压力对井下装载机液力传动系统智能换挡时刻的影响,本文以某公司 2 m^3 井下柴油装载机为例,对不同转向油泵压力下的换挡策略进行仿真,设定油门开度为 80%,仿真时间为 80 秒。假设道路坡度角为 0° ,风速为 0 米每秒,仿真结果如图至图 4-4-4-7 所示。

图 4-7 为油泵压力为 0Mpa,井下装载机负载载荷为 0 的时候,车辆从起步逐渐加速到最大车速的过程,从仿真结果可以看出,车辆经过大约 4 秒钟的时间从第一档升高到第三档,车辆动力性能良好,车速在大约 40 秒的时刻达到稳定,最高车速为 4.8 米每秒。

图 4-8 为油泵压力为 5Mpa,井下装载机负载载荷为 0 的时候,车辆从起步逐渐加速到最大车速的过程,从仿真结果可以看出,车辆经过大约 6 秒钟的时间从第一档升高到第三档,车速在大约 45 秒的时刻达到稳定,最高车速为 4.2 米每秒。

图 4-9 为油泵压力为 10Mpa,井下装载机负载载荷为 0 的时候,车辆从起步逐渐加速到最大车速的过程,从仿真结果可以看出,车辆经过大约 6 秒钟的时间从第一档升高到第三档,车速在大约 45 秒的时刻达到稳定,最高车速为 3.2 米每秒。

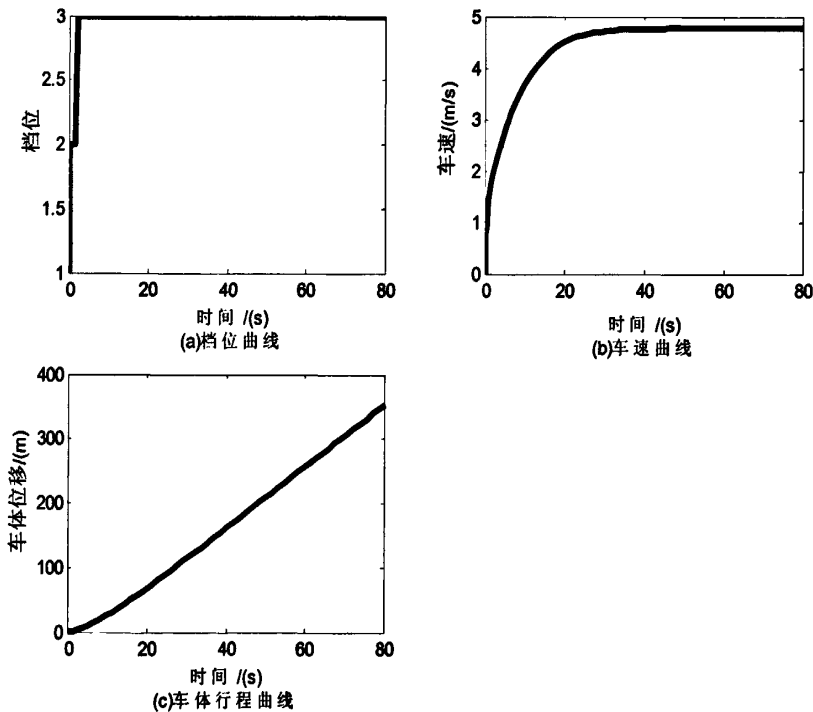


图 4-7 转向油泵压力为 0Mpa 时的仿真结果

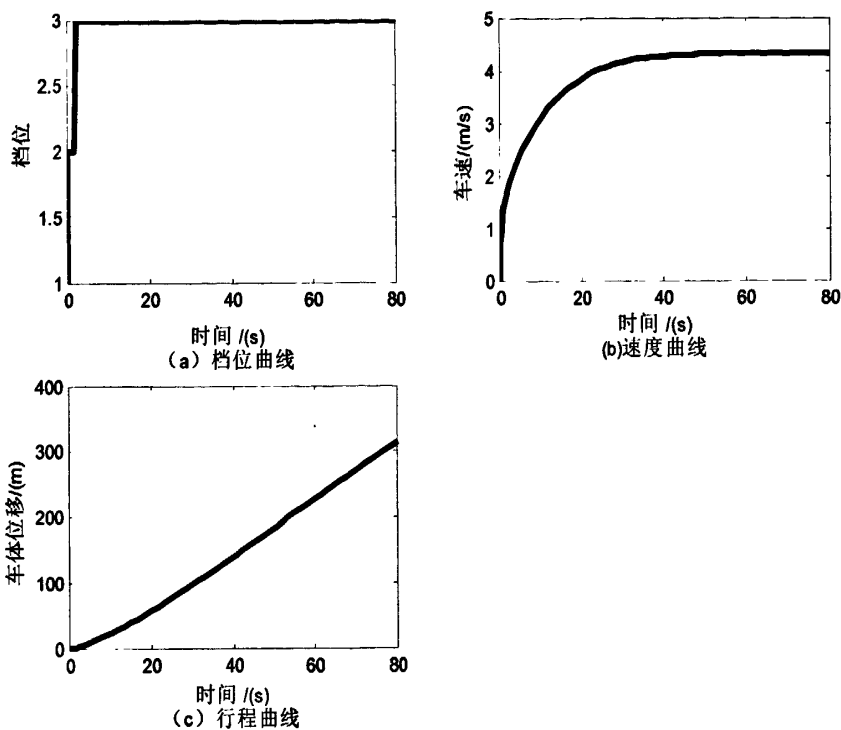


图 4-8 转向油泵压力为 5Mpa 时的仿真结果

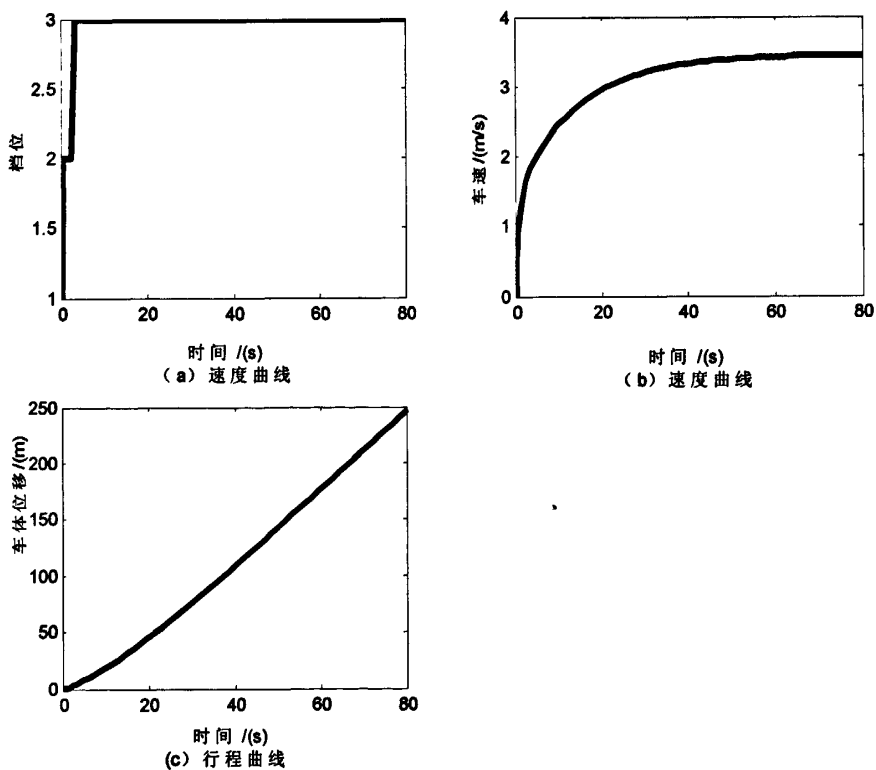


图 4-9 转向油泵压力为 10Mpa 时的仿真结果

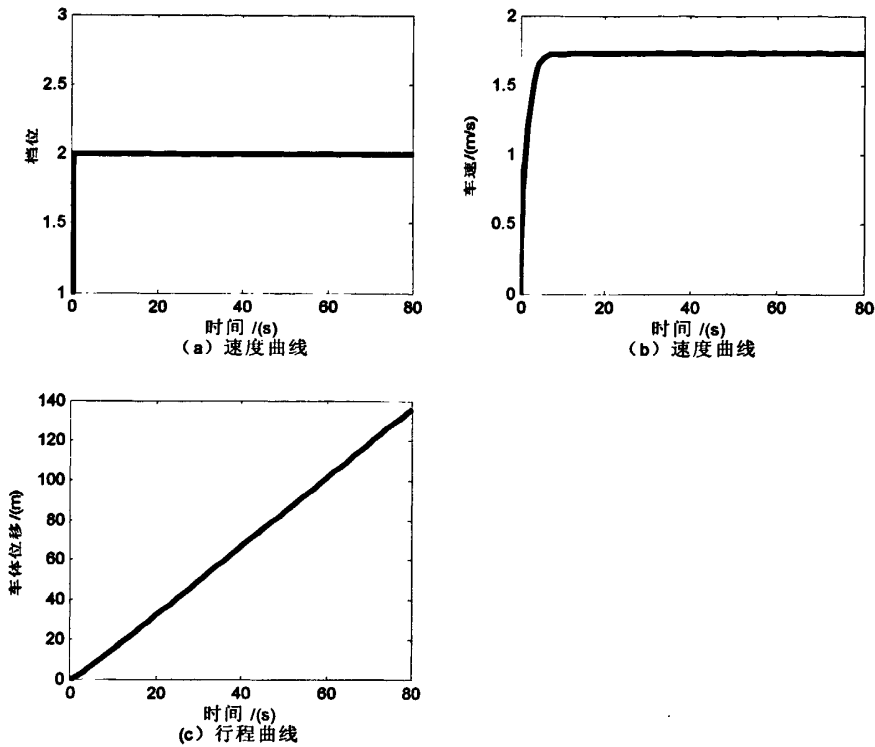


图 4-10 转向油泵压力为 15Mpa 时的仿真结果

图 4-10 为油泵压力为 15Mpa,并下装载机负载载荷为 0 的时候,车辆从起步逐渐加速到最大车速的过程,从仿真结果可以看出,车辆经过大约 8 秒钟的时间从第一档升高到第二档,由于油泵消耗的扭矩较大,导致传动系统的输入扭矩变小,车辆牵引性能,为了保证车辆具有良好的牵引性能,车辆在第二档的时候就不再升档。车速在大约 15 秒的时刻达到稳定,最高车速为 1.8 米每秒。

从图 4-7~4-10 的可以看出,油泵压力对换挡时刻具有较大的影响,因此有必要将油泵压力作为动力性换挡的换挡控制参数。

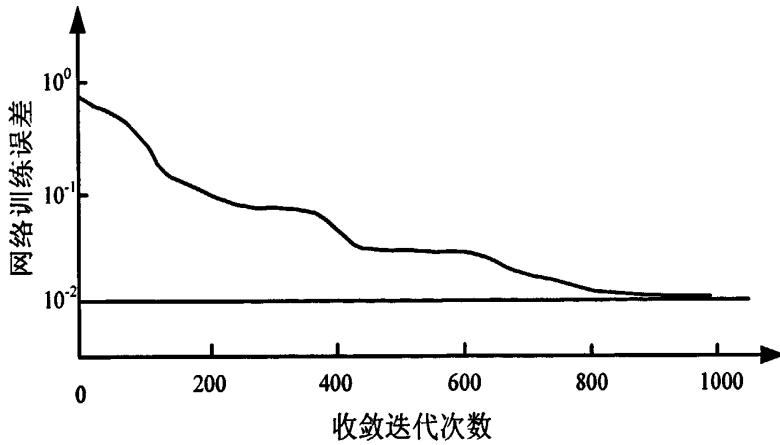
4.3.3 节能换挡仿真与分析

4.3.3.1 网络训练

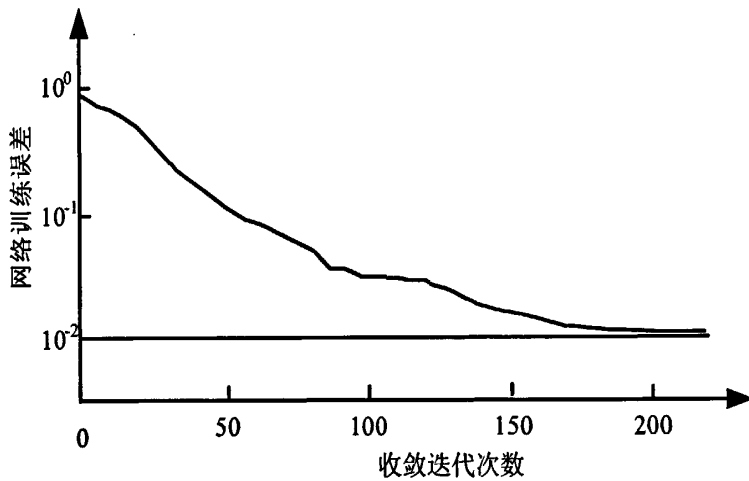
根据前一章所选择的改进的反向传播神经网络算法,运用 Matlab 专用的神经网络工具箱对反向传播神经网络进行训练。训练数据根据前文的计算方法所得,在训练过程中将不同工况下的柴油机转速和车速作为输入,实时工况下所能使液力变矩器保持在高效区域的变速箱的档位作为输出。为了确保反向传播神经网络系统的训练精度,在对网络进行训练之前,先对训练样本进行归一化处理,网络训练的三个输出对应为变速箱的三个档位。对于所有输入样本,把训练所得网络的实际输出与期望输出之间的总误差定义为 E ,训练进度为保证期望误差 $E \leq 0.02$,训练步长设为 0.01。

同样为了测试改进的反向传播神经网络算法的学习性能和学习效果,本文采用相

同的学习样本和期望目标误差, 分别对反向传播神经网络和改进的反向传播神经网络算法进行训练, 训练结果如图 4-11 所示, 标准的反向传播网络迭代 968 次方达到收敛, 改进的反向传播网络经过 197 次即达到收敛, 训练速度大大提高。



(a) 反向传播神经网络



(a) 改进的反向传播神经网络

图 4-11 算法收敛迭代次数

4.3.3.3 仿真结果及分析

为了验证本文所提出的智能换挡节能控制策略的可行性。本文对井下装载机节能换挡控制系统进行仿真。设定仿真步长为 50 秒, 仿真过程中假设道路的坡度角为 0 度, 柴油机为 60%油门开度状态, 风速为 0 米每秒。仿真结果如图 4-5、4-6 分别为空载和满载时候的仿真结果:

从仿真结果看来, 车辆启动时, 车速逐渐增大, 随着车速的增大, 换挡控制器能够根据车辆速度等的变化, 更换变速箱的输出档位, 空载时变速箱的实时输出档位在大约 4 秒的时候达到三档, 满载时变速箱的实时输出档位经过大约 5 秒达到三档, 空载时车速大概经过 25 秒达到稳定, 满载时车速经过大约 30 秒达到稳定, 车辆行驶过

程中，变矩器均保持着较高的工作效率，仿真结果表明以车速和柴油机转速为控制参数的节能换挡规律能够根据工况的变化实时调整变速箱的档位，车辆速度达到稳定后，液力传动系统中液力变矩器的工作效率基本保证在 70%以上的高效区域。从而

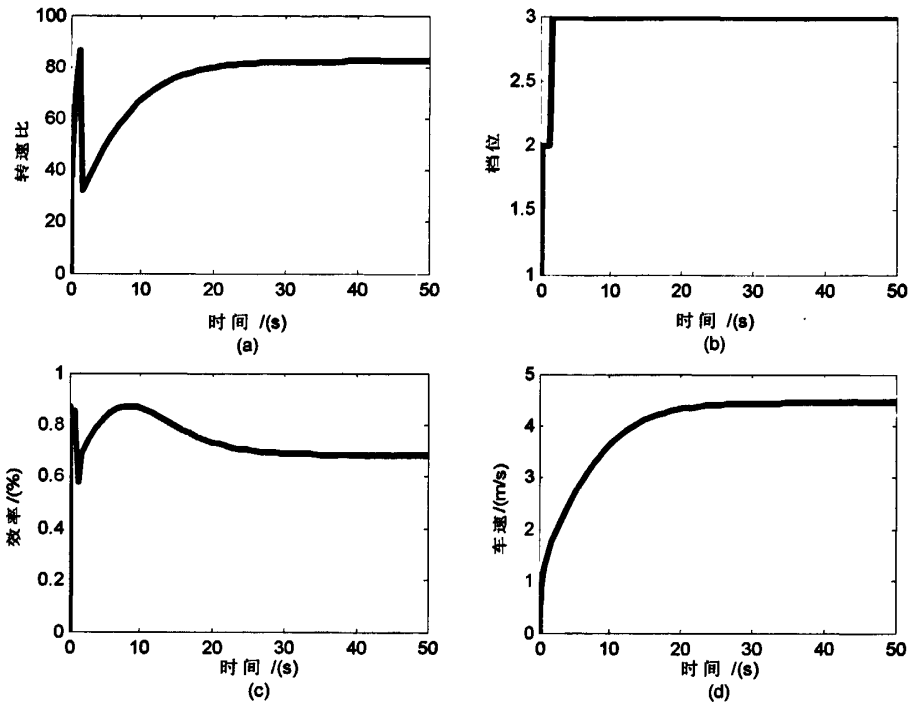


图 4-12 空载时仿真结果

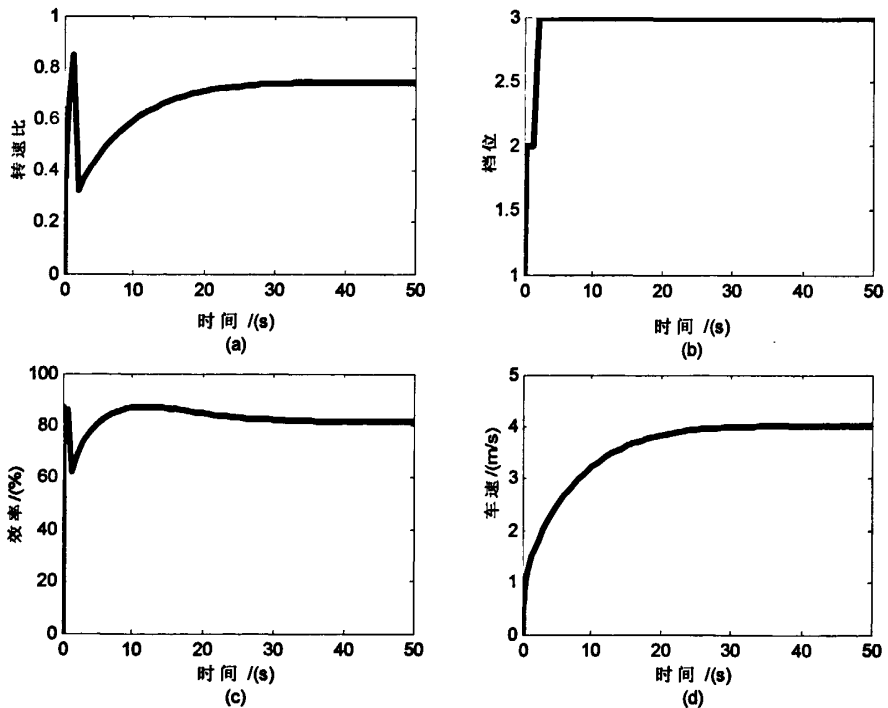


图 4-13 满载时仿真结果

有力的验证了前文提出的井下装载机智能换挡节能控制策略的正确性以及改进的反

向传播神经网络用于智能换挡控制系统的准确性,可行性和可靠性。节能换挡控制器的决策算法能够很好的满足智能换挡控制系统实时换挡的要求,为井下装载机智能换挡节能控制系统的设计与开发提供了理论参考依据。

4.4 本章小结

本章简要介绍了 MATLAB/SIMULINK 仿真软件,并结合第二章所建立的井下装载机液力传动系统的数学模型以及车辆行驶工况的动力学模型,建立了井下装载机液力传动系统系统变速箱智能换挡的仿真模型,并用分别运用反向传播神经网络算法和改进的反向传播神经网络算法训练了网络,在此基础上对井下装载机液力传动智能换挡系统进行了计算机仿真。仿真结果表明:改进的反向传播神经网络算法能够有效的提高网络的训练速度;同时验证了本文所提出的节能换挡规律和最佳动力性换挡规律以及改进的反向传播神经网络算法用于井下装载机智能换挡的可行性。

第五章 实验分析

实验研究是进行科学研究最基础的方法，虽然计算机仿真技术能够提高系统设计的效率，降低生产成本，但是系统仿真过程中，对很多工况进行了近似或者忽略，和实际过程工况有一定的误差，因此在进行的产品的设计与研发过程中，必须进行实验分析以保证产品的性能。实验可以验证仿真过程中的参数选择是否合理，系统模型是否正确。

5.1 实验内容和目的

为了验证文中井下装载机液力传动系统匹配计算以及传动系统数学模型的的正确性，对某型号井下柴油装载机进行了以下实验：

- 1、分别测量井下装载机在空载和满载工况下各档的行驶速度；
- 2、分别测量井下装载机在不同功率匹配状况下各档的牵引力；
- 3、比较匹配计算结果与实验结果差异。

5.2 实验设备介绍

- 1、某型号 2 立方井下柴油装载机，编号 TCY-2；

该井下装载机的主要配置参数：德国 DEUTZ F6L912W 柴油机（额定功率 63 千瓦）、DANA C272 液力变矩器、DANA R20326 动力换挡变速箱。

主要配置参数：空载质量 12500 kg、斗容 2 立方，额定载荷 4000 kg，整车厂 7.86 米、宽 1.77 米。

- 2、秒表
- 3、卷尺
- 4、牵引力测量仪与牵引力传感器；
- 5、负载车辆；
- 5、牵引杆。

5.3 车速测量实验

5.3.1 实验方法

根据前面第二章全功率匹配是的计算结果以及车辆的滚动阻力计算公式可以得出井下装载机在全油门开度状况下车辆在各档的速度见表 5-1。

车速	第 I 档	第 II 档	第 III 档
空载车速 (km/h)	3.7	8.0	20.3
满载车速 (km/h)	3.6	7.8	19.2

实验方法参考国标 GB/T10913-2005 土方机械行驶速度测定。按照 GB/T10913-2005 的要求准备好实验设备, 分别测出井下装载机在空载和额定载荷 (4 吨) 的时候各个档位速度达到稳定时的平均速度。实验过程中, 井下装载机在平直的沥青路面上行驶, 测量出车速达到稳定后, 车辆前进 50 米的时间, 再根据距离和时间计算出平均速度作为车速, 为了保证测量的准确性, 对每一种工况进行 6 次测量 (GB/T10913-2005 规定不少于 6 次), 再通过取平均值的方法来计算的试验车速, 将实验结果用如下表格表示出来。在速度测量的全过程中, 油门始终保持在全开状态, 给车辆 30 米长的加速路程, 车辆经过一段距离的加速后车速即达到稳定。当车辆经过计时线开始计时, 车辆通过测时终点线停止计时。

根据下列公式分别计算出每次测量的平均速度和试验速度

$$v_i = 3.6 \times \frac{L_i}{t_i} \quad (5-1)$$

$$\bar{v} = \frac{\sum v_i}{6} \quad (5-2)$$

式中 v_i ——第次测量的平均速度, km/h

L_i ——测试距离, $50m$

t_i ——第次测量的总时间, s

5.3.2 实验条件

- 1、测试路段: 某公司厂区旁边平直的柏油马路上。
- 2、实验依据: GB/T10913-2005 土方机械行驶速度测定。
- 3、机器型号: tcy-2 型井下柴油装载机。
- 4、机器质量: 空载 12500 千克; 满载 16500 千克。

- 5、轮胎半径：1.2 米。
- 6、轮胎压力：0.75MPa。
- 7、路面状态：干燥。
- 8、测试长度：50 米。
- 9、实验跑道的纵向坡度：水平。
- 10、实验时的天气状况：晴天，无风状态。

5.3.3 实验结果

分别在空载和额定载荷状态下对某公司 2 立方井下柴油装载机进行牵引力测量实验，实验结果如下：

1、空载时各档车速测量

实验数据见表 5-3 所示：

表 5-3 空载时的实验数据

实验序号		行驶方向	时间间隔	实验序号		行驶方向	时间间隔
档位	测量次数		t/s	档位	测量次数		t/s
I	第 1 次	从左向右	47.11	I	第 1 次	从右向左	49.22
I	第 2 次	从左向右	46.22	I	第 2 次	从右向左	50.11
I	第 3 次	从左向右	48.21	I	第 3 次	从右向左	48.22
II	第 1 次	从左向右	21.32	II	第 1 次	从右向左	22.66
II	第 2 次	从左向右	22.21	II	第 2 次	从右向左	23.15
II	第 3 次	从左向右	21.45	II	第 3 次	从右向左	22.11
III	第 1 次	从左向右	9.21	III	第 1 次	从右向左	9.51
III	第 2 次	从左向右	9.35	III	第 2 次	从右向左	10.11
III	第 3 次	从左向右	8.66	III	第 3 次	从右向左	9.21

根据式 5-11 和 5-12 计算出各个档位在空中时的平均速度和实验速度见表 5-4。

表 5-4 空载时各档车速实验值与计算值 (km/h)

档位	时间/(s)						平均 车速	匹配计 算值	误差 (%)
	第 1 次	第 2 次	第 3 次	第 4 次	第 5 次	第 6 次			
第 I 档	3.81	3.88	3.74	3.67	3.60	3.71	3.74	3.7	1.1
第 II 档	8.46	8.10	8.35	7.96	8.14	7.78	8.13	8.0	1.6
第 III 档	19.55	19.23	20.77	18.94	17.82	19.55	19.33	20.3	4.8

2、满载时各档车速测量

实验数据见表 5-5 所示:

表 5-5 满载时的实验数据

实验序号			时间间隔	实验序号			时间间隔
档位	测量次数	行驶方向	t/s	档位	测量次数	行驶方向	t/s
I	第 1 次	从左向右	52.90	I	第 1 次	从右向左	48.71
I	第 2 次	从左向右	50.83	I	第 2 次	从右向左	49.15
I	第 3 次	从左向右	51.15	I	第 3 次	从右向左	48.41
II	第 1 次	从左向右	22.11	II	第 1 次	从右向左	23.14
II	第 2 次	从左向右	21.87	II	第 2 次	从右向左	22.91
II	第 3 次	从左向右	20.95	II	第 3 次	从右向左	23.50
III	第 1 次	从左向右	9.36	III	第 1 次	从右向左	10.22
III	第 2 次	从左向右	8.99	III	第 2 次	从右向左	11.05
III	第 3 次	从左向右	8.83	III	第 3 次	从右向左	10.87

根据式 5-11 和 5-12 计算出各个档位在满载时的平均速度和实验速度见表 5-6。

表 5-6 满载时各档车速实验值与计算值 (km/h)

档位	时间/ (s)						平均 车速	匹配计 算值	误差 (%)
	第 1 次	第 2 次	第 3 次	第 4 次	第 5 次	第 6 次			
第 I 档	3.40	3.57	3.52	3.67	3.67	3.71	3.59	3.6	0.3
第 II 档	8.11	8.24	8.60	7.78	7.85	7.67	8.03	7.8	1.3
第 III 档	19.2	20.01	20.39	17.61	16.27	16.55	18.33	19.2	4.5

实验设备及实验现场照片见图 5-5~5-6

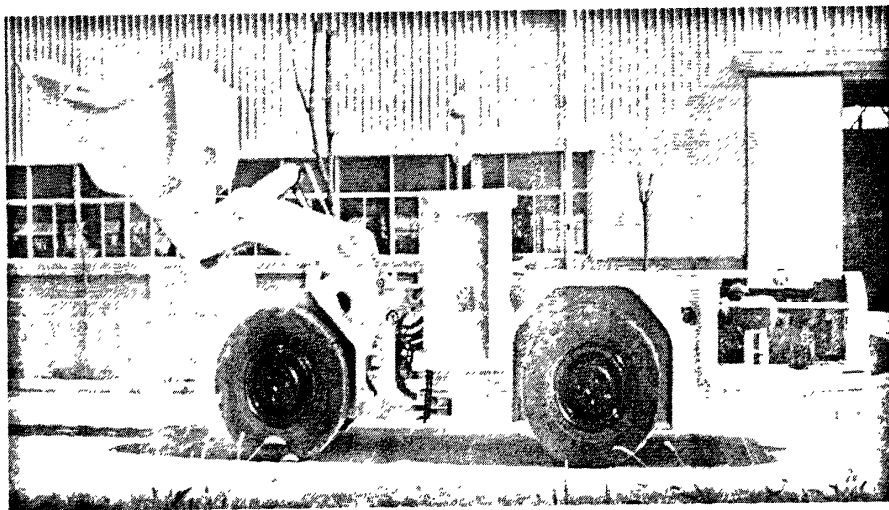


图 5-5 速度测试起点



图 5-6 速度测试终点

5.4 牵引力测量实验

1、附着牵引力

井下装载机动力传动系统产生的牵引力若大于附着牵引力 F_{TE} ，则传动系统所产生的大于附着牵引力的部分不能充分发挥。

$$F_{TE} = G \times \phi \quad (5-3)$$

式中 F_{TE} ——附着牵引力

ϕ ——车辆附着系数， $\phi = 0.6$

G ——车体重量

由式 5-3 可知车辆满载和空载时的最大附着牵引力为 99 千牛和 94 千牛。

2、失速牵引力

失速牵引力是指变矩器的输出转速为零的时候的牵引力。由第二章的匹配计算可知车辆在第二档和第三档的失速牵引力分别为和 53.5 千牛和 17.8 千牛。

5.4.1 实验方法

实验方法参考国标 GB/T6375-2008 土方机械行驶牵引力测定。按照 GB/T6375-2008 的要求准备好实验设备，分别测出井下装载机在空载和额定载荷（4 吨）运行时，各个档位车辆的最大牵引力，（当车辆的最大附着牵引力大于失速牵引力时，所测得的为车辆的失速牵引力，当车辆的最大附着牵引力小于车辆的最大牵引力时所测得的结果为车辆的最大附着牵引力。）。因此车辆以一档运行时时所测量的得

到的结果为最大附着牵引力，车辆以二、三档运行时所测得的为失速牵引力。失速牵引力和最大附着牵引力的理论值可以根据前面的匹配计算和附着牵引力计算可得。具体试验方法如下：

- 1、将实验机器充分试运转；
- 2、测量井下装载机空载时的重量，准备好井下装载机满载时的配重（4吨）；
- 3、联结井下装载机和负荷车辆，接好试验测量仪表（牵引力测试仪和牵引力传感器）；
- 4、调整负荷车辆的油门开度，直到待测的井下装载机打滑（第一档时的附着牵引力）或者车轮不再转动（二三档的失速牵引力），记录牵引力测试仪的数据，重复多次测量。

5.4.2 实验条件

- 1、测试路段：某公司厂区旁边平直的柏油马路上。
- 2、实验依据：GB/T6375-2008 土方机械牵引力测量。
- 3、机器型号：tcy-2 型井下柴油装载机。
- 4、机器质量：空载 12500 千克；满载 16500 千克。
- 5、轮胎半径：1.2 米。
- 6、轮胎压力：0.75MPa。
- 7、路面状态：干燥。
- 8、实验跑道的纵向坡度：水平。
- 9、实验时的天气状况：晴天，无风状态。

5.4.3 实验结果

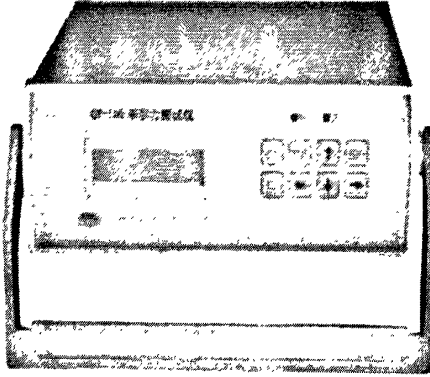
分别在空载和额定载荷状态下对某公司 2 立方井下柴油装载机进行牵引力测量实验，实验结果及其与仿真结果的对比分别见表（5-7）和表（5-8）

5-7 空载时各档失速牵引力的实验值与计算值（KN）

档位	测量牵引力						平均 值	匹配计 算值	误差 (%)
	第 1 次	第 2 次	第 3 次	第 4 次	第 5 次	第 6 次			
第 I 档	94.5	93.2	95.1	97.4	93.8	94.6	94.8	99.0	4.2
第 II 档	48.1	47.6	52.1	51.0	49.2	46.2	49.0	53.5	8.4
第 III 档	15.2	15.0	15.4	16.9	14.6	15.7	15.6	17.8	12.4

5-8 满载时各档失速牵引力的实验值与计算值 (KN)

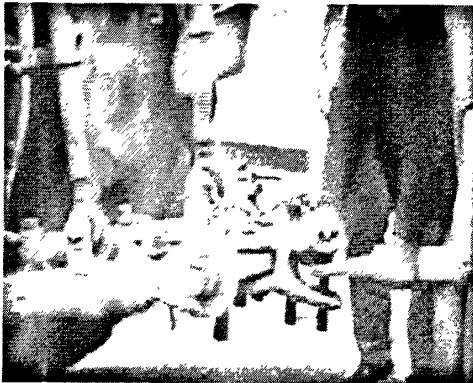
档位	测量牵引力						平均 值	匹配计 算值	误差 (%)
	第1次	第2次	第3次	第4次	第5次	第6次			
第I档	88.7	89.2	91.6	91.5	88.9	92.1	90.3	94.0	3.9
第II档	48.8	50.2	48.7	50.3	50.7	47.7	49.2	53.5	7.9
第III档	16.3	16.8	15.4	16.1	13.9	16.2	15.9	17.8	10.7



(a) 牵引力测试仪



(b) 牵引力传感器



(c) 安装牵引杆



(f) 试验后路面

图 5-7 部分实验仪器与实验现场照片

5.5 实验结果分析

在进行车辆的速度测试实验时,虽然每次测量时的时间都不一样,甚至相差比较大,但是多次测量的平均值和匹配计算所得的计算值相差不大,误差均在 10% 的范围之内。

在进行牵引力测量时,由于车辆的失速牵引力不好控制,所以每次测量都有较大的误差,满载时的误差率分别为 3.9%、7.9%、10.3,空载时各档的误差率分别为 4.2%、

8.4%、12.3%，从实验结果可以看出：当车辆以低档位运行时，误差率相对较小，以高档位运行时的误差率较大。但是分别比较实验结果和匹配计算结果可知：空载时三个档位的实验结果与匹配计算结果的误差分别为：4.2 千牛，4.5 千牛，2.2 千牛；满载时三个档位的实验结果与匹配计算结果的误差分别为：3.7 千牛，4.3 千牛，和 1.9 千牛，测量的误差变化不是很大，只是由于车辆处于高档位时，最大牵引力比较小，所以导致总的误差率比较大，但是总的说来，实验结果和计算结果能够较好的吻合。

综合速度测量和牵引力测量的实验结果可知，试验结果与计算结果能够较好的吻合，有力的证明了本文所进行的匹配计算的正确性，也间接验证了液力传动系统数学模型的准确性。

5.6 本章小结

本章在前面所进行的液力传动系统匹配计算的基础上，以某公司生产的 2 立方井下柴油装载机为试验对象，参照国标 GB/T6375-2008 和 GB/T10913-2005 对其进行了牵引力和速度测试实验，实验结果表明，匹配计算的结果和实验结果吻合，匹配计算结果真实可信。同时也间接验证了本文所建立的液力传动系统数学模型的正确性。

第六章 全文总结与展望

井下装载机自动变速系统是集机电液技术于一体的现代科技发展的结晶,前人已经对工程机械自动变速技术总体有了一定的研究,并取得了丰硕的成果,但是国内自动变速技术的发展还不完善,本文在前人研究的基础上结合井下装载机的实际工作状况对井下装载机液力传动系统及其自动变速技术进行了研究。

6.1 全文总结

本课题从液力传动系统匹配计算的基本理论出发,对某公司 2 立方井下柴油装载机进行了深入的研究。本文的主要研究工作和研究成果如下:

1、以某公司 2 立方井下柴油装载机为研究对象,针对目前发动机调速模型存在的不可导的缺陷,引入了一种连续可导的发动机动态调速数学模型;系统地介绍了井下装载机在作业和行驶过程中各种阻力的计算过程;分析了液力传动系统各部件的特性;并在此基础上建立了各部件的数学模型和工况数学模型以及井下装载机液力传动系统的动力学模型。

2、系统地介绍了井下装载机液力传动系统匹配计算的基本理论,并以此为基础对某公司 2 立方井下柴油装载机液力传动系统进行了匹配计算;分析了井下装载机液力传动系统的工作特点及工况特征,针对井下装载机的特定工作环境,创新性的提出了以柴油机转速和车速为换挡参数的节能换挡规律和以油门开度,车速以及转向油泵压力为控制参数的动力性换挡规律,并提出了实现智能换挡智能控制的改进的反向传播神经网络算法。

3、在 MATLAB /SIMULINK 工作环境中,对井下装载机液力传动系统的各子系统以及工况模型进行了建模与仿真,建立了井下装载机智能换挡仿真模型,并分别进行了节能换挡仿真和最佳动力性换挡仿真。仿真结果验证了本文提出的节能换挡规律和最佳动力性换挡规律以及反向传播神经网络控制应用于井下装载机智能换挡的可行性。

4、以某公司生产的 2 立方井下柴油装载机为实验对象,参照国标 GB/T6375-2008 和 GB/T10913-2005 提出的实验方法对其进行了空载和额定载荷状况下的牵引力和速度测试实验,实验结果有力的验证了本文匹配计算结果的准确性,也间接的验证了液力传动系统数学模型的正确性。

6.2 展望

虽然本文针对井下装载机液力传动系统进行了比较全面的研究,提出了智能换档规律,进行了计算机仿真。然而受实验条件的限制,本文仅对车辆进行了牵引力和速度测试试验,因此在本文基础上,还可以做以下研究:

- 1、本文采用的柴油机模型虽然是一个连续的可导的模型,而且其能够很好的满足柴油机的外特性,但是在不同有门开度下其是否仍然能够很好的满足柴油机的输出特性需要通过大量的实验来验证。因此下一步需要大量实验来验证柴油机模型的准确性。

- 2、由于受到实验条件的影响,本文仅仅通过试验对车辆的匹配计算进行了验证,为了制造出具有良好性能的智能换档系统,有必要针对井下装载机的工作特性,搭建井下装载机液力传动系统智能换档控制实验台,验证本文所提出的智能换档控制策略的可行性。并且在台架试验的基础上,制造出具有智能换档系统的井下装载机,在实际工作过程中验证本文研究的准确性和实用性。

参考文献

- [1] 葛安林.车辆自动变速理论与设计[M].北京:机械工业出版社,1993.5.
- [2] 周大森.汽车自动变速器原理与维修[M].北京:国防工业出版社.1998.1.
- [3] 张泰岭.汽车自动变速器原理与检修[M].广州:广东科技出版社,1999.8.
- [4] Bek,M.Runge,W.ZF 5_speed Automatic Transmission Features and Electronic Control System. ZF Friedrich shafen AG, 2000.
- [5] 焦生杰等.工程机械机电液一体化[M].北京:人民交通出版社,2000.
- [6] 陈宁.工程车辆节能换挡规律智能控制方法研究[D].长春:吉林大学博士学位论文.2005.09.
- [7] 刘修骥.车辆传动系统分析.北京:国防工业出版社,1998.
- [8] 易建军.现代汽车自动变速器.成都:四川科学技术出版社,1998.
- [9] 罗邦杰.工程机械液力传动.北京:机械工业出版社,1991.
- [10] 宋福昌.电控液力自动变速器的结构与维修.北京:国防工业出版社,2000.
- [11] 李东江,宋良玉.现代汽车电子控制技术.北京:科学技术文献出版社,1998.
- [12] 过学迅.汽车自动变速器—结构原理.北京:机械工业出版社,1999.
- [13] 王学峰.工程机械液力机械传动变速系统智能控制研究.吉林大学博士学位论文[D],2002.
- [14] F.Bakhtiari Nejad and S.Azadi.Vehicle Velocity Control using Fuzzy Self-Tuning method[J]. Vehicle System Dynamics.29(1998),331-338.
- [15] ShuiWen Shen and SiCheng Qin.A Variable-Structure Fuzzy Controller(VSFC) for Clutch Actuator[J].SAE1999-01-2808,187-192.
- [16] Georg F. Mauer, Gerard F. Gissinger and Yann Chamailard.Fuzzy Logic Continuous and Quantizing Control of an ABS Braking System[J].SAE940830,1033-1042.
- [17] S Sakaguchi etal.Application of Fuzzy Logic to Scheduling Method for Automatic Transmission[J].Pro of 1993 IEEE SMC, 94-100.
- [18] Maurizio Abate,etcal.Use of Fuzzy Logic for Engine Idle Speed Control[J]. SAE900594.
- [19] Todd M.A.Three Dimensional Method for Determining Vehicle Load in a Power shift Transmission Application[J]. SAE952132, 1-6.
- [20] Toshimichi Minowa, Tatsuya Ochi, Hiroshi Kuroiwa,Kang zhi Liu.Smooth Gear Shift Control Technology for Clutch-to-Clutch Shifting[J].SAE1999-01-1054,1-6.
- [21] Oliver Nelles.A. Learning Driving Strategy for Automated Transmissions[J].SAE

- 2003-01-0534.
- [22] Kohei Kusaka, Yasunori Ohkura. A Transmission Control System for Construction Machinery[J]. SAE901557, 1-9.
- [23] John J. Moskwa, Scott A. Munns and Zachary J. Rubin. The Development of Vehicular Power train System Modeling Methodologies: Philosophy and Implementation[J]. SAE971089, 1~9.
- [24] Andrew W. Phillips and Dennis N. Assanis. Development and Use of a Vehicle Power train Simulation for Fuel Economy and Performance Studies[J]. SAE900619, 896~907.
- [25] Gamal Ahmed Elnashar. Intelligent Controller Based on Fuzzy Systems and Networks[D].
- [26] 王康, 黄宗益, 詹永红. 装载机变速器的换挡操纵[J]. 工程机械, 2000.2:18-22.
- [27] 赵昱东. 国外轮式装载机的新进展[J]. 建筑机械化, 2000.4:5-7.
- [28] 卢新田. 履带式推土机自动变速控制技术研究:[D]. 吉林: 吉林工业大学, 1999.10
- [29] 张勇. 车辆自动变速系统自适应模糊控制研究:[D]. 吉林: 吉林工业大学, 2000.4.
- [30] 龚捷 赵丁选. 工程车辆自动变速器换挡规律研究及自动控制仿真 [J]. 西安交通大学学报, 2001.9, 930~934.
- [31] 张志义. 工程机械三参数模糊智能换挡控制规律研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 2007.
- [32] 陈宁. 工程车辆节能换挡规律智能控制方法研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 2005.
- [33] 洪涛. 工程机械智能换挡策略与控制系统研究 [D]. 同济大学博士学位论文, 2007.
- [34] 高梦熊. 地下装载机-结构设计与应用[M]. 北京, 冶金工业出版社, 2002.
- [35] 张明柱, 周志立, 徐立友, 等. 柴油发动机调速特性时连续性数学模型研究[J]. 农业工程学报. 2004, 20(3):74-77.
- [36] 黄建明. 机械式自动变速器的控制策略研究[D]. 重庆大学博士学位论文, 2004.
- [37] 王丽芳. 电控机械式自动变速器关键技术研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 1997.
- [38] K. S. Hong, K. J. Yang, K. I. Lee. Object-oriented modeling for gasoline engine and automatic transmission systems[J]. Computer Applications in Engineering Education, 1999.7(2):107-119.
- [39] Kuzak. Dm, Shieds. B.D, Lee J J. Powertrain control strategy determination for Computer controlled transmissions[J]. Int. j. of Vehicle Design, 1987.8(1):13~36.
- [40] Ge Anlin, Jiang Jiaji, Wu Wenzhi. Research on Dynamic 3-Parameter shift schedule of Automatic transmission [J] Int. j. of Vehicle Design, 1987.8(1):13-16.

- [41] 工程车辆三参数最佳换挡规律及控制方法研究, 崔功杰 吉林大学博士学位论文 2009.06.
- [42] 蔡自兴 智能控制原理与应用.北京: 清华大学出版社,2007.1-50.
- [43] Panos J A. Neural networks for control system[A]. IEEE Transactions on Neural Networks, June,1990,1(2):242~262.
- [44] 王文成.神经网络及其在汽车工程中的应用.北京: 北京理工大学出版社, 1998.
- [45] 陈明.神经网络模型.大连: 大连理工大学出版社, 1995.
- [46] 吴简彤, 王建华.神经网络技术及其应用.哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 1998.
- [47] 靳蕃.神经计算智能基础原理·方法.成都: 西南交通大学出版社, 2000.
- [48] 诸健, 俞立, 苏宏业.鲁棒控制理论及应用.杭州: 浙江大学出版社, 2000.
- [49] 王永庆.人工智能原理与方法.西安: 西安交通大学出版社, 1998.
- [50] 韦巍.智能控制技术.北京: 机械工业出版社, 1999.
- [51] Yi Jun,Wang Xue Lin, Hu Yujin. Fuzzy Control and Simulation on Automatic Transmission of Tracked Vehicle in Complicated Driving Conditions [C]. Vehicular Electronics and Safety, IEEE International Conference,2006:259-264.
- [52] 张志义,赵丁选,陈宁.工程车辆模糊智能换挡策略研究[J].农业机械学报.2005,36(10):26-29.
- [53] 张志义,赵丁选,于微波.工程车辆三参数模糊换挡策略的研究[J].起重运输机械.2007(2):37-40.
- [54] 陈宁,赵丁选,龚捷,等.工程车辆自动变速挡位决策的遗传径向基神经网络算法[J].吉林大学学报: 工学版.2005,35(3):258-262.
- [55] 张红彦,赵丁选,陈宁,等.基于遗传算法的工程车辆自动变速神经网络控制[J].中国公路学报.2006,19(1):117-121.
- [56] S.S Halilcevic, Gubina a F. Automatic transmission network capability assessment scheme in daily scheduling using neural networks[C].Power Tech Conference Proceedings,2003 IEEE Bologna,2003.06.2(2):23-26.
- [57] 王卓,赵丁选,等.工程车辆挡位决策的自适应神经模糊推理系统[J].农业机械学报.2002,33(6):1-4.
- [57] Chih-Lyang,Hwang,Cheng-Ye Hsieh.A neuro-adaptive variable structure control for partially unknown non-linear dynamic systems and its application[C].IEEE Trans.Contr.Syst.Tecchol,2002.10(2):263-217.
- [58] Wu Hongshan.Fuzzy Neural Network Control in Automatic Transmission of Construction Vehicle[C].Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, 2006.06:2512-2516.
- [59] Hiroshi Yamaguchi, Yasushi Narita, Hiroshi Takahashi and other.Automatic

- Transmission Shift Schedule Control Using Fuzzy Logic[J].SAE930674, 1077-1088.
- [60] 杨志刚.汽车自动变速系统智能控制方法研究[D].重庆大学博士学位论文,2003.10.
- [61] 余志生, MATLAB6.5 辅助神经网络分析与设计[M].北京:电子工业出版社, 2003.
- [62] 丛爽, 面向 MATLAB 工具箱的神经网络理论与应用[M].合肥:中国科学技术大学出版社, 2009.
- [63] 张乃尧,阎平凡. 神经网络与模糊控制[M].北京: 清华大学出版社,1998.
- [64] AI Wu and P.K.S.Tam. A simplified model of fuzzy inference system constructed by using RBF neurons [J].IEEE International Fuzzy System Conference Proceedings 1999 I 234-239
- [65] 徐丽娜.神经网络控制[M].哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1999.5.
- [66] Kevin M Oassino, et al. Neural computing for neuric to symbolic conversion in control system[J]. IEEE Control System Magazine, 1989(4),44-52
- [67]Ichiro Sakai Vehicle Automatic Transmission Control System, USA Patent 5067374
- [68] Cai Zixing. Intelligent Control: Principles, Techniques and Applications[J].Singapore, World Scientific, 1997.
- [69] GB/T10913-2005 土方机械行驶速度测定 [S].
- [70] GB/T 6375-2008 土方机械牵引力测量 [S].
- [71] JB/T 3688.3-1998 轮胎式装载机实验方法 [S].

致谢

本文是在导师杨忠炯教授的悉心指导下完成的，在我攻读硕士期间，杨老师在学习和生活上给了我认真的指导和无私的关怀。杨老师渊博的知识、严谨的治学态度、孜孜不倦的工作精神对我产生了深远的影响，激励我不断努力学习，向着更高的人生目标奋斗！在学位论文完成过程中，杨老师给与了认真的指导，无论是学位论文选题还是定稿，都花费了大量的精力，在各个环节中提出了许多宝贵的意见，让我受益匪浅。在此，向尊敬的杨老师表示崇高的敬意和衷心的感谢！

在此还要十分感谢唐进元教授、胡均平教授、柳波副教授、谭冠军副教授以及陈敏老师在百忙之中对我的论文进行评阅和指导。同时也感谢机电学院以及中南大学对我的培养。

感谢师母李老师在生活上给我们的无微不至的关怀。

感谢师兄刘钊，赵晓海和同窗阳凌霄及师弟吴程晨，刘亚东、实验室的黄杰，陆江斌和寝室兄弟在各方面对我的关心和照顾。

感谢父母和姐姐在我的学习生涯对我的生活上的支持以及经济上的援助。

感谢女友邓离离女士在我学习生涯对我学习和生活上的鼓励和支持。

最后，我要感谢我的母校中南大学，正是因为她给我提供了宝贵的学习机会和优良的学习环境，使我能有机会接受良好的教育，为我人生提供了新的起点。

朱利君

2011年4月

攻读学位期间主要研究成果

一 硕士研究生期间参与的科研项目

2009.2-2009.4 参与某公司 3 立方井下装载机技术升级研究。

2009.4-2010.10 参与某公司 2 立方井下装载机技术升级研究。

二 硕士研究生期间发表的主要论文

[1]朱利君,杨忠炯,阳凌霄.基于改进的反向传播神经网络的地下铲运机智能换档控制策略研究,《机械传动》(CSCD 检索) 已录用.

[2]Yang Lingxiao, Yang Zhongjiong, Zhu Lijun. Study of key parameters of braking energy recovery scheme for the underground loader basing on Man-Machine Engineering. Advance Materials Research.(EI Compendex, ISTP 检索),已录用.