

摘要

节能降耗是当今我国最紧迫的任务之一，国家制定了中长期节能规划和“十一五”十大重点节能工程实施意见，水泵作为我国重要的通用机械和耗能设备被列入其中。通过对泵水力性能的改进设计来提高泵本身效率的空间有限，而通过控制或优化泵的运行方式可大大地减低水泵运行能耗。上世纪90年代提出的变频变压运行作为一种较为理想的运行方式已成为当前国内泵领域研究的热点。本文就水泵系统变压节能运行机理及其控制策略进行了较深入的研究，主要的研究工作和创新点如下：

1. 在全面系统分析国内外关于变压运行机理的基础上，根据其实现过程不同，首次将采用变频变压供水的系统分为两类：一类是用水需求变化规律确定的系统，第二类是用水需求变化规律不确定的系统，并分别对两者的运行原理、节能效果和实现方法进行了研究。
2. 首次将变压供水技术应用于用水需求规律确定的变域精确系统中，成功地解决了以往采用机械式变量喷头技术实现变域精确喷洒所存在的能耗高，通用性差的缺点。
3. 在对用水需求变化规律不确定的系统变压运行机理的研究中，发现采用目前常用的最不利点恒压供水方式仍具有一定的节能空间。若根据实际的流量值来调整最不利点的压力，即以流量为指标，当流量增大时，则设定值应按某算法增大的方法可大大降低能耗。本文首次建立了分流量段变压供水的方法，试验表明，用本方法能实现在满足供水需求的同时，较之最不利点恒压供水更加节能。
4. 基于虚拟仪器测试系统，并通过经典辨识法和MATLAB系统辨识工具箱对水泵供水系统模型进行研究。结果表明，当调节量较小时，可用一个一阶的线性过程模型来代替供水模型，但由于变压供水负荷变化较大，需要采用非线性模型来近似。利用试验测试数据所拟合的函数，建立了供水系统的非线性模型，通过仿真结果表明，该模型具有较好的近似程度。
5. 在控制器的设计上，首次将MATLAB中的NCD（非线性控制设计模块）方法应用于供水系统的控制器设计。并且与采用常规PID设计，模糊PID设计方法设计出的控制器进行仿真比较，结果表明与常规PID相比NCD和模糊PID均能较好的

实现控制功能。其中在响应速度和超调量上，NCD要优于模糊PID，但在鲁棒性上模糊PID却又优于NCD。

关键词： 变压供水 需水规律 供水模型 非线性控制设计 模糊PID 仿真

ABSTRACT

Energy saving and consumption reduction is one of the most urgent mission in China nowadays, the mid long term energy conservation plan and the suggestion in top 10 priority energy conservation projects of "the Eleventh Five-Year Plan" of china are worked out, for pump is universally applied in almost every field of the national economy, and it is a main energy consumption equipment in our country, it has been included in the list of them. The pump efficiency which can be improved by hydraulic design is limited, whatever, the energy which the pump consumes could be greatly reduced by optimizing the operation of the pump. The variable pressure achieved by means of the frequency converter transformer which was suggested in 1990s have attracted many researchers in the pump field recently. In this paper, the mechanism of the variable pressure operation was analyzed, the research on the control strategy of the variable pressure water supply system was carried out. The main work and the achievements are as follows:

1. By analyzed the mechanism of the variable pressure operation, the water supply system in which the variable pressure water supply used could be divided into two water supply systems: the law of water requirement is known and the law of water requirement is unknown in accordance with its different progress. The operation principle, the energy saving effect and the implementation methods of the two categories were studied.
2. The technology of the variable pressure water supply in the system which the law of water requirement is known was used in the variable-domain precision spraying at the first time, and it has been successfully overcame the shortcomings of the high energy consumption and the poor versatility which was behaved in the variable nozzle technology.
3. Some research was done about how the variable pressure water supply could be realized in the water supply system which the law of water requirement is unknown according to the analysis result. There is still some energy-saving potential in the water supply system if we realized the variable pressure water supply by keeping the pressure of the worst adverse point in water supply system constant. Actually we should adjust the pressure of the negative point in water supply according to the flow; that is when the flow increase, the setting pressure of the negative point in water supply should be increase according to an algorithm, in that way we can save more energy. So in this

paper, the new method called transform the setting pressure of the worst adverse point in water supply according to the sub-flow section was found, in which the flow area was divided into several areas, in the same area the setting of the pressure value was in same value, but the value was changed when the area changed, which was proved useful in the water supply system by test.

4. With the help of the virtual instrumentation test system and the MATLAB system identification toolbox, the pump water system model was studied. Studies have shown that the water supply model can be replaced with a first-order linear progress model when the load was small. Also the model should adapt non-linear model to approximate for its large load changes in the variable pressure water system .So in the text ,the correction model according to the experimental data was founded , and it was proved that it conform to reality very well in the simulation.

5. In the controller design, The NCD (non-linear control design module) method(provided by MATLAB) was firstly applied in the controller design of the variable pressure supply system, and the conventional PID and fuzzy PID controller were also used in the system .The simulation results show that the NCD and fuzzy PID can achieve a better result than the conventional PID which now mostly used in the water supply system .The NCD had better quantity in the overshoot and the speed of the respond than the fuzzy PID. But the fuzzy PID had better quantity in the robustness than the NCD.

Keywords: Variable pressure water supply; The law of water requirement; Nonlinear control design; Fuzzy PID controller; Simulation

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版；允许论文被查阅和借阅。本人授权江苏大学可以将本学位论文的全部内容或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保 密 ，在 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 .

学位论文作者签名：骆寅

2009年9月21日

指导教师签名：王伟华

2009年12月4日

独 创 性 声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已注明引用的内容以外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名： 孙寅

日期：2009 年 12 月 2 日

第一章 绪论

1.1 研究的背景和意义

能源是当今世界普遍重视的问题，也是发展国民经济，改善人类生活水平的重要物质基础。节能是我国经济和社会发展的一项长远战略，也是当前一项极为紧迫的任务。

在国家《节能中长期专项规划》中重点规划了到2010年节能的目标和发展重点，在其中18个重点领域和10大重点工程中，水泵都作为重要的耗能设备被列入其中。泵是国民经济各领域中应用最广泛的通用机械。无论在农田灌溉与排涝，还是各种各类供水工程、排水工程，或者流体增压输送工程中，每日每时都有大量的泵在运转，消耗大量的能量，其用电量约占全国用电量的20.9%。

我国有大量的业内专家就如何提高水泵的效率而努力。目前，我国水泵水力设计水平已与国外先进水平相当，但由于制造技术和工艺有差距，效率还是比国外先进水平低2%~4%。因此，通过对泵水力性能的改进设计来提高泵本身效率的空间有限。但我国水泵系统的运行效率却比国外先进水平低10%~30%，主要体现在水泵运行控制方式简单陈旧，比如在水泵系统中采用节流方式调节用水需求，使大量能源浪费在阀门上。因此，通过控制或优化泵的运行来提高效率已成为水泵系统节能的发展趋势^[1]。

随着科技的进步，采用变频调速技术克服了传统水泵运行方式的缺点，取得了一定的节能效果。上世纪90年代中期，随着变频调速技术的日趋成熟，变频调速供水系统的应用也日益广泛，这一时期，出现了水泵系统出口变压供水的概念，即用调速的方法使水泵沿装置需求特性运行来解决阀门节流运行的耗能问题^[2]。而随着一些学者的研究，再次证明了与使用阀门调节的节流运行方式和目前在实际中应用广泛的变频调速恒压供水方式相比，使用变频调速变压供水可以大大地减少能耗，是一种较为理想的节能运行方式^[3-4]。

因此，对变频调速变压供水的运行机理和及其控制策略的研究，对于提高水泵运行效率，节约能源有着重要的意义。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 供水方式

在变频调速供水出现以前，出现过许多供水方式^[5]。

1. 恒速运行方式

(1) 单台恒速泵的直接供水系统。在这种供水方式中，水泵从蓄水池中抽水加压后直接送往用户。有的甚至连蓄水池也没有，直接从水源抽水。这种系统形式简单、造价最低，但耗电、耗水严重，水压不稳，供水质量极差。

(2) 恒速泵加水塔的供水方式。这种方式是水泵先向水塔供水，再由水塔向用户供水。水塔的合理高度是使水塔最低水位略高于系统所需压力。水塔注满后水泵停开，水塔水位低于某一位置时再启动水泵，水泵处于断续工作状态中。这种供水方式水泵工作在额定流量额定扬程的条件下，水泵效率处于高效区。这种方式显然比前一种节电，其节电率与水塔容量、水泵额定流量、用水不均匀系数，水泵的开停时间比，开停频率等有关，供水压力比较稳定。但这种供水方式基建设备投资最大，占地面积也大，水压不可调，不能兼顾近期与远期的需要。这种供水方式的系统水压不能随系统所需流量和系统所需要压力下降而下降，故还存在一些能量损失，另外也存在二次污染问题。在使用过程中，如果该系统水塔的水位监控装置损坏的话，泵不能进行自动地开停，这样泵的开停将完全由人工操作，这样将会出现能量的严重浪费和供水质量的严重下降。

(3) 恒速泵加高位水箱的供水方式。这种供水方式的原理与恒速泵加水塔的供水方式原理是相同，差别只是水箱设在建筑物的顶层，因而占地面积与设备投资都有所减少。对于高层建筑，还可分层设水箱。但这种供水方式对建筑物的造价与设计都有影响；同时水箱受建筑物的限制，容积不能过大，所以供水范围较小。水箱的水位监控装置也容易损坏，这样系统的开停将全靠人工来操作，使系统的供水质量下降和能耗急剧增加。

(4) 恒速泵加气压罐供水方式。这种方式是利用封闭的气压罐代替高位水箱蓄水，通过监测罐内压力来控制泵的开停。罐的占地面积与水塔和水箱供水方式相比相对较小，而且可以放在地上，设备的成本比水塔要低得多。由于气压罐是密封的，所以大大减少了水质受二次污染的可能性。这种供水方式很受欢迎，

应用十分广泛。但气压罐供水方式也存在着许多缺点，如气压罐式是依靠压力罐中的压缩空气送水，当系统所需水量下降时，供水压力就会超出系统所需压力而造成能量的浪费，同时气压罐的耗钢量也较大。

2. 变频调速供水方式

这种系统的原理是通过设在系统中的压力传感器将系统压力信号与设定值作比较，再通过控制器调节变频器的输出，无级调节水泵转速。使系统水压无论流量如何变化始终稳定在一定的范围内。变频调速供水的水泵调速控制方式有两种：水泵出口恒压控制^[6~10]和水泵出口变压控制给水系统^[11~14]。

变频恒压供水装置根据设定水压来自动调节水泵电机的转速，保持水泵出口压力恒定，但在用水低峰时就会出现管网压力过高，造成能源浪费。恒压供水技术虽然能节约一部分能源，但不能得到最佳的节能效果。

因此，有些专家就提出来分时段恒压供水^[5]，该方式也是将压力传感器设在水泵出口处，但其压力设定值不只是一个。将每日24小时按用水曲线分成若干时段，计算出各时段所需的水泵出口压力，进行全日按时段变压，各时段恒压控制。这种控制方式其实是水泵出口恒压控制的特殊形式。它比水泵出口恒压控制方式更能节能，但这取决于将全天24分成的时段数及所需水泵出口压力计算的精确程度。所需水泵出口压力计算得越符合实际情况越节能，将全天分得越细越节能，当然控制的实现也越复杂。

基于恒压供水不能最大限度节能，研究人员提出了变压供水方式^[11~14]。变压供水的一种方式是通过将压力控制点放在用户端，由用户端的压力直接反馈与设定值压力比较进行控制，从而达到水泵出口变压的目的。另一种控制方式是将压力控制点放在水泵出口，给定压力按装置需求曲线变化达到水泵出口变压的目的。总之，变频变压供水即用调速的方法使水泵沿装置需求特性运行^[11~21]。

国内对变压供水的研究开始于上世纪90年代。1995年，王柏林^[11]等就提出了变频变压供水的概念，并且通过对供水系统的模型分析提出了可采用PI控制器达到其控制效果，1998年，何政斌^[12]等对实现变压变量运行的设备及其运行效果进行了研究。2000年，王伟^[13]等对如何进行变频调速变压供水系统进行了设计。同年，吴楚辉^[14]等将PXW9型智能控制器应用于实现变压供水之中。2001年，黄治钟^[15]等讨论了变频变压供水在空调冷却水循环系统中的应用。2003年，王

乐勤^[16]等提出了实现变压供水所面临的问题：不利点压力的传输问题，控制器的设计问题；2005年蔡穆英^[17]等采用最不利点恒压控制的变压供水方式对水厂供水进行变频变压控制。2005年杨强^[18]等采用模糊控制方法采用最不利点恒压控制进行变压供水系统的研究。但采用该方法，由于最不利点一般距离水泵较远，压力信号的传输在实际应用中受到诸多限制，因此有些学者就提出了用无线网络的方式将压力信号传送至水厂的智能调节仪，通过变频器控制水泵电机的转速，来实现供水系统节能运行的变频变压供水系统^[4]。2007年，马学文^[19]等在如何降低水泵能耗问题上，推荐使用变压供水以减少能耗。2008年，顾情^[20]等再次证明了使用不利点恒压供水在水泵系统中能够稳定的工作。即到目前为止，国内在研究变压供水的学者大多认为的变压供水，其实质是随着用户需求的改变，保持最不利点压力恒定，其实现过程中是用户自己调节用水需求，供水方是不需要知道其需求规律。

但研究水泵经济运行的一些学者却对变压供水有不同的认识：如张承慧^[21]等在研究供水泵站优化运行时，就以沿着阀门全开时的泵特性曲线为变压运行过程线，在运行中就需要对用水规律进行一定的准确预测。

与国内相比，国外关于变压供水的概念，提出的比较早。在上世纪70年代，一些学者就提出来使用变频器来代替节流阀的作用，变压供水的目的是要消除节流阀门所造成的能力损失，水泵的运行过程线为水泵节流阀门全开时的泵装置特性曲线。1982年，Hickock^[22]就指出使用调速系统可以在水泵及其风机系统中节能，1984年，Pottebaum^[23]将变频器应用于水泵电机驱动中，并对如何选型进行了相应的指导，1988年，Coulbeck^[24]等通过预测用水量和需求水压优化调度泵站水泵实现变压控制。1997年，An Aijun^[25]等提出了一种从数据样本中寻找规则预测用水量的方法实现对供水系统的变压控制。2006年，Inmaculada^[26]等利用年需水量曲线对泵站水泵进行优化设计，根据需水量曲线得到管道压力特性曲线，从而对供水系统进行变压控制。2008年，Bortoni^[27]等人在对某泵站用水量预测的基础上将变压供水和多泵优化运行算法相结合对一泵站进行了优化设计。总的来看，国外关于水泵变压运行的研究主要集中在用水量预测和管网优化方面，在已知管网用水量的前提下，根据管网决定水泵机组最佳的出水流量和压力^[28-34]。

综上所述，国内外的学者均认为使用变频变压供水是一种较为理想的节能运

行方式，但国内外对其认识却存在某些差异，主要表现在：国内的学者提出的变压运行是在用水需求改变时，保证最不利点的压力恒定。而国外的学者则倾向于在使用变频器调节水泵运行时，需要研究用户的用水规律。这些差异在变压供水的应用中就表现为：进行变频变压运行的水泵按照什么样的规律运行，是变压运行的基本问题。因此，对进行变压运行的水泵装置，究竟该如何运行，需要对其进行进一步的研究。

1.2.1 供水系统的节能控制

在供水模型上，1996年，Peric^[35]等对供水模型进行了试验研究，试验中使用阶跃辨识法，采用了二阶的转移函数对其进行线性化近似。1998年，他使用理论的方法建立了供水系统的数学模型^[36]，同时指出供水模型是个复杂的、非线性的、大滞后的系统。2002年，Boris^[37]对Peric所建立的模型进行了一定的修正，对其进行仿真，使用试验的方法，通过一阶线性过程化模型对供水系统进行预测控制，并取得了较好的效果。

国内对供水模型的研究较少，大多的恒压供水是使用国外的方法，通过试验辨识出线性过程模型，对其进行控制器的设计^[3,38]。

大量的文献表明，供水系统是个非线性、大时滞的模型，但大多模型是将供水模型等效为一线性过程模型。同时大多数的学者在变频调速变压变流供水中控制器的设计是参考恒压供水的^[11,13]。但变压供水运行与恒压供水方式是不同的，根据相关资料显示^[3,4,17,20]，相同的流量调节，变压供水中变频器的调节量要远大于恒压供水。在这种条件下仍然使用一阶或二阶的线性时不变的过程模型来设计控制器，是否能够满足实际情况则需进行进一步的研究。

在控制方式上，在供水系统中主要采用PID控制方法。

1 PID控制

PID控制算法简单并且实用，已成为标准算法。对于小型或用水量变化不大的供水系统，PID控制是常用的控制方式。一般的变频器均带有PID控制单元，仅需将反馈量接入到变频器的反馈端子并设定好参数，即可投入使用。目前多数的供水系统采用这种控制方式。1995年，葛宝琴^[6]采用控制器和变频器对天津大港发电厂的冲洗水泵房进行恒压控制。1996年，陈润泰^[7]等人采用PLC实现PID调节解决变频调速供水的可靠性和优化控制。2000年，周恒琦^[8]等使用日本三菱

公司FX2N-32MR型号的PLC、法国施耐德公司ATV-58HD46N4型号的变频器、PID调节器对供水系统进行闭环控制。但由于供水系统是非线性系统，当用水量变化较大时，系统的运行状态变化范围也较大，那么固定参数的PID控制是无法适应这种变化的，因而控制品质将变差，甚至造成系统不稳定^[38~39]。为此不少学者将智能控制方式与PID结合使用，其中应用比较多的是模糊控制与PID控制结合，形成供水自整定模糊PID控制，改善了供水系统的静动态特性。2003年，赵宝永^[40]等将模糊控制与PID结合实现对供水系统的变频调速。2005年，姜义初^[41]等采用模糊控制和单片机实现小区供水恒压控制。

2 其他控制方式

随着控制技术和供水技术的发展，一些智能控制方法也在供水系统中有了一定的应用。

自适应控制在20世纪70年代初已在热工、化工对象上应用成功。自适应控制属于先进控制的流行技术，其原理是利用在线最小二乘辨识律和最小方差控制律来自校正调节器。自适应控制的研究对象是具有一定程度不确定性的系统，根据对象的输入、输出数据，不断地辨识模型参数。随着过程的不断进行，模型会变得越来越准确，进而基于这种模型综合出来的控制作用也随之不断改进。在这个意义上，控制系统具有一定的适应能力。国内外均有文献针对供水系统进行自适应控制研究。1991年，Man^[42]等采用自适应控制对供水系统进行控制。1994年，Georgs^[43]提出供水系统离散自适应控制器设计方法对泵站供水系统进行控制从而满足用水需求及减少用水浪费。2001年，Elbelkacemi^[44]等人基于线性二次型高斯最优控制方法实现自适应控制，解决了供水系统离散时间自适应控制的应用问题。2004年，邵明东^[45]使用自适应模糊控制器对供水系统进行仿真。

模糊控制属于先进控制技术，是处理复杂非线性系统的有效方法之一，已成为供水行业研究的热点。在参数变化无常的供水系统中，模糊控制能很好地体现它的优越性。这种控制方式不需要知道对象的精确模型，是一种语言控制器，能够实现对非线性、大滞后特性对象的控制。对数学模型不清楚或参数时变的对象以及常规PID算法控制效果不理想的场合，也能得到很好的应用。1997年，李华^[46]采用单片机进行模糊控制，提出供水系统中模糊控制器的设计方法。1998年徐国忠^[47]等结合单片机和变频调速实现了供水系统的模糊控制。2002年，杨强^[18]

等将模糊控制应用于变压供水中。模糊控制突出的优点是对不同过程控制的适应性强，具有强的鲁棒性，而且结构简单、易于实现。但是常规模糊控制的稳态响应不及PID控制，为此有不少文献^[48,49]中将模糊控制与PID控制结合起来形成恒压供水的混合模糊PID控制，改善了供水系统的静动态特性。

除了以上两种方法，MPC（模型预测控制）^[37]、神经网络^[50]等方法也在供水系统中也一定的应用。

1.3 本文主要研究内容

本文针对目前国内外关于变频变压运行机理所存在的差异和尚未完善变压运行控制策略，拟建立以下几方面的研究工作：

1. 水泵系统变压节能运行机理的研究

通过理论和试验的分析方法对水泵变压运行机理进行研究，针对国内外关于变压运行实现的方式不同，对其实现条件进行研究，继而根据不同的实现条件对供水系统进行分类，并分别讨论不同种类变压供水的运行机理、实现方法、节能机理。

2. 水泵变压供水系统模型的研究

对供水系统的控制模型进行理论上的分析和试验研究，拟通过理论分析的方法，对变压供水装置中各个部件的物理模型进行研究，继而研究供水模型的特点。

拟通过测量某个变压供水装置的阶跃响应曲线，借助Matlab中的模型辨识工具箱讨论变压供水中的供水模型。

3. 水泵变压供水系统控制策略的研究

根据供水模型的研究结果，对水泵变压供水系统中控制策略进行研究。使用目前应用最广的PID控制器作为控制策略的研究目标，拟使用NCD（非线性控制设计方法），模糊PID的设计方法，传统PID的设计方法对PID进行设计，通过Matlab进行仿真比较，以得到较好的控制策略。

第二章 水泵系统变压运行机理研究

2.1 水泵运行原理

2.1.1 水泵装置及装置的特性曲线

所谓水泵装置，即是水泵和管路上的附件。图2-1是一个简单的水泵装置示意图，图中的1为水泵，2为吸入管路，3为压出管路，4为压强计，5为真空压强计，6为流量计，7为底阀，8为修理阀，9为调节阀，10为吸水池，11为压水池等等。上述诸部件的综合组成了水泵装置。

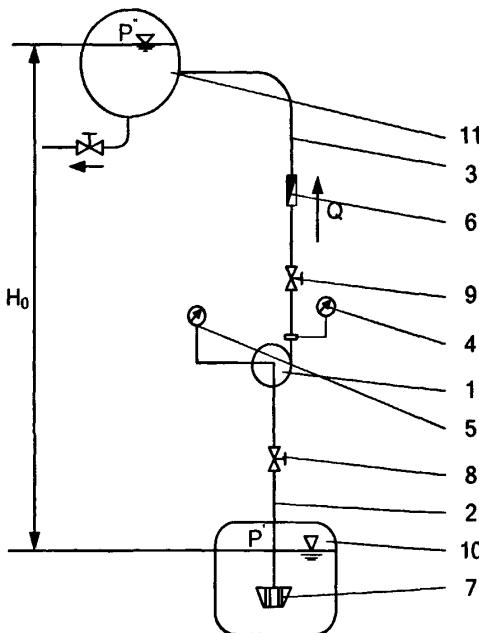


图 2-1 水泵的装置示意图

水泵装置有自己的装置特性曲线，装置特性曲线就是装置扬程与管路中流量的关系曲线。管路中的流量是很容易理解的，而装置扬程的定义是：在水泵装置中，把单位重量的液体自吸水池液体表面移至压水池液体表面所需做的功。装置扬程以 H_e 表示之，其单位为液柱高度 m。

装置扬程 H_e 应等于下面两部分之和^[51~54]：

1. 单位重量液体增加的能量，其又分为：

(1) 位能的增加 H_0 ；

(2) 压能的增加 $\frac{p' - p}{\rho g}$ 。

其中 p' 为压水池表面压力; p' 为吸水池表面压力。

2. 液体自吸水池表面至压水池表面途中各种水力损失的总和 $\sum h$, 它包括管路的进口损失, 管路中的水力摩擦阻力损失与局部阻力损失、管路附件(各种阀门等) 中的水力损失, 管路出口损失等。我们可把 $\sum h$ 写成:

$$\sum h = \sum \xi \frac{V^2}{2g} = KQ^2$$

式中, K 为流量模数, 与管路中的阻力有关。

于是, 装置扬程 H_e 可写成:

$$H_e = H_0 + \frac{p' - p}{\rho g} + KQ^2 \quad (2-1)$$

式 (2-1) 是装置扬程公式, 也就是装置特性曲线的公式。对于水泵装置来讲, $H_0 + \frac{p' - p}{\rho g}$ 是不随流量改变的, 它是一个常数, 于是从式 (2-1) 可见, 装置特性曲线是一条抛物线, 如图 2-2 所示。

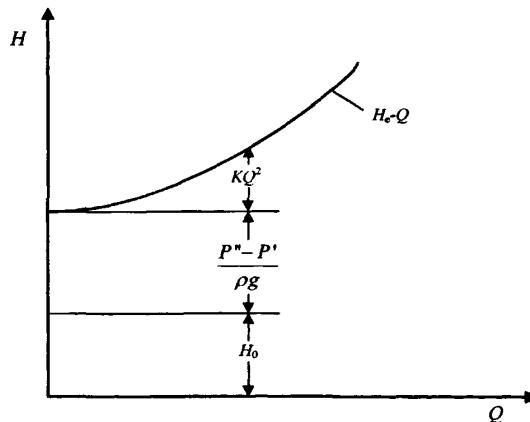


图 2-2 装置特性曲线

2.1.2 水泵运转工况点

水泵运转时的工况点是由水泵的特性曲线和装置特性曲线两者决定的, 把水泵装置特性曲线和水泵特性曲线同画在一个 $Q-H$ 坐标平面内, 此两曲线相交于 M

点，则M点即是水泵运转时的工况点。

水泵运转时的工况点只能是M点，这是因为在M点水泵的扬程等于水泵装置扬程，这时候单位重量的液体流过水泵时从水泵处得到的能量为H，于是能量正好平衡。如果水泵的运转工况点不是M点，而是M'点，则单位重量的液体经过水泵时得到的能量H大于把单位重量液体从吸水面送往压水面所需要的能量H_e，能量不能平衡，液体所多余的能量就使管路中流速增大，结果流量也增大，运转工况点往右移，直到与M点重合为止。如果水泵的运作工况点不是M点，而是M''点，则单位重量的液体从水泵处得到的能量H小于自吸水面移至压水面所需之能量H_e，这时管路中的流速自然立即减小，流量也就减小，水泵工况点M''往左移，直到与M点重合为止。因此，水泵的运转工况点只可能是M点。

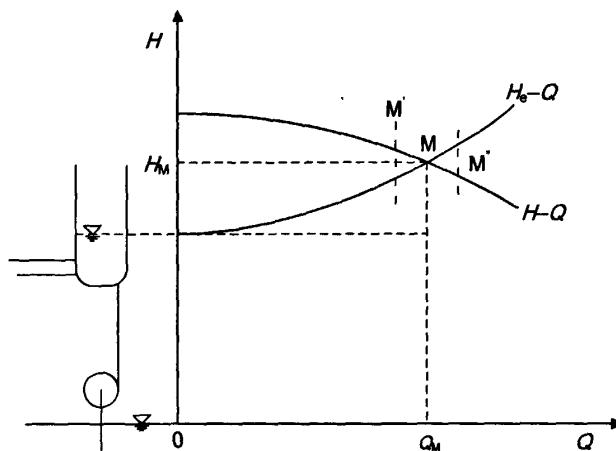


图 2-3 水泵运作工况点

2.1.3 水泵工况的调节

用户需水有时大，有时小。因此，希望水泵的工况点能够根据人们的需要改变，这就出现了改变水泵工况点的问题，也就是水泵的调节问题。

由上面分析可知，水泵的运转工况点是水泵特性曲线与装置特性曲线的交点，因此要改变工况点，只有两种基本的办法，即改变装置特性曲线或是改变水泵的特性曲线。

1. 改变装置特性曲线以调节水泵的流量——节流调节法

水泵装置的特性曲线的公式如式(2-1)所示。要改变装置特性曲线就要改变这个方程式，而式中H₀是压水池及吸水池之间的水位差，p'及p''是压水池及吸

水池表面的压力， ρ 是液体的密度，这些都是定值，故式中唯一可以改变的就是流量模数 K 。 K 与管路中的阻力有关，于是要改变流量模数 K 的数值只要在压力管路上装一调节阀门，把阀门开大或关小，就能使 K 减小或增大，就能改变装置特性曲线，达到调节流量的目的，这种调节法称为节流调节法。

节流调节法的优点是调节方便简单，旋转阀门就可以改变流量，而其缺点是调节时有附加的节流损失。如图2-4所示，节流阀门全开的时候，管路系统的流量模数为 K_1 ，泵的流量为 Q_1 ，这时管路系统的水力阻力系数最小，如果我们关小调节阀门，使流量模数从 K_1 增加到 K_2 ，流量自 Q_1 减小到 Q_2 ，这时管路系统中损失到的扬程为 r ，而其中的节流损失为 n 。

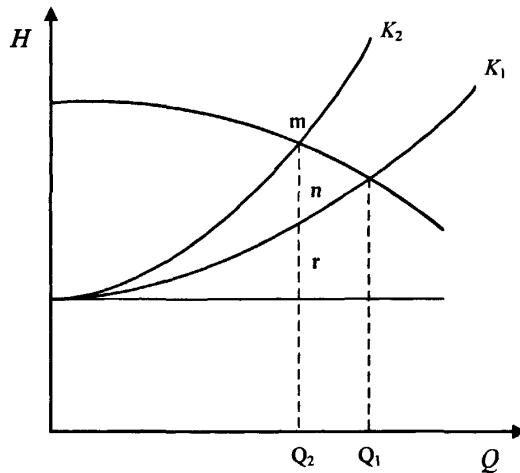


图 2-4 节流调节曲线

2 改变泵特性曲线以调节水泵的流量

改变泵的特性曲线的调节方法一般有二种，一是改变泵的转速；另一是对于转叶式轴流泵和混流泵，可以改变叶片的安放角度，用以改变泵的特性曲线。改变叶片安放角度有较大的局限性，因此在改变泵特性曲线的方法中，主要以改变泵转速为主。

转速调节法的原理如下：

在一定的转速范围内，水泵的性能遵循比例定律，即

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2-2)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2-3)$$

式中 n_1, n_2 ——水泵的转速，单位为rpm；

Q_1, Q_2 ——分别为转速 n_1, n_2 时所对应的泵流量，单位为 m^3/h ；

H_1, H_2 ——分别为转速 n_1, n_2 时所对应的泵扬程，单位为m。

由式(2-2)和式(2-3)可见，通过调节泵转速能很方便地改变通过泵的流量、扬程，从而改变泵的运作工况，进而满足供水的要求。

变转速调节的优点是降低了节流损失，这对于节能很有意义。

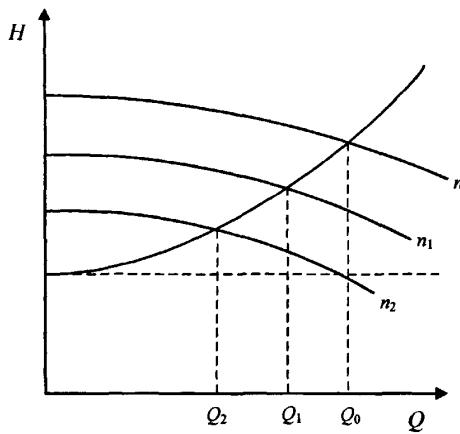


图 2-5 变转速调节曲线

在工况调节的方法中，由于调速调节法和节流调节法应用较为广泛，适用范围较广，因此在本文中主要讨论以上两种方法^[51~54]。

2.1.4 水泵变频变速调节

由上一节的内容可知，采用变转速调节对节能有一定的意义。在众多变转速调节方法中，以变频调速发展的最为迅速，应用范围也越来越广泛。

在供水系统中，变频调速一般采用以下两种供水方式：变频恒压变流量供水和变频变压变流量供水。其中，前者应用得更广泛，而后者节能效果更加显著，虽然实施难度较大，但代表着水泵变频变速节能技术的发展方向。

1. 变频恒压供水

所谓恒压供水方式，就是针对离心泵“流量大时扬程低，流量小时扬程高”的特性，通过控制变频系统，无论流量如何变化，都使水泵运行扬程保持不变。

用阀门调节，当流量由 Q_2 至 Q_1 时，如图则工况点由 A_0 变为 A_1 。若采用变频恒压供水，则变频器将转速自动调至 n_1 ，工况点处于 B_1 点。由于变频调速是无级变速，可以实现流量的连续调节，所以，恒压供水工况点始终处于直线 $H=H_1$ 上，在控制方式上，只需在水泵出口设置一个压力传感器和设定压力控制值即可实现恒压控制，且比较简单易行。显然，这种恒压供水只节约了 ΔH_1 这个扬程所耗的功率。因此，它不是最经济的供水调节方式，具有显而易见的局限性。

2. 变频变压供水

变频变压供水和变频恒压供水方式的控制原理基本相同，只是压力设置值不同而已。它使水泵扬程沿着某个规律移动。如图2-7所示，当流量由 Q_2 变至 Q_1 时，控制器自动将转速调至 n_2 ，使工况点处于 C_1 点。这样水泵的轴功率将小于恒压供水时的水泵轴功率，由此可知变压供水明显优于恒压供水。

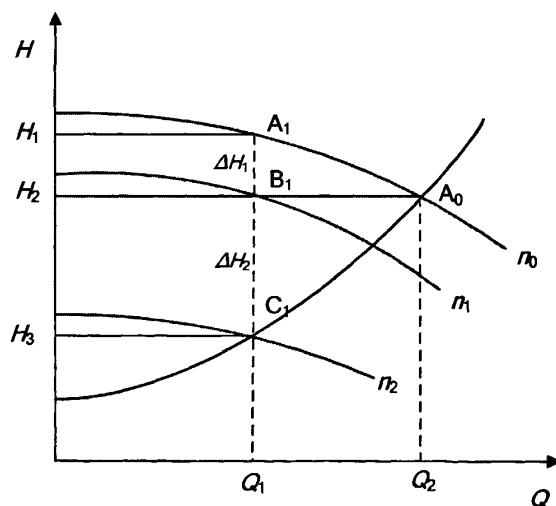


图 2-7 恒压供水与变压供水工况点示意图

2.2 简化供水模型

2.2.1. 简化物理模型

在工程实际中，由于泵的使用条件和用水设备的不同，使得泵的装置多种多样，但对于如城市给排水系统等大多数泵装置则吸水池和出水池都敞开时，装置的进出口压力均为大气压，用水设备具有一定的水力损失，其简化模型如图 2-8 所示。

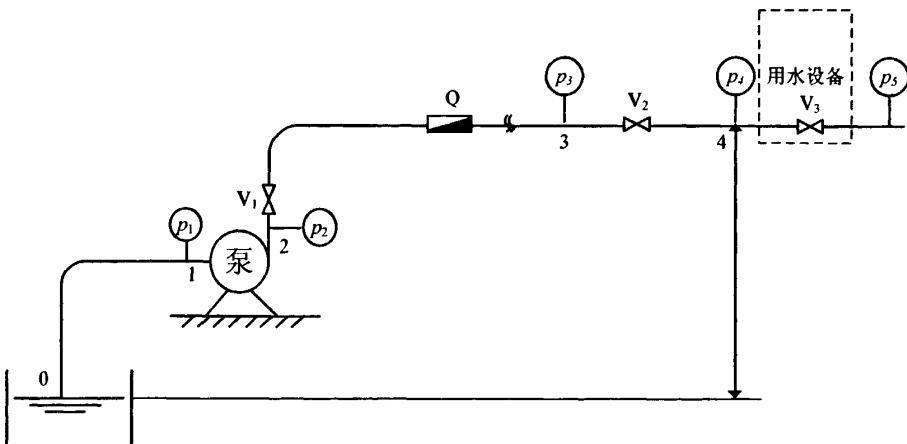


图 2-8 泵装置的简化物理模型

图 2-8 中 P 为水泵; V₁ 为供水端调节阀门, 由供水方可根据需求进行调节; V₂ 为需求侧用户阀门, 由用户按需求调节, V₂ 的开度变化会改变装置的管路特性; V₃ 为用水设备, 由于用水设备有一定的水力损失, 这里用阀门代替, 以模拟其水力损失。

图中 0 为吸水池液面, 其压力值为大气压力, 假设为一定值; 1 为泵进口断面; 2 为泵出口断面; 3 为需求侧用户阀门前端断面, 在一般的供水装置中认为其为最不利点; 4 为需求侧用户阀门后端断面; 5 为装置出口, 与大气相接。

H_0 是水泵 P 必须提升的位置水头; p_3 为需求侧用户阀门前端断面的压力, 用水头的形式表示为 H_{p3} 。各段中的损失表示为: 0-1 段表示为 h_{0-1} , 阀门 V₁ 损失为 h_{V1} 。设定吸水断面 0 为参考断面, 断面 1、2、3、4、5 距断面 0 的高度为 z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_4 、 z_5 , 各断面的流速分别为 v_1 、 v_2 、 v_3 、 v_4 、 v_5 。

2.2.2. 简化数学模型

由 2.1.1 和 2.1.2 中阐述的原理所知, 水泵运行工况是由泵的水力特性与装置特性共同决定的, 改变其中任何一个特性都将使水泵工况发生改变。

1. 节流调节

在节流运行方式下(如用户调节阀门以适应用水设备的需求), 通过改变装置特性使水泵工况发生改变。当系统中阀门的开度减小时, 管道损失增加, 其各段的管道特性曲线也随着发生变化。

如图 2-9 所示, 显示了由于阀门 V₂ 的开度由 K_1 至 K_3 变化时, 考虑至调

节阀门上游侧，整个装置的装置特性。其中 K_l 为阀门全开时的开度。

(1) 考虑至调节阀门上游侧装置特性曲线

如果只考虑阀门上游侧，对断面 0 与断面 3，断面 3 与断面 5 分别列伯努利能量方程：

$$\begin{aligned} z_3 + h_{0-1} + h_{2-3} + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} &= \frac{p_0}{\rho g} + H_p \\ \frac{p_3}{\rho g} &= \frac{p_5}{\rho g} + h_{v3} + h_{v2} \end{aligned} \quad (2-4)$$

式中 H_p 为水泵所提供的扬程。

由于阀门开度减小， h_{v2} 增加得较大；同时由于 p_5 为外界环境压力，可认为不变，根据式(2-4)， p_3 的压力增大，根据式 (2-1)，阀门上游侧的装置特性曲线位置随阀门开度减小而上升，即当开度由 K_l 至 K_3 变化时，该曲线变化如图 2-9 中粉红色线所示。

(2) 整个装置的装置特性：

考虑整个装置的装置特性，对断面 0-5 分别列伯努利能量方程：

$$H_p + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_5}{\rho g} + z_5 + \frac{v_5^2}{2g} + h_{0-1} + h_{2-3} + h_{v2} + h_{v3}$$

V_2 开度降低，管道损失增加，其管道特性曲线的形状也随着发生变化。由于相对高度不变，压力不变，其位置也不变，即当开度由 K_l 到 K_3 变化时，该曲线变化如图 2-9 中蓝色线所示。

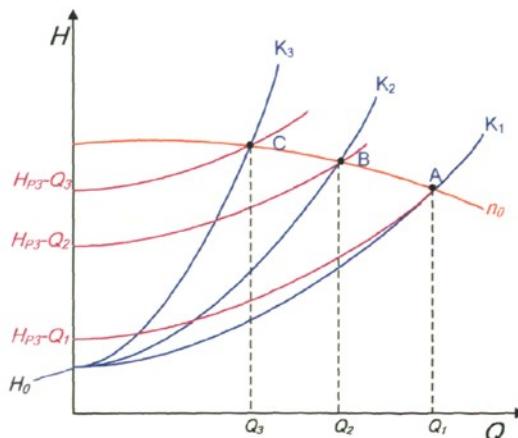


图 2-9 节流运行下泵装置特性的数学描述

2. 变速调节

在变速运行方式下，通过改变泵特性使水泵工况发生改变。保持各阀门开度不变，当泵转速降低时，水泵沿着装置特性曲线运行。

(1) 考虑至调节阀门上游侧的装置特性曲线

如果只考虑阀门上游侧，对断面 0 与断面 3，断面 3 与断面 5 分别列伯努利能量方程：

$$\begin{aligned} z_3 + h_{0-1} + h_{2-3} + \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} &= \frac{P_0}{\rho g} + H_p \\ \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} &= \frac{P_5}{\rho g} + \frac{c_5^2}{2g} + h_{v3} + h_{v2} \end{aligned} \quad (2-4)$$

式中 H_p 为水泵所提供的扬程。

H_p 由于转速减低，其值减小；同时由于流量减低， h_{v3} 和 h_{v2} 减小，根据式(2-4)， P_3 的压力减低，根据式(2-1)，阀门上游侧的装置特性曲线位置会下降，即当转速由 n_0 至 n_1 变化时，该曲线变化如图 2-10 中粉红色线所示。

(2) 整个装置的装置特性：

考虑整个装置的装置特性，对断面 0-5 分别列伯努利能量方程：

$$H_p + \frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_5}{\rho g} + \frac{c_5^2}{2g} + z_5 + h_{0-1} + h_{2-3} + h_{v2} + h_{v3} \quad (2-5)$$

V_2 开度不变， P_5 和 P_0 不发生变化管道特性曲线也不发生变化。该曲线变化如图 2-10 中蓝色线所示。

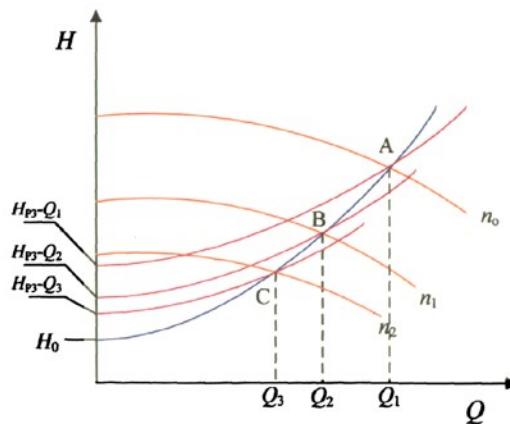


图 2-10 变速调节下泵装置特性的数学描述

2.3 变压运行原理分析

根据 2.1 节中的分析，国外关于变压供水的观点是按照管路中阀门全开时的装置特性曲线运行，即沿图 2-9 中曲线 AH_0 运行。在其运行过程中不存在阀门调节，因而节能效果最好，可称为理想的变频变压供水。

在工程实际中，用水方在不使用阀门的条件下，不能够直接改变泵的运行状态。因此需要供水方来调节运行工况。但调节泵的运行状态，是需要供水方已知用水方的需求规律才能够实现，若对需求规律不了解，就会出现供水过量或不足等不利于供水安全的情况。

因此理想的变频变压供水方式，是需要能够准确的预测用户的用水规律。而用户的用水需求是与用水设备的特性，工艺参数，周围环境等诸多因素有关，掌握用水规律是需要有一定的专业知识。而对于某些供水系统，其用水量是随机的，在工程实际中很难准确预测，因此理想的变频变压供水是很难在这些供水系统中应用。

国内专家所提出的变压供水是采用将最不利供水点设定为控压点（如图 2-8 中的 3 点），保持该点的压力值为最不利供水时所需要的压力值^[55]的运行方式，即沿着如图 2-9 中曲线 $AH_{p3}-Q_1$ 运行。根据图 2-9 和图 2-10 所示，单一的采用节流调节和变速调节是无法实现控压点恒压的，只有通过综合调节才能实现，其原理如下。

如图 2-11，设泵的额定转速为 n_1 ，工况点为 A，流量为 Q_1 ，变频器要保障控压点的压力为一定值。当需要减少泵的流量时，调节阀门被关小，于是装置特性曲线自 K_1 向 K_2 过渡，水泵工况点由 A 向 B 过渡，这时由压力控制的变频器就会降低频率，于是泵的转速逐渐减低，自 n_1 降至 n_2 ，泵特性曲线下降，水泵工况点又从 B 改变至 C 点，水泵的流量就从 Q_1 减小到 Q_2 。

整个过程用户是根据需求调节阀门的，供水方是不需要已知用户的需水规律，因此该方法适用于用水需求变化规律很难准确的系统。

综上所述，可根据变压供水实现过程不同，将供水系统分为：用水需求变化规律确定的系统和用水需求变化规律不确定的系统。

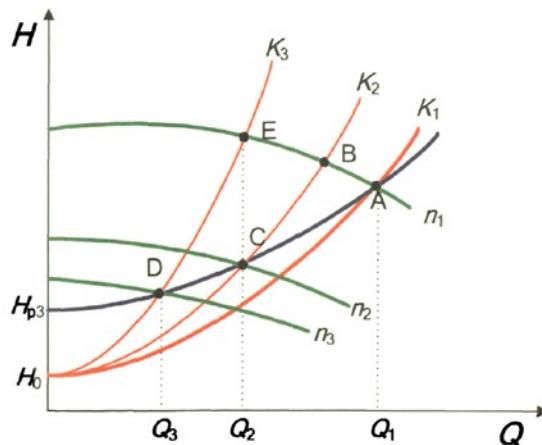


图 2-11 综合调节供水原理

2.4 本章小结

本章应用水泵运行的基本原理，通过建立一个简化的供水模型对国外所提及的变压供水运行机理进行了研究，得出了这种变压运行在实现过程中是需要已知用水规律，因此，将采用变频变压供水的系统分为两类：一类是用水需求变化规律确定的系统，第二类是用水需求变化规律不确定的系统。

第三章 需求规律确定的供水装置的变频变压供水原 理及其应用

在一些供水流程中，需水装置的用水规律是可以较为准确地计算，其用水量是与一些过程量有关，如冷凝设备中的温度、化工过程中的某物质浓度。由于这些供水装置经常出现在一些工业流程中，对其采用变压运行，可节约大量的能源。

3.1 需求规律确定的供水装置变频变压供水

3.1.1 需求规律确定的供水装置的变压运行基本原理

对于需求规律确定的供水装置，由于其用水规律是已知的，即可通过直接使用变频器改变泵的运行状态，以适应用水需求，而不需要再调节阀门开度。因此，这种情况比较接近理想的变频变压供水，可以使泵运行状态随着流量需求的变化而沿泵系统装置特性曲线变化，达到最佳的节能效果。其运行原理如图 3-1 所示：当需要流量为 Q_2 时将转速调节至 n_0 ，此时工况点为 A 点，而当所需流量为 Q_1 时，将转速调节至 n_1 ，此时工况点为 B 点。

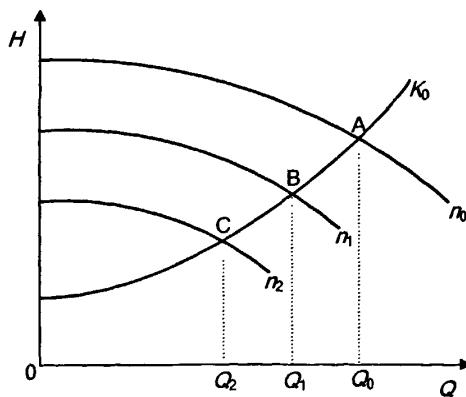


图 3-1 变频调速变压变流供水原理

3.1.2 需求规律确定的供水装置的变压运行实现

由需求规律确定的供水装置变压运行基本原理可知，实现变频变压供水的方法，是通过测量工艺流程中与流量需求相关的过程量，如冷凝系统中的温度、化工过程中的物质的浓度或为随时间变化的供水装置中的时间，根据需求规律，计算出所需的用水量，进而计算出相应的水泵装置调节量，从而发出控制信号，调

节变频器的输出频率，调节水泵装置，满足用户的用水要求。

需求规律确定的供水装置变压运行的这些特点决定了，对象既可采用开环控制的方式（控制结构如图 3-2 所示），也可采用闭环控制的方式（控制结构如图 3-3 所示）。

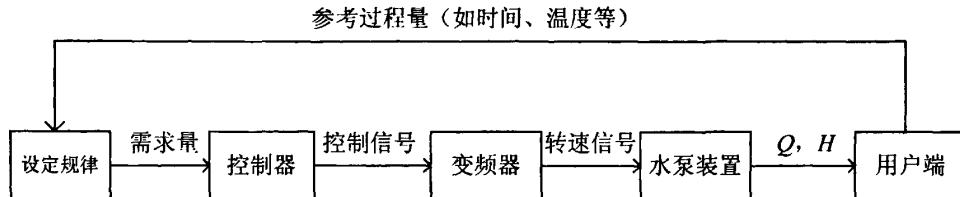


图 3-2 开环控制实现

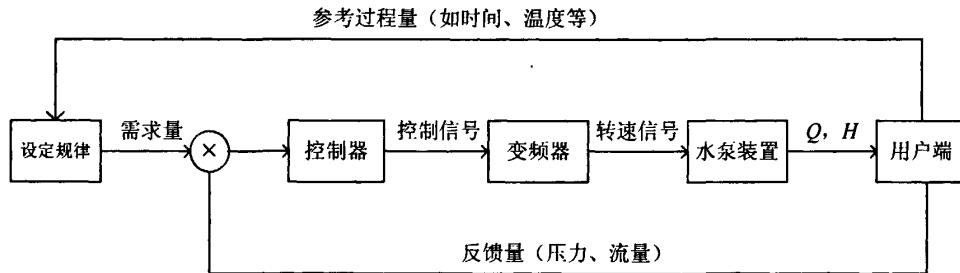


图 3-3 闭环控制实现

开环控制是控制器通过需求量计算出相应的水泵装置调节量，发出控制信号，调节变频器的输出频率，调节水泵装置，从而满足用户的用水要求。闭环控制根据需求量和反馈量的差值计算出调节量，发出控制信号，调节变频器的输出频率，调节水泵装置，从而满足用户的用水要求。

以上两种方法均能实现已知流量需求规律的供水系统变频变压供水。采用开环控制实现较为简单，但需要能够根据需水规律计算出相应的水泵装置调节量，这在实现上较为困难。另外，当供水模型发生改变时，其供水精度难以保证。采用闭环控制，其控制结构复杂，设备成本高。但可以通过简化控制器的设计，使用人们较为熟悉的、特性较好的 PID 控制器，保证供水质量，满足用户用水要求。

3.2 需水规律确定的变压供水的应用研究-变域节能精确喷洒实现

3.2.1 应用背景

喷灌技术作为一种先进的节水灌溉技术,对世界农业的发展起到了巨大的推动作用。目前,对于全圆和扇形喷洒区域的喷灌问题已经得到较好的解决,但对于矩形或异形地域,则需要对喷头的射程按照一定的规律进行精确控制。因此国内外学者提出了一些在旋转式喷头上实现变域喷洒的方法,这些方法核心主要是通过节流的方法调节流量和压力以达到变域喷洒的目的。采用这些方法实现变域喷洒,存在以下几个问题^[56-62]:

(1) 当需要喷射距离小于喷头最大射程时,通过调节动静截流片的面积来损失多余的能量,使喷射距离缩短,达到变域喷洒的目的。因而这类方法均以牺牲能量为代价。

(2) 我国目前研制的非圆形喷洒域变量施水精确灌溉喷头产品只能实现对矩形、椭圆形、三角形等规则形状的喷洒,对于不规则形状地块则很困难,而实际地块形状大都是不规则的。同一种喷头实现多种喷洒域的可调节性和通用性较低,无法形成批量生产和大面积推广。

使用变频调速变压供水可以大大降低能耗,是一种较为节能的运行方式。同时该方式通过对变频器的控制,使得泵的运行状态按照设定的规律精确调节。

3.2.2 变域精确喷洒原理及其实现

在变域喷洒过程中,随着喷头旋转,要求喷头射程能按照一定的规律发生变化。对于一个固定的喷洒装置,其射程主要是与喷头工作压力和流量有关,因此喷灌泵需要按照一个固定的规律来提供流量和扬程,即其需要规律是精确可知的。因此,适用于需求规律确定供水系统的变压供水技术适用于精确喷洒。

如图 3-4 所示,当实现正方形喷洒域喷洒时,喷头由 OA 转到 OB,其射程变化规律为式(3-1)^[61],式中 R_0 为最大射程,旋转角度为 α 。其射程变化曲线如图 3-5 所示。

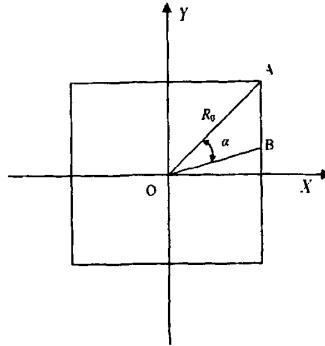


图 3-4 正方形喷洒域示意图

$$R = \begin{cases} \frac{R_0}{\sqrt{2} \cos(p/4 - \alpha)} & 0 \leq \alpha < \frac{\pi}{2} \\ \frac{R_0}{\sqrt{2} \cos(3p/4 - \alpha)} & \frac{\pi}{2} \leq \alpha < \pi \\ \frac{R_0}{\sqrt{2} \cos(5p/4 - \alpha)} & \pi \leq \alpha < \frac{3\pi}{2} \\ \frac{R_0}{\sqrt{2} \cos(7p/4 - \alpha)} & \frac{3\pi}{2} \leq \alpha < 2\pi \end{cases} \quad (3-1)$$

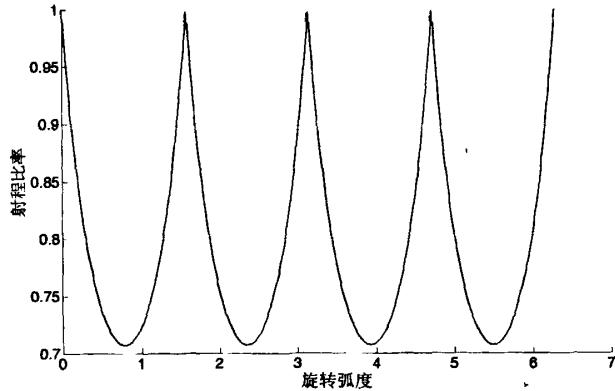


图 3-5 射程与角度变化曲线

设定规律，通过测量旋转角度来计算出所需的用水量，控制器则根据需求量计算出调节量，发出控制信号，调节变频器的输出频率，从而调节水泵装置，满足变域喷洒的要求。该规律是可以通过试验获得。因此，本文中采用实现较为简单的开环控制，其实现结构如图 3-6 所示。

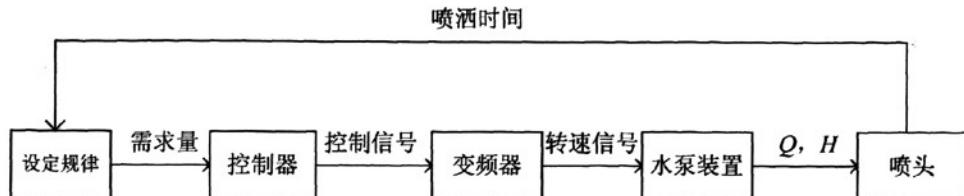


图 3-6 精确喷洒的变频变压实现结构

试验是以美国雨鸟公司 S3504 型号的草坪喷头作为研究对象,由于草坪喷头使用水涡轮驱动喷头旋转,喷洒面为圆形或扇形,转速均匀稳定,因此本试验的装置简图如图 3-7 与图 3-8 所示,测控系统采用 NI 公司的虚拟仪器系统进行^[63](如图 3-9 所示)。

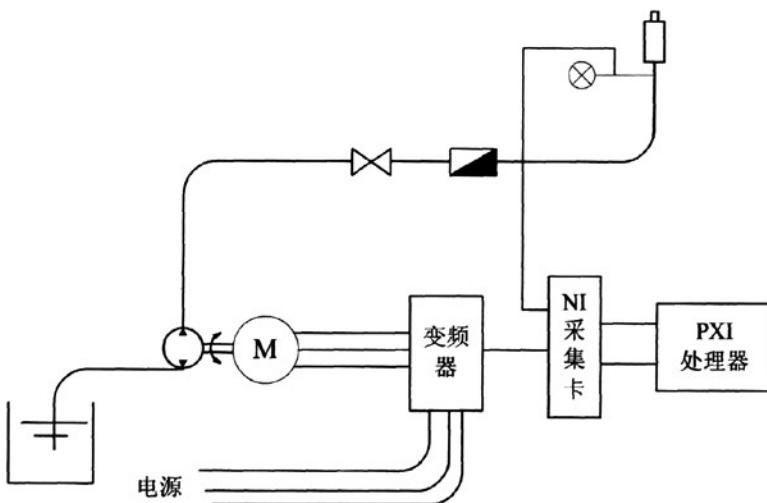


图 3-7 试验装置结构

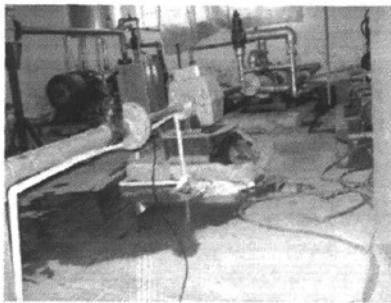


图 3-8 试验装置

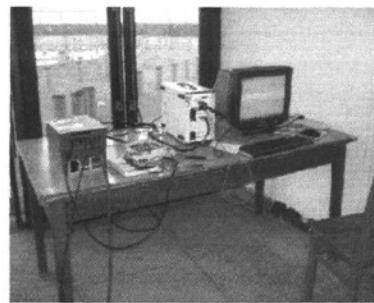


图 3-9 虚拟仪器系统

测定喷头工作压力与射程变化关系曲线、喷头进口压力与电机频率关系曲线、

喷头旋转速度和周期、喷灌泵的特性曲线，及其在变频调节下整个装置的特性曲线。

通过测量不同压力射程得到草坪喷头工作压力与射程的关系，喷头工作压力在 200kPa 以下即满足该设定要求，其中喷头旋转周期为 53s，压力与射程的关系式为：

$$R = 0.0482P + 0.6018 \quad (3-2)$$

将式 (3-2) 代入到式 (3-1) 得到压力与转角的变化关系式： $P=f(\alpha)$

$$P = \begin{cases} \frac{R_0}{0.0482\sqrt{2}\cos(\pi/4-\alpha)} - 12.485 & 0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2} \\ \frac{R_0}{0.0482\sqrt{2}\cos(3\pi/4-\alpha)} - 12.485 & \frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi \\ \frac{R_0}{0.0482\sqrt{2}\cos(5\pi/4-\alpha)} - 12.485 & \pi \leq \alpha \leq \frac{3\pi}{2} \\ \frac{R_0}{0.0482\sqrt{2}\cos(7\pi/4-\alpha)} - 12.485 & \frac{3\pi}{2} \leq \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (3-3)$$

由 $\alpha = \omega t$ ，试验测得不同压力下喷头旋转速度的平均值为 $\omega = 6.79^\circ/s$ ，代入式 (3-3) 中，得到压力与时间的函数关系式： $P=f(t)$

$$P = \begin{cases} \frac{R_0}{0.068\cos(\pi/4-6.79t)} - 12.485 & 0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2} \\ \frac{R_0}{0.068\cos(3\pi/4-6.79t)} - 12.485 & \frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi \\ \frac{R_0}{0.068\cos(5\pi/4-6.79t)} - 12.485 & \pi \leq \alpha \leq \frac{3\pi}{2} \\ \frac{R_0}{0.068\cos(7\pi/4-6.79t)} - 12.485 & \frac{3\pi}{2} \leq \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (3-4)$$

采用变频器调节电机频率，在喷头进口处设置压力传感器，测量变频器频率与喷头进口压力关系曲线如图 3-10 所示。

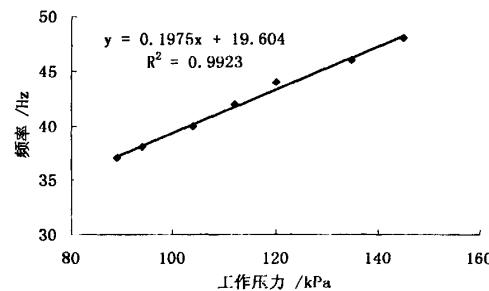


图 3-10 喷头进口压力与电机频率关系曲线

即 $f = 0.1975P + 19.604$, 代入公式(3-4)中得到频率与时间的关系式:

$$f = \begin{cases} \frac{2.9R_0}{\cos(\pi/4 - 6.79t)} - 22.1 & 0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2} \\ \frac{2.9R_0}{\cos(3\pi/4 - 6.79t)} - 22.1 & \frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi \\ \frac{2.9R_0}{\cos(5\pi/4 - 6.79t)} - 22.1 & \pi \leq \alpha \leq \frac{3\pi}{2} \\ \frac{2.9R_0}{\cos(7\pi/4 - 6.79t)} - 22.1 & \frac{3\pi}{2} \leq \alpha \leq 2\pi \end{cases} \quad (3-5)$$

根据式(3-5)即可得到当设定喷洒域为正方形时, 其实现波形如图3-11。

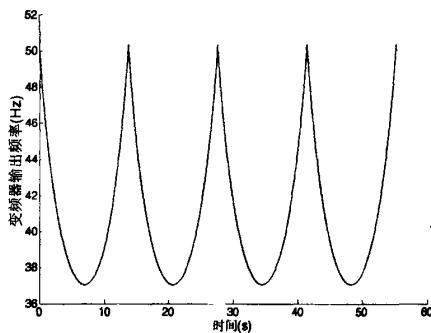


图 3-11 设定的控制规律

将波形输入控制规律中。当喷头作均匀旋转时, 用变频器对喷洒水泵机组进行调速控制, 使喷头进口压力随时间满足确定的工作特性, 达到变域精确喷洒的目的。由于水泵提供的能量满足装置和喷头工作压力周期变化所需要的能量, 没有额外的能耗实现了节能喷洒。

3.2.3 喷洒效果分析

由 Cauazza 公式^[61] $R = 1.35\sqrt{Dp}$, 喷嘴 D 为 4mm, 绘制射程曲线, 并与理论值进行对比:

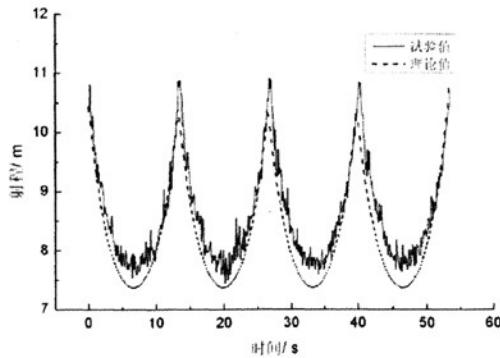


图 3-12 射程理论值与试验值对比曲线

由图 3-12 可以看出采用变频调速方式实现正方形喷洒域，其理论值与试验值基本一致。

图 3-13 为草坪喷头变频调速实现正方形喷洒效果图，该场地为直径 44m 的室内喷灌试验厅，喷头安装在场地中间，射程变化可看出基本为正方形，效果较为理想。

在本试验中，采用的是普通草坪喷头，是可在控制器上通过改变设置规律来实现其他形状的喷洒域，这就大大的增加了通用性和灵活性。



图 3-13 喷洒效果图

3.2.4 节能效果分析

对该喷灌泵和该喷灌系统的特性曲线如图 3-14 所示：

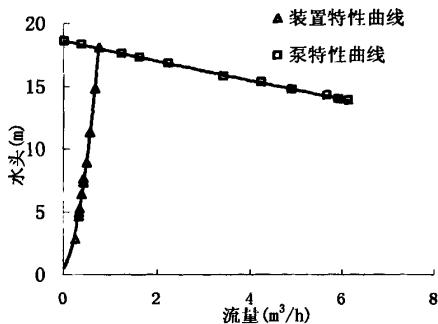


图 3-14 喷灌泵及其装置特性曲线

通过最小二次拟合后，分别可获得其拟合函数，如表 3-1 所示。

表 3-1 特性曲线拟合函数

曲线名	表达式	R 平方值
泵特性曲线	$H = 0.0069Q^2 - 0.8176Q + 18.604$	0.9995
装置特性曲线	$H = 24.003Q^2 + 4.8287Q + 0.5$	0.9962

根据水力学相关原理，一段时间 t_0 内水泵的所消耗的能量为^[54]：

$$\begin{aligned} W &= \int_0^{\omega} \Upsilon * Q(t) * H(Q(t)) dt \\ &= \sum_{i=0}^n \Upsilon * Q(t_i) H(Q(t_i)) dT_s \end{aligned} \quad (3-4)$$

$\Upsilon = \rho g$ ，其中 ρ 指流体密度， g 为重力加速度。

将泵特性曲线和装置特性曲线（见表 3-1）和图 3-15 所示的流量变化曲线代入到式 (3-4) 中，则可计算得喷头旋转一周时，采用变频变压方式，消耗 1243.55 J 的能量，而通过节流调节则需要 1700.00 J 的能量，节约了 27% 的能量。因此，采用变压方式实现的变域喷洒比采用变量喷头的方法更加节能。

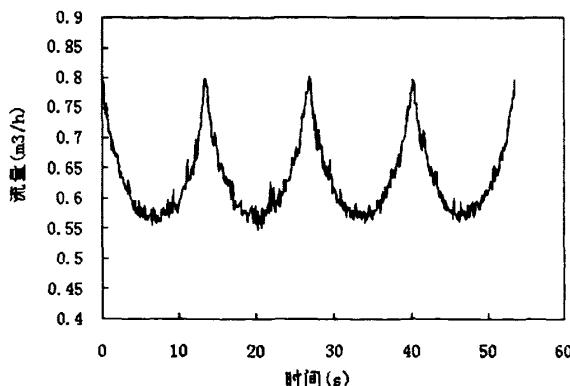


图 3-15 变量喷洒时的流量变化曲线

3.3 本章小结

本章主要对需求规律确定的供水系统变压供水技术的运行机理，实现方法，节能机理进行分析：

(1) 需求规律确定的供水系统变压供水时，水泵提供的能量恰好满足其调节阀门开度为全开时的装置特性曲线，没有多余的压力损耗在调节阀上，因此其水力功率最小，节能效果明显。

(2) 尽管有大量的学者对其流量需求规律进行研究，并且建立了一系列的需求预测模型，但能够精确地预测需求规律仍然较为困难。因此需要对需求规律不可知的情况进行研究。

本章将需求规律确定的变压供水技术应用于变域精确喷洒之中，其结果表明：

(1) 对于变域喷洒，需求规律确定的变压供水技术较之采用变量喷头的方法更加节能，大约可节约27%的能量。

(2) 在需求规律确定的变压供水技术中，可改变设置规律来实现不同形状域的喷洒，大大增加了其通用性和灵活性。

第四章 需求规律不确定的供水装置变频变压供水原理 及实验研究

对于需求规律不确定的供水装置，其用水量是随机的，在工程实际中很难准确预测，因此理想的变频变压供水是很难在这些供水装置中应用。

有较多的供水装置属于这种供水方式，如城市自来水供水系统就属于这种。因此对这种装置的变压运行研究有较大的现实意义。

4.1 需求规律不确定的供水装置变频变压供水

4.1.1 流量需求规律不确定的变压运行原理

第二章图 2-8 所示的模型，可作为用水规律不可知的供水装置模型。由于流量需求规律不可知，在用户端不可避免地存在阀门启闭。

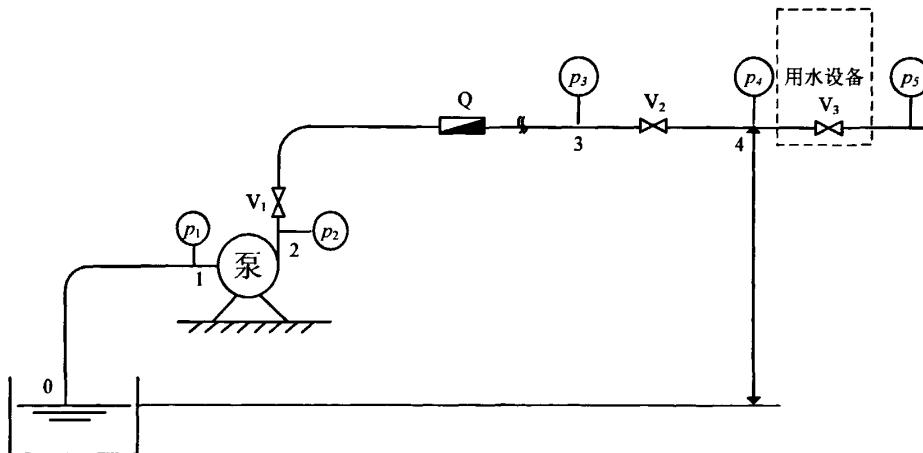


图 2-8 泵装置的简化物理模型

由于该供水装置是不满足理想变压运行条件，于是采用将最不利供水点设定为控压点（如图 2-8 中的 3 点），保持该点的压力值为最不利供水时所需要的压力值^[55]，其运行过程如图 4-1 所示。

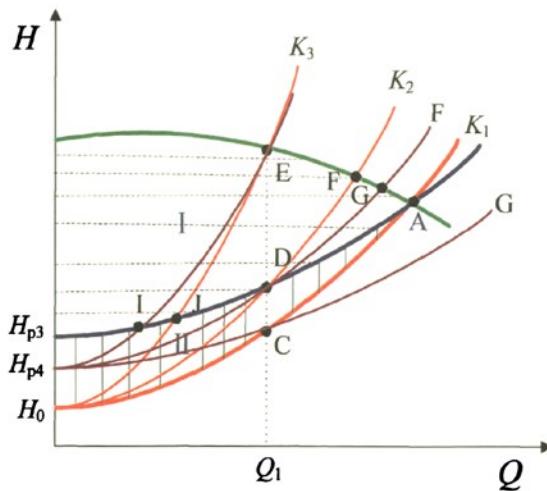


图 4-1 最不利点恒压供水原理

图 4-1 中，曲线 AE 为泵在工频下的特性曲线；曲线 H_0CA 为如图 2-8 中所示供水模型中用户端阀门全开时装置的特性曲线，曲线 FDH_0 、 EJH_0 分别为用户端阀门开度为 K_2 、 K_3 时整个装置的特性曲线；曲线 ADH_p 为用户端阀门全开时，图 2-8 中供水管网段（0-3）段的装置特性曲线。

如图 2-8 中所示的装置特性，由于水流从 3 点到用水设备需要克服一些管路损失，因此 3 点的水头 H_{p3} 要大于位能 H_0 。

水泵不调速运行时，是通过用户端调节阀门来改变泵运行工况，此时泵的运行工况点是沿着曲线 AE 移动。

若采用变频调速运行，若泵流量需求规律确定时，可沿着图 4-1 中曲线 H_0CA 运行，此时在满足供水需求的同时，没有多余扬程浪费，是理想的供水方式。

在这种供水装置中，当通过调节用户阀门改变流量来满足用水需求时，此时若仍按照曲线 H_0CA 运行，水泵提供的扬程只能满足用户端阀门全开时的供水需求，而阀门开度较小会使得在阀门端出现由于阀门开度改变而产生的能量损失（局部阻力损失），则提供的能量无法满足供水要求。因此，对于规律不确定的泵装置是不能按照曲线 H_0CA 运行的，而是沿着如图 4-1 所示的曲线 H_pDA 运行。

如图 4-1 所示，若采用该方法与节流运行相比有 I 区域的节能面积，但与流量需求规律确定供水装置的变压运行相比，仍存在如 II 区的节能空间。由于水泵自身性能和配置选择余量过大等方面的原因，绝大多数水泵在实际运行中，流量和

扬程在绝大部分时间里远低于所设计的流量和扬程。因此将控压点的压力设定值设定为最不利条件下所需的压力值^[55]，这样就可以保证足够的供水安全，但会使用户端阀门一直存在较大的局部水力损失，继而造成一定的能源浪费。

因此将用水规律不确定供水装置的变压运行，设定为控压点压力恒定在最不利供水时的压力值的运行方式可能存在不合理之处。

4.1.2 不同压力设定值对水泵供水的影响

将用水规律不确定供水装置的变压运行，设定为控压点压力恒定在最不利供水时的压力值的运行方式可能存在不合理之处。而如何运行才能更加科学，则需要研究控压点压力设定不同的数值时对供水装置的影响。

当控压点的压力设定值低于最不利供水时的压力值时，一方面，根据公式（2-1），在 1-3 段的装置特性，由于没有阀门开度改变，所以该装置特性曲线的形状不变，而由于 3 点压力降低，所以装置特性曲线的位置下降，即如图 4-2 所示的曲线 BEH_b ，而曲线 ACH_a 则为控压点压力设定为最不利的压力值时的 1-3 段的装置特性曲线。

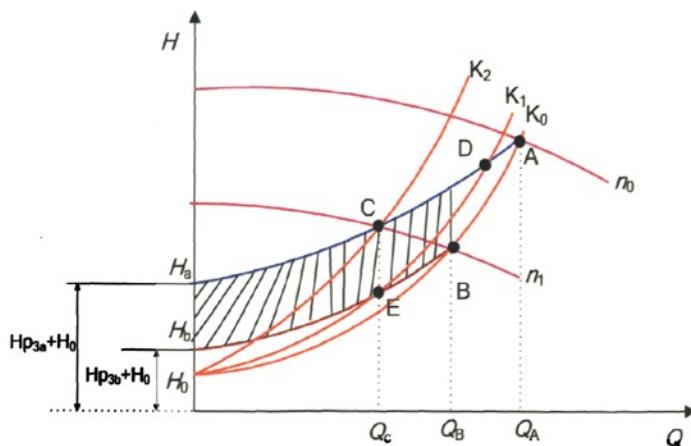


图 4-2 不同设定值下泵的运行特性

另一方面由于 p_{3b} 小于 p_{3a} ，当流量为 Q_A 时其所能提供的压能是不能够满足供水要求，因此在该压力设定值所能达到的最大流量小于 Q_A 。而当其达到最大流量时，用户端阀门全开。如图 4-2 所示，在该设定值下，流量所能达到的最大值应该为 Q_B ，红色 ABH_0 曲线与曲线 BEH_b 的交点。

将控压点的压力设定为 p_{3b} 时, 当用户所需流量为 Q_c , 用户端的阀门开度为 K_1 即可满足, 而设定值为 p_{3a} 是却需要阀门开度为 K_2 , 此时大约就有 CE 段的能量损失在用户阀门上, 因此在此时设定值若采用 p_{3b} , 在能够满足供水要求下比设定为 p_{3a} 更加节能, 但当流量大于 Q_B 却无法满足供水要求。

综上所述, 在控压点的压力值设定上会出现以下的一些问题: 当设定值较大时, 能够满足大流量时的供水需求, 但在小流量下会在用户调节阀门上产生较大的压力损失; 当设定值较小, 在小流量下会减少在调节阀门上的损失, 但在需要大流量供水时, 却无法满足供水要求。

因此, 在进行流量需求规律不可知的供水系统中, 采用变压供水时, 对控压点的压力设定值若采用最大流量点选取, 作为控制设定值一般是安全和足够的, 但此时仍然存在一定的节能空间, 因此应选取较小的设定值来减低能耗。根据上述讨论, 设定值的调节不宜采用最不利供水时的压力值来设定, 而是应该根据实际的流量值来进行相应的调整, 以满足供水安全和节能两大供水指标。

4.1.3 分流量段变压运行原理分析

控压点的压力设定应该根据实际流量值来进行相应的调整, 即以流量为指标, 当流量增大时, 设定值按某算法增大; 流量减小时, 设定值减小。因此, 可以采用将流量区域划分为几个流量段, 不同的流量段, 设定值不同的方式实现变压供水, 即如图 4-3 所示。

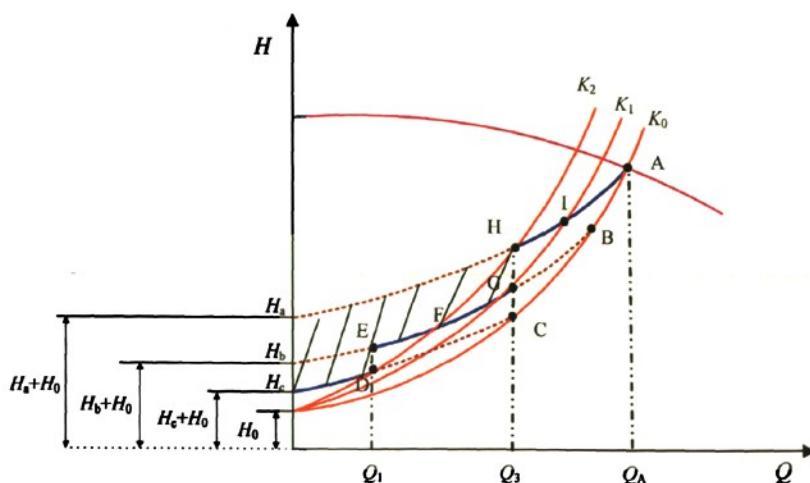


图 4-3 流量变频调速分段变压运行原理图

如图 4-3 所示将供水流量范围分为三段，即为 0 至 Q_1 段， Q_1 至 Q_3 段， Q_3 至 Q_A 段。在这三段中将压力分布设定为： p_c ， p_b ， p_a 。运行过程线如图 4-3 中蓝色线所示。流量小于 Q_1 时控压点的压力设定为 p_c ；运行在 Q_1 与 Q_3 之间时设定为 p_b ；当流量大于 Q_3 时压力设定值一直为 p_a 。采用该方法可比采用将控压点的压力设定为最不利时的压力的方法节约了如阴影部分的能量。

但是，当流量值为 Q_3 时，在流量从小到大变化时，设定值改变，继而工况点变为 I 点；而流量从大到小变化时，当需要流量在 Q_3 时，设定值改变仍然改变，工况点变为 F 点。即当需求量为 Q_3 时，该装置就无法满足。针对这样的问题，就需要对此方法进行一定的修正，以保证供水装置能够满足在全流量段的供水。具体的修正方法如图 4-4 所示。

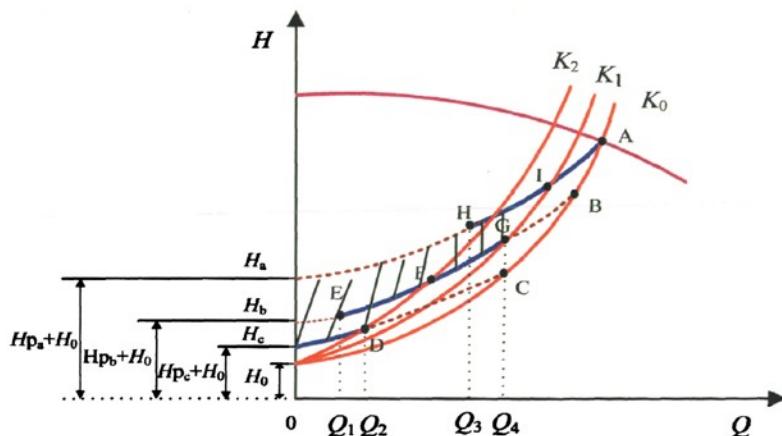


图 4-4 流量变频调速分段变压运行修正原理图

如图 4-4 所示，将触发压力设定值进行了修正，当流量增大时，将 D 点、G 点的流量值 Q_2 、 Q_4 作为触发点。而当流量减小时，将 H 点、F 点的流量值 Q_1 ， Q_3 作为触发点，其中 Q_1 小于 Q_2 ， Q_3 小于 Q_4 。这样就能够保证在该变压运行能够实现全流量段运行。

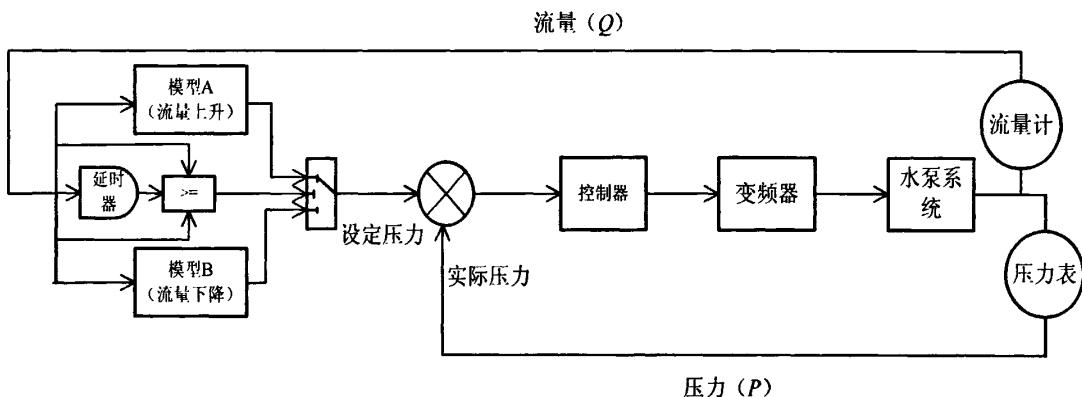
由于该运行方式是通过将流量区域划分为几个流量段，不同的流量段，采用不同的设定值实现的，因此将其称为分流量段变压供水方式。

将控制点压力恒定在最不利供水时压力的变压运行方式，虽然能够满足需求规律不确定系统的供水要求，但仍然有一定的能量消耗在用户端阀门上，而采用

本文中的分流量段变压供水，一方面能够满足未知流量规律供水要求，另一方面与采用将控制点压力恒定在最不利供水时的压力的变压运行方式相比，拥有如图 4-4 中阴影所示的节能空间。

4.1.4 分流量段变压运行原理实现

分流量段变压供水的实现过程，要求控压点的压力随流量变化，同时装置的模型是随着阀门开度的改变而改变，因此需要采用控制精确，抗干扰能力较强的闭环控制方法来实现，其实现原理如图 4-5 所示。



用户通过调节阀门改变流量时，流量计测量出一段时间的流量值，通过前一段时间的流量值与当前测量的流量值的比较，判断系统流量变化趋势。根据趋势选择不同的模型计算出当前应该设定的压力值，然后通过控制系统调节变频器的输出频率，控制泵运行到相应的工况点，使得实际压力与设定压力值相等，以达到运行目标。

4.2 流量需求规律不确定的变压供水实验研究

4.2.1 实验装置及配置

图 4-6 水泵供水模型的实验系统模型，主要有变频器、水泵机组、管路装置、阀门、测压传感器、涡轮流量计、虚拟仪器测试系统等组成（如图 4-7~4-9 所示）。所用设备如表 4-1 所示^[64~65]。

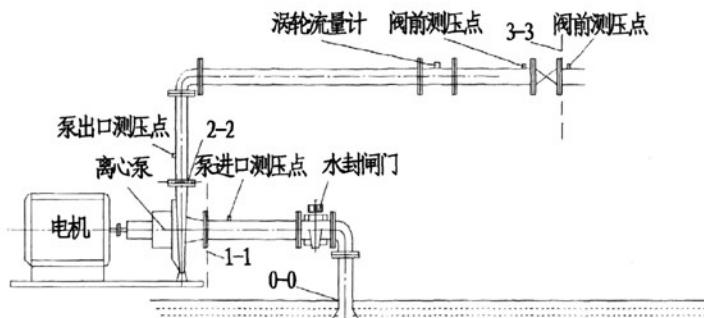


图 4-6 实验装置示意图

表4-1 实验设备

设备	特性
水泵	额定流量 $6\text{m}^3/\text{h}$, 额定扬程 15m, 额定转速 2900r/min, 额定功率 1.5kW
变频器	三菱 FR-F740
压力变送器	WT1151GP, 精度为 $\pm 0.2\%$, 输出 4-20mA, 量程 -200kPa ~ 200kPa, 0 ~ 1MPa
流量计	涡轮流量, 精度为 $\pm 0.3\%$, 输出 0-5V 标准电流信号
虚拟仪器测控	数据采集卡为 PXI-6253, 采集速率能达到 2M/S, 具有十六个电压采集通道, 两个电压生成通道
管路装置	吸水管 D1=45mm, 出水管 D2=25mm, $H_0=1200\text{mm}$



图4-7 阀门测点

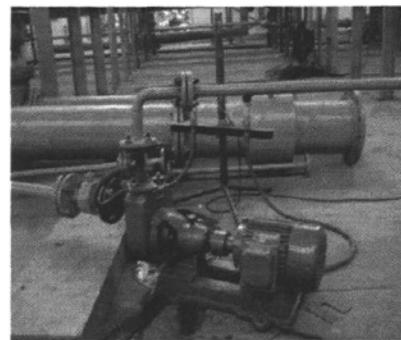


图4-8 泵进出口测点

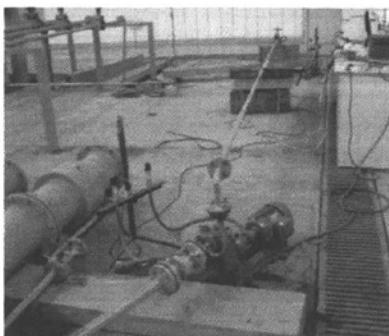
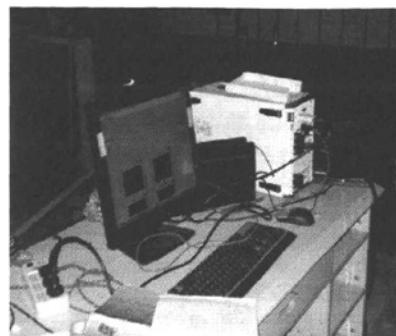


图 4-8 实验装置图



4-10 虚拟仪器测控系统

4.2.2 实验内容

1. 实验基本参数测量

- (1) 测定水泵在工频下的特性曲线。
- (2) 保持在用户端阀门全开时，使用变频器调节水泵的运行状态，测量整个装置的装置特性。

2. 不同管网压力设定下的变频变压供水实验

变频变压供水系统的基本结构由变频器为水泵供电，改变变频器的频率可以调节电机的转速，安装在控压点（阀前测压点）的水压传感器实时地测量参考点的水压，水压给定值与水压反馈量比较而产生误差信号，经虚拟仪器的 PXI 机箱处理后（通过使用数字 PID），产生合适的信号去控制变频器的频率，最终保证管网末端压力达到恒定值。同时为了设备安全，保证变频器的输出频率不高于 50Hz。

根据步骤(1)中所测得的试验数据，设定用户端的压力为 0.024MPa, 0.018MPa, 0.013MPa，其中 0.024MPa 为最不利点的压力，即通常设定的压力。则通过实验测得的所得数据如图 4-11 所示。

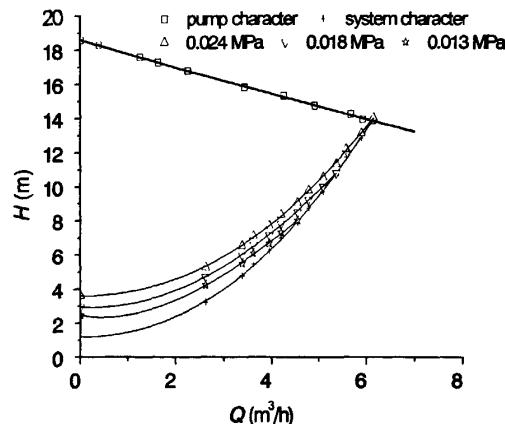


图 4-11 不同设定压力下的运行线

3. 基于分流量段变压供水实验

根据图 4-11 中所示的数据将变化流量设定为：阀门开度增大时：2 m³/h, 4.5 m³/h；阀门开度减小时：2.5 m³/h, 5 m³/h，压力设为：0.013MPa, 0.018MPa, 0.024MPa。按图 4-5 所示的实现方法，对该装置进行实验。其结果如图 4-12 所示

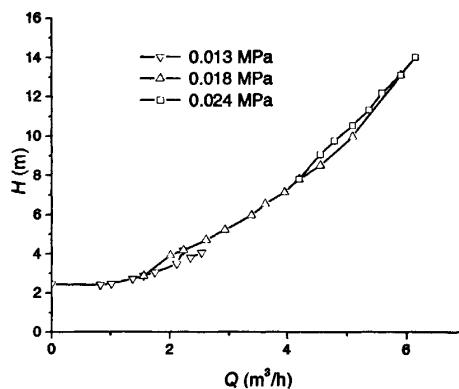


图 4-12 基于分流量段变压运行的运行线

4.2.3 能耗分析

将基于分流量段变压供水方式和最不利点恒压的方式进行能耗分析。

如图 4-13 所示为一泵站的日流量供水趋势，通过最小二次多项式拟合为：

$$Q = -0.0382t^2 + 0.9168t + 0.4992$$

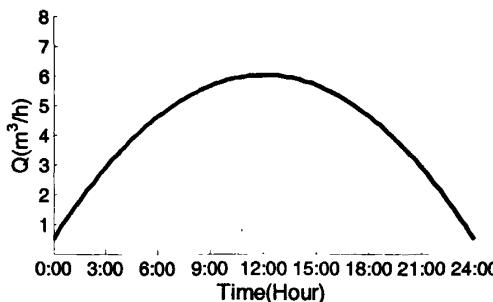


图 4-13 某泵系统一日供水量

两种供水方式下，运行规律通过最小二次拟合如下表所示：

表4-2 两种供水方式的运行规律拟合式

不利点恒压	分流量段变压	流量上升	流量下降
$y=0.0049Q^3 + 0.2495Q^2 - 0.0261Q + 3.5969$	$y=-0.0316Q^3 + 0.512Q^2 - 0.4527Q + 2.4515$	[0, 2.5)	[0, 2]
	$y=-0.0091Q^3 + 0.3519Q^2 - 0.1748Q + 2.9377$	[2.5, 5)	(2, 4.5]
	$y=0.0049Q^3 + 0.2495Q^2 - 0.0261Q + 3.5969$	[5, 8]	(4.5, 8]

通过公式 3-4 得出满足传统下的运行方式至少提供 100871.0 kJ 的能量，而在基于分流量段变压运行方式需要 98484.6 kJ 的能量，可节约 2386 kJ 的能量。

4.2.4 供水安全分析

由图 4-12 可得，基于分流量段变压供水的方法能够满足全流量段的供水要求，但是在试验中发现，在流量的切换点时，如果控制器设置不当会产生一定压力波动，因此需要一个较为科学的控制方法来保证供水的稳定性。

4.3 本章小结

本章主要是通过理论和试验的分析方法对需求规律不确定的供水系统的运行机理，实现方法，节能机理进行理论分析和试验验证。结果表明：

(1) 采用控压点恒压的方法仍然可能存在能源浪费现象，还有一定的节能空间可以挖掘，而通过设定用户端的压力或泵出口压力的变化趋势上仍然可能挖掘这一节能空间。

(2) 若根据实际的流量值来调整最不利点的压力，即以流量为指标，按照某种算法，当流量增大时，设定值增大，而流量减小时，设定值减小的方法可降低

能耗。本文中则采用分流量段的方法来实现，并通过能耗分析，供水安全分析，得出使用该方法能够降低能耗，并能够保证供水安全。

第五章 供水系统控制模型

自 20 世纪 70 年代以来，随着变频器在供水系统中的应用，自动控制技术就在供水技术中起着极为重要的作用。而在控制技术中，无论是以传递函数为基础的经典控制理论，还是以状态空间法为基础的现代控制理论中，都是以控制模型为基础的，因此，对供水系统控制模型的深入研究，能够为控制系统的设计提供一定参考依据，更好地将自动控制理论应用于供水系统中。

但至今，对供水系统的数学模型仍有不同的看法，一部分学者认为供水系统的控制模型具有非线性、大滞后、大惯性、时变等特点^[34~37]，而另一部分学者在设计恒压供水控制系统时，却认为恒压供水系统的负荷变化范围较小，在一定的范围内能够较好地用一阶或二阶的线性时不变的过程模型来逼近实际情况，这些以线性时不变过程模型为参考来设计控制器也取得了较好的结果^[10~14]。但变压供水运行与恒压供水方式是不同的，根据图 2-7 所示，相同的流量调节，变压供水中变频器的调节量要远大于恒压供水，在变压运行供水中仍然使用一阶或二阶的线性时不变的过程模型来设计控制器，是否能满足实际情况，需进行进一步的研究。

因此在本章中主要是对供水系统的控制模型进行研究，从中得出较为理想的简化模型，为变压供水控制系统的设计提供基础。

5.1 供水系统控制模型理论分析

理论分析法又称为机理分析法或理论建模。这种方法主要是通过分析系统的运动规律，运用一些已知的定律、定理和原理，利用数学方法进行推导，建立数学模型。在本文中主要是根据变频变压供水系统的结构，依据相关原理对变频变压供水系统的模型进行分析。

5.1.1 供水管网中管路模型分析

1. 供水管路模型

在供水管路中，水的传输是通过管道来实现的。当水通过管路传输时，由于管路的水力损失，流体的惯性，会使得在管路中有压降的产生。参考相关资料，其数学模型可表示为^[34~37]：

$$A(p_i - p_o - p_d) = \rho V \frac{d}{dt} \left(\frac{Q}{A} \right) \quad (5-1)$$

式中 p_i ——管路的进口压力, Pa;

p_o ——管路的出口压力, Pa;

p_d ——由管阻所损耗的压力, Pa;

A ——管路的截面积, m^2 ;

V ——管路中过水断面面积 (当水充满管路时与 A 相等), m^2 ;

Q ——通过管路的流量, m^3/s .

ρ ——流体密度, kg/m^3 .

假设在流动中, 流体是不可压缩的, 且管路的刚性较大, 则可将管路中由于管阻而产生的压力损耗可表示为:

$$p_d = K \cdot Q^2 \quad (5-2)$$

其中, 阻力系数 K , 可以通过 Buckley 在 1964 年提出的经验公式^[37]得到:

$$K = \lambda \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2} \frac{l}{d^5} \quad (5-3)$$

式中 D ——管道内壁直径, m;

l ——管路段长度, m;

λ ——与管路材质有关的系数, $\text{p}_i \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m} / \text{kg}$ 。

假设水充满管路时, 综合式(5-1)至式(5-3)得

$$\frac{dQ}{dt} = K_1 [p_i - p_o - K \cdot Q |Q|] \quad (5-4)$$

式中: K_1 为水惯性系数, 表示为: $K_1 = A / \rho l$, $|Q|$ 的符号与水流的流向有关, 当水流沿着进口至出口, 取正, 反之, 取负。

2. 供水管路模型中调节阀门模型分析

供水管路模型中调节阀门模型的形式也可用式 (5-4) 表示, 但由于在供水管网中, 调节阀门相对于整个管网, 其长度基本上可以忽略, 由于流体惯性产生的压降也可忽略, 故其模型转化为^[34-37,66-67]:

$$p_i = p_o + K_v \cdot Q |Q|$$

上式中的 K_v 为阀门的阻力系数，其值与阀门开度有关。

3. 供水管路模型中其他局部损失(弯头，收缩管等)模型分析

与阀门相同，其长度在整个供水管网基本上可以忽略，且流体惯性导致的流量变化产生的压降也可忽略，故其模型可转化为

$$p_i = p_o + K_p \cdot q |q|$$

式中 K_p 为局部阻力部件的阻力系数，其值与装置本身特性有关，可参考一些经验数据。

综合管路模型和阀门模型，可将其写作：

$$\frac{dq}{dt} = K_l [p_i - p_o - K \cdot q |q|] \quad (5-5)$$

由式 (5-5) 可以得出，该模型在式中出现的流量的平方项，因而该模型是非线性模型，同时模型中的阻力系数 K 是随着阀门开度改变而改变的，该值在不同时刻可能不同，因此该模型是时变的。由于该微分方程中对应的微分项阶数为一阶，因此该模型为一阶时变非线性系统^[68]。

5.1.2 变速泵模型分析

泵的特性曲线是十分重要的技术性能曲线。即在泵的转速 $n=\text{const}$ 时，扬程与流量的关系曲线，通常是不能用理论推导来准确求得，而都是用实验的方法测得相关数据，通过曲线拟合的方法得到其函数式，一般是应用最小二次拟合的方法，将其拟合成二次或三次多项式函数，即 $H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 + \dots$ 。

泵的扬程主要分为三个部分，即压能、动能和位能。由于动能主要与流量的平方项有关，位能为一常数。

因此对定速运行的水泵其进出口压差可表示为^[36-37]

$$\frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = \Delta p = a_2 \cdot Q^2 + a_1 \cdot Q + a_0 \quad (5-6)$$

式中 a_2, a_1, a_0 ——通过实验的方法得到的拟合系数；

Q ——流量， m^3/h 。

当水泵变速运行时，根据相似定理，式 (5-6) 可表示为：

$$\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} = \Delta p = a_2 \cdot Q^2 + a_1 \cdot Q \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right) + a_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \quad (5-7)$$

式中 n ——当前泵转速, rpm;

n_0 ——泵额定转速, rpm。

由式(5.1)至式(5.7)根据不同的供水结构,即可建立相应的泵装置系统模型,如图5-1中的供水结构其模型建立如下所示:

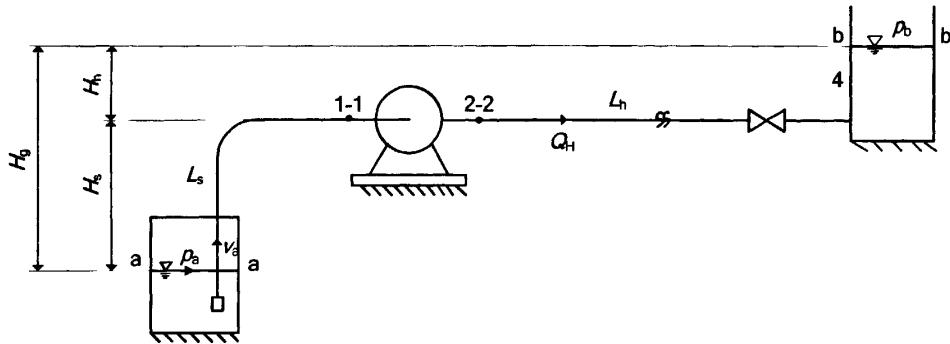


图 5-1 典型的供水装置系统图

根据式(5.5)参照图5-1列出a-a和1-1两断面不稳定流动的伯努利方程

$$\frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + H_s + h_{wsH} + \frac{1}{g} \frac{dQ}{dt} \int_{a-a}^{1-1} \frac{dx}{A_s}$$

在列出泵出口断面2-2和b-b两断面不稳定流动的伯努利方程

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_b}{\rho g} + \frac{V_b^2}{2g} + H_h + h_{whH} + \frac{1}{g} \frac{dQ}{dt} \int_{2-2}^{b-b} \frac{dx}{A_s}$$

式中 h_{wsH} 、 h_{whH} ——装置中吸水管和压水管的水力损失;

H_s 、 H_h ——泵装置的几何吸上高度和压出高度;

A_s 、 A_b ——吸水管和压水管的截面积;

L_s 、 L_h ——吸水管和压水管的长度。

两式相减,则得到泵的扬程

$$\begin{aligned}
 H &= \left(\frac{P_{2H}}{\rho g} + \frac{V_{2H}^2}{2g} \right) - \frac{P_{1H}}{\rho g} + \frac{V_{1H}^2}{2g} \\
 &= \frac{P_b - P_a}{\rho g} + \frac{V_b^2 - V_a^2}{2g} + H_g + h_{wh} + \\
 &\quad h_{whH} + \frac{1}{g} \frac{dQ_H}{dt} \left(\int_0^{L_s} \frac{dx}{A_s} + \int_0^{L_h} \frac{dx}{A_h} \right)
 \end{aligned}$$

上式可进一步写成如下形式

$$H = H_{st} + KQ^2 + \frac{1}{g} \frac{dQ}{dt} \left(\int_0^{L_s} \frac{dx}{A_s} + \int_0^{L_h} \frac{dx}{A_h} \right) \quad (5-8)$$

式中 H_{st} ——泵装置的静扬程;

K ——装置中的阻力系数。当装置一定, 调节元件开度一定, 该值为常数。

将式(5-8)和式(5-7)联立后, 为非线性一阶微分方程组^[68]。此时该模型为一阶非线性模型。当阀门开度随时间改变时, 该模型为一阶时变非线性模型。

5.1.3 调速电机模型

目前, 水泵电机绝大部分是三相交流异步电动机, 根据交流电机的转速特性, 电机的转速 n 为

$$n = 60f(1-s)p \quad (5-9)$$

式中 n ——电机转速, rpm;

f ——电源频率, Hz;

s ——转差率, Hz;

p ——电机的级对数。

当与水泵电机选定后, p 为定值, 也就是说电机转速的大小与电源的频率高低成正比。变频调速就是根据这一原理, 通过改变电源的频率值来实现水泵电机的无级调速。

电机稳定运行时实际输出转矩由负载的需要来决定。在不同的转速下, 不同的负载需要的转矩也是不同的。水泵负载转矩基本上与转速的平方成正比。

变频调速时, 为了使电机的运行性能好, 励磁电流和功率因数应基本保持不

变。因此，在使用变频器调节电机转速时，通常是保持电机的端电压 U_1 与频率 f_1 成正比。

当异步电机的供电电压与频率之比始终不变时，可将模型表示为^[69,70,11]：

$$J\omega = -(D + pK_0) + pK_0\omega_1 - pm \quad (5-10)$$

$$K_0 = \frac{p}{r_2} \left(\frac{V_{10}}{\omega_{10}} \right)^2$$

式中 ω_1 ——定子电源频率，Hz；

ω ——转子电气角速度的偏差，Hz；

p ——极对数；

r_2 ——折算到定子侧的转子电阻，Ω；

D ——摩擦系数；

m ——负载转矩的偏差，N·m；

V_{10} ——定子电源的电压，V；

ω_{10} ——频率在静态工作点上的值。

对于泵类负载，其转矩与转速的平方成正比，小偏差线性化后，偏差量的关系为：

$$m = K_m \omega, \text{ 式中 } K_m \text{ 为一常数。}$$

将上式代入到式 (5-10) 中即得调速运行下异步电机的模型：

$$\frac{\omega(s)}{\omega_1(s)} = \frac{K_d}{1 + T_d s} \quad (5-11)$$

式中 $T_d = (D + pK_0 + Km)/J$ ；

$$K_d = pK_0/J。$$

由式 (5-11) 可以看出的，异步电机的模型为一阶线性模型。

5.1.4 变频器近似模型

变频器是一种弱电控制强电的功率放大器件，但是一般变频器都有延时，故不能等效为纯放大环节。

为了实现电动机的软起动，一般变频器都可设置斜坡给定（见图 5-2），相当于在变频器的频率设定端加入一个给定积分环节，且积分时间可设定。

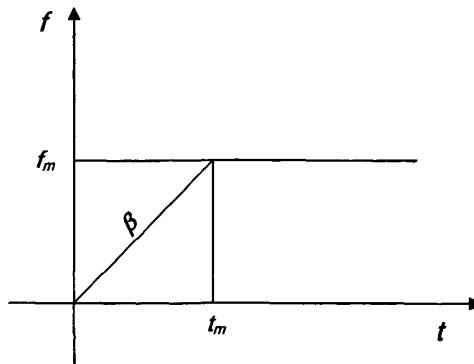


图 5-2 变频器启动原理图

一般变频器加速时间的设定值，指的是输出频率从零增加到最大频率时的时间 (t_m)。因此也就确定了频率上升斜坡的斜率 β 。实际频率增加到设定频率 f_0 的时间为

$$t = \frac{f_0}{\beta}$$

根据文献[45]，变频器的传递函数为

$$G(s) = \frac{k \beta (1 - e^{-t_m s})}{f_m s} \quad (5-12)$$

其中 k 为设定电压与输出频率之间的增益，若给定信号为 0-5V, 0V 对于 0Hz, 5V 对应 50Hz，则 $k=10$ 。

为研究方便需对上式化简。根据 $e^{-t_m s}$ 的 Padé 近似^[68]，可得

$$G(s) = \frac{k \beta t_m}{f_m \left(\frac{t_m}{2} s + 1\right)} \quad (5-13)$$

如上式所示，变频器本身的时间响应是很快的，但对于泵类负载，为了减弱水锤作用，必须人为地设定一个大的积分器，使得其控制信号变化时，输出频率缓慢变化到新的值。因而变频器也可用一个惯性环节来描述。同时为了保护电机，通常会将变频器的输出限定在一定的范围。因此，变频器为一个带有饱和非线性区的一阶惯性系统。

因此变频器-电机-泵-管道为三个一阶惯性系统的乘积，由于为了减弱水锤作

用，对变频器设定的时间常数大于电机和泵-管道中的惯性系数，因此根据模型降阶理论^[68]，可将整个模型近似为一个一阶惯性滞后系统。

5.2 变频变压供水系统模型的试验研究

5.2.1 试验原理

阶跃响应建模是实际中常用的方法，其方法是获取系统的阶跃响应。基本步骤是：首先通过手动操作使过程工作在所需测试的稳定条件下，稳定运行一段时间后，快速改变过程的输入量，并用记录仪或数据采集系统同时记录过程输入和输出的变化曲线；经过一段时间后，过程进入新的稳态，实验结束后所得到的记录曲线就是过程的阶跃响应曲线。

由阶跃响应曲线确定过程的数学模型，要根据曲线的形状，选定模型的结构。大多数工业过程如水泵供水系统的动态特性是不振荡的，具有自平衡能力。因此可假定过程近似为一阶滞后，其响应曲线如图 5-3 所示^[71]。

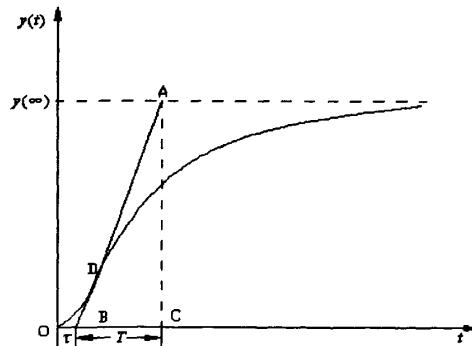


图 5-3 具有纯滞后的一阶惯性对象的 S 型阶跃响应曲线

则传递函数为

$$G(s) = \frac{K}{Ts+1} e^{-\tau s} \quad (5-14)$$

如图 5-3 所示，用切线法得出传递函数中的参数。在响应曲线的拐点 D 作一切线，在时间轴上的交点即为滞后时间 τ ，与 $y(\infty)$ 线的交点在时间轴上的投影即为等效时间常数 T ，对象的放大系数 K 为

$$K = \frac{y(\infty) - y(0)}{r} \quad (5-15)$$

其中 $y(\infty)$ 和 $y(0)$ 分别是输出的新稳态值和原稳态值， r 是阶跃信号的幅值。

5.2.2 试验装置

本试验装置如图 5-4 所示。

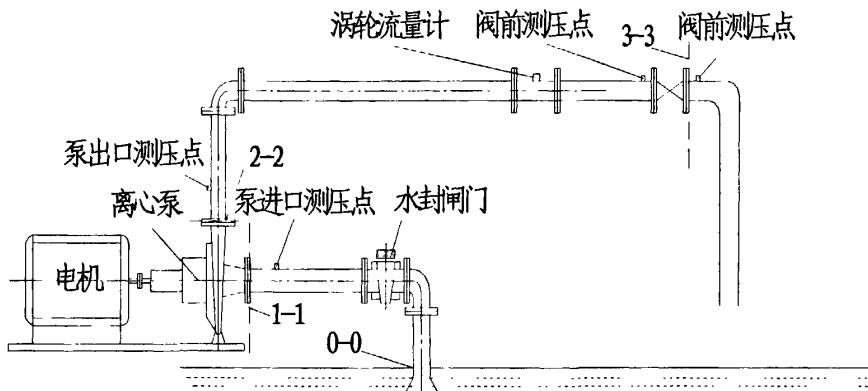


图 5-4 试验装置示意图

本试验装置系统包括三部分：泵—水循环系统、信号采集数据分析处理系统以及水循环自动控制运行系统，如图 5-5 所示。

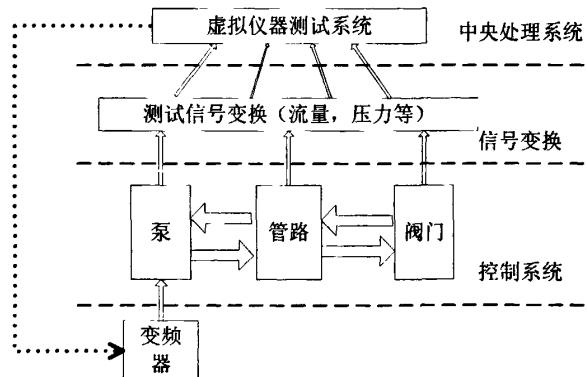


图 5-5 试验装置测试系统原理

泵—水循环系统中水泵使用的是额定流量 $6\text{m}^3/\text{h}$ ，额定扬程 15m ，额定转速 $2900\text{r}/\text{min}$ ，额定功率 1.5kW 的离心泵，进口管路段的管径为 40mm ，出口段的管径为 25mm 。进口段距水平面的高度为 950mm ，出口段距水平面的高度为 1500mm 。整个装置如图 5-6 所示。

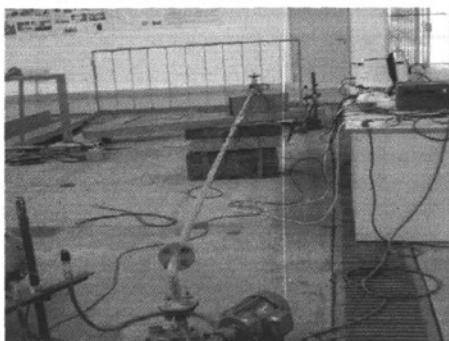


图 5-6 水泵供水系统运行特性试验台



图 5-7 水泵供水系统 LabVIEW 测试平台

在该试验装置中需要测量流量和各管段处的压力。在该系统过程中，流量采用的是精度为 $\pm 0.5\%$ 的涡轮流量计，压力传感器采用的型号是 CYG1103，精度为 $\pm 0.2\%$ ，输出 $4\sim 20mA$ ，量程分别为 $100kPa\sim 100kPa$ 和 $0\sim 1MPa$ 。数据采集采用 NI 公司研制的基于 PCI Express 便携式 PXI-1042Q 机箱，如图 5-7 所示，其提供了较高的数据采集带宽，集成了业界最好的同步和定时，保证了数据采集更加的实时和准确，采集板卡采用 PXI-6253，其采集速率能达到 $2M/S$ ，具有十六个电压采集通道和两个电压生成通道。由于 PXI-6251 板卡只能采集电压信号，因此在压力采集通道上并联一个 250Ω 的电阻，将压力传感器产生的电流信号转换成 $1\sim 5V$ 的电压信号。

水循环自动控制运行系统主要由三菱 FR-F740 型通用变频器构成。通过将变频器频率调节方式设定为通过输入模拟电压信号调节，即输入 $0\sim 5V$ 电压对应与变频器输出 $0\sim 50Hz$ ，并将其频率设定端接 PXI-6251 板卡中输出通道的电压输出端相联。

整个测试软件采用 LabVIEW 平台开发。LabVIEW 具有图形化的开发环境，可以快捷地创建图形化用户界面，实现用虚拟仪器形象地显示实时压力、流量等数据，并且可以通过 LabVIEW 中相应的数据处理模块实现数据的实时处理，并以图表的形式展示出，如图 5-8 和图 5-9 所示。

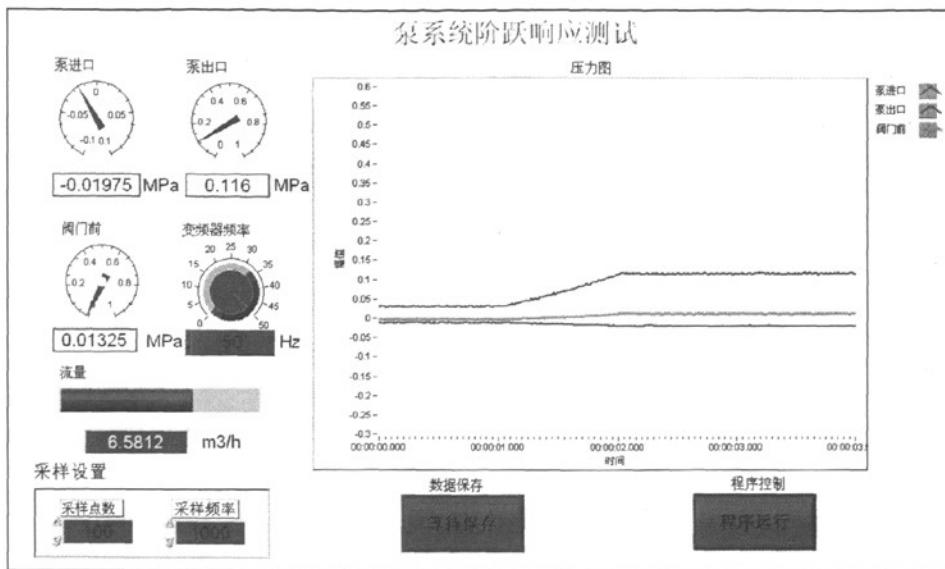


图 5-8 水泵系统阶跃响应测试界面

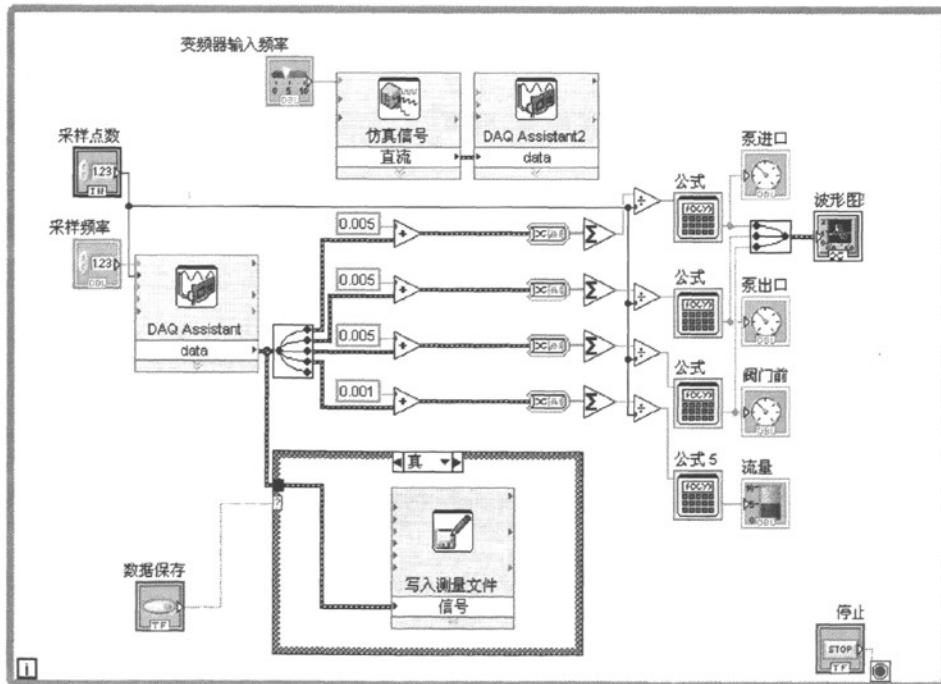


图 5-9 水泵系统阶跃响应测试程序框图

5.2.3 试验步骤

- (1) 首先将阀门固定，变频器的频率调节到 50Hz，使管道充满水
- (2) 如表 5-1，将变频器的频率设定为目标一，等在数据稳定后，开始采集

数据，同时将调节频率到目标二值，等到数值稳定后再点击保存。

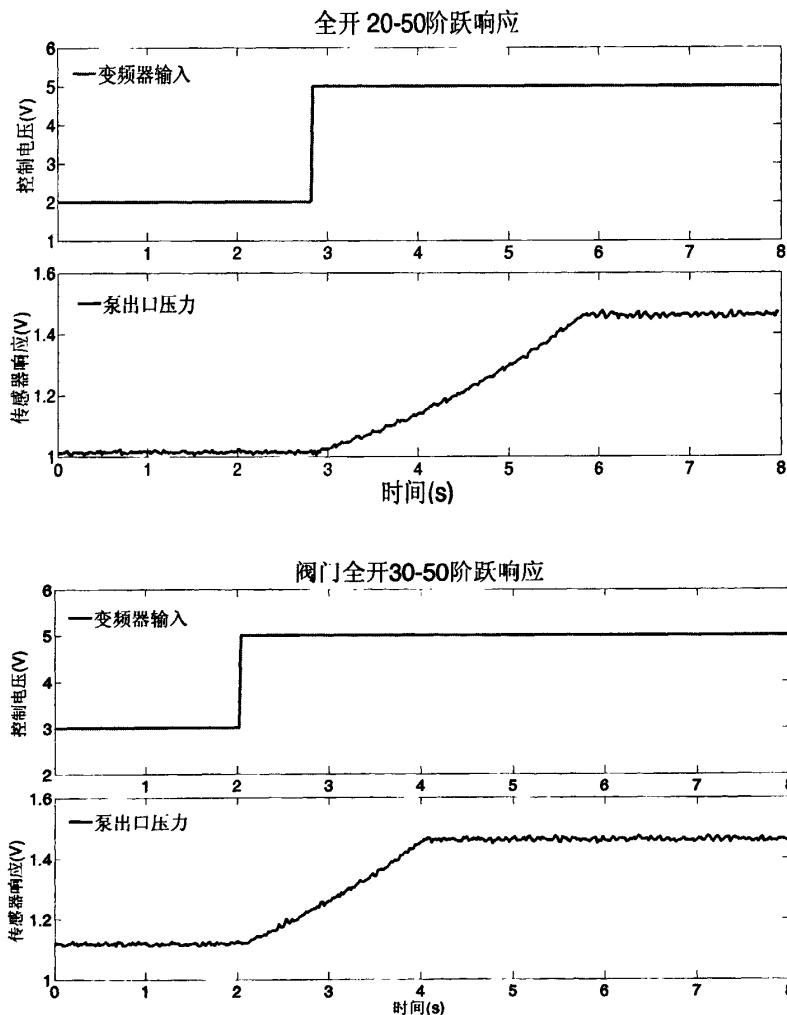
表5-1 试验方案

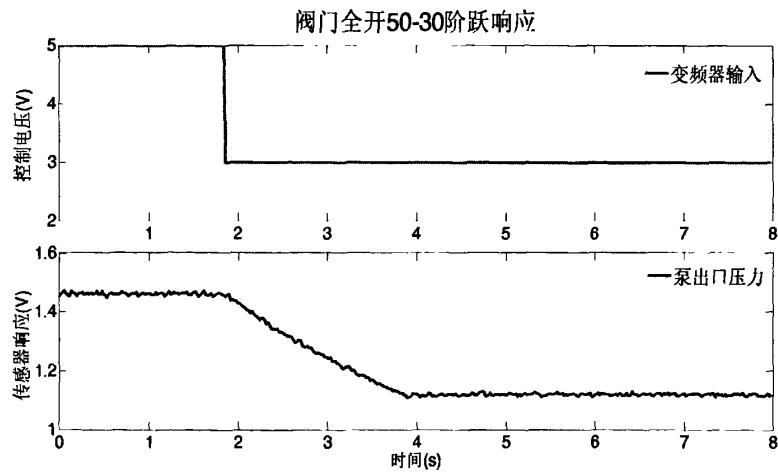
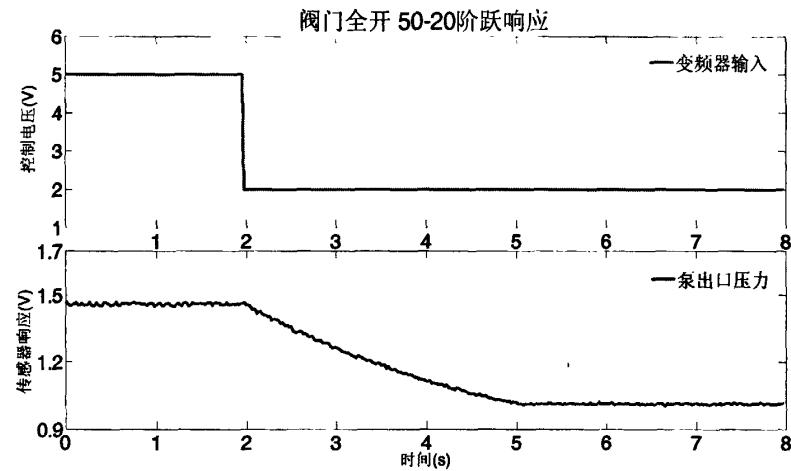
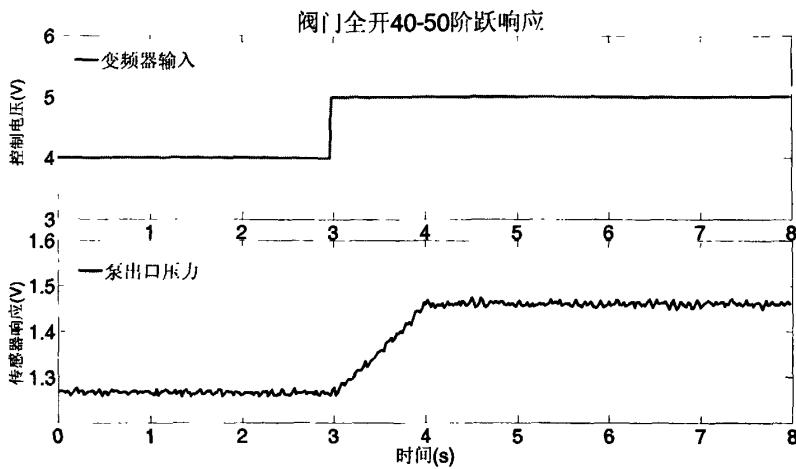
目标一	目标二		
20Hz	30Hz	40Hz	50Hz
30Hz	20Hz	40Hz	50Hz
40Hz	20Hz	30Hz	50Hz
50Hz	20Hz	30Hz	40Hz

5.2.4 试验数据及其处理

1. 阀门全开时的阶跃响应曲线：

将阀门开度固定为全开时，其响应曲线如图 5-10 所示。





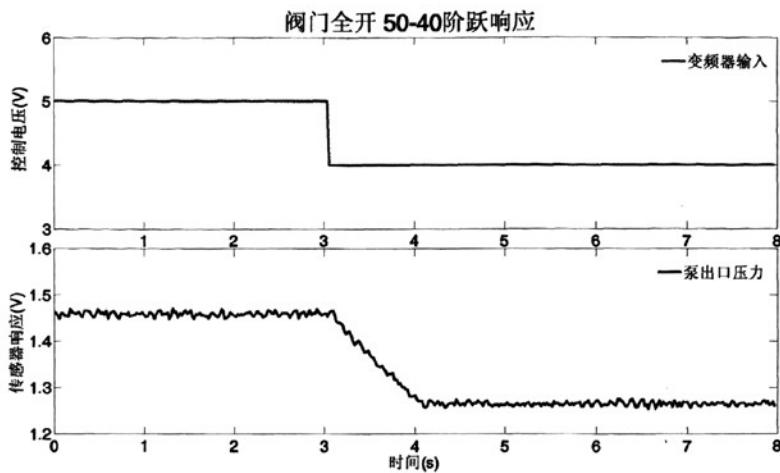


图 5-10 阀门全开条件下所测阶跃响应曲线

2. 阀门全开时系统模型辨识结果

系统辨识主要是通过 MATLAB 提供的系统辨识工具箱进行，其界面如图 5-11 所示^[72-74]：

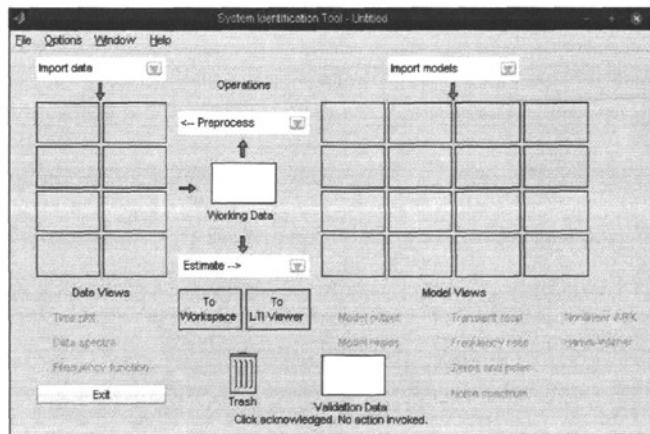


图 5-11 MATLAB 辨识工具箱

在使用时将控制变频器的输入电压信号作为输入，泵出口处的传感器的响应信号作为输出。选择过程模型，即进入过程模型辨识窗口，点击 Estimate 即可进行模型辨识计算。通过计算得到在阀门全开时阶跃响应模型为

$$\frac{0.29}{0.7s + 1} e^{-0.1s} \quad (5-16)$$

辨识的仿真模型与实际模型对比如图 5-12~5-14 所示：

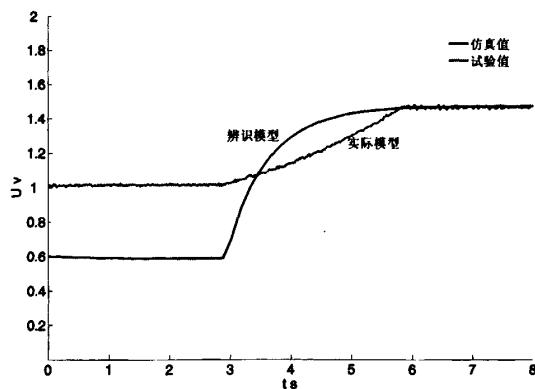


图 5-12 20-50Hz 时模型对比

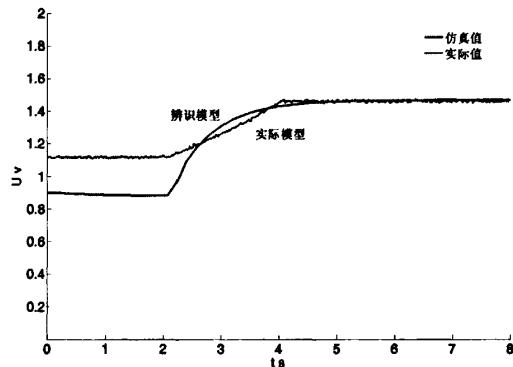


图 5-13 30-50Hz 时模型对比

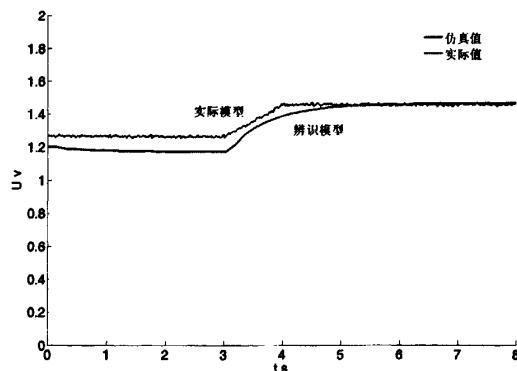
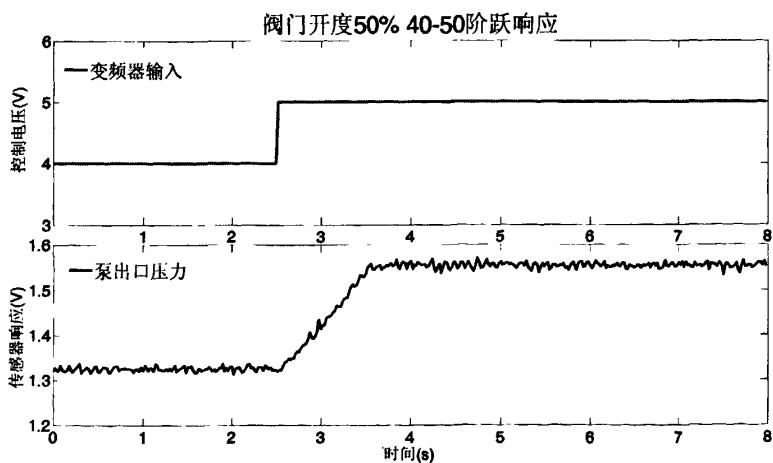
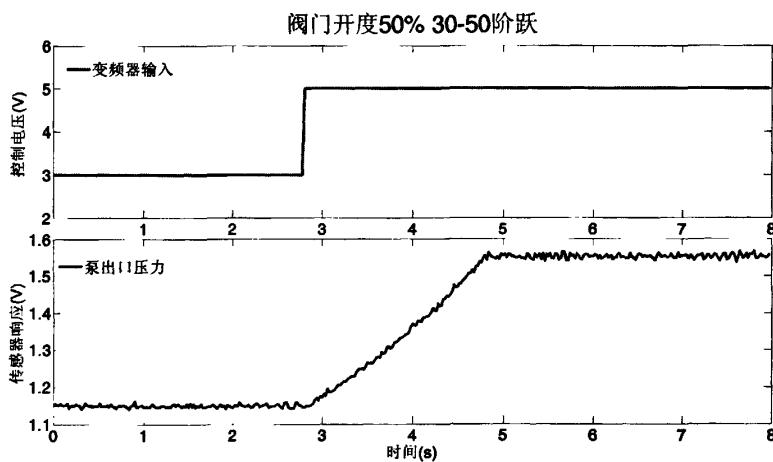
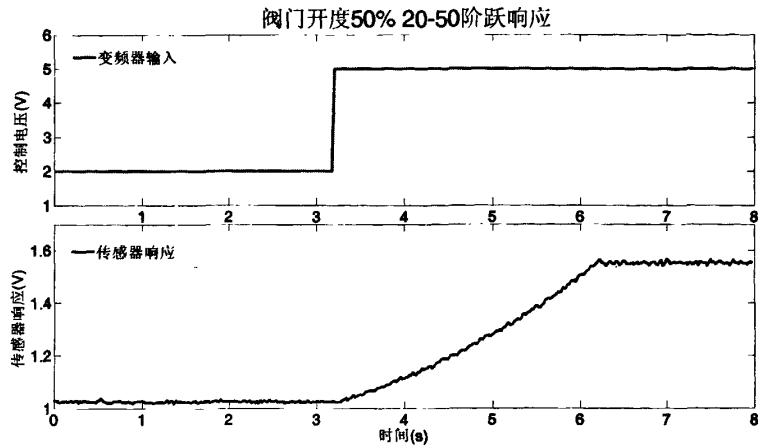


图 5-14 40-50Hz 时模型对比

3. 阀门开度为 50% 时的阶跃响应曲线



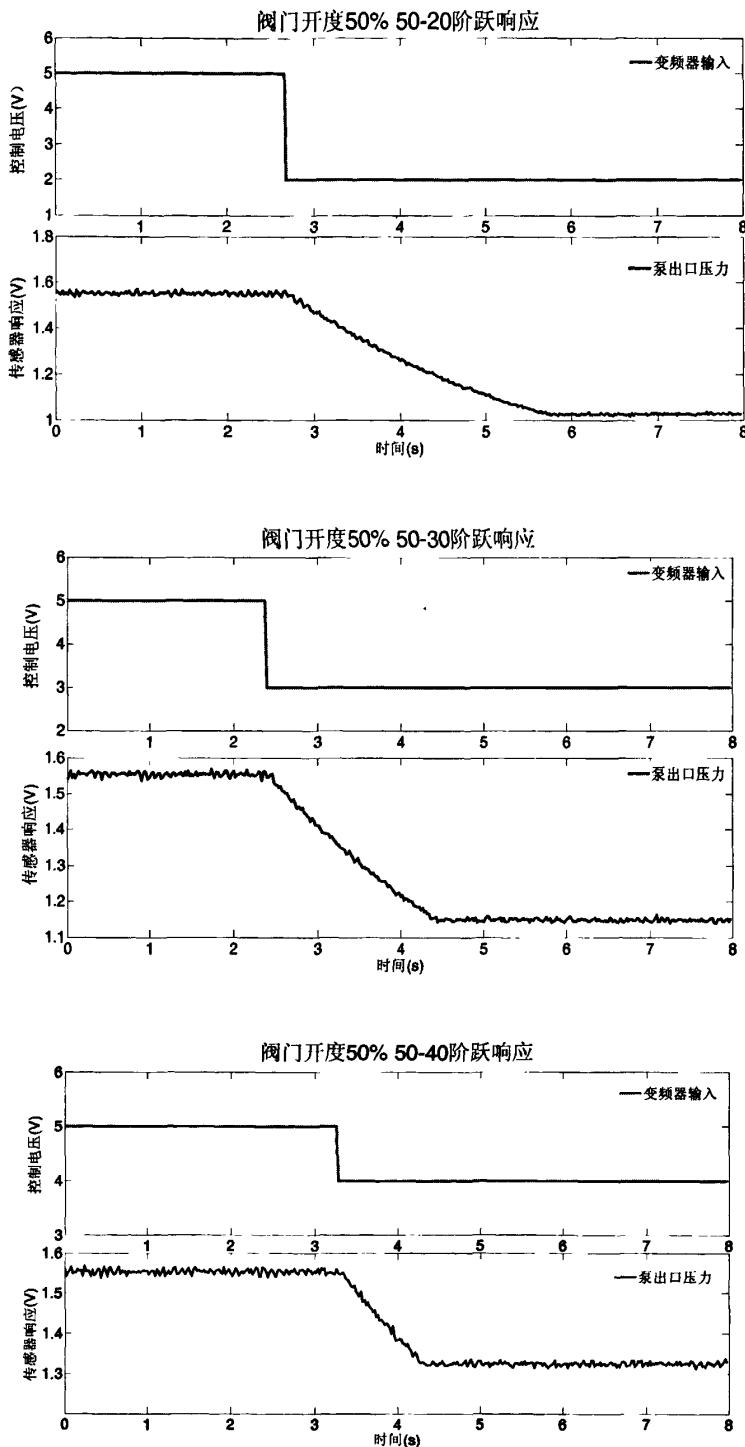


图 5-15 试验阀门开度为 50% 条件下所测阶跃响应曲线

系统模型辨识结果为式 (5-17), 辨识发展模型与实际模型对比如图 5-16~5-18。

$$\frac{0.32}{0.7s+1} e^{-0.1s} \quad (5-17)$$

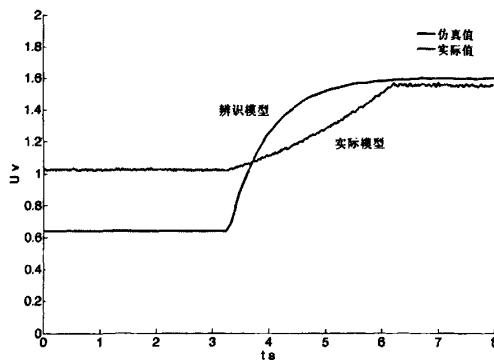


图 5-16 20-50Hz 时模型对比

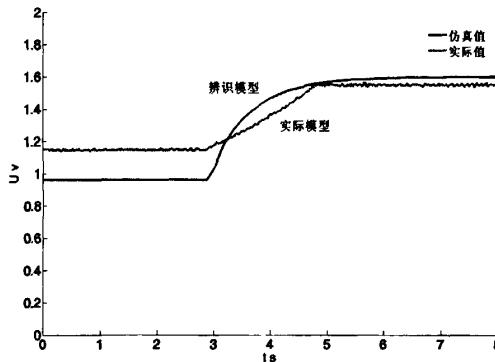


图 5-17 30-50Hz 时模型对比

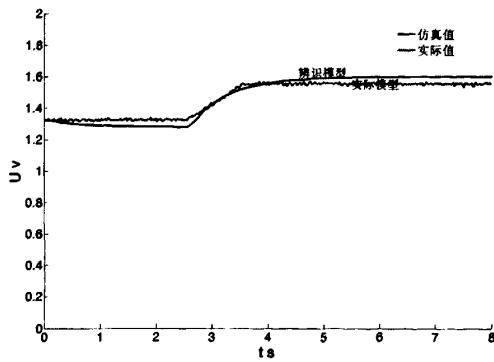


图 5-18 40-50Hz 时模型对比

5.2.5 试验结果分析

由试验中得出的辨识模型的仿真响应与实际的响应曲线对比，可知：

(1) 随着阀门开度的变化，水泵供水系统模型参数随着阀门开度改变而发生变化。

(2) 工程中应用的线性过程模型只能在小偏差时才能较好地近似实际情况，而当偏差较大时，如本实验中，当变频器从 20Hz 跃变到 50Hz 时，采用线性模型仿真的结果与实际值差别较大，不能够反映控制对象本身的固有性质。

5.3 变频变压供水系统的修正模型

在变频变压供水系统中被控对象具有非线性特性。当负荷变化较小时，如图 5-18 和图 5-14 所示可用线性化的方法进行处理，当对一些负荷变化较大的供水系统，其非线性就不可忽略，则必须采用其他方法，如分段线性化或线性补偿。

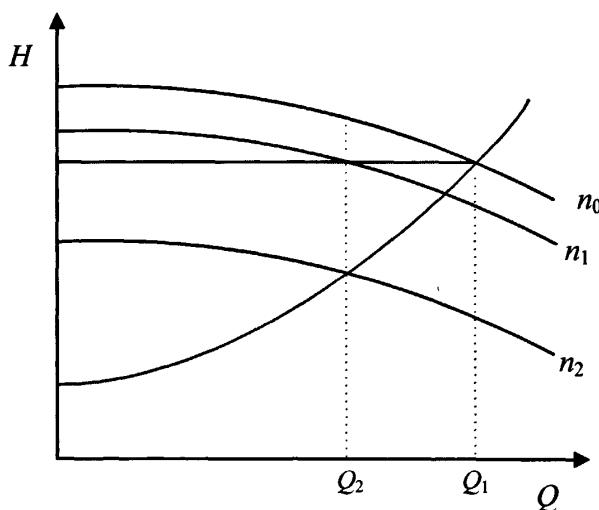


图 5-19 恒压供水与变压供水调节范围比较

如图 5-19 所示，采用恒压运行，将流量从 Q_1 调节到 Q_2 则只要将转速从 n_0 调节至 n_1 即可，而采用变压运行的方式，则需要调节至 n_2 ，其负荷变化较大，因此，简单的使用线性化的模型来设计控制器是不能满足其要求的。

图 5-20 表示的是控制变频器输出的输入电压与安放在泵出口的压力传感器的输出电压值，当输入值偏差较小时，可近似为一条直线，而当偏差较大时，近似为一条直线就会产生较大的误差。这时就需要对近似模型的增益值进行修正，即把过程模型的增益值构造为关于模型输出值的函数。

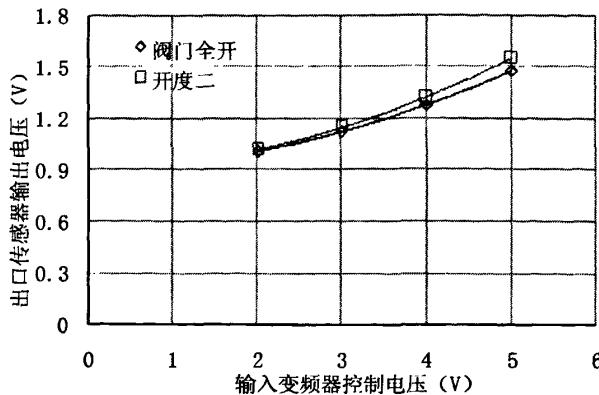


图 5-20 变频输出与泵出口输出关系曲线

根据图 5-20 输入电压与出口输出电压值之间的关系，就可计算出不同的输出电压值与此时过程模型增益值的增益，通过最小二次多项式拟合即可构造出过程增益值的修正函数，如表 5-2 所示，该修正函数的斜率是随着阀门开度的减小而增大。

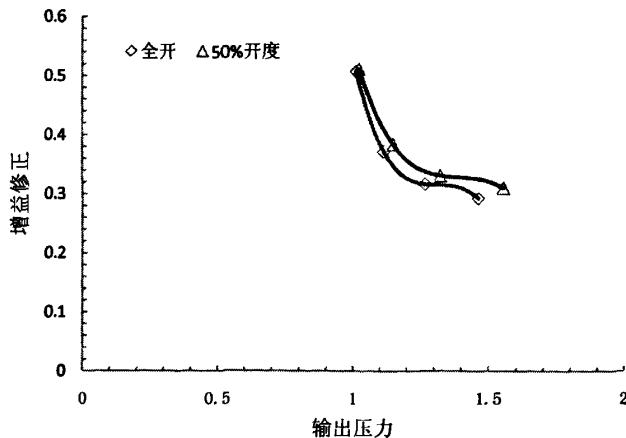


图 5-21 变压供水仿真模型修正方程

表 5-2 特性曲线拟合函数

曲线名	表达式	R 平方值
全开曲线	$-6.731x^3 + 26.57x^2 - 34.97x + 15.66$	1
50%开度曲线	$-3.378x^3 + 14.13x^2 - 19.73x + 9.523$	1

将修正函数代入到 MATLAB 的 Simulink 中就如图 5-22 表示：

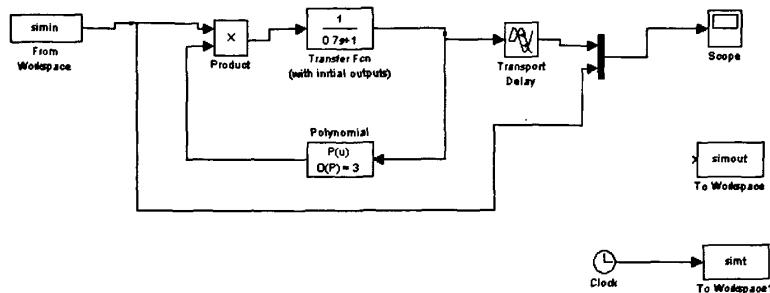


图 5-22 新型仿真模型

通过 SIMULIK 进行仿真后，其结果如图 5-23~5-25 所示：

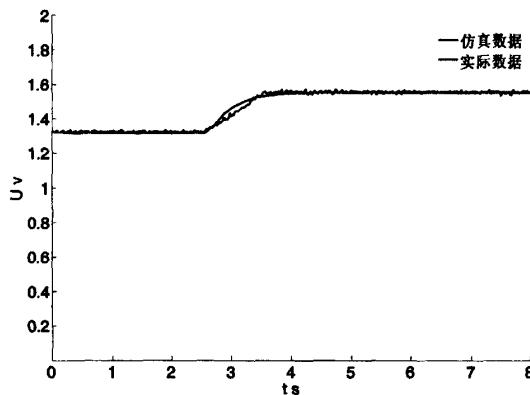


图 5-23 新型仿真模型与实际比较 (40-50Hz)

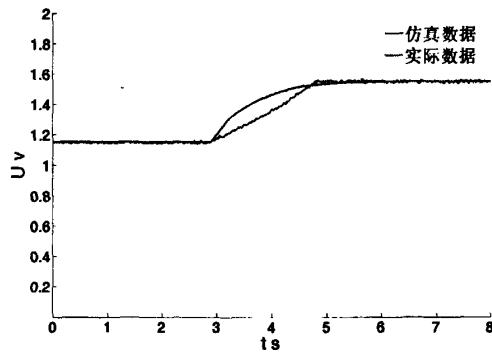


图 5-24 新型仿真模型与实际比较 (30-50Hz)

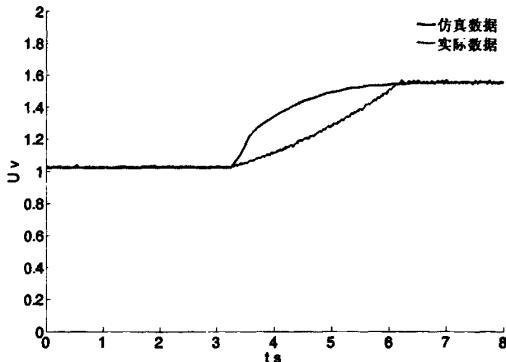


图 5-25 新型仿真模型与实际比较 (20-50Hz)

较之使用简单的线性模型，应用该修正模型所得的仿真结果与实际的差异要小，并且在小偏差时基本上已经吻合。尽管当偏差较大时，与实际仍有一定的差距，但与使用简单的线性模型相比，该修正模型能够更好的反映出实际情况，为设计更好的控制器奠定了基础。

5.4 本章小结

控制策略的选择是以控制模型为基础的，因此在本章中对供水系统的控制模型进行理论上的分析和试验研究。

(1) 应用流体力学、电工学、控制论中的相关理论对供水系统进行理论分析，结果证明供水系统是个非线性时变的模型，根据控制论中模型降阶理论可将其简化为一个一阶惯性滞后模型。

(2) 借助于虚拟仪器测试系统，测试了一个简单供水系统的阶跃响应曲线，通过 MATLAB 中的系统辨识工具箱，辨识出该供水系统的模型，结果表明：当调节量较小时，其过程是可用线性模型进行近似的。但在变压供水系统中，由于与恒压供水相比调节量较大，采用线性模型无法较好地近似，需要使用非线性模型。

(3) 本文通过试验数据构造出模型的增益函数，对供水过程模型进行修正。通过仿真计算证明了修正模型能够较好的反映供水系统的特性，能够用于控制器的设计。

第六章 供水系统控制器设计

基于偏差的比例(Proportional)、积分(Integral)和微分(Derivative)的控制器简称**PID控制器**，它是工业过程控制中最常见的一种过程控制器，被广泛应用于化工、冶金、机械、热工和轻工等工业过程控制系统中。

尽管随着工业自动化的飞速发展，多种控制方法被应用于水泵供水系统，如模型预测控制(MPC)和自适应控制等，但据有关统计资料^[76]，**PID控制技术**在水泵供水系统控制中仍占到80%。

6.1 PID 控制策略在水泵供水系统上的应用

6.1.1 PID 控制原理

PID控制器是一种有效而简单的控制算法。在水泵供水系统中，**PID控制器**根据目标值(设定值)与反馈值(测量值)的偏差，即给定水压 p_{sv} 与输出水压 p_{pv} 的偏差 e 来控制^[71~73]，其结构如图6-1所示。

将水压偏差的比例(P)、积分(I)和微分(D)通过线性组合构成控制量，对供水系统对象进行控制，如图6-1所示，其控制规律为：

$$e(t) = p_{sv}(t) - p_{pv}(t) \quad (6-1)$$

$$u(t) = K_p [e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt}] \quad (6-2)$$

式中 K_p ——调节器的比例系数；

T_i ——调节器的积分时间常数；

T_d ——调节器的微分时间常数；

$e(t)$ ——调节器的偏差信号即水压偏差信号；

$u(t)$ ——输出控制信号。

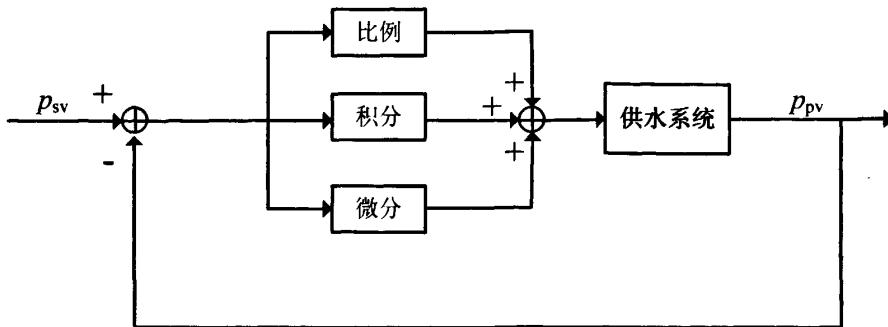


图 6-1 PID 控制的水泵供水结构框图

PID 调节器的传递函数是：

$$G(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (6-3)$$

对于水泵供水系统，PID 控制器各校正环节的作用是这样的：

1. 比例环节

比例增益的引入是为了及时地反映控制系统的偏差信号，一旦系统出现了偏差，比例调节立即产生调节作用，使系统偏差快速向减小的趋势变化。当比例增益大的时候，控制器可以加快调节，但是过大的比例增益会使调节过程出现较大的超调量，从而降低系统的稳定性，在某些严重的情况下，甚至可能造成系统不稳定。

2. 积分环节

积分作用的引入是为了使系统消除稳态误差，以实现对设定值的无静差跟踪。

假设系统已经处于闭环稳定状态，此时的系统输出和误差量保持为常值，由式(6-2)可知，只有当且仅当动态误差为零时，控制器的输出才为常数。因此，从原理上看，只要控制系统存在动态误差，积分调节就产生作用，直至无差，积分作用才会停止，此时积分调节输出为一常值。积分作用的强弱取决于积分时间常数 T_i 的大小， T_i 越小，积分作用越强，反之则积分作用弱。积分作用的引入会使系统稳定性下降，动态响应变慢。

3. 微分环节

微分作用的引入，主要是为了改善控制系统的响应速度和稳定性。微分作用能反映系统偏差的变化律，预见偏差变化的趋势，因此能产生超前的控制作用。直观而言，微分作用能在偏差还没有形成之前，就已经消除偏差。因此，微分作用可以改善系统的动态性能。

微分作用的强弱取决于微分时间 T_d 的大小, T_d 越大, 微分作用越强, 反之则越弱。在微分作用合适的情况下, 系统的超调量和调节时间可以被有效地减小。从滤波器的角度看, 微分作用相当于一个高通滤波器, 对噪声干扰有放大作用, 而这是在设计控制系统时所不希望的。因此, 不能过强地增加微分调节, 否则会对控制系统抗干扰产生不利的影响。此外, 微分作用反映的是变化率, 当偏差没有变化时, 微分作用的输出为零。

仅用P控制, 不能完全消除水压偏差。为了消除残留偏差, 一般采用PI控制。用PI控制时, 能消除由改变给定水压值和外来扰动等引起的偏差。但是, I动作过强时, 对快速变化偏差响应迟缓。对于PD控制, 发生水压偏差时, 很快产生比单独D动作还要大的操作量, 以此来抑制水压偏差的增加。水压偏差小时, P动作的作用减小。利用I动作消除水压偏差作用和用D动作抑制振荡作用, 再结合P动作就构成了PID控制。

本文中所进行的控制策略的研究主要是基于PID控制进行的, 有关控制器的设计主要是依据供水模型对PID参数的整定, 以保证能够达到较为理想的控制要求。

6.1.2 传统PID控制策略在水泵供水中的应用研究

传统PID控制策略主要是采用固定参数PID对水泵供水系统进行调节。由于其实现简单, 大部分供水系统使用该方法进行控制。

传统PID控制策略中的Ziegler-Nichols整定法(如表6-1所示)是一种基于频域设计PID控制器的方法。基于频域的参数整定是需要参考模型的, 需先辨识出一个能较好反映被控对象频域特性的一阶线性过程模型, 再结合给定的参数整定公式, 整定出PID参数^[71,76]。

表6-1 Ziegler-Nichols法整定控制器参数

控制器类型	比例度 K_p	积分时间 T_i	微分时间 T_d
P	$\frac{T}{(K \times \tau)}$	∞	0
PI	$0.9 \frac{T}{(K \times \tau)}$	$\frac{\tau}{0.3}$	0
PID	$1.2 \frac{T}{(K \times \tau)}$	2.2τ	0.5τ

将阀门全开时的模型式(5-16)代入到表6-1中, 计算得:

$$K_p=28; K_i=0.22; K_d=0.05.$$

根据Ziegler-Nichols整定后的三个参数, 建立了如图6-2的Simulink仿真模型。

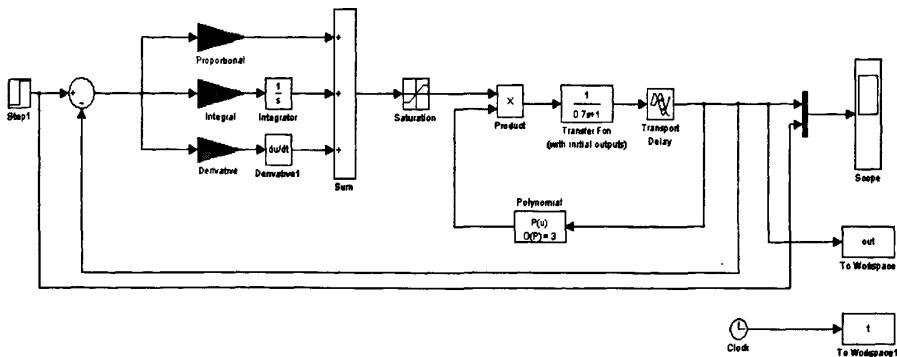


图 6-2 常规 PID 控制的供水模型 Simulink 仿真

6.2 基于 NCD 方法的泵系统控制器设计

在变压供水中, 由于其负荷变化较大, 且控制精度要求较高, 此时采用小偏差线性化模型无法反映系统的真实特性, 即采用小偏差线性化模型是很难整定出性能较优的PID参数。因此, 在设计中为了较好地反映出供水系统的特性, 需要使用修正模型来进行控制器设计。由于有变频器的存在, 使得该供水模型存在有饱和非线性特性; 同时该模型的增益是随着模型输出而变化的, 故为非线性模型。

尽管这些非线性系统的控制系统设计形成了以通过直观描述为特点的理论分析方法, 如描述函数法, 相平面法和波波夫法 (Popov) 等, 但由于数字计算机的兴起, 这些定性的分析在工程实际中已经很少使用了。事实上, 可以通过计算机直接针对非线性系统进行控制器优化和仿真。MATLAB就提供了非线性控制设计模块 (Nonlinear Control Design Blockset), 简称NCD模块, 为非线性系统进行控制器优化和仿真提供了有效的工具^[78]。

NCD模块包含在MATLAB的NCD工具箱中, 并需要Simulink的支持。它是一种在时域内进行控制系统设计的设计工具, 为使用者提供了一种直观、方便的图形用户界面。通过使用NCD模块, 在给出时域性能指标要求的前提下, 可以对应用Simulink建立的系统模型中控制器或校正装置的参数进行整定, 进而获得其优化

值。

6.2.1 仿真模型建立

在MATLAB的Simulink模块下建立优化仿真系统模型，如图6-3所示。

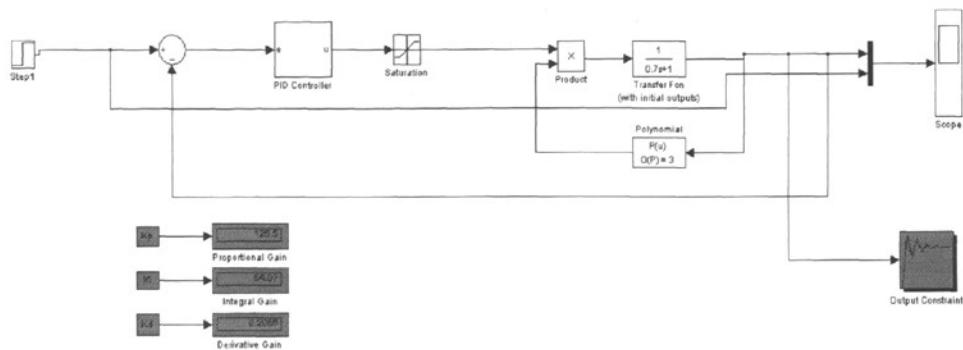


图 6-3 NCD 优化仿真结构框图

由于要对PID参数进行优化，因此需要设定 k_p 、 k_i 、 k_d 为未知的带优化参数。

6.2.2 优化仿真方法

(1) 对NCD Output模块进行参数设置。双击NCD Output模块，弹出如图6-4所示的NCD Blockset窗口。通过Options菜单和Optimization菜单中的一些子菜单实现该功能的使用，具体步骤如下：

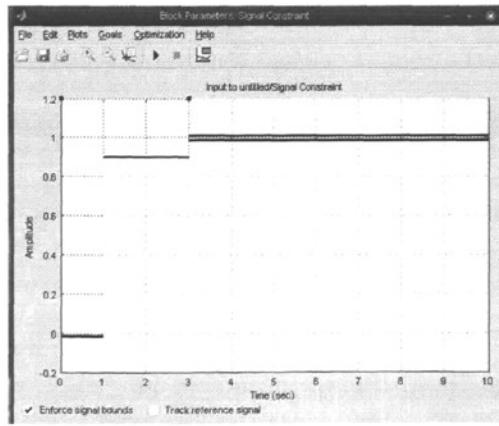


图 6-4 NCD Blockset 窗口

首先，选择Options菜单下的Step Response项。在弹出的对话框中，根据具体

被控对象特性和所希望的控制性能的要求来定义阶跃响应性能。本系统中，调整时间设为0s；上升时间为0.5s；稳态误差百分数取为2%；超调量百分数为5%；振荡负幅值百分数为1；启动时间为0s；终止时间为100s；初始值为1；最终值为1.4，如图6-5所示。

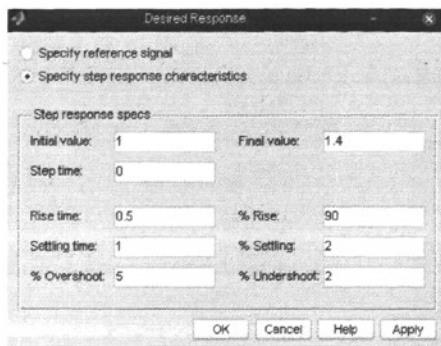


图 6-5 控制目标设定

然后，选择Options菜单下的Time range项，在打开的对话框中设置参数。设置优化时间（即X轴）为：0~10s。选择Options菜单下的Y-Axis项，在打开的对话框中输入参数。设置阶跃响应范围（即Y轴）为0~2。具体如图6-6所示。



图 6-6 仿真参数设定

最后，选择Optimization 菜单下的Parameters项，在打开的对话框中输入待调整优化的变量 k_p 、 k_i 、 k_d 及有关参数，如图6-7所示。

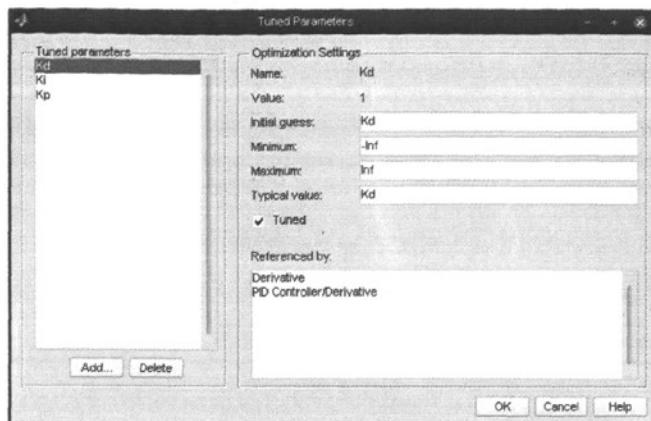


图 6-7 调整参数设定

(2) 开始优化仿真。

首先，在MATLAB命令窗口对系统模型参数进行初始化，即在命令窗口输入 $k_p=28$, $k_i=0.2$, $k_d=0.05$ 回车后就完成了参数的初始化，这三个参数是利用 Ziegler-Nichols公式整定的参数值。

然后，在NCD Blockset窗口启动Start命令，开始对调整变量进行优化，其运行过程如图6-8所示。经过多次调整初始设置的参数，反复仿真实验，最后得到的优化参数为 $k_p=46.16$, $k_i=100.7$, $k_d=0.4624$ ，并且显示仿真结果，如图6-9所示。

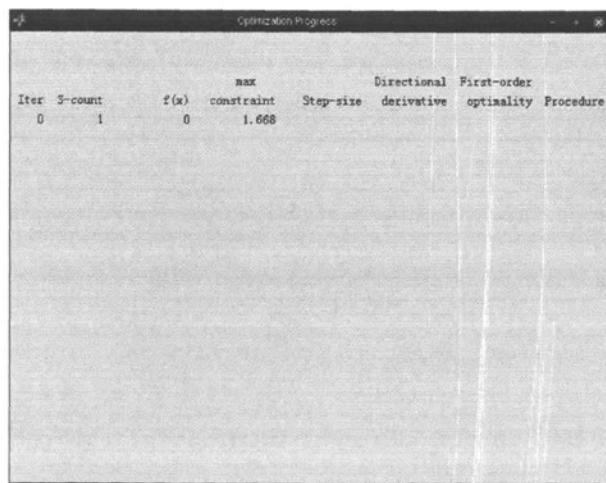


图 6-8 NCD 运行过程

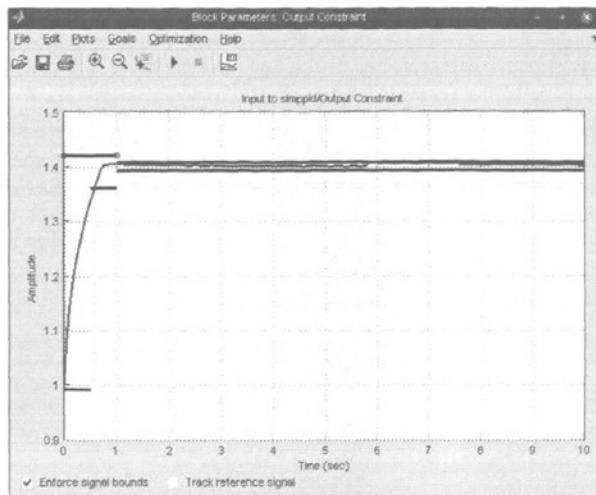


图 6-9 NCD 结果显示

6.3 基于模糊 PID 控制策略的水泵供水控制系统设计

6.3.1 模糊 PID 控制器原理

模糊控制是以控制论、模糊集合理论、模糊语言变量及模糊逻辑推理为基础的一种非线性计算机控制方法，从属于智能控制的范畴。它在设计中不需要建立被控对象精确的数学模型，控制器设计简单，适应能力强^[79,80]。模糊控制原理框图如图6-10所示。

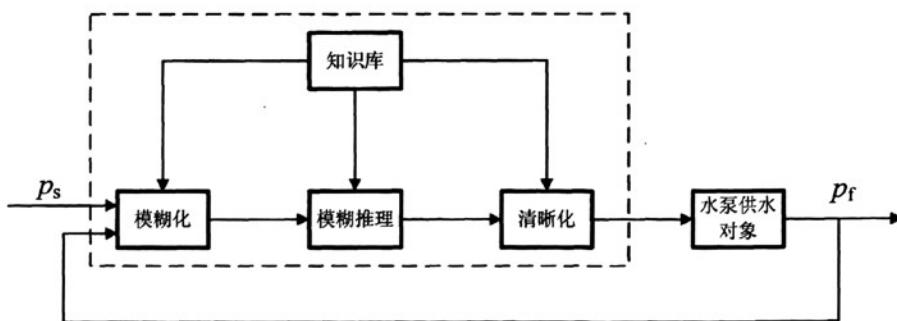


图 6-10 模糊控制系统的组成原理框图

1. 模糊化

将精确量转化为合适的模糊量，主要包括论域的划分、模糊子集的划分以及隶属函数的选取。有时不是按数学函数给出隶属度，而是根据实际情况给出隶属

度。

2. 模糊推理

模糊推理是模糊控制器的核心，具有模拟人的基本模糊理念的推理能力，其中包括控制规则的获取及模糊推理。控制规则是根据控制对象的实际情况以及熟练操作人员的实际经验确定的。模糊推理是模糊输入量，按照模糊合成算法求出模糊控制量的过程。

3. 清晰化

模糊计算的结果是一个模糊向量即模糊子集，反应了控制语言的不同取值的一种组合。用于控制是需要将模糊量转化为精确量，判决出一精确的控制量。其常用的方法有最大隶属度法、加权平均法和中位数法等。

模糊控制不需要建立严格的数学模型，能克服工业控制过程中非线性、时变性等因素的影响，已经越来越引起人们的重视。通常的模糊控制器及误差和误差变化作为输入，具有相似于比例微分控制的作用，而缺少积分环节的控制，导致了模糊控制的静态性能差。在线性控制理论中，积分控制的作用是消除静态误差，但动态响应慢；比例控制的作用是提高动态响应速度；比例积分控制的作用是既能获得较高的静态精度，又具有较快的动态响应。由于被控制的系统是非线性、大惯性的系统，因此把PID控制引入模糊控制中组成模糊PID复合控制，以解决强化调节作用和暂态过程稳定性之间的矛盾。

6.3.2 水泵供水模糊 PID 控制系统的设计

本控制器由两部分组成，其结构如图6-11所示。

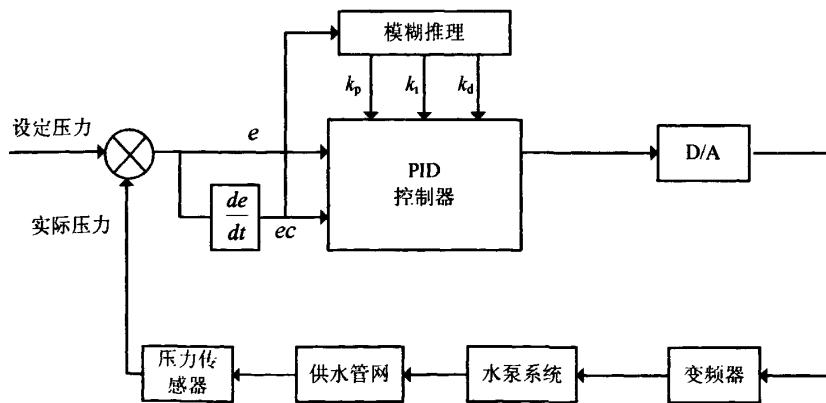


图 6-11 变压供水系统模糊控制原理框图

如图6-11所示，模糊控制器的输入量为水泵供水系统水压偏差 e 和偏差的变化率 ec ，二者为模糊控制器的输入语言变量。模糊控制器的输出量为 k_p 、 k_i 、 k_d ，经过PID控制器控制变频器信号，从而调节水泵出口压力。将输入量 e 、 ec 通过量化变换到论域范围，通过量化达到模糊化。在各输入和输出语言变量的量化域内定义模糊子集。确定各语言变量论域内模糊子集的个数。各语言变量模糊子集通过隶属度函数来定义。通过模糊控制表查询当前时刻模糊控制器水压变化量的量化值和水压变化率的量化值，其对应 k_p 、 k_i 、 k_d 作为模糊逻辑推理的最终输出。 k_p 、 k_i 、 k_d 是PID控制器的参数，该供水系统就是通过该PID进行控制。模糊控制结构图6-12所示

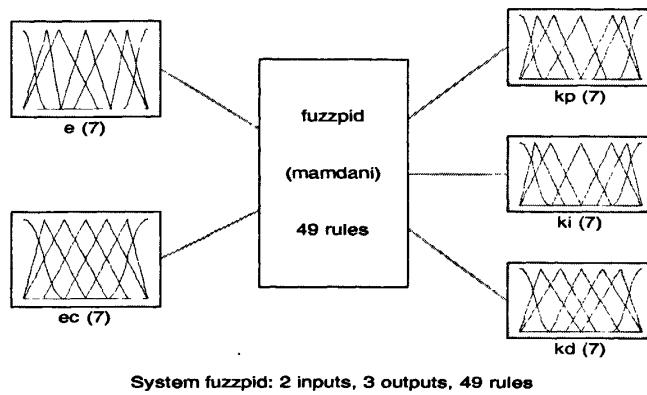


图 6-12 变压供水系统模糊控制结构图

模糊PID控制器的设计如下：

1. 确定模糊控制器的输入输出语言变量和论域

模糊控制器的输入信号的实际范围称为这些变量的基本论域，基本论域中的量是精确量。通常可以定义误差 e 的基本论域为 $(-e, e)$ ，误差变化 ec 的基本论域为 $(-ec, ec)$ ，模糊控制器的输出信号的实际变化范围是输出量的基本论域，通常定义为 $(-u, u)$ ，它也是精确量，由采用模糊PID控制器之前供水系统的实际情况得到在本系统中，管道压力通过压力变送器转化为1-5V的电压，其最高安全运行值为3V，实际运行中的最低压力值为1V，压力的变化区域为 $(-2, 2)V$ ，这就是供水系统输入变量 e 和 ec 的基本论域。根据在现场的调试情况，在采用常规PID控制器时，以阀门全开时的线性近似模型通过Ziegler-Nichols整定出的PID参数为基础，将 k_p 设为12， k_i 设为34， k_d 设为0.2。根据PID模块参数的范围，我们将输出变量 k_p 、 k_i 和 k_d 的

基本论域分别选为(0, 24)、(0, 70)和(0, 0.4)。

在进行模糊控制器的设计时，需要将精确的输入量乘以量化因子进行量化，使模糊控制器的输入落在设定的模糊论域内。由于只要选定适当的量化因子，就可以得到对应的模糊论域，不会影响到模糊控制器的设计。本系统中选定输出控制量 k_p 、 k_i 和 k_d 的模糊论域均为(0, 10)，与之相对应的模糊控制器三个比例因子分别为 $k_1=2.4$, $k_2=7$, $k_3=0.04$ 。

2. 输入/输出变量隶属函数的选定

本系统输入变量 e 和 ec 的模糊子集选为{负大，负中，负小，零，正小，正中，正大}，简记为{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB}。由于三角函数具有函数关系清楚，容易求出输入变量的隶属度等优点，因此将 e 和 ec 的主要隶属函数均选取为三角函数。但在输入为极限值时，由于采用三角函数会造成数据变化较为剧烈，不利于系统的稳定，在最大最小时的隶属度函数分别设定Z型和S型，将偏差 e 和偏差变化率 ec 量化到(-3, 3)的区域内。输入变量 e 和 ec 的对应的隶属度曲线如图6-13、6-14所示。

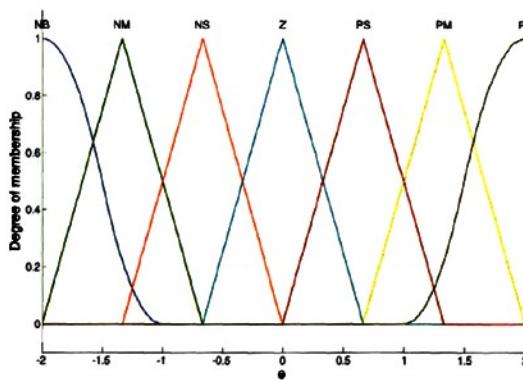
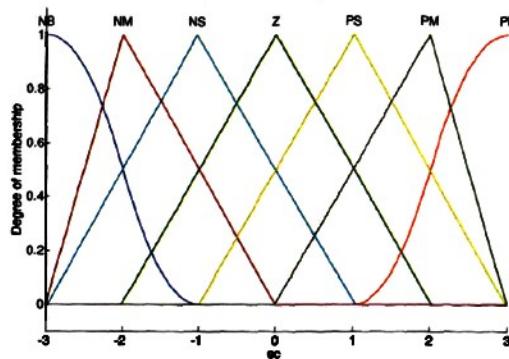
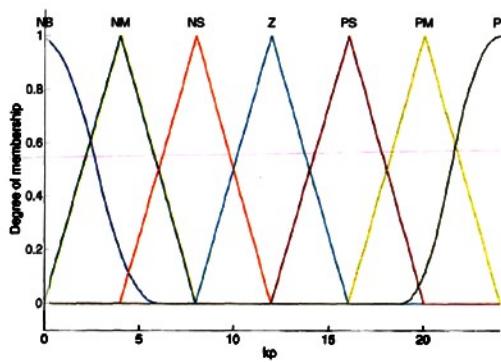
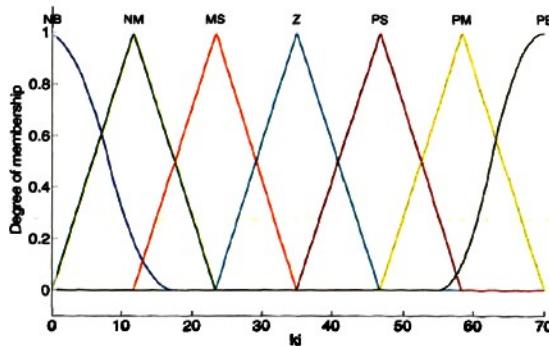
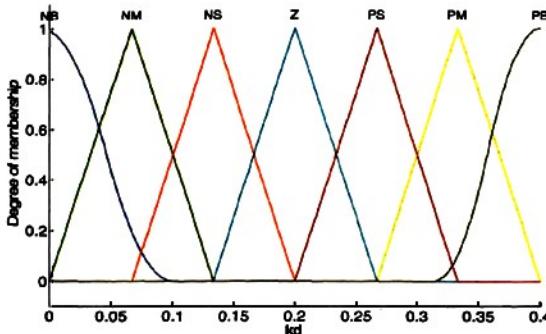


图 6-13 模糊输入变量 e 的隶属度曲线

图 6-14 模糊输入变量 ec 的隶属度曲线

将输出量 k_p 、 k_i 和 k_d 的模糊子集选为 {零, 正小, 正中, 正大}, 简记为 {ZO, PS, PM, PB}。建立输出变量的隶属度函数后, 输出变量 k_p 、 k_i 和 k_d 的隶属函数曲线如图6-15、6-16、6-17所示。

图 6-15 模糊输出变量 k_p 的隶属度曲线图 6-16 模糊输出变量 k_i 的隶属度曲线

图 6-17 模糊输出变量 k_d 的隶属度曲线

3. 模糊推理规则设定

参数自整定模糊PID控制器就是先找出控制器的3个参数 k_p 、 k_i 和 k_d 与偏差 e 和偏差变化率 ec 之间的模糊关系，在运行中通过不断的检测 e 和 ec 并将它们作为控制器的输入，由控制器根据模糊控制规则对3个参数进行在线调整，以满足不同 e 和 ec 对控制器参数的不同要求，从而使被控对象具有良好的动、静态性能。 k_p 、 k_i 和 k_d 三个参数对系统输出特性的影响不同，其作用已在本章6.1节中有相关描述。

根据参数 k_p 、 k_i 和 k_d 对系统输出特性的影响情况，可以得到对于不同的偏差 e 和偏差变化率 ec 时，参数的自整定原则：

(1) 当偏差 $|e|$ 较大，系统处于响应阶段，为加快响应速度并防止开始时偏差 $|e|$ 瞬间变大，需要取较大的 k_p 。为了防止积分饱和，应取较小的 k_i ；同时为了防止微分饱和，避免系统响应出现较大的超调，应去掉微分作用，即 $k_d=0$ 。

(2) 若 $e*ec>0$ ，说明误差在向绝对值增大的方向变化。当偏差 $|e|$ 和偏差变化率 $|ec|$ 都为中等大小，系统处于跟随阶段，为了使系统响应的超调减小， k_p 、 k_i 和 k_d 都不能太大，需要取较小的 k_p 值， k_i 和 k_d 的值大小要适中，以保证系统的响应速度。若偏差 $|e|$ 较大，则应实施较强的控制，以改变误差的变化趋势，并迅速减小误差绝对值，可取较大的 k_p 值，取较小的 k_i 和中等的 k_d 值，以提高动态性能和稳态性能。若偏差 $|e|$ 较小，可实施一般控制，以改变误差的变化趋势，可取中等的 k_p 值，取较大的 k_i 值和较小的 k_d 值，以提高系统的稳态性能，避免产生振荡。

(3) 若 $e*ec<0$ ，说明误差在向绝对值减小的方向变化。若偏差 $|e|$ 较大，则应实施一般的控制，迅速减小误差绝对值，可取中等的 k_p ，可取较小的 k_i 和中等的 k_d 值，以提高动态性能和稳态性能。若偏差 $|e|$ 较小，为了使系统具有良好的

稳态性能，应增大 k_p 和 k_i 的值，同时为了避免系统在设定值附近振荡，并考虑系统的抗干扰性能，适当选取 k_d 的值，通常为中等大小。

根据以上分析和从实际供水系统操作中得到的经验，可以得到控制器的模糊参数调节规则表，即表6-2、6-3和6-4。

表 6-2 参数 k_p 的调节规则表

k_p		E							
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
EC	NB	PB	PS	PM	PB	PB	PM	PM	
	NM	PB	PS	ZO	PS	PB	PM	PM	
	NS	PB	ZO	ZO	PM	PB	PM	PM	
	ZO	PB	PB	PM	PM	PM	PB	PB	
	PS	PM	PB	PM	PM	ZO	ZO	PB	
	PM	PM	PB	PM	PS	ZO	PS	PB	
	PB	PM	PM	PB	PB	PM	PS	PB	

表 6-3 参数 k_i 的调节规则表

k_i		E							
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
EC	NB	ZO	PS	PM	PB	PM	PS	ZO	
	NM	ZO	PM	PM	PB	PM	ZO	ZO	
	NS	PS	PM	PB	PB	PB	PS	PS	
	ZO	PS	PM	PB	PB	PB	PM	PS	
	PS	PS	PS	PB	PB	PB	PM	PS	
	PM	ZO	ZO	PM	PB	PM	PM	ZO	
	PB	ZO	PS	PM	PB	PM	PS	ZO	

表 6-4 参数 k_d 的调节规则表

k_d	E							
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
EC	NB	PS	PS	PM	PM	PB	PB	PM
	NM	PS	PM	PM	PM	PB	PB	PS
	NS	ZO	PM	PM	PM	PM	PB	ZO
	ZO	ZO	PM	ZO	ZO	ZO	PM	ZO
	PS	ZO	PB	PM	PM	ZO	PM	ZO
	PM	PS	PB	PB	PB	PS	PM	PS
	PB	PM	PB	PB	PB	PM	PS	PS

根据以上的控制规则表，可以将控制规则转化为语言描述，这些规则代表了不同的隶属函数。例如

- 1.If (e is NB) and (ec is NB) then (KP is PS) (KI is ZO) (KDis PS);
- 2.If (e is NM) and (ec is NB) then (KP is PS) (KI is PS) (KDis PM);
- 3.If (e is NS) and (ec is NB) then (KP is PM) (KI is PM) (KDis ZO);

4 输出变量的解模糊

对于具有 m 个输出量化级数的离散论域情况，利用重心法进行模糊判决输出为

$$k_p = \frac{\sum_{i=1}^m k_p \cdot \mu(k_p)}{\sum_{i=1}^m \mu(k_p)} \quad (6-4)$$

同理，可相应求出参数 k_i 和 k_d 的数值。

6.3.3 水泵供水模糊 PID 控制系统的性能仿真

MATLAB 环境下的模糊控制工具箱为用户提供了很方便的图形化设计界面，设计模糊控制器非常方便，设计流程简单。在MATLAB界面下运行fuzzy进入模糊编辑器后，建立一个新文件，将控制器的类型选为Mamdani型，再分别建立输入变

量 e 和 ec 以及输出变量 k_p 、 k_i 和 k_d 的隶属度函数和量化区间，并按照模糊控制规则表把规则输入到规则库中，这就建立了模糊控制器的结构模型。

首先，在SIMULINK中，建立PID控制器结构（如图6-18所示），并将它封装为PID子模块。

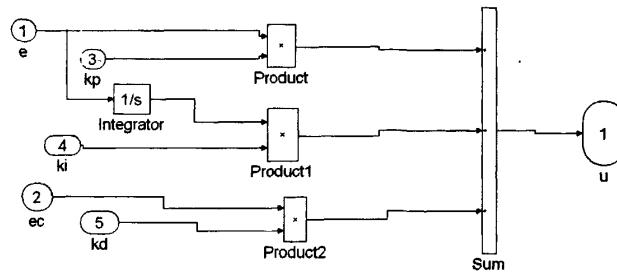


图 6-18 PID 控制结构图

将模糊控制工具箱中的模糊控制器模块和PID子模块连接起来，构成模糊PID控制器结构，并封装为模糊PID控制器，加入到控制系统的模型中，从而得到整个控制系统的模型，并将其与经NCD模块整定的PID控制器进行比较，结构如图6-19所示。

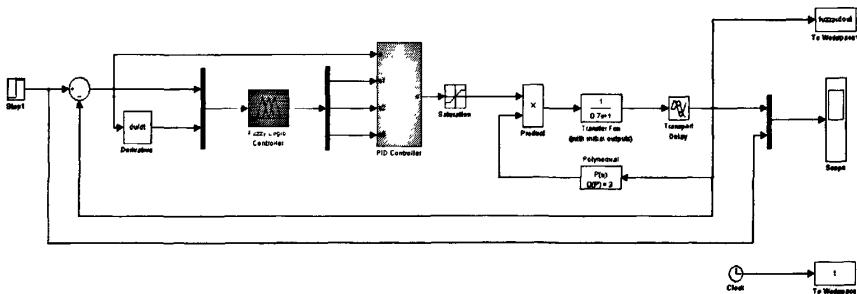


图 6-19 系统控制结构图

6.4 仿真结果分析

6.4.1 水泵供水系统时域性能分析

1. 时域指标

对于水泵供水系统，在输入端加入一个典型输入信号如阶跃信号，可以用计算或试验方法求出供水系统的输出响应。输出响应包括瞬态响应和稳态响应。瞬态响应是指系统从初始状态到达最终状态的响应过程；稳态响应是指当时间 $t \rightarrow \infty$

时系统的输出状态。为使水泵供水系统很好地工作，不仅要求系统稳定而且应满足一定的瞬态和稳态品质指标。

水泵供水系统对瞬态响应指标有一定要求，通常要求不仅响应快，而且响应过程要平稳。由此当供水系统受到扰动时，既能很快消除偏差，使系统回到原平衡状态，又能使响应过程中振荡不会太严重。实际中水泵供水系统以对阶跃信号的响应来规定某些指标，称为瞬态响应时域指标。因为这种响应易于得到，便于测量和分析。

水泵供水系统的瞬态响应在达到稳态以前通常表现为阻尼振荡过程。图 6-20 给出了水泵供水系统对阶跃输入信号在初始条件全部为零情况下的瞬态响应，根据这一响应曲线获得系统瞬态性能指标^[68]。

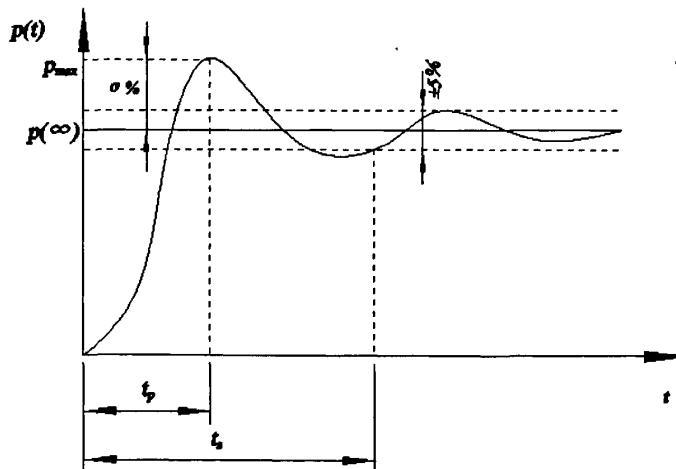


图 6-20 水泵供水系统瞬态性能指标的阶跃输出响应

(1) 瞬态性能指标

- 1) 峰值时间 t_p : 输出水压达到第一个峰值所需要的时间，即最大水压时间。
- 2) 最大超调量：用下式定义系统最大超调量

$$\sigma\% = \frac{p(t_p) - p(\infty)}{p(\infty)} \times 100\% \quad (6-5)$$

其中， $p(t_p)$ 为最大水压值， $p(\infty)$ 为输出水压的稳态值。最大超调量的数值直观地说明了水泵供水系统的相对稳定性。

- 3) 调整时间 t_s : 在输出水压的稳态值上，用稳态值的百分数通常取 5% 或 2%

作一允许误差范围，当输出水压值进入并永远保持在这一允许误差范围内时，把输出水压值进入该误差范围所用的时间，叫做调整时间。

上述 3 个指标是水泵供水系统瞬态性能指标中最重要的指标，其他指标如上升时间、延迟时间等可以不提出。

(2) 稳态性能

水泵供水系统稳态性能的优劣是根据供水系统对某些典型输入信号响应的稳态误差来衡量的。供水系统误差定义为给定水压 $p_{sv}(t)$ 与实际输出水压 $p_{pv}(t)$ 之差，记为 $e(t)$ ，即

$$e(t) = p_{sv}(t) - p_{pv}(t) \quad (6-6)$$

稳态误差为

$$e_{ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = p_{sv}(t) - p_{pv}(\infty) \quad (6-7)$$

采用不同控制策略的水泵供水系统仿真输出响应，通过瞬态性能指标和稳态特性比较分析，

2. 三种控制策略仿真结果的比较分析

如图 6-21 是三种控制策略方法下的水泵供水系统仿真结果。对三种控制策略的四个性能指标进行比较分析，结果如表 6-5 所示

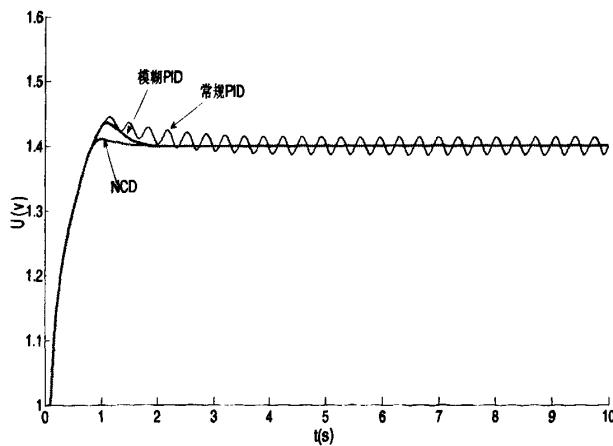


图 6-21 三种控制策略的仿真结果

根据性能指标，峰值时间 t_p 越小越好，其大小反映系统响应的灵敏程度。最大超调量 $\sigma\%$ 越小越好，它是衡量系统稳定性能的一个指标。调节时间 t_s 越小越好，

它是衡量系统快速性和稳定性的一个指标。稳态误差 e_{ss} 越小越好，它是系统稳态准确性的衡量指标，最好为零或者不超过预定值。

表 6-5 三种控制策略阶跃响应的性能指标比较

性能指标	传统 PID 控制策略	NCD	模糊 PID 控制法
$t_p(s)$	1.2	0.9	1.1
$\sigma \%$	3.29	0	2.93
$t_s(s)$	3.5	1.8	2
$e_{ss}(v)$	0.14	0	0

从图 6-21 和表 6-5 中的数据可看出：与传统 PID 控制策略相比，经 NCD 策略整定的 PID 控制器和模糊 PID 控制器的控制性能具有响应速度快、无静差、稳定性好的良好控制品质。尽管经 NCD 模块整定的 PID 较之模糊 PID 控制器具有无超调的优点，但模糊 PID 控制器的超调不超过 3%。因此，采用模糊 PID 控制器与 NCD 控制策略设计的 PID 均有较好的控制品质。

而采用传统方法设计的 PID 模型，响应速度慢，静差较大，稳定性不好，并且具有较大的超调，其控制品质较差。

6.4.2 鲁棒性分析

所谓鲁棒性，是指控制系统在一定的参数摄动下，维持某些性能的特性，也即控制系统性能对于被控对象参数变化的敏感性问题。控制系统的鲁棒性是设计控制器时最为关心的性能指标之一，因为它直接反映控制器受输入扰动、控制系统参数和结构变化等因素影响。由第三章分析所得，供水模型会由于阀门开度改变而导致模型的不确定性。因此，可以说模型的不确定性在控制系统中广泛存在。一个鲁棒性不好的控制器，往往在扰动或参数变化的情况下，其动态与静态特性将会大幅度下降，甚至会失去稳定。

由于在阀门开度改变时其增益函数会发生变化，即可以通过图 6-22 中的模型对三种方法设计出的 PID 进行鲁棒性研究。改变时间设定在仿真时间 $t=5s$ 处，其仿真结果如图 6-23。

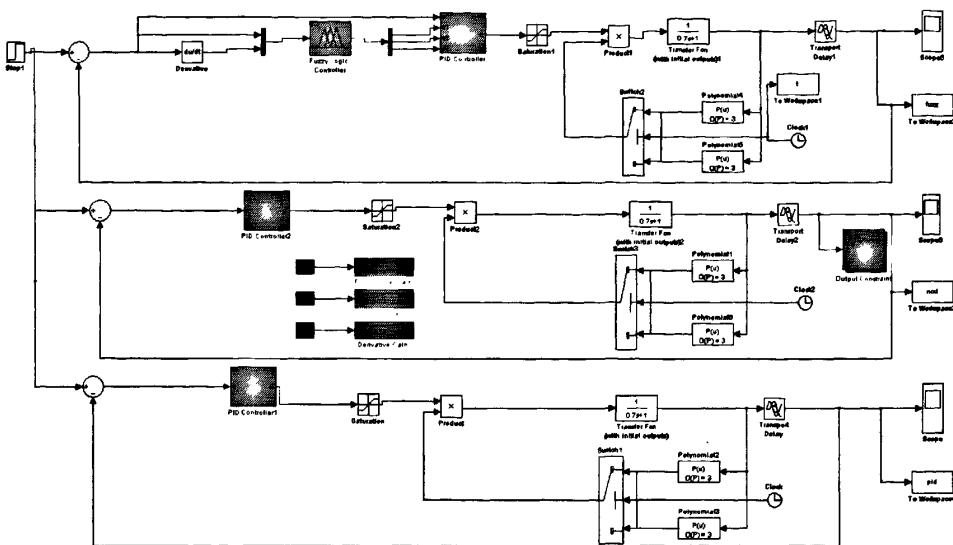


图 6-22 三种控制策略鲁棒性分析仿真模型

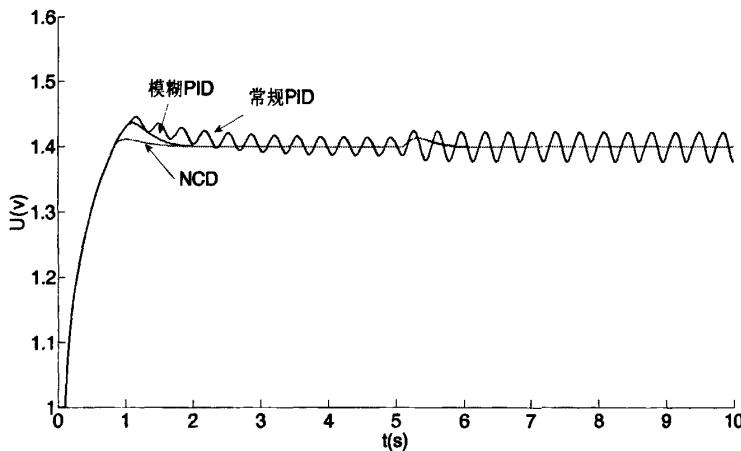


图 6-23 三种控制策略鲁棒性分析结果

从图 6-23 中可以看出，即使对象发生大的参数变化时，模糊 PID 控制和 NCD 控制策略设计的 PID 的效果仍是比较好的，产生的超调量小；在 5s 出只产生了一点不到 1% 的波动，且经短时间调整就可达到稳定值，具有调整时间短、速度的特点，表现出了较强的适应能力、较强的鲁棒性。

从上述仿真实验的控制效果图可以明显看出，基于模糊 PID 和 NCD 控制策略设计的 PID 的控制效果在响应速度、超调、抗干扰性、鲁棒性等方面都非常理想。这表明了该方法是可行的，能有效地提高控制性能，可获得较为优良的控制效果。

而传统的 PID 控制策略则在模型发生变化时，其静差增大，表现出较差的适应能力，鲁棒性较差。

6.5 本章小结

对变压供水系统的控制器的设计方法进行了研究，鉴于供水系统模型的非线性，将 MATLAB 中的 NCD（非线性控制设计模块）模块应用于控制器的设计，并将其与目前常用的传统方法和先进的模糊 PID 的设计方法进行仿真比较，其比较结果如表 6-6 所示。

结果表明，传统的方法不能较好的实现控制功能，而 NCD 方法和模糊 PID 设计方法设计出的 PID 控制器能够较好地实现控制功能，且在控制超调和响应速度上 NCD 优于模糊 PID，但当在鲁棒性上模糊 PID 比 NCD 方法更优。

表 6-6 NCD 和模糊方法对比

	NCD	FUZZY	常规
模型需求	需要精确的模型	不需要精确的模型	需要精确的模型
设计要求	较为简单，不需要经验	较为复杂，需要经验	较为简单，但需要经验
实现方法	简单，只需设置 PID 参数	复杂，需要编程才能实现	简单，只需设置 PID 参数
效果	效果很好，接近理想	效果较好	效果较差
鲁棒性	很好，具有较好的适应性	很好，具有较好的适应性	不好，较难适应模型改变

第七章 总结与展望

7.1 研究总结

水泵作为我国重要的通用机械和耗能设备，减低其能耗对国民经济有着重要的意义，而通过改善水力设计来提高其效率的潜力有限，但可通过控制或优化泵的运行方式可大大地减低水泵运行能耗。本文就水泵系统变压运行机理及其控制策略进行了较深入的研究，主要的研究内容和结论如下：

1. 根据水泵运行的基本原理，详细分析了水泵系统的变压运行机理和国内外对水泵变压运行的不同观点，并通过大量试验研究，总结得出水泵供水系统可分为采用沿阀门全开时装置特性曲线运行的用水需求规律确定供水系统和采用最不利点恒压运行的用水规律不确定系统。
2. 对用水规律确定的供水系统的运行机理、节能效果和实现方法进行了研究，结果表明采用变压运行方式能够使水泵系统提供的能量恰好满足系统需求的装置特性曲线，没有多余的压力损耗，其水力功率最小，节能效果明显。在实现方法上可采用开环结构控制，也可采用闭环结构控制。
3. 将需求规律确定的供水系统变压供水技术应用于变域精确喷洒之中，结果表明，需求规律确定的供水系统变压供水技术较之采用变量喷头的方法实现变域喷洒更加节能，在试验表明大约可节约 27% 的能量。在需求规律确定的供水系统变压供水技术中，可改变设置规律来实现不同领域的喷洒，大大增加了通用性和灵活性。
4. 通过理论和试验方法对需求规律不确定的供水系统的运行机理、实现方法、节能机理进行研究，在对一通用的供水模型研究中，发现了采用控压点恒压的方法仍然在用户端阀门存在能源浪费，而若根据实际的流量值来调整控压点的压力设定，即以流量为指标，当流量增大时，则设定值应按某算法相应增大，流量减小时，设定值应减小的方法可降低能耗。为此，在本文中建立了分流量段变压供水模型，即将流量区域划分为几个流量段，在不同的流量段，设定值不同。最终通过试验验证，该方法在满足供水要求的同时，较控压点恒压的方法更加节能。
5. 对供水系统的控制模型进行理论上的分析和试验研究。通过流体力学，电

工学，控制论中的相关原理对供水系统进行理论分析，结果证明供水系统可简化为一个一阶惯性滞后模型。借助于虚拟仪器测试系统，测试了一个简单供水系统的阶跃响应曲线，通过 MATLAB 中的系统辨识工具箱，辨识出该供水系统的模型，结果表明，当调节量较小时，其过程是可用线性模型进行近似的，但在变压供水系统中，与恒压供水相比由于调节量较大，采用线性模型无法对其进行近似，需要使用非线性模型。因此在本文中通过试验数据构造出模型的增益函数对供水过程模型进行修正，通过仿真计算证明了修正模型能够较好的反映供水系统的特性，能够用于控制器的设计。

6. 对变压供水系统的控制器的设计方法进行了研究，鉴于供水系统模型的非线性，将 MATLAB 中的 NCD（非线性控制设计模块）模块应用于控制器的设计，并将其与目前常用的传统方法和先进的模糊 PID 的设计方法进行仿真比较，结果表明，传统的方法不能较好地实现控制功能，而 NCD 方法和模糊 PID 设计方法设计出的 PID 控制器能够较好地实现控制功能，且在控制超调和响应速度上 NCD 优于模糊 PID，但当在鲁棒性上模糊 PID 比 NCD 方法更优。

7.2 进一步研究与展望

针对变频变压供水，本文虽然对其运行节能机理和其控制策略进行了较为系统的研究，也获得了一些结论，但由于时间和研究条件有限，尚需进一步研究和完善。

1. 在针对需求规律确定的供水装置的变频变压供水技术应用于变域喷洒中，本研究只是针对单喷头实现变域喷洒进行试验研究的方法，对组合喷头还未进行研究，如果对多种型号草坪喷头的实际数据建立数据库，并建立组合喷灌模型，将对喷灌系统节水节能精确喷洒起到积极作用。

2. 在需求规律不确定的供水装置的变频变压供水的实行方法研究中，针对控压点恒压所存在能源浪费，而建立的分流量段变压供水方法，由于时间的关系，没有就如何按流量对设定压力分段，以确保供水安全的同时保证能耗最低这一问题上没有做出相应的研究。因此需进一步的研究。

3. 在供水模型上，尽管本文中所提出的修正模型比使用单一的线性模型更能反映实际情况，但与实际仍有一定的差距，因此需要就如何建立更加精确的模型

进行相应的研究

4. 在控制器的设计上，本文只是对 NCD 方法，模糊 PID 方法，传统 PID 方法进行了研究，对其他的如神经网络法，MPC 法没有进行研究。并且没有在试验中结论进行验证。

参 考 文 献

- [1] 赵家荣.《“十一五”十大重点节能工程实施意见》读本[M].北京:中国发展出版社,2007
- [2] 何政斌,金海城,周炳强等.变频调速变压变流量供水设备的研制及运行效果分析[J].给水排水,1998,24(10): 59~63
- [3] 齐学义,李铁,冯俊豪.泵变频控制的节能原理及其系统分析[J].兰州理工大学学报,2006,32(3): 53~55
- [4] 汤跃,尚亚波,吴徐.变频调速恒压与变压供水的能耗分析[J].排灌机械,2007,25(1): 45~49
- [5] 李铁.基于变频调速在泵站控制系统中的应用[D].兰州理工大学,2006
- [6] 葛宝琴.全自动变频恒压供水控制[J].华北电力技术,1995(5): 57~58
- [7] 陈润泰,袁细林,谭骏珊.PLC在高楼恒压供水控制系统中的应用[J].电子与自动化,1996(2): 23~25
- [8] 周恒琦.变频调速恒压供水控制系统[J].有色冶金节能,2000(5): 42~44
- [9] 秦海洋.专用变频器在恒压供水控制系统中的应用[J].技术与应用,2004(11): 37~38
- [10] 朱玉堂.变频恒压供水系统的研究开发及应用[D].浙江大学,2005
- [11] 王柏林,李训铭.变频调速泵供水系统分析[J].河海大学学报,1995(2): 104~106
- [12] 何政斌,金海城,周炳强等.变频调速变压变流量供水设备的研制及运行效果分析[J].给水排水,1998,24(10): 59~63
- [13] 王伟,李祖才,秦泗新.变频调速恒(变)压供水系统[J].自动化技术与应用,2000(2): 26~33
- [14] 吴楚辉.PXW9智能控制器在变频恒压、变压供水系统中的应用[J].电工技术,2000(3): 40~41
- [15] 黄治钟.空调冷冻水系统水泵变频控制的问题讨论[J].能源工程,2001(6): 30~33
- [16] 王乐勤,王循明.离心泵变频调速变压供水系统设计模型及求解[J].流体机械,2003(9): 15~17
- [17] 蔡穆英,郭修淇.变频变压供水的实现方式[J].科技广场,2005(12): 115~116
- [18] 杨强,阮鸿雁,王清.基于模糊控制的变压供水系统的研究[J].工业用水与废水,2005,36(5): 59~61

- [19] 马学文, 李亚峰, 孟繁丽. 住宅小区微机供水的节能运行方式[J]. 中国住宅设施[J], 2007 (6): 58-59
- [20] 顾情. 变量变压供水系统设计与运行[J], 广西城镇建设. 2008 (11): 65~67
- [21] 张承慧, 赵敏, 刘红波等. 城市水厂变频调速泵群优化控制策略[J]. 上海交通大学学报, 2004, 38 (4): 564~569
- [22] H N Hickock. Adjustable speed-A tool for saving energy losses in pumps, fans blowers and compressors [C]. IEEE Transactions on Industry Applications. 1982, 70 (2): 339~342
- [23] J R Pottebaum. Optical characteristics of a variable-frequency centrifugal pump motor drive [C]. IEEE Transactions on Industry Applications. 1984, 20 (1): 451~456
- [24] B Coulbeck, C H Orr. Real-time optimized control of water distribution system [C]. CONTROL 88International Conference. 1988 (Sep): 634~640
- [25] An Aijun, Chan Christine . Applying knowledge discovery to predict water-supply consumption[C]. IEEE Intelligent Systems and Their Applications, 1997, 12 (4): 72~78
- [26] P C Inmaculada, C G Juan, Optimal design of pumping stations of inland intensive fishfarms[J]. Aquacultural Engineering, 2006 (35): 283~291
- [27] E C Bortoni, R A Almeida. Optimization of parallel variable-speed-driven centrifugal pump operation[J]. Energy Efficinecy, 2008 (1): 167~173
- [28] S Miyaoka, M Funabashi. Optimal control of water distribution systems by network flow theory [C]. IEEE Automatic Control Transactions, 1984, 29 (4): 303~311
- [29] P Jowitt, G Germanopoulos. Optimal scheduling in water-supply networks[J]. Journal of Water Resources Planning and Management ASCE, 1992, 118 (4): 406~422
- [30] C Homeongs, T Sastri. Adaptive forecasting of hourly municipal water consumption [J]. Journal of Water Resource Planning and Managgement. 1994, 120 (6): 888~904
- [31] Yung-Husin Sun, W G William. Generalized network algorithm for water supply system optimization [C]. Journal of Water Resources Planning and Management ASCE, 1995, 121 (5): 392~398
- [32] L Sychta. System for optimizing pump station control [J]. World Pumps, 2004 (449): 45~48
- [33] David T W Chan, Vujiu Li. Design and implementation of a variable frequency regulatory

- system for water supply[C]. IEEE Trans Automat Contr, 1996 (April): 2095~2098
- [34] 丁周伟. 泵站恒压供水系统的设计与实现[D]. 哈尔滨工业大学, 2006
- [35] N Peric, Z Ban. Mathematic model of a fresh water supply plant[C]. Proc.of KoREMA-41st Annual Conference, 1996: 57~60
- [36] N Peric, I Petrovic, A Magzan. Modelling and control of water supply systems[C]. IFAC Large Scale Systems, 1998 (Mar): 543~548
- [37] A Boris, P Nedhekhko. Predictive control of water supply plant[C]. CONTROL 88International Conference, 2002 (Dec): 653~656
- [38] 谭延良, 郭怡倩. 一种新型模糊PID控制的变频恒压供水系统[J]. 排灌机械, 2001, 19 (5): 35~38
- [39] 方大寿, 李纪扣. 模糊-PI复合控制恒压供水系统[J]. 微小型计算机开发与应用, 1996 (4): 32~35
- [40] 赵宝永, 付兴武, 赵宝东. 模糊控制技术在变频调速恒压供水系统中的应用研究[J]. 电气传动自动化, 2003, 25(6): 16~17
- [41] 姜义初, 王豪才, 陈志云. 一种基于模糊控制的恒压供水系统[J]. 集成电路应用, 2005 (11): 76-77
- [42] K F Man, W K Yung, Chow T.S. Adaptive control strategy for a water supply system[C]. Third International Conference on Software Engineering for Real Time Systems, 1991: 125~128
- [43] D Georges. Decentralized adaptive control for a water distribution system[C]. Proceedings of the Third IEEE Conference on Control Applications. 1994 (Feb): 1411~1416
- [44] M Elbelkacem, A Lachhab, M Limouri et al. Adaptive control of a water supply system[J]. Control Engineering Practice, 2001, 9 (3): 343~349
- [45] 邵明东. 自适应控制在供水系统中的应用研究[D]. 北京工业大学, 2004
- [46] 李华. 变频调速供水系统中模糊控制器的设计[J]. 甘肃科学学报, 1997, 9 (2): 33~37
- [47] 徐国忠, 诸静. 单片机模糊控制恒压供水系统的研究[J]. 微电子学与计算机, 1998 (4): 8~12
- [48] J R Layne, K M Passino. Fuzzy model reference learning control for cargo ship steering[C]. IEEE Control Systems Magazine, 1993, 13 (6): 23~34
- [49] Li Xin Wang. Universal approximation by hierarchical fuzzy systems[J]. Fuzzy Sets and Systems, 1998 (93): 223~230
- [50] 钱宇达, 朱凌云, 赵玮娜等. 基于PID神经网络的恒压供水控制系统设计[J]. 仪表技术, 2008 (10): 15~17
- [51] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 北京宇航出版社, 1995
- [52] 姜乃昌. 水泵及水泵站(第四版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998

- [53] Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps[M]. Berlin: Springer, 2007
- [54] Ahmad Nourbakhsh, Andre B Jaumotte. Turbopumps and Pumping Systems[M]. Berlin: Springer, 2007
- [55] 崔福义, 陈卫. 恒压给水系统压力控制点的优选[J]. 中国给水排水, 1996, 12 (1): 20~22
- [56] M Edward Barnes, J JrPaul Pinter, A Brece Kimball et al. Precision irrigation management using modeling and remote sensing approaches[R]. Tektran Unites States Department of Agriculture Research Center, 2003
- [57] Liu Jun-ping, Yuan Shou-qi, Li Hong et al. Method for achieving irregular boundary area for complete fluidic sprinkler [J]. The Second IFIP International Conference on Computer & Computing Technologies in Agriculture, 2008, October
- [58] 韩文霆, 吴普特, 冯浩等. 非圆形喷洒变量施水精确灌溉喷头综述[J]. 农业机械学报, 2004 (9): 220~224
- [59] 孟秦倩, 王健, 蔡江碧. 非圆形喷洒域喷头的可实现性研究[J]. 西北农林科技大学学报, 2003 (4):145~148
- [60] 张社奇, 刘淑明, 韩维生等. 改变喷头喷洒轨迹的力学途径[J]. 西北农林科技大学学报: 自然科学版, 2001, 29 (4): 118~121
- [61] Zhu Xing-ye, Yuan Shou-qi, Liu jun-ping et al. Strategy of energy-saving for variable-rate irrigation sprinkler[C]. 2009 International Conference on Engineering Computation (ICEC 2009), 2009 (May): 29~32
- [62] B A King, R W Wall, D C Kincaid et al. Field testing of a variable rate sprinkler and control system for site-specific water and nutrient application[C]. Transactions of the ASAE, 2005, 21 (5): 847~853
- [63] 白云, 高育鹏, 胡小江. 基于LabVIEW的数据采集与处理技术[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2009
- [64] 施卫东, 张德胜, 郎涛等. 基于LabVIEW的水泵性能测试系统的设计[J]. 排灌机械, 2007, 25 (3): 38~41
- [65] 王乐勤, 徐鸣泉, 吴大转. 基于LabVIEW的水泵综合特性测试系统研究[J]. 流体机械, 2005, 33 (2): 33-35
- [66] 付祥钊, 王岳人, 王元. 流体输配管网[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- [67] 张维佳, 潘大林. 工程流体力学[M]. 黑龙江: 黑龙江出版社, 2001

- [68] 卢伯英, 于海勋译著. 现代控制工程[M]. 北京: 电子工业出版社, 2007
- [69] 彭鞍虹. 通用变频器异步电动机的传递函数[J]. 鞍山钢铁学院学报, 2000, 23 (6): 447~449
- [70] 陈坚. 交流电机数学模型及调速系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 1989
- [71] 王正林. 过程控制与Simulink应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2006
- [72] 黄忠霖. 控制系统MATLAB计算及仿真[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004
- [73] 范影乐, 杨胜天, 李铁. MATLAB仿真应用详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2001
- [74] For Use with MATLAB System Identification Toolbox, Mathworks Inc, 2001
- [75] For Use with MATLAB Control System Toolbox, Mathworks Inc, 2001
- [76] 张卫东. 控制器自整定技术的发展[C], 2002年世界控制大会总结报告, 2002
- [77] 盖志武, 王述洋, 林根深. MATLAB/NCD优化模糊控制的仿真研究[J]. 计算机仿真, 2004, 21(10): 130~134
- [78] For Use with MATLAB Nonlinear Control Design Blockset[K], Mathworks Inc, 2001
- [79] For Use with MATLAB Fuzzy Logic Toolbox[K], Mathworks Inc, 2001
- [80] 叶伟. 基于MATLAB的模糊控制设计与实现[J]. 机床与液压, 2005 (10): 126-128

致 谢

本文是在导师袁寿其研究员的悉心指导下完成的。在作者学习、生活和课题研究期间，自始至终得到了导师给予的无微不至的关心、指导和鼓励。学术上，导师渊博的学识、严谨的治学风范、深厚扎实的理论功底以及务实的工作作风使我受益匪浅。导师尽最大可能为我创造良好的外出学习和实践的机会，使我在理论学习的同时开阔视野、拓展思路。生活上，导师认真求实、积极乐观的精神以及坦荡胸怀永远是我学习的榜样。在此，我谨向尊敬的导师致以最崇高的敬意和最衷心的感谢！

特别感谢汤跃副研究员对课题研究中的具体指导、关心和帮助，在论文思路、进展及试验中给予很多的指导及宝贵意见才使我的论文能够顺利完成。感谢袁建平副研究员在论文工作中给予的启发和帮助。

还要特别感谢课题组刘厚林研究员、张金凤博士等在论文过程中给予的非常宝贵的意见及指导。同时感谢我的师兄朱兴业博士、师姐刘俊萍博士及我的同学裴吉、沈艳宁、刘晶晶给与的支持与帮助，及师弟梁赟、李亚林在试验过程中所提供的帮助。

流体中心老师和同学的关心、帮助和支持始终是激励和鞭策我不断努力的动力，多年来父母在生活上的关怀、照顾是我在学习上不懈进取的源泉。谨以此文向所有帮助过我的老师、同学和父母表示最真诚的感谢！

骆寅

2009.11

攻读硕士学位期间参加的科研项目和发表的相关论文

一、科研成果

1. 《低能耗变量喷洒喷灌机组研制及节能供水研究》，第二届全国大学生“节能减排”社会实践及科技作品竞赛特等奖。2009, 10. 排名第二。
2. 380V~10kV 矿用潜水泵性能自动测试系统，山东省科技成果鉴定。2009, 10. 排名第 11。
主要贡献：负责 PLC 控制电路的设计，控制策略的选择
3. 城市排污泵站水泵节能改造研究，镇江市科技成果鉴定，2008. 12. 排名第 16。主要贡献：
使用超声波流量计解决了污水泵站中流量的在线测试问题。

二、参加科研项目

1. 单变频器配置的泵站实时优化节能策略的研究，江苏省自然科学基金重点项目，项目编号：BK2007706。主要参加：水泵系统变压运行机理及控制策略的研究。
2. 离心泵基础理论和节能关键技术研究，国家杰出青年科学基金，项目编号：50825902。
主要参加水泵系统变压运行机理及控制策略的研究。
3. 变量喷洒低能耗轻小型灌溉机组，国家高科研究发展计划（863 计划），编号：
2006AA100211。主要参加变频变域喷洒控制策略研究。
4. 离心泵内部非定常流动诱导振动和噪声机理研究，国家自然科学基金，项目编号：
50979034。主要参加水泵内部诱导噪声及振动、压力脉动测试系统的研制。

三、发表学术论文

1. 基于 LabVIEW 的泵装置特性的自动测试[J]. 排灌机械 2009, 27 (2): 91~94 第二作者
(EI 收录)
2. Experimental study on lawn sprinkler for energy-saving and variable range of the precision spraying[C]. International Conference on Engineering Computation. (IEEE 录用，EI、ISTP 收录源) 第三作者
3. 离心泵内部流动诱导噪声测试系统设计[J]. 排灌机械 2009, 27 (1): 10~14 第四作者(EI 收录)

4. Strategy of energy-saving for variable-rate irrigation sprinkler[C], International Conference on Engineering Computation (ICEC 2009), 2009 (May): 29~32 第四作者 (EI 收录, ISTP 收录)
5. Numerical Analysis on Asymmetrical Distribution of Flow Field and Radial Force for a centrifugal pump (已收录) [C], International conference on Energy and Environment Technology, 2009 (Oct), 741~744, 第四作者 (IEEE 录用, EI、ISTP 收录源)

四、申请专利

1. 水泵并联机组运行机理及控制策略模拟试验装置, 发明专利, 申请号: 200910212762.7,
第六申请人
2. 基于变频机组的草坪喷头方形喷洒的变压周期确定方法, 发明专利, 申请号:
200910234330.6, 第四申请人