



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

**变风量空调系统中静压设定值重置方法
及控制策略研究**

姓 名：张洁

学 号：0720030158

所在院系：机械工程学院

学科门类：工学

学科专业：供热、供燃气、通风及空调工程

指导教师：潘毅群

副指导教师：

二〇一〇年三月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Philosophy

**Study on static pressure set point reset
control in VAV system**

Candidate: Zhang Jie

Student Number: 0720030158

School/Department: Tongji University

Discipline: Civil Engineering

Major: HVAC Engineering

Supervisor: Prof. Pan Yiqun

March, 2010

变风量空调系统中静压设定值重置方法及控制策略研究

张洁

同济大学

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月

摘要

变风量空调 (Variable Air Volume) 是目前 HVAC 领域流行的一种空调方式。VAV 系统是通过调节送风量来控制室内温度, 输送能耗低于定风量空调系统。而且送风主要由空调箱内盘管处理到合适的状态点, 没有空调冷水管进入室内, 保证了室内环境的卫生。但由于变风量空调具有多个控制回路 (末端和送回风机等), 风量、风压、温度等相互关联, 控制系统设计及调节较一般空调系统复杂, 相关的研究和讨论已成为热点。其中送风机的控制是保证系统稳定运行的前提, 也是变风量空调系统节能的关键。

本文首先介绍了已有的变风量空调系统送风机的控制方法 (定静压法、变 (定) 静压法、总风量法), 比较了它们的优缺点, 在此基础上提出了一种新的变风量空调送风机的控制方法---基于实测总风量 (风速) 的静压设定值重置法, 分析了它具体的实现方法和相比于其它方法的优势。在实验室空调系统的基础上设计并调试了 VAV 控制系统, 分别进行了定静压法和静压重置法的实验, 验证了这一新控制方法的可行性并讨论了其对风机能耗的影响。针对实验的局限性, 在 Matlab/Simulink 环境下建立了变风量空调系统风侧的仿真模块库, 对常见办公标准层的变风量空调系统搭建了研究不同送风机控制方法的仿真平台, 进行了一系列的仿真实验: 包括定静压法、重置法、变定静压法的控制效果比较; 不同末端形式的比较; 不同设定点位置的控制效果的比较, 并根据仿真结果, 估算了重置法的节能潜力。

最后, 在理论分析、实验研究和仿真研究的基础上, 从系统稳定性、风机节能效果以及适用范围等方面评价了重置法, 对重置法具体的实施提出了一些建议。

关键词: 变风量空调系统 变速风机 静压设定值重置 仿真

ABSTRACT

Variable air volume (VAV) systems are popular in HAVC field. VAV systems with multi-zones control indoor temperatures by adjusting terminal airflow rate. The energy consumption can be reduced to be less than the CAV system. Also VAV system without indoor chilled water coils can ensure a better indoor environment than fan coil unit (FCU) system. However the static pressure, air flow rate and indoor temperature are controlled by different control loops and they are interconnected each other, which makes the design and commissioning of the VAV control system more complex than CAV or FCU system. The relevant research and discussion is getting more and more attention. Among those topics, the supply fan control is the premise of keeping the VAV systems operating stably as well as the key of energy saving.

Firstly several commonly used supply fan control strategies (fixed static pressure, variable static pressure, and total airflow rate) are introduced and compared. Then a new control strategy - static pressure reset control based on the measured total flow rate is proposed and the implementation of it for different types of systems and terminals is studied. This new control strategy has been implemented on a lab VAV system and a series of experiments have been conducted focusing on the comparison of different control strategies. Considering the limitation of the two zones' VAV system in lab, a platform of the air-side system emulation is established in Matlab/Simulink with user defined HVAC module library. This emulation platform has been used to study and evaluate different control strategies including fixed set point control, set point reset control and variable set point control. With the results of the emulation, the energy saving potential of set point reset control strategy is evaluated.

Lastly, via summarizing the theoretical analysis, experimental study and emulation research, the system stability, energy saving potential and application range of set point reset control strategy are discussed. Moreover, some proposals about its implementation in real system are given.

Key Words: VAV system, variable speed fan, static set point reset, emulation

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 课题背景.....	1
1.2 现有变风量空调系统的风机控制方法.....	1
1.3 本文的研究目的和主要内容.....	3
第 2 章 静压重置法的提出与理论分析.....	4
2.1 静压设定值重置方法的提出.....	4
2.1.1 风机性能曲线及工作点.....	4
2.1.2 重置依据与重置函数.....	6
2.1.3 系统稳定问题与重置函数的约束条件.....	7
2.1.4 静压设定点位置的讨论与参数的选取.....	10
2.1.5 与其它风机控制方法相比较的优势.....	11
2.2 空调风系统的形式对重置方法的影响.....	11
2.2.1 各个末端负荷变化不均匀对重置方法的影响.....	12
2.2.2 不同末端形式对重置方法的影响.....	14
第 3 章 静压重置法的实验研究	16
3.1 实验室变风量空调系统介绍.....	16
3.2 实验室变风量空调控制系统的设计	17
3.3 控制设备与控制系统的实现.....	21
3.3.1 控制器点数统计.....	21
3.3.2 传感器执行器的布置.....	21
3.3.3 利用 PLC 编程软件设计控制系统	23
3.4 实验内容及实验结果分析.....	28
3.4.1 实验设计.....	28
3.4.2 实验结果整理与分析.....	29
3.5 实验部分小结.....	33
第 4 章 变风量空调系统风机控制方法的仿真研究	35
4.1 概述.....	35
4.1.1 系统仿真技术与 MATLAB/ Simulink 仿真工具箱简介.....	35
4.1.2 Simulink 仿真软件在暖通空调领域的应用现状.....	35
4.1.3 本课题仿真研究的内容和目的	36

4.2 变风量风机控制仿真研究模块库的建立.....	37
4.2.1 模块库的范围及模块建立的思路.....	37
4.2.2 空调房间模块	37
4.2.3 变风量末端模块.....	40
4.2.8 风管模块.....	49
4.2.9 风机模块.....	51
4.2.10 风机变频器控制模块.....	51
4.2.11 静压控制方法模块.....	52
4.3 仿真平台的搭建（针对典型办公标准层）	55
4.3.1 仿真实验对象	55
4.3.2 风机选型	55
4.3.3 仿真模块的特性.....	56
第 5 章 仿真实验及结果分析	59
5.1 仿真实验的不同工况	59
5.2 系统静压控制相关参数的设置.....	62
5.3 结果与分析.....	64
5.3.1 典型日工况	64
5.3.2 静压设定点位置的选择与讨论	67
5.3.3 不同控制方法下风量的比较	70
5.3.4 压力相关型末端的相关讨论	70
5.4 风机 P-Q 曲线与静压设定值重置法的节能潜力评估.....	73
5.4.1 风机输出的静压功率.....	73
5.4.2 P-Q 曲线.....	74
5.5 静压设定值重置法节能量估算.....	79
5.5.1 风机能耗的估算方法.....	79
5.5.2 有关风机效率的讨论.....	81
5.5.3 办公标准层风机能耗（定静压法/静压重置法）	82
第 6 章 总结与展望	85
参考文献.....	88
附录 1.....	90
附录 2.....	95
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果	97

第 1 章 绪论

1.1 课题背景

空调技术是伴随着现代文明社会的进步而发展起来的。当人们享受着空调技术给生产和生活带来的舒适时，紧接着也就要思考如何减少空调系统消耗的能量。目前，环境和能源问题更是促使人们在暖通空调领域研究和推广各种节能技术。

变风量空调系统于 20 世纪 60 年代诞生于美国，自 70 年代能源危机以来，在美国得到了广泛的使用。它由单风道定风量空调系统演变而来，是全空气空调系统中的一种类型，主要用于办公和其他商用建筑的舒适性空调。节能与舒适的要求以及控制技术和 BA 系统在空调领域的应用和普及，更促使变风量空调系统技术日趋成熟和完善。

变风量空调系统在中国的发展经历了以下几个阶段：(1)70 年代开始，用于多房间一次回风系统，一定程度上克服了定风量系统为调节不同区域室内负荷变化使用再热产生的冷热抵消问题。中国的长城饭店部分房间采用了进口的 VAV box；(2)90 年代末，上海多座商用建筑采用了 VAV 系统，如金茂大厦、期货大厦等；(3)进入 21 世纪伴随着我国各类商业办公建筑的大批建设，VAV 空调系统逐渐得到了越来越多的应用。VAV 空调系统的形式也不再是照搬北美或者日本模式，而是根据我国国情和工程的具体情况形成了自己的设计思路和系统布置形式。

变风量空调系统在运行中，一大特点就是送风量将随着负荷的变化而变化。风机的控制是运行和节能的关键。好的风机控制方案，应该是简单、可靠、稳定、节能的。

1.2 变风量空调系统的现有风机控制方法

在变风量空调系统被引入的初期，国外的很多专家和学者就意识到了定静压点定静压值的风机控制方法使得变风量空调系统在部分负荷时不能够发挥出最大的节能效果，多种风机的控制方法应运而生。文献[1]提出了依据各个末端开度情况重置静压设定值的控制逻辑---基于末端报警的投票法对静压设定值进行重设，定义了当风阀开到最大仍无法满足所需风量时为报警状态，根据处于报警状态的末端的数目以一定的步长调节静压设定值；文献[2]中提到的 Trim

&Respond Logic 与文献[1]中的末端报警法类似，也是通过末端阀位信号判断空调区域是否有提高送风静压的要求，它采用最大阀门开度信号作为判断依据，当最大阀位超过 90%时认为这一空调区域出于“饥渴”状态而应适当提高静压设定值；这两种方法的控制信号直接作用于静压设定点的设定值，被称为变定静压法。文献[3]介绍了对最小静压控制设想的另外两种实现方法，一是试错法(Trial and error method)：当发现静压不足时以一定的变化率提高风机转速，反之当系统出于静压过程状态时则以一定的变化率降低风机转速，二是采用数字控制器根据各个末端的开度、流量以及风机特性等参数直接计算出满足最小静压控制的风机转速，因为这两种方法都是直接对风机转速进行控制，不存在[1]和[2]中的静压设定点和静压设定值，所以称之变静压法；国内近年来戴斌文等人[4]提出了总风量法，根据各个末端控制器计算出的设定风量，求出系统的总需求风量来控制风机，摒弃了不稳定的静压控制环路，直接建立系统总需求风量与风机频率之间的关系，并采用了仿真软件 HVACSIM+进行模拟研究。而同时在国外对定静压法和变定静压法的改进也成为热点问题：如在美国加利福尼亚州能源委员会开展的一系列 PIER Building Program 中就重点关注了变风量空调系统的控制问题[5]，提到了 SAV 的方法 (static pressure adjustment based on air volume flow, 根据风量调节静压)，这一方法需对原有的 VAV 系统中的末端进行改造，增加相应的控制装置；Guopeng Liu 等提到了基于主风管内风量的重置方法[6]，这里的风量是根据风机的压头和转速由风机曲线计算得到。

对于目前常见的三种变风量系统风机控制方法的分析和比较如下：

(1) 定静压法控制回路简单，初投资少。但是在部分负荷运行时，仍然要保证相对较高的静压点设定值，风管内静压偏高，为了维持较小的风量，末端阀门关小，阻力曲线上升，带来的结果是风机的压头大部分被消耗在末端阻力上，造成了能量的浪费；而且末端阀门关小也很有可能带来噪音的困扰。同时静压设定点的位置和静压设定值的选取如果不恰当则会加重上述的问题。

(2) 考虑到定静压法控制带来的问题，在保证系统风量的同时尽量降低送风管内静压的方式应运而生，即最小静压控制（最小阻力控制），此种方法根据各个末端的阀位情况以一定的步长降低或升高静压设定点设定值或风机转速，保证至少有一个末端阀门处于接近全开的状态（如 95%）。其中，若控制器输出信号用于调节静压设定值则称为变定静压法，若控制器输出信号直接调节风机转速则称为变静压法。

现在常见的变（定）静压控制方法是基于末端报警的。要求①采用压力无关的末端②末端设有阀位传感器，且和中央控制器之间可进行通信。复杂的控制系统带来的后果是初投资的增大以及调试过程的复杂，给整个控制系统的设计带来

困难；而且由于每个末端阀位与控制输出信号都有关联，只要有一个阀门出现故障，会影响到控制器输出，甚至使控制失灵。

(3) 总风量法舍弃了压力信号作为控制对象，根据各个末端需求风量之和调节风机转速。它要求末端控制装置能够输出风量设定值并和中央控制器之间进行通信。由于在负荷变化时末端的阀位和送风机的转速同时发生变化，导致末端风量的波动比较大。目前总风量控制法还没有在实际工程中得到广泛应用，大部分的研究还处于理论和实验阶段，风量输出信号的误差也给这一方法的实现带来了障碍。至于它的节能效果文献[4]提到介于定静压和变（定）静压之间。

1.3 本文的研究目的和主要内容

通过 1.2 中的比较和分析可以看出，如果仅从节能的角度考虑，应优先采用变静压法或总风量法，但是这两种方法设计和调试的复杂限制了它们的应用；而且对于已采用了定静压控制的变风量系统，如果想将其改造为变静压或者总风量控制是不切实际的。

本文着眼于变风量空调系统风量、压力、风机及末端的分析，在已广泛得到应用的定静压法的基础上，提出了一种新的变风量系统风机控制方法---基于实测风量的静压设定值重置法（以下简称静压重置法）。

静压重置法与定静压法一样通过维持设定点的静压值来调节 VAV 送风机。实测系统总送风量（或风速/动压）信号作为重置依据，通过重置函数调整静压设定值。

研究的主要内容包括：

- 1) 针对常见的变风量空调系统，通过理论分析，确定静压重置函数的形式。
- 2) 在实验室小型变风量空调系统实验平台上，结合实际控制器，进行控制程序的设计和调试，应用重置法。
- 3) 搭建空调系统的仿真模型，建立 VAV 风机控制方法研究的仿真平台，在这一平台上进行仿真实验，考察静压重置法的控制效果。
- 4) 结合实验与仿真研究的结果，对静压重置法在实际应用中的设计和调试提出思路和参考意见。

第 2 章 静压重置法的提出与理论分析

2.1 静压设定值重置方法的提出

2.1.1 风机性能曲线及工作点

对于某一台风机，在某一转速下，有无数组风量和压头的对应值，究竟在哪一点工作，取决于所连接的管路特性。变速风机的运行曲线如式 (2.1)，式 (2.2) 表示当采用定静压法控制时风系统的流量以及所需压头，两者的交点即为风机的工作状态点。

$$p_{fan} = k_{fan} n^2 - C_{fan} \cdot m |m| \quad (2.1)$$

$$\Delta p_{sys} = p_{duct,stat} + \left(\frac{1}{2 r_{air} A^2} m_{set} |m_{set}| \right) + \sum_{i=1} C_{sys,i} m_j |m_j| \quad (2.2)$$

其中

n --- 风机转速, rad/min

m --- 风机质量流量, 及系统的总送风量, kg/s

m_j, m_{set} --- j 管段和静压设定点处空气质量流量, kg/s

$P_{duct,stat}$ --- 定静压法静压设定值, pa

P_{fan} --- 风机的压头 (全压), pa

Δp_{sys} --- 送风系统所需压力, pa

r_{air} --- 空气密度, kg/m³

A --- 静压设定点处风管截面积, m²

k_{fan}, C_{fan} --- 与风机性能有关的参数项

$k_{fan} n^2$ 表示风量为 0 时风机的压头, 可知与转速的平方成正比

$C_{sys,i}$ --- 与管路特性有关的常量。

由式 (2.1) 可知, 对于不同的转速 n , 在风压图上, 风机性能可表示为一组二次曲线。定静压法控制的核心思想是控制风机转速, 维持静压设定处的静压值, 如式 (2.2) 所示, 系统所需压力可以写成一个常数项 $P_{duct,stat}$ (静压设定点静压值), 与各管段质量流量的平方项之和 (包括了静压设定点处动压和风机出口到静压设定点处的阻力损失)。

忽略送风系统中空气密度的变化, 只考虑送风管道内空气单向流动, 式 (2.1)

及式(2.2)中的质量流量都可以用风量来代替(见式2.3与式2.4),即可定性地画出定静压法和静压重置法的风压图(图2.1)。

$$p_{fan} = k_{fan} n^2 - C_{fan}^v \cdot Q^2 \quad (2.3)$$

$$\Delta p_{sys} = p_{duct,stat} + \left(\frac{1}{2A^2} Q_{set}^2 \right) + \sum_{i=1} C_{sys,j}^v Q_j^2 \quad (2.4)$$

假设定静压法与静压重置法静压设定点的位置相同,依据文献[7]的规定,对于定静压系统,设计工况下静压传感器所在位置的设定静压不应大于系统最大静压(不考虑静压复得时即为设计工况下的风机静压 $p_{fan,stat}^0$ 的1/3,绘图时取设

定点静压值 $p_{stat} \approx \frac{1}{3} p_{fan,stat}^0$)。 Q^0 为设计工况下的风量, Q^1 、 Q^2 为运行风量

$$(Q^1 = 0.85 \cdot Q^0, Q^2 = 0.5 \cdot Q^0)。$$

对 Q^1 工况,假设各个末端的实际运行风量 Q_j^1 均为设计工况下风量 Q_j^0 的85%,则定静压点之前的每段风管的风量 Q_j^1 为原风量的85%,各段阻力系数 S_j 均不变,式(2.3)中关于风量的平方项(即随风量的变化项)可以用式(2.5)表示(因静压设定点处动压头的系数是一个不变的量,所以将其也归结到管段的阻力系数中):

$$\begin{aligned} \Delta p &= \sum S_j Q_{1,j}^2 = \sum S_j (0.85 Q_{0,j})^2 \\ &= 0.7225 \sum S_j Q_{0,j}^2 = 0.7225 \Delta p^0 = 0.7225 (p_{fan}^0 - p_{duct,stat}) \quad (2.5) \end{aligned}$$

其中:

Δp^0 ---设计工况下系统所需压力中风量的平方项, Pa

图2.1中,设计工况 Q^0 时,定静压法和重置法的风机工作点都为1;并且在阀门全开的阻力曲线①上;通过式2.5可以绘制 Q^1 时,定静压法对应的工作点2,同理可以得到 Q^2 时定静压法对应的工作点3;如果采用了重置法,负荷降低时,静压设定也降低,风系统的阻力曲线(④⑤)比定静压法阻力曲线(②③)低,更接近阀门全开时的阻力曲线,可以绘制出对应于 Q^1 和 Q^2 的工作点4和5。可见采用了重置法,部分负荷时风机压头低于定静压法;而且负荷越小,降低的幅度越大。

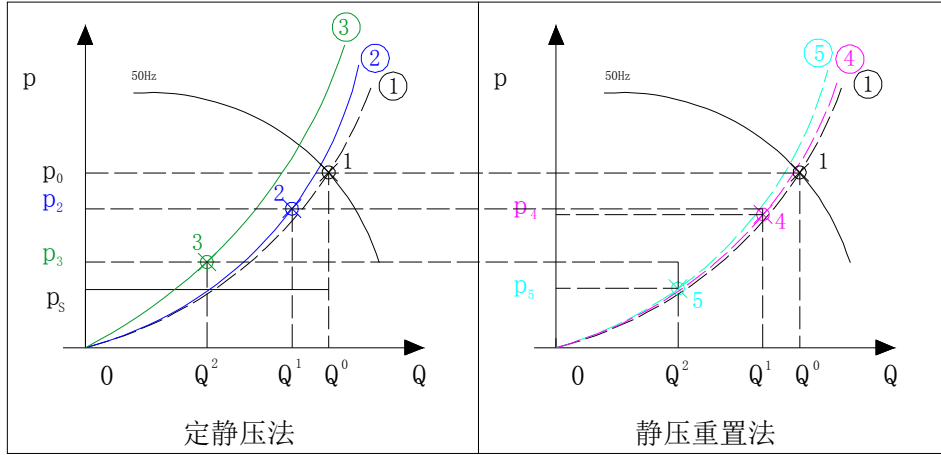


图 2.1 变风量空调管路曲线变化与风机工作点示意图

2.1.2 重置依据与重置函数

通过上述的分析，静压重置法应用的前提是选择合适的重置依据，要求（1）可以直接反映系统负荷的变化；（2）信号准确，误差小；（3）尽量降低对末端的要求，对一般的变风量空调系统具有普适性。经过综合考虑选择在主风管中安放风量（风速）传感器，用实测风速作为重置的依据。重置函数如下式：

$$p'_{set} = f(p_{set}^0, p_{set}^{\min}, (\frac{Q'}{Q^0})^h) \quad (2.6)$$

式中：

p'_{set} ：静压设定值

上标 0---设计工况

上标'---实际运行工况

h ---表征重置关系， $h=1$ ，静压设定值与风量之间为线性关系； $h=2$ 时静压设定值与风量之间为 2 次方关系。

采用一次函数关系进行重置，重置函数可以写成：

$$\frac{p'_{set} - p_{set}^{\min}}{p_{set}^0 - p_{set}^{\min}} = \frac{Q' - Q_{\min}}{Q^0 - Q_{\min}} \quad (2.7)$$

定义 $R = \frac{Q'}{Q^0}$ 为总送风量的相对值，(2.7) 可以变为

$$\frac{p'_{set} - p_{set}^{\min}}{p_{set}^0 - p_{set}^{\min}} = \frac{R - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \quad (2.8)$$

静压设定值可以依据总风量的相对值，这样带来的好处是所需的风量信号无需经过特别标定，只需考虑风量（风速）的相对变化即可，如果采用比托管测风

速，甚至可以直接用测得的动压信号。

2.1.3 系统稳定问题与重置函数的约束条件

当采用静压重置法控制时，各个末端风量以及总风量同时受到末端阀门开度与末端入口静压的影响；而各个末端入口静压最大的影响因素-静压设定点的静压又依据总送风量进行重置，如图 2.2 所示。

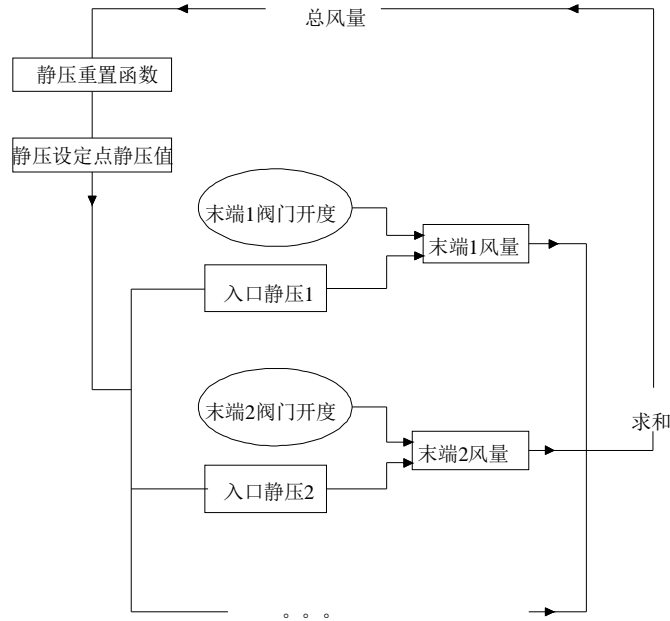


图 2.2 风量、静压与阀门开度的关系示意

其中风量和静压之间为一组正反馈关系的变量，若静压设定值增加，末端风量加大，而风量增加后，又会进一步引起静压设定值的增加；反之亦然，这样的系统存在不稳定因素。在实际的系统中，静压对总风量的影响是次要的干扰因素，而末端阀门的位置（系统阻力）是主要的控制因素。下面主要通过研究风量-静压-系统阻力这三者之间的关系来讨论系统的稳定性。

在设计风量（即最大风量下），风系统的总的静压降 p_0 （外界大气相对压力为 0，则 p_0 为系统最大静压值），阻力系数 S_0 以及系统总风量之间存在如下关系：

$$p_0 = S_0(Q^0)^2 \quad (2.9)$$

假设系统初始稳定状态为 1 ($p_1, S_1, Q^1, p_1 = S_1(Q^1)^2$)，负荷发生变化，引起阀门开度变化，阻力系数被最先调节。 n 次调节后总风量为：

$$Q = Q^1 + \sum_{i=1}^n \Delta Q_i^1 \quad (2.10)$$

系统最大静压的变化为：

$$p = p_1 + \sum_{i=1}^n \Delta p_{1,i} \quad (2.11)$$

若要系统通过有限次震荡后达到稳定，必有：

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \Delta Q_n^1 = 0 \quad (2.12)$$

也即 $\sum_{i=1}^n \Delta Q_i^1$ 有界。

将总风量改写成总风量相对值 R ，稳定状态 1 时的系统静压可以写成：

$$p_1 = S_1(Q^1)^2 = S_1(R_1 \cdot Q^0)^2 = \frac{S_1}{S_0} \cdot (R_1)^2 \cdot S_0(Q^0)^2 = S_{R1} \cdot (R_1)^2 \cdot p_0 \quad (2.13)$$

其中 $S_{R1} = \frac{S_1}{S_0}$ ，系统阻力系数的相对值。

假设系统经过一段时间的条件后，能达到稳定状态 2，（ p_2 ， S_{R2} ， R^2 ，

$$p_2 = S_{R2} p_0 (R_2)^2$$

$$p_2 = S_{R2} p_0 (R_1 + \sum_{i=1}^n R_{1,i})^2 \quad (2.14)$$

如果将系统总静压依据重置关系表示则有：

$$p_2 = y(R_2) = y(R_1 + \sum_{i=1}^n R_{1,i}) \quad (2.15)$$

$$\text{令 } \sum_{i=1}^n R_{1,i} = M,$$

简化式 (2.14)，(2.15) 有

$$p_2 = S_{R2} p_0 (R_1 + M)^2 = S_{R2} p_0 [(R_1)^2 + 2R_1 M + M^2]^2 = j(M) \quad (2.16)$$

$$p_2 = y(R_1 + M) \quad (2.17)$$

2.14 式表示阀门变化对静压的影响，2.15 表示静压重置带来的影响，2.16 和 2.17 式的导数分别如下，

$$\frac{dj(M)}{dt} = 2S_{R2} \cdot p_0 \cdot (R_1 + M) \frac{dM}{dt} \quad (2.18)$$

$$\frac{dy(R_1 + M)}{dt} = y'(R_1 + M) \frac{dM}{dt} \quad (2.19)$$

若 M 有界，由 2.16、2.18 式可知 j 函数有界且 j 与 M 变化方向相同，为了使 y 函

数也有界，必有 y 的变化速率不超过 j 函数，即

$$y'(R_1 + M) \frac{dM}{dt} \leq 2S_{R2} \cdot p_0 \cdot (R_1 + M) \frac{dM}{dt} \quad (2.20)$$

$$y'(R_1 + M) \leq 2S_{R2} \cdot p_0 \cdot (R_1 + M) \quad (2.21)$$

$$y'(R) \leq 2S_R \cdot p_0 \cdot R \quad (2.22)$$

(1) 若采用1次重置法，则根据重置函数的形式，静压设定值可以写成：

$$p'_{set} = a + bR \quad (2.23)$$

其中

$$p'_{set} = \frac{R - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \Delta p + p_{set}^{\min} = \frac{\Delta p}{1 - R_{\min}} R + p_{set}^{\min} - \frac{R_{\min}}{1 - R_{\min}} \Delta p$$

则有：

$$a = p_{set}^{\min} - \frac{R_{\min}}{1 - R_{\min}} \Delta p \quad (2.24)$$

$$b = \frac{\Delta p}{1 - R_{\min}} \quad (2.25)$$

系统最大静压可以写成：

$$p = f(R) = a + bR + cR^2 \quad (2.26)$$

$$p_0 = a + b + c$$

$$y'(R) = b + 2cR \leq 2S_R \cdot p_0 \cdot R \quad (2.27)$$

其中 $p = S_R p_0 R^2$ 得到，系统总阻力系数的相对值为：

$$S_R = \frac{p}{p_0 R^2} = \frac{\frac{a}{R^2} + \frac{b}{R} + C}{a + b + c} \quad (2.28)$$

代入式 2.27

$$b + 2cR \leq 2\left(\frac{a}{R^2} + \frac{b}{R} + C\right) \cdot R \quad (2.29)$$

$$b + \frac{2a}{R} \geq 0 \quad (2.30)$$

由 2.25 可知 b 恒大于0，所以：

若 $a \geq 0$ ，则 2.30 恒成立

若 $a < 0$ ，则 2.30 式成立的条件，即1次重置时系统稳定的条件是：

$$R \leq -\frac{b}{2a} \quad (2.31)$$

(2) 若采用 2 次重置法, 则根据重置函数的形式, 静压设定值可以写成:

$$p'_{set} = a + bR^2 \quad (2.32)$$

系统最大静压可以写成

$$p = a + bR^2 + cR^2 \quad (2.33)$$

2 次重置函数如下:

$$\frac{p'_{set} - p_{set}^{\min}}{p_{set}^0 - p_{set}^{\min}} = \frac{R^2 - R_{\min}^2}{1 - R_{\min}^2} \quad (2.34)$$

则有

$$p'_{set} = \frac{R^2 - R_{\min}^2}{1 - R_{\min}^2} \Delta p + p_{set}^{\min} = \frac{R^2}{1 - R_{\min}^2} \Delta p + p_{set}^{\min} - \frac{R_{\min}^2}{1 - R_{\min}^2} \Delta p$$

$$a = p_{set}^{\min} - \frac{R_{\min}^2}{1 - R_{\min}^2} \Delta p = \frac{p_{set}^{\min} - R_{\min}^2 p_{set}^0}{1 - R_{\min}^2} \quad (2.35)$$

$$b = \frac{\Delta p}{1 - R_{\min}^2} \quad (2.36)$$

则:

$$y'(R) = 2bR + 2cR \leq 2S_R \cdot p_0 \cdot R = 2S_R(a + b + c)R \quad (2.37)$$

因为 $S_R \geq 1$ (设计工况下系统阻力系数最小)

必须有

$$2bR + 2cR \leq 2(a + b + c)R \leq 2S_R(a + b + c)R \quad (2.38)$$

2.38 式 可以推出 $a \geq 0$, 即采用 2 次重置时, 系统稳定的条件是 $a \geq 0$ 。

2.1.4 静压设定点位置的讨论与参数的选取

采用定静压法时, 为了在部分负荷时尽量降低多余的静压, 理想的静压设定点的位置应该取在整个风管干管远离风机 2/3 处 (图 2.3 中的 P1 点)。采用了静压重置法后, 设定点的静压值不再固定, 所以对静压点位置的要求也不再苛刻, 如果是新建系统可以直接放在主风管的上游 (图 2.3 中的 P2 点), 如果是定静压系统改建, 可以保留传感器在原有的定静压的位置 (图 2.3 中的 P1 点)。

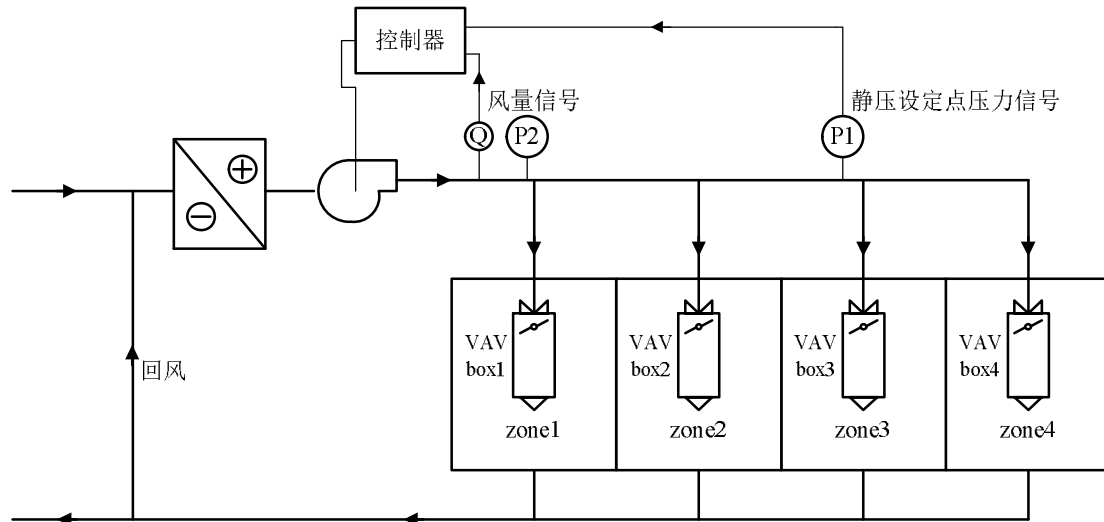


图 2.3 风机控制回路

静压重置的上限值与定静压法静压设定值的取法相同，需保证系统在设计工况下运行时最不利末端所需的入口静压；而下限值则与变风量系统相对风量的最小值有关。对于实际工程，可以在初始调试阶段获得，具体步骤如下：

- (1) 将末端温度控制器的温度设定值均设定到最低（供冷模式下），则整个空调系统将在最大风量下运行，记下此时风量传感器的输出信号；
- (2) 手动逐步降低风机频率，合理选取步长，直到相对风量达到最小；
- (3) 记下此时设定点处静压传感器的读数，可以认为是重置的下限值。

2.1.5 与其它风机控制方法相比较的优势

(1) 静压重置法与经典的定静压法相比，在部分负荷时系统的阻力曲线可以降低，末端阀门开度保持在较大值，因此能够进一步减少风机能耗并解决末端噪音问题。

(2) 静压重置法控制系统较变(定)静压法和总风量法简单，对末端装置的要求低，不需要各个末端与中央控制器(如 DDC)之间进行通信，尤其对于既有定静压系统的改造，在更换末端不方便时，具有很强的适用性。

(3) 静压重置的依据指标是实际运行风量，较之总风量法采用的各个末端的风量需求信号更加准确。

(4) 参数的设定、系统的初调试过程简单。

(5) 与变(定)静压及总风量法相比，当某个末端出现问题（如阀门失灵、或无法通信时）不会影响到整个系统的运行，可靠性高。

2.2 空调风系统的形式对重置方法的影响

2.2.1 各个末端负荷变化不均匀对重置方法的影响

在前文的讨论中，均假设所有末端风量按照同一比例进行变化，各管段的阻力降也均保持一定的比例变化；这样在静压重置后，阻力曲线保持不变，各个末端开度都保持在较大值，而实际上由于受到空调分区的影响，实际中总的相对风量 R' 并不能反映各个末端的相对风量值 R_i ，从而导致仅依据总的相对送风量进行重置，会出现有些末端开到很大仍无法满足负荷要求，尤其是处于风管下游不利处的末端或者相对风量值与系统总体风量变化相悖的末端。

同样的问题也会出现在总风量控制法中，文献[4]中引入了均方差 S 来计算各个末端相对风量的平均值：

$$\bar{R} = \frac{\sum_{i=1}^n R_i}{n} \quad (2.39)$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (R_i - \bar{R})^2}{n(n-1)}} \quad (2.40)$$

采用 $1+sK$ 作为总风量与转速之间关系的一个安全系数，当各个末端需求的相对风量差异大时，这个系数也较大。在文献[8]中，提到这个均方差 σ 的计算对于 DDC 控制器来说过于复杂了，工程中实际应用的可能性很小。

对于重置法，不要求变风量末端是压力无关型可以输出需求的风量信号，也不要求各个末端和中央控制器之间可以进行通信，采用这种计算均方差 S 来获得安全系数的方法是不切实际的。

下面从同一系统各个空调分区负荷的变化情况来讨论各个变风量末端风量的差异性。

变风量空调系统各个末端相对风量的差异性，实际上与空调系统的分区形式直接相关，反映了不同末端控制的区域逐时负荷变化的不同。这里以某一典型办公楼的各分区负荷变化为例进行讨论。某一办公楼标准层形式如图 2.4 所示，一般有以下几种空调形式：

- (a) 整个标准层共用一个 AHU；
- (b) 四个外区 PN, PE, PS, PW 共用一个 AHU，四个内区 CN, CE, CS, CW 共用一个 AHU；
- (c) 四个朝向上分区，PN, CN；PE, CE；PS, CS；PW, CW 分别属于 4 个分区。

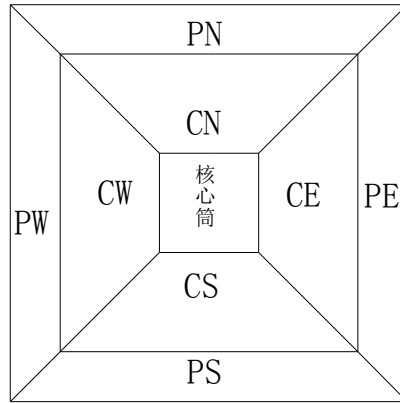


图 2.4 办公楼标准层平面

对于以上 3 种分区形式，最常见的且相对风量差异最大的是(a)，对于图 2.4 的标准层，进行模拟计算。

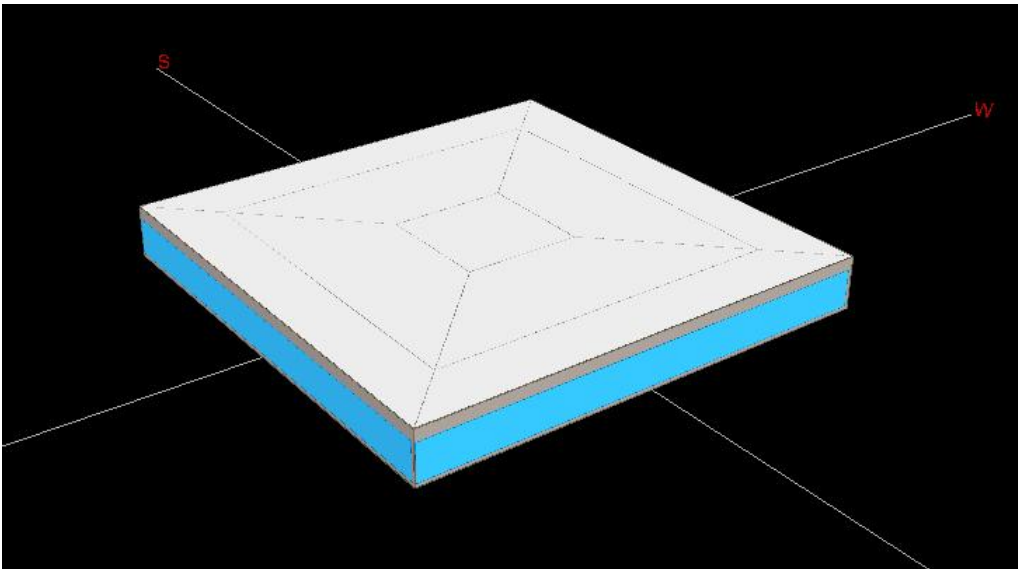


图 2.5 eQuest 软件中的办公标准层模型

采用能耗模拟软件 eQUEST 建立办公楼标准层的建筑（图 2.5）及空调系统模型，建筑平面 $40\text{m} \times 40\text{m}$ ，核心筒 $10\text{m} \times 10\text{m}$ ，距离外围护结构 5m 为外区，其余为内区。窗墙比为 0.7，认为上下均为同样的办公区域，天花板和地板设置为绝热，其余围护结构的传热系数，照明和设备负荷，人员密度以及相关的运行时刻表均依据《公共建筑节能标准》设置，力求能够反映出常见办公楼逐时负荷变化的情况。

模拟计算中各个区域采用了独立的空调系统保证模拟结果中的风量能够反映各个区域负荷的变化情况。取每个时刻各个末端的均方差 s 作为一个考察相对风量差异性的指标，如图 2.6 中所示，风量越大差异性越小。

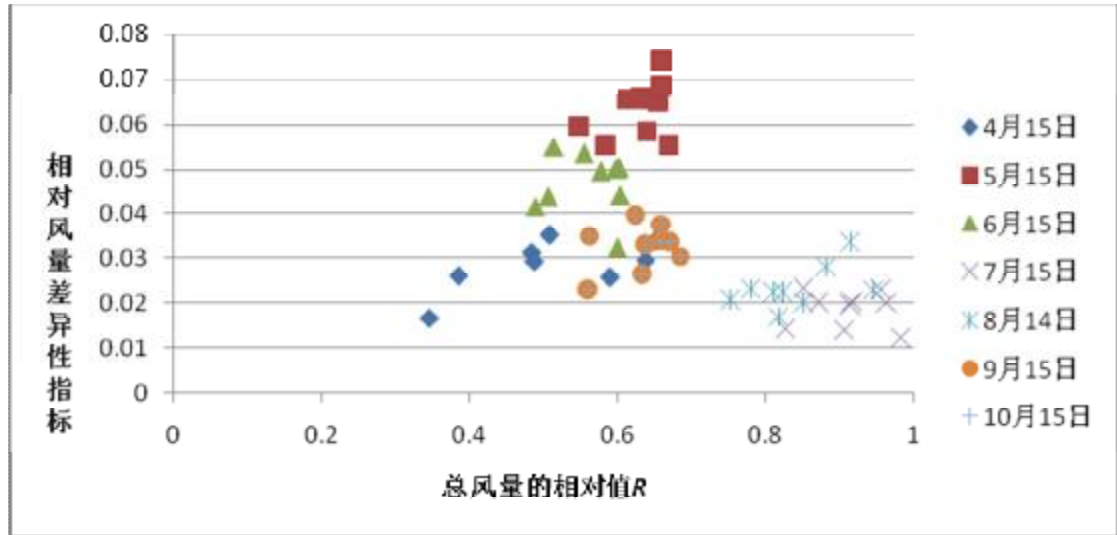


图 2.6 相对风量差异值与总风量之间的关系

根据上面的讨论可以考虑引入安全系数 k ，则压力重置函数可以写为

$$\frac{p'_{set} - p_{set}^{\min}}{p_{set}^0 - p_{set}^{\min}} = k \left(\frac{R - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \right) \quad (2.41)$$

k 是一个与总的相对风量 $\frac{Q'}{Q^0}$ 有关的量，当总风量的相对值较大时， k 取较小的

值如 1.0，当总的相对风量较小时 k 取较大的值如 1.3，则 (2.42) 式可以写为

$$\frac{p'_{set} - p_{set}^{\min}}{p_{set}^0 - p_{set}^{\min}} = \left(1.3 - 0.3 \times \frac{R - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \right) \times \frac{R - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \quad (2.42)$$

在实际设计中，为了简化控制器的程序，可以提高重置静压值的下限，来代替安全系数 k 所起的作用。例如，系统的最小送风量是总风量的 30%，不采用 30% 总风量的相对值对应的静压值作为静压重置的下限，而采用 50% 总相对风量对应的静压值作为静压重置的下限，这样的做法相当于提高了小风量时的安全系数，并且没有增加程序的复杂程度。此时的重置函数可以写为：

$$\frac{p'_{set} - p_{set}^{0.5}}{p_{set}^0 - p_{set}^{0.5}} = \frac{R - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \quad (2.43)$$

2.2.2 不同末端形式对重置方法的影响

变风量末端主要有 3 种形式，压力无关型末端、压力相关型末端和变风量风口。压力相关型末端根据室内温度与设定温度的偏差控制风阀的开度，当风管内静压发生变化时，风量会发生变化；压力无关型末端与相关型相比多了一个测定

末端风量的装置，通过串级控制保证在风管内静压发生变化时风量不变，仍维持在设定值。

变风量风口也可以实现变风量空调，变风量风口是将室内温度传感器、风量调节机构组合在送风散流器内的一种变风量末端装置。带有风量平衡装置的风口可以认为是压力无关型末端，无则是压力相关型末端。

对于采用了静压重置控制的变风量系统，风管内静压的变化幅度比定静压法大，这种变化对于压力无关型的末端影响较小，而对于压力相关型末端则影响较大。主要是因为压力相关型末端根据室内温度的变化来调节阀门位置，而室内温度相对于风管内静压是一个变化较缓慢的量，通过 2.1.3 节中的分析可知，如果阀门开度不能及时调整到正确的位置，风管内的静压和风量也会一直变化，整个系统带到稳定的所需的时间较长，可能会导致室内温度失调。在具体的送风机控制程序的编写中，可以通过设置合理的重置时间间隔来减弱这一影响。

第 3 章 静压重置法的实验研究

3.1 实验室变风量空调系统介绍

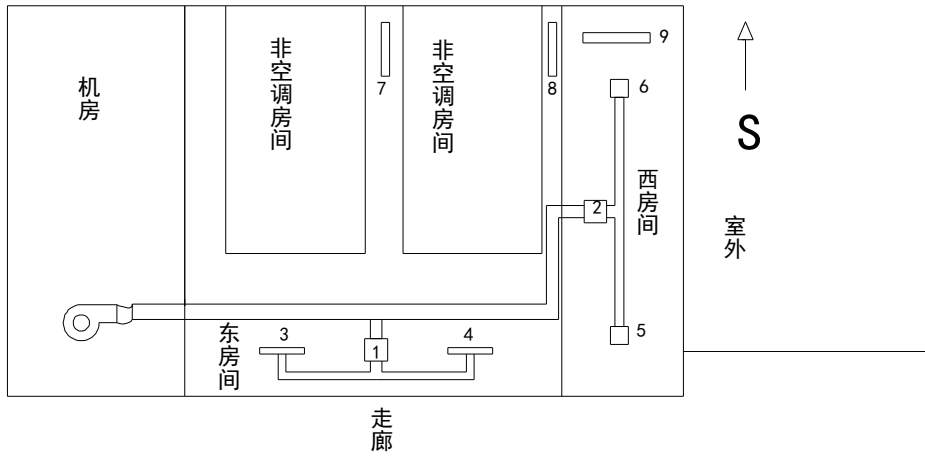


图 3.1 实验室平面图及风系统示意

图 3.1 是实验室空调系统的平面布置图，东房间、西房间为 2 个空调区域，1、2 分别为两个变风量末端；3、4、5、6 为散流器；7、8、9 是回风口。

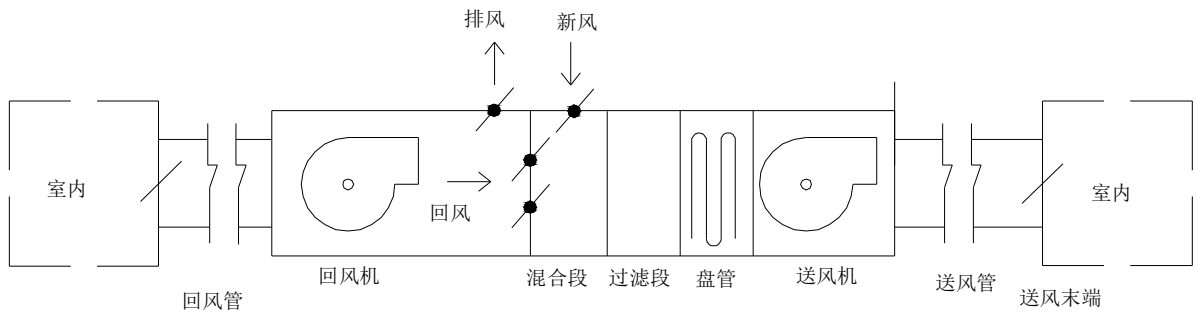


图 3.2 空调箱示意图

如图 3.2 所示，实验室变风量空调系统采用了双风机，具体参数如表 3.1

表 3.1 实验室变风量空调系统送回风机参数表

参数	风量	全压	转速	风机效率
	m ³ /h	Pa	Rad/min	
送风机	950	805	2610	69%
回风机	842	399	1865	73%

负荷计算结果如表 3.2

表 3.2 负荷计算结果

负荷 kW		总和	东房间	西房间
		3.79	1.90	1.88
送风量	kg/s	0.47	0.24	0.23
	m ³ /s	0.36	0.18	0.18
	m ³ /h	1307.29	656.63	650.66

3.2 实验室变风量空调控制系统的设计

实验室 VAV 控制系统包括以下几个控制回路

(1) 房间温度控制回路（末端风量控制）：实验室空调系统采用的是单风道节流型变风量末端装置。它通过改变空气流通截面积来调节风量以满足室内设定温度的要求。根据其风阀控制器的不同，分为压力相关型和压力无关型。为了进行不同末端形式的对比实验，这里两种末端都有采用。

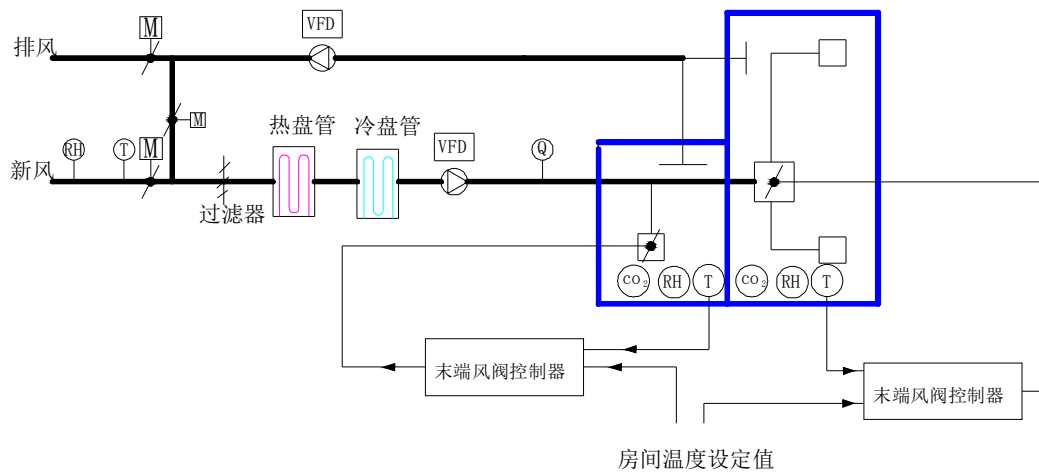


图 3.3 房间温度控制

如图 3.3 所示，末端风阀控制器与贴墙式温控器相连。温控器接收温度设定信号与温度测量值通过内置的 PI 控制器输出信号给风阀控制器。对于压力相关型末端，这一信号直接控制末端风阀的开度；对于压力无关型末端这一信号可转换为风量设定值，并与末端测风量装置得到的风量实测信号作为输入通过风阀内置的控制器得到风阀开度信号。

(2) 送风温度控制回路（盘管水量控制，图 3.4）：以制冷工况为例，通过控制表冷器进水两通阀的开度将送风温度控制在设定值，同时考虑根据送风量以及新风温度进行送风温度重置。

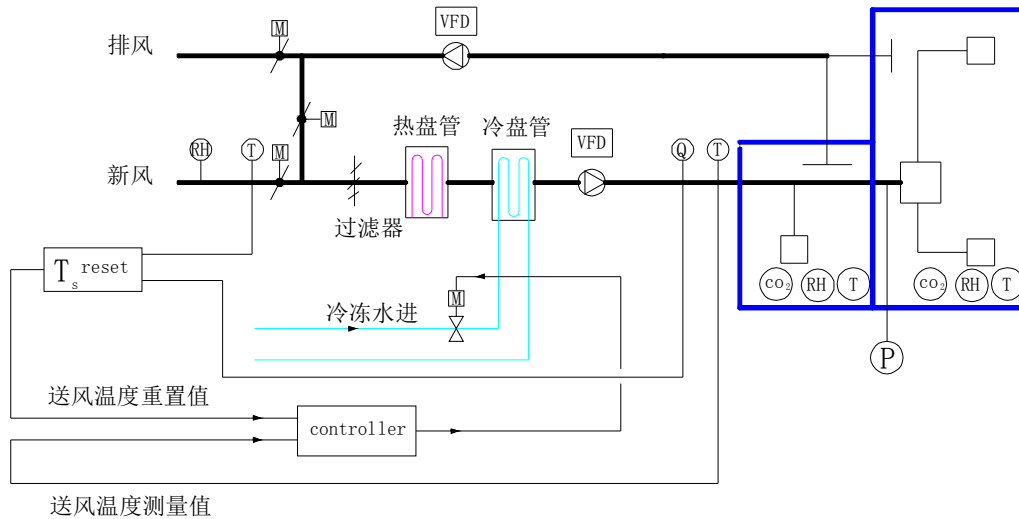


图 3.4 送风温度控制

(3) 送/回风机控制回路：送/回风机均采用变频器控制，在部分负荷时，改变频率，降低风机转速。对于采用双风机的变风量空调系统（如图 3.5），送风机依据室内负荷变化进行单独控制（可以采用定静压法或者静压重置法），为了维持室内正压，送风机和回风机之间要保证一定的风量差，因此需对回风机进行跟踪控制，一般有以下几种方法[9]：

- a. 动压差法：在送风机出口和回风机入口设置流量测点，测出各自的风量并调节回风机以保证固定差值；
- b. 室内压力直接控制法：室内压力是协调送风机和回风机的主要依据，因此，最直接的控制方法就是根据室内相对静压控制风机；
- c. 平衡法：当送/回风机性能相同时，送回风机采用同一个静压控制信号进行控制，即可保证送回风机的流量差在非常小的公差范围内。

由于动压测量机构误差的存在，而方法 a 的原理又是测量基于大量之差的小量，大量的一个较小的相对误差带来的小量的绝对误差就会很大，控制精度难以保证；对于方法 b 室内外测点的选择十分重要，同样也存在被控量太小，精度难以保证的问题；而由于实验室的送、回风机型号不同，考虑在 c 平衡法的基础上进行改进。

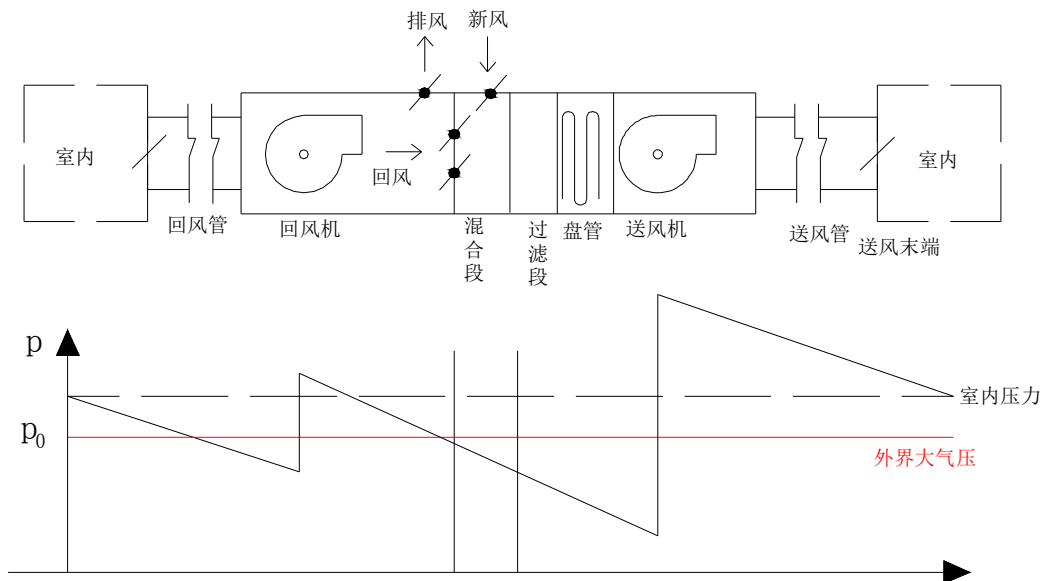


图 3.5 风系统压力示意图

通过观察图 3.5 的压力变化示意图可以发现，回风机的压头主要用来克服室内到回风机入口的阻力，这段管路没有变化开度的阀门，阻力降只与风量的大小有关。为保证室内正压，设定回风机风量是送风量的 80%，这样回风机所克服的阻力降直接与送风量或者送风机的频率成一定的关系。

如果风机样本中提供了部分频率下的风量-压头曲线，对于特定的静压控制方法运行时送-回风机的频率关系可以通过数学计算得到；如果没有部分频率下的风压曲线，可通过实验得到这一关系。

不同的静压控制方法下送风量与送风机频率之间的关系是不同的，因此静压控制方法决定了送-回风机频率关系控制的具体形式。在本课题研究中，为了比较多种静压控制方法，在实验室空调系统上需要实现不同的静压控制方法，如果都采用送-风机频率关系控制，则需要根据不同静压控制方法来选择不同的送-回风机频率关系（这种关系需要实验得到）实现其控制，相对比较繁琐。

考虑到静压重置法要求在风机出口段的风管上装有风速传感器，可以获得总风量信号。而总风量本身和回风机频率之间存在与静压控制方法无关的对应关系。因此可以通过实验之间建立送风量与回风机频率之间的关系来实现相应的控制，这样就可以对不同静压控制方法的 VAV 系统建立统一的回风机控制策略，以减小实验的工作量，提高效率。

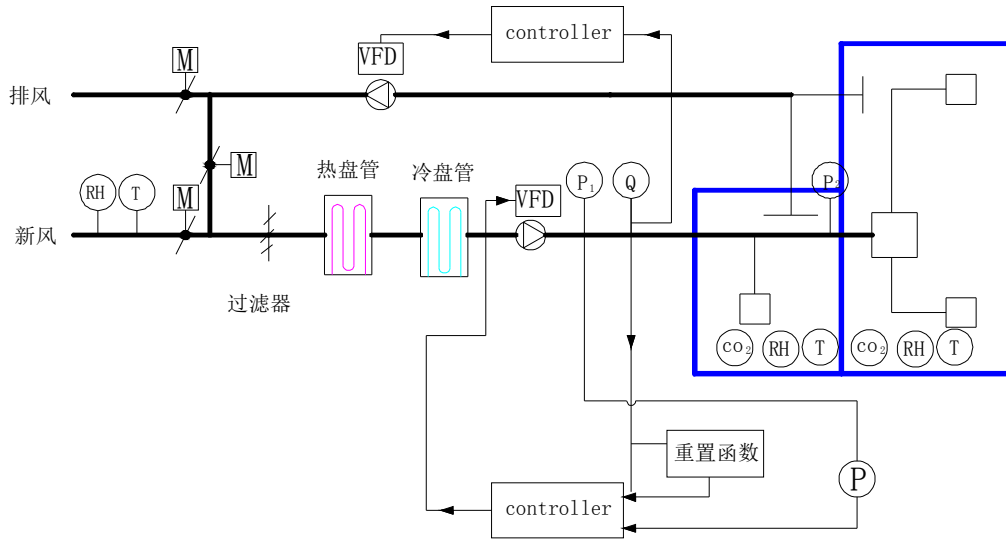


图 3.6 送/回风机控制

(4) 新风量控制回路：因为变风量系统总的送风量一直在改变，所以如果新风/回风/排风阀固定，则在部分负荷时可能出现新风量不足的情况，必须对新风/排风/回风阀进行控制。

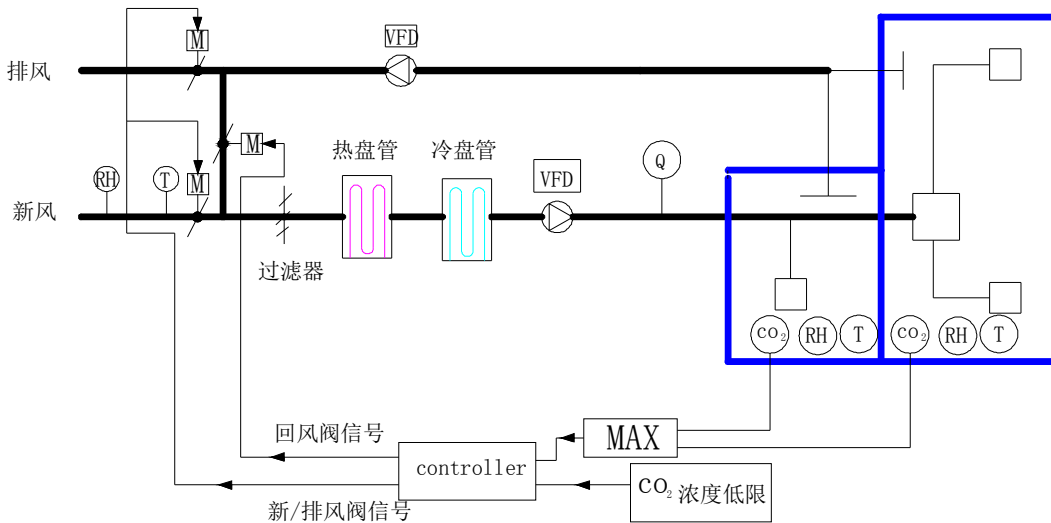


图 3.7 新风控制

为了保证压力的平衡以及维持人员舒适所需的最小新风量采用如下的新风控制策略：(1) 预设系统最小新风比（如 20%），则新风阀最小开度为 20%，根据回风机控制中采用的回风机风量为送风量的 80%，也即渗透风量占总送风量的 20%；(2) 排风阀开度 = (新风阀开度 - 20%) / 0.8，回风阀开度 = 100% - 排风阀开度；(3) 当 2 个房间的 CO₂ 均达到要求时（如都低于 800ppm）则采用固定最小新风比的控制方法，新风/回风/排风阀门不变。新风阀在最小阀位时，排风阀全

关，回风阀全开，渗透风量=新风量；（4）当检测到有一个房间的 CO₂ 浓度超标时，控制器按照一定的步长调高新风阀开度，同时根据（2）中描述的关系调整排风/回风阀开度，具体可以通过控制器输出设定或机械连锁来实现。

3.3 控制设备与控制系统的实现

3.3.1 控制器点数统计

表 3.3 实验室变风量系统控制点数统计表

实验室 VAV 系统输入、输出点数统计			
	DO	AI	AO
新风温度 T		1	
新风湿度 RH		1	
东房间 温度 T	采用了贴墙式温度控制器		
西房间 温度 T			
送风温度 T		1	
送风湿度 RH		1	
风量/风速		1	
定静压点静压测量值		1	
新风阀阀位信号		1	
回风阀阀位信号		1	
排风阀阀位信号		1	
东房间 CO ₂ 浓度		1	
东房间 CO ₂ 浓度		1	
送风机变频器控制信号			1
回风机变频器控制信号			1
冷水盘管阀位控制信号			1
新风阀阀位控制信号（顺时针）	1		
新风阀阀位控制信号（逆时针）	1		
回风阀阀位控制信号（顺时针）	1		
回风阀阀位控制信号（逆时针）	1		
合计	4	11	3

3.3.2 传感器执行器的布置

图 3.8 到图 3.10 是实验室内一些设备的图片



图 3.8 变风量末端与风阀执行器



图 3.9 贴墙式室温控制其与室内二氧化碳传感器

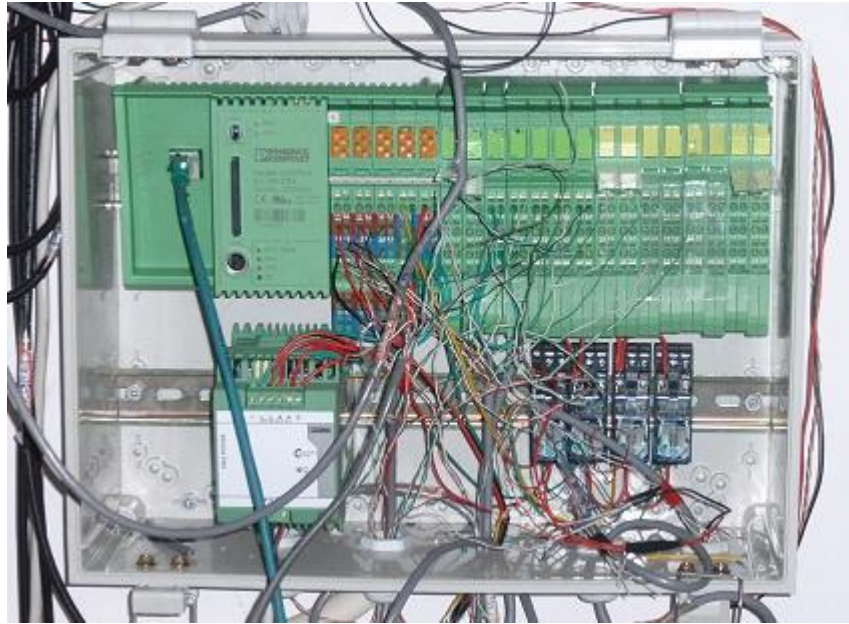


图 3.10 可编程控制器

3.3.3 利用 PLC 编程软件设计控制系统

3.3.3.1 可编程控制器技术介绍

该变风量系统的控制通过可编程控制器 Programmable Controller（缩写为 PLC，以区别于 Personal Computer）来实现。

可编程控制器是一种数字运算操作的电子系统，专为在工业环境下的应用而设计。从硬件结构看，PLC 主要由中央处理单元（CPU）、存储器（RAM、ROM）、输入/输出单元（I/O 接口单元）、电源和编程器等组成。

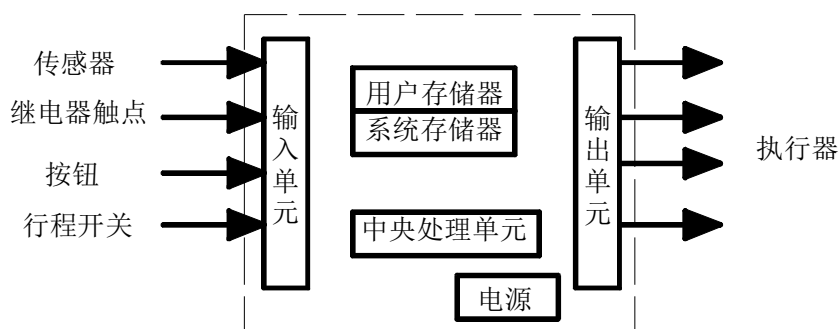


图 3.11 可编程控制器示意图

可编程控制器（图 3.11）的工作原理：PLC 根据输入信号的状态，按照控制要求进行处理判断，产生控制输出。可编程控制器常用的编程语言有梯形图编程语言（LAD）；指令语句表编程语言（STL）、功能图编程语言（SFC）、高级语言编程等。

实验室变风量空调控制系统的设计采用了 Phoenix 公司 INTERBUS PC WORX 系统软件[11], 该软件包括了块编程,梯形图编程和语句表编程三种方法。在本论文中主要涉及到了块编程。PC WORX 软件中提供了大量的包含有实际程序代码可以实现一定功能的模块, 在编程时可直接被调用。

PC WORX 软件的功能块主要包括以下几类: 可以执行数学运算的功能块-包括加减乘除、积分、微分等; 可以进行逻辑运算的功能块, 例如取反、或运算、且运算、比较大小等; 可以进行数据类型转换的功能块, PLC 内部的变量分不同的种类, 如电压的输入值为 WORD 型变量而电阻的输入值为 INT 型变量, 通过类型转换模块后, 不同的变量之间才可以进行计算。

在具体的编程过程中, 为了保证界面的简洁和参数设定数据读取的方便, 采用了程序封装技术, 把实现某一特点控制目的的程序封装起来, 做成用户自定义块, 保留输入/输出的接口, 当需要改变具体的程序时才进去块的内部, 如果只是调用或者读取数据, 则只需要对封装后的块进行操作。

3.3.3.2 程序设计说明以及用户自定义模块介绍

根据实验室变风量空调控制系统的要求,设计了如下几个自定义用户模块:

(1) Dead_band 模块: 主要用来对输入输出变量进行处理, 可以进行死区范围和时间的设置。传感器的输入与 PID 控制模块的输出值都是变化很快的量。这一模块可以对变量进行处理, 当输出值的变化量超过某一设定值并可以维持一定的时间后才传送给执行器, 这样可以防止执行器的频繁动作, 保证了控制系统的稳定性。

模块包括:

输入信号---变量、死区宽度、维持时间;

输出信号---处理后的变量值。

(2) Damper_Control 模块: 因为风阀执行器只能接受逆时针转/不转, 顺时针转/不转的信号, 所以要想使阀门转到设定的开度, 需要得到瞬时的阀位信号, 并与阀位设定值比较选择顺时针转、逆时针转或者不转, 最终调节阀门到设定开度。

输入信号---阀位设定值、阀位信号、阀门动作死区宽度;

输出信号---风阀执行器顺时针转、逆时针转或不转。

(3) 送风温度控制模块: 通过反馈控制, 调节水阀开度, 保证送风温度在设定值, 采用 PID 控制器。

输入信号---送风温度实测值、送风温度设定值、送风温度重置选项(是/否)、重置上限、重置下限、室外实测温度、室外温度上限、室外温度下限;

输出信号---表冷器入口阀门开度。

(4) 送风机控制模块 (图 3.12): 通过反馈控制, 调节送风机频率, 保证静压点静压值在设定值, 同时根据实验要求可选择不同的重置方法来选择不同的静压设定值。

采用 PID 控制器。

输入信号---静压设定点静压实测值、定静压法静压设定值 (重置上限)、静压设定值重置选项 (不重置、一次重置、或二次重置)、重置值下限;

输出信号---送风机变频器控制信号。

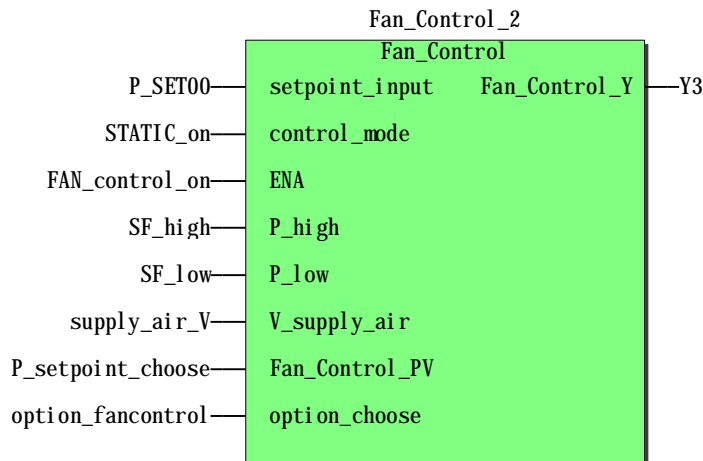


图 3.12 送风机控制模块

(5) 回风机控制模块: 根据送风量与回风机频率的关系控制回风机, 这一关系如何得到将在下面的参数设置与程序调节中介绍。

输入信号---主送风管风速;

输出信号---回风机变频器控制信号。

(6) 新风量控制模块: 根据 2 个房间 CO_2 浓度的测量值, 确定如何调整新/回/排风阀保证 CO_2 浓度的测量值在最大限制以下。

输入信号---2 个房间 CO_2 浓度测量值;

输出信号---新风阀开度、回风阀开度 (或排风阀开度)、回风/排风采用连锁控制)。

以上的 6 个用户自定义模块中, (1)和(2)属于通用模块, 在程序中根据需要多次引用, (3)、(4)、(5)、(6)是针对这一实验室变风量系统的特定模块。在程序的主界面中只显示封装后的各个模块, 更有利于参数的设置与读取。

程序中的送风温度控制模块、送风机控制模块都采用了 PID 控制器, PID 参数整定采用工程上常用的经验整定法[12]。经验整定法首先是根据被控对象的类别 (如温度、压力、流量等) 确定一组 PID 控制参数, 将系统投入运行, 然后人为加入阶跃扰动 (通常为 PID 控制器的设定值扰动), 观察被控变量或者控制器

输出的阶跃响应曲线，并依据控制器各参数对调节过程的影响，改变相应的整定参数值。

3.3.3.3 送/回风机控制程序的编写与实现

(1) 回风机控制

在本课题的实验室变风量系统中，设定运行时回风机风量为送风量的 80%，即渗透风量占总送风量的 20%，以维持空调房间的正压环境。

A. 确定回风机频率与送风量之间的关系

通过 3.2 节中对风系统压力变化的分析可知，回风机压头所要克服的管段阻力中没有变化的阀门带来的阻力，可认为回风机所要提供的压头只与回风量（或送风量有关），送风量可以通过安装在总风管中的风速传感器的测量值得到，总回风管与总送风管尺寸相同，插入同样深度的风速传感器，得到的风速测量值与总送风管中风速传感器的测量值之比可以看作是回风量与送风量之比。通过 PLC 人工调节送风机与回风机的频率，保证这一比值在 80% 左右，即可得到回风机频率与送风量之间的关系。

表 3.4 确定回风机频率与送风量关系的实验结果

送风机控制参数	回风机控制参数	送风风速 m/s	回风风速 m/s	定静压点压力 Pa
SUPPLY FAN F	RETURN FAN F	SUPPLY V	RETURN V	P
21000	27000	4.4	3.5	100
19000	26000	4	3.2	80
17000	24000	3.7	2.9	65
15000	22000	3.27	2.6	55
13000	20300	2.8	2.3	40

*注：风机的频率 0~50Hz 对应的控制信号 0~30000，上表中的控制参数仍然采用了原始的输入参数。

采用 MATLAB 软件对送风风速与回风机变频器控制参数进行拟合，结果如下：

2 次曲线：

$$RF = -59.58 \times SV^2 + 4835 \times SV + 7097 \quad (3.1)$$

3 次曲线：

$$RF = -2357 \times SV^3 + 25470 \times SV^2 - 86000 \times SV + 113200 \quad (3.2)$$

RF ---回风机变频器控制参数；

SV ---送风风速， m/s。

实验数据与两组拟合数据绘制在坐标轴上结果如下：

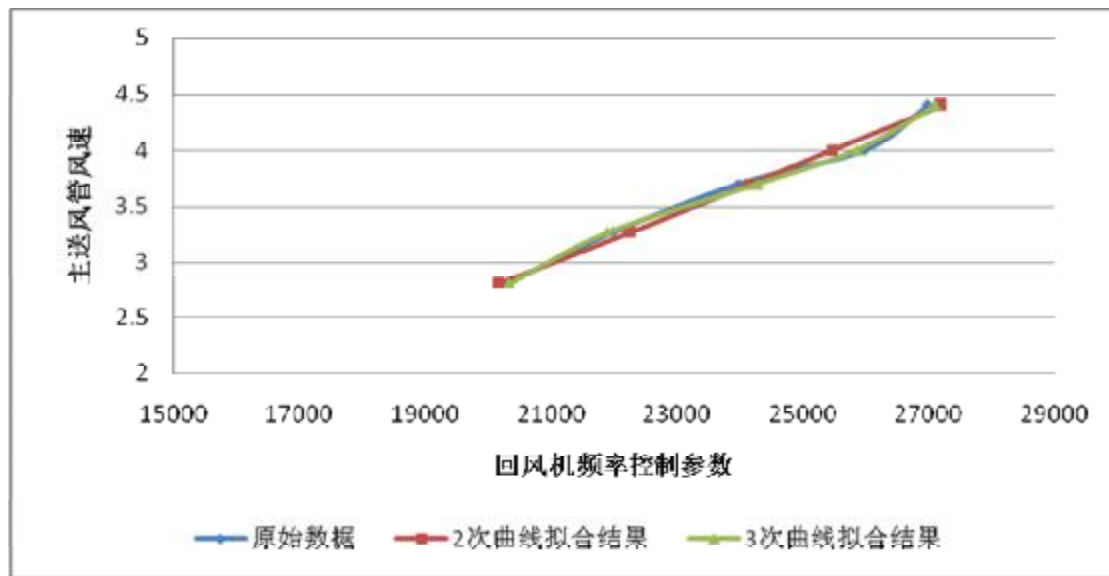


图 3.13 送风风速与回风机频率控制参数之间的实验及拟合结果

考虑到本身风速测量就带有一定的误差，2 次曲线的拟合结果与原始数据差距不大，在控制器中选择了较简单的 2 次曲线。实测结果证实，采用这种回风机的控制方法回风量能够维持在送风量的 80% 左右。

对于送风管道中未设置风量/风速传感器的情况，也可以采用这一思路进行控制。这种情况下需建立的是送风机频率与回风机频率之间的关系。同样人工调节送回风机的频率，保证回风量是送风量的 80%。

B. 回风机变频器控制程序

将上述 2 次曲线输入回风机控制模块，计算结果经 `dead_band` 模块处理后作为回风机变频器的控制信号输出。

(2) 送风机控制

A. 定静压点静压值的确定

定静压点的静压值应保证在末端风阀开大最大时系统风量达到最大值。

制冷工况下根据两个房间的总负荷以及送风温差 (8°C)，可以得到主管管的设计风速为 4m/s 。

两个房间的变风量末端均由室内贴墙温度控制器来控制。为了使末端风阀开到最大，将温控器调到制冷模式，同时将设定温度设到最低 20°C ，风阀将接受到最大调节信号 10V ，开到最大，模拟最大负荷时进行实验。此时，回风机已经根据主送风管道内的风速进行控制，人工调节送风频率，使送风管内的风速达到设计风速。记下此时的静压传感器的测量值，即采用定静压方法的压力设定值(如定静压点设在风机出口段时这一值为 85Pa)。

B. 静压重置值上下限的选择

取主管风速 1.4m/s 时对应的风量为系统的最小风量，采用 A 中的方法保

持末端阀门开到最大，手动调节送风机频率直到主风管风速降到 1.4m/s，记下此时静压设定点的静压值（如静压点在风机出口段时这一值为 40Pa）

把定静压法的静压设定值作为重置上限，得到静压设定点在风机出口管段时静压重置的范围 40~85Pa，对应的总风管中的风速为 1.4~4m/s（最小相对风量为 0.35），采用风速传感器的信号作为重置依据。

1 次重置法重置函数可以写成

$$\frac{P'_{set} - P_{set}^{\min}}{P_{set}^0 - P_{set}^{\min}} = \frac{\frac{SV'}{SV_{\max}} - R_{\min}}{1 - R_{\min}} \quad (3.3)$$

SV_{\max} ---最大风速，m/s;

SV' ---运行时的实测风速，m/s。

带入相关参数，得到

$$\frac{P'_{SET} - 40}{45} = \frac{\frac{SV'}{4} - 0.35}{0.65} \quad (3.4)$$

2 次重置法重置函数可以写成

$$\frac{P'_{SET} - P_{SET}^{\min}}{P_{SET}^0 - P_{SET}^{\min}} = \frac{(\frac{SV'}{SV_{\max}})^2 - R_{\min}^2}{1 - R_{\min}^2} \quad (3.5)$$

带入相关参数，得到

$$\frac{P'_{SET} - 40}{45} = \frac{(\frac{SV'}{SV_{\max}})^2 - 0.35^2}{1 - 0.35^2} \quad (3.6)$$

计算 1 次与 2 次重置法中与系统稳定性相关的参数 a ，分别有
 $a = \frac{40 - 85 \times \frac{1.4}{4.0}}{1 - \frac{1.4}{4.0}} = 16 > 0$ （1 次）， $a = \frac{40 - 85 \times (\frac{1.4}{4.0})^2}{1 - (\frac{1.4}{4.0})^2} = 34 > 0$ （2 次），均满足系统稳定的要求，3.4 及 3.6 式重置函数可以采用。

3.4 实验内容及实验结果分析

3.4.1 实验设计

对于不同的静压点位置（风管上游、风管下游 2/3 处），不同的末端形式（压力相关型、压力无关型）的 4 组工况，分别进行了 3 种不同风机控制方法的实验，实验编号及对应工况如表 3.5。

表 3.5 实验内容列表

实验编号	压力无关末端 (A)		压力相关型末端 (B)	
	风管上游 (L1)	风管下游 2/3 处 (L2)	风管上游 (L1)	风管下游 2/3 处 (L2)
定静压法 0	A0_L1	A0_L2	B0_L1	B0_L2
一次重置 1	A1_L1	A1_L2	B1_L1	B1_L2
二次重置 2	A2_L1	A2_L2	B2_L1	B2_L2

3.4.2 实验结果整理与分析

由于制冷工况房间内部负荷较小，室内温度主要受到室外天气参数的影响，无法在相同工况下比较采用不同风机控制方法的室内温度的控制效果，但在一系列实验中房间温度均能被有效控制在设定温度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内。

设定温度一定的空调房间，负荷相同与送风温度相同时，所需的送风量也是相同的，因此对于采用不同静压控制方法的某一空调系统，能耗的差别，体现在相同风量下风机所提供的压头，或者风机频率，这一节中主要对风机的风量-频率关系进行讨论。

3.4.2.1 不同控制方法实验结果比较

采用压力无关型末端，静压设定点在主风管上游时，实验结果（A0_L1,A1_L1,A2_L1）如下：

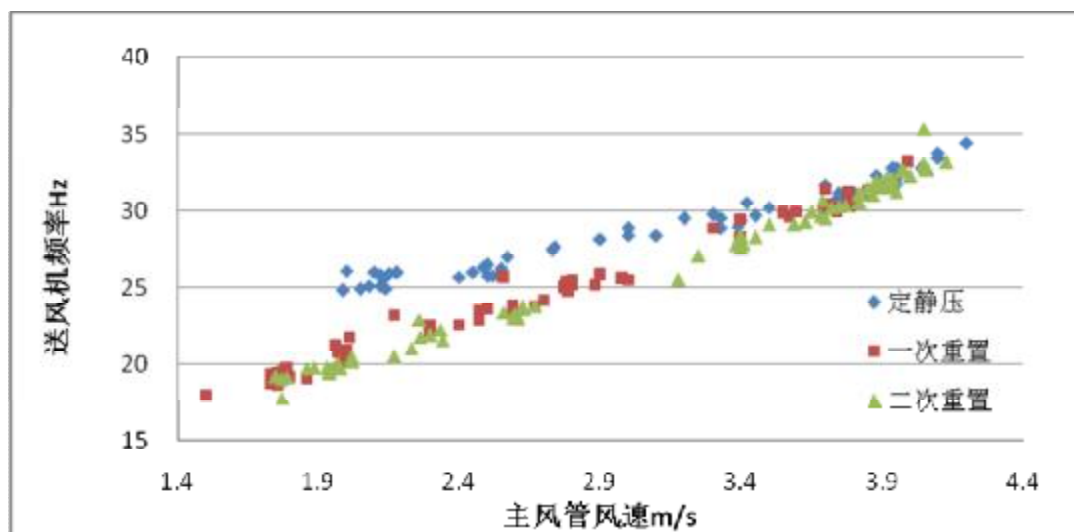


图 3.14 三种风机控制方法的风速-频率图 (1)

采用压力无关型末端，静压设定点在风管下游处，实验结果(A0_L2,A1_L2,A2_L2)如下：

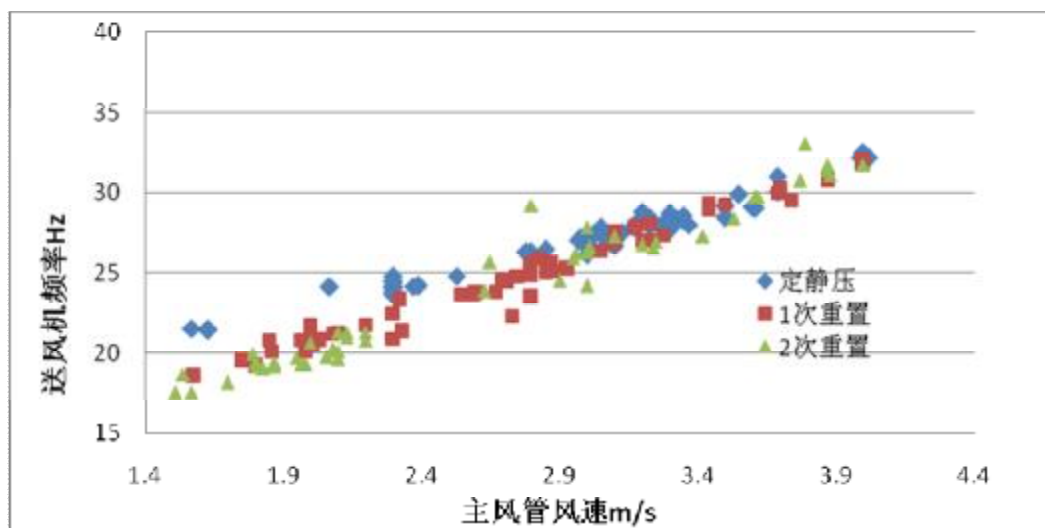


图 3.15 三种风机控制方法的风速-频率图 (2)

采用压力相关型末端，静压设定点在主风管上游，实验结果(B0_L1,B1_L1,B2_L1)如下：

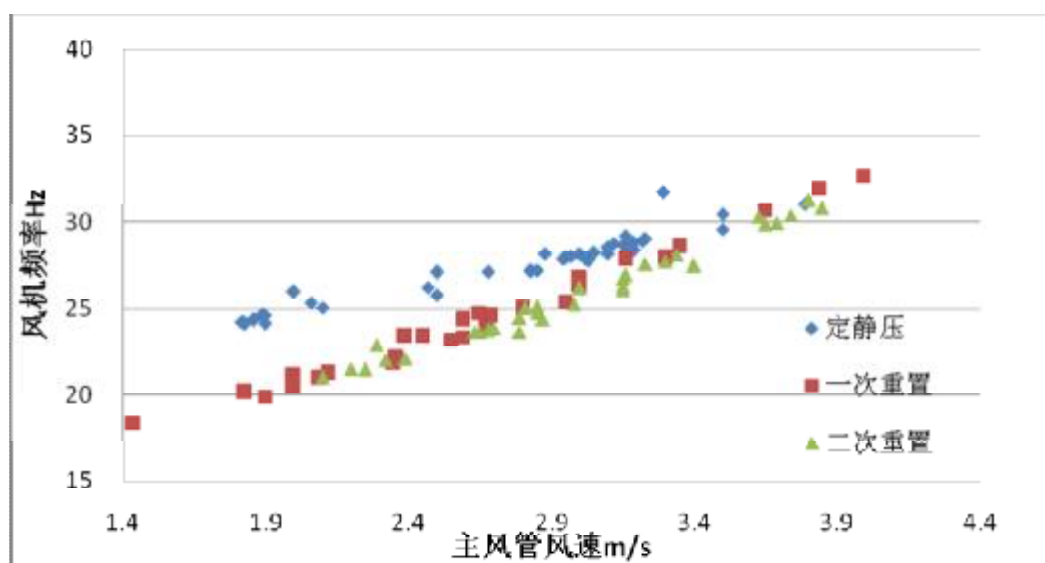


图 3.16 三种风机控制方法的风速-频率图 (3)

采用压力相关型末端，静压设定点在主风管下游，实验结果(B0_L2,B1_L2,B2_L2)如下：

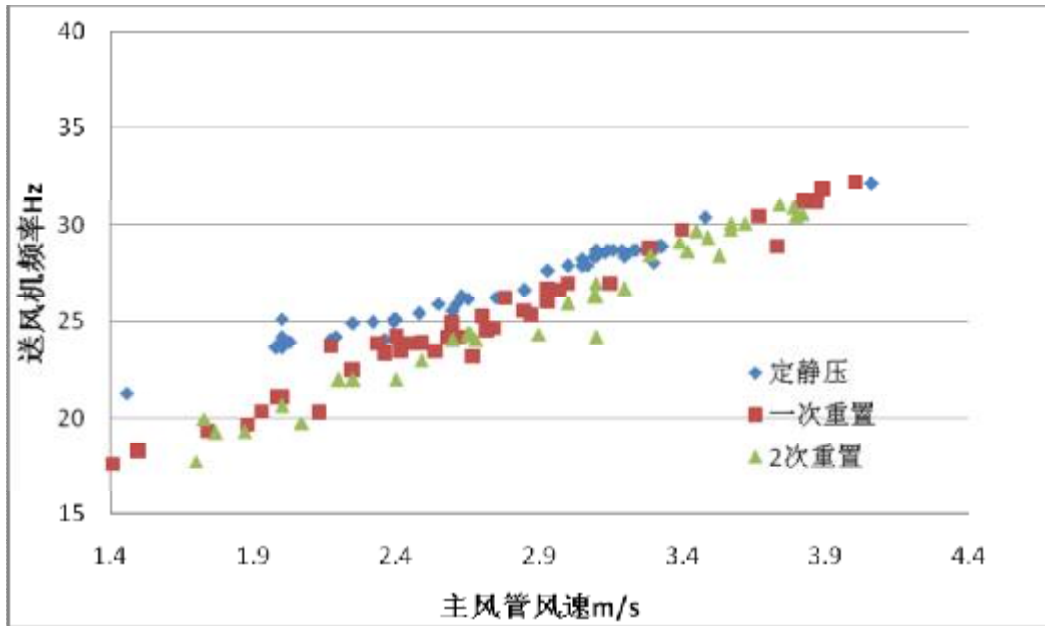


图 3.17 三种风机控制方法的风速-频率图 (3)

图 3.14 到图 3.17 是在不同静压设定点及不同末端情况 (4 种不同工况) 下三种风机控制方法的比较。

可以得到以下结论:

1) 不论静压点的位置和采用的末端如何, 三种方法中在相同风速下定静压法控制时风机频率最大, 二次重置法风机频率最小, 一次重置法较二次略高;

2) 静压设定点在上游的工况下, 定静压法与重置法的差距明显; 静压设定点在下游时, 这一差距会减小。

3.4.2.2 静压设定点位置对 3 种风机控制方法的影响

对于不同的静压控制方法比较静压设定点位置变化对风机运行情况的影响。

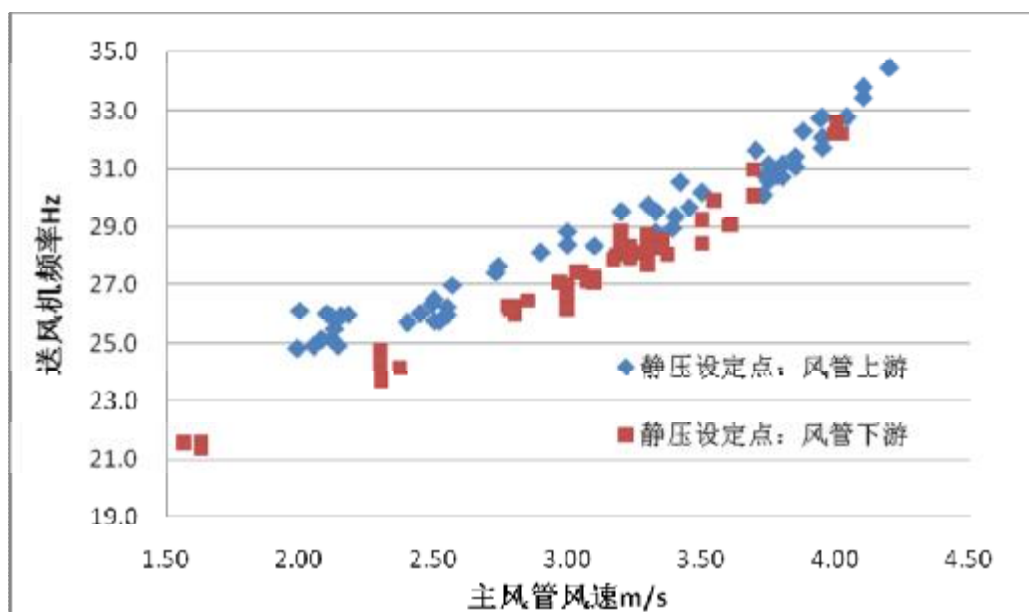


图 3.18 不同静压设定点位置下送风量与风机频率之间的关系(定静压)

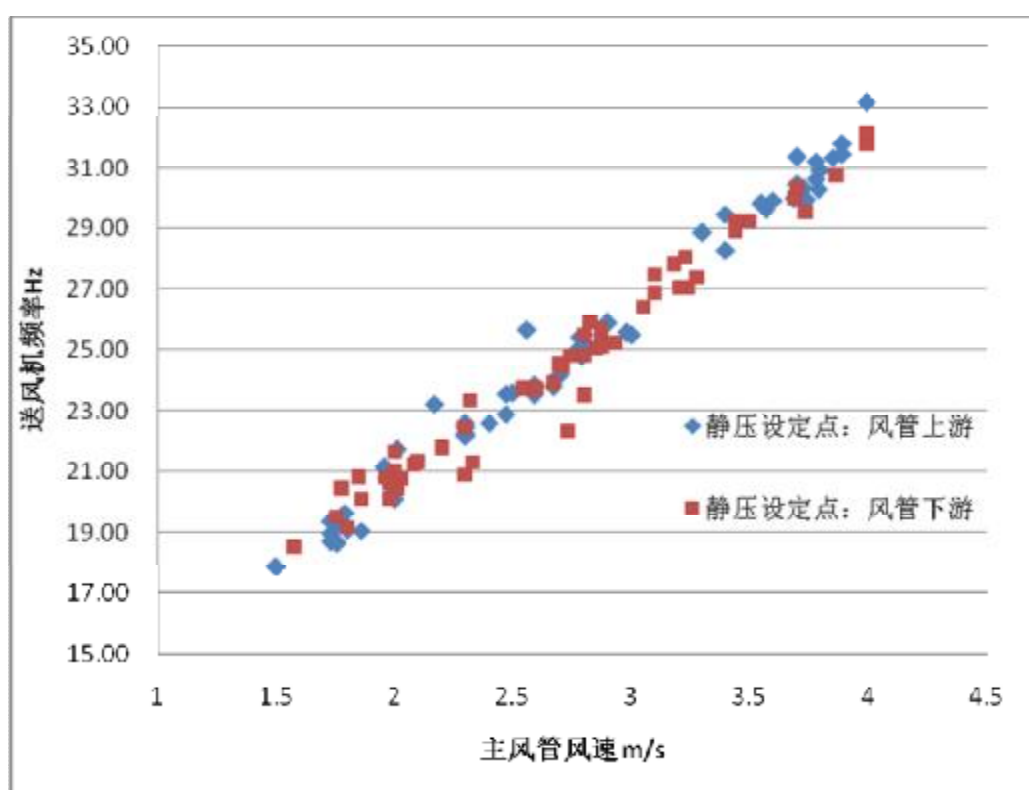


图 3.19 不同静压设定点位置下送风量与风机频率之间的关系(一次重置)

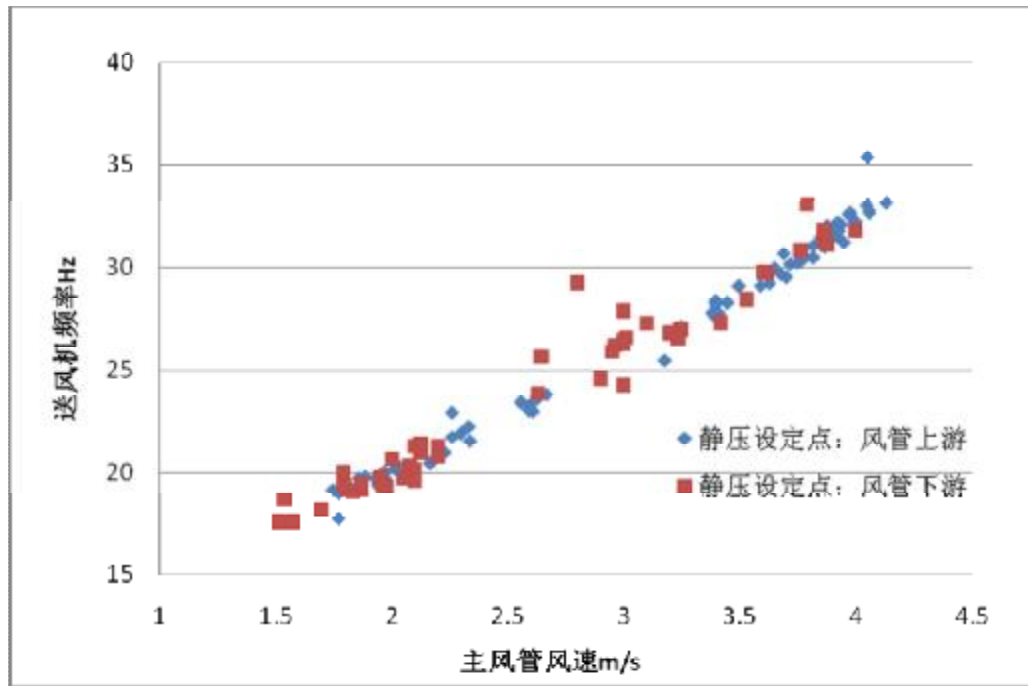


图 3.20 不同静压设定点位置下送风量与风机频率之间的关系(二次重置)

图 3.18、图 3.19 和图 3.20 分别对 3 种静压控制方法比较了不同静压点位置情况下，风机频率与风量的关系

1) 对于一次重置和二次重置，设定点在上游和设定点在下游的结果几乎重合，可见如果选取了合适的重置范围和对应风量，设定点的位置对风机控制结果几乎没有影响；

2) 而对于定静压法（图 3.18），在相同的送风量（或者说相同的负荷）下，静压点在上游时送风机频率要大于静压点在下游的工况，越小的风量这一情况越是明显，可见对于定静压法静压设定点位置的选择尤为关键。

3.5 实验部分小结

本章节主要是在已有的实验室空调系统基础上，建立了变风量空调的控制系系统，包括室内温度控制回路，送风温度控制回路，送/回风机控制回路以及新风控制回路。具体的工作有安装传感器、执行器；设备接线；水系统调试；控制系统调试等；保证该变风量空调系统正常运行；主要进行了 3 种风机控制方法在 4 种不同工况下的实验；记录并整理了所需的实验数据；对上一章节理论分析中的控制策略进行了实践并对理论分析结果进行了实验验证。

但是由于受到实验条件的限制，仍有部分的工作未通过能实验来完成：

(1) 该实验室变风量系统仅带有 2 个末端，而实际系统一般有数个甚至十

几个末端。末端风量不均匀性的问题无法在实验中研究。

(2) 由于主控制器 (PLC) 所连点数的限制, 没有在这一实验室变风量控制系统中实现变 (定) 静压控制法, 无法将变 (定) 静压与定静压法进行比较。

(3) 由于空调负荷直接受到室外环境的影响, 无法进行相同空调负荷变化情况下 3 种控制方法的重复实验。

第4章 变风量空调系统风机控制方法的仿真研究

4.1 概述

4.1.1 系统仿真技术与 MATLAB/Simulink 仿真工具箱简介

系统是由客观世界中实体与实体之间的相互作用和相互依赖关系构成的具有某种特定功能的有机整体。工程类系统指由相互关联部件组成一个整体,实现特定的目标。例如变风量空调的末端控制系统,由风阀控制器,执行器,传感器等组成,实现了通过调节末端风量控制房间温度的目标。如果想定量地研究系统的行为,可以将其本身的特性以及内部的相互关系抽象出来,构造出系统的模型(物理模型和数学模型)。

系统仿真是基于被研究的真实系统的数学模型研究系统性能的一门学科,现在尤指利用计算机去研究数学模型行为的方法。国际国内出现了许多专门用于计算机数字仿真的仿真语言与工具,如 CSMP, ACSI, SIMNON, MATLAB/Simulink, MatrixX/System Build 等。

MATLAB 是国际上仿真领域最权威、最实用的计算机工具。本课题仿真研究采用的工具 Simulink 是 MATLAB 的重要组成部分之一,它提供了一个动态系统建模,仿真和综合分析的集成环境。在该环境中,无需书写大量的程序,只要通过简单直观的鼠标操作,就可以构造出复杂的仿真系统,已在工程技术的各个领域得到了广泛的应用。

Simulink 工具箱具有以下的特点:

1) Simulink 支持线性和非线性、连续时间系统、离散时间系统、连续和离散混合系统。

2) Simulink 提供了友好的图形界面(GUI),模型由模块组成的框图来表示。用户建模通过简单的单击和拖动鼠标的动作就能完成,与传统的仿真软件包相比,显得更加直观、方便、灵活。

3) Simulink 提供了系统分层排列的功能,在构建较大的系统时,可以采用创建/封装子系统的方法,将系统分为高级到低级几层。

4) Simulink 提供了丰富的外部接口功能,一些复杂的程序的实现可以通过与外部程序(S函数、C语言、Matlab的M文件等)连接实现。

4.1.2 Simulink 仿真软件在暖通空调领域的应用现状

暖通空调领域的系统仿真软件大体分为两类：一类是模拟系统的能量特性，如 DOE2、EnergyPlus、BLAST 等；另一类是基于 HVAC 部件侧重对不同元件的能量、质量和湿度平衡来进行计算，适用于系统的控制分析和控制器的设计，HVACSIM+和 TRNSYS 是这类软件的代表。

Simulink 不是专门应用于暖通空调领域的仿真软件，较 HVACSIM+和 TRNSYS 这类软件，它不具备专门的 HVAC 部件库，需要用户根据仿真对象的特点和仿真实验的目的进行建模，也正因为 Simulink 本身是通用的仿真工具箱，它的建模过程很灵活，受到的限制少，可以实现许多新的控制方法或者空调系统部件，而特有的子系统封装技术可以模块化建立的模型，应用于不同的仿真实验或者组成专门应用于暖通空调领域的模块库。这些特点使得越来越多暖通空调领域的学者和工程技术人员在研究中采用 Simulink 工具箱。目前国内的研究成果主要有以下几个方面（1）对单个设备动态特性的仿真研究，如文献[14]建立了变风量空调系统中表冷器的简化模型，并采用 PID 控制器对出风温度控制进行了仿真实验；（2）对房间特性的仿真研究，如文献[15]建立了变风量送风方式下空调房间的模型，对研究特定送风方式下房间温度的时间响应提供了一种思路；（3）对空调控制系统进行的仿真研究，如文献[16]对定风量空调系统的送风温度控制进行了仿真，比较了对 AHU 采用专家 PID 和常规 PID 控制对空调房间温度的控制效果；（4）对空调系统能耗的研究，如文献[17]是对空调系统制冷系统（冷冻机组、冷冻水系统、冷却水系统、风机盘管）建立了仿真模型，通过输入一天的逐时负荷，得到了各个部件以及总的能耗。

4.1.3 本课题仿真研究的内容和目的

本课题提出了一种新的变风量空调系统送风机的控制方法---基于实测风量的静压设定值重置法。在第 2 章的理论分析中，可知这种方法较传统的定静压法节能，且控制程序的编写和控制系统的的设计比变（定）静压法和总风量法简单，并定性分析了不同空调系统形式对这一方法的影响。在第 3 章的实验研究中，给予了实验验证。但这一实验室变风量空调系统与实际的变风量空调系统还是有较大的差距：

（1）只带有 2 个末端，无法反映真实系统中多个末端变风量空调系统的运行情况，尤其静压重置法特别需要考虑的末端负荷不均匀性的情况；

（2）实验室变风量系统由于受到天气因素的影响，控制逐时负荷的变化比较困难，无法比较同样负荷变化情况下不同控制方法的控制效果，只能在对实验结果数据进行分析时，整理出风速（或者风量）与风机频率之间的关系，比较同样送风量下不同控制方法的风机频率；

(3) 由于实际控制系统的限制, 只能比较定静压法与静压重置法对于风机能耗的影响, 而对于目前流行的另一风机控制方法---变定静压法则无法在同一条件下进行比较。

物理实验所受到的限制, 都可以采用仿真的方法来解决, 本课题中仿真研究部分的主要内容是采用 Simulink 仿真工具箱, 搭建针对变风量空调系统的仿真平台, 考察静压重置法的控制效果并与其他的风机空调方法进行比较, 具体如下:

- (1) 确定仿真实验的研究对象和目的;
- (2) 建立所需的 HVAC 模块库;
- (3) 搭建仿真平台;
- (4) 进行仿真实验并分析结果。

4.2 变风量风机控制仿真研究模块库的建立

4.2.1 模块库的范围及模块建立的思路

本章节的研究目的是采用仿真的手段比较变风量空调系统不同的风机控制方法, 涉及到的模块主要在空调风系统侧, 如空调房间、变风量末端、风管、风机以及风机变频器等。

基本的建模思路如下:

- (1) 根据部件的物理意义建立数学模型;
- (2) 在 Simulink 中实现数学模型;
- (3) 采用 Simulink 中的子系统封装技术, 将部件模型模块化, 以备仿真平台搭建时使用;
- (4) 根据实际系统或者假想系统设定模块参数, 并通过考察模块动态特性对参数进行调整。

每个部件模型在封装成模块后需要用户进行连接和填写设置值的部分如下:

- (1) 输入信号;
- (2) 自身属性参数;
- (3) 输出信号。

4.2.2 空调房间模块

控制系统的仿真研究首先要建立被控对象(房间温度)的模型, 要求在尽量简化参数设置的前提下, 能够较准确地反映出变风量这一空调方式对房间温度对象的影响。空调房间的参数受室外温度、太阳辐射、室内照明和人员的散热量以

及外界空气的渗透量等因素的影响，整个房间是一个复杂的热力系统，要用精确的数学模型来描述从而得出准确的系统参数是十分困难的。

如图 4.1 所示，在建立模型前作如下简化：

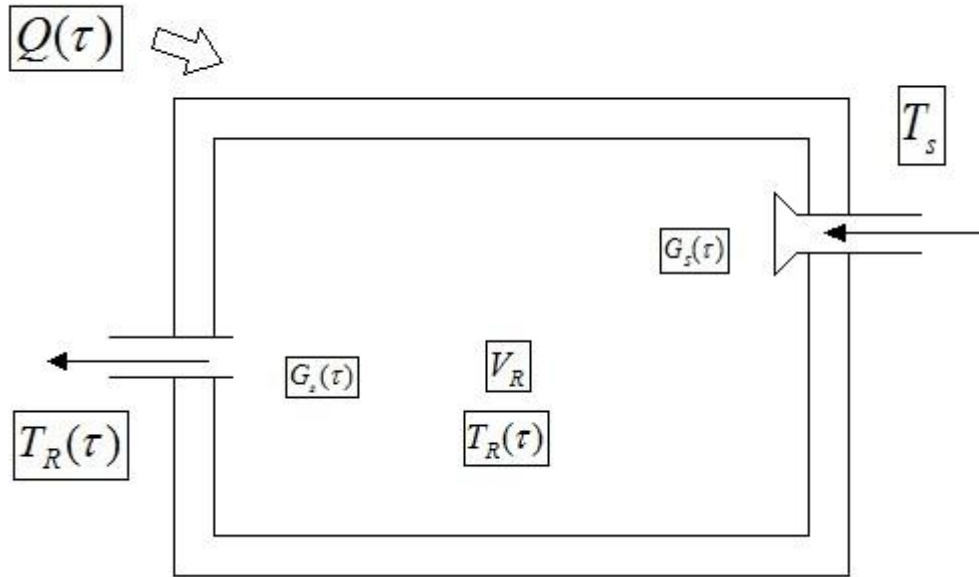


图 4.1 空调房间示意图

(1) 由于采用的是全空气系统，不考虑温度分层，认为房间内空气充分混合，将空气作为集总参数考虑

(2) 将房间的围护结构、人员、设备、渗透风量等逐时变化的负荷一个可随时间变化的值来表示。既保证了建立模型和输入的简便，又不影响模型的准确性

(3) 空调系统运行过程中，除了系统刚启动阶段房间温度基本都维持在设定值左右，不考虑房间墙体家具的蓄热，把房间温度看成是房间空气的单容对象。

(4) 空调系统送风温度得到准确的控制，可以维持在恒定值；不考虑回风口位置的影响，回风温度即为室内温度。

根据能量守恒，列出如下方程：

(房间空气蓄热量的变化率) = (单位时间进入房间的热量) - (单位时间房间流出的热量)

由此得到房间模型的数学表达式如下：

$$r_a C_{pa} V_R \frac{dT_R(t)}{dt} = Q(t) - r_a C_{pa} G_s(t) [T_R(t) - T_s] \quad (4.1)$$

r_a ---空气密度； kg/s

C_{pa} ---空气比热容; J/(kg*°C)

V_R ---房间体积; m³

t ---时间; s

$Q(t)$ --负荷; W

$G_s(t)$ ---送风量; m³/s

$T_R(t)$ ---室内温度; °C

T_s ---送风温度。°C

(4.1) 式为一个一阶线性微分方程, 在 Matlab/Simulink 中可以利用积分模块 (Integrator) 构成反馈环路来求解。

改写 (4.1) 式为:

$$r_a C_{pa} V_R \frac{dT_R(t)}{dt} = Q(t) + r_a C_{pa} G_s(t) T_s - r_a C_{pa} G_s(t) T_R(t) \quad (4.2)$$

把 $T_R(t)$ 用 $\frac{dT_R(t)}{dt}$ 的积分来代替, 则在 Simulink 中 (4.2) 式表示如图 4.2

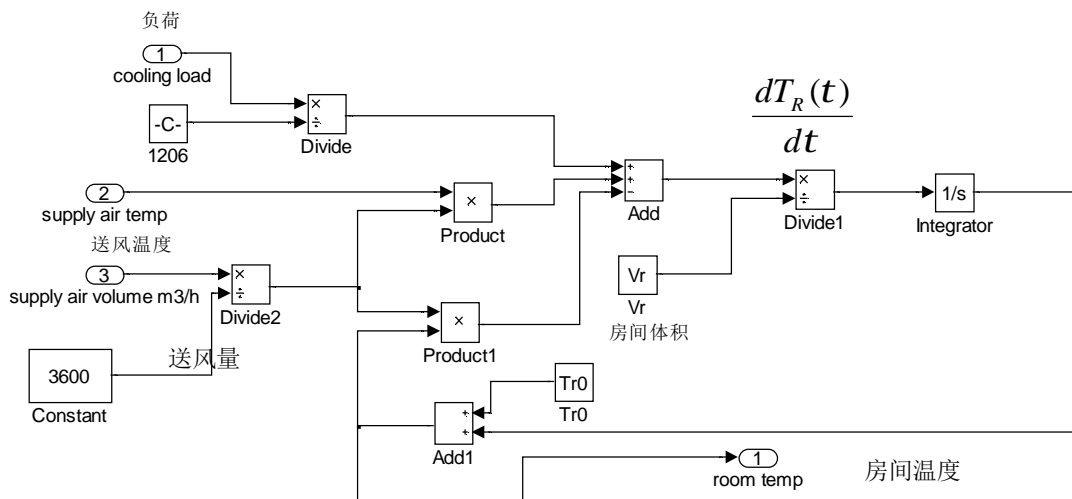


图 4.2 房间温度模型

将其封装为模块, 其中:

输入信号: (1)送风量(2)送风温度(3)负荷(4)初始房间温度;

自身属性参数: (1)房间初始温度(2)房间体积(3)空气密度, 比热 (这里可以将空气密度与比热的乘积作为一个参数);

输出信号: (1)房间温度。

封装后的模块以及连接如图 4.3 所示。

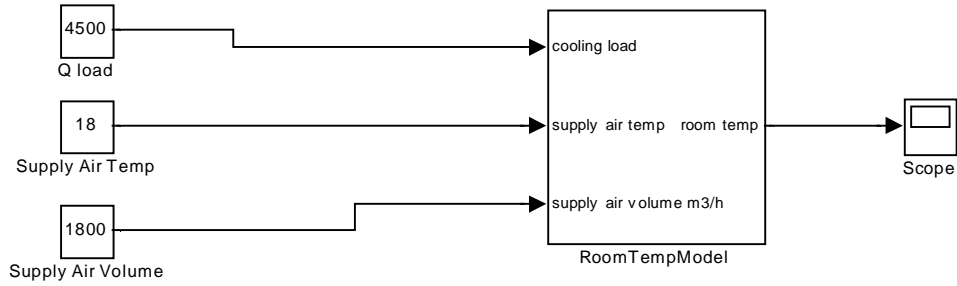


图 4.3 封装后的空调房间模块

点击模块，可以看到参数设置的界面如图 4.4

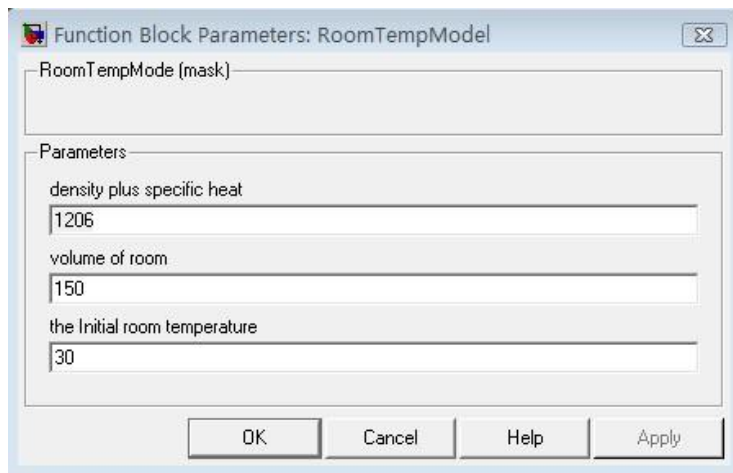


图 4.4 空调房间模块参数设置界面

4.2.3 变风量末端模块

变风量末端装置是调节房间送风量、控制室内温度的重要设备。常见的末端装置按照其阀门控制方式的不同，可以分为压力相关型末端和压力无关型末端；根据末端送风方式的不同又可分为单风道节流型末端装置和风机动力型末端。主要的部件包括风阀，风阀控制器，风量测量装置以及末端风机等。

仿真模型采用了单风道压力相关型末端和压力无关型末端，控制原理如图 4.5、图 4.6。这里压力无关型末端的模型同样也适用于串联型风机动力箱，其中风量对应一次风风量，风阀对应一次风风阀。

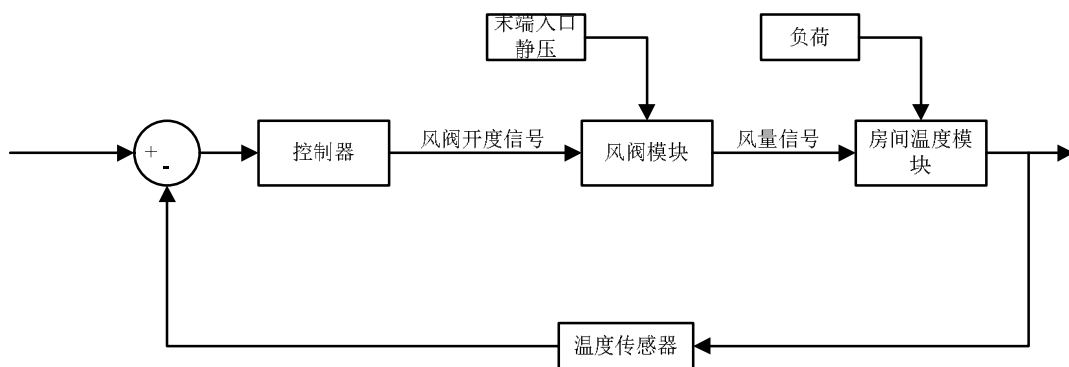


图 4.5 压力相关型末端控制原理示意图

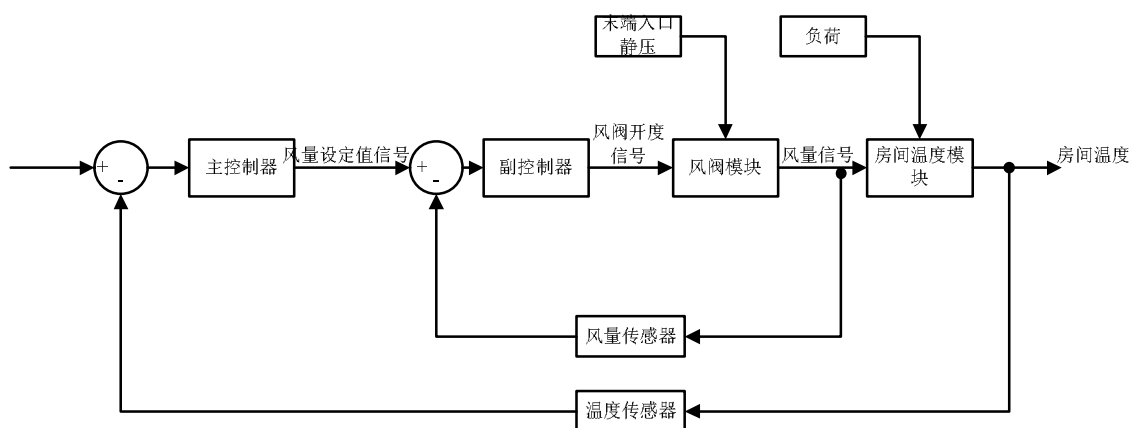


图 4.6 压力无关型末端控制原理示意图

压力相关型的末端装置主要由一个温度反馈调节构成；压力无关型末端装置引入风量作为副控制器的控制对象，形成一个串级控制回路，与压力相关型相比更能抵抗风管静压变化带来的扰动。在目前的变风量系统中，压力无关型末端因这一优点已被广泛应用，而压力相关型末端一般只应用于定静压法的变风量系统中。

4.2.3.1 风阀模型

调节阀的流量特性可以用下式来表示：

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = f\left(\frac{L}{L_{\max}}\right) \quad (4.3)$$

$\frac{Q}{Q_{\max}}$ --- 相对流量，即调节阀某一开度下的流量与全开流量之比

$\frac{L}{L_{\max}}$ --- 相对开度，即调节阀某一开度下的行程与全开的行程之比

调节阀的理想流量特性是指阀前后压差在流量改编时保持不变条件下，所得到的流量特性。有直线特性（1）、等百分比特性（2）、快开特性（3）、抛物线特

性(4)等[18],对于采用等百分比流量特性的阀门,图4.7中曲线的斜率与相对流量成正比,即

$$\frac{d \frac{Q}{Q_{\max}}}{d \frac{L}{L_{\max}}} = K \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (4.4)$$

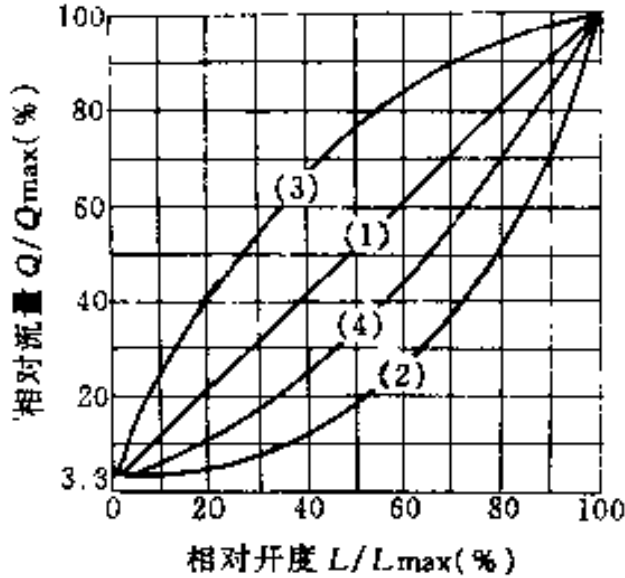


图 4.7 调节阀的理想流量特性

可以写成

$$\frac{1}{\frac{Q}{Q_{\max}}} \cdot d\left(\frac{Q}{Q_{\max}}\right) = K \cdot d\left(\frac{L}{L_{\max}}\right) \quad (4.5)$$

两边同时积分进行转化后可得:

$$\ln \frac{Q}{Q_{\max}} - \ln C_1 = K \cdot \frac{L}{L_{\max}} - C_2$$

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = e^{\frac{K}{L_{\max}} L - (C_2 - \ln C_1)} \quad (4.6)$$

Δp_{dmp} 为通过末端的压降, R_{dmp} 为阀门的阻力系数

则送风量(质量流量 Q , kg/h)与末端压降之间的关系可以写为

$$\Delta P_{dmp} = R_{dmp} Q^2 \quad (4.7)$$

则(4.6)式可写为

$$\frac{\Delta p}{R_{dmp}} = \frac{\Delta p}{R_{open}} \exp 2(K \frac{L}{L_{max}} - C_3)$$

C_1, C_2 是与阀门在最小阀位时状态相关的常量

$$C_1 = \frac{Q_{min}}{Q_{max}}, C_2 = \frac{L_{min}}{L_{max}}$$

$$C_3 = C_2 - \ln C_1 = \frac{L_{min}}{L_{max}} - \ln \frac{Q_{min}}{Q_{max}} = K$$

$$R_{dmp} = R_{open} \exp 2K(1 - \frac{L}{L_{max}}) \quad (4.8)$$

R_{open} 是阀门全开时的阻力, 这个值可以由末端的设计风量和设计入口静压来确定 (式 4.9):

$$R_{open} = \frac{\Delta P_{max}}{Q_{max}^2} \quad (4.9)$$

与参考文献[19]中提到的计算阀门阻力系统的公式 (式 4.10) 具有同样的形式

$$R_{dmp} = R_{open} \exp(k_d \cdot (1 - a)) \quad (4.10)$$

$$a = \frac{L}{L_{max}} \quad (4.11)$$

其中

$$k_d = 2K,$$

k_d 取 4, R_{open} 取 0.000026, 则得到阀门的流量特性曲线如图 4.8:

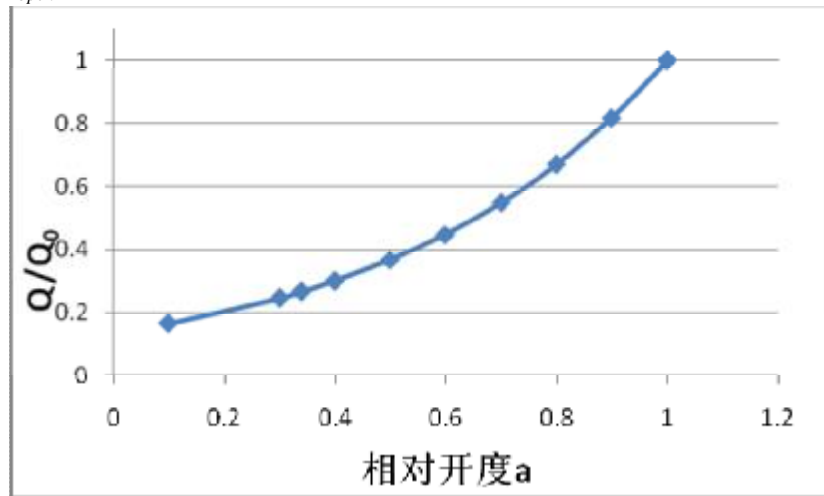


图 4.8 风阀流量特性曲线

4.2.3.2 末端风阀控制器以及相关讨论

1 PID 控制与其调节规律

PID 控制是比例积分微分控制的简称，是生产过程自动控制中最常用的控制方式。它具有以下优点：

- (1) 原理简单，使用方便；
- (2) 适应性强，实现形式多样（机械式、液动式、气动式、电子式）；
- (3) 鲁棒性强，即其控制品质对被控对象特性的变化不太敏感。

其控制规律是[12]：

$$u = K_c(e + \frac{1}{T_i} \int_0^t edt + T_d \frac{de}{dt}) = \frac{1}{d}(e + \frac{1}{T_i} \int_0^t edt + T_d \frac{de}{dt}) \quad (4.12)$$

e 为偏差信号；

u 为控制器的输出信号；

K_c 为比例增益；

d 为比例带；

T_i 为积分时间常数；

T_d 为微分时间常数。

根据不同的控制对象及控制品质的要求，可以选择 P 控制、PI 控制、以及 PID 控制等。

压力相关型末端采用 PI 控制器，在 Simulink 中实现如图 4.9，微分时间常数前面的 gain 模块设置为 0，取消微分作用。压力无关型末端，主控制器为 PI 控制器，副控制器为 P 控制器。

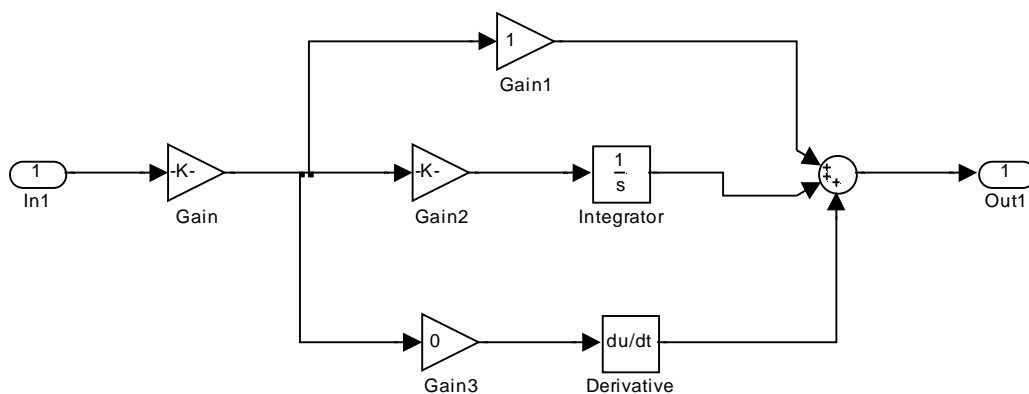


图 4.9 PI 控制器模型

采用稳定边界法[12]对控制器参数进行整定，简要过程如下：

- (1) 将控制器积分时间设为无穷大，微分时间设置为零，比例增益 K_c 设为较小

的值，采用 step 模块，产生一个阶跃变化的系统设定值，将被控对象与 scope 模块相连。scope 模块起到示波器的作用，可以用来观察系统的动态特性。

(2) 逐步增大比例系数 K_c ，直到系统的阶跃响应曲线出现等幅振荡。此时的比例增益称为临界比例增益，周期为临界振荡周期。

(3) 利用临界比例增益和临界振荡周期，根据稳定边界法相应的计算公式，即可得到 P、PI、PID 控制器对应的各整定参数 K_c 、 T_i 、 T_d 的数值。

2 抗积分饱和

具有积分作用的控制器，当系统中有长期偏差存在不能消除时，控制器将出现积分饱和现象。进入积分饱和的控制器，要等被控变量偏差反向以后才能从饱和状态中退出来，重新恢复控制作用。串级控制器的主控制器以及单回路控制器只要其中具有积分作用，就可能产生积分饱和，影响控制效果。在房间温度控制时，如果发生了积分饱和现象，很容易产生过热或者过冷。简单地限制 PI 控制器的输出在规定范围内，虽然能缓和积分饱和的影响，但要从根本解决这个问题，还需要从比例积分动作规律中去找。

PI 控制器的传递函数如下：

$$U(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s}\right) E(s) = \frac{T_i s + 1}{T_i s} K_c E(s) \quad (4.13)$$

改写为

$$K_c E(s) = U(s) \frac{T_i s}{T_i s + 1} = U(s) - \frac{1}{T_i(s) + 1} U(s)$$

或者

$$U(s) = K_c E(s) + \frac{1}{T_i s + 1} UB(s) \quad (4.14)$$

当 $UB(s) = U(s)$ 时，式(4.14)就是 PI 控制算式，当 $UB(s) = \text{常数}$ 时，控制器输出 u 与偏差 e 成比例关系，这时由于积分作用不存在，就不会出现积分饱和现象。根据产生饱和积分的原因，文献[12]提出了一种 PI 控制器的设计方法（如图 4.10 所示）。

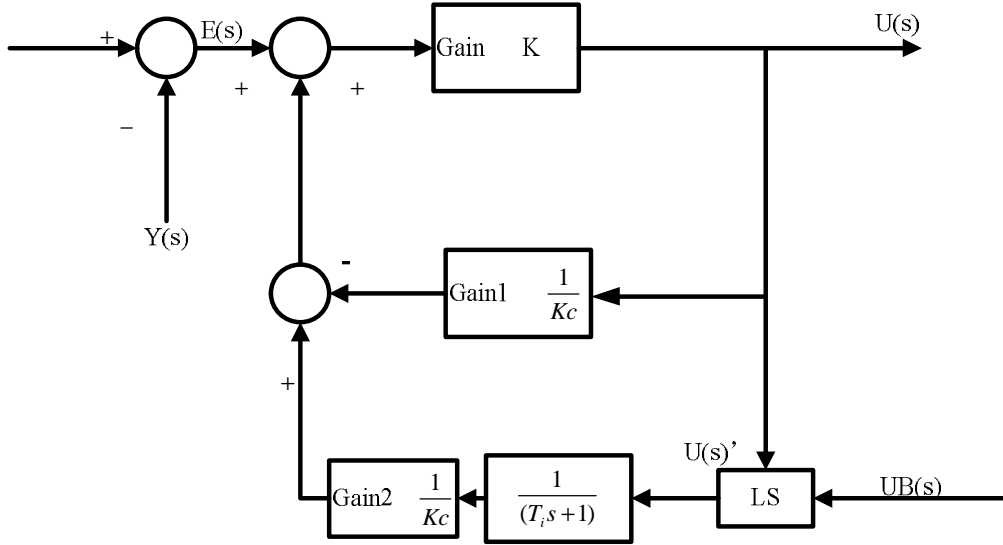


图 4.10 抗积分饱和的 PI 控制器示意图

其中 $K \gg K_c$ ，LS 为低值选择器。

如图所示，当 $U(s) < UB(s)$ 时， $U(s)' = U(s)$

$$U(s) = \frac{K}{1 + \frac{K}{K_c(1 - \frac{1}{T_i s + 1})}} E(s) \approx \frac{K}{\frac{K}{K_c}(1 - \frac{1}{T_i s + 1})} E(s) = K_c(1 + \frac{1}{T_i s}) E(s) \quad (4.15)$$

是比例积分控制规律

当 $U(s) \geq UB(s)$ 时， $U(s)' = UB(s)$

$$U(s) = \frac{KK_c}{K_c + K} E(s) + \frac{K}{(K_c + K)(T_i s + 1)} U_B(s) \quad (4.16)$$

$UB(s)$ 为常数项，此时控制器为比例作用。

在末端仿真模型控制器参数设定时， $UB(s)$ 取末端对应风量的最大值。如果在 Matlab/Simulink 工具箱中简单按照上式搭建控制器模型，因为其中的反馈通道有直通环节 $1/K_c$ ，输出部分直接到输入，在没有得到输入数据的输出是无法计算的，没有输出数据的时候，输入也是无法计算的，这形成了一个死锁 (deadlock)，称为代数环。仿真模型中出现了代数环会严重影响仿真速度，甚至降低仿真精度或者仿真结果。在这里采用了变换法来解决代数环问题。

根据图 4.10 写出下式：

$$[E(s) - U(s) \cdot \text{Gain1} + U(s)' \cdot \text{Gain2} \cdot \frac{1}{T_i s + 1}] \cdot \text{Gain} = U(s) \quad (4.17)$$

将带有直通通道的项放到等式一边，则得到

$$E(s) \cdot \frac{Gain1}{1 + Gain1 \cdot Gain} + \frac{U(s) \cdot Gain2 \cdot Gain}{(T_i s + 1)(1 + Gain1 \cdot Gain)} = U(s) \quad (4.18)$$

其中 $Gain = K$, $Gain1 = Gain2 = 1/K_c$

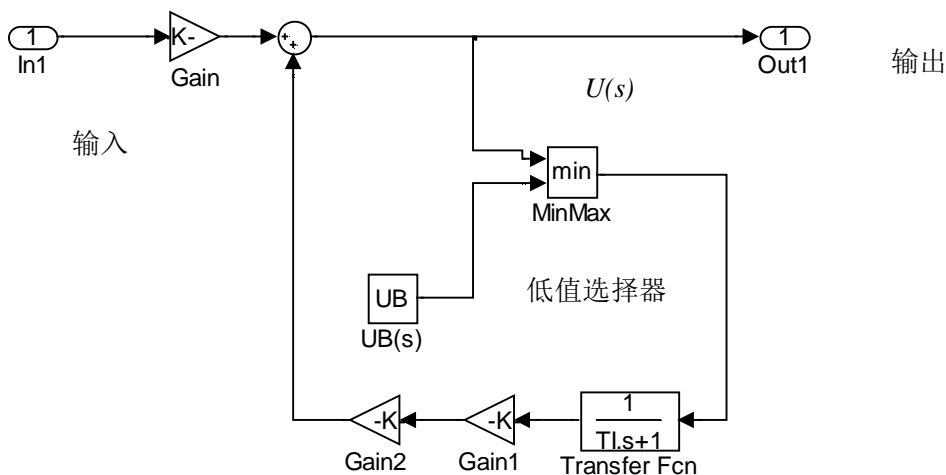


图 4.11 经变换后的 PI 控制器仿真模型

根据式 (4.18) 在 Matlab/Simulink 下实现模型 (图 4.11)。

4.2.3.3 压力相关型末端

图 4.12 是压力相关型末端在 Simulink 环境下的仿真模型, controller1 为末端控制器, damper 内部为阀门模型, temp transfer 为室内温度传感器, 时间常数设置为 20 秒, room temp 为房间温度, t setpoint 为房间温度设定值, saturation 模块用来限制控制器的输出。

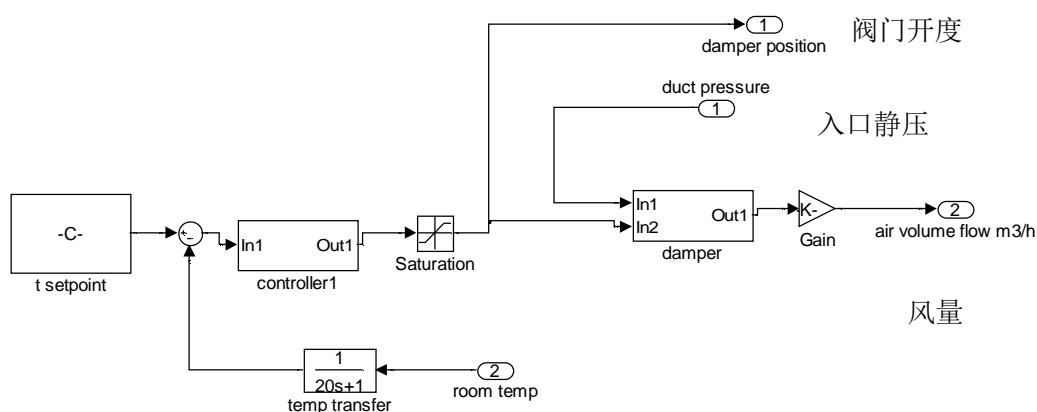


图 4.12 压力相关型末端仿真模型

图 4.13 是封装后的模块以及与空调房间模块的连接示意图:

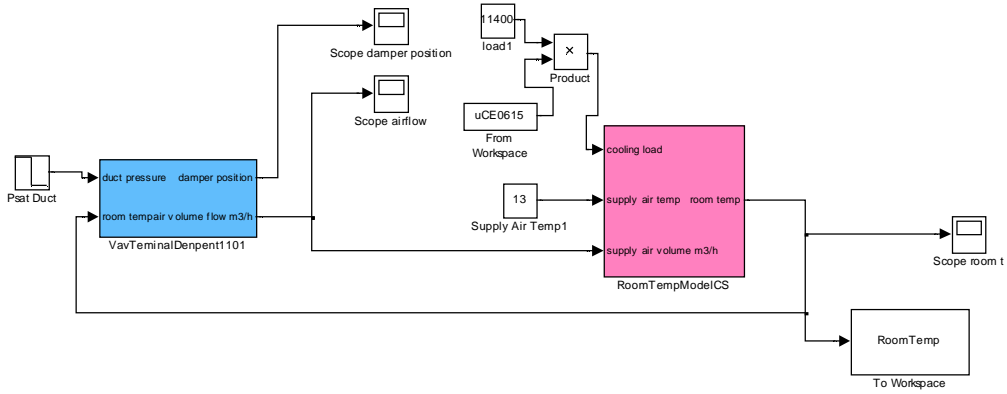


图 4.13 压力相关型末端模块连接示意图

模块包括：

输入信号：(1)入口静压、(2)房间温度；

自身属性参数：(1)控制器设置参数、(2)设计风量、(3)设计入口静压；

输出信号：(1)送风量、(2)阀门开度。

4.2.3.4 压力无关型末端

图 4.14 为压力无关型末端在 Simulink 环境下的仿真模型，Controller Main 为串级控制回路的主控制器，Controller Secondary 为副控制器，因为风量传感器的反应时间一般在毫秒级，所以在此模型中不考虑风量传感器模型。

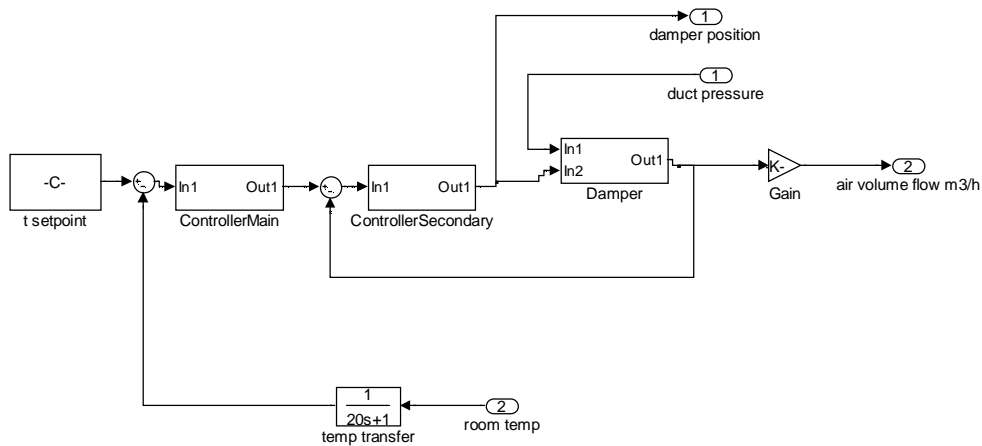


图 4.14 压力无关型末端仿真模型

封装后的模块：

输入信号：(1)入口静压、(2)房间温度；

自身属性参数：(1)主/副控制器设置参数、(2)设计风量、(3)设计入口静压；

输出信号：(1)送风量、(2)阀门开度。

4.2.8 风管模块

根据搭建变风量空调系统风侧仿真模型的需要,依据不同的特点,将风管模型分为3类:(1)干管管段模块,(2)支管管段模块,(3)风管三通模块。

1 干管管段和支管管段模块

考虑将每两个分流点之间的管段作为一个干管的模型,将每个分流点与末端之间的管段作为支管模型,将空调风系统简化如下:

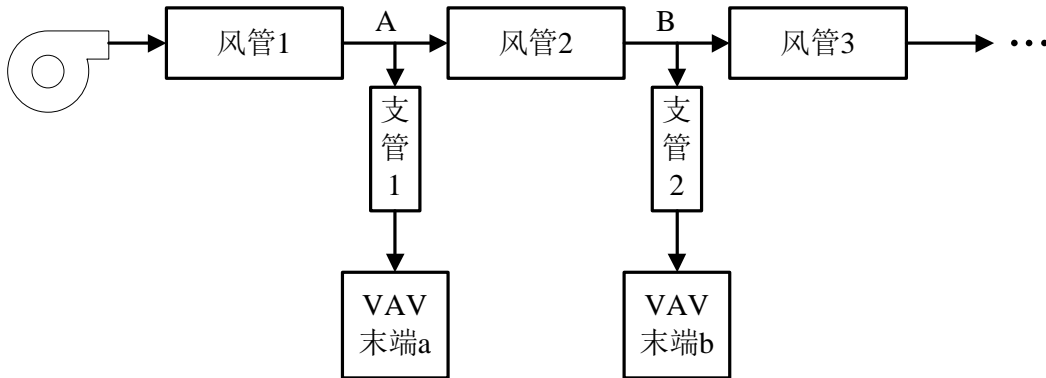


图 4.15 风管模型简化示意 (A、B 为分流点)

风管 1 风量=末端 a 风量+风管 2 风量

风管 1 出口总压=B 点总压+风管 2 阻力降

参考工业管道的计算,采用适用于紊流三个区域的阿里特苏里公式来计算风管阻力的沿程阻力系数[20]

$$f = 0.11 \left(\frac{K_a}{D} + \frac{68u}{D \cdot n} \right)^{0.25} \quad (4.19)$$

式中:

D ---风管的当量直径 m;

K_a ---风管的绝对粗糙度 m;

n ---为空气的运动粘滞系数 m^2/s ;

u 为风速 m/s;

则风管的沿程阻力损失为

$$\Delta p_{duct} = R_{duct} u^2 = \frac{rL}{2D} u^2 \quad (4.20)$$

式中:

Δp_{duct} ---沿程阻力损失, pa;

R_{duct} ---沿程阻力系数, $kg \cdot m^{-5}$ 。

封装后的干管管段模块包括:

输入信号：(1)下游风管风量、(2)所连接末端风量、(3)上游风管出口总压力；
自身属性参数：(1)风管的宽、高、长、(2)输送空气的密度、(3)管道的绝对粗糙度、(4)空气运动粘滞系数；

输出信号：(1)风管风量、(2)风管出口总压、(3)风管出口静压。

对于支管管段，输入上游风量与下游风量相同，均等于所连末端风量，其他与干管管段模型相同。

2 风管三通模块

空调风系统的设计中，在估算风系统阻力时，风管中部件带来的局部阻力(例如三通)可以通过一个局部阻力与沿程阻力的比值归到沿程阻力中进行计算。而本课题中仿真研究考察的是变风量系统的动态特性，对于每个三通部件(例如图 4.15 中的 A、B 分流点)流入和分流出的风量都是在时时变化的，为了更好的考察风系统的动态特性，单独建立了风管三通模块，而不是将这一局部阻力单纯以阻力与沿程阻力比值的形式归到沿程阻力的计算中。

三通造成的阻力损失在主通道(图 4.16 V_2 方向)和次通道(图 4.16 V_1 方向)：

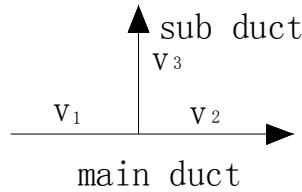


图 4.16 风管三通示意图

通过三通的局部阻力损失可以用下式来表示[21]：

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2$$

对于主通道：

$$x_1 = 0.35 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right)^{1.5} \quad (4.21)$$

对于次通道

$$x_2 = 0.52 \left(\frac{v_3}{v_1} - 0.55 \right)^{1.5} + 0.9 \quad (4.22)$$

封装成模块后：

输入信号：(1)支管流量、(2)下游流量、(3)上游压力；

自身属性参数：(1)主风管上游截面面积、(2)支管截面面积、(3)主风管下游

截面面积、(4) 空气密度；

输入信号：(1) 上游风量；(2) 主风管下游压力、(3) 支管压力。

4.2.9 风机模块

风机风量、转速以及压头之间的关系可以由下式给出[19]：

$$\Delta P_{fan} = P_n (ND_{fan})^2 r \quad (4.23)$$

$$P_n = a_0 + a_1 u + a_2 u^2 + a_3 u^3 + a_4 u^4 \quad (4.24)$$

$$\text{其中 } u = \frac{Q}{(NrD_{fan}^3)}$$

Δp_{fan} --- 风机压头, Pa;

Q --- 风量, m^3/h ;

N --- 风机转速, rad/min;

r --- 空气密度, kg/m^3 ;

D_{fan} --- 风机的水力半径, m。

这里为简化输入参数, 将 D_{fan} 置为默认 1m, D_{fan} 作为常数成为多项式 P_n 系数的一部分。

则 4.23、4.24 式可以写为

$$\Delta P_{fan} = P_n (N)^2 r \quad (4.25)$$

$$P_n = a_0 + a_1 u + a_2 u^2 + a_3 u^3 + a_4 u^4 \quad (4.26)$$

$$\text{其中 } u = \frac{Q}{Nr}$$

a_i ($i=0, 1, 2, 3, 4$) 是需要根据厂商提供的风机风量压头曲线拟合得到的参数。

封装后的风机模块包括：

输入信号：(1) 风机频率、(2) 风量；

自身属性参数：(1) 空气密度、(2) 额定频率、(3) 额定转速、(4) 最大/最小风量、(5) 曲线拟合参数；

输出信号：风机压头。

4.2.10 风机变频器控制模块

变频器的作用是将标准的交流电转换成频率和电压可调的交流电供给电机，并对电机转速进行调节。

交流异步电动机转速与频率之间的关系如式 4.27:

$$N = 60 \frac{f}{P} (1 - s) \quad (4.27)$$

f --- 电源频率, Hz;

P --- 定子磁极对数;

s --- 转差率。

转差率 s 定义为电磁场转速与机械转速的差，以百分率表示。转差率是电机负荷的函数，随负荷的增加而增加，一般空载时为 1% 左右，满载时为 6% 左右。

P 固定不变的情况下，如忽略转差率的微小变化，交流电动机的转速与频率成正比关系。对于存在静压设定点的变风量系统，变频风机控制器是根据风管实测静压值与静压设定值采用 PID 控制器输出变频的交流电来调节风机的转速。模型结构如图 4.17。

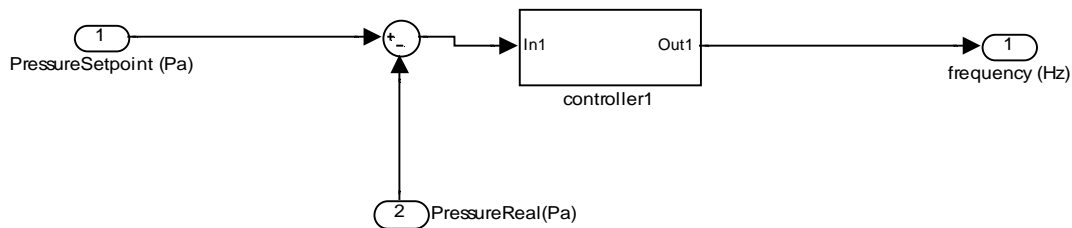


图 4.17 风机变频器控制模型

封装后的模块包括以下部分:

输入信号: (1) 风管静压设定值、(2) 风管静压实测值;

自身属性参数: (1) PID 控制器参数、(2) 频率控制信号输出上限值、(3) 频率控制信号输出下限值;

输出参数: 频率信号。

4.2.11 静压控制方法模块

不论是定静压法、静压重置法还是变定静压法，控制策略的根本不同在于如何确定静压设定值: 定静压法保持不变、静压重置法根据主风管的实测风量调整设定值、变定静压法则根据各个末端阀门的开度调整设定值。由此可见静压控制方法主要取决于静压设定值的确定方法。

仿真模型中根据输入信号的不同，将定静压法和静压重置法用一个模块（静压设定模块--PressureSetModel）来实现，变定静压法用另一模块（最小阻力控制模块---MinResistanceModel）来实现。

1 定静压与静压重置法控制模块

与实验部分的送风机控制模块类似，这一模块可以选择重置方法并进行重置参数的设置：

输入信号：（1）总风量（风机出口主风管风量）；

自身属性参数（图 4.18）：（1）重置方法选择：不重置、一次重置、二次重置；

（2）重置上限---定静压值、（3）重置下限、（4）重置上限对应风量、（5）重置下限对应风量；

输出信号：静压设定点设定值。

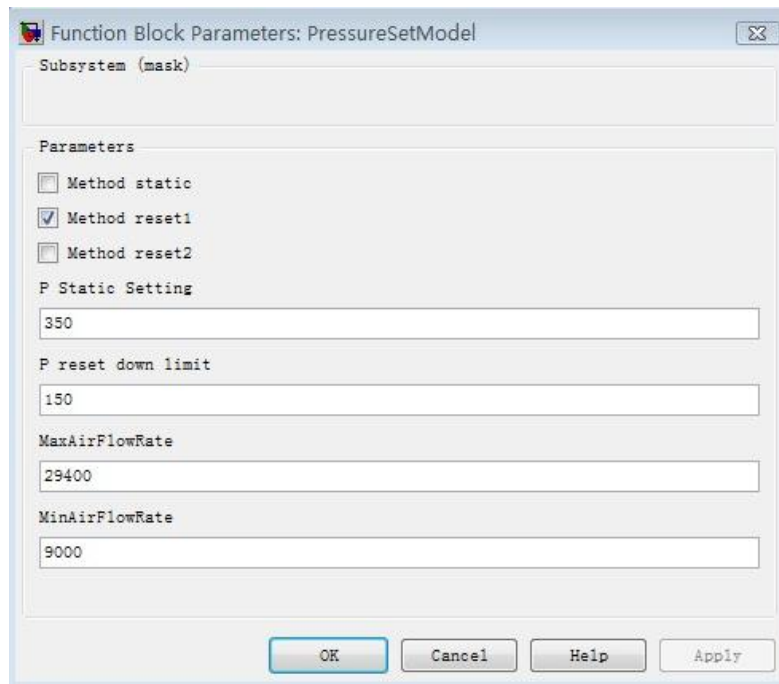


图 4.18 参数设定界面

2 变定静压法控制模块

变定静压法的核心是最小阻力控制，它要求不停地调整系统静压，在满足系统需求风量的同时始终保持至少有一个末端装置的阀门处于全开或者接近全开的状态。每个变风量末端装置的控制器将各自的末端装置调节风阀的阀位通过控制系统网络传递到空调系统的 DDC 控制器，控制器根据图 4.19 的步骤调整静压设定值：

（1）读取每个变风量末端装置调节风阀的阀位；

（2）获得各末端装置调节风阀阀位的最大值---MaxDamperPosition；

（3）如果 MaxDamperPosition>95%（此值可以根据具体情况设定），且此时风机转速不是最大，应将静压设定值提高一个步长（如 10Pa）；如果 MaxDamperPosition<85%（此值可以根据具体情况设定），应将静压设定值降低

一个步长；如果 $85\% < \text{MaxDamperPosition} < 95\%$ ，则说明当前系统静压正合适，无需改变静压设定值。

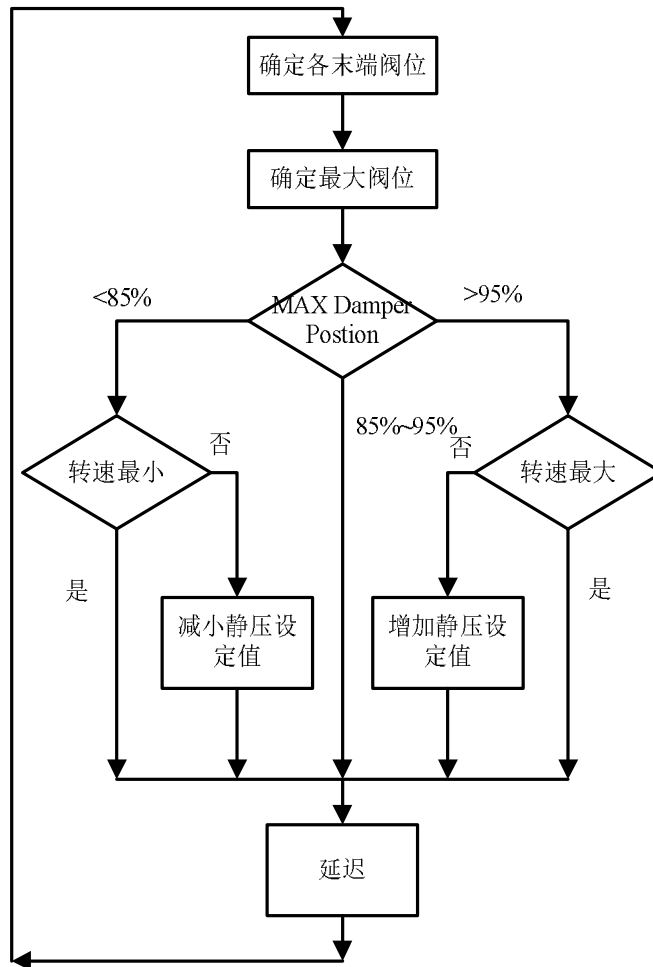


图 4.19 变定静压法逻辑结构图

采用这种方法时需要一个比较准确的静压初始设定值，一般由各个末端的风量需求信号通过计算得到，如果这个初始设定值不准确，按照（3）的控制逻辑，静压设定值可能需要经过多次调节之后才能达到比较合适的值，这样会引起室内温度失调或者系统静压设定偏高。即使可以得到一个较准确的初始静压设定值，但当负荷在较短时间内有较大变化时，（3）的方法仍然只能每隔一定时间间隔调整一个步长，而这一步长值因为考虑到要保持系统稳定不能太大，这就使静压设定值的变化无法快速跟踪负荷的变化。文献[2]中提到了 **detail trim&respond** 的方法是对（3）的一种改进。控制逻辑基本类似，但每次调整的静压变化值不再是一个常量，如当判断需调高系统静压时，同时统计阀门开度超过 95%的末端的个数，如果为 1 则增加一个步长，如果为 2 则增加 1.5 个步长等；当判断需降低系统静压时，同时确定最大阀位在什么区间范围内，如在 $[0.75, 0.85]$ 内则降低一

个步长，如在 (0, 0.75) 则降低 2 个步长等。

变定静控制方法模块的程序因为涉及到循环和逻辑判断，用 Simulink 自带的模块库来实现比较繁琐，所以采用 Matlab 语言编写 m 文件将其嵌入模型中。

4.3 仿真平台的搭建（针对典型办公标准层）

4.3.1 仿真实验对象

采用第二章中提到的办公标准层作为仿真对象，建立一个带有 8 个 VAV 末端的仿真模型。

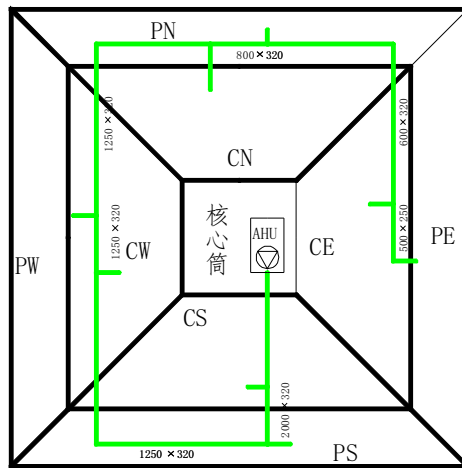


图 4.20 办公标准层空调分区及管路末端分布示意图

将每个末端所控制的空调分区作为一个房间对象，具体参数如下表：

表 4.1 空调区域参数

房间模型编号	CS	PS	CW	PW	CN	PN	CE	PE
面积 m^2	200	175	200	175	200	175	200	175
高度 m	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5
体积 m^3	900	787.5	900	787.5	900	787.5	900	787.5
负荷 W	11400	18000	11400	21500	11400	17500	11400	20500
设计风量 m^3/h	2750	4300	2750	5100	2750	4150	2750	4835
最小风量比	0.4	0.3	0.4	0.3	0.4	0.3	0.4	0.3
最小风量 m^3/h	1100	1290	1100	1530	1100	1245	1100	1451

根据表 4.1 中的数据设置 8 个空调房间模块和所连接末端的参数

4.3.2 风机选型

风机所提供的压头主要有以下几个部分组成

- (1) 克服混合段（即新风吸入段）负压；
- (2) 过滤段阻力损失；
- (3) 表冷器阻力损失；
- (4) 送风系统阻力损失；
- (5) 变风量末端入口静压值。

根据相关设计规范以及参考文献[22]，其中（1）~（3）项见表 2。

表 2 管段/部件阻力

部件或管段	混合段	过滤段	盘管段
风机所需克服的压力(Pa)	30	50	190

根据图 4.20 中风管的布置，估算风系统的沿程及局部阻力，最终得到所需的风机压头（1400Pa），结合总风量（29400m³/h），选择合适的风机，并采用厂商提供样本中 50Hz 额定频率下风机的曲线，拟合得到变频风机的数学模型的参数，获得适用于这一空调系统仿真模型的风机模块。

4.3.3 仿真模块的特性

1 房间温度的时间响应

表 4.1 中的送风量是在夏季最大负荷下，26℃的房间设定温度，13℃送风温度的条件下由能耗模拟软件 eQUEST 计算得到，为了验证房间模型是否合理，在设计负荷、设计送风量和 13℃送风温度下考察各个房间对象的温度时间响应（房间初始温度设定为 28℃）。

仿真结果如图 4.21 所示，在大概 20 分钟之后，房间温度均能下降到 26℃，最终各个房间的温度均能维持在 25~26℃，说明房间参数以及设计送风量和送风温度都是合理的。

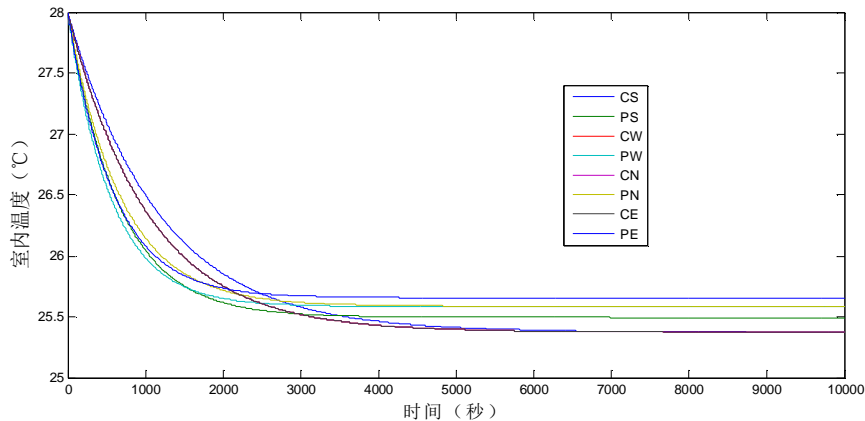


图 4.21 房间温度在设计负荷下设计风量下的时间响应

2 压力相关/压力无关型末端的控制效果

为了比较压力相关和压力无关型2种末端的控制效果,对这2种末端在同样的工况下进行比较。房间初始温度 28°C ,房间负荷系数取0.8,初始末端入口静压为 120pa ,在6000秒时降到 80pa 。仿真结果如图4.22~4.24。

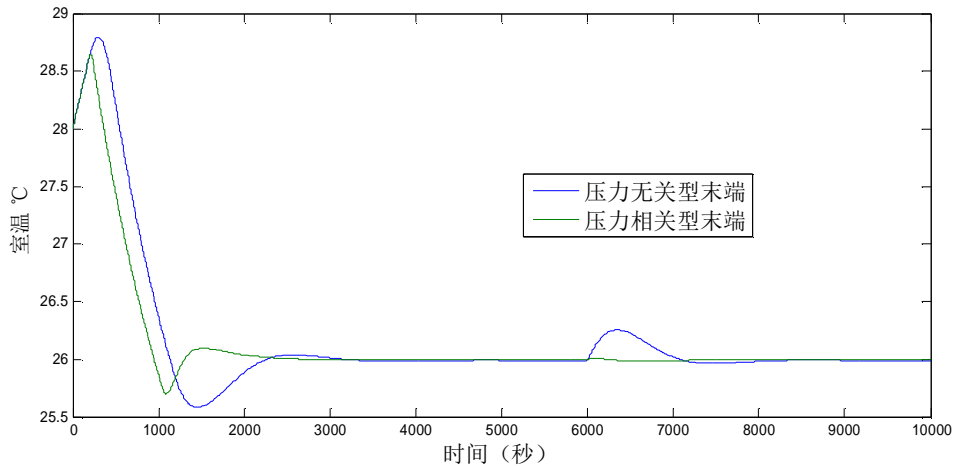


图 4.22 压力相关/压力无关型末端房间温度的时间响应

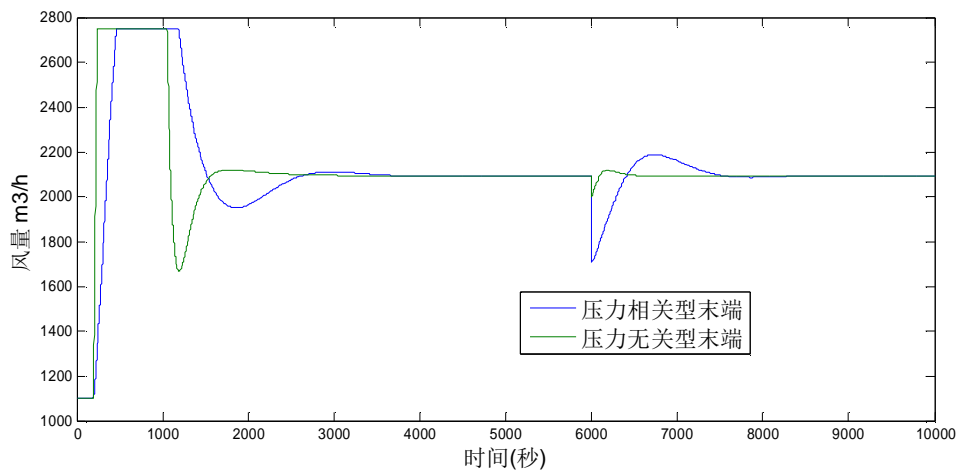


图 4.23 压力相关/压力无关型末端风量变化

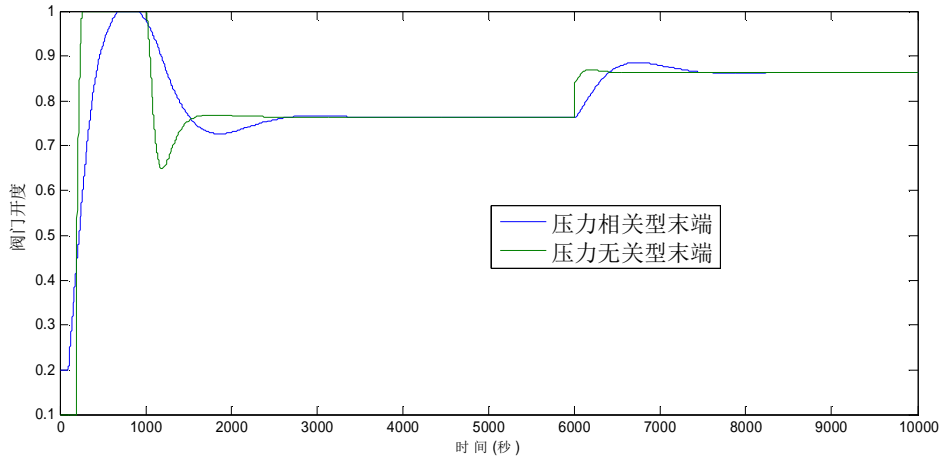


图 4.24 压力相关/压力无关型末端阀门开度比较

当末端入口静压发生突变时（降低 40pa），对压力无关型末端，风量在很短的时间内就恢复到设定值，温度几乎维持不变；压力相关型末端风量波动的幅度比较大，温度也有一定波动。大概经过 15 分钟的时间，温度恢复到原先的设定值，通过这一结果，我们可以考虑当采用压力相关型末端时，重置时间间隔可以取 15 分钟。

3 不同频率下风机的风量-压力（Q-P）曲线

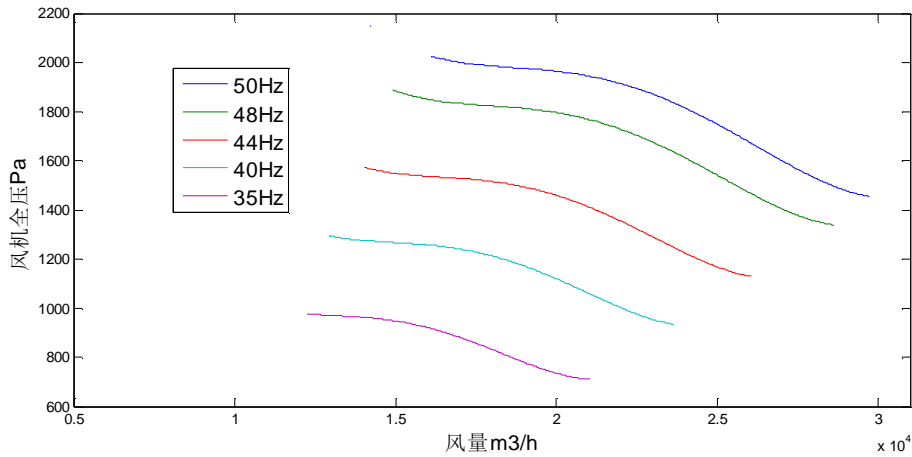


图 4.25 风机仿真模块 Q-P 曲线

图 4.25 是采用拟合曲线得到的不同频率下的风机 Q-P 曲线。

将各个模块连接，并设置好输入与输出的接口得到如附录 3 中的系统仿真模型。

第5章 仿真实验及结果分析

5.1 仿真实验的不同工况

每个空调房间的设计负荷设定为仿真对象的初始参数，设计负荷与负荷系数（0~1）的乘积作为房间的实际负荷，将负荷系统设置为与时间有关的变量，就可以模拟不同负荷变化情况的工况。仿真实验主要包括了以下几种设定工况：

（1）设计负荷：逐时的负荷系数全为 1，代表了系统的设计工况，主要用来获得合理的定静压法静压设定值，静压设定值重置法的重置上下限。

（2）随机负荷：8 个末端的负荷系数为 0.5~0.8 之间的 4 组随机数（如表 5.1）。

从图 2.6 中可以看出这一办公标准层空调系统绝大部分的运行时间内，相对风量都处在[0.5, 0.8]的范围内，且[0.5, 0.8]的负荷段内各个末端相对风量的差异性也最大。

由于设置的运行时间较典型日负荷工况较短（3 个小时）且可以最大限度地反映负荷差异（图 5.1）对静压控制的影响，所以随机负荷主要用来检测重置法的重置下限、变定静压法的步长和时间间隔等是否合理，比较不同末端的控制效果等。

表 5.1 随机负荷

负荷系数	房间模型编号		CS	PS	CW	PW	CN	PN	CE	PE
	时刻 (s)	0	0.76	0.64	0.62	0.50	0.68	0.74	0.77	0.76
	3600	0.64	0.59	0.50	0.52	0.59	0.59	0.54	0.76	
	7200	0.61	0.53	0.72	0.78	0.56	0.65	0.72	0.67	
	10800	0.80	0.75	0.77	0.67	0.62	0.75	0.67	0.69	

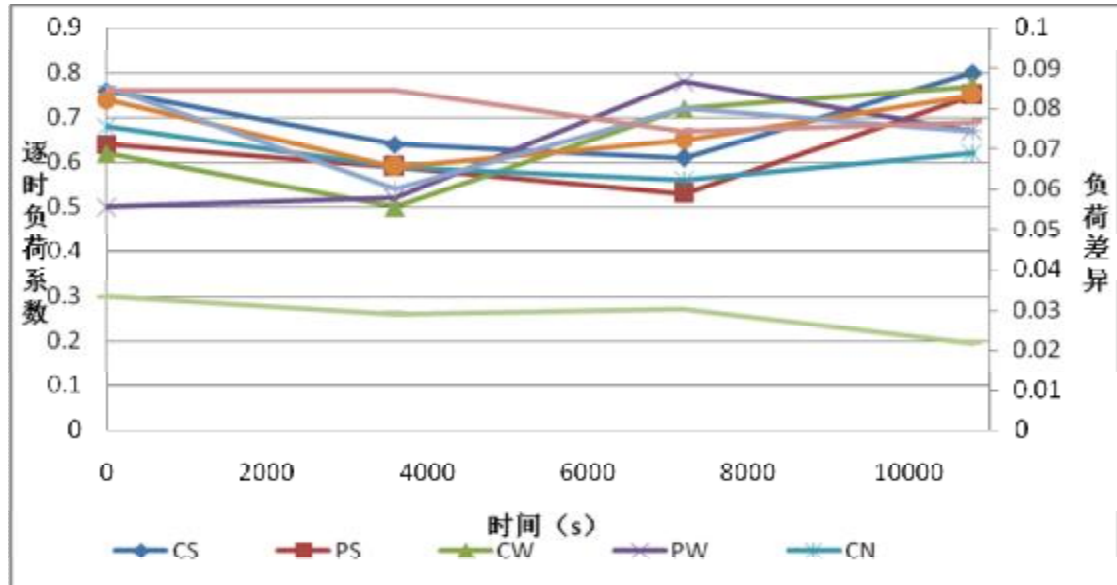


图 5.1 随机负荷系数

(3) 典型日负荷：选取 7 月 15 日和 9 月 15 日 2 天作为典型日工况，负荷系数见表 5.2、表 5.3。7 月 15 日的负荷变化基本代表了空调系统在接近设计负荷下的运行工况，而 9 月 15 日的负荷变化则代表了空调系统在部分负荷下的运行工况。

表 5.2 7 月 15 日负荷系数

负荷系数	房间模型编号		CS	PS	CW	PW	CN	PN	CE	PE
	7 月 15 日	时间 (s)	0	0.72	0.51	0.72	0.56	0.74	0.48	0.72
		3600	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.90	1.00	0.90
		7200	1.00	0.95	1.00	0.99	1.00	0.84	1.00	0.90
		10800	1.00	0.95	1.00	0.98	1.00	0.81	1.00	0.90
		14400	0.90	0.89	0.89	0.90	0.92	0.75	0.93	0.88
		18000	0.85	0.86	0.83	0.86	0.86	0.75	0.86	0.80
		21600	0.92	0.84	0.90	0.87	0.93	0.75	0.92	0.80
		25200	0.93	0.88	0.92	0.92	0.94	0.94	0.94	0.82
		28800	0.94	0.87	0.95	0.91	0.95	1.00	0.94	0.81
		32400	0.94	0.87	0.96	0.93	0.95	0.98	0.94	0.81

表 5.3 9 月 15 日负荷系数

负荷系数	房间模型编号		CS	PS	CW	PW	CN	PN	CE	PE
9 月	时间 (s)	0	0.4	0.33	0.4	0.3	0.4	0.32	0.4	0.3
		3600	0.73	0.6	0.7	0.54	0.73	0.46	0.79	0.63
		7200	0.76	0.7	0.73	0.6	0.75	0.5	0.77	0.71

15 日	10800	0.76	0.75	0.73	0.63	0.75	0.52	0.77	0.68
	14400	0.68	0.55	0.65	0.51	0.67	0.43	0.68	0.51
	18000	0.63	0.58	0.61	0.55	0.63	0.46	0.63	0.52
	21600	0.72	0.64	0.7	0.62	0.72	0.52	0.71	0.57
	25200	0.75	0.63	0.73	0.61	0.75	0.52	0.75	0.57
	28800	0.77	0.64	0.75	0.62	0.77	0.54	0.77	0.57
	32400	0.79	0.62	0.77	0.6	0.79	0.57	0.78	0.56

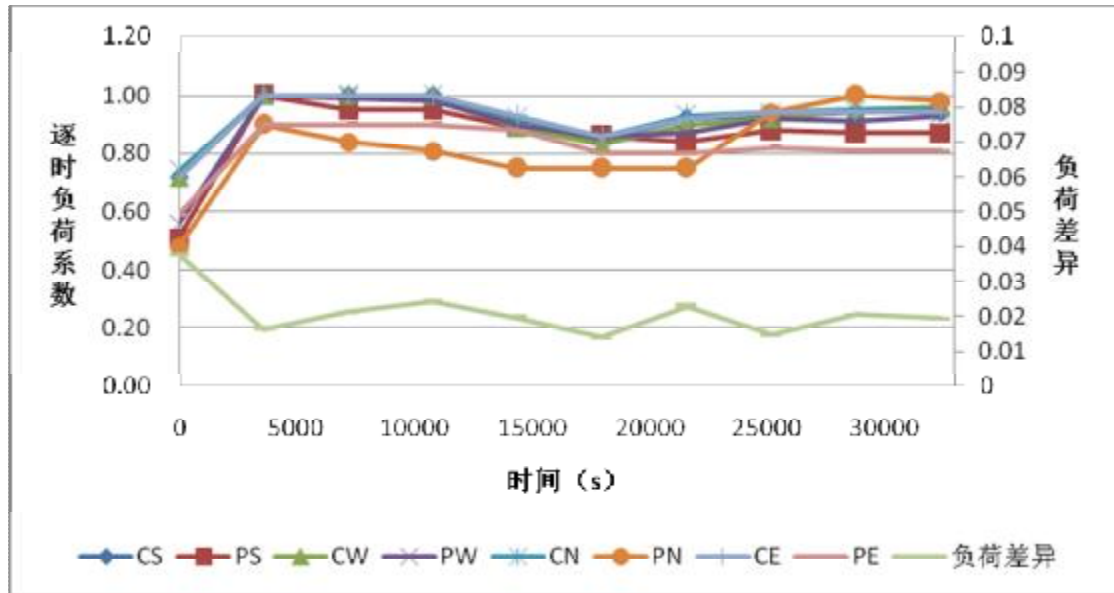


图 5.2 7 月 15 日负荷系数

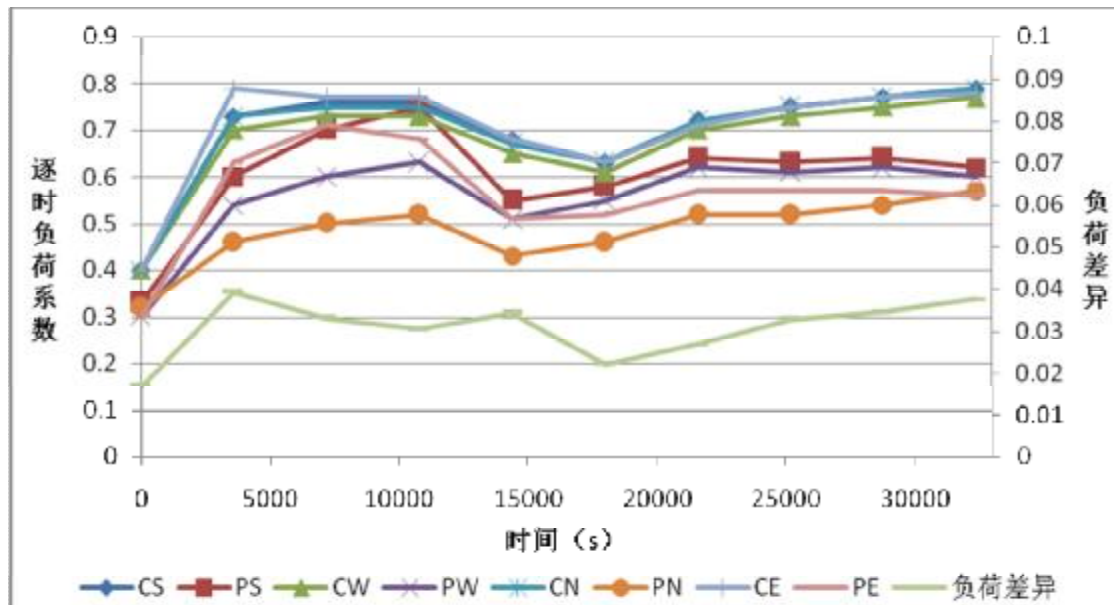


图 5.3 9 月 15 日负荷系数

从图 5.2 和图 5.3 的折线图还可以看出，9 月 15 日负荷系数的差异性较大，而 7 月 15 日较小。

5.2 系统静压控制相关参数的设置

对于仿真模型中三种风机控制方法的参数设定与调整,采用了与工程上调试变风量空调系统类似的方法:

(1) 定静压法:

使系统在设计负荷工况下运行,静压设定点取在主风管远离风机 2/3 处,在不重置模式下运行,逐步调整定静压值,保证系统总风量,且使最不利处末端的入口静压恰好满足要求。此时 8 个末端的阀门均维持在较大开度(图 5.4),且运行风量(图 5.5)与室内温度(图 5.6)均满足要求,风机此时的设定值(350Pa)即为定静压的静压设定值,图 5.7 和图 5.8 则表明风机选型正确,频率和风机静压在设计负荷下均保持在额定值左右,350Pa 小于风机静压的 1/3 也符合[7]中关于定静压法静压设定值的规定。

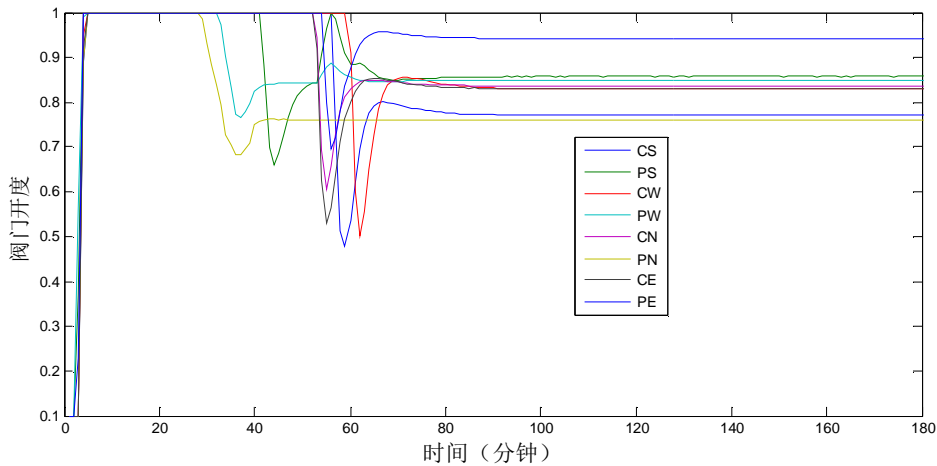


图 5.4 设计负荷下各末端阀门开度(静压设定值为 350pa)

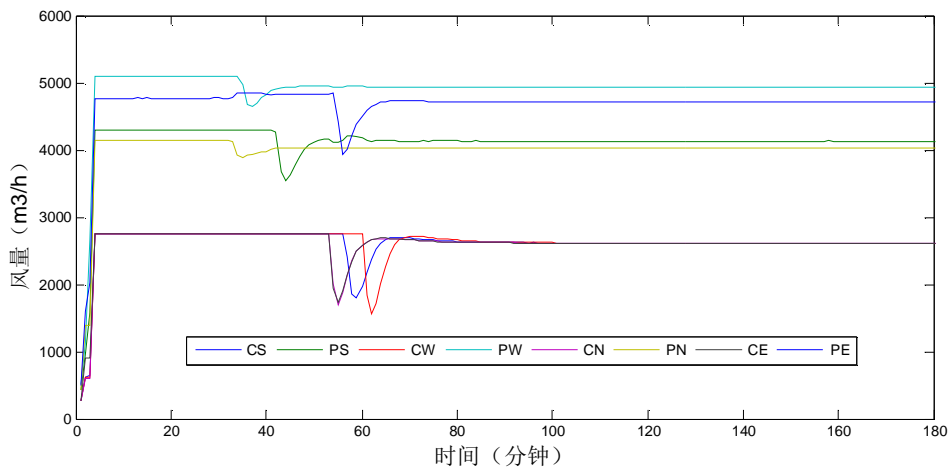


图 5.5 设计负荷下各末端风量(静压设定值为 350pa)

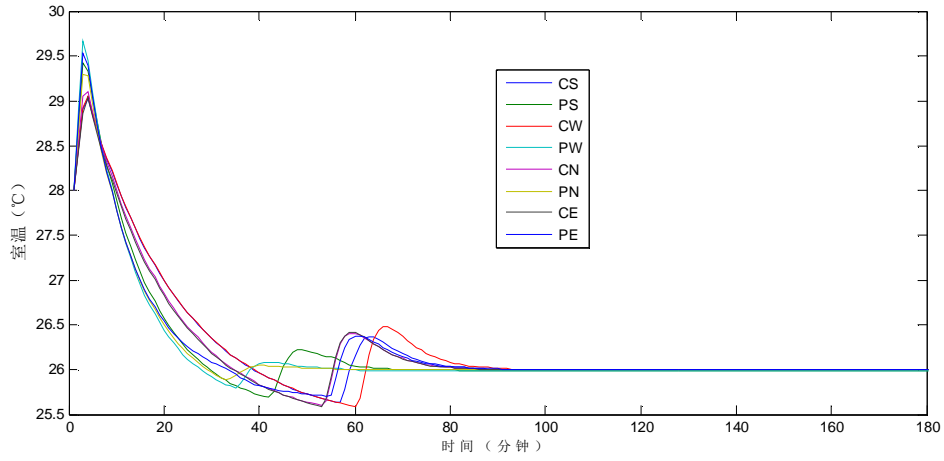


图 5.6 设计负荷下各房间温度（静压设定值为 350pa）

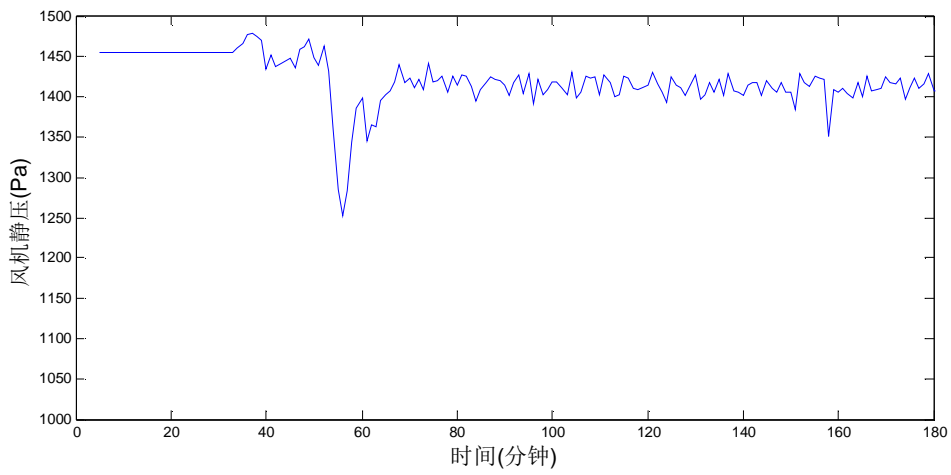


图 5.7 设计负荷下风机静压（静压设定值为 350pa）

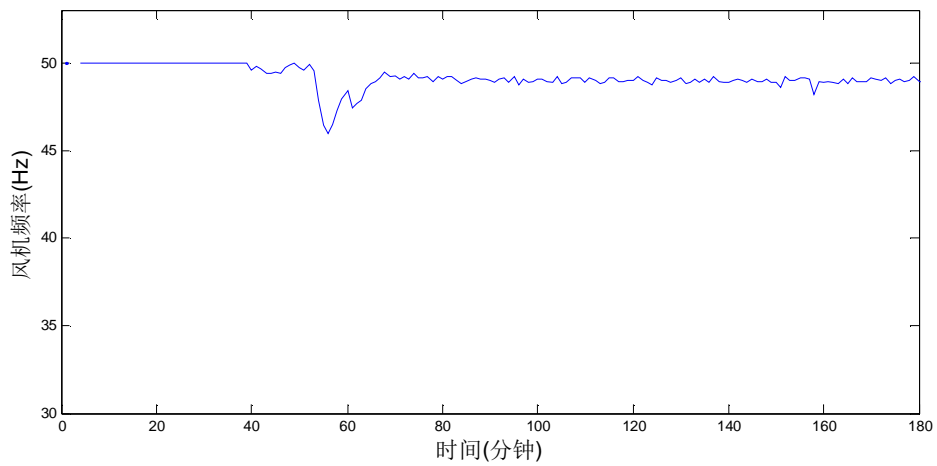


图 5.8 设计负荷下风机频率（静压设定值为 350pa）

(2) 静压设定值重置法:

静压设定点位置不变,采用重置法时,重置上限即定静压值;从定静压值起,逐步降低静压值,各个房间负荷仍设到最大值,观察系统风量的变化。当静压值低于 150Pa 时(此时对应风量为 18000³/h),系统风量降低速率加快,考虑到系统稳定性的要求取 150Pa,为重置下限。

验算式 2.24 中的 a 值, $a = \frac{150-350*0.3}{1-0.3} = 64 > 0$; 式 2.35 中的 a 值,

$a = \frac{150-350*0.3^2}{1-0.3^2} = 130 > 0$, 可知重置下限选择合理,系统稳定。

(3) 变定静压法:

静压设定点位置如定静压法,根据房间温度对时间的动态响应曲线取静压重置的时间间隔为 300 秒,在系统负荷变化时,通过反复调整(在随机负荷工况下)找到合适的步长(10pa)既保证了系统稳定(步长过大,会使静压设定值反复在某一值上下反复调节),也保证了风机能快速跟踪负荷的变化(步长过小,会使静压值在多次时间间隔的调整后才达到合理)。

5.3 结果与分析

5.3.1 典型日工况

实验编号如表 5.4

表 5.4 典型日工况仿真实验列表

风管下游 2/3 处 L1	仿真实验 编号	压力无关型末端(A)	
		7 月 15 日负荷 07-15	9 月 15 日负荷 09-15
	定静压法 0	A0-0715-L1	A0-0915-L1
	一次重置法 1	A1-0715-L1	A1-0915-L1
	二次重置法 2	A2-0715-L1	A2-0915-L1
	变定静压法 3	A3-0715-L1	A3-0915-L1

9 月 15 日仿真结果见图 5.9~图 5.15, 4 种控制方法下室内温度控制效果均能维持在设定值 26℃, 故不在此处列出(详见附录 1)。

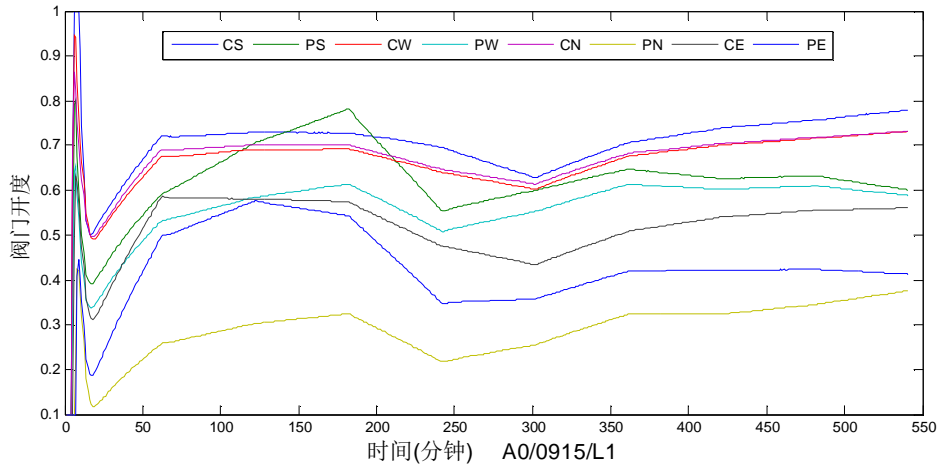


图 5.9 定静压法阀门开度（9月15日负荷__压力无关型末端__下游）

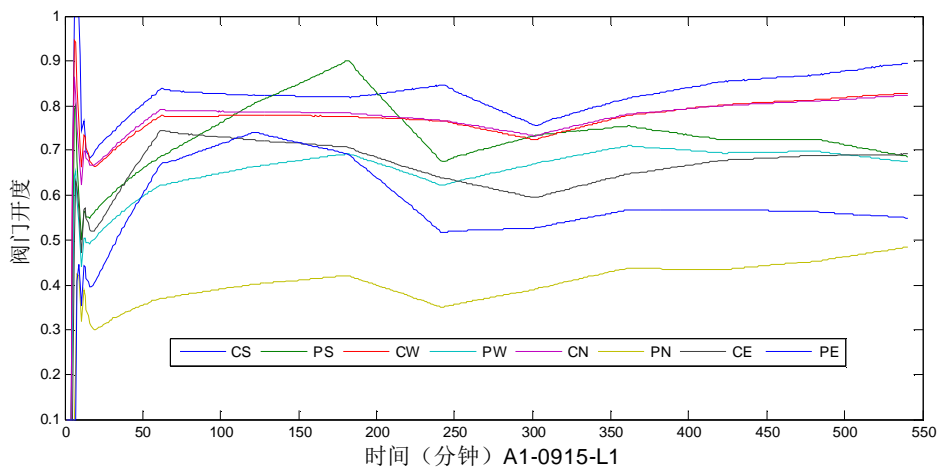


图 5.10 静压重置法 1 次阀门开度（9月15日负荷__压力无关型末端__下游）

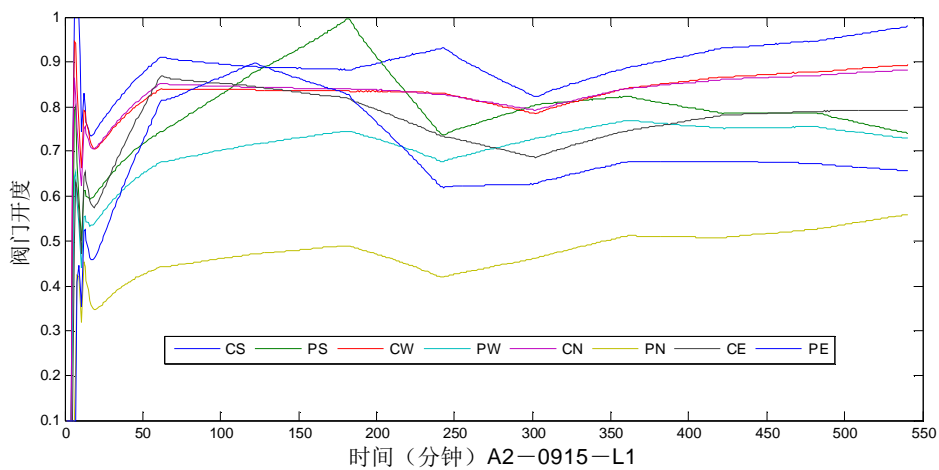


图 5.11 压重置法 2 次阀门开度（9月15日负荷__压力无关型末端__下游）

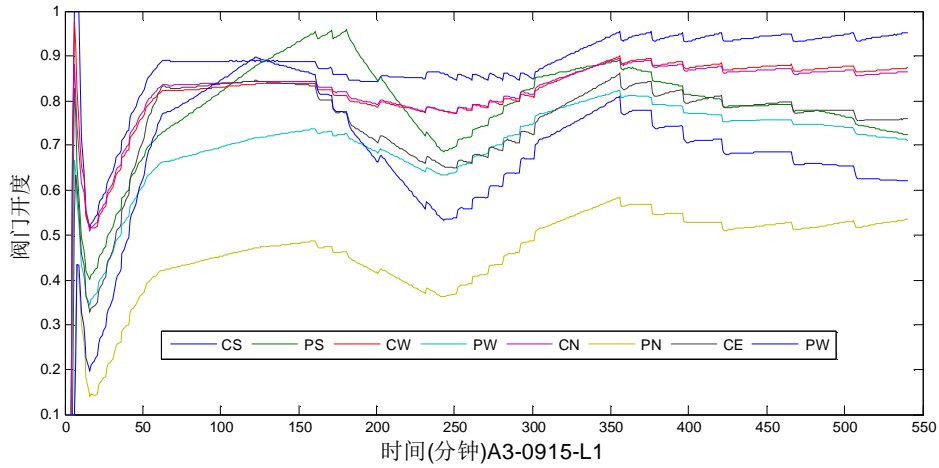


图 5.12 变定静压法阀门开度 (9月15日负荷_压力无关型末端_下游)

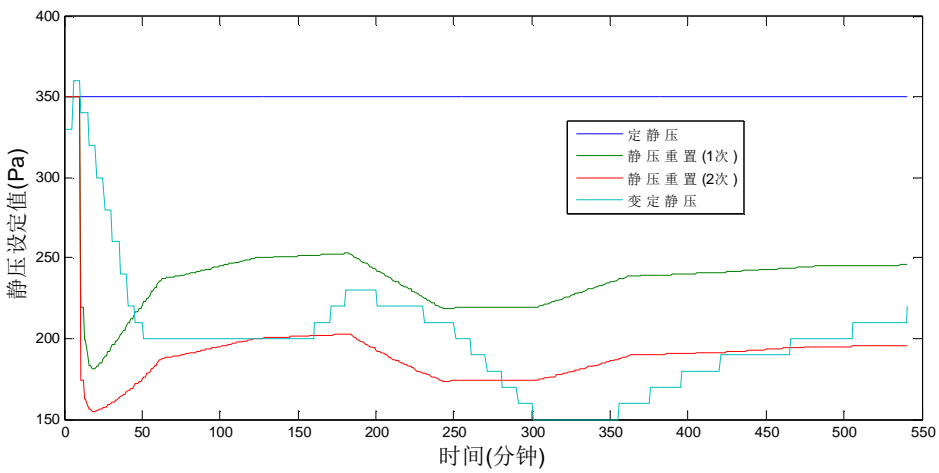


图 5.13 静压设定值比较 (9月15日负荷_压力无关型末端_下游)

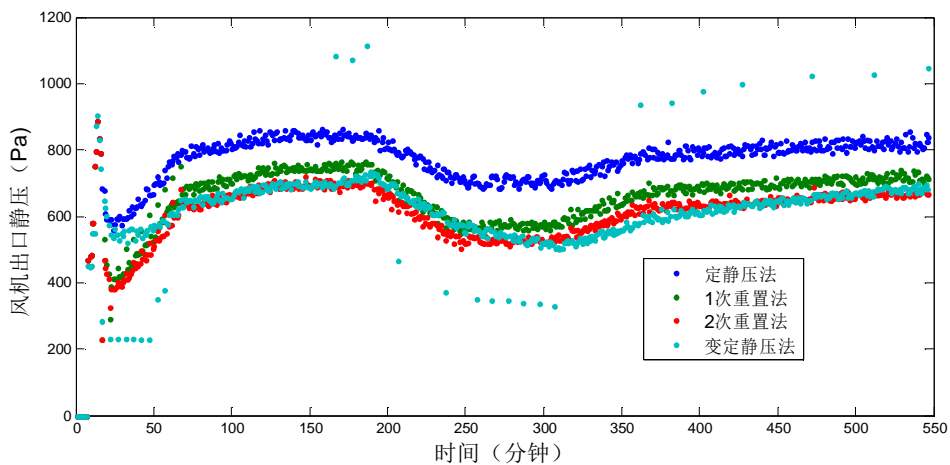


图 5.14 风机静压值比较 (9月15日负荷_压力无关型末端_下游)

从显示阀门变化情况的图 5.9 到图 5.12 可以看出，定静压法的开度最小，静

压1次重置法次之，阀门开度最大的是静压2次重置法和变定静压法；定静压法与静压重置法阀门变化曲线比较平滑，而变定静压法，由于静压在调整时不是连续变化而是以一定步长跳变，阀门开度的变化曲线波动也较为频繁。

图 5.13 比较了 4 种方法的静压设定值。如图所示变定静压法静压设定值以一定步长作阶梯型变化，静压重置法在重置生效后静压设定值与系统总风量变化趋势一致，2 者在大部分的时间内均低于定静压法。图 5.14 比较了 4 种方法的风机出口静压，2 次重置法和变定静压法的风机出口静压最小，1 次重置法略高，定静压法最高。

7月15日仿真结果见附录。

5.3.2 静压设定点位置的选择与讨论

(1) 静压设定点前置时重置范围的选择

将静压设定点前移至主风管上游靠近风机出口处。

获得重置上限（1070Pa）的方法与静压点位置在下游时定静压值的获得方法相同，也是在设计工况下运行并保证末端阀门尽量开大。

重置值下限则使模型在随机负荷工况下运行，这一过程进行了反复调试，2次重置和2次重置选取了不同的下限（170Pa 和 300Pa）。

(2) 验证重置范围是否满足系统稳定性的要求

根据 2.24 和 2.35 时分别计算 a 值：

2 次重置时，下限 300Pa， $a > 0$ ，满足系统稳定的要求；

1 次重置时，下限 170Pa， $a < 0$ ，

计算得 $a = -216$ ， $b = 1286$ 。

要保证系统稳定，则必须有：

$$2a + bR \geq 0$$

得到运行时总风量的相对值 $R > 0.33$ ，仿真实验的对象满足这一要求。

通过以上的计算可知，1 次重置和 2 次重置的重置下限均能保证系统稳定。

(3) 静压点前置对控制系统的影响

在调试过程中发现与设定点在下游时相比，得到合适的重置下限的过程要困难地多。

将静压点设定值与风机出口到设定点的静压降（采用了第 2 章理论分析部分的计算方法）放在一张图上（图 5.15、图 5.16）比较如下：

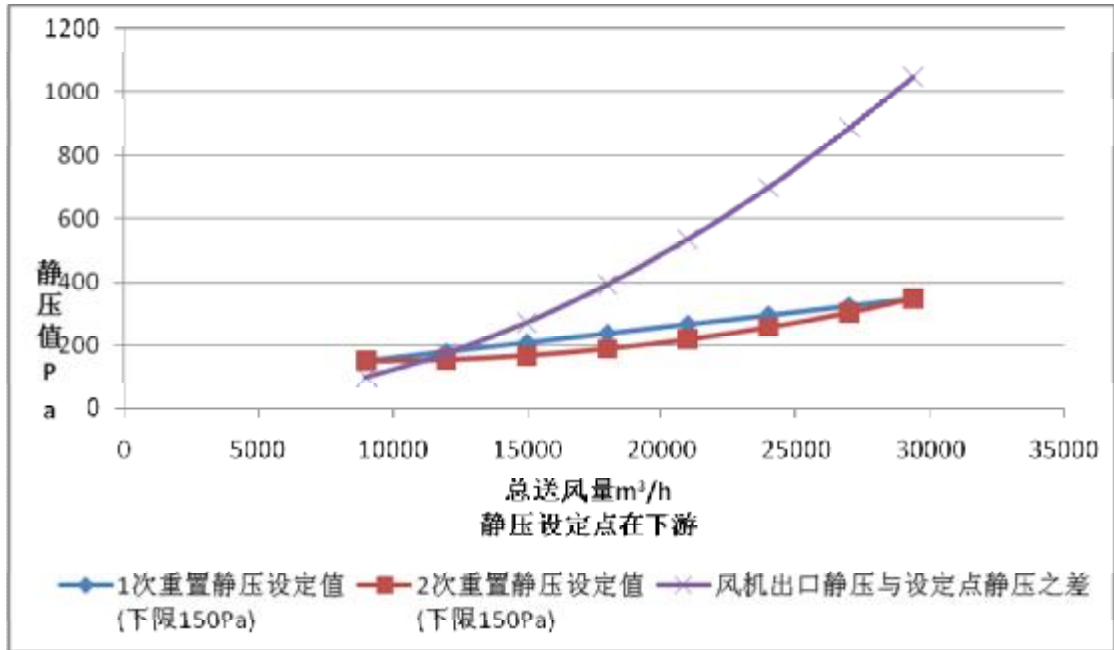


图 5.15 风系统静压（静压设定点在下游）

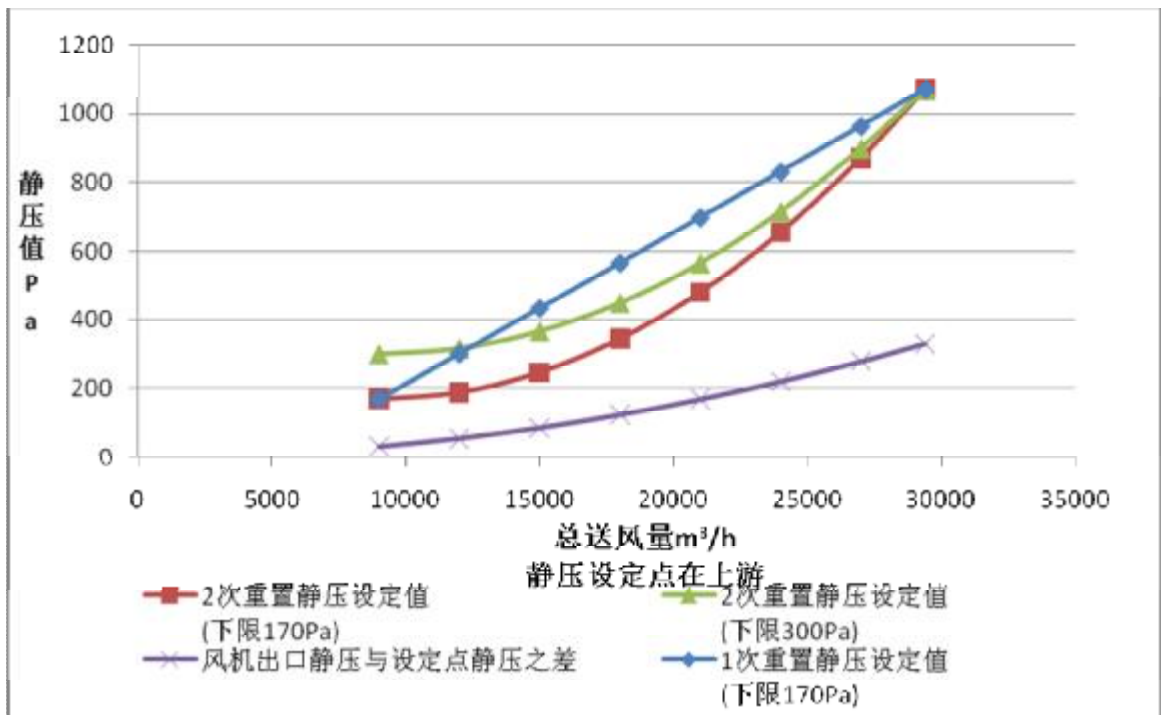


图 5.16 风系统静压（静压设定点在上游）

对于在某一风量下风机静压，可以看成是由设定点静压值和风机出口到设定点的静压降组成。从图 5.15 和图 5.16 可以看出，当静压点在下游的时候，风机出口到设定点的静压降占主要部分，而静压点在上游时，则是设定点静压值占主要部分。

风机出口到设定点的静压降与系统地阻力损失和动压损失有关，是与风量有

关的一个系统自我调节的量，而静压设定值除了与风量有关更主要与重置范围相关。静压设定点的位置越靠前，重置范围对风机静压的影响越大；即与设定点靠后的情况相比，整个系统的控制效果对重置下限的取值更为敏感。

2次重置法最初也采用了1次重置的下限170Pa，但是在随机负荷工况下的运行结果非常不理想，各个末端的入口静压普遍不足，主要是因为风管内静压值偏低（图5.16），逐步调高下限值，在300Pa时得到合理的运行结果。

(4) 9月15日典型日负荷的仿真实验与结果分析

表 5.5 静压点位置前置的实验编号

风管较靠近上游处 L2	仿真实验 编号	压力无关型末端(A)
		9月15日负荷 09-15
	定静压法 0	-
	一次重置法 1	A1-0915-L2
	二次重置法 2	A2-0915-L2
	变定静压法 3	-

仿真结果如图 5.17~图 5.18（室内温度与阀门开度见附录 1）

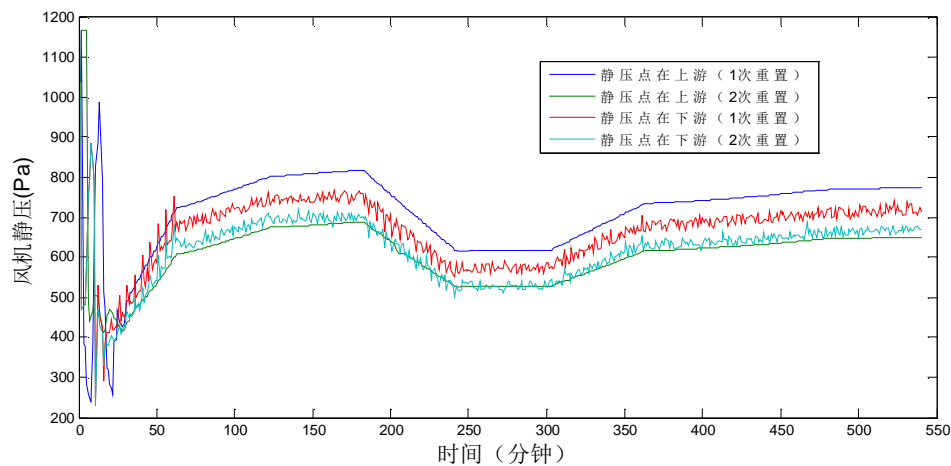


图 5.17 风机静压比较

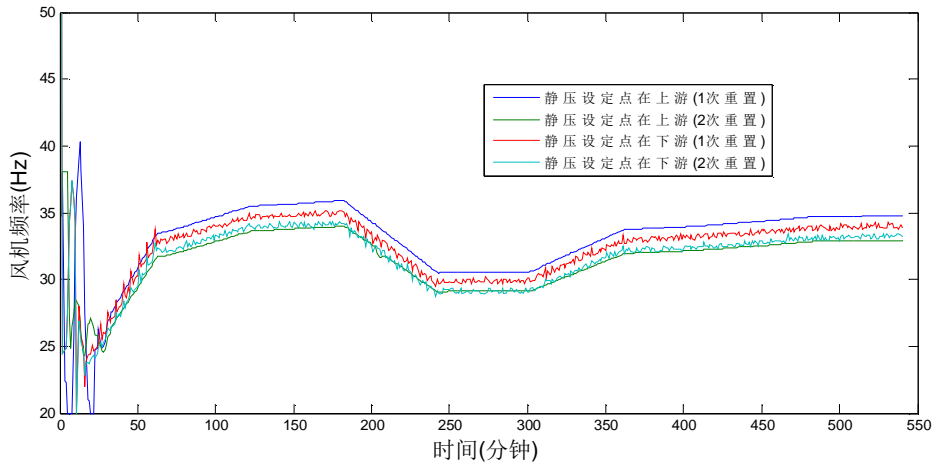


图 5.18 风机频率比较

从图 5.17 可以看出，静压点在上游时风机静压的变化比较稳定，曲线比较平缓，这也是由于风机静压组成中设定点静压值占了主要部分的原因；而对于设定点在下游的情况，与风量相关的静压降占风机静压的主要部分，导致了运行中风机静压变化较剧烈。图 5.18 也显示，静压点位置前置有利于风机的稳定运行。

5.3.3 不同控制方法下风量的比较

在同样的工况下（9 月 15 日典型日负荷）下比较采用几种不同控制方法时 VAV 系统的总送风量。

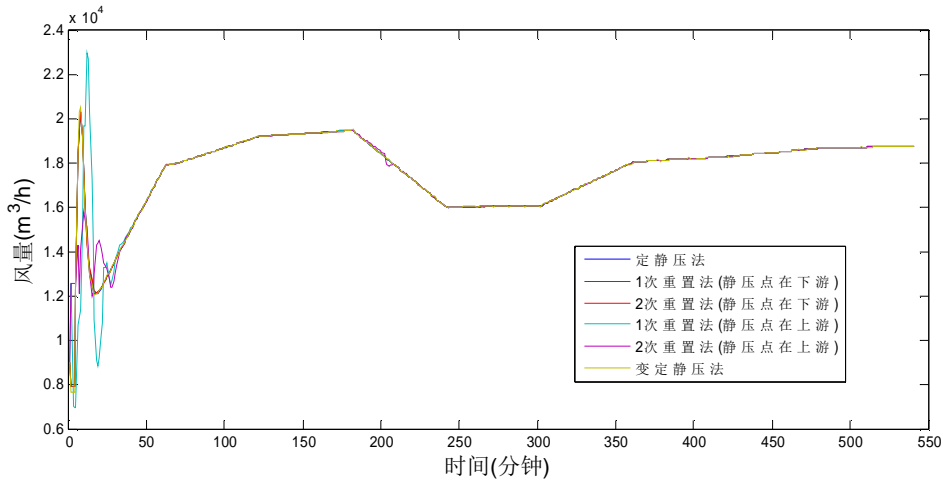


图 5.19 总风量比较（9 月 15 日典型日负荷）

如图 5.19 所示，当负荷相同时，采用这 6 种不同的控制方法，除初始阶段外 VAV 的总送风量几乎完全一致。

5.3.4 压力相关型末端的相关讨论

更换模型中的末端模块，在随机负荷工况下进行如下实验：

表 5.6 压力相关型末端实验编号

静压设定 点 在风管下 游 2/3 处	压力相关型末端 (B)	
	定静压法	B0-RAND-L1
	1 次重置 (无时间间隔)	B1-RAND-L1-0
	1 次重置 (300s 时间间隔)	B1-RAND-L1-300
	1 次重置 (600s 时间间隔)	B1-RAND-L1-600
	1 次重置 (900s 时间间隔)	B1-RAND-L1-900
	1 次重置 (1200s 时间间隔)	B1-RAND-L1-900

1) 比较采用不同末端时房间温度的控制效果

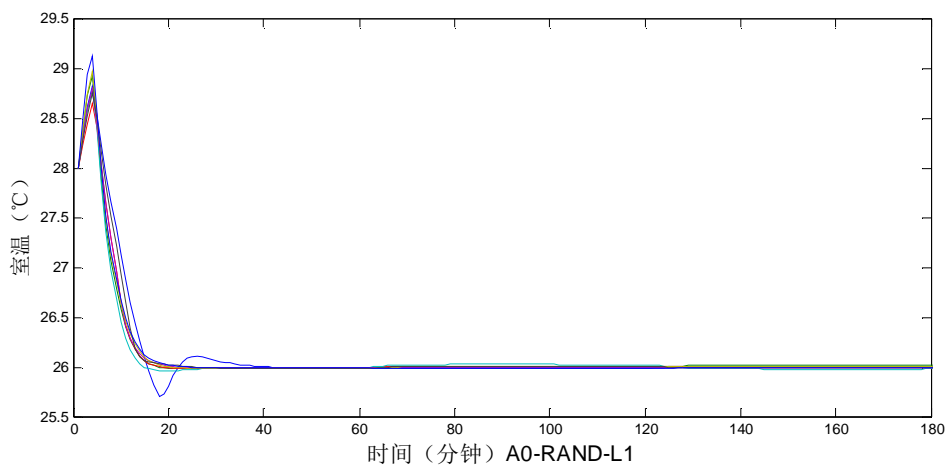


图 5.20 压力相关型末端房间温度 (定静压法)

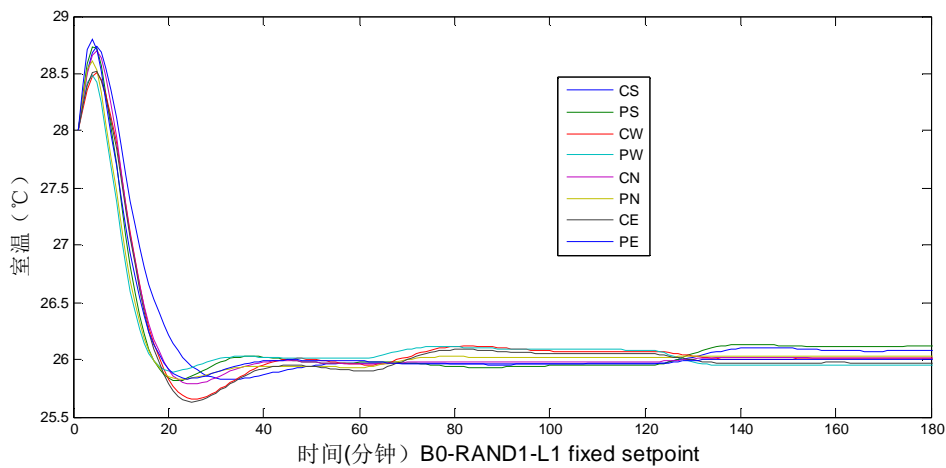


图 5.21 压力相关型末端房间温度 (定静压法)

2) 对采用压力相关型末端比较不同控制方法下室内温度的控制效果。

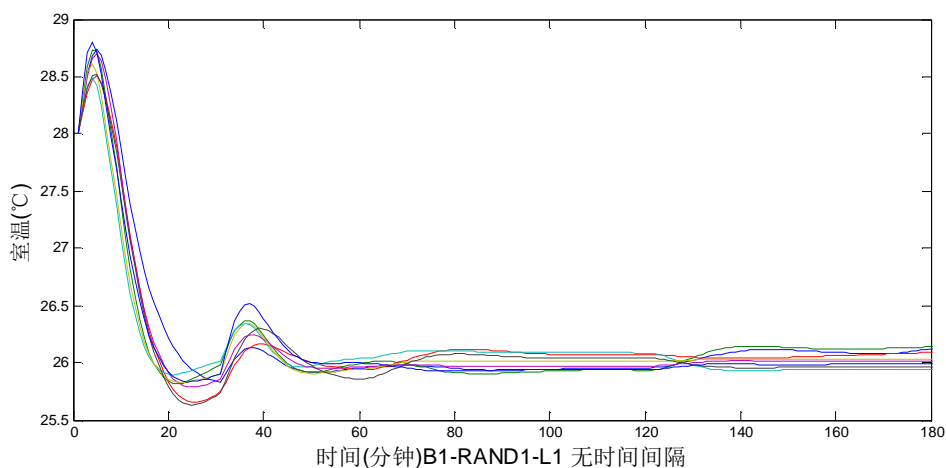


图 5.22 压力相关型末端房间温度 (1 次重置法 重置无时间间隔)

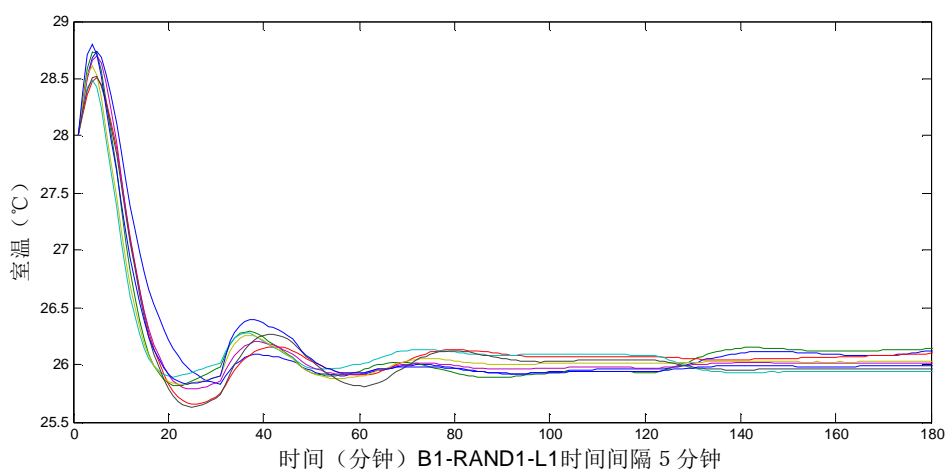


图 5.23 压力相关型末端房间温度 (1 次重置 重置时间间隔 5 分钟)

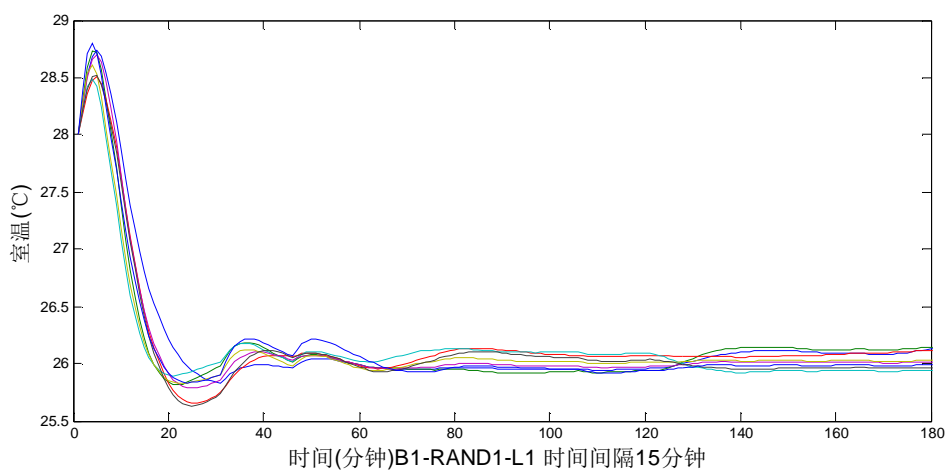


图 5.24 压力相关型末端房间温度 (1 次重置 重置时间间隔 15 分钟)

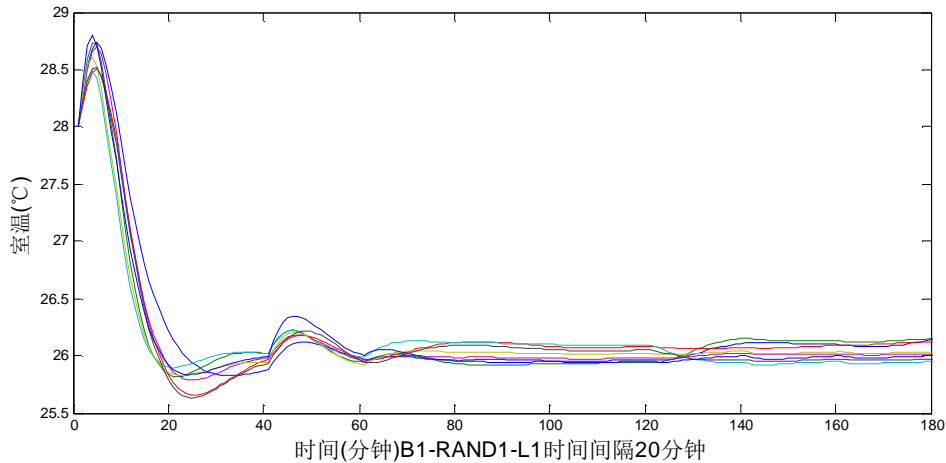


图 5.25 压力相关型末端房间温度（1 次重置 重置时间间隔 20 分钟）

通过图 5.20~图 5.25 的比较，可以得到以下结论

- 1) 采用同样的定静压法时，压力无关型末端房间温度的控制效果要优于压力相关型末端；压力无关型末端抵抗风管内静压变化带来的干扰的能力要强于压力相关型末端。
- 2) 采用压力相关型末端，比较不同的控制方法：定静压法的室内温度控制效果最好；当采用重置法时，重置时间间隔为 15 分钟时，温度控制效果最好，这与我们在仿真模块动态特性中分析得出的结论一致。

5.4 风机 P-Q 曲线与静压设定值重置法的节能潜力评估

风机静压—风量曲线直接反映了风机的运行状态，这一小节主要结合仿真实结果，分析不同控制方法下风机静压与风量之间的关系，并对静压设定值重置法的节能潜力进行评估。

5.4.1 风机输出的静压功率

风机静压用来满足风系统的静压要求，与全压的表示方法类似：

$$p_{fan,stat} = k_{fan} n^2 - C_{fan,stat}^v \cdot Q^2 \quad (5.1)$$

$$p_{fan,stat} = \Delta p_{sys,stat} = p_{duct,stat} + C_{stat}^v Q^2 \quad (5.2)$$

C_{stat}^v --与管路及空调箱阻力相关的系数

$C_{fan,stat}^v$ ---与风机性能曲线相关的系数，

当系统风量为 0 时，由式 5.1 可知，静压曲线与 y 轴交于静压设定值 $p'_{duct,stat}$ 对于

定静压法这一设定值为定静压值，对于重置法这一设定值为重置下限。

5.4.2 P-Q 曲线

1 静压设定点在下游

整理静压设定值在下游采用压力无关型末端的仿真结果，得到多组（风机静压、风量）数据。采用 Matlab 拟合工具箱对数据进行多项式（式 5.3）拟合，自变量取总风量的相对值 R ，因变量为风机静压。

$$p_{fan,stat} = C_1 + C_2 R + C_3 R^2 \quad (5.3)$$

图 5.26~图 5.29 中，1 曲线为软件得到的最佳拟合结果；2 曲线为进行常数项(C_1)设置后的拟合结果。变定静压的拟合结果 2，由于无法确定 0 风量时曲线与 y 轴的交点，设定的不是 C_1 的值，而是范围（1，150]。

(1) 定静压法

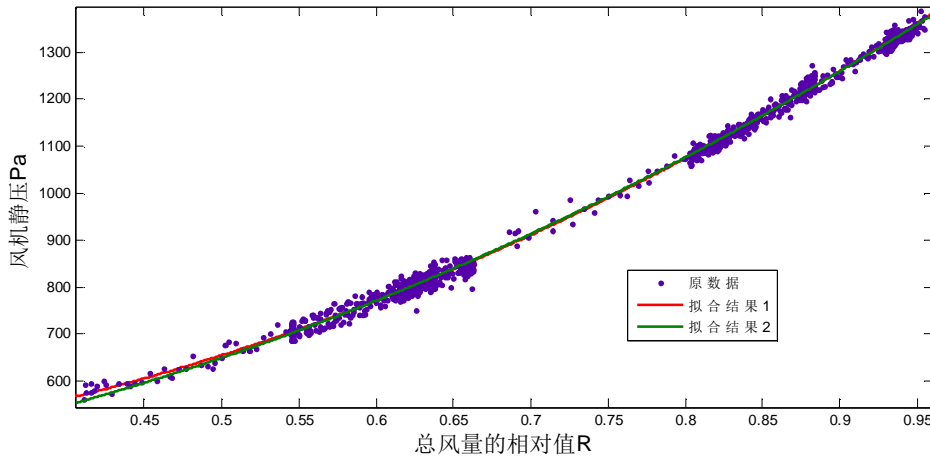


图 5.26 定静压法风机静压-风量曲线拟合结果

$$\text{拟合结果 1: } p_{fan,stat} = 426.4 - 128R + 1171R^2 \quad (5.4)$$

$$\text{拟合结果 2: } p_{fan,stat} = 350 + 86.03R + 1027R^2 \quad (5.5)$$

(2) 1 次静压重置法

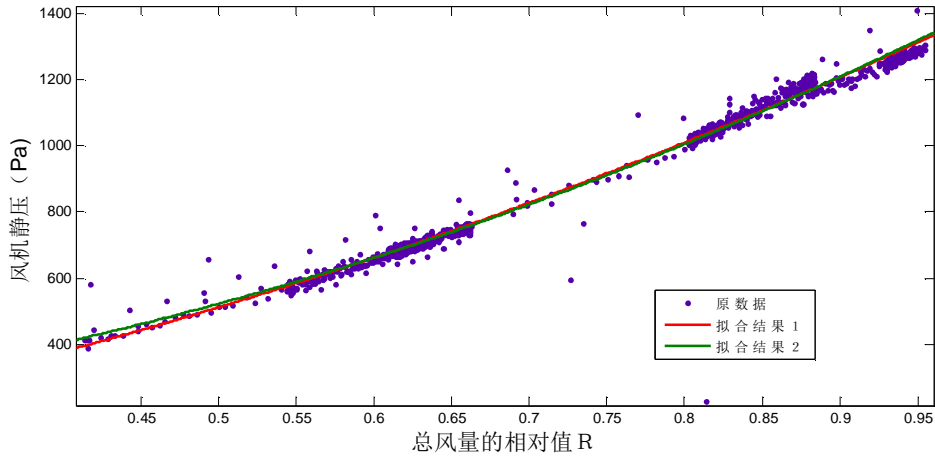


图 5.27 1 次重置法风机静压-风量曲线拟合结果

拟合结果 1: $p_{fan,stat} = 0.9331 - 619.1R + 802.5R^2$ (5.6)

拟合结果 2: $p_{fan,stat} = 150 + 202R + 1084R^2$ (5.7)

(3) 2 次静压重置法

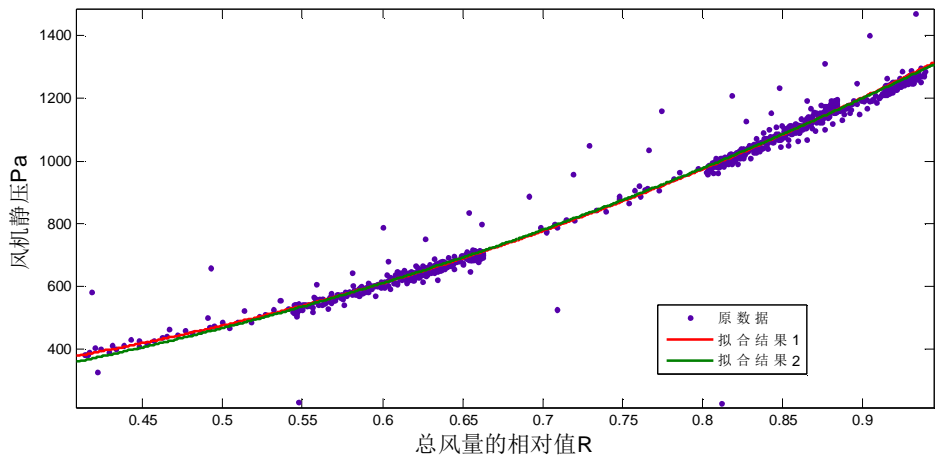


图 5.28 2 次重置法风机静压-风量曲线拟合结果

拟合结果 1: $p_{fan,stat} = 262 - 349.5R + 1549R^2$ (5.8)

拟合结果 2: $p_{fan,stat} = 150 - 33.78R + 1335R^2$ (5.9)

(4) 变定静压法

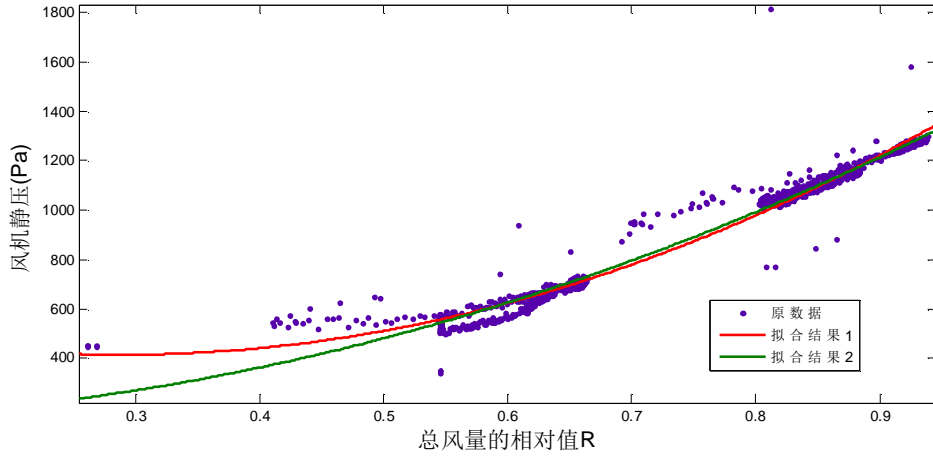


图 5.29 变定静压法风机静压-风量曲线拟合结果

$$\text{拟合结果 1: } p_{fan,stat} = 596.6 - 1250R + 2160R^2 \quad (5.10)$$

$$\text{拟合结果 2: } p_{fan,stat} = 150 + 16.13R + 1296R^2 \quad (5.11)$$

表 5.7 拟合结果比较（静压设定点在下游）

拟合评价指标	定静压法		静压重置法(1次)		静压重置法(2次)		变定静压法	
	拟合结果 1	拟合结果 2	拟合结果 1	拟合结果 2	拟合结果 1	拟合结果 2	拟合结果 1	拟合结果 2
R-square	0.9968	0.9967	0.9818	0.9815	0.9816	0.9815	0.9665	0.9626
SSE	1.85E+05	1.90E+05	1.33E+06	1.35E+06	1.46E+06	1.47E+06	2.64E+06	2.95E+06
RMSE	13.12	13.32	35.27	35.54	36.86	36.99	50.26	53.1

如表 5.7 所示，对不同控制方法比较拟合结果 1 和拟合结果 2 的 R-square、SSE、RMSE 值。对于定静压法、静压重置法（1 次、2 次）发现 2 种拟合结果的评价指标差距不大，可以认为对拟合方程中常数项的限定是合理的。而变定静压法因为其调节受到静压重设步长和时间间隔的限制，其风机静压与风量之间的关系不如定静压和静压重置法明显。

将（1）~（3）的拟合结果 2 与（4）的 2 组曲线绘制在同一张图（图 5.30）上进行比较：

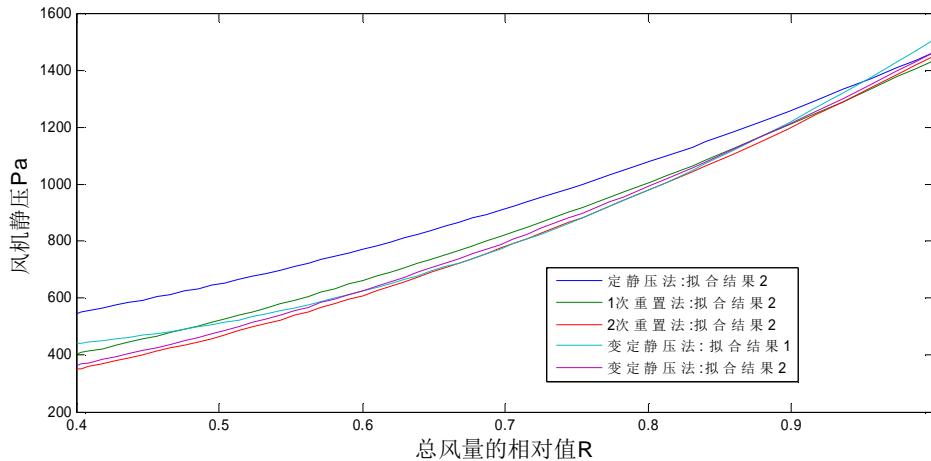


图 5.30 拟合结果比较 1

为了更清楚地了解不同控制方法相比较定静压的节能率,我们仍将总风量的相对值作为横坐标,以:

$(\text{风机静压} - \text{定静压法控制时的风机静压}) \times 100 / \text{定静压法控制时的风机静压}$
作为纵坐标,绘制出不同控制方法下风机静压可减少的百分比,如图 5.31。

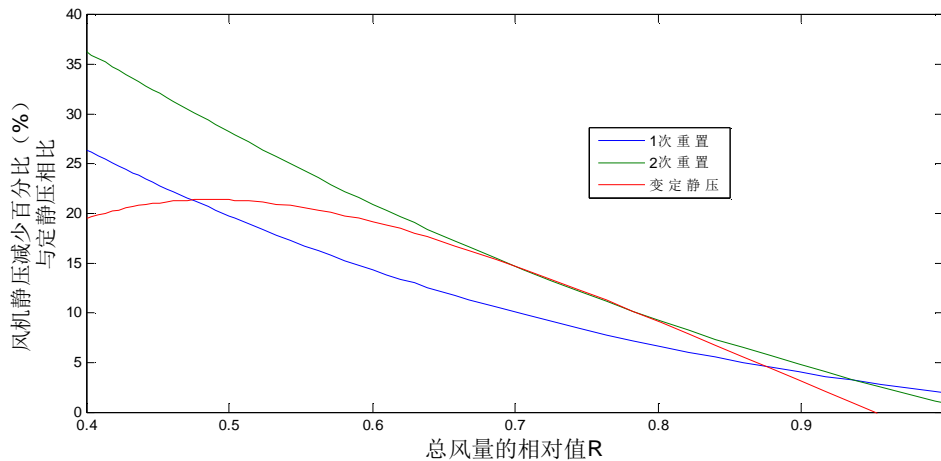


图 5.31 拟合结果比较 2

通过图 5.31,我们可以得到以下结论

- (1) 1次重置法、2次重置法、变定静压法均与定静压法相比,均是 R 值越小,风机静压可以降的越低。
- (2) 2次重置法的节能效果最为明显。变定静压法由于采用的是各个阀门的反馈信号,以保证没有阀门处于‘饥饿’状态为前提,在系统低风量运行时,安全性最好。
- (3) 1次重置法与2次重置法的差距亦随着系统风量的降低而拉大。
- (4) 变定静压法以最小阻力法为核心,理论上其风机静压应该最低。但由于在

控制系统运行时受到静压重设步长和时间间隔的限制, 设定值不能很快达到最佳值, 其风系统的阻力曲线也并非一直最低。尽管通过拟合也可以得到反映其风机静压-风量之间关系的曲线, 但这一曲线的普适性不强。例如从图 5.13 中的静压设定值比较我们可以看出 250 分钟至 300 分钟的时间内, 风量基本不变(重置法设定值基本不变), 而变定静压法的设定值却由高到低经历了一个阶梯状下降的过程, 对应图 5.14 中同样的时间段, 风机的静压也有一个同样趋势的变化。

2 静压点在上游

对静压点在下游得到的仿真数据同样采用多项式(式 5.3)进行拟合, 对于 1 次重置法拟合 2 取 C_1 为 170Pa, 对于 2 次重置法拟合 2 取 C_1 为 300Pa。

1 次重置拟合结果(拟合结果与原数据的图表见附录 2):

$$\text{拟合结果 1: } p_{fan,stat} = 144.2 + 101R + 1392R^2 \quad (5.12)$$

$$\text{拟合结果 2: } p_{fan,stat} = 170 + 8.415R + 1474R^2 \quad (5.13)$$

2 次重置拟合结果:

$$\text{拟合结果 1: } p_{fan,stat} = 490.2 - 1015R + 1984R^2 \quad (5.14)$$

$$\text{拟合结果 2: } p_{fan,stat} = 300 - 347R + 1403R^2 \quad (5.15)$$

表 5.8 拟合结果比较(静压设定点在上游)

拟合结果 评价指标	静压重置法(1 次)		静压重置法(2 次)	
	拟合结果 1	拟合结果 2	拟合结果 1	拟合结果 2
R-square	0.9939	0.9938	0.9992	0.9981
SSE	2.28E+04	2.30E+04	1.69E+03	3.82E+03
RMSE	6.62	6.637	1.789	2.684

将 1 次重置和 2 次重置法的拟合结果 2 与设定点在下游时的定静压法的拟合结果 2 以及与定静压法(设定点在下游)进行比较(图 5.32, 图 5.33)。

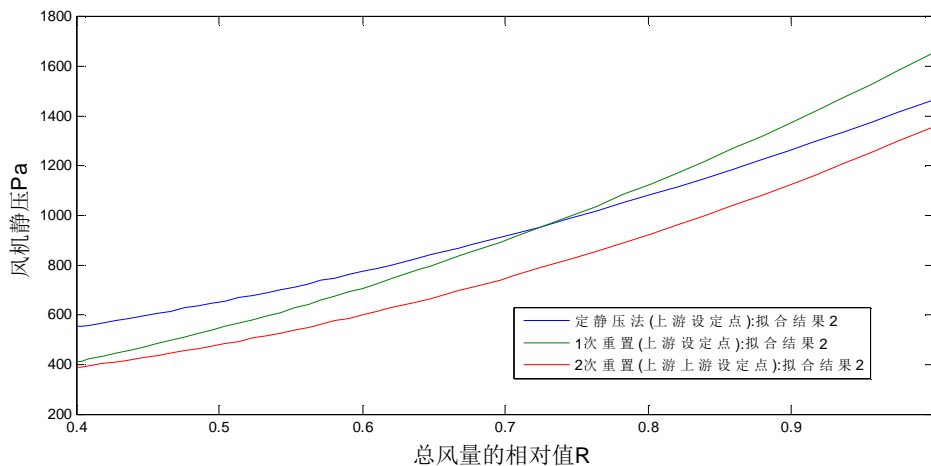


图 5.32 拟合结果比较 3

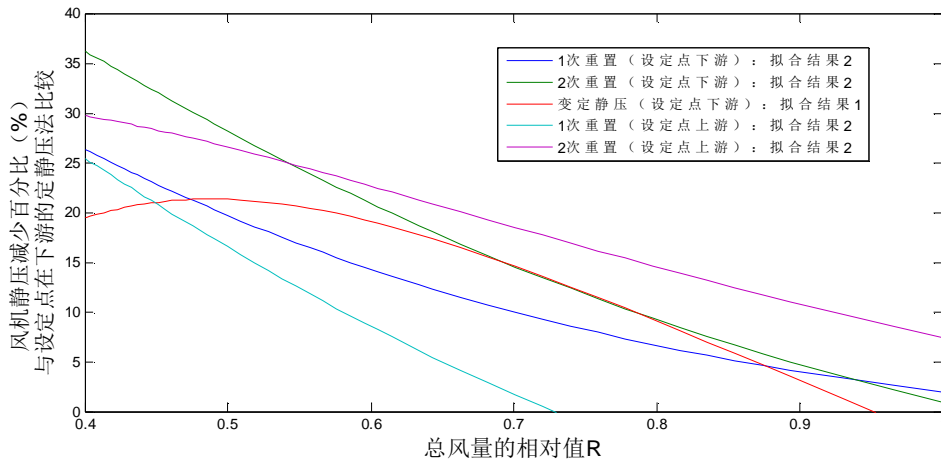


图 5.33 拟合结果比较 4

从图 5.32 的我们可以得到以下结论：

(1) 5 种不同的控制策略下，两种 1 次重置法的节能效果最差。当风量大于 75% 时设定点在上游的 1 次重置法风机静压甚至比设定点在下游的定静压法还要高。究其原因，1 次重置法依据总风量的相对值 R 线性变化，风管阻力却依据总的相对风量值 R 以 2 次函数的形式变化。系统在部分负荷下运行时，静压设定值变化的速率低于风管阻力的变化。当设定点在上游时，通过前文的分析可知设定值对风机静压的影响要远大于风管自身阻力的影响，这就导致了设定点在上游的 1 次重置法节能效果更加不理想。

(2) 对于 2 次重置法，静压设定值变化的规律与风管阻力的变化规律一致，节能效果较明显。当设定点在上游时，当部分负荷率较大（也即总风量的相对值 R ）较大时，也能取得不错的百分比；而当部分负荷率较小时，风机静压曲线也趋于平缓（如图 5.33），这是我们所希望看到的结果，风机部分负荷率较小时正是各个末端风量不均匀性较大的时候，而此时风机能耗已经很小，保证没有末端入口静压不足使系统稳定运行比取得更小的风机静压更加重要更具有实际意义。

5.5 静压设定值重置法节能量估算

5.5.1 风机能耗的估算方法

在同样的负荷下，当送风温度一定，送风量也是一样的，对于不同的风机控制方法，能耗的差别主要体现在风机上。

变风量空调系统中风机所带来的能耗，主要有 2 部分组成：（1）电机消耗的能耗，用来带动风机输送风量，提升压头，（2）风机的机械损失以及风机电机发热带给空调系统的额外能耗。这部分的增加量，主要与风机位置，以及电机位置有关。

由于本文的目的主要是对于不同的静压控制方法进行分析，在这里不考虑风机/电机在空气输送系统中的位置，只分析带动风机的电机本身的能耗。

风机能耗是输入功率对运行时间的积分，风机的电机功率采用（5.16）式计算：

$$N = \frac{p'_{fan,tot} \cdot Q'}{h_{mech} \cdot h_{motor}} = \frac{p'_{fan,tot} \cdot Q'}{h'_{tot}} \quad (5.16)$$

$$p'_{fan,tot} = p'_{fan,stat} + \frac{ru^2}{2} \quad (5.17)$$

N --- 风机电机功率，W
 h_{mech} --- 风机的机械效率，
 h_{motor} --- 电动机的效率，
 h_{fan} --- 风机的总效率。

对于不同的静压控制方法，风机压头与风机风量之间有不同的关系，而同时风机的效率又是一个与风机工作点相关的变量，这些都给风机能耗的计算带来了困难。

常见的商业能耗分析方法一般采用近似的部分负荷曲线来计算[23]，这种方法不考虑在非设计工况下风机压头的变化，用风机风量的相对值来代替部分负荷率。

$$PIR = \frac{N'}{N^0} = f_{plr}(PLR) = f_{plr}\left(\frac{Q'}{Q^0}\right) \quad (5.18)$$

其中

PIR --- 部分电机功率比，
 PLR --- 部分负荷率，
 N^0 --- 设计负荷下电机功率，
 N' --- 部分负荷下电机功率，
 f_{plr} --- 回归函数，通常为多项式。

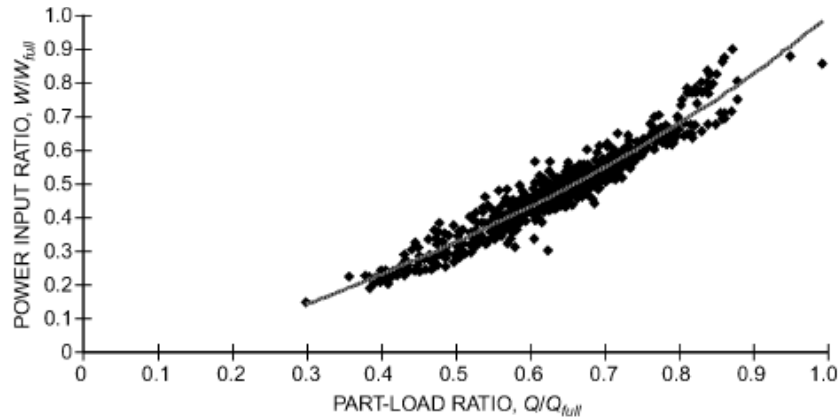


图 5.34 通过测试数据得到的风机部分负荷曲线（ASHRAERP-823）

图 5.34 是 Brandemuehl 和 Brandford 通过监测风机运行数据获得的曲线。这些数据来自 10 个双风机空调箱，风机均采用定静压法变速调节。

文献[7]中 PERFORMANCE RATING METHOD 中提到了对于变风量空调计算基准模型风机能耗的曲线：

$$PIR = 0.0013 + 0.1470 \times PLR + 0.9506 \times (PLR)^2 - 0.0998(PLR)^3 \quad (5.19)$$

这一曲线是在图 5.34 测试数据的基础上得到的，如图 5.35 所示。

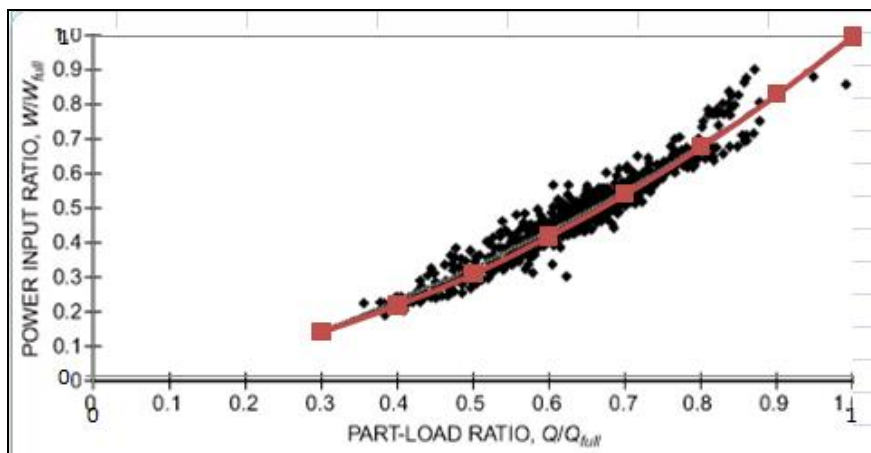


图 5.35 式 (5.19) 曲线与定静压法控制测试结果的比较

5.5.2 有关风机效率的讨论

通过上一小节中对风机静压-风量曲线的讨论，我们能够得到静压重置法相比定静压法可以降低的风机输出静压功率，但是这一部分的节省量还需除以 $h_{mech} \cdot h_{motor}$ 才是电机能耗的节省量。

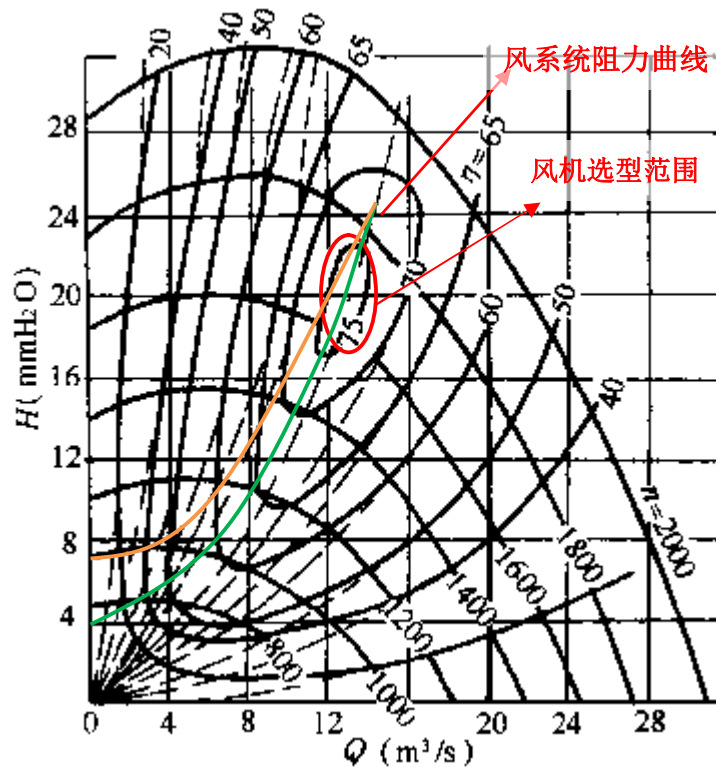


图 5.36 风机的通用性能曲线

图 5.36 是风机的通用性能曲线[20]，在风机的实际运行中风机效率用一簇下凹的曲线表示，其中最高效率所包括的范围也是风机的选型范围。选型时的风系统阻力曲线应通过最大效率范围的工作点。根据前文的分析，可知当采用重置法时阻力曲线的变化不大，而采用定静压法阻力曲线则会上扬。在风量一定的情况下，对应图 5.36 中的 2 条风系统阻力曲线，发现同样的风量下定静压控制与变静压控制风机效率的变化不大，因此在这里忽略同样风量下风机工作点变化带来的效率的变化，通过修正式 5.19 来计算定静压法和静压设定点重置法风机的能耗。

5.5.3 办公标准层风机能耗（定静压法/静压重置法）

仍然采用仿真实验中的办公标准层作为对象，对于设定点在上游的 2 次重置法，结合图 5.33，可以绘出其风机输出静压功率和风机输出总功率相比定静压法减少的函数：

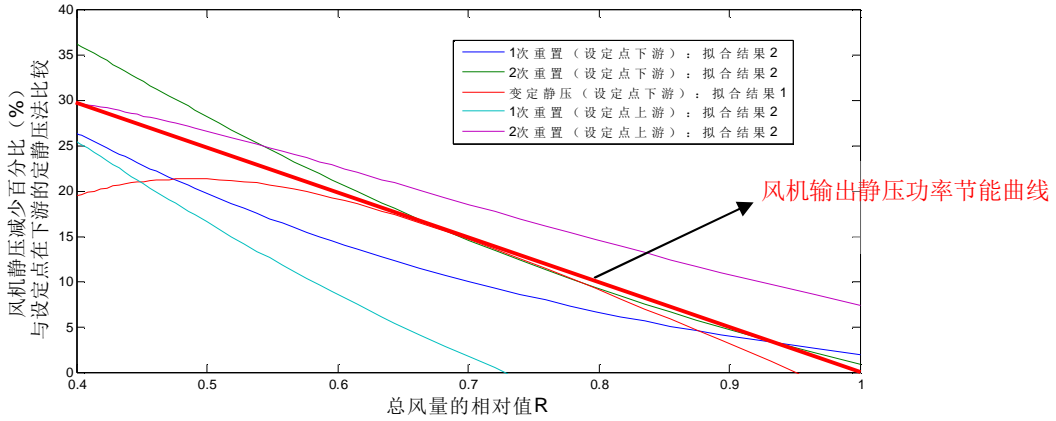


图 5.37 风机静压输出功率节能曲线

图 5.37 中的曲线写成总风量的相对值 R 的函数形式如下：

$$f_{saving,stat} = 30\% - 0.5 \times (R - 0.4) \quad (5.20)$$

其中： $f_{saving,stat}$ --- 风机输出静压功率可节省的百分比（100%）

参考仿真计算的结果，设计工况下风机出口风速 11m/s，则风机实际运行时，出风机的动压头（单位 Pa）为

$$\frac{1}{2} \times r \times (11)^2 \times R^2 \approx 73R^2 \quad (5.21)$$

则有：

$$N_{e, fixed} = (350 + 86.03R + 1027R^2 + 73R^2)Q' \quad (5.22)$$

$$N_{e, reset} = (350 + 86.03R + 1027R^2)(1 - f_{saving,stat})Q' + 73R^2Q' \quad (5.23)$$

$N_{e, fixed}$ --- 定静压法风机的输出功率

$N_{e, reset}$ ---- 重置法风机的输出功率

$$\text{则定义 } f = \frac{N_{e, reset}}{N_{e, fixed}} \quad (5.24)$$

$$f = 1 - f_{saving,stat} \times \frac{M}{M + 73R^2} \quad (5.25)$$

M --- 即定静压法风机压头的函数

$$M = 350 + 86.03R + 1027R^2 \quad (5.26)$$

如忽略风机效率的变化，则重置法计算风机输入功率的公式可以写成

$$PIR_{reset} = [0.0013 + 0.1470 \times PLR + 0.9506 \times (PLR)^2 - 0.0998(PLR)^3] \times f \quad (5.27)$$

在能耗模拟软件中分别输入 ASHRAE 规定的 PIR 曲线，和新的 PIR_{reset} 曲线（图

5.38), 并用这 2 条曲线计算定静压法和静压重置法的风机能耗。

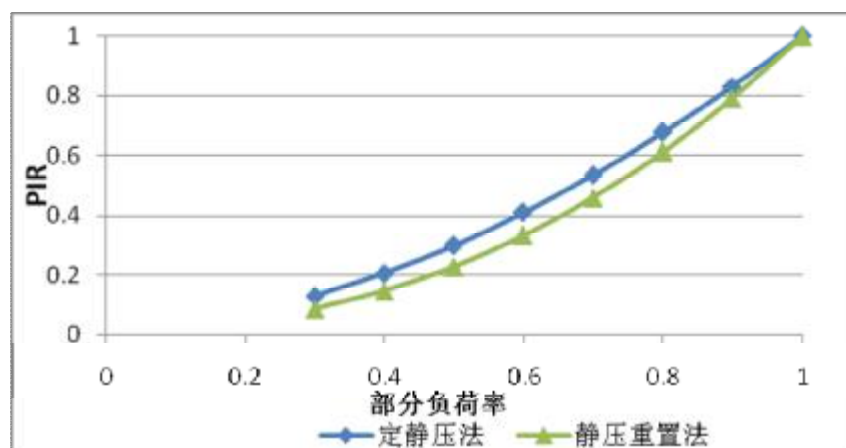


图 5.38 定静压/静压重置法 PIR 曲线

计算后得到风机全年的运行能耗：定静压法为 16557kWh，重置法为 13449kWh；对于这一常见办公标准层，采用了重置法全年大概可以节省风机能耗 18.8%。

第6章 总结与展望

本文主要针对变风量空调系统中风机的控制方法进行了研究,首先进行了理论分析,将理论分析的成果用于实验以及仿真,通过实验与仿真进行验证并对这新的风机控制方法进行完善。实验与仿真部分的总结如下:

1. 实验部分:利用可编程控制器设计了实验室变风量空调的控制系统:包括室内温度控制、送风温度控制、送/回风机控制、新风/排风/回风阀控制;整定了各个控制器参数,通过调试后已成功运行,并可用来比较不同的风机控制方法(定静压法、静压设定值重置法)。
2. 仿真部分:在 Matlab/Simulink 环境下建立了空调系统仿真模块库,搭建了可用于研究变风量空调控制系统的仿真平台,进行了多组比较风机控制方法的仿真实验。

得到了以下的结论:

1. 提出了一种新的变风量空调风机的控制方法---基于实测风量/风速的静压设定值重置法。建立了用于重置法的静压重置函数(1次和2次),指出其具体的形式以及相应参数的取值方法,并得到了系统稳定性要求对重置函数中参数的限制。
2. 对于不同系统形式可能出现的多种情况:末端风量变化不均匀、不同末端型式、不同静压设定点位置等,分析了它们对重置法的影响,指出了如何根据不同的情况来调整重置法以适应不同的系统形式:(1)针对末端风量的不均匀性,提出用提高重置下限来代替安全系数,可以简化控制程序;(2)针对压力相关型末端提出通过设置重置时间间隔的方法,来改善室内温度的控制效果;(3)指出静压设定点在前的重置法,与静压点在后相比,确定重置下限较为困难,但风机的运行稳定性好。
3. 分析了采用重置法对风机能耗的影响。根据不同的空调系统形式合理设置重置上下限,重置法的节能效果接近甚至会超过变定静压法,而其控制系统设计简单、调试容易、初投资也将远低于变定静压及总风量法,具有广阔的应用前景和节能潜力。

本论文进一步的工作与展望:

1. 静压设定值重置法在实验和仿真平台上已可成功应用,希望能够在实际的新建或改造工程中使用,积累这一新的控制方法的设计和调试经验,为其进一步的推广应用做准备;

2. 在实验室变风量空调系统的基础上主要进行了风机控制方法的实验，而实际的对于变风量系统，送风量的改变对送风温度的控制、室内空气品质的控制都有影响，在这一实验室变风量空调的基础上能够进行更多的 VAV 系统相关的实验：如新风量控制、送风温度重置等；
3. 已建立的 VAV 系统仿真平台，目前还只局限于送风系统侧，可以在此基础上进行拓展，可以增加房间湿度模块，并将表冷器、冷机、水系统等包括进行，形成一个较全面的空调系统的仿真平台。

致谢

时光荏苒，岁月如梭。转眼间，已是来到上海来到同济的第7个春天。看到之前的努力和辛苦，各个阶段的成果凝聚为这薄薄的一本，不禁感慨良多。

感谢我的导师潘毅群教授，从最初选题的灵感到论文最终的成稿，无不给予了我极大的帮助。不论是硕士论文相关的内容，还是平时的课题科研和工程，我都从您的身上学到了很多很多，这些宝贵的财富相信我能一生受用。

感谢中德工程学院的黄治钟老师，您丰富的知识、跳跃的思维，不仅拓展了我的眼界也帮助我解决了很多论文中遇到的问题，也让我最初面临实验时的手忙脚乱，到最后可以游刃有余。

感谢我的师兄左明明，尽管你已经离开学校开始工作，还是在百忙之中抽出时间，帮助我理清了仿真部分的思路，让我的论文可以顺利进行。感谢我的师姐李玉明，陪伴我度过了很多欢笑的日子，回想到我们一起刚接触软件的日子，居然可以把枯燥的学习过程变得欢快而充满乐趣。感谢我的师弟黄森同学，谢谢你认真地看了我的论文，并指出我的不足，督促我改进了很多自己无法发现的问题。还有我亲爱的室友李斯玮，从沪西到四平路再到嘉定，这是我们的缘分更是永远无法泯灭的情感，祝你在大洋彼岸的求学生活一切都好，以及我的小姐妹青青同学，尽管你比较小，却总有姐姐一样的情怀去关心别人，愿你在未来的工作中干劲十足，在未来的生活中快快乐乐。当然还有很多很多来不及列举的可爱的同学、朋友、师弟师妹们，是你们让嘉定本来略显单调的生活变得丰富而多彩。

感谢我亲爱的爸爸妈妈。父母在，子不远游。女儿每次回家都带着万分的愧疚和感激，没有你们的悉心照料，也就没有我的成长。谢谢你们，这个夏天，可以带你们世博游。

料峭春寒，外面温柔的阳光下是细细的飘雪。回望自己从懵懵懂懂踏入校门，到现在即将毕业，离开美丽的同济院，也经历风雨，也看过彩虹。从沪西到四平路再到嘉定，我像每个深爱着母校的同济学子一样，在最后这弥足珍贵的学生生涯中，也深深地鞠躬，对母校说一声感谢。

2010年3月

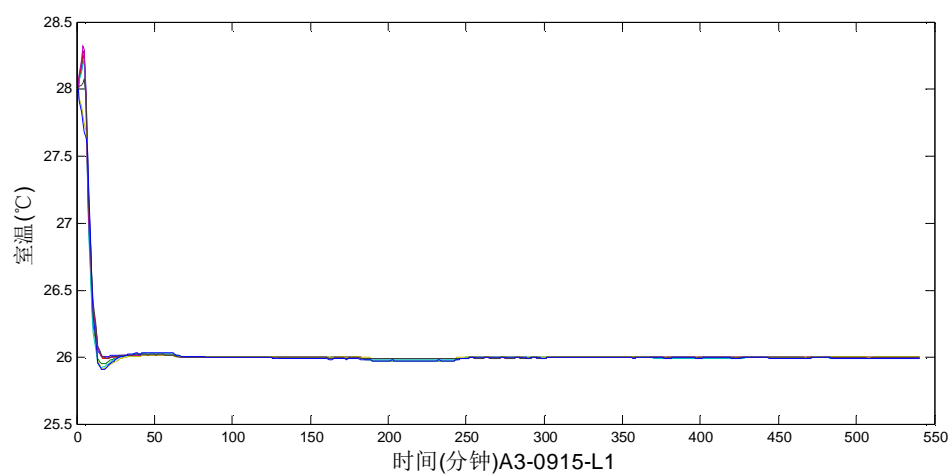
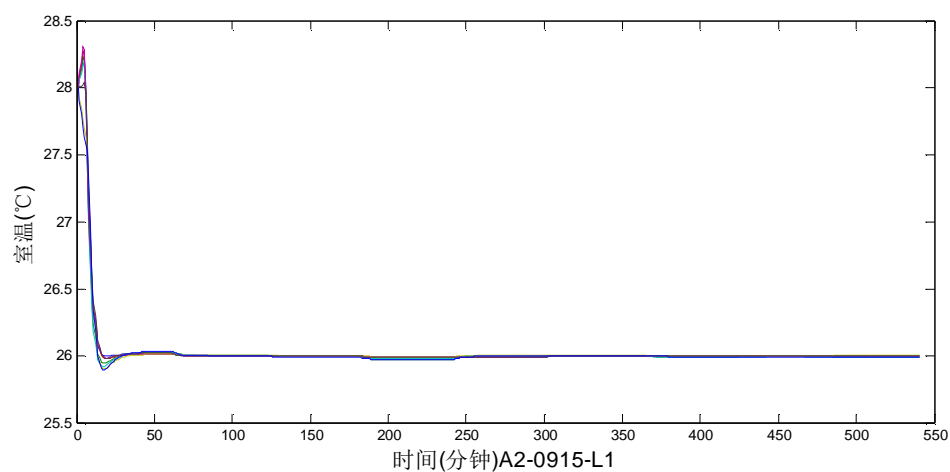
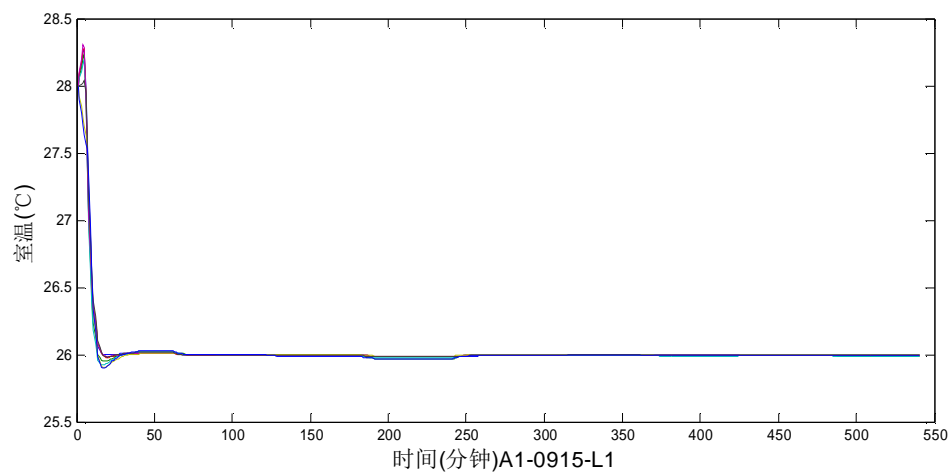
参考文献

- [1] D.M. Lorenzetti, L. K. Norford, Pressure Setpoint Control of adjustable speed fans Transactions of ASME 1994.Vol.116:158~163
- [2] S. T. Taylor, Increasing Efficiency with VAV System Static Pressure Setpoint Reset ASHRAE Journal 2007 June: 24~32
- [3] 陈向阳. 变风量空调系统的自动控制. 暖通空调, 1997, Vol.27 (3): 34~39
- [4] 戴斌文, 狄洪发. 江亿.变风量空调系统风机总风量控制方法. 暖通空调, 1999, Vol.29 (3) :1~5
- [5] www.energy.ca.gov/research
- [6] G. Liu, M Liu, Supply Fan control Methods for VAV systems Using a Fan Airflow Station, ASHRAE Transaction, 2008(114 part2):451-457
- [7] ANSI/ASHRAE Standard 90.1-2007, Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Resident Buildings.
- [8] 叶大法, 杨国荣编著. 变风量空调系统设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007
- [9] 蔡敬琅编著. 变风量空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997
- [10] 廖常初主编. PLC 编程及应用. 北京: 机械工业出版社, 2008
- [11] AUTOMATIONWORX 快速入门 www.download.phoenixcontact.com
- [12] 李国勇编著. 过程控制系统. 北京: 电子工业出版社, 2009
- [13] 薛定宇, 陈阳泉编著. 基于 MATLAB/Simulink 的系统仿真技术与应用. 北京: 清华大学出版社, 2002.4
- [14] 王剑明, 张虹, 王建伟. 变风量空调系统表冷器设计及控制仿真. 暖通空调, 2009, Vol.39 (2): 142-144
- [15] 王翠华, 戴玉龙, 蔡培力. 基于 Matlab/Simulink 环境下空调房间仿真模型的建立. 大连水产学院学报, 2005, Vol.20 (2): 128-131
- [16] 曹国庆, 涂光备, 安大伟, 娄承芝. 基于 MATLAB 的空调系统专家 PID 控制的建模与仿真. 暖通空调, 2005, Vol.35 (11): 111-114
- [17] 申昭辉, 王汉青. Matlab/Simulink 在空调系统中的应用. 南华大学学报 (理工版), 2003, Vol.17 (1): 16-20
- [18] 张子慧主编. 热工测量与自动控制. 北京: 中国建筑工业出版社, 1996
- [19] H Tan, A Dexter. Estimating airflow rates in air-handing units from actuator control signals Building and Environment, 2006, Vol.41:1291-1298
- [20] 蔡增基, 龙天渝主编. 流体力学泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 2003
- [21] F. Engdahl, A. Svensson. Pressure controlled variable air volume system, Energy and Buildings. 2006, Vol.35:1161-1172
- [22] 陆耀庆编著. 供热空调设计实用手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.12
- [23] ASHRAE. 2005. ASHRAE Handbook-Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Inc.
- [24] Matlab/Simulink 5-Simulink Reference. The MathWorks, Inc. www.mathworks.com
- [25] 朱伟峰, 江亿. 使用压力有关型变风量末端装置的分析. 制冷与空调, 2002, Vol.2 (2): 19-22

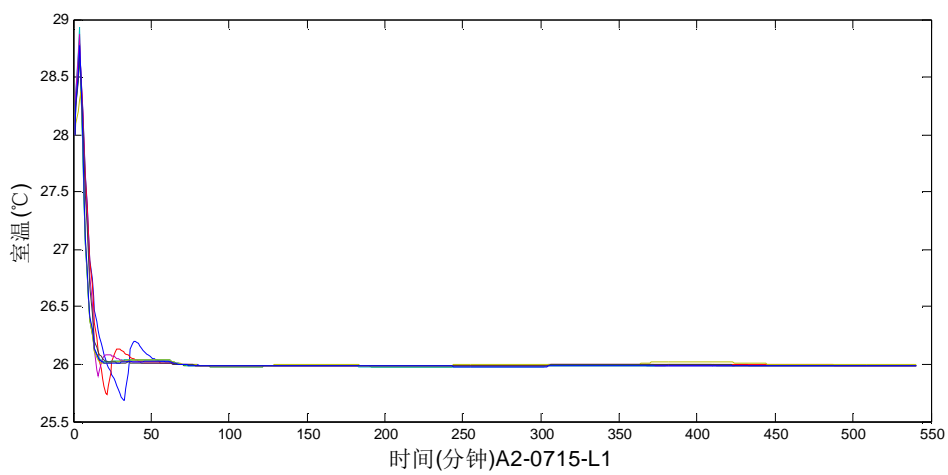
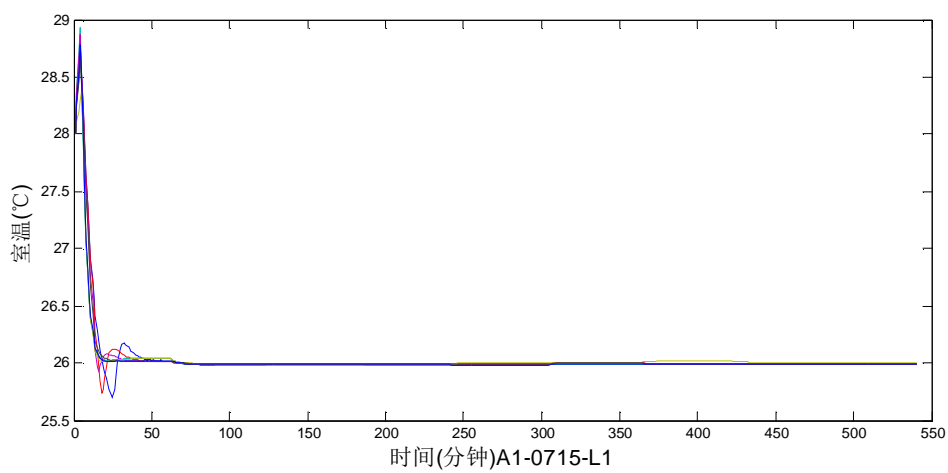
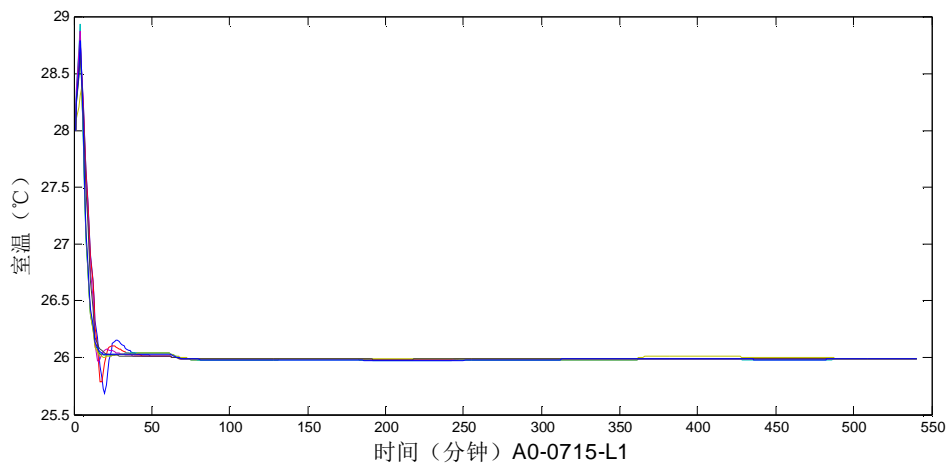
- [26] 张弢, 张峻岭. 变风量空调系统的数学模型. 制冷与空调, 2008, Vol.22 (2): 29-33

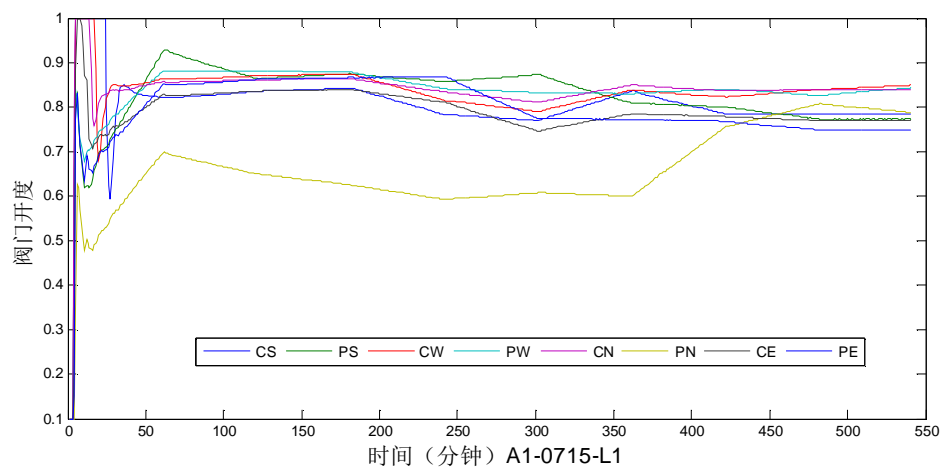
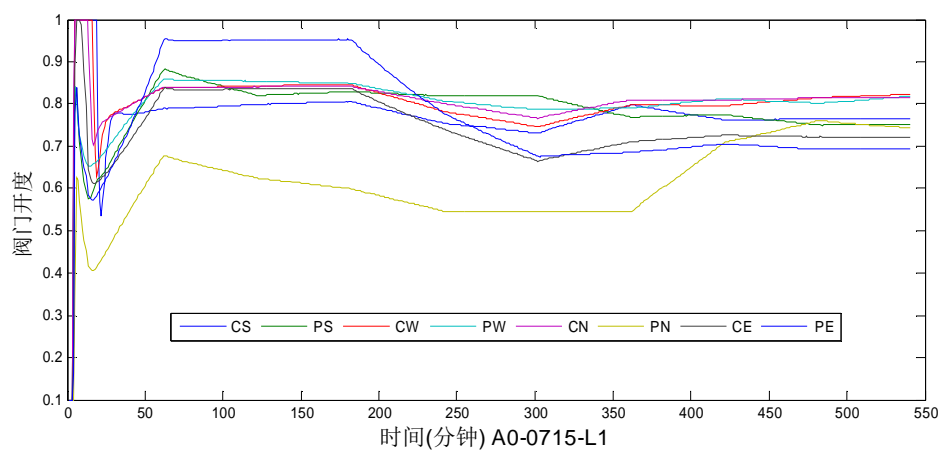
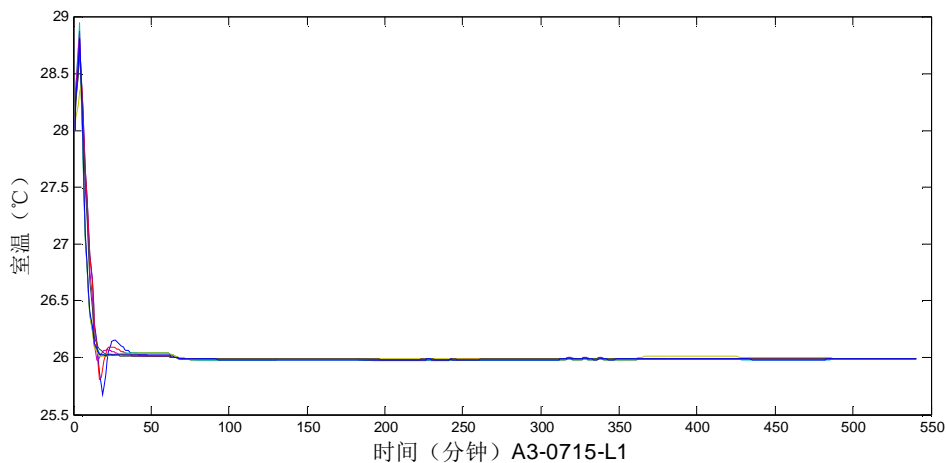
附录 1

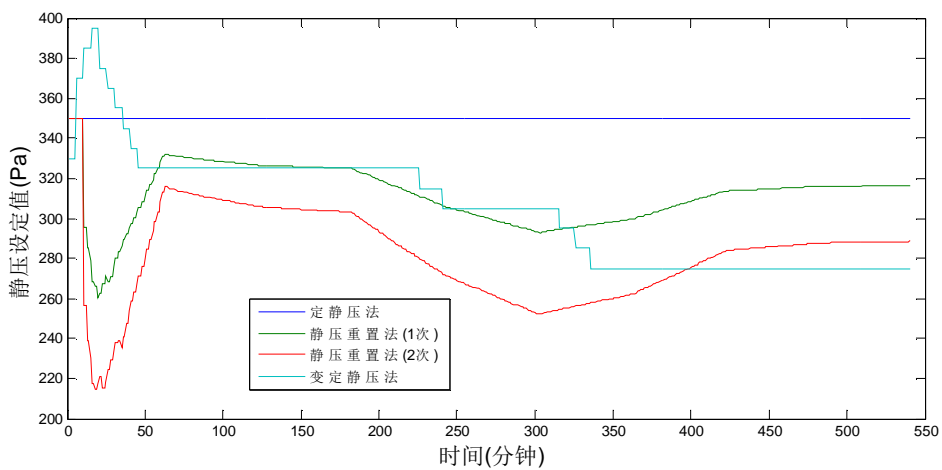
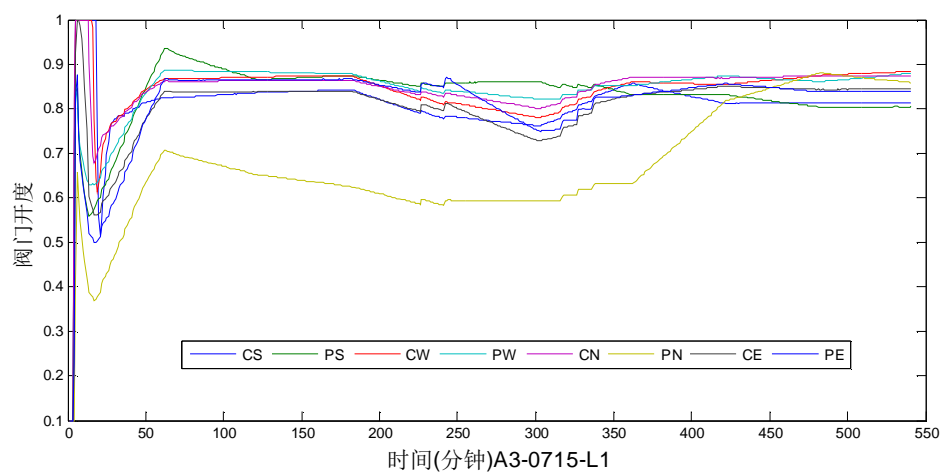
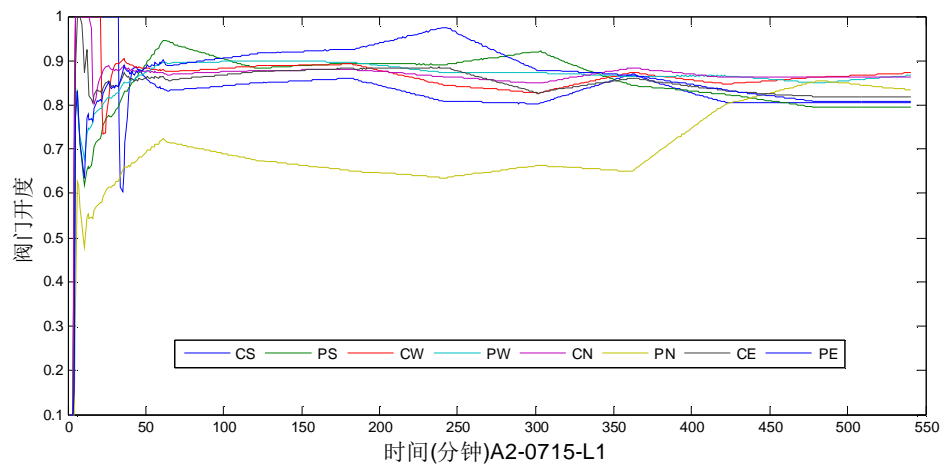
9月15日典型日 不同风机控制方法下室内温度的控制效果(静压设定点在下游)



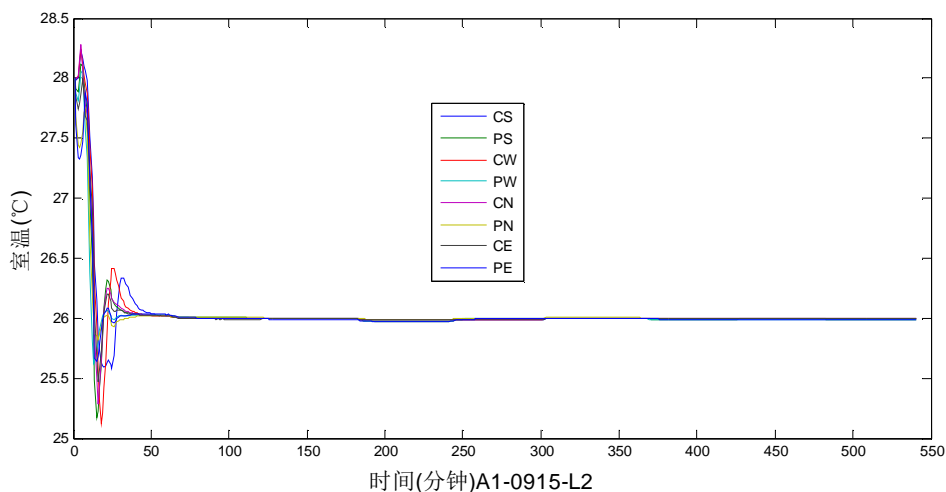
7月15日典型日 不同风机控制方法下室内温度的控制效果(静压设定点在下游)



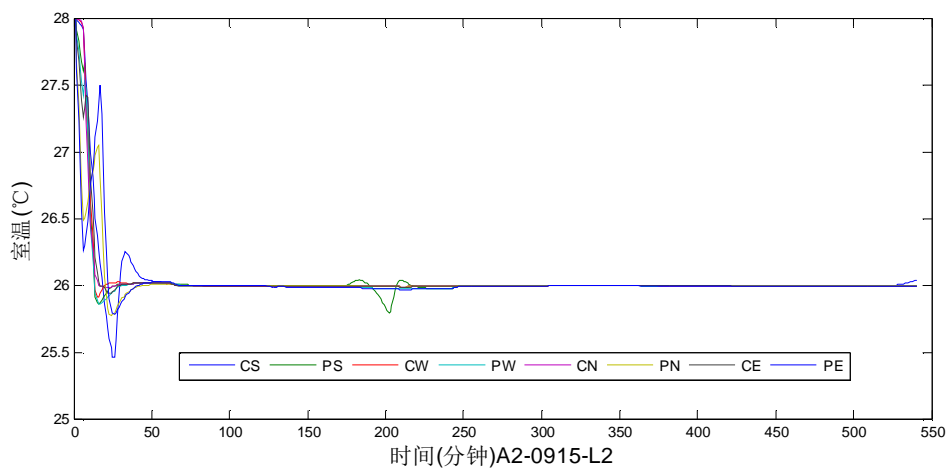




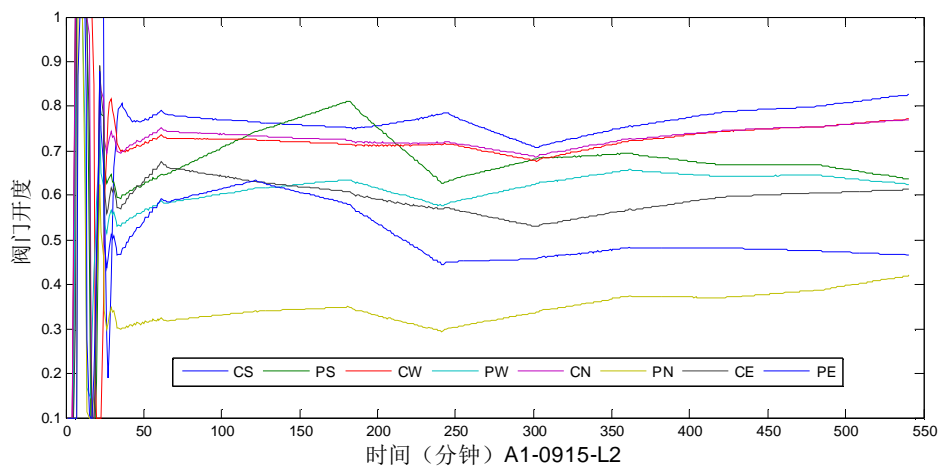
7月15日典型日工况-静压设定值比较-设定点下游



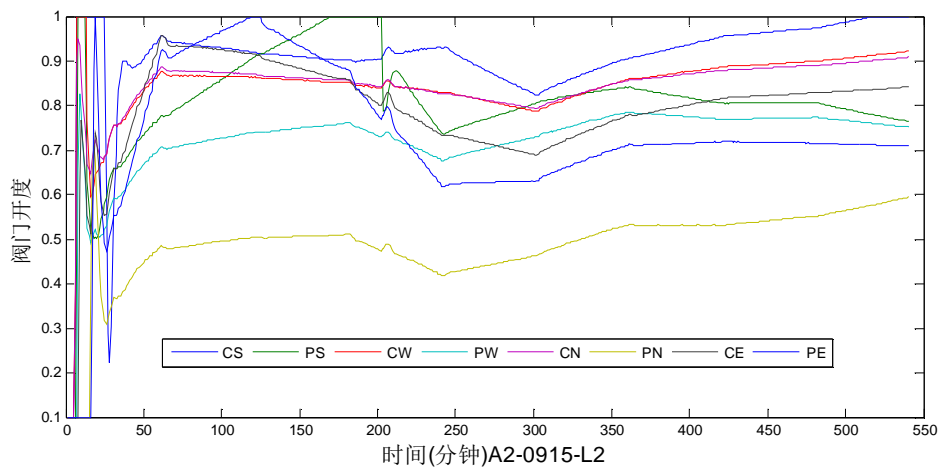
房间温度 (9月15日负荷工况1次重置-静压点在上游)



房间温度 (9月15日负荷工况2次重置-静压点在上游)



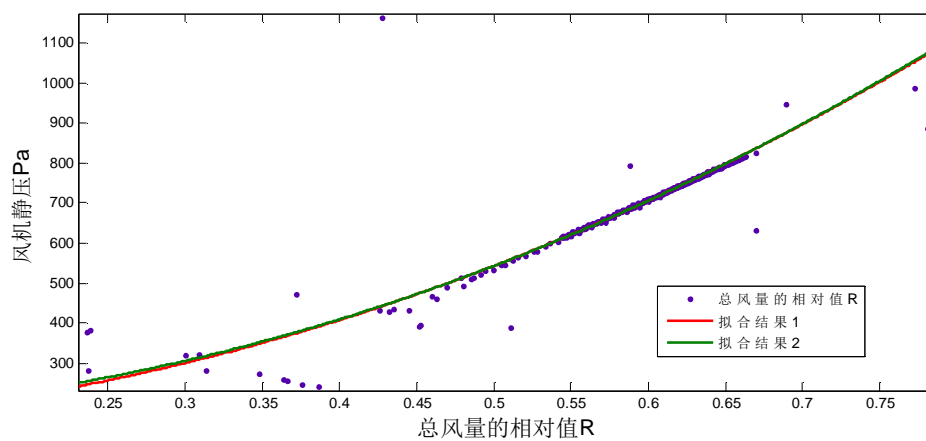
末端阀门开度 (9月15日负荷工况1次重置-静压点在上游)



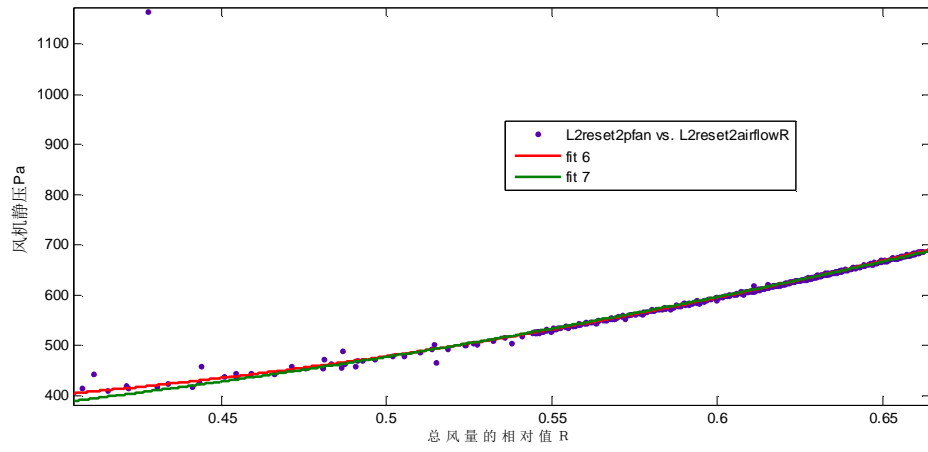
末端阀门开度（9月15日负荷工况2次重置-静压点在上游）

附录 2

静压点在前的拟合结果



1次重置法风机静压-风量曲线拟合结果（上游静压设定点）



2 次重置法风机静压-风量曲线拟合结果（上游静压设定点）

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

张洁, 女, 1984年12月生。

2007年6月毕业于同济大学建筑环境与设备工程专业 获学士学位。

2007年9月至今同济大学读硕士研究生。

已发表论文:

[1] Jie Zhang, Zhizhong Huang, Yiqun Pan, a lab AHU Control System, Remote Engineering & Virtual Instrumentation 2008

待发表论文:

[1] 张洁, 潘毅群, 黄治钟. 变风量空调系统静压设定值重置方法研究. 建筑热能通风空调(已录用)