

文章编号:1003-0344(2010)05-020-6

## 变风量空调系统不同控制策略下的能耗分析

林兴斌<sup>1</sup> 潘毅群<sup>2</sup> 黄治钟<sup>2</sup>

1 同济大学机械工程学院

2 同济大学中德工程学院

**摘要:**变风量(VAV)空调系统因其优良的节能性和舒适性,获得了越来越广泛的应用。由于VAV系统的特性,需要复杂的自动控制系统来维持系统的正常运行,而不同的控制策略对建筑能耗以及舒适性的作用存在较大差异。本文分析了VAV系统中对能耗影响较大的常用控制系统:房间送风控制、空调箱送风控制、送风温度控制、制热(制冷)设备的控制、水泵控制,并分别选择各控制系统的基本策略和优化策略,利用TRNSYS仿真六个控制策略组合模型,分析各种控制策略对空调系统能耗的影响。结果显示,房间送风控制、水泵控制策略对能耗影响较为明显,而送风温度控制、冷冻水供水温度重置对能耗影响较小。

**关键词:**变风量空调系统 控制策略 能耗分析

### Analyses of the Energy Performance of VAV System with Different Control Strategies

LIN Xing-bin<sup>1</sup>, PAN Yi-qun<sup>2</sup>, HUANG Zhi-zhong<sup>2</sup>

1 College of Mechanical Engineering, Tongji University

2 Sino-Germany College of Applied Sciences, Tongji University

**Abstract:** VAV system has been applied broadly due to the eminent energy-saving and thermal comfort characteristic. Sophisticated control systems are required to support their operation. Different control strategies make different effects to the building energy performance. This paper analyzes several common VAV control systems, including air flow control at the room level, air flow control at the AHU level, supply air temperature control, generator control, control of distribution pumps, and defines baseline control strategy and improved control strategy for each system. Simulation environment was established with TRNSYS for six different control strategy combinations, so as to evaluate the energy performance of these control strategies. The result shows that air flow control at the room level and control of distribution pumps make great effect to energy consumption of HVAC system, while the supply air temperature control and chilled water temperature resetting have relatively smaller effect.

**Keywords:** VAV system, control strategy, energy performance analysis

## 0 引言

变风量空调(VAV)系统通过末端设备改变送风量的方法,适应不同的室内负荷来维持室温恒定。VAV的诸多优点使其取得了越来越广泛的应用。自动控制系统是VAV系统的关键部分且相对复杂,控制

系统的设计和管理对能耗和室内环境的影响非常大。因此,VAV系统的正常运行很大程度上取决于其控制系统的正常工作。

VAV控制系统对空调系统能耗的影响很大,目前有很多学者致力于这一方面的研究<sup>[1-3]</sup>,但是目前这些研究只是针对单个控制系统的理论研究,通过建立设

收稿日期:2010-1-10

作者简介:林兴斌(1984~),男,硕士研究生;上海市曹安公路4800号培训楼217室(201804);021-69583119; E-mail: linxingbin@hotmail.com

备的数学模型来研究不同策略的性能,侧重于研究静态系统热力和能量特性。而控制系统对空调能耗的影响是动态的。

评价空调系统的控制策略的动态性能,采用在实际系统上进行试验的方法代价高,且研究对象不易更换<sup>[4]</sup>。而采用计算机仿真的方法简便快捷。也有学者从事这方面的研究<sup>[5-6]</sup>。本文选用 TRNSYS 对以下 VAV 控制系统进行仿真:房间送风控制、空调箱送风控制、送风温度控制、制热(制冷)设备的控制、水泵控制<sup>[7]</sup>。

VAV 系统的房间送风控制首先以满足室内热环境为基本条件,同时满足最低新风量要求,常用的控制方式是:末端按室内参数来调节风量,以保证室内维持在一定的热舒适范围;VAV 的空调箱的风机控制方式有很多种:定静压控制法、变静压控制法、风机总风量控制法<sup>[8]</sup>。各种控制方法都有其各自的特点,要从节能和舒适度的角度综合考虑;AHU 送风温度控制方式有:送风温度恒定和送风温度重置。送风温度重置是通过提高 AHU 送风温度设定值减少再热,同时满足负荷要求;并可以提高冷机效率以及减少冷机开启小时数,但重置同时会增加风机功耗。空调总能耗取决于耗能设备效率<sup>[9-10]</sup>以及室内负荷、房间设定温度、围护结构的参数<sup>[11]</sup>;制热、制冷设备供水温度控制有:恒温控制以及根据室外温度重置的变温控制。冷机供水温度根据室外温度重置可以提高制冷机的制冷效率。但提高冷机供水温度将会增加水泵的功耗,因此需要在制冷剂功耗和水泵功耗间进行优化;常用的水泵控制策略有启停控制以及恒压头变频控制。

## 1 建筑模型简述

虚拟建筑的平面图如图 1 所示,为 3 层办公建筑,单层面积为 1000m<sup>2</sup>,单层空调面积为 900 m<sup>2</sup>,每层包括 8 个空调区(内外区各 4 个)和 1 个非空调区,建筑各朝向的窗墙比均为 0.4,底层层高为 6m,二、三层层高为 4m。空调区的设备、灯光、人员负荷以及围护结构的参数参照《公共建筑节能设计标准》<sup>[12]</sup>中办公建筑的规定值选取(如表 1 所示)。

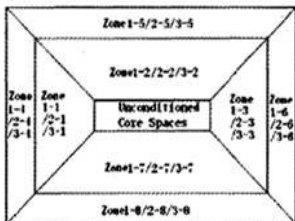


图 1 建筑平面示意图

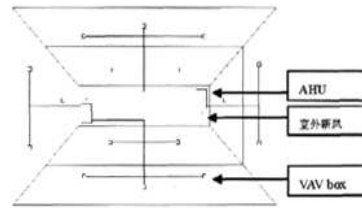


图 2 空气系统布置图

表 1 室内负荷和运行时间表

人员密度 (m <sup>2</sup> /p)	灯光负荷 (W/m <sup>2</sup> )	设备负荷 (W/m <sup>2</sup> )	室外新风(固定新风比)	运行时间表
4	13	20	0.3	8:00-18:00

## 2 空调系统简述

空气系统采用 VAV 系统,每层含有 2 个 AHU,分别位于核心区的东北角和西南角,东北角的 AHU 服务北向和东向的内外区,西南角的 AHU 服务南向和西向的内外区,AHU 的启停时间为 8:00 至 18:00。新风量采用固定新风比,取值为 0.3,新风与回风混合后送入 AHU。内区全年供冷,冷风由 AHU 直接送入内区,外区末端含有再热盘管,当满足再热条件时,再热 AHU 的出风后送入外区。

水系统的热水系统采用一次泵变流量系统,包含 3 台容量相等的锅炉,水泵启停与锅炉一一对应;冷冻水系统采用二次泵系统,一次泵与二次泵直接连接,并采用旁通管平衡流量。冷冻水系统包括 3 台定频一次泵、3 台变频二次泵和 3 台冷机;冷却水系统为 3 台冷却塔,冷却泵为定频泵,启停与相应冷机联动。冷冻水系统的布置如图 3 所示。

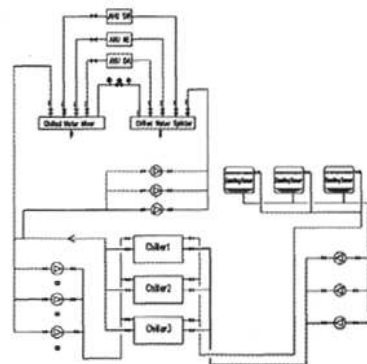


图 3 冷水系统的设备布置示意图

表2 空调系统设备数量与容量

设备	设备数量	容量/流量	水泵扬程
制冷机	2	120 kW	
锅炉	3	60 kW	
一次泵	2	18 m³/h	8 m H <sub>2</sub> O
二次泵	3	9 m³/h	8 m H <sub>2</sub> O
二次泵	3	10 m³/h	12 m H <sub>2</sub> O
冷却塔	2	8000 m³/h	
冷却塔	1	4000 m³/h	
冷却泵	2	18 m³/h	15 m H <sub>2</sub> O
冷却泵	1	9 m³/h	15 m H <sub>2</sub> O
热水泵	3	10 m³/h	15 m H <sub>2</sub> O
风机	4	18000 m³/h	400 Pa
风机	2	22000 m³/h	400 Pa

### 3 空气环路控制策略

为了评价各控制系统的在不同策略下的能耗状况,下面首先列出各控制系统两种不同的控制策略(如表3所示)。控制策略选自欧洲标准 EN15232<sup>[2]</sup>,基准策略代表着低级、基本的控制策略,优化策略代表高级、先进的控制策略。

### 4 温度、能耗结果分析

基准模型的控制策略采用基准策略,优化模型的控制策略采用优化策略,为了评价单个控制策略的效果,在基准模型的基础上作四个单个策略的改进,构成六个不同的控制策略模型。表4是六个控制策略模型的组合方式。在 TRNSYS 中分别建立控制系统模型,选取上海的气象参数,模拟步长为 0.01 小时。下面将详细分析各模型的模拟结果。

表5为空调系统在不同控制策略下全年各分项能耗分布、一次能耗总和以及与基准模型对比的一次能耗节能百分比。从表中可以看出,房间送风控制的节能效果最大,采用此控制策略后空调一次能耗总和下降了34.9%,其次是水泵变频策略,下降了7%,采用供水温度重置以及送风温度重置分别下降了4.2%和0.6%,而采用所有的改进控制策略后空调系统一次能耗下降了40.3%。

下面将具体分析各种控制策略在冬夏季的性能,由于送风温度重置只在室外干球温度低于20℃时起作用,冷冻水供水温度重置仅在室外干球温度低于

表3 各控制系统的两种控制策略

	基准策略	优化策略
房间送风控制	无控制;内区换气次数为每小时6次,外区换气次数为每小时10次;内区不再热,外区在回风温度低于18℃时再热,再热时的换气次数为每小时4次。	按需求控制;所有分区的送风量由PID控制器根据房间的回风温度来调节。内区全年供冷且不再热;外区在换气次数少于每小时4次时再热,再热时换气次数为每小时4次。
空调箱送风控制	时间启停控制;AHU的风机为定频风机,二、三层的AHU风机的额定风量为18000m³/h,底层的额定风量为22000m³/h。	定静压变流量控制;AHU风量控制采用定静压控制,静压设定值不进行重置。运行时实际功率曲线为: $P = P_{rated} \times (0.35 + 0.31F_r - 0.54F_r^2 + 0.8F_r^3)$ 其中: $P_{rated}$ : 风机额定功率; $F_r$ : 风机实际风量与额定风量的比值 设定温度根据室外温度重置; AHU的出风温度设定值根据室外温度进行重置,重置的函数关系式如下 <sup>[11]</sup> 。
送风温度控制	设定温度恒定;AHU的出风温度由PID控制器通过调节盘管水量维持在设定值18℃;	$\begin{cases} T_{out} = 18^\circ\text{C}, & \text{当 } T_{out,dec} \geq 20^\circ\text{C} \\ T_{out} = 22 - \frac{1}{5}(T_{out,dec} - 20)^\circ\text{C}, & \text{当 } 0^\circ\text{C} < T_{out,dec} < 20^\circ\text{C} \\ T_{out} = 22^\circ\text{C}, & \text{当 } T_{out,dec} < 0^\circ\text{C} \end{cases}$
制冷机、一次泵、冷却泵和冷却塔 的启停控制	启停控制:根据负荷区间确定冷机、一、二次泵、冷却塔和冷却泵的启停。	启停控制:根据负荷区间来确定冷机、一次泵、冷却塔和冷却水泵的启停。
冷冻水泵的控制	启停控制:二次泵采用三台相同参数的定频泵,启停由负荷区间确定;一次泵为定频泵。	恒压头变频控制:二次泵为变频泵,变频泵的控制方式为:若所需的水量现有水泵满足不了要求,则多开一台,此时的水量由各台水泵平均分配;而一次泵采用定频泵。 根据室外温度重置的变流量控制;制冷机供水温度根据室外干球温度重置,重置公式 <sup>[12]</sup> 如下:
制冷机和锅炉的 供水温度控制	恒温控制:制冷机的供水温度恒定为7℃,不进行重置;锅炉的供水温度恒定为66℃,也不进行重置。	$\begin{cases} T_{out} = 7^\circ\text{C}, & \text{当 } T_{out,dec} \geq 27^\circ\text{C} \\ T_{out} = \frac{6}{11}(26 - T_{out,dec}) + 13, & \text{当 } 1^\circ\text{C} < T_{out,dec} < 27^\circ\text{C} \\ T_{out} = 13^\circ\text{C}, & \text{当 } T_{out,dec} < 1^\circ\text{C} \end{cases}$ 锅炉供水温度根据室外干球温度重置,重置公式 <sup>[12]</sup> 如下:
冷却塔控制	启停控制:冷却塔的风机为定频风机,冷却水泵采用定频泵,冷却水泵与冷却塔的启停和对应的冷机联动。	启停控制:冷却塔的风机为定频风机,冷却水泵采用定频泵,冷却水泵与冷却塔的启停和对应的冷机联动。
锅炉顺序和热水 泵控制	恒温控制:三台锅炉的启停由热负荷区间来确定,热水泵为定流量泵,热水泵的启停与锅炉联动。锅炉的总效率设为0.8。	根据室外温度重置的变流量控制;三台锅炉的启停由热负荷区间确定,水泵为变频水泵,变频泵的控制方式二次变频泵控制方式相同,水泵的启停与锅炉联动,锅炉的总效率设为0.8。

27℃时起作用,因此需要模拟这几个模型在过渡季节的表现来评价这两个控制策略。1月20日的气象参数作为冬季典型日气象参数,7月20日的气象参数作为夏季典型日气象参数;4月20日气象参数作为过渡季节典型日气象参数。

表 4 六个控制策略的组合模型

控制系统控制功能	基准模型	VAV 模型	送风温度重置模型	水泵变频模型	优化模型
房间送风控制	无控制	需求控制, 温度控制	无控制	无控制	无控制
空调箱送风控制	时间启停控制	定静压变风量控制	时间启停控制	时间启停控制	定静压变风量控制
新风温度控制	设定温度恒定	设定温度恒定	设定温度根据室外温度重置	设定温度恒定	设定温度根据室外温度重置
冷冻水一次泵	启停控制	启停控制	启停控制	启停控制	启停控制
冷冻水二次泵	启停控制	启停控制	恒压头变频控制	启停控制	恒压头变频控制
冷却水泵	启停控制	启停控制	启停控制	启停控制	启停控制
热水泵	启停控制	启停控制	恒压头变频控制	启停控制	恒压头变频控制
制冷机组	恒频控制	恒频控制	恒频控制	恒频控制	根据室外温度重置的变频控制
冷水机组	恒频控制	恒频控制	恒频控制	恒频控制	根据室外温度重置的变频控制
锅炉供水温度控制	恒频控制	恒频控制	恒频控制	恒频控制	根据室外温度重置的变频控制

表 5 各控制策略下 HVAC 设备全年分项能耗和节能量比较

	风机 (kWh)	制冷机 (kWh)	水泵 (kWh)	冷却塔 (kWh)	总电耗 (kWh)	锅炉所需能量 (MJ)	总电耗和总能量百分比 (%)
基准模型	37512	54315	33251	5010	130,087	241,917	2,451,698
VAV 模型	20208	31211	23008	2986	86,273	113,908	1,567,571
送风温度重置模型	37512	64089	32706	4984	129,290	240,504	2,437,239
水泵变频模型	37512	54107	20782	3434	115,835	240,446	2,277,778
优化模型	21094	31779	18657	2473	73,999	153,536	1,451,381

注: \*1kWh 电耗 =11.84MJ 一次能耗; 1kWh 锅炉所需能量 = 3.769MJ 一次能耗。

4.1 房间送风控制

由于基准模型的送风量和送风温度均恒定,因此采用房间送风量根据室内温度调节控制策略后,对能耗影响明显,从表 5 可以看出,VAV 模型的各分项能耗均比基准模型小,一次能耗总和比基准模型下降了 34.9%。主要原因是采用需求控制后,送风量下降导致各空调设备的能耗也随之降低。图 4 表示两个模型在夏季典型日的送风量比较,从图可以看出,VAV 模型的送风量比基准模型小,特别在冬季,VAV 模型全天均在最小送风量状态下运行。

4.2 送风温度控制

AHU 送风温度根据室外温度重置控制策略对能

耗的影响十分有限,送风温度重置模型的一次能耗总和仅比基准模型降低 0.6%,主要原因是为了保证室内是舒适要求,温度重置的范围十分有限,AHU 送风温度在过渡季典型日的逐时分布如图 5 所示,送风温度在 18 至 18.6 间波动。而冬夏季的室外温度不属于温度重置区间内。同时,需要注意的是,送风温度重置可能增加风机的能耗,对比表 5 中 VAV 模型与优化模型,优化模型的风机能耗比 VAV 模型的能耗升高了,主要是由于优化模型的空气侧采用送风温度重置。

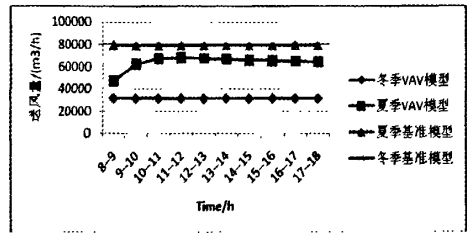


图 4 基准模型与 VAV 模型冬夏季典型日逐时总送风量比较

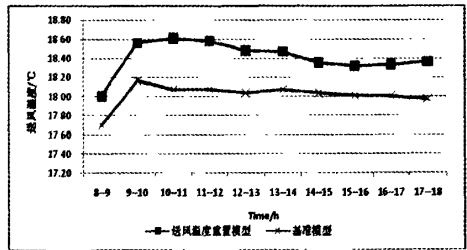


图 5 基准模型与送风温度重置模型过渡季典型日 AHU 送风温度比较

4.3 输送水泵的控制

水泵变频是有效可行的控制措施,在水泵变频模型中,冷冻水二次泵和热水泵采用变频泵,水泵能耗下降明显,模拟结果显示:水泵变频模型的全年一次能耗总和比基准模型降低了 7.0%。

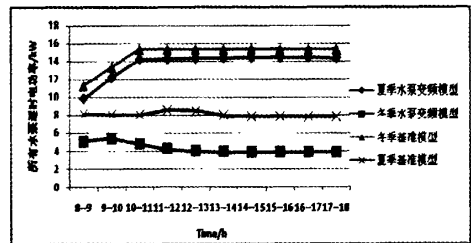


图 6 基准模型与水泵变频模型冬夏季典型日水泵能耗比较

从图6可以看出,水泵变频模型的水泵电耗在冬夏季典型日比基准模型均降低。尤其在冬季,两个模型的二次泵开启台数均为一台,但由于基准模型的水泵定频运行,而水泵变频模型的水泵长时期在较低部分负荷率下运行,因此水泵变频模型水泵电耗比基准模型明显下降。

#### 4.4 制冷、制热设备供水温度控制

采用供水温度重置策略后,由于制冷机效率的提高以及开启小时数的降低,使得制冷机的能耗有所降低,制冷机功耗的比较如图8所示;虽然供水温度重置会增加冷冻水水流量,提高水泵的功耗,但重置后制冷机的开启小时数的降低大大降低了水泵的能耗,冷却塔的能耗也同样降低。供水温度重置模型比基准模型的一次能耗降低了4.2%。

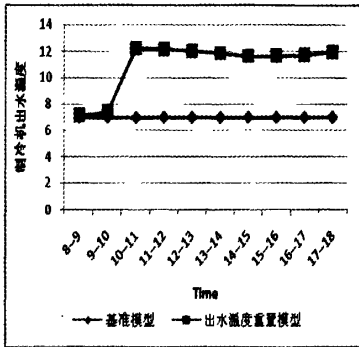


图7 基准模型与供水温度重置模型过渡季节典型日制冷机供水温度比较

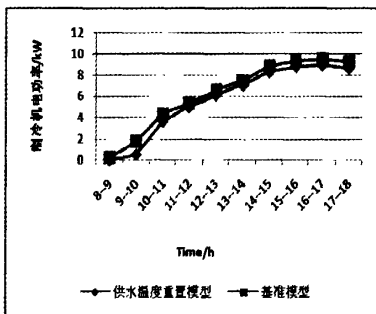


图8 基准模型与供水温度重置模型过渡季节典型日制冷机电耗比较

#### 4.5 优化策略

当采用了所有控制策略后,优化模型的能耗比基准模型降低了40.3%,基准模型与优化模型冬夏季分项能耗分布以及逐月能耗分布如图9~12所示。

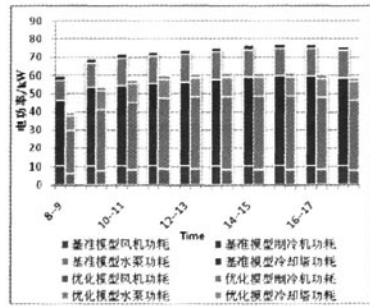


图9 基准模型与优化模型夏季典型日分项能耗分布

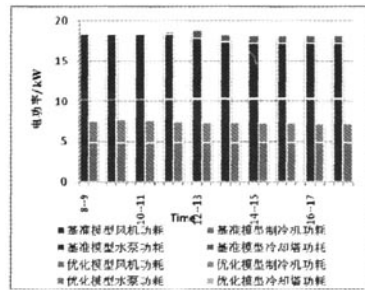


图10 基准模型与优化模型冬季典型日分项能耗分布

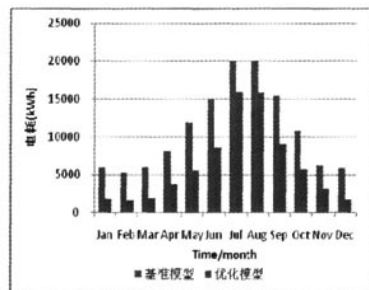


图11 基准模型与优化模型全年分项能耗分布

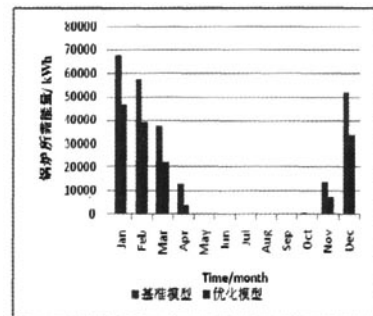


图12 基准模型与优化模型全年锅炉所需能量分布

(下转 58 页)



# 变风量空调系统不同控制策略下的能耗分析

作者: [林兴斌](#), [潘毅群](#), [黄治钟](#), [LIN Xing-bin](#), [PAN Yi-qun](#), [HUANG Zhi-zhong](#)  
 作者单位: [林兴斌, LIN Xing-bin\(同济大学机械工程学院\)](#), [潘毅群, 黄治钟, PAN Yi-qun, HUANG Zhi-zhong\(同济大学中德工程学院\)](#)  
 刊名: [建筑热能通风空调](#)  
 英文刊名: [BUILDING ENERGY & ENVIRONMENT](#)  
 年, 卷(期): 2010, 29(5)  
 被引用次数: 2次

## 参考文献(13条)

- [Xinqiao Jin; Zhimin Du](#) [Fault tolerant control of outdoor air and AHU supply air temperature in VAV air conditioning systems using PCA method](#) 2006
- [付龙海](#) [变风量\(VAV\)空调系统机组部分基于PID神经网络的解耦控制](#) 2003
- [Yu-Pei KE; STANLEY A MUMMA](#) [Optimized supply air temperature in VAV system](#) 1997
- [何建平](#) [变风量空调系统控制方法对比研究](#) 2009(04)
- [EN 15232](#), [Energy Performance of Buildings-Impact of Building Automation, Control and Building Management](#) 2007
- [TRNSYS 2007](#) [TRNSYS 16.1, A Transient Simulation Program](#) 2007
- [Park C; Clark D R; Kelly G E](#) [HVAC-SIM+Building Systems and Equipment Simulation Program Building Loads Calculation](#) 1986
- [Morteza M Ardehali; Theodore F Smith](#) [Evaluation of HVAC system operational strategies for commercial buildings](#) 1997(03)
- [陈建国; 倪海薇](#) [变风量空调系统中空气处理机组的自动控制](#) 1998(03)
- [戴斌文; 狄洪发; 江亿](#) [变风量空调系统风机总风量控制方法\[期刊论文\]-暖通空调](#) 1999(03)
- [ASHRAE STANDARD 90.1-2004](#), [Energy Standard for Building Except Low-Rise Residential Buildings](#) 2004
- [GB 50189-2005](#), [公共建筑节能设计标准](#) 2005
- [Fredrik Engdahl; Dennis Johansson](#) [Optimal supply air temperature with respect to energy use in a variable air volume system](#) 2004

## 本文读者也读过(8条)

- [孟华](#), [龙惟定](#), [王盛卫](#), [MENG Hua](#), [LONG Wei-ding](#), [WANG Sheng-wei](#) [适于系统仿真的离心机数学模型及其验证\[期刊论文\]-同济大学学报\(自然科学版\)](#) 2005, 33(2)
- [张洁](#), [潘毅群](#), [黄治钟](#), [ZHANG Jie](#), [PAN Yi-qun](#), [HUANG Zhi-zhong](#) [变风量空调系统静压设定值重置控制方法研究\[期刊论文\]-建筑热能通风空调](#) 2010, 29(5)
- [任海刚](#) [多区域VAV系统新风优化控制研究——基本预测的末端再热控制策略\[学位论文\]](#) 2003
- [蒋小强](#), [谢爱霞](#), [JIANG Xiaoqiang](#), [XIE Aixia](#) [制冷机房运行总功率的影响参数分析\[期刊论文\]-低温与特气](#) 2010, 28(5)
- [林兴斌](#), [潘毅群](#), [黄治钟](#) [基于TRNSYS的VAV控制系统的仿真\[会议论文\]-2009](#)
- [杜国付](#), [李骥](#), [赵铁城](#), [DU Guo-fu](#), [LI Ji](#), [ZHAO Tie-cheng](#) [空调冷热源系统全寿命周期成本计算软件开发\[期刊论文\]-建筑科学](#) 2011, 27(2)
- [杨学宾](#), [晋欣桥](#), [杜志敏](#), [祝用华](#), [YANG Xuebin](#), [JIN Xinqiao](#), [DU Zhimin](#), [ZHU Yonghua](#) [AHU送风温度变化特性的分形关联维数分析\[期刊论文\]-机械工程学报](#) 2011, 47(2)

8. 林兴斌. 潘毅群. 黄治钟. LIN Xing-bin. PAN Yi-qun. HUANG Zhi-zhong 基于TRNSYS的HVAC控制系统的仿真[期刊论文]-建筑节能2010, 38(2)

#### 引证文献(2条)

1. 胡玮. 陈立定 基于Trnsys的水冷型中央空调系统建模与仿真[期刊论文]-制冷 2011(2)
2. 胡玮. 陈立定 基于Trnsys的水冷型中央空调系统建模与仿真[期刊论文]-系统仿真技术 2011(3)

本文链接: [http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical\\_jzrntfkt201005004.aspx](http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_jzrntfkt201005004.aspx)