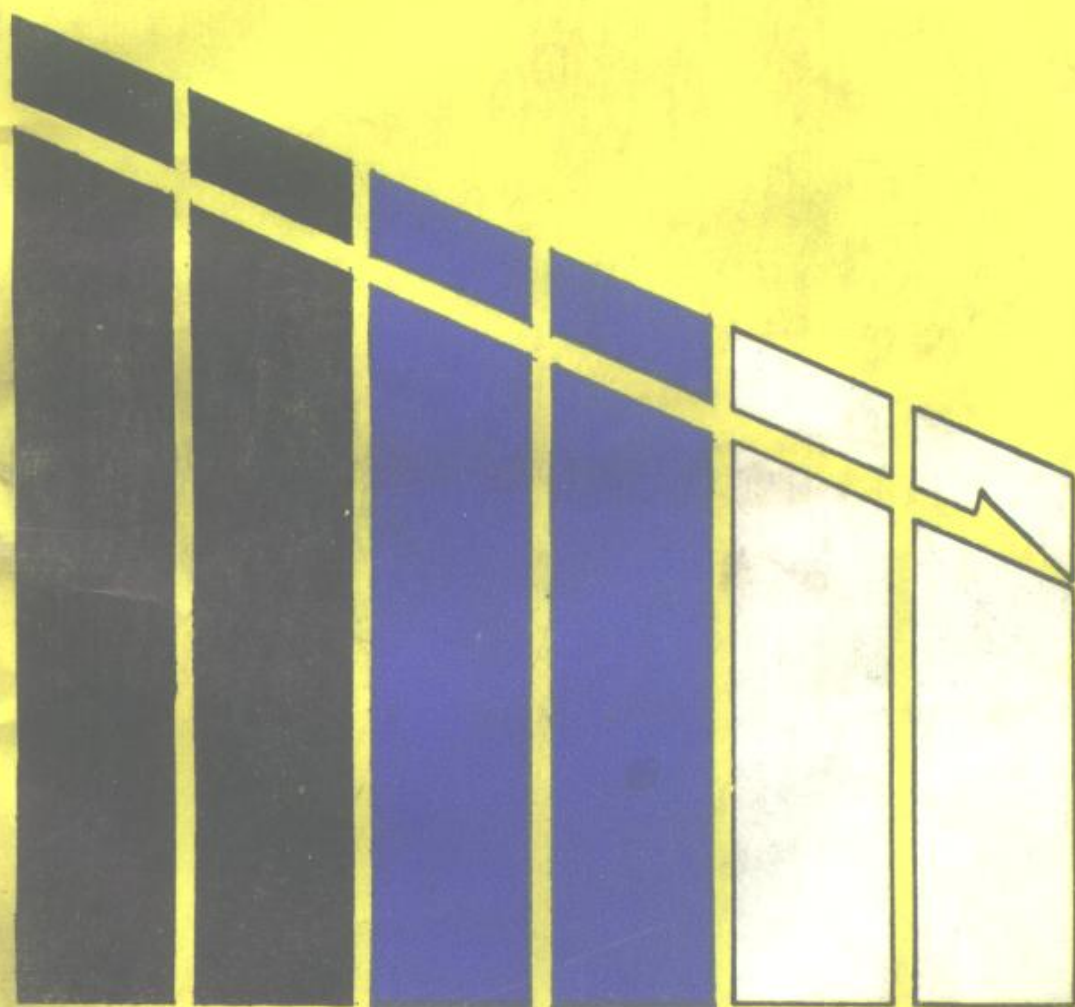




空调设备与系统 节能控制

● 廖传善 叶振猷 卢紫珊 编著
● 中国建筑工业出版社



空调设备与系统节能控制

廖传善 叶振猷 卢紫珊 编著

中国建筑工业出版社

本书是针对我国能源紧张、空调系统普遍没有采用节能控制而存在能量使用不合理的现状,在总结作者节能控制工作体会、分析国内外节能控制的经验基础上编写的。全书共分七章,第一、五章及第二章第五节由叶振猷同志编写,第二、三、四章由廖传善同志编写,第六、七章由卢紫珊同志编写。全书由廖传善同志校阅,吴元炜同志审校了部分章节。

本书供从事暖通、空调及其自控系统和设备的研究、设计、制造、运行、管理人员参考。也可供大专院校暖通、空调专业师生参考。

2002.12.3

空调设备与系统节能控制

廖传善 叶振猷 卢紫珊 编著

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

中国建筑工业出版社印刷厂印刷(北京阜外南礼士路)

*

开本: 787×1092毫米 1/32 印张: 8 ⁵/₁₆ 插页: 3 字数: 186 千字

1984年12月第一版 1984年12月第一次印刷

印数: 1—16,100册 定价: 0.85元

统一书号: 15040·4621

目 录

绪言	1
第一章 关于空调系统节能控制标准的探讨	6
§ 1-1 暖通空调节能控制系统	8
§ 1-2 暖通空调设备及自动控制设备	18
§ 1-3 运行和管理	20
第二章 空调系统节能控制	23
§ 2-1 变设定值控制	24
§ 2-2 变新风量节能控制	30
§ 2-3 空气处理节能工艺的控制	38
§ 2-4 冷却器的选择性控制	44
§ 2-5 热回收装置及系统的控制	47
第三章 空调多工况节能控制	56
§ 3-1 空调多工况节能控制系统的基本原理	56
§ 3-2 具有一次回风的淋水旁通式空调多工况 节能控制系统	60
§ 3-3 多工况节能控制系统的简化	96
第四章 输送系统节能控制	98
§ 4-1 输送系统容量与负荷的关系	98
§ 4-2 空气输送系统变风量控制的方法	99
§ 4-3 冷、热媒输送系统变流量控制的方法	116
§ 4-4 多台水泵的台数控制	124
§ 4-5 加热器冷却器的水路控制	128

第五章 功能模件式调节装置	135
§ 5-1 功能模件及功能模件式调节装置	135
§ 5-2 WSZ-1型功能模件式温湿度调节装置	138
§ 5-3 Micronik100型功能模件系列	155
§ 5-4 其他功能模件	172
第六章 集中检测及监控系统	179
§ 6-1 发展概况	179
§ 6-2 信息传输	181
§ 6-3 逻辑选码式集中监控系统	189
§ 6-4 数字传输式集中监控系统	204
§ 6-5 微型机的应用	213
第七章 能量管理	225
§ 7-1 概述	225
§ 7-2 电力负荷控制	226
§ 7-3 动力设备的启停控制	232
§ 7-4 照明负荷控制	248
§ 7-5 设定值控制	249
§ 7-6 能量管理的节能效果分析	254
§ 7-7 小结	257
附录 静态最优启动时间预测计算	258

绪 言

随着经济建设的发展及人民生活水平的提高, 建筑物的总能量消耗及按人口或面积的能量消耗也随之逐年增长。以美国为例, 1960年居住建筑和商业建筑(美国商业建筑实际上是指各类公共建筑, 如办公大楼、旅馆、剧场、体育馆、医院、学校等)使用的总能量为 144×10^9 亿焦耳, 1973年为 264×10^9 亿焦耳, 13年增长了86%, 年增长率为4.8%。美国人口1960年为1.79亿, 1973年为2.11亿, 年增长率为1.3%。美国1950~1954年期间建成的建筑物, 每平方米每年使用能量为14.63亿焦耳, 而1965~1969年期间建成的, 每平方米每年使用能量为30.24亿焦耳, 近20年间, 建筑物单位面积能耗增长了一倍。居住建筑能量消耗的增长是由于人民生活水平的提高, 大量采用现代化生活用具, 如冷藏设备、衣服烘干机、碗盘洗刷机、炊事用具等, 而商业建筑能量消耗的增长是由于采用高照明标准、大玻璃窗、计算机和其他发热设备及为大面积舒适的工作环境而采用再热式空调系统等。

美国1973年居住建筑和商业建筑的能量使用情况如表1所示。

表1的数字表明居住建筑和商业建筑的能量消耗占总能量消耗的33.6%即 264×10^9 亿焦耳, 其中空调能量消耗占两类建筑总能量消耗的8%即 21.12×10^9 亿焦耳, 如果再计算采暖的能量消耗则达到61%即 161.04×10^9 亿焦耳, 可见采

1973年美国居住建筑商业建筑能量使用情况① 表 1

建筑类型 \ 用能设备 使用能量 (%)	采 暖	热 水	冷 藏	空 调	炊 事	其 它	注
居 住	57.3	15.1	5.7	3.7	5.7	12.5	总能量消耗为 151.1×10^9 亿焦耳, 占全国总能耗 19.2%
商 业	48	7.6	7.6	12.5	—	24.3	总能量消耗为 113.3×10^9 亿焦耳, 占全国总能耗 14.4%
两类合计	53	12.0	7.0	8.0	4.0	16.0	

① 1973年美国全国总能量消耗为 787×10^9 亿焦耳。

暖、空调能量消耗占两类建筑中总能量消耗的比例很大。

我国目前虽然还没有上述具体数字, 但建筑物的总能量消耗及按人口或按面积的能量消耗随着经济建设发展及人民生活水平的提高也在逐年增长。据我们初步调查, 在我国轻纺工业企业里, 空调、制冷系统能量消耗占企业总能量消耗的比例也很大。以棉纺厂、手表厂、电影胶片、制片、洗片厂为例, 夏季空调、制冷使用的电量占全厂用电量约45%以上, 有的达到60%以上。另外据分析, 电能和一次能源的比例为3.45, 也就是说使用一个单位能量的电能需要3.45个单位能量的一次能源, 加上这个因素, 则我国空调、制冷能量消耗的数字是相当大的。

世界各工业发达国家在实际经验中逐步认识到暖通、空调、制冷系统的能量消耗占总能量消耗的比重很大, 同时又多次受到能源危机的冲击, 因而采取了许多有效的节能措施, 其中仅以控制方面的节能措施为例, 从60年代末期的个

别环节节能控制措施，进到综合节能控制措施，现在已发展到基于计算机的能量管理控制系统（EMCS-Energy Management Control System）。

我们对节能工作，从70年代中后期开始注意并进行了空调系统节能控制方面的部分研究工作。工作中我们体会到我国能源特别是电力比较紧张，在空调行业中普遍存在着使用操作技术水平较低；设备陈旧不适应节能要求；管理落后，能源浪费现象比较严重。另一方面随着四个现代化建设的进展及执行党的经济开放政策，居住建筑和各类公共建筑必然有较大发展，更多的现有建筑要积极进行技术改造，所有这些无疑将要消耗更多的能源。为了使有限能源发挥更大的经济效益，把我们在节能控制方面的工作加以总结，并吸取了国外在这方面的成熟经验，编写了本书。

国外制造厂商在分析节能措施的基础上，把一些通用性强并具有显著节能效果的措施以装置或标准程序方式提供给用户。比如空调系统的能量主要用在热源及输送（空气、水等）系统上。据一般办公楼能量使用分析，空调部分占整个办公楼能量消耗的50%，照明占33%，其他设备占17%，而空调部分中冷热源使用能量占40%，输送系统占60%。冷热源能量消耗量取决于室内环境标准、空气处理方式及热利用效率；输送系统能量消耗取决于空调方式、管路系统、输送设备性能、效率及工作方式等。通过这种分析，多数制造厂商在空调系统的节能控制中为客户提供具有以下功能的装置或程序：

1. 室内温湿度设定值节能控制
2. 新风量节能控制
3. 动力设备启停节能控制

4. 电力负荷控制

5. 输送系统的变流量、变速度控制

表 2 中列出了几种与使用面积有关的节能控制的节能效果。从表 2 可以计算出采用和不采用这五项节能控制，每平方米每年能量消耗分别为 209.99kWh 和 230kWh，每平方米每年可节约能量 20.01kWh，节能率为 8.7%。

几种节能控制的节能效果

表 2

序号	控制功能	主要内容	能量消耗 (kWh/ m ² ·年)	节能率 (%)
1	最优新风量控制	按室内CO ₂ 浓度控制新风量	冷量 25 热量 20	15 15
2	新风冷源	过渡季和冬季用新风供冷	冷量 25	$(10\sim15)\frac{3}{12}$
3	最优室温设定值控制	室温设定值按新风温度再设	冷量 25 热量 20	20 20
4	冷冻机主机及辅机的台数控制	根据冷负荷确定最优运行台数提高运行效率	电力 55	2~3
5	照明按工作时间和日光照度控制		电力 60	2~3

以上仅指这五项与使用面积有关的节能控制的节能效果，如果考虑其他的节能控制，如电力负荷控制、动力设备启停控制等，则可获得更大的节能效果。

根据以上分析，我们把空调系统节能控制标准，空调系统节能控制，空调多工况节能控制，输送系统节能控制，能量回收控制，能量管理等作为本书的重点内容，同时对以上

有关内容的国内外空调专用的新型控制设备如功能模块装置，集中监控装置作为控制新技术加以介绍。

本书所介绍的绝大部分节能控制内容，都具有较显著的节能效果并易于推广应用。但由于设备不落实，技术上宣传不够，因而还不能普遍地大量地在我国自己设计的工程上使用。本书内容中除了少数要求较高的技术条件以外，多数都只要研制、设计、制造、使用部门适当配合，就可以较快地应用在工程上。因此通过本书出版也希望能促进节能控制技术在我国的應用。

第一章 关于空调系统节能控制标准的探讨

建筑物的设计和运行管理是否普遍采用节能技术措施，这是与技术、经济、政策多方面因素有关的问题。建筑节能技术是随着建筑物的耗能不断增长，世界性的能源危机日趋严重而迅速发展起来的一门新技术。有很多已有建筑因原来没有考虑节能措施而存在严重的能源浪费；一些新建工程也会由于设计人员对节能技术不熟悉或因循守旧的思想而没有采用节能技术。此外，还应看到，采用了节能技术固然会节省能量，降低运行费用，但却要增加一次投资费，同时要有更高的维护管理和操作技术。一般说来，增加的一次投资是可以很快从节省的能源费中回收的，但有时在不合理的经济核算办法和能源价格的情况下，单算经济帐会认为采用节能措施不合算。例如我国一般在工程中，一次投资和运行费用是完全不相干的两本帐，这样在工程设计中往往就会把要增加投资的节能技术项目砍掉。可见，单靠技术或经济杠杆是不能保证节能技术推广应用的。

为了有力地推行节能技术，积极地限制能源的浪费，必须制定一个节能标准，为设计部门和使用部门改进能量利用提供设计依据和起法规的约束作用。实质上节能的意义比“省钱”要深远得多，因此在制定节能标准时，除了考虑经济的合理性外，着眼点应更多放在“合理利用能量”方面，即在满足工艺要求的前提下，更多地节省能量。

目前技术发达的国家都制定有建筑 and 建筑设备的节能标准。例如美国在1972年就有建筑节能参考标准, 1973年由美国国家标准局(NBS)批准作为大楼节能准则, 并委托美国采暖、制冷、空调工程师协会(ASHRAE)理事会负责改编这个文件, 1975年正式通过和出版了“90—75新建建筑物设计的节能标准”(简称“90—75”标准)。在实行过程中又不断修改, 1980年又重新出版了“90—1980”标准。在“90—1980”标准的前言中提到, 由于实行了“90—75”标准, 大楼的能耗可降低40%以上。英国和日本参考美国的标准也制定了本国的标准。我国至今还没有正式的建筑节能标准, 但近年来一些单位在编制设计技术措施时已开始注意节能标准问题, 并把一些关于节能的条款列到技术措施中, 但内容上远不如美、英、日等国家的节能标准详尽、明确。

建筑物的能量使用是多方面的, 主要有动力系统、照明系统、暖通空调系统及其他生活服务设施, 因而建筑节能标准也相应包括以上各个方面, 涉及面很广。单就暖通空调系统的节能而言, 一般包括围护结构的热工特性, 冷热负荷计算, 温度、湿度、风速等参数的指标, 空气处理系统, 空气及水输送系统及控制系统的选择, 设备和装置的选择, 能量回收, 管道保温, 系统及设备的运行管理等。本章主要在暖通空调系统节能控制方面, 综合国外有关标准、国内的有关规定以及作者的体会和经验, 提出以下一些条款, 作为节能控制、设计、调试、运行的参考依据, 对其中一些条款的节能原理及效果作些必要说明。

本章所提出的这些条款也是对以后各章所介绍的节能控制方法的原则要求。

§ 1-1 暖通空调节能控制系统

一、室内参数标准

(一) 一般原则: 在满足卫生或使用条件下, 供暖时设定温度越低, 或降温时设定温度越高越节省能量; 在需要对室外新风进行加热或冷却的季节, 新风量越小越省能。

(二) 室内温度设定值: 以舒适和卫生为目的的系统, 室内温度设定值随不同使用场合和设计标准而不同。以宾馆客房设定值为基本设定值, 推荐为: 冬季 19°C , 夏季 27°C 。对于百货大楼、电影院等公共建筑和标准比较低的地方, 冬季可考虑比基本值低 $1\sim 3^{\circ}\text{C}$, 夏季可提高 1°C 左右。对病房、手术室等特殊场合和标准比较高的地方, 冬季可考虑提高 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$, 夏季可降低 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。

【说明】 美国ASHRAE的标准: 冬天 22°C , 夏天 25.5°C ; 英国CIBS的标准: 冬天 20°C , 夏天 24°C ; 日本“空调卫生工学学会和空调设备标准委员会省能委员会”的标准: 冬天 20°C , 夏天 27°C 。

(三) 最小新风量: 普通可按 $18\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ 设计, 短暂停留的场所(两小时左右), 如音乐厅、电影院、百货大楼等, 可按 $8\sim 10\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ 设计。但在新风经济运行期间或回风不能使用的系统, 新风量不受此值限制。

【说明】 美国和英国标准推荐的新风量为 $18\text{m}^3/\text{h}$ 。日本过去的标准以 CO_2 浓度不大于 0.1% 来计算, 新风量为 $30\text{m}^3/\text{h}$, 目前普遍认为应当减小。美国政府机关事务管理局(General Services Administration)的报告提出, 从人对氧气需要量的角度去考虑, 每人的新鲜空气量只需 $1\sim 2$

ft^3/min ($3.6\sim 7.2\text{m}^3/\text{h}$)。如果通风系统能够利用过滤和吸附作用除去循环空气中的烟和气味的话,那么,新风量就可朝着这个最小值进一步减少。

(四) 相对湿度的设定值:除特殊要求外,一般民用建筑和工业建筑均为:夏季不大于70%,冬季不小于30%。

(五) 非舒适性空调系统(车间、实验室)室内参数按工艺需要确定。但如果工艺要求的参数值与基本值相差太大(温度差 2°C ,相对湿度差10%以上),在可能的情况下应采用对工艺操作区局部送风排风系统,并少用或不用新风。

【说明】确定合理的温度、湿度值和新风量,是节能的重要方面。在加热工况下,室内温度每降低 1°C 可节能5~10%;在冷却工况下,每升高 1°C 可节能10~20%。

在舒适空调中,要确定合理的室内温度值是比较复杂的,它与空气的相对湿度、气流速度、热辐射等参数密切相关,也与不同国家的生活习惯、人的体质、劳动强度等条件有关。目前有人引入“等效温度”(Effective Temperature)这一概念,来确定干球温度、相对湿度、风速与人的舒适感之间的关系,以求得最省能而又达到舒适度要求的空调参数。等效温度(ET)这一概念是美国ASHRAE提出的,用来表示一个由温度、湿度、风速决定的舒适感等效温度值。在静止气流中(或风速在 $7.6\sim 12.5\text{cm/s}$ 以下)和饱和状态下,干球温度等于等效温度;干球温度不变但风速增大,湿度降低,则等效温度就降低。不同空气状态下的等效温度是通过实验得出来的。试验时用两个空调试验室,一个可建立不同温度、湿度、风速的空气状态,叫“状态室”,另一个能保持相对湿度为100%、风速接近零、温度可变,叫“对比室”,试验人员被请来对这两个试验室的舒适度作

比较。当他们觉得二者的舒适感一样时，“对比室”的干球温度就被确定为“状态室”当时的空气状态的等效温度。

“等效温度”是建立在人体新陈代谢过程发热与周围空气进行热交换的客观事实上的，所以从人体卫生和舒适角度要求的合理“等效温度”，虽然随着季节、人的体质和生活习惯不同而不同，但却是一个客观存在的、可以确定的参数。而对同样的等效温度，则可因湿度、风速不同，对应的干球温度有很大差别，这样就有可能在保证所要求的等效温度不变的情况下，改变其他条件，在夏季时使干球温度提高，在冬季时使干球温度降低，从而收到极为显著的节能效果。

1959年,ASHRAE推荐的等效温度冬天为66°F(18.8°C),夏天为73°F(22.7°C)。目前大多数国家认为冬天18.8°C太高,无论从舒适感或从耗能方面看都没有好处,认为62°F(16.7°C)更合适。表1-1、表1-2给出了等效温度为16.7°C(冬天)和22.7°C(夏天)时,风速与室内干球温度的关系。

从表1-1可知,在冬季时如果风速是0.5m/s,则室内干

冬季等效温度下风速-干球温度-焓值之间的关系 表 1-1

风 速 ft/min (cm/s)	干 球 温 度 °F (°C)	焓 BTU/lb (kcal/kg)
20 (10.16)	66.5 (19.16)	20.2 (11.21)
100 (50.8)	69.0 (20.5)	21.3 (11.82)
300 (152.4)	72.5 (22.2)	22.8 (12.65)
500 (254)	74.5 (23.6)	23.8 (13.21)

条件: $ET=62^{\circ}\text{F}(16.7^{\circ}\text{C})$
室内相对湿度 $\varphi=30\%$

夏季等效温度下风速-干球温度-焓值之间的关系 表 1-2

风 速 ft/min (cm/s)	干 球 温 度 °F (°C)	焓 值 BTU/lb (kcal/kg)
20 (10.16)	77.5 (25.27)	31.5 (17.48)
100 (50.8)	79.0 (26.1)	33.1 (18.37)
300 (152.4)	82.0 (27.0)	34.8 (19.31)
500 (254.0)	84.0 (28.8)	36.2 (20.09)
700 (355.6)	85 (29.4)	37.6 (20.87)

条件: 等效温度 $ET=73^{\circ}\text{F}(22.7^{\circ}\text{C})$

相对湿度 $\varphi=60\%$

等效温度 ET 为 $62^{\circ}\text{F}(16.7^{\circ}\text{C})$ 时相对湿度-干球

温度-焓值之间的关系

表 1-3

相 对 湿 度 (%)	干 球 温 度 °F (°C)	焓值BTU/lb (kcal/kg)
100	62 (16.67)	27.8 (15.43)
70	64 (17.78)	25.1 (13.93)
50	65 (18.33)	22.6 (12.54)
30	66.5 (19.17)	20.2 (11.21)

球温度升高到 20.5°C 才能产生 16.6°C 的等效温度; 如果风速提高到 2.54m/s , 则室内温度要提高到 23.6°C ; 假设这时室外参数为 -1°C 、 $50\%\text{RH}$, 则要比零风速时多耗能约 35% 。同样, 从表1-2中可知, 在夏季时, 如果室内风速是 2.5m/s , 则室内温度可提高到 28°C 就能达到舒适的等效温度 22.7°C , 假设这时室外参数为 32°C , $50\%\text{RH}$, 则 2.5m/s 风速时要比零风速时节约冷量 60% 。

以上算例用 2.5m/s 风速是为了说明在等效温度不变条件下, 提高风速可以提高温度设定值而达到多节约冷量(夏

季)的目的。

对应于一定的等效温度,改变室内相对湿度也能使相应的干球温度改变:相对湿度升高,则干球温度下降(见表1-3),但是否可以用提高或降低室内相对湿度的方法来节能,这个问题比较复杂,要作具体分析。在冬季,当室外空气的露点温度低于室内空气的露点时,室内相对湿度设定值越低越省能,但太低时会因此令人觉得过于干燥,而且室内表面会产生静电。一般保证相对湿度不小于30%。在夏季,如果用比较低的相对湿度设定值,则相应的干球温度可以提高,但由于夏季室外空气露点温度一般高于室内的露点,这时用于除湿的能量反而更大。所以夏季室内相对湿度设定值高些更节能,但从防潮的角度要求,保证不大于70%RH为宜。在过渡季节,只要相对湿度在30%到70%之间,任其自由浮动,不必耗费能量进行加湿或除湿。

二、暖通、空调系统

(一)空调系统和控制系统的设计,应综合考虑以下因素:建筑结构类型,室外气象条件,室内负荷大小和类型,设定值,使用特点,应用热回收的可能性等。基本原则是尽量减小系统的过剩能量。所谓过剩能量是指在某一给定室内条件下,假定理想的空调系统消除室内负荷的耗能为100%,则一般空调系统比理想的空调系统多耗费的能量称之为过剩能量。过剩能量是由于过冷、过热、过除湿、再热、混合、过剩新风等原因造成的。

(二)对于冷热负荷特性相差很大的使用区域,如内区与外区、不同朝向的区域和内部发热量不一样的区域等,应考虑按负荷特性分区和采用分散系统,即一个处理系统只服务于有相同或近似冷、热负荷的地区。