

分类号_____ 密 级_____ UDC_____

重慶大學

工程硕士学位论文

论文题目：我国建筑中央空调能耗现状及全面节能措施

论文作者：钟玮

指导教师姓名、职称：田胜元 教授 重庆大学

兼职导师姓名、职称、工作单位：毕翔宇 高级工程师
深圳市地铁集团

申请学位级别：工程硕士 工程领域：环境工程

学位授予单位：重庆大学

论文提交日期：2004年3月20日 答辩日期：2004年4月29日

答辩委员会主席：杨松林 教授级高工

论文评阅人：付祥钊 教授 杨松林 教授级高工



“制冷百家”

物性查询，论文查看，制冷、暖通最
好的微信公众号，关注送论文资料

2004年4月30日

Master Dissertation of Chongqing University

**The Current Situation of The Energy
Consumption and Total Energy-Conserving
Methods of Central Air-Conditioner in
Chinese Building**



Master Degree Candidate: Zhong Wei

Supervisor: Prof. Tian Shenyuan

Pluralistic Supervisor: Senior Eng. Bi Xiangyu

Specialty: Environmental Engineering

**Faculty Of Urban Construction And
Environment Engineering
Chongqing University
April 2004**

摘 要



“制冷百家”
物性查询, 论文查看, 制冷、暖通最
好的微信公众号, 关注送论文资料

当前, 能源问题正成为世界各国最棘手的问题之一。随着我国经济的高速发展, 许多城市出现了电力紧张等能源问题。建筑能耗在总能耗中占有很大的比例, 而空调能耗又是建筑能耗中的大户。随着能源供应的日趋紧张及人们对室内热环境、室内空气品质的要求愈来愈高, 迫切要求在保持空调区域舒适度的前提下, 最大限度地降低空调能耗。

中央空调的能耗一般包括三个部分, 即空调冷热源的能耗, 水或空气输送系统能耗, 空调机组末端设备的能耗。本文通过分析和论述, 认为中央空调的节能, 首先应从冷热负荷计算开始, 选择 COP 值适当的冷热源机组, 节约冷热源的能耗; 采用变频技术等手段达到水泵变流量运行, 以减少水系统的输送能耗; 采用 VAV 空调系统等手段, 减少风系统的输送能耗, 从而减少整个输送系统的能耗; 选用适当的空调机组末端设备, 减少末端设备的能耗。并通过空调自动控制系统, 在中央空调系统各种不同的工况时, 进行优化控制, 实现整个系统的节能运行, 最终达到降低整个中央空调能耗的目的。中央空调系统的节能对于整个建筑节能非常关键, 希望本文能给广大的空调从业人员在中央空调的节能工作中, 提供帮助和参考, 为我国的能源事业做出贡献。

关键词: 能源; 建筑能耗; 中央空调能耗; COP 值; 水泵节能; 变频技术;
水泵节能; VAV 空调系统; 空调自控系统

ABSTRACT

Nowadays, the problem of energy shortage has been becoming one of the most intractable problem throughout the world. With the rapid development of Chinese economy, the problems of electronic energy shortage confront many Chinese cities. The energy consumption of the construction proportions greatly in the total energy consumption, so does the energy consumption of the air-conditioner in the energy consumption of the construction. As the supply of the energy has been getting more and more insufficient and people increasingly care for both the warm environment and the quality of the air indoors, it is urgently required to decrease the energy consumption of the air-conditioner to the most degree while keeping comfortable degree in the working reach of the air-conditioner.

Generally, the energy consumption of the Central air-conditioner is composed of three parts, including the energy consumption of the cold and heat sources of the air-conditioner, the energy consumption of the water or the air-transmitting system and the energy consumption of the end equipment set of air-conditioner.

It is established in this article through analysis and demonstration that the energy-conservation of Central air-conditioner should begin with the calculation of the cold and heat sources and subsequently, choose the set of cold and heat sources with proper COP value to economize the energy consumption of the cold and heat sources. Then, primarily adopts the technology of frequency conversion to realize the flow-varying working of water pump for reducing the energy consumption of water transmitting system. Moreover, utilizes VAV air-conditioner system to reduce the energy consumption of the transmission process of the wind system and subsequently, to decrease the total energy consumption of the transmission system. Meanwhile, the the end equipment set of air-conditioner should be appropriately chosen to diminish the energy consumption of the end equipments. Finally, each operating mode of the system of Central air-conditioner should be optimally controlled through automated controlled system of the air-conditioner in order to achieve the goal of reducing the total energy consumption of Central air-conditioner.

The energy-conservation of Central air-conditioner system is very key to the energy-conservation of the whole building. We hope that this article can offer the masses of the employees with help and reference for their work of energy-conservation in Central air-conditioner, and make a contribution to cause of energy of our country.

Key words: Energy, Energy consumption of the construction,
Energy consumption of the Central air-conditioner, COP value,
The energy-conservation of water pump,
Frequency conversion technology, VAV air-conditioner system,
Automated-controlled system of air-conditioner

目 录



“制冷百家”

物性查询，论文查看，制冷、暖通最好的微信公众号，关注送论文资料

中文摘要	I
英文摘要	II
1 前 言	1
1.1 世界能源状况	1
1.2 我国能源状况	2
1.3 我国建筑能耗状况	3
2 空调冷热源的节能	8
2.1 冷负荷确定	8
2.2 设计选择冷热水机组须根据全年负荷情况，合理搭配	11
2.3 确定主机类型须进行技术经济比较	16
3 水输送系统的节能	19
3.1 空调水泵节能	19
4 风系统及末端装置的节能	32
4.1 空调末端装置	32
4.2 关于 VAV 系统	32
4.3 冷却塔的节能	37
5 自动控制系统的采用	39
6 结论	48
7 结束语	49
致 谢	52
参 考 文 献	53

1 前言

“制冷百家” 微信公众号

汇聚制冷界、暖通界百余名专家学者倾力打造的平台，物性查询、论文分享，定时推送最新技术

1.1 世界能源状况

能源是经济和社会发展的物质基础，也是实现四个现代化以提高我国人民生活水平的先决条件。一般说来，一个国家国民生产总值和它的能源生产和消费量大致是成正比的。

让我们回顾一下世界能源消费的发展状况。19 世纪 70 年代的产业革命以来，化石燃料的消费急剧增大，初期主要以煤炭为主，进入 20 世纪以后，特别是第一次世界大战以来，石油以及天然气的开采与消费开始大幅度的增加，并以每年 2 亿吨的速度持续增长。虽然经历了本世纪 70 年代的两次石油危机，石油价格高涨，但石油的消费量却不见有丝毫减少的趋势。对此，世界能源结构不得不进行相应变化，核能、水力、地热等其他形式的能源逐渐被开发和利用。特别是在第二次世界大战中开始被军事所利用的原子核武器副产品的核能发电得到了和平利用之后，其规模不断得到发展。很多国家现已进入了原子能时代。在日本，发电 40% 靠核能来解决。

那么，当今世界的能源消费状况又是怎样的呢？以 1994 年为例，世界能源的总消费量以石油换算为 97 亿 8000 万吨，其中石油占 39.3%、煤炭占 28.8%、天然气占 21.6%，这样化石燃料的消费量占了总量的 87.9%，此外，核能占 7.3%、水力、地热等其他形式能源占 3%。日本作为世界主要工业国家之一，每年能源的消费量约占世界总量的 6.5%，其中化石燃料占 82.4%。尽管在新能源开发方面正在进行努力，包括水力发电，比例也仅占 5%，前景不容乐观。

现在地球人口约 60 亿，到 21 世纪中叶，预计将达到 100 亿人。光从人口增长的数字来看，能源消费的增加将是惊人的。另外，目前的能源消费结构上，仍存在着很大的南北差异，即工业发达国家使用量为总能源的 3/4，人均消费量美国最高，为世界平均水平的 5 倍以上，我国的人均消费量还相当低，还不到美国的 1/10。此外，不到世界平均水平 1/10 的国家还有很多。因此，今后的能源消费必须考虑生活提高的对比，能源不足的情形是可以想像的。地球上的能源终究是有限的，如同只伐树而不植树，森林也会变成荒原一样，如此大量的消费，世界的能源资源也将会枯竭。现在世界能源消费以石油换算约为 80 亿吨/年，按 40 亿人计算，平均消费量为 2 吨/人·年。以这种消费速度，到 2040 年，首先石油将出现枯竭；到 2060 年，核能及天然气也将终结。地球的能源已经无法提供近 116 亿人口的能源需求，而随着世界人口的不断增加，能源紧缺的时期将会提前来。因此，21 世纪新能源的开发与利用，已不再是一个将来的话题，而是关系人类子孙后代

命运，刻不容缓的一件大事。^[1]

据权威机构预测，到 2020 年，世界的能源消耗量将比 1995 年的需求量增长一倍。如果这些能源全部使用化石燃料如煤、石油和天然气，那么到 2020 年，世界上就很难再找到能满足 100 亿人口的煤矿和油田。因而，人类面临第二次能源大转变时期。为应对可能出现的能源危机，世界上很多国家正在加紧制定或调整能源战略及政策，加强石油安全防范措施，

对于任何一个国家而言，能源都是现代文明生活的基础，是国家经济生活的核心，愈来愈多的国家认识到，能源不仅是维护本国经济安全、保证国家经济可持续发展和居民生活水平不断提高的重要战略因素，而且是涉及后代人生命攸关的重大问题。由此，很多国家已经或开始着手制定符合本国国情和世界能源发展趋势的国家长期能源战略。

从 2003 年 9 月 5 日，由俄联邦总理卡西扬诺夫正式签署确认的《俄罗斯 2020 年前能源战略》（即《能源战略》）可以得到很多启示，该能源战略是俄联邦政府用 7 年半的时间，在充分调研发达国家能源战略并经反复讨论和修订确定的。

俄罗斯在《能源战略》中提出，2020 年前要有效保障国民与国家经济对能源的需求；降低国家能源保障风险；降低能耗；提高能源行业的财政稳定性；减少能源行业对环境的损害。俄能源部、经济发展贸易部、核工业部将对能源战略所规定的措施实施监控，而且，今后每年第一季度都要向政府提交能源战略执行情况的报告；从《能源战略》的制定和反复修订的过程看，制定国家长期能源战略的出发点既要考虑本国能源供需趋势，又要紧密结合世界格局变化对世界能源供需趋势的影响；既要依据本国及世界主要国家社会经济发展的趋势和预测指标，考虑能源部门与其他经济部门的相互关系，又要正确确定能源部门在本国国民经济中的作用和在能源市场上的国际分工定位。^[2]

面对日趋严峻的能源供需矛盾以及环境挑战，蕴涵高科技的绿色能源将成为未来世界各国能源政策所追求的目标，其政策重点，一是开发和应用节能技术，二是开发安全、高效、清洁、可再生的新能源。

1.2 我国能源状况

根据国际能源署的预测，中国将成为世界上最大的能源购买国。在未来的 20 年内，中国的能源需求增长将占世界基本能源需求总增长的 23%。为满足这种需求，要求在能源生产、终端使用技术以及基础设施方面作出巨大的投资。

世界能源署能源效率与技术办公室主任汉斯说，中国基本能源消费已占世界总消费量的 1/10，仅次于美国居世界第二位；能源生产量次于美国、俄罗斯居世界第三位。他在世界能源署理事会上告诉记者，中国是能源产品、服务和技术最

具潜力的市场。汉斯说：“只要牢牢盯住中国能源市场，世界能源商就大有钱赚。”据他们测算，到 2020 年，中国每天将进口 800 万桶以上的石油，成为世界上最大的石油进口国。

我国是一个人均资源贫乏的国家，即使是资源最丰富的煤炭，人均资源也只有全世界平均人均水平的 50%，而石油只有 10%。目前，我国人年均能源消耗是 1000 公斤标准煤，而美国是 11000 公斤，英、德、法等发达国家是 5000~6000 公斤。各种预测表明，在 2030—2050 年，我国人年均能源消耗最多达 2000~3000 公斤，是目前英、德、法等国家的 50% 以下。即使这样，考虑到我国人口的增加（15~16 亿），能耗总消耗量也将高达 40 亿吨标准煤以上。现在还很难想像我国的资源是否能支撑这样的消费？有多大缺口？用什么来弥补？我国的环境容量是否“吃得消”这样庞大能源系统的排放？所以，作为一个中国人，不能简单模仿发达国家的生活方式、用能方式，每个人必须意识到我们一定要探索中国人所应有的生活方式，十分珍惜各种资源，珍惜每一滴水，每一滴油，每一块煤。这是我们对我们的子孙必须面对的一个巨大而严肃的课题。

遗憾的是，这一问题目前似乎还没有引起人们足够的重视，从上到下似乎有点熟视无睹，我们应该把浪费资源、浪费能源、破坏环境的行为看作是一种犯罪行为。例如，有一些单位不顾我国森林（尤其是原始森林）的匮乏，用胸径 35~40 厘米的原始森林木材做仿古建筑，造假古董。这就是一种犯罪行为。我们应为子孙后代多留一些资源和一个好的环境，不能只顾眼前利益，做华而不实的表面文章，破坏我们子孙后代赖以生存的自然资源，做中华民族的罪人。

能源的利用是有代价的，地球资源的日益枯竭，生态环境的破坏和恶化，在某种程度上是能源不适当利用的后果。鉴于此，我们每个人都不能是一个盲目的用能者，不能无节制地向大自然索取，而是要做一个文明的用能者，把我国的有限资源按照最有利于保护环境的原则，最高效、最经济地应用起来。

1.3 我国建筑能耗状况

中国建筑能耗占总能耗的 27%，是二氧化碳的主要排放源。通过燃烧煤炭，天然气，木材，甚至用电，来为建筑物取暖或制冷。

“中国可持续能源记者论坛（第五期）”上公布了一组数字：目前，我国建设高潮持续不断，每年建成的房屋面积高达 16~20 亿平方米，超过所有发达国家年建成建筑面积的总和，但 95% 以上都是高能耗建筑。如果以这样的速度发展下去，到 2020 年我国建筑能耗将超过 2000 年的 3 倍。

随着建筑能源消耗的迅速增加，因此，建筑节能的重要性已逐步被人们所认识。

按照国际通行的分类，建筑能耗是指民用建筑（包括居住建筑和公共建筑以及服务业）使用过程中的能耗，主要包括采暖、空调、通风、热水供应、照明、炊事、家用电器、电梯等方面的能耗。随着我国人民生活水平的提高，建筑能耗必然较快增长。过去采暖区限定在陇海线以北，现在从福州到桂林，冷天居民都用上了电暖气；我国 1990 年初才开始发展空调，现在空调的普及率已相当高。居民家用电器品种、数量增加，建筑照明条件也日益改善。广大农村从过去主要使用秸秆、薪柴等生物质能源烧饭和取暖，逐步改用煤、电、燃气等商品能源。目前，我国单位建筑面积采暖能耗是发达国家标准的 3 倍以上。

国外从 1973 年“国际石油危机”时起，开始重视建筑节能。近年来由于建筑能耗的不断增长和环境污染的日趋严重，更加深了建筑节能的力度，有 90 多个国家和地区在建筑节能上取得了不同程度的收获。

由于各国国情不同，其建筑能耗也各异，国际上发达国家的建筑能耗一般占其全国总能耗的三分之一左右，图 1.1 为欧美各国建筑能耗占总能耗的比例。

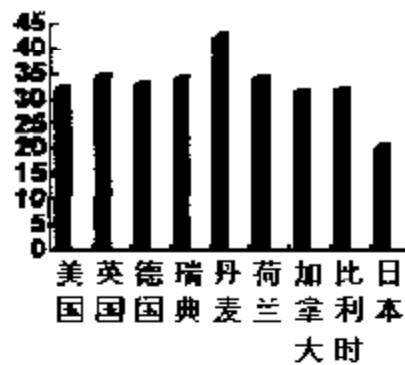


图 1.1 欧美各国建筑能耗占总能耗比例(%)

Fig. 1.1 The ratio of energy consumption of the construction to the total energy consumption in European and North American countries(%)

可以看出，建筑能耗除了与各国的发达程度有关外，还和其所处的地理位置紧密相关，一般高纬度寒带地区的国家建筑能耗均比较大。

根据国外及我国实际情况，专家建议，应从 5 个方面加强建筑节能：要建立和健全建筑节能法规体系，让建筑节能工作走上法制化轨道；要建立相应的经济激励政策，鼓励对住宅和公共建筑的节能改造，鼓励生产和采用节能材料，鼓励生产和使用节能电器，加强公众的节能意识；要加强组织管理，建筑节能、墙体材料革新、供热体制改革三方共同推进；要支持节能技术进步，制订建筑节能技术政策和发展规划，鼓励建筑科研院所与企业结合，并在各地建设节能示范工程

和示范小区；加强终端能耗管理，研究并建立我国节能建筑评定体系，提高家用电器和采暖、空调、照明器具的能源利用效率，限制并淘汰高能耗设备。

建筑节能是建筑技术发展的一个方向，也是节能领域的组成部分。世界平均建筑能耗占总能耗的 37%，其中，包括采暖、通风、空调、照明在内的民生能耗又占建筑能耗的 80% 以上。我国建筑能耗约占全国总能耗的 25%，且由于近年来住宅建筑迅速增多，年增长率高达 15%。而我国采暖空调标准远低于国际水平，随着生活水平的提高，建筑能耗，特别是采暖空调能耗，呈增长趋势。

我国幅员辽阔，从南到北从东到西各地气候的差异非常大。按照《民用建筑热工设计规范 GB50176-93》的见建筑气候区别，全国被分为严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、夏热冬暖地区以及温和地区。严寒地区一月份平均气温低于 -10°C ；寒冷地区一月份平均气温在 10°C ；夏热冬冷地区一月份平均气温在 $0^{\circ}\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，七月份平均气温 $25^{\circ}\sim 30^{\circ}\text{C}$ ；夏热冬暖地区一月份平均气温在 10°C ，七月份平均气温 $25^{\circ}\sim 29^{\circ}\text{C}$ ；温和地区一月份平均气温 $0^{\circ}\sim 13^{\circ}\text{C}$ ，七月份平均气温 $18^{\circ}\sim 25^{\circ}\text{C}$ 。大致说来，华北、西北、东北是严寒和寒冷地区，长江中下游是夏热冬冷地区，华南是夏热冬暖地区，云南贵州一带是温和地区。

严寒和寒冷地区是我国法定的采暖地区，在采暖地区的住宅中设有集中或分散的采暖设备，冬季尽管室外天气寒冷，但是室内气温多在 16°C 以上，能够满足人们热舒适的基本要求。采暖居住建筑每年要消耗掉数量惊人的煤。长江中下游地区是我国的人口密集地区，经济也比较发达。这个地区夏季炎热，室温可以超过 35° 度，冬季寒冷，室温常低于 10°C ，住宅冬夏两季的室内热环境都很差。由于我国经济欠发达，能源供应紧张，尽管冬夏两季室内热环境都很差，但这一地区不属于法定的采暖地区，夏天一般也仅靠通风降温。华南地区人口密度也大，经济也比较发达，虽然冬季室内不很冷，但夏季室内非常热。近年来，随着国民经济的高速发展，人民的生活水平普遍提高，在夏热冬冷地区、夏热冬暖地区的大中城市中，许多居民自己购买了空调机和电采暖器，改善住宅冬夏两季的室内热环境。空调机和电暖气的大量使用将耗费大量的电能。

改革开放之初，1989 年我国城镇的人均居住面积约为 3.6 平方米，经过 20 年的努力，1997 年城镇的人均居住面积已达 8.7 平方米。农村住宅的数量增长速度比城镇更快。与世界发达国家的人均 30° 平方米左右相比，我国人均居住面积的水平还是很低的，还远远不能满足人们日益增长的需求。我国政府已经把住宅建设作为今后我国国民经济的一个的新增长点。可以预计，今后很长一段时期内，我国住宅的数量还会有很大的增长。

一方面要新建大量的住宅，另一方面又要使住宅有一个较舒适的室内热环境，这就需要消费大量的能源。我国是个人均资源短的国家，能源资源也是如此。

节能是国家的一项基本政策，国家的节能法里明确提出建筑要节能。

采暖地区住宅的建筑节能就是要降低住宅的采暖能耗。1996年7月月《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)JGJ26-95》开始实行。这个标准以各地80年代初典型住宅的采暖能耗为基准，要求新建居住建筑的采暖能耗节约50%，其中30%靠提高建筑围护结构的采暖能耗为基准，要求新建居住建筑的采暖能耗节约50%，其中30%靠提高建筑围护结构的保温性能来达到，另外20%靠提高采暖锅炉和室外供热管网的效率来达到。到目前为止，全国已有北京、天津、辽宁、吉林、内蒙古、陕西、甘肃、宁夏等省、市、自治区制订了地方性的JGJ26-95的实施细则。经过10多年的努力，全国已建成的节能30%和节能50%的住宅约8000万平方米。虽然建筑节能越来越受到重视，但是建筑节能的形势并不令人乐观。在采暖地区新建居住建筑节能50%的目标还远未达到，原有居住建筑的围护结构保温水平很低，要满足50%的节能要求，必须采取措施提高保温水平，但旧房改造是要大量投资的，而节能投资的回收周期又很长，加上住房体制上的问题，全国至今未见有大规模的旧房节能改造工程。

长江中下游地区的住宅夏季空调冬季采暖是个发展趋势，但是由于长江中下游地区是传统上的非采暖地区，居住建筑缺乏节能设计标准，现有居住建筑围护结构的保温隔热性能很差，大量的能量在空调和采暖时白白浪费了，新建的居住建筑在提高围护结构的保温隔热性能方面也缺乏强制性的措施。

华南地区的住宅冬季虽然不需要采暖，但夏季空调也是不可避免的，这一地区建筑节能的问题同长江中下游地区相仿。

建筑节能的另一个重要方面是采暖管网的改造。室外管网要加强保温，提高热输送效率，室内管网则要做到可调控、可计量。《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)JGJ26-95》对提高室外供热管网的效率提出了明确的要求，新建小区的供热管网也大多照此执行，室内管网的可调控和可计量性就要困难得多。因为长期以来，我国的建筑标准、规范都是以节省材料为主的，现有居住建筑的室内采暖管网是单管系统，有些连阀门都很少，根本无法调节控制，更不用说计量收费了。单管系统的改造在技术上也是个不易解决的问题。^[1]

总体而言，我国的建筑节能是个必然的趋势，迄今为止也取得了一定的成绩，尤其是在北方采暖地区，但是建筑节能的形势并不令人满意，还有许许多多的问题要研究解决，长江中下游地区的建筑节能工作还完全是个空白，另外夏热冬暖地区夏季住宅空调也还有节能的问题，建筑节能的任务艰巨，同时潜力也很大。

随着经济建设的发展，民用公共建筑（写字楼、宾馆饭店、大中型商场等）大量兴建，1997年全国房屋建筑竣工面积达62244万平方米，其中住宅占53.8%，民用公共建筑占25.4%。目前国内兴建的采用中央空调的民用公共建筑普遍存在着

高能耗的问题。例如清华大学在 1998 年对北京市的十家营业较好的大商场进行了全面的测试和统计，这些商场的全年运行能耗平均大约是 188 kWh/m².a，而气候条件大致相当的日本同类建筑的平均全年能耗大约是 135 kWh/m².a，也就是说北京市的商场的能耗要比日本高出将近 40%。空调能耗是商业建筑的能耗的主要部分，占总能耗的 50~60%。初步估计目前全国商用中央空调用电量为 400 万~450 万 kW，按重庆和上海的统计，中央空调用电量已分别占全市总用电量的 23% 和 31.1%，给各城市的供配电带来了沉重的压力。随着现代化建设的发展，能源供应会更加紧张，将会导致影响经济的持续发展。一般中央空调能耗约占整个建筑总能耗的 50% 左右，对于商场和综合大楼可能要高达 60% 以上，因此节约民用公共建筑空调能耗是刻不容缓的。

中央空调能耗一般包括三部分，即：1. 空调冷热源；2. 水 或空气输送系统；3. 空调机组及末端设备。这三部分能耗中，冷热源能耗约占总能耗的一半左右，是空调节能 的主要内容。另外，自控系统的配置也是运行节能的实现的重要因素。

2 空调冷热源的节能

2.1 冷负荷确定

冷热负荷是空调系统最基础的数据，制冷机、供热锅炉、冷热水循环泵以及给房间送冷、送热的空调箱、风机盘管等规格型号的选择都是以冷热负荷为依据的。如果能减少建筑的冷热负荷，不仅可以减小制冷机、供热锅炉、冷热水循环泵、空调箱、风机盘管等的型号，降低空调系统的初投资，而且这些设备型号减小后，所需的配电功率也会减少，这会造成变配电设备初投资减少以及上述空调设备日常运行耗电量减少，运行费用降低，所以减少冷热负荷是民用建筑节能最根本的措施。

七十年代末空调工程负荷用瞬变传热计算代替了稳定传热计算，并且区分了得热和负荷的概念。八十年代出版的所有空调书籍，如《空气调节工程》、《空气调节设计手册》、《暖通空调常用数据手册》、《高层建筑空调与节能》等皆引用了动态负荷计算。动态负荷在围护结构方面的计算显得比较繁琐，即便是各种手册采用了一些简化手段，计算工作量也较大。计算机软件的产生似乎解决了这一问题，但是应用上也不普遍，只有估算最简便，捷径行路，人之通性，慢慢地被它取而代之了，但是估算的根基并不坚实，偏于保守是不可避免的，总是顾虑怕估算的小了，这也是可以理解的。

虽然我国《采暖通风与空气调节设计规范 GBJ-87》中规定空调冷负荷必须通过计算，但目前很多设计人员都是用概算指标估算且指标一再加大，使冷、热源主机长期在低负荷、低效率下，冷热源选择过大的情况相当多。

当前建筑的形式多样化，甲方在土建设计阶段往往还没考虑好外墙、窗及窗台情况，多会留待装修时根据用户需求及当时潮流才确定，造成空调专业进行详细计算时，缺少必要的条件。此时采用指标估算的方式是不得已而为之，但如何取值是关键。

笔者曾经做过深圳市新世界中心暖通专业的初步设计，这是一栋超高层写字楼，地处南方冬暖夏热地区，只设空调不设采暖。该建筑共 52 层，1-5 层为裙房，功能是餐饮、娱乐等，每层面积约 2000 平方米；6~52 层为办公，每层面积约 1700 平方米，其中 21、22、38、39 为局部通高的避难层兼设备房。外围护结构采用何种形式尚未确定，故无法进行详细的负荷计算，只能采用冷指标估算方式。

在选取办公室冷负荷指标时，根据笔者在深圳多年的工作经验，总结出深圳地区建筑外围护结构各部分的单位围护结构面积冷负荷指标，采用冷负荷系数法

计算逐时负荷，然后取逐时负荷最大值（17时）。17时深圳地区建筑外围护结构各部分的单位围护结构面积冷负荷指标详表 2.1。

表 2.1 深圳地区建筑外围护结构冷负荷的指标值（17时）

Table 2.1 The index value of the load of external protection structure of building in Shenzhen

外围护结构名称	外 窗						外 墙						屋 顶	内 墙
	西向	西南	西北	东向	南向	北向	西向	西南	西北	东向	南向	北向		
冷指标 (KJ/m ² ·h)	1341	882	907	527	447	443	84	73	64	101	63	75	176	50
冷指标 Kcal/m ² ·h	273	211	217	126	107	106	20	17	15	24	15	18	42	12

说明：1. 外窗为 7mm 厚单窗，未设内遮阳；2. 外墙为 240mm 砖墙，内粉石灰。

1. 据冷负荷系数法，计算出外围护结构传热形成的单位地面面积冷指标为 $98\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 。

2. 新风负荷按 $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ ，单位指标为 $7.2\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ ，办公室按 $7\text{m}^2/\text{人}$ 计，故新风冷指标为： $7.2 \times 30 / 7 = 30.85\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 。

3. 灯光及设备负荷：考虑每人有一台电脑 $250\text{W}/\text{台}$ ，灯具按每人 80W ，电能转化为冷负荷系数为 0.43 ，所以此部分冷负荷为： $(250+80) \times 0.43 / 7 \times 3.54 = 71\text{KJ}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ ，合 $17.15\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 。

4. 人体负荷：办公室按轻劳动及负荷系数，为 $88\text{Kcal}/\text{人}\cdot\text{h}$ ，折合单位面积指标为 $88/7 = 12.57\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 。

5. 总的冷负荷指标为： $98+30.85+71+17.15+12.57=156.57\text{Kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 。

然后，笔者在重庆大学当地已建工程设计资料，取得了这些工程的设计冷负荷指标，详见表 2.2。^[9]

对各办公室冷负荷指标取其平均值，得到 $189.3\text{Kcal}/\text{m}^2$ 。又进行实地考察，走访各用户，结果普遍反映较冷，实测温度均在 $22\sim 24^\circ\text{C}$ ，湿度为 $55\sim 65\%$ 。根据《实用供热空调设计手册》内办公室室内温度要求 $25\sim 27^\circ\text{C}$ ，湿度要求 65% ，再查焓湿图可知，得到 23°C 、 60% 的湿空气焓值为 $49.94\text{KJ}/\text{Kg}$ ， 25°C 、 60% 的湿空气焓值为 $58.05\text{KJ}/\text{Kg}$ ，其焓值比值为 0.86 ，得出办公部分空调冷负荷指标为 $189.3 \times 0.86 = 162.85\text{Kcal}/\text{m}^2$ 。

对于上述得出的两个冷负荷指标对比，其差别不大，考虑本大厦为高档写字楼，最终进行负荷计算时，取较大值 $162.85\text{Kcal}/\text{m}^2$ 。

表 2.2 深圳市部分办公楼建筑设计冷指标表

Table 2.2 The table of cooling index of the design of partial office buildings in Shenzhen

序号	建筑名称	冷指标 Kcal/hm ²	面积 m ²	冷负荷 Kcal/h	备注
1	联合广场 办公室	178	15782	2777940	
2	远洋中心 办公室	188	2480	466476	未计入走道面积
3	明昌广场 大开间写字间	199	1263	251636	未计入走道面积
4	金城广场 大开间写字间	210	745	156592	共 7 层
5	文锦广场 标准层办公室	227	491	111926	
6	报业大厦 标准层办公室	180	1385	249400	共 27 层
7	新时代广场 标准层办公室	210	1300	272780	共 7 层
8	华能大厦 标准层办公室	161	1045	168147	未计入走道面积
9	石化开元大厦 办公室	181	1006	182148	未计入走道面积
10	深圳书城 大开间办公室	161	863	139560	计入电梯厅面积
11	冷负荷指标平均值	189.3			

表 2.3 深圳市赛格广场十三层以下逐时冷负荷表

Table 2.3 The table of the real-time-cold-load of the floors below thirteen floors of Saige Square

时间	银行	商场	配套 市场	餐厅	金融 证券	展览 会议	歌舞 健身	总负荷 Kcal/hm ²
7:00				82108				82108
8:00	16642	452387	866458	361960	323180	91611		2112238
9:00	19065	1436790	913185	383101	1078338	432139		4262618
10:00	20663	1436790	960156	396116	1110596	444446		4368767
11:00	21312	1555332	972437	404056	1100130	448600		4501867
12:00	22624	1586706	980808	413252	1105748	454171		4563309
13:00	23430	1638279	992568	422288	1114963	461459		4652987
14:00	23862	1658759	1000742	427993	1124201	469223		4704780
15:00	24307	1673539	1008616	433693	1131739	474303	146769	4892966
16:00	24641	1686091	1013995	437976	1135179	478770	476583	5253235
17:00	24782	1695639	1020395	440181	1133083	481893	522678	5318651
18:00	23915	1684331	1019553	435654	1125514	479805	525554	5294326
19:00	14080	1660091	1013228	425851	104302	104327	529191	4051070
20:00		1653813	1012265	421091			514822	3601991
21:00		1649376	1012012	417169			504707	3583264
22:00		454684	497114	105573			494403	1551774
23:00							483298	483298
24:00							473501	473501
1:00							465272	465272
2:00							457862	457862
3:00							84825	84825

另外，在采用综合指标估算出建筑物各部分的最大负荷后，仅采用简单的相加得出总负荷来选取主机的情况也非常普遍。其实，由于朝向、位置及使用功能不同，建筑物的各部分并不是同时达到最大负荷的，所以，这样选择的主机偏大，造成设备初投资无谓增加。为解决主机偏大，有的设计工程师采用简单的乘 0.8~0.9 的系数，再选择主机，这样虽然解决了主机偏大的问题，但到底是否符合建筑物实际负荷，毕竟心中无底。建议采用设计工况逐时负荷，取其各部分总负荷最大值进行主机的选择。

在深圳市赛格广场的设计中，就是采用了建筑逐时负荷表来进行冷源的选择的。

通过表 2.3 可以看出，十三层以下建筑冷负荷出现在 16:00~18:00，其最大值出现在 17:00，为 53.8651Kcal/hm²，合 1758.8RT。另外，考虑消除变压器散热冷负荷 50RT，冷冻机房补风冷负荷 45RT，厨房补风冷负荷 50RT，各公共大堂及走廊冷负荷 190RT。则总冷负荷为：

$$Q=1759+50+45+50+190=2094RT。$$

再根据《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ 19-87)，制冷装置和冷水系统的冷量损失按 10%~15%选用，则得出十三层以下空调水系统冷源设备容量为：

$$Q_{设备}=(1.1\sim 1.15) \times 2094=2303\sim 2408RT$$

最后，深圳市赛格广场十三层以下建筑的冷源主机选择为 3 台 750RT 的离心式冷水机组，冷源总冷量为 2250RT，略小于计算结果，是考虑到设备有一定的超负荷运行的能力。^[10]

2.2 设计选择冷热水机组须根据全年负荷情况，合理搭配

关于冷源，《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ19-87 第六章“制冷”中有“台数不宜过多”、“应与空气调节负荷变化情况及运行调节要求相适应”、“台数不宜少于两台”等规定。我们在考虑冷水机组配置时，应注意避免下列四种情况。

一、要避免机组台数过少，台数过少存在的问题有：负荷可靠性下降，一旦负荷高峰时机组出现故障，影响的比例就大；负荷适应性也差，因为综合性建筑中往往配有娱乐场所等，其面积不大、冷负荷也不大，而娱乐场所又往往有提前和延长制冷要求，机组台数少，意味着单台制冷负荷大，一旦开启，只有部分负荷时就不适应，对离心式机组，往往易发生喘振现象，所以选择离心机组，要满足 20%~30%负荷时能适应最小冷负荷的需要；机组台数过少，机组低负荷运行的概率高，由于机组在低负荷下运行的 COP 低，因而能耗会增高。

二、要避免机组台数过多，机组台数过多有如下缺点：单机容量下降，机组 COP 下降，能耗高；机组台数多，配套的循环水泵也多，水泵并联多，并联损失高；

机组台数多，配套的循环水泵多，占用机房面积就大；机组台数过多，也意味着绝对故障点增多。

三是要避免不恰当的使用多机头机组(包括多机头风冷热泵或模块化风冷热泵、模块化冷水机组)，绝对故障点太多，增大启动电流。

在深圳市盐田区政府办公楼，原设计为 7 台 600TR 的离心式冷水机组，后甲方擅自改为 28 台 150TR 三机头螺杆式冷水机组，虽然冷量相等，制冷压缩机头却从 7 个增加至 64 个之多，施工安装完毕后，试机时系统就同时无法开启，必须逐台启动，原设计配电系统无法正常工作，最后整个机房配电系统重新设计，增加投资超过人民币 100 万元。在系统运行的过程中，64 个机头时有问题，维修费用也增加不少。

四要避免一味地采用等容量机组，采用等容量机组，机房布置也许会划一整齐，各品备件会少，但工程中往往有小负荷的不同使用功能的场所，如采用等容量机组，就容易造成负荷适应性差的缺点。其实《采暖通风与空气调节设计规范》中有“大型制冷机房，当选用制冷量大于或等于 1160kW(100×10⁴大卡/时)的一台或多台离心式制冷机时，宜同时设置一台或两台制冷量较小的离心式、活塞式或螺杆式等压缩式制冷机”大小容量搭配的规定。^[6]

众所周知，制冷机在接近额定负荷下运行效率最高。为了使全年制冷机在接近额定负荷下运行效率最高。为了使全年制冷机尽可能在高效率下运行，必须根据全年动态负荷曲线，确定制冷机台数和每台机组的容量，使供冷量与变化中的需冷量尽可能保持一致，即同时运行的制冷机容量的总和尽可能接近建筑物的空调负荷曲线。

在笔者所做的深圳市新世界中心工程初步设计中，总空调面积约为 84195.88 平方米，计算总冷负荷为 3794TR。经与甲方充分商量，为应对蓄冰政策的变化，此工程采用冰蓄冷冷源系统，但其削峰值仅为 15~20%。

经详细计算，该栋写字楼设计日逐时负荷计算如表 2.4，设计日空调冷负荷分布图如图 2.1。

表 2.4 设计日逐时总冷负荷组成表

Table 2.4 Design form of the composition of total cold loads with real-time per day

时段	逐时负荷 (RT)	基载主机 供冷量(RT)	双工况主机 供冷量(RT)	融冰 供冷量(RT)	双工况主机 制冰量(RT)
0:00	301	201	0	0	588
1:00	32	92	0	0	575
2:00	44	44	0	0	550
3:00	0	0	0	0	512
4:00	0	0	0	0	487

(续上表)

5:00	0	0	0	0	468
6:00	0	0	0	0	285
7:00	986	986	0	0	0
8:00	1584	1584	0	0	0
9:00	2412	2400	0	0	0
10:00	3139	2400	739	0	0
11:00	3356	2400	791	86	0
12:00	3295	2400	779	36	0
13:00	3357	2400	785	86	0
14:00	3446	2400	796	170	0
15:00	3792	2400	840	472	0
16:00	3794	2400	842	472	0
17:00	3436	2400	521	535	0
18:00	2429	1200	834	395	0
19:00	1619	890	231	498	0
20:00	1327	627	154	540	0
21:00	1142	380	234	0	0
22:00	1318	0	817	0	0
23:00	244	244	0	0	605
总计	40727	27848	8363	3295	4070

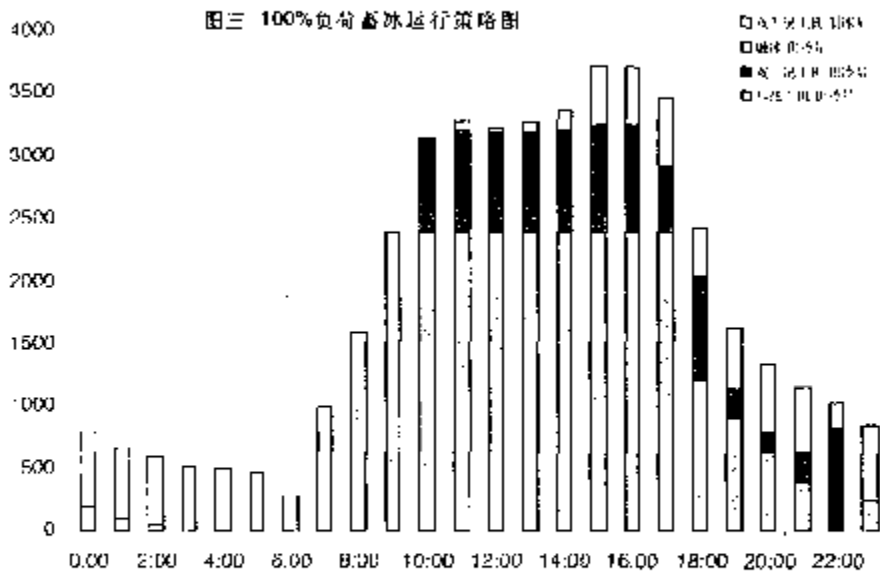


图 2.1 100%负荷蓄冰运行策略图

Fig. 2.1 The figure of ice preserved working strategy with 100% loads

60%负荷率日逐时负荷计算如表 2.5, 空调冷负荷分布图如图 2.2。

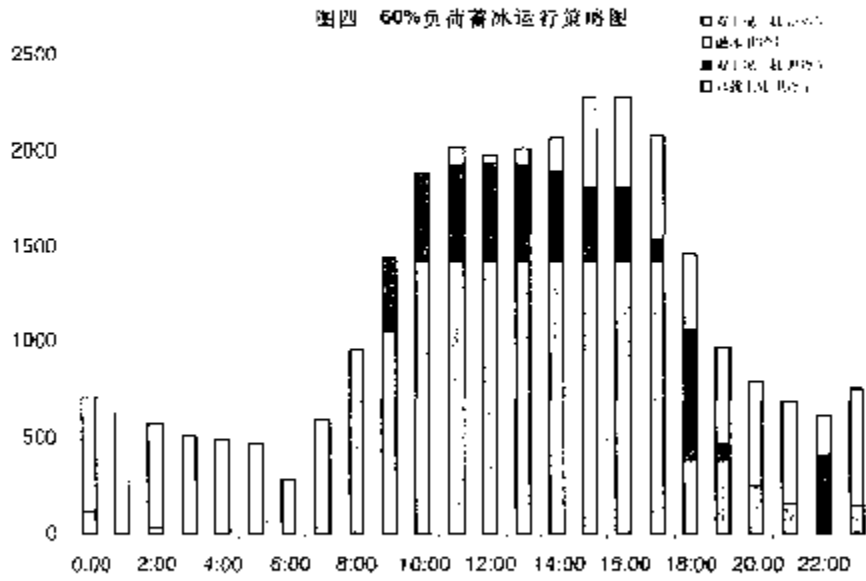


图 2.2 60%负荷蓄冰运行策略图

Fig. 2.2 The figure of ice-preserved working strategy with 60% loads

表 2.5 建筑物设计日 60%负荷平衡表 单位:RT

Table 2.5 The balanced table of building Design with 60% loads per day The unit : RT

时段	逐时负荷 (RT)	双工况主机		融冰	
		供冷量 (RT)	供冷量 (RT)	供冷量 (RT)	制冰量 (RT)
0:00	121	120.6	0	0	588
1:00	55	55.2	0	0	575
2:00	26	26.4	0	0	550
3:00	0	0	0	0	512
4:00	0	0	0	0	467
5:00	0	0	0	0	468
6:00	0	0	0	0	285
7:00	592	592	0	0	0
8:00	950	950	0	0	0
9:00	1447	1050	397.2	0	0
10:00	1883	1430	453.4	0	0
11:00	2014	1430	498.6	85	0
12:00	1977	1430	511	36	0
13:00	2011	1430	494.6	86	0
14:00	2068	1430	467.6	170	0
15:00	2276	1430	373.2	472	0
16:00	2276	1430	374.4	472	0
17:00	2074	1430	168.6	535	0
18:00	1457	380	682.4	295	0
19:00	971	380	93.4	498	0

(续上表)

20:00	796	250	0.2	546	0
21:00	685	197	0.2	528	0
22:00	611	0	409.8	201	0
23:00	146	146.4	0	0	605
总计	24436	15548	4864.6	4024	4070

30%负荷率日逐时负荷计算如表 2.6, 空调冷负荷分布图如图 2.3。

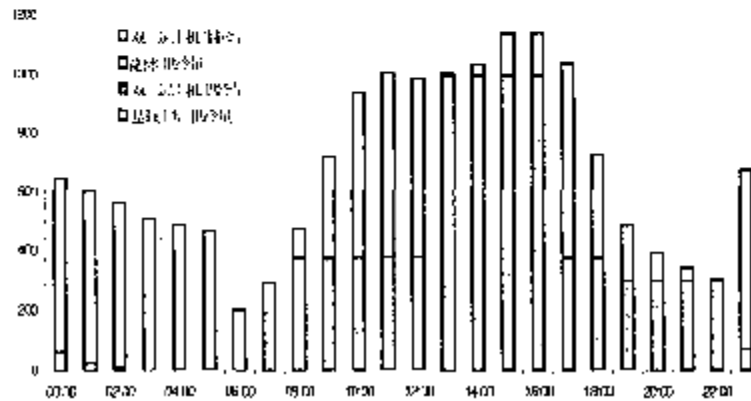


图 2.3 30%负荷蓄冰运行策略图

Fig. 2.3 The figure of ice-preserved working strategy with 30% loads

表 2.6 建筑物设计日 30%负荷平衡表 单位: RT

Table 2.6 The balanced table of building Design with 30% loads per day The unit: RT

时段	逐时负荷 (RT)	轻载主机 供冷量 (RT)	双工况主机 供冷量 (RT)	融冰 供冷量 (RT)	双工况主机 制冰量 (RT)
0:00	60	60.3	0	0	588
1:00	28	27.6	0	0	575
2:00	13	13.2	0	0	550
3:00	0	0	0	0	512
4:00	0	0	0	0	487
5:00	0	0	0	0	468
6:00	0	0	0	0	203
7:00	296	296	0	0	0
8:00	475	380	0	95	0
9:00	724	380	0	344	0
10:00	942	380	0	562	0
11:00	1097	380	0	627	0
12:00	989	380	0	609	0
13:00	1005	1000	0	5	0
14:00	1034	1000	0	34	0
15:00	1138	1000	0	138	0

(续上表)

16:00	1138	1000	0	138	0
17:00	1037	380	0	657	0
18:00	729	380	0	349	0
19:00	486	300	0	186	0
20:00	398	300	0	98	0
21:00	343	300	0	43	0
22:00	305	300	0	5	0
23:00	73	73.2	0	0	605
总计	12218	8330	0	3988	3988

制冷机房设于地下一层。考虑到制冰主机通常为满负荷运行，制冷机房设双工混离心式制冷机组一台(CH-1)，空调工况额定冷量为900RT；常规制冷机组（机载主机）共三台，其中离心式制冷机组二台(CH-2、3)，额定冷量为1200RT；螺杆式冷水机组一台(CH-4)，额定冷量为387RT；CH-2、3与CH-4切换运行。

最热日100%负荷制冷系统运行策略：23:00~7:00为制冰主机单制冰，利用夜间低谷电价，双工况主机(CH-1)满负荷运行制冰储存，以备白天电价高峰时使用。同时，夜间少量冷负荷由基载主机(CH-4)提供；7:00~11:00为制冷主机单供冷，此时段内，冷负荷完全由基载主机提供；11:00~23:00为融冰主机供冷，此时段内融冰优先，同时所有主机(CH-1、2、3)全部或部分满负荷运行，当负荷较小时，CH-1、2、3停机，切换CH-4运行。

当日负荷降低时，各时段运行策略调整，部分白天高电价时段可采用单融冰供冷，以最大限度节省电费，详见表2.5、表2.6。

总之，在选择冷热源机组时要根据全年负荷情况，进行合理分配，否则，即使选择了能效比高的主机，全年运行起来也会是高能耗。

2.3 确定主机类型须进行技术经济比较

在选择主机时，应注意设备的COP值，并考虑设备的部分负荷性能系数(IPLV)。合理选择冷水机组。

例如湖南某商城的冷源选择。某商城地下二层，地上五层，建筑面积23600m²，空调面积约25030m²。冷负荷4075KW，商场主营时装展销。城市不允许建燃煤炉，而燃油炉及燃料供应上严格控制，湖南气候特点是夏季炎热的时间长，冬季寒冷的时间较短。业主要求，只设夏季空调，电力制冷。冷水机组性能比较见表六。

按冷负荷要求4075KW对几种冷机的性能进行比较，以便从中选出COP值大的机型，并算出节电量。

从表2.7中可知，最佳冷水机组的确定：HC-F400型COP 5.62，它是这6种机

其中的佼佼者，与模块化相比，1 小时就可节电 382KW，节省费用 405 元，运行费用最低，经济效益最好。制冷剂为 HCFC134a 对臭氧层无破坏，有利于环保，因此采用 RC F400 型机组为最佳选择。^[9]

表 2.7 冷水机组性能比较表

Table 2.7 The table of performance comparison of the set of cold water

机组型号		产冷量与耗电比		工程需要冷量及耗电量		
		产冷量 kw/ 耗电量 kw	耗电量 kw/ 冷量 RT	机组数量 (台数)	冷量(kw)	电量 (kwh)
活塞 种	模块化 TMCE130-8	3.62	0.97	4 组	4160	1132
	3GRB-225	3.81	0.92	6	4083	1070
螺杆式	23×L-290	4.85	0.73	4	4060	762
	ROV150SY3	4.14	0.85	6	4131	997
离心式	19×L-400	5.27	0.67	3	4221	801
	RC F400	5.62	0.63	3	4218	750

空调用冷水机组的能耗分析举例^[9]

例 1：往复式冷水机组耗煤 0.086kg/KW；COP=1.43

离心式冷水机组耗煤 0.032kg/KW；COP=1.50

吸收式冷水机组耗煤 0.233kg/KW；COP=0.53

由此表明：电制冷机耗电量仅为吸收机的 1/3 左右，其 COP 值则为吸收机的 3 倍。

在电力紧张地区，用柴油发电机进行电力制冷，其 COP 值仍为采用燃油锅炉提供热源的吸收式制冷机的两倍多。

例 2：以制冷量 1160KW 的冷水机为例，各机组耗油量如下：

直燃型 95.6kg/h；蒸汽型 116.6kg/h；热水型 158.8kg/h；螺杆式 59.1kg/h。

结果表明：热水型、蒸汽型和直燃型吸收机的耗油量分别为螺杆式冷水机的 2.7 倍、2 倍和 1.6 倍。

不同蒸汽机组制备 1160KW 冷量所耗一次能源（标煤 kg/h）见表 2.8：

表 2.8 不同蒸汽机组制备 1160KW (106kcal/h) 冷量所耗一次能源表

Table 2.8 The table of the energy consumptions for cooling of Different steam equipment sets working in the condition of 1160KW (106kcal/h)

机组型式	蒸汽压缩式	蒸汽双效吸收式（双效）	直燃机（双效）
标煤耗量 kg/h	火电 79.9	自备锅炉房 234	燃油 130.3
	水电 33.5	区域锅炉房 200.8	燃气 141.2
		热电 1 130.4	

例 3：以制冷量为 $4.2 \times 10^6 \text{kg/h}$ 的冷水机组为例。

分析结果折算成标煤量分别为：

蒸汽单效吸收机：386kg/h 蒸汽双效吸收机：191 kg/h 燃油直燃机：150 kg/h 燃气直燃机：169 kg/h 电动式冷水机：105 kg/h

上述结果表明，吸收式冷机耗能分别为电动式冷机的 3.5 倍、1.8 倍、1.4 倍和 1.6 倍。

蒸汽压缩式与溴化锂吸收式冷水机能耗比较，见表 2.9。

表 2.9 蒸汽压缩式与溴化锂吸收式冷水机能耗比较

Table 2.9 The table of comparison of the energy consumption between the steam compressed water cooling machine and LiBr-absorbed water-cooling machine

机组式	蒸汽压缩式耗能	蒸汽双效 LiBr 耗能	直燃机耗能
由火电厂供电	100%	自备锅炉房 293% 区域锅炉房 251% 热电厂 163%	燃油 163% 燃气 177%
由水电厂供电	100%	自备锅炉房 699% 区域锅炉房 599% 热电厂 389%	燃油 389% 燃气 421%

从上述分析可以看出，吸收式冷水机组的一次能耗远比电动式冷机高，其中蒸汽型或热水型双效吸收式冷机的能耗为电动式冷机的 2~3 倍，直燃式约为电动式的 1.6~2.1 倍。如果工厂在夏季有大量蒸气，可采用蒸气型或热水型吸收式机组。

目前，空调冷源普遍采用电制冷，但也应因地制宜。例如上海，尽管燃气空调的一次能效率远不及电力空调，但在当前供电有缺口而煤气有余量的情况下，综合考虑，可以采用燃气直燃式冷热水机组。

冷热源机组能耗占中央空调系统总能耗的一半以上，节能潜力最大，因此，采用合适的冷热源机组是中央空调节能措施中最重要的部分。冷热源主机选择的基础是建筑冷热负荷及设备 COP 值，只有做好负荷计算，认真对比各种机组的 COP 值，并对设备不同的部分负荷状况下的部分负荷能效比进行比较，选择最适合建筑全年运行工况的设备，才能获得最佳的节能效果。

3 水输送系统的节能

3.1 空调水泵节能

空调系统中的水泵不仅起着非常重要的作用，而且耗电量也非常大。下图是对北京 12 家星级宾馆空调水泵耗电量的调查结果（图 3.1）：

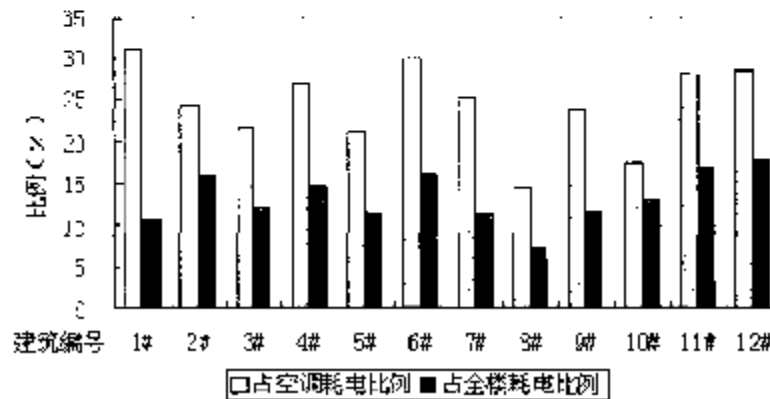


图 3.1 空调水泵耗电量比例

Fig. 3.1 The proportion of Power consumption of water pump of the air conditioner

从图 3.1 可以看出，空调水泵的耗电量占建筑总耗电量的 8%~16%，占空调系统耗电量的 15%~30%，耗电量接近于全楼照明用的电量，所以水泵节能非常重要，节能潜力也比较大。

从泵轴功率 $N = 0.163 \rho V H / \eta (kW)$ 可知，影响泵功率的主要因素是流量 $V (m^3/min)$ ，扬程 $H (m)$ 和泵效率 $\eta (\%)$ ， ρ 容重 (N/m^3) 。

设计热（冷）负荷偏高，造成热（冷）水流量偏大。从 $V = Q / (\rho \cdot \Delta t)$ 可知，设计热（冷）负荷 Q 和供回水温差 Δt 是计算流量的主要依据。

“三北”地区各城市，在以往的供热设计中，设计热指标值均较高。如沈阳市设计热指标选用的平均值为 $88 W/m^2$ [$76 kcal / (m^2 \cdot h)$]，而实测值约为 $52 \sim 68 W/m^2$ [$45 \sim 58 kcal / (m^2 \cdot h)$]；北京过去一般取 $70 \sim 81 W/m^2$ [$60 \sim 70 kcal / (m^2 \cdot h)$]，而实测值约为 $56 \sim 68 W/m^2$ [$48 \sim 58 kcal / (m^2 \cdot h)$] 等。热负荷基数偏大，热水流量增大水泵选用偏大，增大了泵初投资，降低了泵运行效率，加大了运行成本，浪费了电能。

北京市宾馆类建筑设计单位面积冷负荷指标为 $90 \sim 130 W/m^2$ ，而实测值约为 $50 \sim 80 W/m^2$ ，制冷机配置容量过大，不仅增加了冷却水泵和冷冻水泵的流量（见表 3.1）和电气等设备安装容量和造价，而且也会造成泵电气设备的闲置和系统的低效运行。”

表 3.1 消耗设计流量与实际需要流量
Table 3.1 Designed-consumption flow and actual needed flow

楼栋	空调面积 (万 m ²)	单位建筑正积设计冷冻水流量 [kg/(m ² ·h)]	单位建筑面积实际冷冻水流量 [kg/(m ² ·h)]	实际/设计 (%)
1	3.3	22	15	68
2	6.0	24	12	50
3	8.7	17	9	53
4	3.5	21	11	52

在许多中央空调系统中,水泵扬程偏大,有些仅需 28~32m 水柱的,选了 40~50m 水柱的水泵。多余扬程,一是靠阀门来消耗,其消耗的能量占的比例,个别工程甚至达 70%;二是转变成流量,如果工程,由于流量增加,流速增加,锅炉设备入口的口径配首本来就偏小(原按 25℃温差流量配首),引起了锅炉设备的振动。选择水泵扬程大些就安全了吗?其实不然,如果未安装有限流阀、电气专业也未设计过电流保护,就有可能烧毁电机;如果电气专业设计了过电流保护,则会发生水泵电机发热、电流增大,重则不能正常启动的情况。导致水泵扬程选得偏大的原因是显而易见的,没有进行必要的水力计算和心中无数怕是主要原因,笔者建议,还是要老老实实地进行水力计算,做到心中有数,积累经验。

例如办公大楼,制冷量为 355Rt,设计冷却水量为 300t/h,扬程 55m,但实测冷却水泵扬程约为 20~25m,节流阀门消耗了 30m,即冷却水泵的 70%的能量消耗在阀门上。

泵的工作点指的是运行时水泵的流量和扬程,它是由泵的性能曲线和水系统管网特性曲线两方面因素确定的点。

目前,泵运行时的流量和扬程比要求的大得多,消耗的功率也比预想的大得多。如图 3.2 所示,水泵工作点(Q2、H2)大于设计水量 Q1、设计扬程 H1,图中(Q1、H1)点是“理想状态”,水泵处于低效运行区,增大了无效运行范围。

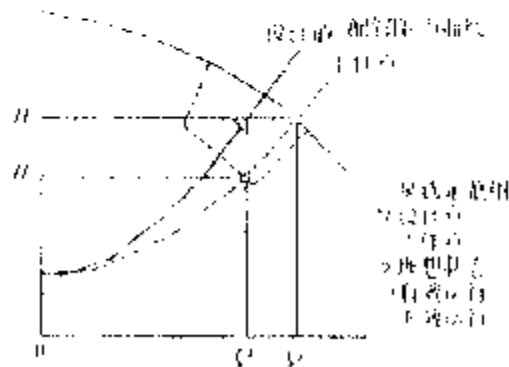


图 3.2 现有水泵的运行状态

Fig. 3.2 The working state of the current water pump

供热系统设计时，二次网循环系统实际扬程一般约为 150~300kPa，但水泵选型时，扬程值一般为 400~600kPa，水泵电功率与扬程成正比关系，扬程偏高导致水泵电气容量增大。

在许多旧的中央空调系统中，采用了开式冷却水系统，开式冷却水系统中冷却水泵的扬程除了要克服冷却水在管道中的流动阻力外，还要提供将冷却水从冷却水池送至高位冷却塔克服水位高差所需要的能量。如果取消冷却水池，将从冷却塔回水的水管直接接至冷却水泵的入口，这种冷却水系统成为闭式冷却水系统，冷却水泵就不需提供将冷却水从制冷机提升到冷却塔克服水位高差所需要的能量，只需提供克服冷却水在管道中流动的阻力，所以所需要的水泵扬程要比开式冷却水系统小得多，因此水泵的能耗也就小很多。

例如北京某饭店冷却水系统为开式系统，制冷机房和冷却水池设在一层，冷却塔设在十层屋顶，距地面 33 米，冷却水泵扬程为 67 米，配电功率为 180kW，而改成闭式冷却水系统后，冷却水泵扬程只需 25 米，配电功率仅为 75kW，每年可节电 18 万度，合人民币 10.8 万元。

设计时应计算分析管网特性和负荷特性，正确选用水泵的流量和扬程。设计中应注意管网的水力平衡，避免在小流量运行地不利环路缺水。

段供热系统平均负荷率约为 0.6~0.7，空调系统平均负荷率一般约为 0.3~0.35，北京地区 98% 的时间负荷率均在 70% 以下。但水泵为恒速泵。为了适应负荷的变化，流量的调节依靠阀门来实现，采用这种方法，如果要求把流量调至额定流量一半， $Q_1 = (1/2) QH$ ，系统的能耗大致与额定状况下的能耗（QH）相同。

图 3.3 表示通过调节供水侧阀门开度的方法调节水量。从图中可知，通过水量的调节减少了泵功耗功率，但，由于增加了泵的运行压力，又产生了新的无用运行范围。

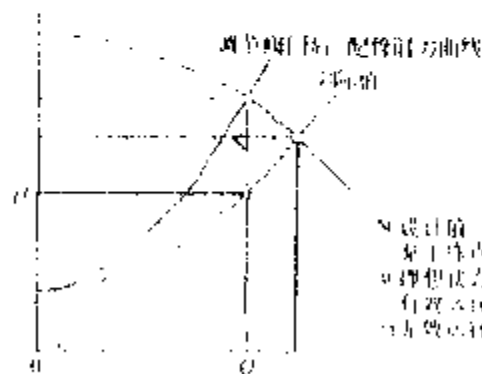


图 3.3 调节阀门改变流量

Fig. 3.3 Changing the flow through adjust the valve

设计时选择水泵是按设计值查找水泵样本的铭牌参数确定,而不是按水泵的特性曲线选定水泵型号;未对每个水环路进行水力平衡计算,对压差相差悬殊的回路也未采取有效措施,因此水力、热力失调现象严重。

在目前空调水系统设计中,一般是选用多台相同的水泵并联,管网的性能按最大流量设计。给定管路的流量与阻力分析,对于给定的管路系统,在流量变化时其阻力与流量的平方成正比,如下式:

$$H_1/H_2=Q_1^2/Q_2^2$$

在空调工程设计中,空调水泵扬程 H 一般按下式选取:

$$H=H_a+H_b+H_c+H_d$$

式中 H_a 表示冷水机组的阻力;

H_b 表示制冷站内分支管路的阻力;

H_c 表示制冷站内干管和制冷站以外管网的阻力;

H_d 表示空调末端设备的阻力;

在实际工程中我们所接触的水系统多为并联回路,水系统的水力平衡是保证其运行良好的前提,在设计中甚至有部分设计师采用加大流量的办法来抵消水力不平衡的影响。其实,加大流量并不是一个好办法,它只不过是掩盖了水力不平衡的矛盾,在提高原来流量偏小的环路流量的同时也提高了原本偏大的环路流量,造成电能的浪费,是不可取的。真正解决水力不平衡的问题还得通过在设计中水力平衡和运行中的调节。

工程中常见到冷热循环水泵不分设的情况,有的是因为迁就了机房面积偏小,有的则是考虑不周所致。众人周知,供回水温差制冷时一般为 5°C ,制热时一般为 10°C ,而且对一般冬冷夏热地区,冬季制热负荷比夏季制冷负荷小,对南京地区,一般前者为后者的 $60\sim 80\%$,即冬季循环水量为夏季循环水量的 $0.3\sim 0.4$ 倍,水力损失仅为供冷工况的 $9\sim 16\%$,输送功耗仅为供冷工况时的 $2.7\sim 6.4\%$ 。所以,若冷热循环水泵不分设,将导致冬季能耗浪费,形成大流量小温差运行。

设计人员应重视水系统设计,积极推广变频调速水泵,冬、夏两用双速水泵等节能措施。

一些调查表明,空调水系统的工作普遍存在着大流量小温差的问题。夏季供冷水系统的供回水温差:较好的为 3°C 左右,差的只有 $1\sim 1.5^{\circ}\text{C}$ 。而循环水量一般为设计水量的 1.5 倍数。高层建筑供冷系统一般规模较大,能耗很大,但节能潜力也很大,一个节能的制冷系统,不仅要求选择的设备性能和台数能与空调系统负荷的变化相适应,而且要求在运行中整个系统在各种负荷下能够保持能耗最小。

为了解决热网水平失调带来的用户冷热不均的问题,许多供热系统采用了“大

流量、小温差”的运行方式。如住宅间接供暖的二次循环水泵或直接供暖的一次水循环水泵流量，单位建筑供暖面积约为 2~3kg/h，实际运行达到 3~5kg/h，流量大，加大了泵的设计电功率容量；流量大，增加了泵的运行功率，降低了供、回水温差，温差从 25℃降至 5~10℃。住宅间接供暖的一次水循环水泵流量，单位建筑供暖面积约为 1.3kg/h，实际为 2~5kg/h，流量大使供、回水温差从设计值 45℃降至于 15~20℃，增加了泵的运行功率。

空调系统的水流量是由空调冷热负荷和空调水供回水温差决定的，如下式所示：

$$G = \frac{Q}{\Delta t}$$

式中：

G ——水流量，kg/s；

Q ——冷热负荷，kcal/s；

Δt ——供回水温差，℃。

从上式可看出，空调水供回水温差越大，空调水流量越小，从而水泵的耗电量越小。但是空调水流量减少，流经制冷机的蒸发器时流速降低，引起换热系数降低，需要的换热面积增大，金属耗量增大。所以经过技术经济比较，空调冷冻水的供回水温差 4~6℃较经济合理[4]，空调热水的供回水温差 10℃较经济合理，大多数空调系统都按照 5℃的冷冻水供回水温差和 10℃空调热水供回水温差的工况设计。

当空调循环水泵在管网中工作时，其耗电量跟流量的 3 次方成正比，即 $N \propto G^3$ 。

实际工程中有很多空调系统的供回水温差只有 2~3℃，如果将供回水温差提高到 5℃，水流量将减少到原来的 50%左右，所以如果水流量减少 50%，水泵耗电将减少 87.5%，节能效果非常明显。但是实际工程中常出现如果减少水流量，有些房间就会出现夏季室温降不下来的情况，而不得不提高流量、降低温差来运行。出现这种情况的原因是水系统中各个支路阻力不平衡，夏季过热的房间所属的支路阻力大，当流量减少时，阻力大的支路水流量减小到不能满足需要的程度，致使房间过热。如果加大流量，阻力小的支路就会超过需要的水流量，那些阻力大的支路的水流量则刚好满足要求，不会出现夏季室温降不下来的情况。这种空调系统的运行是以增大流量和耗电量为代价的。

为了解决热网水平失调带来的用户冷热不均的问题，许多供热系统采用了“大流量、小温差”的运行方式。

由于热（冷）水流量与水泵轴功率成三次方关系，流量的增加，将带来耗电量的增大。例如，一般建筑面积 3.0 万 m² 供热系统循环水泵的电功率约为 15~30kW

之间，若系统循环水量提高 1.4 倍，则消耗电功率提高 2.74 倍，达 41~82kW。

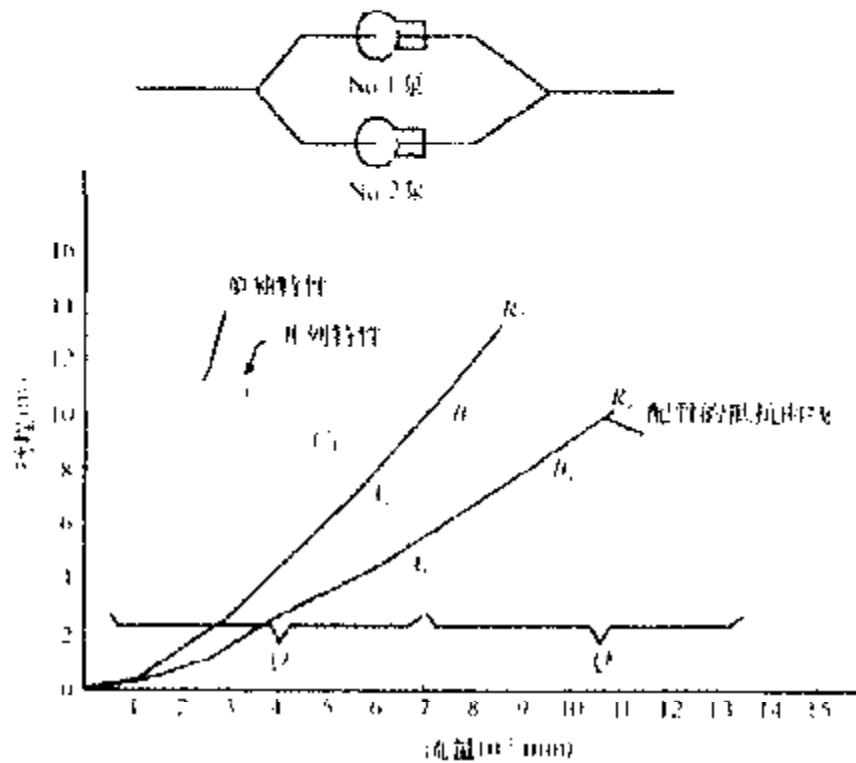


图 3.4 相同特性泵的并联运行

Fig. 3.4 The parallel-connected working of the pumps with same characteristics

“机对一泵”的运行模式是供热空调水系统中一次泵普遍选用的运行模式。如图 3.4 所示，当相同特性的 2 台泵并联运行时，流量与扬程及耗电功率都增加了，变化的多少与管网的特性曲线有关，管网阻力越大时，流量、扬程增加的较少。

空调供热水系统的冷（热）源要求定流量运行，末端设备要求变流量运行。

级泵系统的特点是利用一根旁通管来保持冷（热）源侧定流量，而让用户处于交流量运行，当用户负荷变化需水量减小时，压差旁通阀使部分冷冻水旁通，但这并不影响通过水泵的总水量，水泵扬程也保持不变，所以其水泵耗电功率不变。

二级泵系统由两个环路组成，一次环路定流量运行，二次环路变流量运行，节电效益非常明显。

从热（冷）水泵运行期耗电量 $P_p(\text{kWh/a}) = (\sum P_p) \times T_p$ ，式中 P_p 为月电量 (kWh) T_p 为年运行小时数 (h) 可知，水泵轴功率和运行期延时小时数是影响泵运行耗电量的主要原因，而泵的流量、扬程和运行效率又直接影响轴功率。

阀门和过滤器是空调水管路系统中主要的阻力部件。在空调系统的运行管理

过程中，要定期清洗过滤器，如果过滤器被沉淀物堵塞，空调循环水流经过滤器的阻力会增加数倍。

阀门是调节管路阻力特性的主要部件，不同支路阻力不平衡时主要靠调节阀门开度来使各支路阻力平衡，以保证各个支路的水流量满足需要。由于阀门的阻力会增加水泵的扬程和电耗，所以应尽量避免使用阀门调节阻力的方法。

实际工程中有很多不合理地调节阀门开度，造成水泵电耗无谓浪费的现象。例如北京某饭店的空调水系统的压力分布如图 3.5 所示：

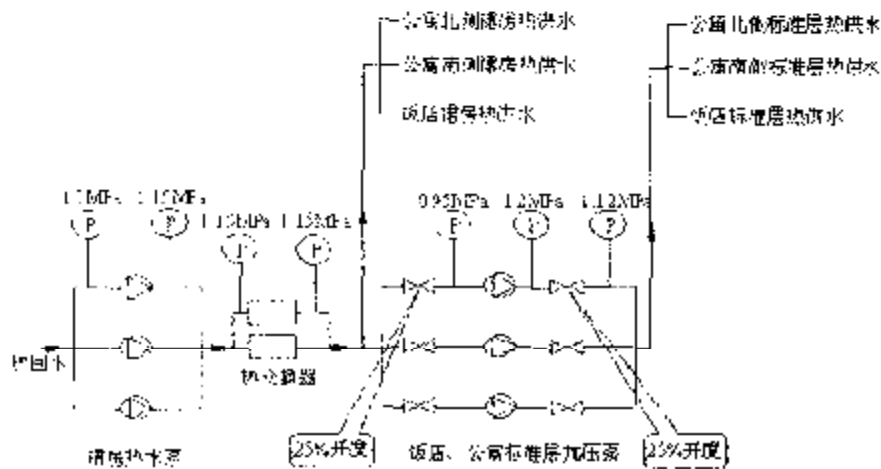


图 3.5 某饭店水系统压力分布

Fig. 3.5 The figure of the pressure distribution of the water system in a hotel

根据图 3.5 水系统的运行压力分析可以看出，在热交换器和热水循环泵之间的阀门（此阀门的开度仅有 25%）和管路消耗了 0.2MPa 的扬程，泵后阀门（此阀门的开度仅有 25%）消耗了 0.08MPa，而加压泵总的扬程才 0.25MPa，加压泵出口的压力为 1.12MPa，还低于热交换器的出口压力，加压泵的加压都消耗在了其前后的管路阀门上了，并不起到真正的加压作用。所以从冬季供热工况而言，加压泵是多余的，如取消标准层加压泵，每年可节省电耗 22 万度，节省运行费 16.5 万元。

水泵效率是指由原动机传到泵轴上的功率被流体利用的程度。水泵的效率随水泵工作状态点的不同从 0~最大效率（一般 80%左右）变化。在输送流体的要求相同，即要求的输出功率相同的条件下，如果水泵的效率较低，那么就需要较大的输入功率，水泵的能耗就会较大。因此，空调系统设计时要选择型号规格合适的水泵，使其工作在高效率状态点的 ±90% 区间。空调系统运行管理时，也要注意让水泵工作在高效率状态点。

一些国产水泵属低效产品，新设计制造的泵或国外引进的泵，效率较高，一般效率提高10%~20%，电动机一般提高1%~5%，效率的提高往往是指其额定工作点的75%附近。但实际工况常常偏离高效率点，所以实际运行效率还是较低。

国内电动机拖动系统运行效率低，在先进技术推广应用方面，远不如国外经济发达国家。特别是国内的泵类系统中老产品、低效产品尚占50%以上，系统的平均运行效率约为40%~50%。

有观点认为：过流量可使主机卸载，已有节能效果，如采用变频VAV，水泵功耗是可以降低，但主机就不卸载了，只不过是撒了东墙补西墙。实际上压缩机是否卸载取决于冷负荷 Q_c ，其变化通过冷冻水的传递使压缩机产生相对应的冷量 Q_c 与之平衡。从热量平衡关系式 $Q=cG\Delta t$ 中已知，当 Q_c 变化时，建立新的动态平衡有两种方法：一是静态法——定 G 、变 Δt ；二是动态法——定 Δt 、变 G 。不同之处在于动态法可以节省泵功耗，而静态法却不能。通俗地说就是：当冷冻水的流速减慢后，单位时间内在蒸发器中交换的热量也会减小了，为了保证出口温度为7℃不变，压缩机必须卸载。由于冷冻泵位于5大循环的上游，因而可以提高整个制冷机组的效率，也即冷冻泵对机组COP(CR/KW)值的影响更大。在蒸发器压力(温度)确定之后，压缩机的功耗就与冷凝压力(温度)的高低成正比，增大冷却水的流量有利于降低压缩机的功耗，但泵的功耗也会上升，因而应使冷却水的流量控制在总成本最低点上。^[1]

冷水机组的部分负荷时变冷冻水流量，对冷水机组的效率几乎没有影响，与冷水系统负荷侧要求变流量可以结合设计，其综合节能效果显著；但冷水机组在部分负荷时变冷却水量，对冷水机组的效率影响非常大，综合节能效果不佳，冷却水环路没有变流量的要求。^[10]

近几年来，关于变频调速技术，也有些用户安装了变频器对循环水泵进行节能运行，方法也有近十种，良莠不齐，有些方法造成了机组的不稳定，出现了此省彼耗的问题。例如有些用户简单地采用手动定频的开环控制来节能。由于水流量无法与制冷量自动同步，当制冷量增大时，冷凝压力常超过最佳工况值，引起压缩机功耗的急剧上升，以致常常跳闸停机，影响了空调的正常供应，所以使用不了多久便停用了。对于这种情况，现实的做法是对它进行升级改造，费用也不高。也有些单位虽然安装了闭环变频节能系统，但由于DDC技术应用不当，实际上同开环变频节能系统的效果完全相同。

例1：根据设定的时间段，使变频器自动切换到设定的频率上运行。比方说上班时间中午高温期用50Hz各运行1.5h，其他时段均用40Hz运行，如果某一天人员流量和气温的变化脱离了原先的设定，则压缩机的功耗便会上升甚至跳闸停机。于是只好将运行频率升高，结果是故障减少了，节电率也降到只有20%左右了；

例 2: 有人看到水系统中有许多压力指标的要求, 就在冷却水中也采用压力闭环控制, 运行了一段时间后, 发现频率始终不变, 好似与冷负荷及环境温度没关系, 主机的性能也时好时坏, 有时还跳闸停机。有的用户喜欢采用水泵和变频器 1:1 的配置, 这种方法容易引起复杂的控制问题, 对主机有不良影响, 而且系统造价高定几倍, 投资回收期延长。

例 3: 还有人采用回水温度进行闭环控制, 通常情况下节电效果也不错, 但在过渡季节调高出水温度以节省压缩机的功耗时, 水泵的节电效果就很难保证。因此容易出现顾此失彼的两难局面。

总之 VVVF 的方法大体分为压力控制法和温度控制法两大类, 每一类又分为 4~5 种, 如压力法有定扬程控制、末端压差控制及最小阻力控制, 此两大类控制反映在机组的稳定性和节电率的高低上, 大致的特点是: 压力法技术难度较低, 成本较高, 节电率为 20%~30%; 温度法由于要涉及纯滞后等问题, 技术要求更高, 但成本较低, 节电率通常为 35%~55%, 控制策略的优劣体现在系统稳定性和节电率的高低上。

应用经验是: 在条件许可时尽可能用一台单泵功率的变频器联控多台水泵, 实现全流量范围的节能运行, 年均节电率可达泵组总功率的 50%以上, 系统价格低廉且稳定可靠, 投资回收期通常在一年左右。

多年来已经研制出多种交流电动机调速装置, 如定子调压调速、变极调速、滑差调速、电磁耦合器调速、串级调整、整流子电机调速和液力耦合器调速等。但上述调速方式仍存在调速范围窄等缺点, 随着电力电子技术、微电子技术及控制理论的发展, 作为交流调速中心的变频调速技术得到了显著的发展。这种调速方式具有节能, 调速范围大 (从 1: 00~1: 1000), 易于实现正、反转切换, 起动电流小和结构简单、运行安全可靠的优点。

我国变频调速装置的市场售价是 800~1500 元/kW, 大致是被控制调速的电动机自身价格的 8~12 倍, 投资回收期短, 一般为 1~2 年。

变频调速系统中交流电动机和变频调速装置的发展, 随着技术水平的提高, 当前国内外都在开展诸如变频调速专用异步电动机这类的高效运行电动机的研究, 使电动机适应驱动装置的特点, 因此电动机的功率密度可提高 20%, 功率因数可提高 5 个百分点, 平均效率可提高 3%。随着电力电子技术、计算机技术、控制技术的发展, 变频器的功能、性能得到了很大的提高。根据其性能及控制方式可分为: 通用型、多功能型、高性能型, 其控制方式也依次为 v/f 控制、电压型 PWM 控制、矢量控制等。

图 3.6 表示的是泵的运行时间较长、出力较大的循环泵的性能, 泵出口口径 100mm, 4 极单吸离心泵, 轴功率 15kW, 运行时间 24h×355 日, 配管阻力约为扬

程的 50%。采用变频调速运行方式后，计算节电量约为 47%。实际运行时的节电量也能达到 35%。见表 3.2。

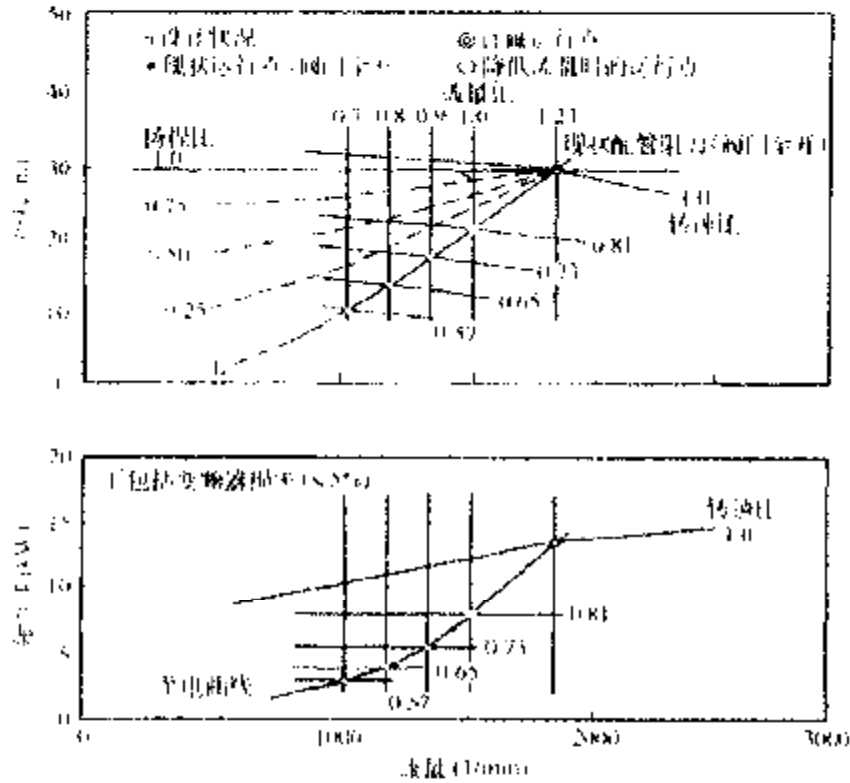


图 3.6 采用变频调速后的节能效果

Fig. 3.6 The energy-conserving effect after Adopting frequency-conversion technology

表 3.2 节电量计算值

Table 3.2 The calculated value of the electricity-conserving quantity

流量 (L/m.n) 表示设计流量的百分比		转速比	轴功率 (kW)	耗电量 (kWh/年)	节约电量 (kWh/年)
现状流量	现状阀门开度 (全开)	1.0	13.5	115000	0
设计流量运行点		0.81	7.2	61300	53700
改变流量时	-10%	0.73	5.2	44300	70700
	-20%	0.65	3.7	31500	83500
	-30%	0.57	2.5	21300	93700

空调水系统应用变频调速装置进行变流量运行时,可以在不改变管路特性,而靠移动水泵工作点使之沿管路特性曲线移动,保持水泵在最高效率点运行,达到最大节能效果。对于闭式系统来说,当流量减少时,其实耗功率相应按三次方的比例降低。这对于目前空调水系统的设计水量与实际水量差别很大的情况来说,具有非常明显的节能意义。

例如两台并联水泵采用变频装置,根据负荷变化进行流量调节时,不同流量下的最优调速比及相应的耗功率。调速水泵全年运行平均功率计算在水泵运行能耗时,同样亦存在着各运行水泵间负荷的最优分配问题。我们的目的是在尽量满足流量和扬程前提下,达到耗能最小,即水泵总耗功率最小。在考虑流量变化满足部分负荷要求时,只对冷冻水泵变流量时二者的能耗进行计算,而冷却水侧的变流量分析将不做研究。计算运行能耗时,假定最小临界水量(负荷)为总水量的50%。该工程每台机组冷冻水的循环流量为230m³/h,所以最小临界水量为115m³/h。模拟时校核水泵流量,如果低于该值,水泵的调速比就保持不变。

该冷冻水系统的实际运行方案是:50%以下负荷时,一台泵运行;50%~100%负荷时,开启两台泵,又根据多种调速方案模拟优化计算得到了冷水机组的最优运行方案(即冷冻水泵运行的平均输出功率最小,并且水泵分阶段调速运行满足负荷率变化。两种运行方案的计算结果见表3.3。

表3.3 冷冻水系统运行耗功率

Table 3.3 The power consumption of The working water-freezing system

负荷率 (%)		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	年平均 值	
时间频率 (%)		27.9	8.7	3.2	1.6	9.9	10.2	11.6	6.4	4.2	1.3		
实际运行方 案	运行台数	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	-	
	调速 (%)	1台	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
		2台	0	0	0	0	0	1	1	1	1		
平均功率 (Kw)		12.53	3.90	3.70	5.21	4.46	9.21	10.42	5.76	3.74	1.17	60.15	
最优运行方 案	运行台数	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	-	
	调速 (%)	1台	0.35	0.35	0.35	0.47	0.59	0.35	0.41	0.47	0.53		0.59
		2台	0	0	0	0	0	0.35	0.41	0.47	0.53		0.59
平均功率 (Kw)		0.55	0.17	0.16	0.54	0.91	0.41	0.73	0.60	0.56	0.24	4.87	

经校核，两台水泵都变速运行时，每台机组的水量始终在最小临界水量以上。从以上 2 个方案中可以看出，在部分负荷时变频调速水泵与恒速泵比较，其节能效果非常显著。

强化管理，实施泵系统的经济运行和节能运行是中央空调水系统节能的重要措施。内容主要有：

1. 测试标准：中华人民共和国国家标准《泵类系统电能平衡的测试与计算法》(GB/T 13468)，《工业用离心泵、混流泵、轴流泵与旋涡泵系统经济运行》(GB/T 13469-92)。

2. 测试系统图，见图 3.7。

3. 测试项目与内容：包括泵系统输入电能和有功功率；电动机输出能量、功率和运行效率；机械传动机械和调速装置的能量损耗和传动效率；泵输入能量和功率；泵输出的能量、有效功率和运行功率；机组运行效率、电能利用率；系统管网的能量损耗和效率；泵系统运行效率、电能利用率。

4. 系统经济运行和节能运行的技术要求：包括系统的机组设备必须达到选型优化、匹配合理；交流电动机的选型必须符合 GB 12497 的要求；泵的选型要求；管网设置要求和系统运行要求等。

5. 系统经济运行的判别与评价（见表 3.4）

6. 系统经济运行的管理。包括掌握与运行有关的工况因素，了解系统中机组管网是否经常处于经济运行状态；在泵机组和管网的有关部位安装流量、压力流量仪表，监视系统运行情况；建立运行日志和设备技术档案；建立系统运行操作规程、事故处理规程、用电考核制度、检测维修制度。

7. 系统经济运行、节能运行的技术措施

表 3.4 系统经济运行判别与评价^①

Table 3.4 The identification and evaluation of the economy of system working

比较内容	对现有机组设备的判别指标	对现有机组设备的差别指标	对管网的判别指标	对系统运行的判别指标
…	$\frac{\text{现有机组额定效率}}{\text{节能型产品机组额定效率}} \times 100$	$\frac{\text{现有机组实测电有利用率}}{\text{现有机组额定电能利用率}} \times 100$	管网电能利用率： $\frac{\text{管网电能利用率}}{\text{管网额定电能利用率}} \times 100$	$\frac{\text{实际单位电耗}}{\text{电耗定额}} \times 100$
优良	≥ 90	> 85	> 80	> 100
合格	$\geq 80 \sim 90$	$\geq 70 \sim 85$	$\geq 70 \sim 80$	$= 100$
不合格	< 80	< 70	< 70	> 100

① 摘自《供热节能国家标准行业标准汇编》

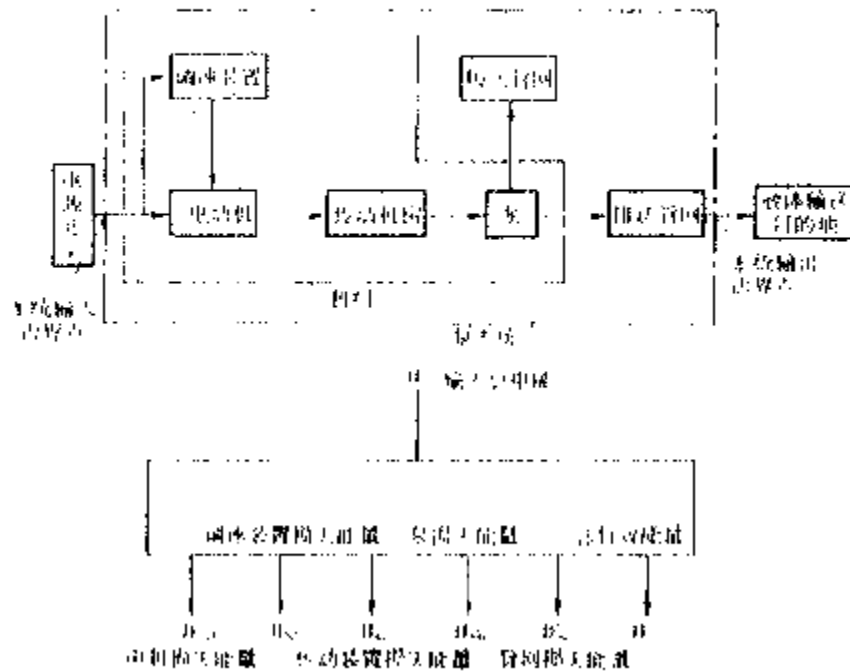


图 3.7 测试系统图

Fig. 3.7 The figure of Testing system

有许多资料表明：水泵投资占公用建筑空调系统总投资的 0.5%~1%，水泵电功率约为空调总电功率的 15%~20%（约为 5~6W/m²）而冷冻水泵的耗电量为空调系统总能耗的 8%~12%，冷却水泵的耗电量约为 12~15%。投资少、能耗大是水泵输送系统的特点，因此，即使稍微增加一些水泵投资，也应通过选用高效、可靠、耐用的泵，降低运行电耗，提高运行效率。

同样，也有许多资料表明：水泵投资约占锅炉房供热系统总投资的 4%，但在运行成本中，电费约为 10%~15%。高效泵虽然价格稍贵些，但为了可靠、安全供热，为了降低运行成本，从投入产出比上看，也是非常合理的。

供热空调泵系统存在设计电功率容量偏大，运行耗电量较高的问题，而泵的电耗在空调供热系统能耗中占的比重也较大，设计泵电功率容量大要求增大发电容量，增大峰谷差；运行耗电量大意味着发电煤耗的增大和污染物排放量的增大；容量增大使初投资加大，运行电耗增大使耗电费增多，两者都提高了空调供热运行成本，加大了热（冷）费用和用户的负担。为此，必须了解空调供热泵容量和能耗增大的原因，探讨泵节能的方法，并从设计、运行和设备上提出改进的措施。

4 风系统及末端装置的节能

4.1 空调末端装置

FC 是广泛运用的空调 / 采暖末端装置，目前国内生产厂家很多，仅山东省就有近百家。有些企业特别是一些乡镇企业，对产品质量关心不够，技术力量薄弱，在上马过程中，经常为了片面追求冷热量指标而加大风机电机，使得耗功率不合理地上升。目前国家的有关标准中，尚未规定单位功率(耗电量)制冷、热量的指标，这就为大量高能耗的 FC 进入市场开了绿灯。建议在实施产品许可证制度的同时，尽快增加产品能耗指标的有关规定，以利于节能。

关于风机，经常发生的有以下一些问题。

风机压头选用偏大，造成的后果除同水泵扬程选得偏大产生的后果外，如果风机是回风机，还会引起新风混合箱内为正压，新风送不来，新风口成为排风口，新风量不能保证的后果。

离心风机出风口方向应该顺气流方向，这一点常常未引起设计人员或订货时的注意。离心风机出风口应有足够长的直管长度，否则应顺气流方向。风机入口设计也应注意使入口气流均匀进入风机；对双进风风机，风机入口离箱壁距离也应 $\geq 1.25D$ ， D 为风机进口直径。

离心风机采用皮带轮传动时，现在一般也不作选择计算了，直接选择厂家设备，但应注意检查皮带是否是下紧上松，时有发生上紧下松的情况，最好还要再核算一下包角是否符合要求。

目前普遍采用所谓 BFP 变风量空调器，风量较大时采用 2 台以上风机并联，其出口风速较高，有时甚至达 24m/s ，设计人往往通过静压箱(实为接管箱)直接连接，造成风噪声大，阻力损失大(突扩、突缩局部阻力系数大，接管风速又高)，应该加设渐扩管后设静压箱，最好应作袂袂形处理。

排风系统中，常常会运到多台小排风机排入竖井，末端还有一台较大排风机接力后排风，实际形成多台风机并联后再串联较大风机，此时应考虑小排风机的同时使用系数问题。

4.2 关于 VAV 系统

空调箱(AHU)的能耗约占整个中央空调系统的 30%左右，新风负荷占空调总负荷的 20%~40%，由于处于中央空调系统大循环的最上游，运行时间又最长的，所以空调系统的节能效果最好，因而空调界最先研究与应用的的就是 VAV(变风量)系统。但随着研究的深入，发现应用变频调速技术和 DDC 技术控制时需要涉及滞后，

耦合及送、回风之间的匹配等问题，比原先预计的要复杂许多。

新风量是根据人员卫生的需求由空调相关的技术手册查得，一般设计是以最多的人员及最激烈的活动情况来决定新风量，但是实际使用上大多不需要这么大。许多建筑由于存在控制设计上的缺陷，新风量的调节既不可靠又不方便，效果也不好，造成绝大部分的空调时段都在过量的状况下运转。于是有的单位为了节约，以牺牲空气质量（IAQ）为代价，干脆将新风关闭；有的则是将新风量始终开到最大，完全不管，使空调系统的能耗居高不下，因此增加新风变频闭环节能系统是非常必要的。美国 ASHRAE 在 1996 年 8 月提出了新通风标准——Ashrae Standard 62-1989R，要求最小新风量除要考虑人产生的污染物外，还要考虑非人产生的污染物（建材、装潢和家具的化学气味）。按新标准设计的新风 VAV 变频节能系统与传统的固定新风量的控制系统相比，在保证室内空气品质不变的前提下，可节约 30%的空调负荷，节省约 55%的空调能耗。投资回收期通常在 10 个月以内。

与普通集中式空调相比，变风量系统有其优越性，1、节约能源；2、适应于各房间温度要求不一致的工作。普通集中式空调系统的送风量通常是全年固定不变的，并且按房间最大热湿负荷确定送风量，在系统实际运行中，房间热湿负荷不可能经常处于最大值，而是在全年的大部分时间低于最大值，当室内负荷减少时，定风量系统是靠调节再热（或变机器露点）的方式以提高送风温度来维持室温的。所以变风量系统不仅节约了用以提高送风温度所需的热量，而且由于处理一次风量的减少，降低了风机功率消耗，一定程度上减少了风道及保温材料，这样也相应减少了制冷机的冷量。

特别是上海地区，上海地外北纬 $31^{\circ}10'$ ，东经 $121^{\circ}26'$ 。春夏秋冬四季分明，特别是有些年份夏季酷热，冬季严寒，春秋两季则气候宜人。上海的建筑物，夏季往往是上午东面朝向的房间出现最大负荷，而其他的房间并非最大负荷，这时 VAV 系统则可以减少其他朝向的送风量，而加大东南朝向的送风量，而夏季的下午西南朝向房间负荷最大，其他朝向房间的负荷并非最大，此时 VAV 系统可加大西南向的送风量，而减少其他朝向房间的送风量，这样送风量和制冷量都可以随负荷变化而在建筑物内部调剂，在能源日趋紧缺的情况下，VAV 系统和其他空调系统相比，具有其独特的节约特性，此外，由于 VAV 系统可采用多种不同的控制装置，可以方便地调节不同房间对温度的不同要求。^[10]

VAV 空调系统问世以来，经历了二个发展阶段：1st) 定静压、定温度法；2nd) 定静压、变温度法 (CPT)；3rd) 变静压、变温度法 (VPT)。

定静压、变温度法 (CPT) 的控制机理是由某点静压值来控制，不可避免地会使风机的转速过高，达不到最佳节能效果；同时，在一定静压下室内的要求风量只能由 VAV 末端来调节，当阀门开度较小时气流通过噪声加大，影响室内环境。

而且静压点的位置很难确定,高精度静压传感器的成本也较高。

变静压、变温度法(VPT)的控制机理是通过改变系统送风静压及温度来控制,在保证新风量、降低成本等方面是当今国内外VAV空调设计时最常用的控制方法,它在舒适、节能、低噪声等性能上更好。

空调VAV系统与前两个部分的一个显著不同点是其控制方法的多样性,原因是空调系统是由不同的风道结构和末端类型相互组合而成,从而决定了VAV的应用必须根据具体情况采取不同的控制策略才能取得满意的效果,所以这个部分对自控技术的应用能力要求较高。

对于控制,分析表明,采用末端风阀巡回检测方法具有最高的节能效益,采用定静压点控制时,静压点的位置越靠后,则风机的节能效果越好,但有可能出现部分负荷时前端VAV箱入口静压不足的现象,从而造成无法满足部分用户的风量需求。若采用定静压点方式,部分负荷时若仍然保持该点压力为设计工况下的压力,则当负荷较小时,尤其是各用户的负荷变化同步性较高时,几乎全部VAV箱入口的静压都过大,这样一方面将造成风机能耗的大量浪费,另一方面各VAV末端又不得不关小阀门限制风量,引起节流噪声增大。可考虑采取两种措施。其一是变定压点为静压控制点,该点静压不是恒定不变,而是可以根据的系统运行情况合理地改变静压设定值;其二是对于负荷变化同步性较好的系统,可以考虑将末端静压传感器后置,例如放在离末端1/4处。

与定风量空调系统相比,VAV系统有以下特点:

(1)可以根据不同房间的使用要求来独立控制同一风系统中的各房间的温度,而不是象定风量系统中只能控制总的回风温度。其每个VAV末端装置可自配温度控制,随着所控制区域的温度变化,自动调节送风量。

(2)综合能效比高,这主要体现在两点:

①同一风系统中,不同房间一般是不可能同时达到最大负荷值,因此尽管每个VAV末端的最大送风量可按房间最大负荷来选择,但空调机组总送风量应按各房间的逐时负荷之和的最大值来计算而不是象定风量机组那样送风量为各房间最大送风量之和,因此,从设计上,VAV系统空调机组的送风量的选择就比定风量空调机组低,使机组尺寸减小,所占机房面积也有所减少;同时,其设计的用电安装容量下降,电气初装费也将下降。

②在运行时,随着负荷的降低,VAV末端的风量减少,其空调机组的送风量也相应减少(通常以变频调速的方式通过出口静压来控制风机转速)。由于一幢建筑的空调负荷(尤其是冷负荷)在全年中只有大约5%的时间内出现满负荷情况,其余时间均是在低负荷工况下运行,因此,其全年运行的能耗大大降低,这也是VAV系统的一个主要优点。

③对房间的灵活分隔有利，目前的办公楼多采用大开间设计，而用户通常会按自己的使用要求进行二次分隔及装修，只要 VAV 末端的风量与其所在的每个房间的负荷相匹配即可。

与风机盘管加新风空调系统相比，VAV 系统有以下特点：

(1) 室内无水管。众所周知，我国的施工技术比发达国家有较大的差距，一栋建筑完工交付使用后，其水管漏水及冷水管保温不严产生凝结水的现象相当普遍，对房间的使用者极为不利，用风机盘管，水管必然要进入室内，而 VAV 系统属于全空气系统，这一弊病就自然消除了。

(2) 检修工作量减少。数量众多的风机盘管就检修来说是极为困难的，就本工程来说，如果全部采用风机盘管，需千台以上，而采用 VAV 系统，仅有几十台空调机组，且其检修都集中在空调机房内进行，VAV 末端装置本身是较可靠的，其检修工作量很小。

(3) 由于 VAV 末端装置及其所带风口用软管连接，当房间重新作二次分隔及装修时，只需要装修单位就可以重新布置 VAV 末端及风口位置而不需要风管制造的专业公司来加工钢板风管，这一特点对于出租写字楼来说更体现了其优越性。

(4) 可以有效地控制室内噪声，采用风机盘管则，室内噪声基本取决于风机盘管本身的噪声，若风机盘管本身的噪声过大，则无法作进一步的消除。而 VAV 系统对空调机组本身的噪声要求就不是如此严格，因为可在设计中通过在风道上以及 VAV 末端和风口上设置消声设备来达到使用要求，同时，卫生条件也它较大的提高。

(5) 在风机盘管加新风的系统中，新风量是固定不变的，送风参数也只是冬夏季节时各自统一，在过渡季节时，由于室内冷负荷的存在，必须开冷水机组供冷，只靠新风来控制室温是不太可能的（因为新风量较小，只是为满足室内人员的卫生标准而设计），从而导致能量的浪费，VAV 系统属于全空气系统，过渡季节可直接利用新风进行冷却（也即是人们通常所说的焓值控制新风比的方式），其节能意义是显而易见的。

设计变风量系统应注意以下问题：

(1) 变风量系统中，每一空调机组的计算负荷应按其负担的房间的逐时负荷之和的最大值来决定，因此，详细的计算是必不可少的，而各房间的 VAV 末端装置的送风量应按其负担的房子的最大负荷来选择，因此，各 VAV 末端的送风量之和必然大于该系统空调机组的送风量。

(2) 风系统划分时，每一风系统应尽可能负担出现最大负荷的时刻不一致的房间，这样相当于把总负荷的峰值减弱了，如果该系统内的所有房间都同时出现最大负荷，设计时对空调机组的选择就无多大的节能意义了。

(3) 一个 VAV 末端装置可带多个送风口。由于每个 VAV 末端装置只有一个温度控制, 故若按大开间办公室设计时, 其所带的多个送风口宜相对集中设置, 回风口也应尽量与送风口相匹配, 这样有利于房间二次分隔时, 把同一 VAV 末端装置所带的送风及其回风口分至同一房间之中。

(4) 当建筑平面的过深较大时, 宜进行内外分区, 通常按距建筑外墙 $3\sim 5\text{m}$ 为外区, 其余为内区, 这样一旦内区再分隔房间时, 温度更容易控制。就本工程而言, 由于业主的分隔较为明确, 内外区在同一空间之中, 加上机房面积及吊顶高度较为紧张, 为简化起见, 未进行内外分区。

(5) 风道设计时, 可适当提高主干管风速, 一般可达 $12\sim 15\text{m/s}$, 而普通空调风系统主干管风速为 $7\sim 9\text{m/s}$, 由此可能产生高风运的二次噪声可通过 VAV 末端以及送风口之前的消声静压箱来消除, 另外, 为了每个 VAV 的工作能按设计意图进行, 最好风道的计算按静压复得法进行, 总之, 保证每个 VAV 进口处的静压值尽可能相同 (或相近) 是十分重要的。

(6) 交错布置送回风口有利于房间分隔时的送回风气流分配均匀, 另外, 本工程按装修要求, 把灯与风口结合起来考虑, 其带送风口的灯具如图 2 所示; 当灯具用作回风口时, 不带静压箱, 其余结构与送风口相同。

(7) 为了保证送风气流组织及最低的新风量要求, 通常 VAV 末端都设有最小送风量控制, 一般为其设计送风量的 $40\%\sim 50\%$ 左右。因此, 空调机组新风量的设计值最小应为最低新风量标准的一倍以上。

变风量系统适合多房间且负荷有一定变化的建筑, 对于负荷变化较小的建筑物, 采用变风量系统的意义不大。每种系统形式都有它的优点和缺点, 不存在十全十美的系统。比如, 变风量系统容易产生噪声问题, 那么对于影剧院和电台录音棚这类声学效果要求较高的场合, 最好不要采用变风量系统。对某一系统优劣的评价关键在于实际运行显现出来的优点多还是缺点多。设计人员在方案设计 (概念设计) 阶段所做的工作主要是综合各方面因素——建筑物用途、建筑格局、室内负荷变化特点、工程造价、系统运行维护以及业主对将来改扩建的考虑等等, 进行技术经济比较, 权衡利弊。总之, 是否采用变风量系统要因势制宜, 不能为了用而用。^[1]

利用合理的气流组织实现节能。

大型综合娱乐建筑, 一方面可通过送回风口的合理布置保证气流组织效果; 或者, 将大的空调系统分为多个运行模式, 从而, 大大增强了系统运行的可调性和灵活性, 以实现节能的目的。另一方面, 由于此类建筑往往有多个功能区, 各个功能区之间的合理的气流组织亦会收到明显的节能效果。例如: 长春市某体育娱乐城, 滑冰场开放时为排除场内地面附近的雾气, 必须排风, 此排风通过热管式换热系统顶

冷新风, 回收部分冷量后, 虽然温度已经升高, 节能余地有限, 但其含湿量相当小, 本工程中将此排气分别引入游戏厅、餐厅等高湿房间, 这样降低了上述房间的相对湿度, 从而减少了冷冻系统的除湿耗能。又如, 风味食街的新风系统与滑冰场的铲冰车房相通, 当铲冰车将场内冰渣推入此房的冰槽内时, 随着冰渣的消融, 不断涌入的室外新风被降温降湿, 同时, 冰渣也被加速融化, 进入排水系统。此类不同功能区的气流组织调配, 其节能多少虽无法定量计算, 但其效果是相当明显的。^[6]

办公楼标准层的机房往往受建筑立面和面积上的限制, 一般设计只保证最小新风量, 几乎不可能加入新风量, 只有裙楼公共用房的全空气系统得条件利用全新风。因此, 全楼利用全新风节能的效果与公共用房的面积、空调系统方式和当地气象条件有关。

在公共用房部分空调系统设计时, 考虑使系统能够充分利用室外新风这一天然冷源, 对节省能源和改善室内空气品质都能取得较好的效果, 当然排风系统的设置也要与之相应。

利用排风的冷(热)量对新风进行预处理, 可节省用于处理新风所需的冷(热)量, 排风能量回收, 应根据当地气候特点, 进行经济性分析, 然后确定是否采用能量回收装置或采用何种回收装置。按照回收能量方式, 能量回收装置分为全热回收装置和显热回收装置。全热回收装置利用焓差回收全热量, 显热回收装置利用温差回收显热量, 两者效率都在 70% 或以上。

在新风湿负荷较大的地区, 不宜采用显热回收装置, 在温差较大且新排风湿度差较小的地区, 采用显热回收装置有较好的效果, 其价格比全热回收装置便宜得多。^[6]

中央空调水及空气输送系统的能耗较大, 采用变频技术节省输送系统的能耗, 利用自然冷源以节省主机的能耗, 其节能效果非常明显。

4.3 冷却塔的节能

在末端设备中, 其节能方式在输送系统的节能中都已介绍, 现着重介绍冷却塔的节能技术。

在制冷空调系统中, 冷却塔起着非常重要的作用。目前应用较广泛的是湿式(蒸发式)冷却塔。当冷却水通过冷却塔与外界空气进行换热的同时, 实际上还进行着质量的交换, 因此量又分为显热和潜热两部分。假如换热量全部为水的潜热, 则冷却水降低 6℃ 所蒸发的水量不及总供水量的 1/100。

冷却塔的选择与以下几个因素有关: 需冷却的热负荷, 冷却的温度范围, 接近度, 湿球温度,

降低冷却塔出水湿度虽然能提高机组的性能, 却增加了冷却塔风机和水泵的

电能消耗。同时要考虑的是，机组冷凝温度的降低，并不总是导致机组性能的提高。实际上机组的耗电指标随着冷凝压力的进一步降低有升高的趋势。

机组的负荷是随时间变化的，冷却塔的性能受外界空气的湿度条件与制冷机组的冷却负荷影响。因此，在设计条件下运行冷却塔，不是最经济的。另外一种方式是将冷却水出塔温度控制点设定为空气湿球温度加上 2.8 摄氏度，这种方式同样不是最经济的，原因同上。因此，存在冷却塔出水温度最佳控制点，该点应在设计点和最冷点之间，使得制冷机组与冷却塔风机总耗电量最小。

制冷系统冷却水进水温度的高低对主机耗电量有着重要影响，一般推算，在水量一定情况下，进水温度高 1℃，已压缩主机电耗约增加 2%，溴化锂冷水机组能耗高 6%。^[14]

过渡季中，外界温度较低，这时，少开冷却塔但是用风扇强制冷却并不如多开冷却塔，而用自然冷却节能，因为，首先，节约了风机能耗，其次，同水量向多台冷却塔布水比向单台布水路比摩阻减小而对水泵压头要求降低。 $(\Delta H=SG^2/sH)$ 循环压头 $\propto G^2/s$ 管道阻力系数， G 不变 s 因并联管路增加而降低)。根据实测数据，冷却塔在自然对流时其换热能力约为开风机时的 1/3。另外，根据对下表征热交换完全程度的接触系数 E 的分析，冷却塔热交换完全程度对于水量、风量并不敏感，故可以通过控制水量或风量来控制冷却塔的出力。具体运行时，当负荷从最大负荷减小时，优先考虑关一台风机而不是关闭一台冷却塔，保持该风机区域有布水，但布水量要小于机械冷却的风机区域，以使冷却塔高效换热，这样可使得冷却水调节平稳，充分利用过渡季外温度较低节省风机能耗。当全部冷却塔风扇都停止后，再逐台停冷却塔水路。

在适当的季节，冷却塔直接利用大气冷源通过板式换热器间接制冷方式，是目前值得推广的。在我国大部分地区（如西北地区、北方地区）的空调系统中若采用冷却塔供冷技术，均会受到一定的节能效果。近年来，冷却塔供冷技术在国内外发展很快，随着研究的不断深入，出现了许多工程实例。在国内有的工程也采用了冷却塔间接供冷技术^[15]。根据笔者与一些甲方交流的情况看，冷却塔间接制冷技术已经为业主带来了可观的经济效益。但对冷却塔间接制冷的具体工况分析、运行参数等方面的研究还不深入，如何正确取值，如何达到最佳配置等问题值得进一步探讨，但此项技术应该在气候合适的地区推广，其过渡季节节能效果可观。

5 自动控制系统的采用

中央空调系统的节能措施，首先要考虑系统选择、设备配置等方面，前面已详细论述，但最终还需靠自动控制系统来实现节能设计的目的，自动控制系统的配置也是至关重要的。

目前很多建筑的空调系统未设空调自控，也有很多建筑的空调自控系统因年久失修而无法使用，这使得空调系统的运行管理很不方便。特别是对于面积较大的建筑，可能有上百台空调箱、新风机组，运行管理人员连每天启停空调箱都没有足够的精力去实现，更不用说适时地调整空调箱的运行参数，让其节能运行。因此很多建筑的空调箱、新风机在空调季节只得让它们全天 24 小时运行。如果为空调系统加装自控系统，即使是最简单的启停控制，也可以极大节省空调能耗。例如北京某写字楼、饭店，面积 13.5 万平方米，有空调箱、新风机组 90 多台，尚运行管理人员只有十人，空调箱、新风机在空调季只能全天 24 小时运行。如果只为空调系统增加启停控制，每年可节电 130 万度，节约运行费 78 万元。^[1]

在智能建筑中实现节电节能，特别是电耗能大户——空调实现节电节能，本应是业主投资计算机控制（亦即使建筑具有“智能化”）所能期待的主要回报内容之一；然而目前国内在智能建筑的建设中，真正能做到这一点的是凤毛麟角。也就是说，只有极少数智能建筑实现了节电节能，大多数智能建筑并没有实现节电节能这一理应实现的回报。

由北京市科协下达的“智能建筑教课题”。江曾对智能建筑的国内外发展状况和技术内涵进行过调查研究。在一年零三个月（1996.3-1997.6）的时间内，组织了北京工业大学及兄弟院校，从事自控、计算机、通讯、空调方面的教授、专家，对北京 65 座大楼进行了普查；对北京京信大厦、京诚大厦、中化大厦、长安俱乐部、远南饭店、发展大厦、徐州中房大厦、上海博物馆、上海市政府大厦、上海金茂大厦、郑州期货商城等建筑物进行了实地考察。用户对楼宇自控系统运行情况的评价是：满意的仅占 30%，一般的占 46%，差的竟占到 30%。在调查中发现：除少数建筑物技术先进、运行良好外，普遍存在着各种各样的问题：有的技术不先进，有的在运行中存在严重缺陷，有的根本不能开通。^[1]

在智能建筑中，空调自控系统的工程实施，目前大体上经过下列工程步骤：业主建设院的暖通空调专业人员进行空调设计，并提出空调自控要求，有设计院自控专业人员进行空调自控设计，让自控设备厂商进行控制部分的方案设计和施工图设计，并由自控设备厂商进行控制部分的安装调试，然后移交给物业管理部进行运行管理。

在上述的工程环节中，需涉及的单位包括设计院，土建施工单位，设备安装单位，自控厂商等，当然还有起决定和控制作用的业主。这其中本应形成密切配合，一环扣一环的，平滑运转的链条，然而，实践证明：其中各个重要环节常常严重脱节，遗留后患，并给楼宇自动化系统的正常运行和节能效果带来严重问题。

各环节往往脱节，现象有：（1）设计院暖通空调专业人员对自控专业提的要求往往深度不够：一般均未提供全年工况划分，相应的空气处理过程焓湿图，各种工况下各种执行机构的动作要求及工作状态，工况转换的边界条件等。（2）设备安装单位的设备安装工作未按规定进行，在安装完毕之后对各个风系统和水系统并未进行认真的测试和平衡。（3）自控设备供应厂商，在竞标时，往往“什么工作都能做”；但在工程实施时，或者缺乏必要的专业人才，或者工程人员比例严重不足，因而无力针对具体工程进行具体分析，常常凭借一些“copy”来的东西甚至未经消化来应付工程。自控设备厂商的调试工作也普遍不到位：比如针对建筑物特性和具体管网特征的一些参数选择粗糙，夏季、冬季和过度季节等不同空调工况普遍未进行足够调试等。（4）业主对楼宇能量管理系统（BEMS）的安排，它的节能潜力，它在运行中可能出现的问题往往心中无数，对于空调设计和空调自控设计中的重大方案问题往往缺乏判断能力，亦未组织必要的论证。有些投资者对于已建和在建的智能建筑BEMS方面屡屡发生的问题甚至处于几乎盲目状态。

智能建筑建成之后，不仅可以节电节能，而且可以极大的提高运行管理水平，大量的减少维护管理人员；但应该指出的是：对维护管理人员的素质要求高了。特别是业主必须选择一个合格的设备运行负责人，他（她）应该了解 HVAC 各系统及其控制系统的运行原理。

必要的投资之后，管理就至关重要。业主可以在建设初期就注意选择和培养管理人才。必要时，亦可在建设过程的各个环节以至全过程（从设计方案到系统运行）聘请技术专家以避免盲目性。

中央空调系统设计首先是根据室外气象参数和室内空调设计参数计算冷负荷，按分区结构特点，根据产品样本选择相应的设备，组合成一个系统。但空调系统绝大部分时间是在部分负荷的情况下工作。在部分负荷工作的控制方式不合适，系统能效比会大大降低。

从美国制冷协会标准 880-56 数据可见，平均年负荷在 60%左右。

表 5.1 空调负荷的全年分布 (%)

Table 5.1 Distributed in the whole year of load of the air conditioner(%)

冷负荷率	75-100	60-75	25-60	<25
占总运行时间的百分数	10	50	30	.9

现在空调系统在运行调节方式上，风水系统主要是阀门（手动、自动阀门调节），主机利用卸荷方式，而这些方式是盲目增大了阻力能耗来适应末端负荷要求，造成运行成本居高不下。

若采用变频控制，能量的传递和运输环节控制为变水量(VWV)和变风量(VAV)，使传递和运输耦合并达到最佳温差置换，其动力仅为其它控制系统的 30~60%，而且可能是双效的，因为对制冷主机的需求能耗同时下降。

主机采用变频节能控制，保持设计工况下的制冷剂运动的物理量（如温差、压力等）变化，节能较其它调节方式明显，如约克(YORK)的YT型离心式冷水机组，配置变频机组在部分负荷下能效比可降至 0.2kw/RT，可见变频控制方式在空调系统中应用前景十分广阔。

对于冷却水系统，冷却水的进出口温度差为 5℃时，空调主机的热交换率最高，同时为了保证正常供水，还要保证冷却水的压力和流量。因此将进口温度、出口温度、管网压力、管网流量等信号输入控制柜的中央控制器中，由中央控制器根据当前的具体数据计算出所需流量值，确定冷却水泵投入的台数及工作频率，保证能耗最低且系统最优工作方式。其自控简图见图 5.1。

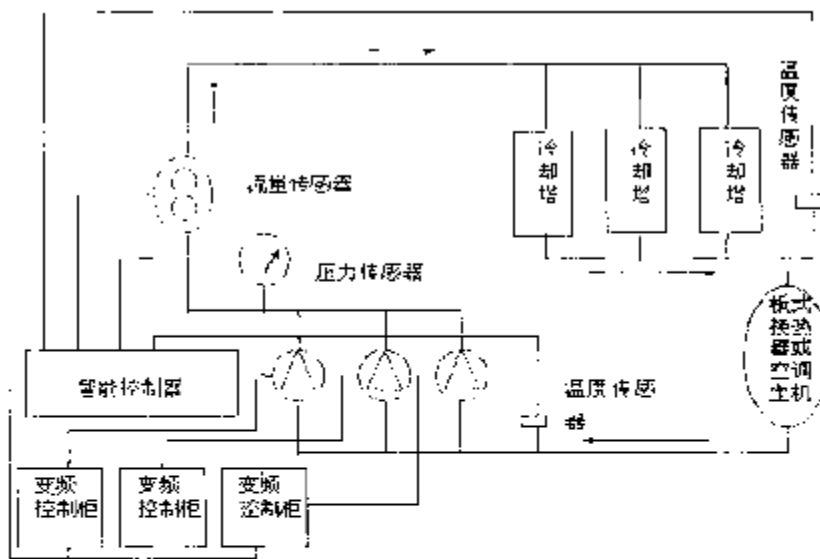


图 5.1 冷却水系统自控简图

Fig. 5.1 The sketch of automatic control of the water-cooling system

对于冷冻水系统，为了使空调主机效率最高，应保证冷冻水进出主机温度差为 5℃，同时为了保证供水需求，必须保证冷冻水的压力和流量，而且必须保证冷冻水的温度不能过低，避免主机结冰。因此将进口温度、出口温度、管网压力、管网流量等信号输入控制柜的中央控制器中，由中央控制器根据当前的具体数据

计算出所需流量值，确定冷冻水泵投入的台数及工作频率，保证能耗最低且系统最优工作方式。其自控简图见图 5.2。

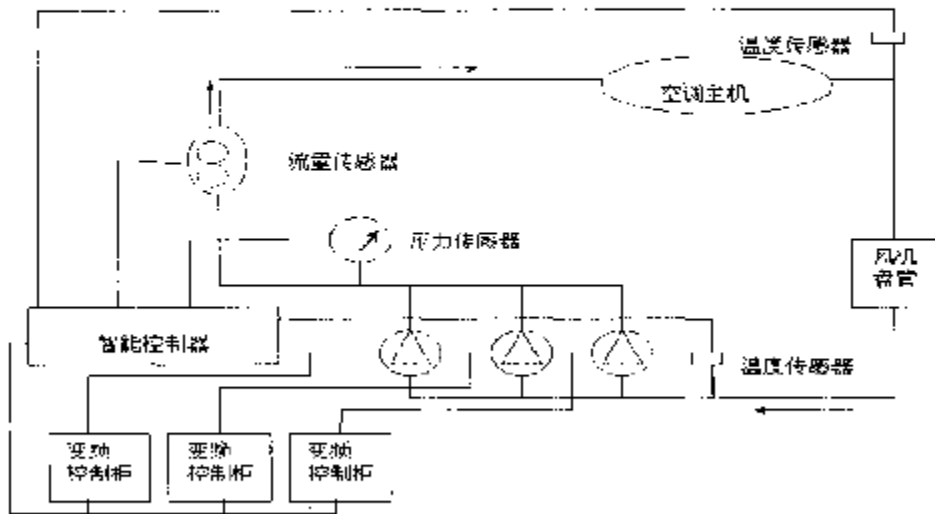


图 5.2 冷冻冷冻水系统自控简图

Fig. 5.2 The sketch of automatic control of the water-cooling system with cold sources

中央空调末端装置采用比例阀进行机械式调温，可通过调节冷冻水入水口阀门的开度，即控制进入热交换器中冷冻水的流量，风机推动热交换热源一方（即空气），在热交换器中进行热交换，从而达到调节冷风温度的目的，其调节对象为冷媒介质。控制简图见图 5.3。

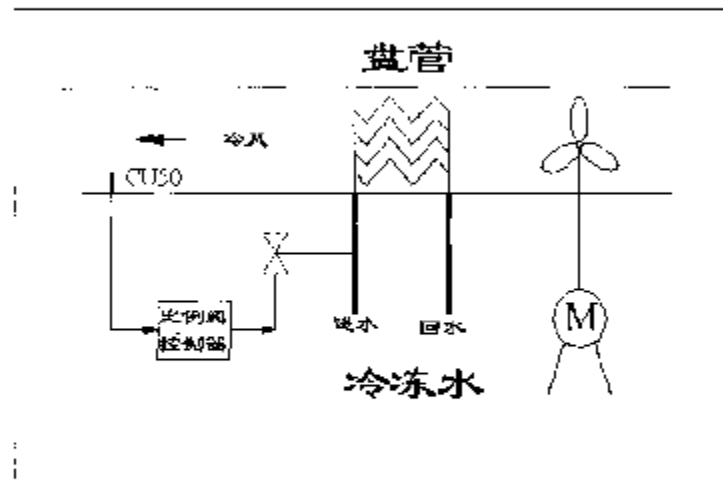


图 5.3 末端冷冻水系统自控简图

Fig. 5.3 The sketch of automatic control of the end water-cooling system

其过程如下：风机盘管出风口处安装一个温度传感器，采样冷风的实际温度，并将该信号送给比例阀控制器，比例阀根据实际检测的温度与设定的温度进行比较，自动调节调节热交换器进水口阀门的开度。实际温度比设定温度高则增加阀

门开度，实际温度比设定温度低则减少阀门开度，以达到调温的目的。实际上有些末端并不采用自动调节，而是采用人工调节。感觉冷风不够则增加阀门开度，而且往往不是采用比例调节，而是以档位方式进行调节。

在上述末端自控系统中，中央空调末端比例阀控制器调节热交换器进水门阀门开度的过程中，是以增加进水的阻力来减少流体（冷冻水）在热交换器中的流动速度，这样就以浪费一大部分冷冻水的动能来达到调温，然而浪费的这一部分动能恰恰是中央空调的冷冻泵所给予，冷冻泵电机是要消耗电能，也就是采用比例阀调温浪费了一部分的电能。其次，盘管风机是以电机来驱动的，然而电机长期是以满速运行（即以工频运行），这样风机的机械转动部分易产生磨损，机械磨损之后增加了风机电机的负载，甚至引起电机故障，减少了电机的使用寿命。最后，有些中央空调末端采用的是开环档位控制，凭感觉调温，感觉温度过高则增加阀门开度，感觉温度过低则减少阀门开度，该调节方式是人工调节而不是自动恒温调节。另外比例阀性能不稳定也造成调温效果不理想。

如果对上述末端自控系统进行改造，将原有的中央空调末端采用比例阀进行机械式调温改造为变频器进行电气调温。将进水阀门的开度固定，动态调节风机转速，来达到恒温调节目的，调节的对象为热源。其过程如下：风机盘管出风口处安装一个温度传感器，采样冷风的实际温度，该信号经温度变送器转换为标准的电流信号，送给变频器，变频器将实际检测的温度与上位机给定的温度进行PI运算，运算结果给出控制信号，自动控制风机转速。实际温度比设定温度高则增加风机转速，实际温度比设定温度低则减少风机转速，以达到调温的目的。控制系统简图见图5.4。

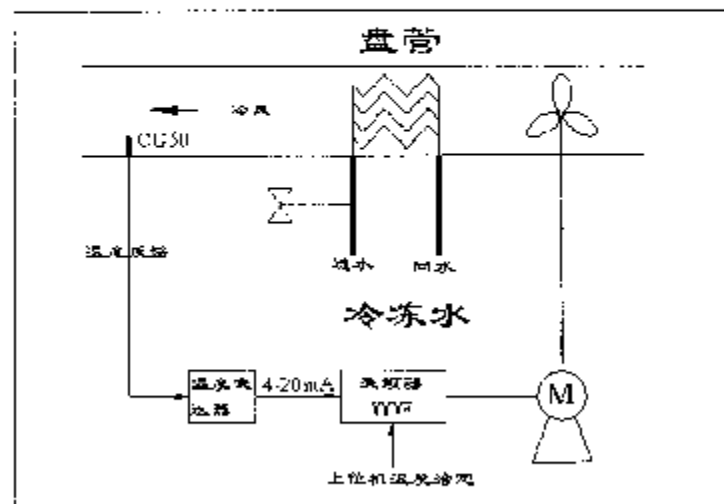


图 5.4 改造后末端冷冻水系统自控简图

Fig. 5.4 The sketch of automatic control of the transformed end water-cooling system

中央空调末端经过改造之后，中央空调末端不是通过调节热交换器进水阀门开度来调温而是通过电子方式来调温，这样节省了一大部分的电能，而且风机电机不是以满速运行，尽管风机电机是根据室内的负荷变化有效地调节风机电机的转速，来调节风量达到调温目的，这样既节省了电能，又大大地减少风机的机械转动部分磨损，增加了电机的使用寿命；同时还消除了各个热交换器进水口阀门之间的影响。还有在改造之后，风机电机采用交流变频调速技术后，实现了低电流、低电压的软启动，消除了电机启动时对电网的冲击，而且还大大地降低电机运行时的噪音。

现重点介绍 DDC 系统，目前中央空调系统多引进了 DDC（直接数字控制）自控系统。DDC 直接数字化控制是一种简易的微电脑设备，它须与其它器材整合搭配才能发挥功效，如变频器、温度湿度传感器、焓差控制器、二通阀等组件。这些组件的输入输出以模拟信号 $DC0\sim 10V$ 或低电流 $4\sim 20mA$ 作信号传送，送至 DDC 控制器。经 DDC 内置软件来判断后反向输出信号来控制阀件或变频器调节空调。

下面简略说明 DDC 自动控制系统各周边设备及控制功能。

直接数字控制 (DDC) 系指一台数字电脑直接操作一个状态 (例如温度的记录)，或者一套程序 (例如压力调节) 予以自动控制的作业。所配用的数字电脑，可以采用小型微处理机，亦可配用于中央型之微电脑上作连线作业。空调系统常用的控制元件，例如风阀开关、阀开关、阶动继电器等之操作，不论其原为气动式者或电动式者，亦不论其作用原理为调整大小的动作或仅为开或关之动作，均可改用 DDC 方式作自动的操作。

DDC 系统利用硬件和软件 (数学方程式) 来调整控制变数或依据操作人员的需要来控制工业制造程序。其中控制变数包括温度、压力、相对湿度、流量和液位等。控制程序和设定点可利用软件输入电脑内，并能够在操作人员的键盘上作修正，如此可以取代过去对硬体控制器的校正。DDC 系统亦可将检测到的温度、压力等控制变数，与预先储存在电脑内的希望数值相比较，如果测试的数值小于或大于所希望的数值，系统将会送出一系列的数字脉冲，这些脉冲则借助电动对气动的转换器 (electric-to-pneumatic transducer) 或电动对电动的转换器 (electric-to-electric transducer) 转变成控制装置的调整讯号。然后通过电路的调整，其所输出的讯号，再操作其转换器，使原来系气动或电动的组件按指讯号操作。若空调的控制器件，原系气动式，则需要另加一套将气动动作变为电器讯号的装置，将电器讯号输入电脑操作。原系电动操作元件者亦相同。至于输入 DDC 系统后，则不需另加任何硬件设备，即可作任何性能控制的操作。

变频器驱动电动机系利用二极管等整流器件将商用电源予以整流后，再经由电容器等平滑之，使之由交流转换成直流。利用 Power Transistor、SCR (Thyristor)

等将直流换成任一频率，然后以交流电方式输出。用变频器驱动感应电动机，除可避免电动机磁饱和外，同时亦可压制起动电流，且由于驱动电动机而产生必要的扭力矩，故必须控制变频器的输出电压，好呼应频率的变化。变频器可分为电压形变频器和电流形变频器。电压形变频器利用 SCR 或二极管整流后，可再用平滑电容器使其成为电压源。另一方面，电流形变频器利用 SCR 整流后，打开电抗器，使可因 SCR 而具有电流源的作用。其控制方式有电压控制和电流控制两种。

焓差控制器的采用，送风系统当室外的温度低于室内温度时，可利用低温的室外空气来作调节室内温度之用，称焓差控制。焓差控制器是由控制器比较室外温度及回风温度高低而将各风门关大、关小或全开、全关的。真正能大量节约能源和获得经济效益的空调方法，就只有“室外风空调”。室外风空调，亦称 Economizer Cycle。它的作用就如它的名称一样，就是完全利用室外自然风作空调，不必开动主机、水泵、冷却水塔等全部冰水系统，较机械式空调能节省能源 70% 上下，而且装置简单、经济效益大。室外风空调可不必改变原来冰水系统，仅在适合的外气条件之下，由大量的新鲜空气作空调即可。最重要的风量控制，可采取自动和手动双重方式；由温（湿）度的感测，经过风门和变频双重调节，以达到室内设定的温度和湿度。对高显热量的场所，如需要 24 时空调的工业或设备，则更具有实用价值。

冷却水塔散热风扇温控器。冷却水塔风扇在不同之冷却负载下其耗电维持在一定值，造成电力的浪费。故在冷却水塔风扇使用变极马达，并利用冷却水出口温度控制风扇马达起停及高低转速，不但主机能在较低的冷却水进水温度下做高效率的运转，并且可有效的减少冷却水塔风扇之耗电。

一般大楼常用的中央空调系统有 CAV、VAV、VAV 等，各有不同操控方式，都可以用 DDC 控制。

对于定风量系统(CAV 系统)，空调机送出的风量一定，以提供空调区域所需要的冷(暖)气。当空调区域负荷变动时，则以改变送风温度应付室内负荷，并达到维持室内温度于舒适区的要求。常用的中央空调系统为 AHU(空调机)与冷冻水管系统 FCU 系统。这两者一般均以定风量(CAV)来供应空调区，为了应付室内部分负荷的变动，在 AHU 定风量系统以空调机的变温送风来处理，在一般 FCU 系统则以冷冻水阀 ON/OFF 控制来调节送风温度。

因为是定风量系统，所以我们控制冰水系统上二通阀进行位式调节。当室温升高，室内感温器送出信号给控制器，控制器接到信号与设定的温度比较，输出信号给冰水管上二通阀。控制二通阀打开，使循环风变冷送入室内。如室内温度下降过多，盘管风机作卸载。室内温度感温器送信号至控制器为模拟输入，控制器与设定温度比较，输出模拟信号至冰水管上二通阀关闭。另有二通调节阀，如

比例式型式，这种比例式三通调节阀控制冰水流量大小进入冷排使空调更有弹性控制，维持室温在设定值上下。

对于变风量系统(VAV 系统)，即是空调机(AHU 或 FCU)可以调变风量。常用的中央空调系统为 AHU(空调机)与冷冻水管系统 FCU 系统。这两者一般均以定风量(CAV)来供应空调区，为了应付室内部分负荷的变动，在 AHU 定风量系统以空调机的变温送风来处理，在一般 FCU 系统则以冷冻水阀 ON/OFF 控制来调节送风温度。然而这两者在送风系统上浪费了大量能源，因为在长期低负荷时送风机亦均执行全风量运转而耗电，这不但不易维持稳定的室内温湿条件，也浪费大量的送风运转能源。变风量系统就是针对送风系统耗电缺点的节能对策。变风量系统可分为两种：一种为 AHU 风管系统中的空调机变风量系统(AHU-VAV 系统)；一种为 FCU 系统中的室内风机变风量系统(FCU-VAV 系统)。AHU-VAV 系统是在全风管系统中将送风温度固定，而以调节送风机送风量的方式来应付室内空调负荷之变动。FCU-VAV 系统则是将冷冻水供应量固定，而在室内 FCU 加装无段变功率控制器改变送风量，亦即改变 FCU 的热交换率来调节室内负荷变动。这两种方式透过风量之调整来减少送风机的耗电量，同时也可增加热源机器的运转效率而节约热源耗电，因此可在送风及热源两方面同时获得节能效果。

箱型空调机为商业大楼所常用的空调系统，以出风温度及预设定的比值为控制方式。靠着送、回风及外气温度 SENSOR 来控制马达转速。控制程序如下：(1)出风温度感应到感温器(设定在 13℃)，DDC 控制三通阀打开。(2)送冷气时，冰水感温器测得冰水离开冷排温度，调整出风温度状况，陆续利用 DDC 控制 AHU 变频器改变马达转速送出理想出风温度。(3)当冰水阀门关小至 12℃，DDC 控制器打开外气及回风风门，综合送风温度，直到外气风门关至最小开度以维持 12℃送风温度，可兼外气空调利用。(4)低温限制感应混合温度控制以保护冷排不结冰。

对于变流量系统(VWV 系统)，是以一定的水温供应空调机以提高热源机器的效率，而以特殊的水泵来改变送水量，顺便达成节约水泵用电之功效。变水量系统对水泵系统之节能效率依水泵之控制方式和 VWV 使用比例而异，一般 VWV 的控制方式有无段变速(SP)与双向阀控制方式。以上三种空调系统是目下大楼空调最常被设计的系统，中央空调控制也就是把管路、管件、阀体或阀门集中设定控制流体提供冷气。所以有效组合中央空调控制即能有效控制耗能，设计合乎节能的空调系统。

一般大楼空调系统每天的冰水主机开关，大都靠机电人员来操控，最主要开机加载的程序由人来监视比较有弹性。所以机电操控人员很重要，但人要休息会轮班，也因此冰水主机的操作没有一套有效管理。DDC 可以设定所有开关机程序并

且标准一致，不怠班，主机控制系统加装模拟信号适配卡转换传讯，再加一台列泵机，就能把一天中所有运转情形显示出来。遇有故障又能即时通知技术人员前往查看。

利用 DDC 系统来控制空调系统，最主要是把不理想的控制方式作改善。这些年国产空调主机设备，在业者依政府所订之高 EER 或 COP 标准加以改良后已经有不错的产品。目前所需要的配套措施就是整合 DDC 自动控制系统，利用其随负荷快速有效调整风车马达转速达到节能目标。^[11]

暖通空调系统的自动控制系统的的设计，特别是暖通空调系统的计算机控制系统的设计，是建立在系统日常运行的基础上的，也就是说，本质上是一种非稳态的动态设计。计算机控制系统要求动态分析资料，而暖通空调设计提供的是有限的稳态数据——这大约是当前智能建筑建设中，暖通空调系统设计及暖通空调系统控制系统设计严重脱节的重要原因。就此问题笔者曾经与清华同方的自控设计工程师交流，结论是，目前数字化技术日益发达，如果空调设计工程师能够提供全年不同负荷率时的控制要求、建筑不同使用条件下的控制要求、系统在不同情况下的运行正确运行状态及阀门启闭状态，DDC 系统完全能够根据设计的意图达到最佳的控制调节效果，最大限度的节省能耗。

6 结论

根据笔者十几年从事暖通空调设计及现场服务的经验来看,要做到中央空调系统的节能:

1. 首先要从能耗大户冷热源主机的选择着手。而冷热源主机的选择又与建筑的功能、冷热负荷情况等密切相关。较详细的负荷计算是必须的,但也可不拘泥于把所有的建筑资料都完全确定,有时建筑的调整对负荷影响不大,可采取近似或类比的方法计算,使工程设计工作顺利进展。有了负荷计算,选择设备时,心里就有底了。如果只是采用手册或有关资料上的指标套算,往往会带来较大的误差,使主机选型过大,运行不节能,又浪费投资,此种做法不可取。从建筑的功能、使用情况、计费等情况,选择性能适当的主机是关键。其实,主机 COP 值与部分负荷运行效率都要关注,如果一味地强调主机的 COP 值,则易忽略主机在部分负荷运行时 COP 值较低的问题,而全年部分负荷运行时间最长,造成主机在全年运行中能耗的增加,因此,建议在设计之初选择冷热源设备时,就对主机的全年运行工况加以分析,得出适合各种负荷的运行策略,选好最节能主机。

2. 能耗居主机之后的是水、空气输送系统的水泵与风机。此部分节能的焦点是采用变流量技术,提高空调系统运行的全年或季年性能源效率。对于各类建筑的空调系统来说,特别是减少风机、水泵的运行能耗更引人关注。因此,除系统小型化外,变水量(VWV)、变风量(VAV)和变制冷剂流量(VRV)系统的研究与应用,大大促进了制冷空调技术的发展,与机器设备调速技术相结合的变流量技术,则可以大大提高空调系统与设备的能源利用率。

3. 末端设备的节能中值得一提的是利用冷却塔通过板式换热器间接制冷。这种方式在北方地区已经为一些使用者带来了经济效益,其节能价值可观。

4. 在设计阶段,暖通工程师就应与自控系统设计人员密切配合,在全年运行工况分析的基础上,给出不同运行工况段的运行策略,使自控系统发挥最大效率,从而中央空调系统能够最大限度地节能。

7 结束语

专家分析，未来 15 年，中国经济能否保持快速增长，一个重要的先决条件就是能源供应的充足，因此，节能非常重要。而作为电能消耗大户，空调业的节能与否无疑十分重要。

北京工业大学李红旗博士日前透露，有关部门正在制定新的空调器能耗限制标准，该标准的出台将提高空调器耗能的市场准入门槛，耗电量太大、超过国家标准的将不允许销售。

空调节能，正在成为政府、消费者和业界广泛关注的焦点。

国家电网公司在 12 月 4 日公布的电力市场分析报告中指出，电力供应能力不足、经济快速发展、高耗能行业迅速扩张和持续高温干旱，是造成去年冬天以来全国电力供需形势总体偏紧的四个主要原因。该报告认为，随着空调的大量进入家庭，初步统计，华东电网、南方电网、华中电网空调制冷负荷比重均已超过了 30%。空调负荷在电网系统负荷中比重不断增大，既导致全国大部分地区夏季最大用电负荷对气温的变化越来越敏感，也导致了用电高峰时段电力供应严重不足。今年夏天南方地区持续高温就是造成南方电网、华东电网和华北南部电网等地区缺电的重要原因之一。

据统计，目前我国家用空调的年耗电量为 400 亿千瓦时以上，随着空调的进一步普及，这个数字还将进一步增强，空调已日渐成为能耗大户。

空调的节能问题迫在眉睫、刻不容缓。

西欧的发达国家在 70 年代曾经历了两次可怕的能源危机。为此，在这以后的 20 多年里做了大量的节能研究和实践工作，找到了许多卓有成效的方法和途径，并已进入技术成熟阶段。

如何把先进的、适合中国国情的有效技术传播到中国，这需要认真考虑最重要的边界条件，也就是什么是与欧洲的相同点和不同点，而中国自身不同地区又有不相同点。如上海的许多大型建筑，大量引进和使用美国的空调技术和设备，其设备工作方法主要是依靠冷却空气大功率送风和大温差空气对流来降低室内温度，这种设备耗能大，能效差，再加上上海是夏季高湿度地区，用空气制冷需除去空气中的湿度这浪费许多能源。在欧洲一项运用冷却的天棚或地面的低辐射制冷配合送少量干燥空气防止结露的技术已经相当成熟地被广泛运用，成效非常显著。由于低温差辐射没有冷气流的感觉，没有任何噪声，室内感觉十分舒适，此技术所耗的能源只相当上海使用空调技术的 60%。

低能耗健康建筑指充分利用自然能源的被动式供热空调建筑，它能提供人们

生活和生产需要的建筑环境，保证人体的卫生和健，同时具有节能建筑能耗低的特点。低能耗健康建筑的研究在欧洲和日本等国家已受到相当的重视。美国由于能源比较丰富，着重研究的是健康建筑。Milton Keynes 是英国发展最快的城市，它位于伦敦和伯明翰的中间。Milton Keynes 有一个能源公园（Milton Keynes Energy Park），其中的建筑统一规划和设计，应用了多种建筑节能措施。该能源公园的建筑能耗指标是一般建筑的一半，因此深受用户欢迎。我国是发展中国家，能源的建筑速度远跟不上国民经济发展需求。目前我国人均年能耗不到 1t 标准煤（只达到世界平均值的三分之一），而想在本世纪末实现“小康”水平，人均能耗至少要达 1.5~1.6t 标准煤。可见，降低建筑能耗，大力宣传和发发展低能耗健康建筑将成为我国在 21 世纪的一个迫切和重要的工程。

自十九世纪末从机械制冰工业开始、逐渐形成制冷空调工业，人类从只能利用天然冷源进步到利用人工冷源。回顾百余年制冷空调的发展，随着技术的进步，从冷藏、速冻到冷藏运输；从工业空调、舒适空调到车辆空调，从家用到商用；制冷空调已全方位服务于人类衣、住、行、用的需要，使人类生活发生了重大变化。

大规模集成电路计算机的问世，制冷空调设备和系统的设计有了新的手段，从只以典型工况进行设计发展到全工作过程的分析与设计，进而发展到以一定要求为目标进行系统与设备的优化设计，计算机的应用为制冷空调设计注入新的活力。

展望未来，“节约能源、保护环境和获取趋于自然条件的舒适健康环境”必将是制冷空调技术发展的总体目标，节约能源仍将是保护环境，促进制冷空调核心，而制冷空调系统与设备的变革以及运行管理的节能与品质的提高，则是深入发展的方向。

中央空调系统的节能，首先要从能耗大户冷热源主机的选择着手。较详细的负荷计算是必须的，但也可不拘泥于把所有的建筑资料都完全确定，有时建筑的调整对负荷影响不大，可采取近似或类比的方法计算，使工程设计工作顺利进展。从建筑的功能、使用情况、计费等情况，选择性能适当的主机是关键。其实，主机 COP 值与部分负荷运行效率都要关注，在设计之初选择冷热源设备时，就对主机的全年运行工况加以分析，得出适合各种负荷的运行策略，选好最节能主机。

水泵与风机节能的焦点是采用变流量技术，提高空调系统运行的全年或季年性能能源效率。变水量（VWV）、变风量（VAV）和变制冷剂流量（VRV）系统的研究与应用，大大促进了制冷空调技术的发展，与机器设备调速技术相结合的变流量技术，则可以大大提高空调系统与设备的能源利用率，圆满的解决负荷变化情况，冷热源负荷调节与变水量调节相配合的稳定运行，以及变风量系统的稳定性

问题、节能控制问题、新风量保证问题还都是值得深入研究和解决的问题。

利用冷却塔通过板式换热器间接制冷的方式在北方地区已经为一些使用者带来了经济效益，其节能价值可观。

微计算机的发展，全面促进着制冷空调事业的发展与提高，而制冷空调技术的发展也越来越离不开计算机技术的支撑。而制冷空调的计算机模拟技术与人工智能技术更是需要进一步深入研究与应用的重点。

在设计阶段，暖通工程师就与自控系统设计人员密切配合，在全年运行工况分析的基础上，给出不同运行工况下的运行策略，使自控系统发挥最大效率，从而中央空调系统能够最大限度地节能。

近十年来，采用计算机模拟仿真技术分析研究制冷空调系统以及开发制冷空调设备已在国内展开，但是，应该注意到制冷空调系统的复杂性在于系统的非线性、参量的时变性以及工作过程的随机性。因此，鼓励开展试验研究，促进计算机模拟技术的应用，以提高制冷空调设备的研究能力和制冷空调系统优化设计的水平。

人工智能技术在制冷空调系统的控制与管理方面必将越来越发挥重要作用，以促进建筑设备自动化的发展和人居环境品质的保证。特别要提出，影响人体舒适性的因素涉及热环境质量、空气品质、声光情景等，而且人们的习俗又有所不同，因此，“趋于自然条件的舒适健康环境”的实现必须依靠人工智能技术进行环境的综合评价与控制。

我国制冷空调已有良好的基础，我国的自然环境、人文环境以及经济环境为制冷空调事业的发展提供了充裕的条件，结合我国国情，总结别国的历史与现实的经验，必将形成我国的特色。展望二十一世纪，信息时代，生命科学时代，要求制冷空调科技工作者，在制造优良的生命（生产）环境以及运行管理智能化方面做出新的贡献，尽快建成一个绿色中国、绿色世界。

致 谢

本文的研究工作是在我的导师田胜元教授的精心指导和悉心关怀下完成的,在我的课题研究方法和思路上,是他给了我指导和帮助;在写作之初,他提供了不少珍贵的私人资料;在论文即将完稿时,他又及时地提出了宝贵的意见。我的指导老师申舜宇高级工程师在课题的分析研究及进展中,给了我许多具体的指导和帮助,在写作之初提供了许多珍贵的收藏资料,在写作中帮我分析问题,提出了许多中肯地建议,在写作遇到困难时及时鼓励帮助我,使我充满信心地完成了论文的撰写工作,这篇论文凝结着两位导师的悉心教诲和热情指导。在此向我的导师致以最衷心的感谢和深深的敬意。

忠心感谢院方特别是王维辛老师给予我的热情帮助。

在几年的学习中,我得到了院领导和各位任课教授的热情指导和帮助,在此向各位院领导和各位师长表示衷心的感谢。

在学习和写作的过程中,我也得到各位同学的热情帮助,在此一并表示谢意。十分忠心地感谢在百忙之中评阅论文和参加论文答辩评审的各位专家和教授。

钟玮

二〇〇四年二月

参 考 文 献

- [1] 北京市青年联合会、北京市科学技术协会,《现代科学知识热点问题 450 例》,科学普及出版社
- [2] 《中国能源发展报告》(2001)
- [3] 俞善庆. 国内外建筑节能现状. 建筑节能, NO.3 (2001)
- [4] 毕翔宇、卢耀麟.《深圳高层建筑道风空调选录》. 深圳市制冷学会空调专业委员会、深圳市土木建筑学会暖通空调委员会
- [5] 吴存寿、殷毓珍. 再谈暖通空调设计. 江苏暖通空调情报网 2002
- [6] 莫若愚. 空调系统设计的节能. 《1998 年全国空调学术年会资料集》
- [7] 高甫生、高鹏. 空调用冷水机组能耗及其对环境的影响分析. 《1996 年全国暖通学术年会论文集》
- [8] 李先瑞. 空调、供热水系统泵的节能. 《全国暖通空调制冷 2002 年学术文集》
- [9] 黄尚华. 中央空调闭环变频节能及余热回收技术. 中国空调制冷网 2001
- [10] 张维雄. 冷水机组变流量的性能. 暖通空调 2000, 第 6 期
- [11] 戚世涛. 空调系统中冷却塔的节能. 暖通空调 1999, 第 6 期
- [12] 马最良、孙宇辉. 冷却塔供冷系统运行能耗影响因素的研究与分析. 暖通空调 2000, 第 6 期
- [13] 冯经章. 变风量空调系统在工程设计中应用. 《全国暖通空调制冷 1998 年学术年会资料集》
- [14] 孙宇. 变风量空调系统设计. 空调设计 1997, 第二辑
- [15] 赵波. 大型综合娱乐建筑空调节能设计的几点体会. 暖通空调 2001, 第 3 期
- [16] 杨纯华、赵志安. 现代化办公楼的空调节能与新风控制方法的探讨. 中国空调制冷网 2001
- [17] 王福林、朱伟峰、薛志峰、江亿. 商业建筑空调节能技术措施探讨. 清华同方技术通讯 2000, 第 10 期
- [18] 施贤进. 智能建筑空调节能任重道远. 中国空调制冷网 2001
- [19] 黄博全、陈宪昭. DDC 自动控制对建筑物空调节能及投资回收探讨. 城市·智能建筑系统 2000