
2007
全国民用建筑工程设计技术措施
节能专篇

暖通空调·动力

**Heating, Ventilation and
Air Conditioning**

建设部工程质量安全监督与行业发展司
中国建筑标准设计研究院

图书在版编目(CIP)数据

全国民用建筑工程设计技术措施：节能专篇：2007.
暖通空调、动力 / 建设部工程质量安全监督与行业发展司，
中国建筑标准设计研究院编. ——北京：中国计划出版社，
2007. 3

ISBN 978-7-80177-772-0

I. 全... II. ①建...②中...III. ①民用建筑—建筑设计
②民用建筑—房屋建筑设备—节能—建筑设计IV. TU24
中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 019448 号

全国民用建筑工程设计技术措施

节能专篇(2007)

暖通空调·动力

建设部工程质量安全监督与行业发展司

中国建筑标准设计研究院

☆

中国计划出版社出版、发行

(地址：北京市西城区木樨地北里甲11号国宏大厦c座4层)

(邮政编码：100038电话：63906433 63906381)

北京国防印刷厂印刷

889×1194毫米 1/16 13.25印张 379千字

2007年3月第一版2007年3月第一次印刷

印数1—20000册

☆

ISBN 978-7-80177-772-0

定价：54.00元

关于发布《全国民用建筑工程设计 技术措施——节能专篇》的通知

建质[2006]277号

各省、自治区建设厅，直辖市建委，总后营房部，新疆生产建设兵团建设局，国务院有关部门建设司：

为指导全国建筑设计单位进行建筑节能设计，我部组织中国建筑标准设计研究院等单位编制了《全国民用建筑工程设计技术措施——节能专篇》，包括《建筑》、《结构》、《给水排水》、《暖通空调·动力》、《电气》五个分册，并已审查。现予发布。

中华人民共和国建设部

二〇〇六年十一月九日

《全国民用建筑工程设计技术措施——节能专篇》编委会

主任委员：吴慧娟

副主任委员：赵宏彦 王文艳

委 员：(按姓氏笔画为序)

左亚洲 田有连 孙 英 朱 茜 李雪佩 李晓明 何玉如
陈富生 吴学敏 杨仕超 张树君 张 兢 罗继杰 郎四维
洪元颐 贾 苇 舒世安 温伯银 詹 谊 蔡镇钰

《暖通空调·动力》

编写组负责人：罗继杰 张 兢

编写组成员：(按姓氏笔画为序)

王 健 王 谦 冯继蓓 叶祖典 伍小亭 孙敏生 朱学锦
寿炜炜 张小慧 张建忠 张 兢 李著萱 陈建新 陈焰华
陈静波 陈霖新 周 敏 季 伟 郑瑞澄 胡卫卫 胡松涛
袁东立

主 审 人：郎四维 舒世安

审查组成员：(按姓氏笔画为序)

于晓明 马友才 王建中 王唯国 叶 鸣 叶瑞芳 左贤龄
伍小亭 孙敏生 江 亿 何梓年 寿炜炜 李先瑞 李娥飞
陆耀庆 罗继杰 郑官振 姚伯兴 胡仰耆 赵先智 赵庆珠
钟朝安 徐 明 高洪澜 董益波 熊维熔

参编单位：(按章节先后为序)

中国人民解放军空军工程设计研究局
北京市煤气热力工程设计研究院
中国建筑西北设计研究院
中国中元兴华工程公司
南京建筑设计研究院
上海建筑设计研究院有限公司

中国兵器工业第五设计研究院
武汉市建筑设计院
天津市建筑设计院
青岛理工大学环境与市政工程学院热能与空调工程研究所
中国建筑科学研究院空调所
中国电子工程设计院
中国航天建筑设计研究院
特灵空调系统(江苏)有限公司

前言

《全国民用建筑工程设计技术措施——节能专篇》(2007)是由建设工程质量监督与安全监督与行业发展司组织中国建筑标准设计研究院等单位编制的一套以指导全国建筑设计单位进行建筑节能设计的技术文件,是对《全国民用建筑工程设计技术措施》(2003)节能设计部分内容的补充、深化、汇总和完善,是节能设计标准的细化与延伸。《全国民用建筑工程设计技术措施——节能专篇》(2007)包括《建筑》、《结构》、《给水排水》、《暖通空调·动力》、《电气》五个分册,内容基本涵盖目前可应用于工程建设节能技术的全部内容。编制的目的是为了大力推行和实施建筑节能,建设资源节约型社会和环境友好型社会,在工程建设中进一步贯彻落实建筑节能设计标准,指导工程设计人员正确选择和应用成熟的节能技术,进行建筑节能设计,推动建筑节能工作的开展。本套节能技术措施可供全国各设计单位参照使用,也可供有关建筑管理部门、建设单位和教学、科研、施工、监理等人员参考。

《暖通空调·动力》分册包括:暖通空调、动力两个专业的内容,分为总则、采暖空调基本参数与要求、采暖与供热、通风、空气调节、冷热源、空调蓄能、热泵系统、太阳能供暖系统、燃气冷热电联供分布式能源系统、保温与保冷和控制与检测等十二部分。

本分册基本涵盖了民用建筑中采暖、通风、空调及动力设计的节能内容。根据国家现行和一些即将颁布的规范、标准,综合和总结了全国各主要建筑设计院多年的工程设计经验编制。编制中力求全面、简练、准确、实用和技术先进,较详细和全面地规定了建筑工程设计中暖通空调、动力专业的节能技术细则。各章内容都经过了函审、集中审查和复审。

本分册编写组的具体分工如下:

- 第1章 张 兢
- 第2章 张 兢
- 第3章 胡卫卫 冯继蓓
- 第4章 周 敏 季 伟
- 第5章 李著萱 孙敏生 张建忠 王 谦 寿炜炜
- 第6章 张小慧 陈静波
- 第7章 叶祖典
- 第8章 朱学锦 张建忠 陈焰华 伍小亭 胡松涛 袁东立
- 第9章 郑瑞澄
- 第10章 陈霖新
- 第11章 陈建新寿炜炜
- 第12章 王 健

对参加本分册函审工作并提出了大量宝贵意见的各位专家，在此表示衷心地感谢。

由于节能技术正处于发展阶段，节能措施的实施条件与效果又受到地域、经济发展等诸多因素的影响，加之编制工作量大、时间仓促，因此，本分册所涵盖的内容和深度还不够，有不少内容有待于补充和完善，也难免存在一些问题和不足，敬请批评指正，以便我们今后修订和更新。

联系地址：北京市西城区车公庄大街19号

中国建筑标准设计研究院

邮 编：100044

联系电话：(010)88361155 - 392

联系人：张 兢

E-mail: zhangj@chinabuilding.com.cn

网 址：www.chinahuilding.com.cn 国家建筑标准设计网

《暖通空调·动力》分册编写组
二00七年一月

1 总 则

1.0.1 《全国民用建筑工程设计技术措施——节能专篇》(暖通空调·动力)分册的编制目的是为了更方便广大设计人员能够更好地贯彻、落实国家颁布的有关节约能源的法规和方针政策，提高采暖、空调的能源利用效率和建筑节能设计质量，改善民用建筑的室内环境，通过合理选用节能技术，以实现南方地区节能50%和北方地区节能65%的目标。

1.0.2 本分册适用于全国新建、改建和扩建的居住建筑与公共建筑的采暖、通风、空气调节、制冷、锅炉房等的节能设计。

1.0.3 本分册的内容是对国家现行的和一些即将颁布的规范、标准的细化、延伸和补充，并综合和总结了各编制单位多年的工程设计经验，针对民用建筑中采暖、空调节能的共性问题而编制的全国性技术措施。

1.0.4 本分册使用期间，除应符合与建筑节能设计相关的国家标准的规定外，还应符合国家现行的有关强制性标准的规定。如颁发了新的规范、标准、规定等，应以新版本为准。规范等未涉及的问题可参照本分册执行。

2 采暖空调基本参数与要求

2.1 室内热环境设计计算参数

2.1.1 只设采暖系统的民用建筑的室内计算温度宜按表2.1.1确定。

表2.1.1 集中采暖系统室内设计计算温度

建筑类型及房间名称	室内温度(°C)	建筑类型及房间名称	室内温度(°C)
1.普通住宅: 卧室、起居室、一般卫生间	18	6.影剧院: 门厅、走道	14
厨房	15	观众厅、放映室、洗手间	18
设采暖的楼梯间及外廊	14	休息厅、吸烟室	18
2.银行: 营业大厅	18	化妆室	20
走道、洗手间	16	7.体育: 比赛厅(不含体操)、练习厅	16
办公室	20	体操练习厅	18
楼(电)梯	14	休息厅	20
3.高级住宅、公寓: 卧室、起居室、书房、餐厅、无 沐浴设备的卫生间	20	运动员、教练员更衣、休息室	25~28
有沐浴设备的卫生间	25	游泳池大厅	22~24
厨房	15	观众区	20~24
门厅、楼梯间、走廊	16	检录处	20~24
4.办公楼: 门厅、楼(电)梯	16	8.集体宿舍、无中央空调系统的旅馆、 招待所: 大厅、接待处	16
一般办公室、设计绘图室	20	客房、办公室	20
会议室、接待室、多功能厅	18	餐厅、会议室	18
走道、洗手间、公共食堂	16	走道、楼(电)梯间	16
车库	5	公共浴室	25
5.餐饮: 餐厅、饮食、小吃、办公室	18	公共洗手间	16
洗碗间	16	9.商业: 营业厅(百货、书籍)	18
制作间、洗手间、配餐间	16	鱼肉、蔬菜营业厅	14
厨房、热加工间	10	副食(油、盐、杂货)、洗手间	16
干菜、饮料库	8	办公区	20
		米面贮藏库	5
		百货仓库	10

续表2.1.1

建筑类型及房间名称	室内温度(°C)	建筑类型及房间名称	室内温度(°C)
10.图书馆: 大厅 洗手间 办公室、阅览室 报告厅、会议室 特藏、胶卷、书库	16 16 20 18 14	13.学校: 厕所、门厅、走道、楼梯间 教室、阅览室、实验室、科技活动室、教研室、办公室 人体写生美术教室模特所在局部区域 风雨操场	16 18 26 14
11.交通: 民航候机厅、办公室 候车厅、售票厅 公共洗手间	20 16 16	14.幼儿园、托儿所 活动室、卧室、乳儿室、喂奶、隔离室、医务室、办公室 盥洗室、厕所 浴室及其更衣室 洗衣房 厨房、门厅、走廊、楼梯间	20 22 25 18 16
12.医疗及疗养建筑: 成人病房、诊室、治疗、化验室、活动室、餐厅等 儿童病房、婴儿室、高级病房、放射诊断及治疗室 门厅、挂号处、药房、洗衣房、走廊、病人厕所等 消毒、污物、解剖、工作人员厕所、洗碗间、厨房 太平间、药品库	20 22 18 16 12	15.未列入各类公共建筑的共同部分: 电梯机房 电话总机房、控制中心等 设采暖的汽车停车库 汽车修理间 空调机房、水泵房等	5 18 5~10 12~16 10

2.1.2 空气调节房间的室内设计计算参数宜符合表2.1.2的规定。

表2.1.2 空气调节系统室内设计计算参数

建筑类型	房间类型	夏季			冬季		
		温度(°C)	相对湿度(%)	气流平均速度(m/s)	温度(°C)	相对湿度(%)	气流平均速度(m/s)
住宅	卧室和起居室	26~28	64~65	≤0.3	18~20		≤0.2
旅馆	客房	24~27	65~50	≤0.25	18~22	I>30	≤0.15
	宴会厅、餐厅	24~27	65~55	≤0.25	18~22	≥40	≤0.15
	文体娱乐房间	25~27	60~40	≤0.3	18~20	I>40	≤0.2
	大厅、休息厅、服务部门	26~28	65~50	≤0.3	16~18	I>30	≤0.2
医院	病房	25~27	65~45	≤0.3	18~22	55~40	≤0.2
	手术室、产房	25~27	60~40	≤0.2	22~26	60~40	≤0.2
	检查室、诊断室	25~27	60~40	≤0.25	18~22	60~40	≤0.2

续表2.1.2

建筑类型	房间类型	夏季			冬季		
		温度 (°C)	相对湿度 (%)	气流平均速度 (m/s)	温度 (°C)	相对湿度 (%)	气流平均速度 (m/s)
办公楼	一般办公室	26~28	<65	≤0.3	18~20	—	≤0.2
	高级办公室	24~27	60~40	≤0.3	20~22	55~40	≤0.2
	会议室	25~27	<65	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	计算机房	25~27	65~45	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	电话机房	24~28	65~45	≤0.3	18~20	—	≤0.2
影剧院	观众厅	26~28	≤65	≤0.3	16~18	≥30	≤0.2
	舞台	25~27	≤65	≤0.3	16~20	≥35	≤0.2
	化妆室	25~27	≤60	≤0.3	18~22	≥35	≤0.2
	休息厅	28~30	<65	≤0.5	16~18	—	≤0.3
学校	教室	26~28	≤65	≤0.3	16~18	—	≤0.2
	礼堂	26~28	≤65	≤0.3	16~18	—	≤0.2
图书馆	实验室	25~27	≤65	≤0.3	16~20	—	≤0.2
	阅览室	26~28	65~45	≤0.3	16~18	—	≤0.2
博物馆	展览厅	26~28	60~45	≤0.3	16~18	50~40	≤0.2
	善本、舆图、珍藏、 档案库和书库	22~24	60~45	≤0.3	12~16	60~45	≤0.2
档案馆	缩微胶片库①	20~22	50~30	≤0.3 0.15~0.3	16~18	50~30	≤0.2
	体育馆	观众席	26~28	≤65	0.2~0.5	16~18	50~35
	比赛厅	26~28	≤65	乒乓球、羽毛球≤0.2 其余 0.2~0.5	16~18	—	≤0.2
	练习厅	26~28	≤65	乒乓球、羽毛球≤0.2 其余 0.2~0.5	16~18	—	≤0.2
	游泳池大厅	26~29	≤75	≤0.2	26~28	≤75	≤0.2
	休息厅	28~30	≤65	<0.5	16~18	—	≤0.2
百货商店	营业厅	26~28	65~50	0.2~0.5	16~18	50~30	0.1~0.3
	电视、 广播中心	播音室、演播室	25~27	65~40	≤0.3	18~20	50~40
	控制室	24~26	60~40	≤0.3	20~22	55~40	≤0.2
	机房	25~27	60~加	≤0.3	16~18	55~40	≤0.2
	节目制作室、录音室	25~27	60~40	≤0.3	18~20	50~40	≤0.2

注：①缩微胶片库保存胶片的环境要求，必要时可根据胶片类别按国家标准规定，并考虑其储藏条件等原因。

2.1.3 公共建筑主要空间的设计新风量，应符合表2.1.3的规定。

表2.1.3 公共建筑主要空间的设计新风量

建筑类型与功能空间		新风量 [m ³ /(h·p)]	
旅游 旅馆	客 房	5星级	50
		4星级	40
		3星级	30
	餐厅、宴会厅、多功能厅	5星级	30
		4星级	25
		3星级	20
		2星级	15
	大堂、四季厅	4~5星级	10
	商业、服务	4~5星级	20
		2~3星级	10
美容、理发、康乐设施		30	
旅店	客 房	一~三级	30
		四级	20
文化 娱乐	影剧院、音乐厅、录像厅		20
	游艺厅、舞厅(包括卡拉OK歌厅)		30
	酒吧、茶座、咖啡厅		10
体 育 馆		20	
商场(店)、书店		20	
饭馆(餐厅)		20	
办 公 楼		30	
住 宅		30	
学校	教 室	小 学	11
		初 中	14
		高 中	17

2.2 围护结构热工设计

2.2.1 居住建筑。

居住建筑的设计，用采暖度日数HDD18和空调度日数CDD26衡量当地寒冷和炎热的程度。依据不同的采暖度日数HDD18和空调度日数CDD26范围，可将全国划分为五个气候区，即：严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、夏热冬暖地区和温和地区。

1. 对于严寒和寒冷地区的采暖居住建筑，暖通专业可协助建筑专业在进行建筑热工设计时，将各部分围护结构的传热系数控制在现行的国家规范、标准规定的限值范围内。

2. 夏热冬冷地区的采暖居住建筑，在进行建筑热工设计时，外窗的面积不应过大，其传热系数应控制在表2.2.1-1规定的限值范围内。围护结构其他部分的传热系数和热惰性指标应符合表2.2.1-2的规定。其中外墙的传热系数应考虑结构性冷桥的影响，取平均传热系数。

表2.2.1-1 不同朝向、不同窗墙面积比的外窗传热系数

朝向	窗外环境条件	外窗的传热系数K[W/(m ² ·K)]				
		窗墙面积比≤0.25	窗墙面积比>0.25 且≤0.30	窗墙面积比>0.30 且≤0.35	窗墙面积比>0.35 且≤0.45	窗墙面积比>0.45 且 ≤0.50
北(偏东60。到偏西60。范围)	冬季最冷月室外平均气温>5~C	4.7	4.7	3.2	2.5	—
	冬季最冷月室外平均气温≤5℃	4.7	3.2	3.2	2.5	—
东、西(东或西偏北30。	无外遮阳措施	4.7	3.2	—	—	—
到偏南60。范围)	有外遮阳(其太阳辐射透过率≤20%)	4.7	3.2	3.2	2.5	2.5
南(偏东30。到偏西30。范围)		4.7	4.7	3.2	2.5	2.5

表2.2.1-2 围护结构各部分的传热系数K[W/(m²·K)]和热惰性指标D

屋顶*	外墙*	外窗(含阳台门透明部分)	分户墙和楼板	底部自然通风的架空楼板	户门
K≤1.0 D≥3.0	K≤1.5 D≥3.0	按表 2.2.1-1 的规定	K≤2.0	K≤1.5	K≤3.0
K≤0.8 D≥2.5	K≤1.0 D≥2.5				

注：当屋顶和外墙的K值满足要求，但D值不满足要求时，应按照《民用建筑热工设计规范》(GB 50176-93)第5.1.1条来验算隔热设计要求。

3. 夏热冬暖地区的采暖居住建筑，在进行建筑热工设计时，其屋顶和外墙的传热系数和热惰性指标应符合《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》JGJ75-2003中的规定。当设计建筑的屋顶和外墙不符合现行国家标准的规定时，其空调采暖年耗电指数(或耗电量)不应超过参照建筑的空调采暖年耗电指数(或耗电量)。

1) 居住建筑的外窗面积不应过大，各朝向的窗墙面积比，北向不应大于0.45；东、西向不应大于0.30；南向不应大于0.50。当设计建筑的外窗不符合上述规定时，其空调采暖年耗电指数(或耗电量)不应超过参照建筑的空调采暖年耗电指数(或耗电量)。

2) 居住建筑的天窗面积不应大于屋顶总面积的4%，传热系数不应大于4.0W/(m²·K)，本身的遮

阳系数不应大于0.50。当设计建筑的天窗不符合上述规定时，其空调采暖年耗电指数(或耗电量)不应超过参照建筑的空调采暖年耗电指数(或耗电量)。

3) 居住建筑采用不同平均窗墙面积比时，其外窗的传热系数和综合遮阳系数应符合现行国家标准的规定。当设计建筑的外窗不符合现行国家标准的规定时，其空调采暖年耗电指数(或耗电量)不应超过参照建筑的空调采暖年耗电指数(或耗电量)。

4. 如果建筑围护结构的热工性能参数不满足上述要求时，应按照现行节能设计标准的规定进行围护结构热工性能的权衡判断。

2.2.2 公共建筑。

1. 各城市的建筑气候分区应按表2.2.2确定。

表2.2.2 主要城市所处气候分区

气候分区	代表性城市
严寒地区 A 区	海伦、博克图、伊春、呼玛、海拉尔、满洲里、齐齐哈尔、富锦、哈尔滨、牡丹江、克拉玛依、佳木斯、安达
严寒地区 B 区	长春、乌鲁木齐、延吉、通辽、通化、四平、呼和浩特、抚顺、大柴旦、沈阳、大同、本溪、阜新、哈密、鞍山、伊宁、西宁
寒冷地区	兰州、太原、唐山、阿坝、喀什、北京、天津、大连、阳泉、平凉、石家庄、德州、晋城、天水、西安、拉萨、康定、济南、青岛、安阳、郑州、洛阳、宝鸡、徐州、张家口、酒泉、吐鲁番、银川、丹东
夏热冬冷地区	南京、蚌埠、盐城、南通、合肥、安庆、九江、武汉、黄石、岳阳、汉中、安康、上海、杭州、宁波、宜昌、长沙、南昌、株洲、永州、赣州、韶关、桂林、重庆、达县、万州、涪陵、南充、宜宾、成都、贵阳、遵义、凯里、绵阳
夏热冬暖地区	福州、莆田、龙岩、梅州、兴宁、英德、河池、柳州、贺州、泉州、厦门、广州、深圳、湛江、汕头、海口、南宁、北海、梧州

2. 根据建筑所处城市的建筑气候分区，围护结构的热工性能应分别符合附录A中的表A-1~表A-6的规定，其中外墙的传热系数为包括结构性热桥在内的平均值K。当建筑所处城市属于温和地区时，应判断该城市的气象条件与表2.2.2中的哪个城市最接近，围护结构的热工性能应符合那个城市所属气候分区的规定。当本条文的规定不能满足时，必须按《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005第4.3节的规定进行权衡判断。

3. 建筑中庭夏季应利用通风降温，必要时设置机械排风装置。

2.3 建筑物的节能综合指标

2.3.1 居住建筑。

1. 严寒与寒冷地区的建筑耗热量指标不应超过现行国家规范、标准规定的限值。

2. 夏热冬冷地区所设计的居住建筑不符合《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 134—2001，J 116—2001中第4.0.3、4.0.4和4.0.8条的各项规定时，应采用建筑物耗热量、耗冷量指标和采暖、空调全年用电量为建筑物的节能综合指标。建筑物的节能综合指标应采用动态方法计算，其计

算条件应按《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 134—2001, J 116—2001中第5.0.4条的规定。计算出的每栋建筑的采暖年耗电量和空调年耗电量之和, 不应超过表2.3.1按采暖度日数列出的采暖年耗电量和按空调度日数列出的空调年耗电量限值之和。

表2.3.1 建筑物节能综合指标的限值

HDD18 (°C·d)	耗热量指标 q_h (W/m ²)	采暖年耗电量 (kW·h/m ²)	CDD26 (°C·d)	耗冷量指标 q_c (W/m ²)	空调年耗电量 E_c (kW·h/m ²)
800	10.1	11.1	25	18.4	13.7
900	10.9	13.4	50	19.9	15.6
1000	11.7	15.6	75	21.3	17.4
1100	12.5	17.8	100	22.8	19.3
1200	13.4	20.1	125	24.3	21.2
1300	14.2	22.3	150	25.8	23.0
1400	15.0	24.5	175	27.3	24.9
1500	15.8	26.7	200	28.8	26.8
1600	16.6	29.0	225	30.3	28.6
1700	17.5	31.2	250	31.8	30.5
1800	18.3	33.4	275	33.3	32.4
1900	19.1	35.7	300	34.8	34.2
2000	19.9	37.9	—	—	—
2100	20.7	40.1	—	—	—
2200	21.6	42.4	—	—	—
2300	22.4	44.6	—	—	—
2400	23.2	46.8	—	—	—
2500	24.0	49.0	—	—	—

3. 夏热冬暖地区所设计的居住建筑不能完全符合《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》JGJ 75—2003, J 275—2003中第4.0.4、4.0.5、4.0.6和4.0.7条的规定时, 则必须采用“对比评定法”对其进行综合评价。综合评价的指标可采用空调采暖年耗电指数或直接采用空调采暖年耗电量。

1) 采用空调采暖年耗电指数作为综合评价指标时, 所设计建筑的空调采暖年耗电指数不得超过参照建筑的空调采暖年耗电指数。建筑的空调采暖年耗电指数应采用《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》JGJ 75—2003, J 275—2003附录B的方法计算。

2) 采用空调采暖年耗电量作为综合评价指标时, 所设计建筑的空调采暖年耗电量不得超过参照建筑的空调采暖年耗电量。建筑的空调采暖年耗电量应采用动态逐时模拟的方法计算, 其计算条件应按《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》JGJ 75—2003, J 275—2003中第5.0.3条的规定。空调采暖年耗电量应为计算所得到的单位建筑面积空调年耗电量与采暖年耗电量之和。

2.3.2 公共建筑。

1. 公共建筑不符合《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005中第4.1.2、4.2.2、4.2.4和4.2.6条

的各项规定时，必须按《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005中第4.3节的规定进行权衡判断。

2. 所设计建筑和参照建筑全年采暖和空气调节能耗的计算必须按《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005中的附录B的规定进行。

3 采暖与供热

3.1 热负荷

3.1.1 施工图设计阶段，必须对每一采暖房间进行热负荷计算。对于公共建筑，热负荷计算应扣除采暖房间内部的得热量，如室内设备散热量、人员密集场所的人体散热量等。

3.1.2 采用低温热水地面辐射供暖方式采暖时，房间设计温度应降低 2°C 进行房间采暖负荷计算，或取常规对流式计算热负荷的 $90\%\sim 95\%$ ，且不计算敷设有加热管道的地面热负荷。

3.1.3 燃气红外线辐射供暖系统用于全面采暖时，其热负荷应取常规对流式计算热负荷的 $80\%\sim 90\%$ ，且不计算高度附加。

3.2 室内采暖系统

3.2.1 一般规定。

1. 严寒地区有空气调节系统的公共建筑，冬季宜设热水集中采暖系统。对于寒冷地区，应根据建筑等级、采暖期天数、能源消耗量和运行费用等因素，经技术经济综合比较后确定是否另设置热水集中采暖系统。

2. 集中采暖系统应采用热水作为热媒。

3. 除电力充足和供电政策支持、或者建筑所在地无法利用其他形式的能源外，严寒地区和寒冷地区的住宅内不应采用直接电热采暖。对于夏热冬冷地区和夏热冬暖地区的居住建筑，不宜采用直接电热采暖。对于夏热冬暖地区，以空调为主，采暖负荷小，且采暖时间很短的，可采用直接电热采暖。居住者自行选择直接电热方式进行分散形式的采暖除外。

4. 公共建筑设置集中采暖系统时，管路宜按南、北向分区布置，并分别设置室温调控装置。

5. 对于居住建筑，集中采暖系统必须具备住户(或用户)分户热计量分摊条件；设计时应按下列分摊方法之一设置分户热量(费)分摊装置或预留安装该装置的位置：

1) 温度法：按户设置温度传感器，通过测量室内温度、楼栋供热量、结合建筑面积进行热量(费)分摊。

2) 户用热量表法：按户设置热量表(流量表)，通过测量流量和供、回水温差进行热量计量，结合楼栋热量表测出的供热量进行热量(费)分摊。

3) 热量分配表法：每组散热器设置蒸发式或电子式热量分配表，通过对散热器表面温度的监测结合楼栋热量表测出的供热量进行热量(费)分摊。

4) 面积法：根据热力人口处楼前热量表的热量、结合各户面积进行热费分摊等等。

6. 住宅建筑公共用房和公用空间应单独设置采暖系统和热计量装置。

7. 公共建筑内部分属不同使用单位的各部分，宜分别设置热计量装置。

8. 施工图设计时，必须对建筑物内供暖管道进行严格的水力平衡计算，确保各并联环路间(不包括公共段)的压力损失差额不大于 15% 。建筑物内供暖管道进行水力平衡计算时，应计算由散热器水冷却产生的附加压力，其值可取设计供、回水温度条件下附加压力值的 $2/3$ 。并根据水力平衡要求，

设置水力平衡装置。

3.2.2 散热器采暖系统。

1. 对于居住建筑室内采暖系统制式，为实现室温调节和控制，宜采用双管系统。如采用单管系统，每组散热器均应设置跨越管或装设分配阀(H阀)。

2. 对于公共建筑集中采暖系统，能保证分室(分区)进行室温调控的采暖系统制式有：垂直双管系统、全带跨越管垂直单管系统、垂直单双管系统、水平双管系统、全带跨越管水平单管系统等形式。

3. 垂直双管系统每组散热器上宜设置高阻力手动调节阀或自力式两通恒温阀；全带跨越管垂直单管系统每组散热器间设跨越管，并宜设低阻力手动三通调节阀或自力式三通恒温阀；垂直单双管系统、水平双管系统宜设置高阻力手动调节阀或自力式两通恒温阀；全带跨越管水平单管系统宜设手动三通调节阀或自力式三通恒温阀。

4. 散热器应选择外表面为非金属性涂料的散热器或表面刷非金属性涂料。

5. 散热器的散热面积应根据房间热负荷经计算确定。确定散热器散热量时应扣除室内明装不保温采暖管道的散热量。

6. 散热器一般应明装。

7. 采用散热器采暖，系统中管道全部采用钢管连接时，严寒地区供水温度不宜超过95℃，供、回水设计温差不应小于25℃；当系统中部分管道采用塑料管材连接时，供水温度不宜超过80℃，供、回水设计温差不应小于20℃。

3.2.3 辐射采暖系统。

1. 公共建筑中的高大空间，如大堂、候机厅、体育馆等，宜采用辐射供暖方式。有条件时，宜采用低温热水地面辐射供暖方式。采用低温热水地面辐射供暖时，热水供水水温不应超过60℃，供、回水设计温差不宜大于10℃。

2. 对于居住建筑，采用低温热水地面辐射供暖方式时，户内建筑面积宜大于80m²。

3. 燃气红外线辐射供暖系统适用于耗热量大的高大空间建筑的全面采暖、局部区域或局部地点的采暖。对于排风量较大的房间、间歇性供暖的房间宜优先采用。

4. 燃气红外线辐射供暖系统用于局部采暖时，其耗热量可按全面采暖的耗热量乘以该局部面积与所在房间面积的比值，再按表3.2.3乘以局部辐射采暖热负荷附加系数进行计算。

表3.2.3 局部辐射采暖热负荷附加系数

采暖区面积与房间面积的比值	0.55	0.40	0.25
附加系数	1.3	1.35	1.5

5. 燃气红外线辐射供暖装置安装高度超过6m时，每增高0.3m，建筑围护结构的总耗热量应增加1%。

6. 当燃气红外线辐射采暖系统的燃烧器所需要的空气量，小于该房间换气次数0.5次/h时，可由室内供给；大于该房间换气次数0.5次/h时，应由室外供应空气。

3.3 室外供热、供冷管网

3.3.1 室外冷热管网设计，应对系统的规模、冷热源布局、冷热介质参数、管网布置形式、管道敷设方式、用户连接方式、调节控制方式等进行技术经济比较。

3.3.2 室外管网设计冷热负荷的确定，应综合考虑冷热源和供冷热区域的现状及发展规划，采用经

核实的建筑物设计冷热负荷。

3.3.3 民用建筑的采暖、通风、空调及生活热水热负荷应采用水作为冷热介质。

3.3.4 规模较大的热水供热系统宜采用间接连接形式。间接连接热水系统，一次水设计供水温度可取115~130℃，设计回水温度不应高于70℃。

3.3.5 区域供冷系统宜采用较大的供回水温差，设计供回水温度宜为5/11℃。

3.3.6 蒸汽供热系统采用间接换热系统时，凝结水应全部回收并设置凝结水管道。凝结水回收系统应采用闭式系统，用户热力站应设闭式凝结水箱并将凝结水送回热源，应采取措施保证任何时候凝结水管都充满水。

3.3.7 室外管网的布置应在城市规划的指导下，考虑冷热负荷分布，冷热源位置，与各种地上、地下管线及构筑物、园林绿地的关系和水文、地质条件等多种因素，经技术经济比较确定。

3.3.8 在满足室内各环路水力平衡和热计量的前提下，宜减少建筑物热力入口的数量。

3.3.9 介质温度低于130℃的管道应优先采用直埋敷设。直埋敷设管道应采用钢管、保温层、保护外壳结合成一体预制保温管道，宜采用无补偿冷安装敷设方式。

3.3.10 室外热水管网运行调节方式应按下列原则确定：

1. 热水供热系统应采用热源处集中调节、热力站及建筑热力人口处的局部调节和用热设备单独调节三者相结合的联合调节方式，并宜采用自动化调节。

2. 供应采暖热负荷的一次管网，应根据室外温度的变化进行集中质调节或质—量调节；二次管网，宜根据室外温度的变化进行集中质调节；同时可根据用户需要在用户处进行辅助的局部量调节。

3. 供应空调、生活热水热负荷的二次管网，应固定供水温度，根据用户用热量采用量调节。

4. 当热水供热管网供应采暖、通风、空调、生活热水等多种热负荷时，采暖期内一次管网应按采暖热负荷进行集中调节，并保证运行水温能满足不同热负荷的需要；同时应根据各种热负荷的用热要求在用户处进行辅助的局部调节。

3.3.11 确定热水一次管网主干线管径时，宜根据工程具体条件计算确定经济比摩阻数值。一般情况下，主干线比摩阻可采用30~70Pa/m。

3.3.12 热水一次管网支干线、支线应按允许压力降确定管径，但供热介质流速不应大于3.5m/s。支干线比摩阻不应大于300Pa/m，连接一个热力站的支线比摩阻可大于300Pa/m。

3.3.13 蒸汽管网的凝结水管道设计比摩阻可取100Pa/m。

3.3.14 二次管网应进行严格的水力平衡计算，各环路计算流量与设计流量之间的差值应在90%至120%之间。当室外管网水力平衡计算达不到上述要求时，应在支线起点及建筑物热力人口处设置水力平衡装置。

3.3.15 当一次管网采用定流量调节时，应在热力站人口处设置自力式流量控制阀；当一次管网采用变流量调节时，应在热力站人口处设置自力式压差控制阀，并在每个采暖系统一侧设置电动调节阀。

3.3.16 建筑物的每个热力人口，应根据室内采暖系统所采用的调节方式，决定设置水力平衡阀、自力式流量控制阀或自力式压差控制阀。当室内系统设有室温控制装置时，应在建筑物热力人口处设置自力式压差控制阀。

3.3.17 在建筑物热力人口处应设置供回水温度计、压力表和热量表。

4 通 风

4.1 自然通风

4.1.1 一般规定。

1. 自然通风方式适合于全国大部分地区的气候条件，是一种利用自然能量改善室内热环境的简单乎风方式，常用于夏季和过渡(春、秋)季建筑物室内通风、换气以及降温。通常也作为机械供冷妄机械通风时的季节性、时段性的补充通风方式。

2. 对于夏季室外气温低于30℃、高于15%的累计时间大于1500h的地区，在建筑物设计时，应考虑米用自然通风的可能性。

3. 当室外热环境参数优于室内时，居住建筑和公共建筑的办公室等通风宜采用自然通风，使室内孽曼热舒适及空气质量要求；当自然通风不能满足要求时，可辅以机械通风；当机械通风不能满足要要町，宜米用空气调节。

4. 消除建筑物余热、余湿的通风设计，应优先利用自然通风。

5. 厨房、厕所、盥洗室和浴室等，宜采用自然通风。当利用自然通风不能满足室内卫生要求时，应采用机械通风。

6. 居住建筑的自然通风应结合建筑设计，首先确定全年各季节的自然通风措施，并应做好室内气流组织，提高自然通风效率，减少机械通风和空调的使用时间。当在大部分时间内自然通风不能满足降温要求时，宜设置机械通风或空气调节系统，设置的机械通风或空气调节系统不应妨碍建筑物的自然通风。

7. 夏季自然通风和联合通风的室内设计参数，宜采用表4.1.1“可接受”参数值。

表4.1.1 自然通风夏季室内空气设计参数

内 容	温度(℃)	相对湿度(%)	N,N(11//s)
一般条件	≤28	≤80	≤1.5
特定条件	≤30	≤70	≤2.0

4.1.2 自然通风的适用条件。

1. 由于自然通风量的不确定性和室外进风温度一般较高，室内的得热量宜取小于等于40W/m²。

2. 由于室内换气要求标准低，因此无确定的换气次数要求。

3. 自然通风适用于室内对温、湿度等要求范围较宽的热舒适性场所；不适用于对室内温度、湿度或笛尘量有一定要求的场所。

4. 当室外特别是夏季常年有不小于2~3m/s的平均风速时，建筑物可获得一定的风压作用。

4.1.3 自然通风的设计要点。

1. 建筑物室内自然通风的设计，应首先详细了解室内、外的环境条件，可主要从外部环境、外部构造、内部构造、得热负荷、舒适健康性等几方面考虑(见附录B)。

2. 自然通风的设计一般有两种方法(见表4.1.3)，即室内热压作用下的简化设计计算法(简称简化计算法)和室内热环境下的计算机模拟法(简称计算机模拟法)。

表4.1.3 常用的两种自然通风设计方法特点及适用范围

设计方法	简化算法	计算机模拟法	
		网络模拟法	CFD 数值模拟法
特点	1.是一种静态的研究方法； 2.适用于热压作用下的自然通风； 3.经过简化以后，可应用于某些建筑物的计算； 4.适用于室内有一定产热量的高大空间	1.是一种动态的研究方法； 2.适用于热压和风压作用下的自然通风； 3.属于宏观描述； 4.能得到整栋建筑或多区域的模拟和预测； 5.计算工作量较小	1.是一种动态的研究方法； 2.适用于热压和风压作用下的自然通风； 3.属于微观描述； 4.能得到房间各处的参数分布； 5.一般不考虑墙体的导热和蓄热； 6.仅能得到单个房间的模拟和预测； 7.计算工作量较大
适用范围	适用于室内得热量 $\leq 116\text{W/m}^3$ ，且仅有热压作用的高大空间	适用于建筑物多区域的整体研究，特别是自然通风的流量研究	适用于建筑物单区域的单体研究，特别是室内详细的参数分布

3. 自然通风的设计计算应依据产生的主要作用力进行合理的选择计算(见附录C和附录D)。

4. 对于居住类建筑，自然通风仅在单个外窗的同一个窗孔(即中和面穿过开口)范围内进行，当热压和风压共同作用时，自然通风的通风量并不等于两者的线性叠加。风量计算公式见附录E。

5. 自然通风的设计宜在设计计算的基础上，对室内热环境进行计算机模拟，分析建筑物及其室内的自然通风模型，并以此技术来辅助自然通风的设计，达到对建筑物室内、外进行合理的完善和优化，其中包括：建筑物内、外窗的形式，尺寸及位置；室内通风竖井的形式，尺寸及位置；建筑物室内的隔断高度及位置等。

4.2 置换通风

4.2.1 一般规定。

1. 有条件时，空气调节送风宜采用通风效率高、空气年龄短的置换送风模式。
2. 建筑、工艺及装饰条件许可且技术经济比较合理，可设置置换通风。
3. 当空气调节系统采用置换送风方式时，应采用可变新风比的方案。
4. 设置置换通风时，室内热舒适性标准宜采用人体“可接受”的热舒适区参数，夏季室内空气调节的设计参数可按表4.2.1选用。

表4.2.1 置换通风夏季室内空气的设计参数

内 容	温 度	湿 度	风 速
	($^{\circ}\text{C}$)	(%)	(m/s)
室内设计参数	≤ 28	≤ 80	≤ 0.30 或随送风温度定

5. 为保证室内活动区人员基本的热舒适性和空气品质的要求，置换通风系统应满足如下设计标准：

1) 室内距地0.1m处的最低送风温度：

夏季： $t_{s,\min} \geq 22^{\circ}\text{C}$ ；

冬季： $t_{s,\min} \geq 20^{\circ}\text{C}$ 。

2) 室内温差和温度梯度：

人员头部与脚踝处空气温差 $\Delta T_{\text{hf}} \leq 3^{\circ}\text{C}$ ；

活动区最大温度梯度 $\Delta T_{\text{max}} \leq 2^{\circ}\text{C/m}$ 。

6. 室内风速：

人员长期停留的区域，人脚踝处风速 $v \leq 0.2\text{m/s}$ ；

要求不高或送风温度接近室温时， $v \leq 1.0\text{m/s}$ 。

7. 室内空气品质。

1) 活动区空气中二氧化碳 CO_2 浓度： $\text{CO}_2 \leq 1000\text{ppm}$ 。

2) 评价标准：

热舒适性不满意率 $\text{PPD} \leq 15\%$ ；

吹风感风险不满意率 $\text{PD} \leq 15\%$ 。

8. 置换通风方式的适用条件：

1) 热源以人员、设备(计算机、复印机等)、灯光为主，且人员密度变化不大，人员活动量较轻，显热负荷不宜超过 120W/m^2 。

2) 污染源与热源位置相近，浓度不大且稳定。

3) 房间(空间)的层高宜大于 2.4m 。

4) 全年送冷的空调内区。

4.2.2 置换通风的基本设计原则。

1. 置换通风的设计计算，应针对主要影响室内热舒适的温度和影响空气质量的污染物浓度分别进行计算。

2. 室内活动区人员所需的最小新风量，应通过计算确定，不应采用传统送风方式所给定的新风量取值标准，一般可采用 $20 \sim 25\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{p})$ 的新风量。

3. 送、排(回)风散流器的选择和布置。

1) 置换通风风口的选择和布置应依据建筑物的内部条件、功能、供冷和供暖系统方案、活动区可能形成的气流组织，以及可供选择的风口形式等综合因素确定。

2) 为满足人体热舒适性要求，民用建筑普通送风散流器，通常设置高度宜为 $\leq 0.8\text{m}$ ，出口风速宜控制在 $v \leq 0.2 \sim 0.3\text{m/s}$ ；对于气流诱导形送风口，出口风速不在此限制范围内，但到达人体周围的风速应在要求范围内。

3) 布置送风散流器时，室内人员应在其扩散平面临近区以外处。

4) 送风散流器应布置在室内空气较易流通处，散流器前不应有大量遮挡物。

5) 送风散流器不应布置在室内靠外墙或外窗侧处，应尽可能布置在室内中心处或冷负荷较集中的地方。

6) 排风口应尽可能设置在室内最高处；回风口应设置在室内热力分层或活动区高度以上；回风口的位置不应高于排风口。

4. 通风、空调系统的设置。

1) 置换通风系统不适用在冬季有大量热负荷需要的建筑物外区。

2) 置换通风的设计，应考虑空调系统在过渡季全新风运行的可能性。

5. 置换通风系统可采用变风量或定风量控制运行；控制系统的传感器应设置在室内人员活动区中有代表性的位置处。

6. 对于高大空间的置换通风系统设计，宜在理论计算的基础上对室内热环境进行计算机气流组织(CFD)模拟，以此来辅助设计，并对送、回风口的形式、位置等进行合理的优化。

4.3 排风热回收

4.3.1 一般规定。

1. 本节主要适用于空调排风空气中热回收系统的设计。
2. 当建筑物内设有集中排风系统且符合下列条件之一时，建议设计热回收装置。
 - 1) 当直流式空调系统的送风量大于或等于3000m³/h，且新、排风之间的设计温差大于8℃时。
 - 2) 当一般空调系统的新风量大于或等于4000m³/h，且新、排风之间的设计温差大于8℃时。
 - 3) 设有独立新风和排风的系统时。
 - 4) 过渡季节较长的地区，当新、排风之间实际温差的度时数大于10000度时/年时。
3. 使用频率较低的建筑物(如体育馆)宜通过能耗与投资之间的经济分析比较来决定是否设计热回收系统。
4. 有条件时应选用效率高的热回收装置。所选热回收装置(显热和全热)的热回收效率要求见表4.3.1—1，或者应使热回收装置的性能系数(COP值)大于5[COP为回收的热量(kW)与附加的风机或水泵的耗电量(kW)的比值]。

表4.3.1—1 热交换效率的要求

类 型	热交换效率(%)	
	制 冷	制 热
焓效率	50	55
温度效率	60	65
备 注	1.效率计算条件：表 4.3.1—2 规定工况，且新、排风量相等； 2.焓效率适用于全热交换装置，温度效率适用于显热交换装置	

表4.3.1—2机组名义值测试工况

序号		排风进风		新风进风		电压	风量	静压
		干球温度	湿球温度	干球温度	湿球温度			
		(℃)	(℃)	(℃)	(℃)			
1	风量、输入功率	14~27	—	14~27	—	*	*	*
2	静压损失、出口静压	14~27	—	14~27	—		*	*
3	热交换效率(制冷工况)	27	19.5	35	28		*	*
4	热交换效率(制热工况)	21	13	5	2		*	*

续表4.3.1—2

序号			排风进风		新风进风		电压	风量	静压
			干球温度	湿球温度	干球温度	湿球温度			
			(°C)	(°C)	(°C)	(°C)			
5	凝露	制冷工况	22	17	35	29	*	*	*
		制热工况(I)	20	14	-5	-		*	*
		制热工况(II)**	20	14	-15	-		0	
6	有效换气率		14—27	—	14~27	—	*	*	*
7	内部漏风率		14~27	—	14~27	—			
8	外部漏风率		14~27	—	14~27	—			

注：*表示名义值；—表示无规定值。

**适用于横穿外墙的机组。

5. 新风中显热和潜热能耗的比例构成是选择显热和全热交换器的关键因素。在严寒地区宜选用显热回收装置；而在其他地区，尤其是夏热冬冷地区，宜选用全热回收装置。

6. 评价热回收装置好坏的一项重要指标是热回收效率。热回收效率包括显热回收效率、潜热回收效率和全热回收效率。分别适用于不同的热回收装置。热回收装置的换热机理和冬、夏季的回收效率分别见图4.3.1和表4.3.1—3。

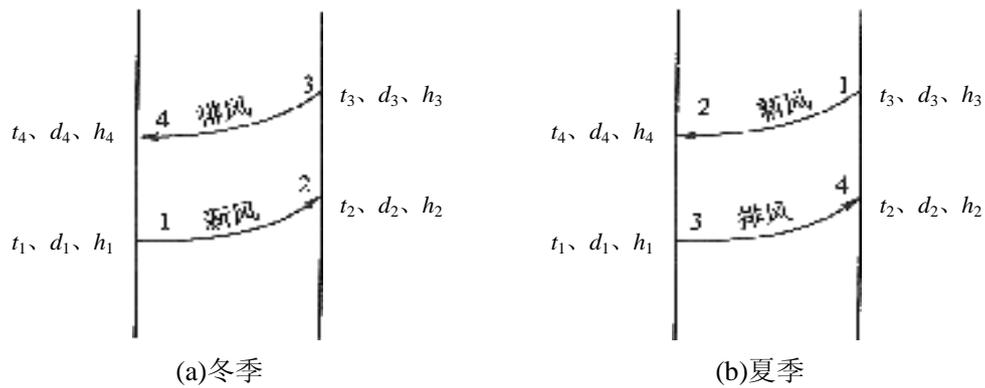


图 4. 3. 1 热回收装置的换热机理

表4.3.1—3热回收装置的效率

季 节	冬 季	夏 季
显热效率 η_t	$\frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \times 100\%$	$\frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \times 100\%$
潜热效率 η_d	$\frac{d_2 - d_1}{d_3 - d_1} \times 100\%$	$\frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_3} \times 100\%$
全热效率 η_h	$\frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \times 100\%$	$\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \times 100\%$

7. 当居住建筑设置全年性空调、采暖系统，并对室内空气质量要求较高时，宜在机械通风系统中采用全热或显热热回收装置。

4.3.2 选用热回收装置的设计要点。

1. 转轮式热回收装置。

1) 为了保证回收效率，要求新、排风的风量基本保持相等，最大不超过1:0.75。如果实际工程中新风量很大，多出的风量可通过旁通管旁通。

2) 转轮两侧气流入口处，宜装空气过滤器。特别是新风侧，应装设效率不低于30%的粗效过滤器。

3) 在冬季室外温度很低的严寒地区，设计时必须校核转轮上是否会出现结霜、结冰现象，必要时应在新风进风管上设空气预热器或在热回收装置后设温度自控装置；当温度达到霜冻点时，发出信号关闭新风阀门或开启预热器。

4) 适用于排风不带有害物和有毒物质的情况。一般情况下，宜布置在负压段。

2. 板式显热回收装置。

1) 当室外温度较低时，应根据室内空气含湿量来确定排风侧是否会结霜或结露。

2) 一般来讲，新风温度不宜低于-10℃，否则排风侧会出现结霜。

3) 当排风侧可能出现结霜或结露时，应在热回收装置之前设置空气预热器。

4) 新风进入热回收装置之前，必须先经过过滤净化。排风进入热回收装置之前，也应装过滤器；但当排风较干净时，可不装。

3. 板翅式全热回收装置。

1) 当排风中有害成分时，不宜选用。

2) 实际使用时，在新风侧和排风侧宜分别设有风机和粗效过滤器，以克服全热回收装置的阻力并对空气进行过滤。

3) 当过渡季或冬季采用新风供冷时，应在新风道和排风道上分别设旁通风道，并装设密闭性好的风阀，使空气绕过热回收装置。

4. 中间热媒式换热装置(液体循环式)。

1) 换热盘管的排数，宜选择 $n=6\sim 8$ 排。

2) 换热盘管的迎面风速，宜选择 $v_g=2\text{m/s}$ 。

3) 作为中间热媒的循环水量，一般可根据水汽比 μ 确定：

$$n=6\text{排时}, \quad \mu=0.30;$$

$$n=8\text{排时}, \quad \mu=0.25。$$

4) 当供热侧与得热侧的风量不相等时，循环水量应按数值大的风量确定。

5) 为了防止热回收装置表面结霜，在中间热媒的供回水管之间宜设置电动三通调节阀。

5. 热管式热回收装置。

1) 冬季使用时，低温侧上倾 $5^\circ\sim 7^\circ$ 。夏季时可用手动方法使其下倾 $10^\circ\sim 14^\circ$ 。

2) 排风中应含尘量小，且无腐蚀性。

3) 迎面风速宜控制在 $1.5\sim 3.5\text{m/s}$ 之间。

4) 可以垂直或水平安装，既可并联，也可串联。

5) 当热气流的含湿量较大时，应设计排凝水装置。

6) 设计时应注明，当启动换热装置时，应使冷、热气流同时流动或使冷气流先流动；停止时，应使冷、热气流同时停止，或先停止热气流。

7) 受热管和翅片上积灰等因素的影响，计算出的效率应打一定的折扣。

8) 当冷却端为湿工况时，加热端的效率值应适当增加，即增加回收热量。

5 空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 施工图设计阶段，应进行以下计算，并作为选择冷热源设备、输配设备、空气处理末端设备、自控和调节阀门等的计算依据：

1. 必须进行每一空调房间或区域的热负荷和逐项逐时冷负荷计算。
2. 应严格进行空调冷热水系统的水力平衡计算，并应符合第5.2.1条第5款的要求。

5.1.2 应根据空调区人员的群集情况和设备与照明的同时使用率，以及所服务空调区的同时使用情况、空调系统的类型及调节方式等，按下列规定计算确定空调冷负荷：

1. 一般空调房间或区域冷负荷应按逐时冷负荷的综合最大值确定，用于确定该空调区域的送风量和风机盘管等的设备容量。

2. 用于选择空气处理机组的空调系统整体冷负荷应包括以下各项，并按下列要求确定：

1) 空调系统所服务的空调区总冷负荷：不设温度自控时，宜按各空调房间或区域最大小时冷负荷的总和计算；设有温度自控时，宜按所有空调房间作为一个整体空间进行逐时冷负荷计算所得的综合最大小时冷负荷确定。

2) 新风冷负荷：应按夏季室外空调计算干、湿球温度确定。

3) 空气处理过程中存在冷热抵消时的附加冷负荷。

4) 风机风管的温升引起的附加冷负荷，回风管在非空调空间时，还应考虑漏入风量对回风参数的影响。

5) 送风管道漏风引起的附加冷负荷。

6) 确定整体冷负荷时，可考虑空调系统在使用时间上的不同，采用小于1的同时使用系数。

3. 空调冷源冷负荷应为空调系统整体冷负荷及其冷水通过水泵、水管等温升引起的附加值的总和。

5.1.3 建筑空间高度大于或等于10m、且体积大于等于10000m³，仅要求下部区域保持一定的温、湿度时，宜采用分层空气调节。采用分层空气调节时，可按全室空调逐时冷负荷的综合最大值乘以小于1的系数作为空调区冷负荷，其值应经计算确定。

5.1.4 下列情况宜采用通过国际验证的计算机模拟软件进行全年动态负荷计算：

1. 需要对空调方案进行能耗和投资等经济分析时。

2. 采用利用热回收装置回收冷热量、利用室外新风作冷源调节室内负荷、冬季利用冷却塔提供空调冷水等节能措施，需要计算节能效果时。

3. 采用蓄热蓄冷装置，需要确定装置的容量时。

5.1.5 夏热冬冷、严寒和寒冷地区，当空气调节房间存在较大内区需要常年供冷时，应根据室内进深、朝向、分隔、楼层以及围护结构特点等因素划分内、外区，并按内、外区分别设置空气调节系统或末端。

5.1.6 应根据建筑物的用途、规模、使用特点、负荷变化情况与参数要求、所在地区气象条件与能源状况等,经过技术经济比较选择确定空气调节系统;并应优先选择能耗低、经济性好的空调系统。

5.1.7 空调设备的选择应符合下列要求:

1. 冷热源、空气处理、风水输送等设备的总容量,应以冷热负荷和水力计算结果为依据确定,不应无原则地增加富裕量。
2. 设备运行效率应符合《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005的相关规定,应选用在设计满负荷工况和部分负荷工况下的效率最高的设备。风机的设计工况效率,不应低于风机最高效率的90%;冷水机组和锅炉的相关要求详见第6章。
3. 设备选择还应考虑容量和台数的合理搭配,使系统在部分负荷运转时也处于相对高效率状态。

5.1.8 集中空调系统应采用自动监测与控制,并根据建筑功能和系统类型选择确定自动监控的内容和控制系统形式。末端风机盘管应采用电动温控阀与三挡风速结合的控制方式。

5.1.9 分体式空调器(含风管机、多联机)室外机的安装位置应符合第5.5.6条的要求。

5.2 空气调节水系统

5.2.1 空气调节水系统的设计应符合下列一般规定:

1. 除采用蓄冷蓄热水池供冷供热的系统和空气处理需喷水处理等情况外,空调冷热水均应采用闭式循环水系统。
2. 空气调节水系统的定压和膨胀宜采用高位膨胀水箱方式。
3. 为保证空气调节系统设备制冷及冷热交换的效率,应根据当地的水质情况对水系统采取必要的过滤除污、缓蚀、阻垢、灭藻等水处理措施。
4. 空调冷水的供、回水设计温差不应小于5℃。在保证技术可靠、经济合理的前提下,宜尽量加大冷水供回水温差,降低水系统的输配能耗,但应注意流量减少对定型盘管设备(例如风机盘管等)传热系数的影响。
5. 空气调节水系统布置和管径选择时,应减少并联环路之间的压力损失的相对差额,当超过15%时,应在计算的基础上根据水力平衡要求配置必要的水力平衡装置。

5.2.2 空气调节系统的计量,应符合下列要求:

1. 采用区域性冷源和热源时,在每栋公共建筑的冷源和热源人口处,应设置冷量和热量计量装置。
2. 公共建筑内部宜按经济核算单位分别设置冷量和热量计量装置。

5.2.3 下列空调系统的循环水泵宜采用自动变速控制,变频泵的变频范围应能满足系统安全运行要求和系统流量变化要求。

1. 一次泵变流量系统的空调冷水循环泵。
2. 二次泵系统的二级循环泵。
3. 采用水/水或汽/水热交换器间接供冷、供热循环水系统的二次水循环泵。

5.2.4 空气调节冷热水系统的输送能效比(ER)应按式(5.2.4)计算且不应大于表5.2.4的规定。

$$ER=0.002342H/(\Delta T \cdot \eta) \quad (5.2.4)$$

式中 H ——水泵设计扬程(m);

ΔT ——供回水温差(℃);

η ——水泵在工作点的效率(%)。

表5.2.4 空气调节冷热水系统的最大输送能效比(ER)

管道类型	两管制热水管道			四管制热水管道	空气调节冷水管
	严寒地区	寒冷地区/夏热冬冷地区	夏热冬暖地区		
ER	0.00577	0.00618	0.00865	0.00673	0.0241

注：1.表中的数据适用于独立建筑物内的空气调节冷热水系统，最远环路总长度一般在200~500m范围，区域供冷(热)管道或总长过长的水系统可参照执行。

2.本表不适用于采用直燃式冷(温)水机组、空气源热泵、地源热泵等作为热源，供回水温差小于10~C的系统。

5.2.5 全年运行的空调系统，应根据建筑物的负荷特性和运行要求选择水路系统的配管制式：

1. 建筑物所有区域同时在夏季供冷、冬季供热时，应采用两管制的空调水系统。
2. 当建筑物内只有一些区域需全年供冷时，宜采用分区两管制的空调水系统。
3. 当供冷和供热工况交替频繁或同时使用时，可采用四管制的空调水系统。

5.2.6 应经技术经济比较后确定空调冷水系统的循环水泵配置形式：

1. 中小型和功能简单的工程可采用冷源侧定流量的一次泵定流量系统。
2. 系统较大、阻力较高，且各环路负荷特性或阻力相差悬殊时，宜采用在冷源侧和负荷侧分别设置一级泵和二级泵的二次泵系统。
3. 具有较大空调水泵节能潜力的大型系统，在确保设备的适应性、控制方案和运行管理的可靠性的前提下，可采用冷源侧变流量的一次泵变流量系统。

5.2.7 空调冷水循环泵规格和台数，应按下列原则确定：

1. 除空调热水和空调冷水的流量和管网阻力相吻合的情况外，两管制空调水系统应分别设置冷水和热水循环泵。
2. 除采用模块式等小型机组和采用一次泵变流量系统的情况外，一次泵系统及二次泵系统中一级泵，应与冷水机组的台数和流量相对应。
3. 二次泵系统中二级泵台数应按系统的分区和每个分区的流量调节方式确定，且每个分区不宜少于2台。

5.2.8 空调冷水一次泵定流量系统管道连接形式和控制阀的设置，应在保证流经冷水机组的流量恒定的前提下，以经济、节能、运行控制方便为原则进行优化设计，不应无谓地增设大口径电动阀增加造价和系统阻力，应按下列要求设计：

1. 末端装置宜采用两通调节阀。
2. 末端装置采用两通调节阀时，应在总供、回水管之间设旁通管及由压差控制的旁通阀，旁通管管径应按1台冷冻水泵流量确定。
3. 2台和2台以上的冷水机组和空调冷水循环泵之间宜采用一对一独立接管连接方式。当冷水机组数量较少时，宜在各组设备连接管道之间设置冷水机组和冷水泵之间互为备用的手动转换阀，见图5.2.8-1和图5.2.8-2。
4. 当冷水机组和空调冷水循环泵之间采用一对一独立连接困难时，可采用共用集管连接；当水泵停止运行时，应隔断对应冷水机组的冷水通路；当采用集中自动控制系统时，每台冷水机组入口或出水管道上应设置电动隔断阀，且应与对应的冷水机组和水泵连锁开闭，见图5.2.8-3。

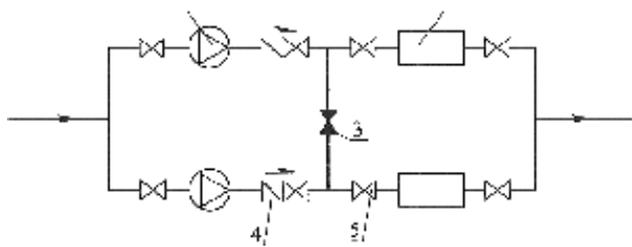


图5.2.8-1 循环泵和冷水机组之间一对一接管连接方式(无备用泵)和阀门配置

1—冷水机组(蒸发器或冷凝器); 2—循环水泵;
3—常闭手动转换阀; 4—单流阀; 5—设备检修阀

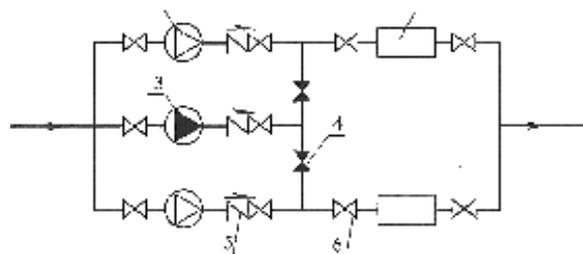


图5.2.8-2 循环泵和冷水机组之间一对一接管连接方式(设备用泵)和阀门配置

1—冷水机组(蒸发器或冷凝器); 2—循环水泵; 3—备用泵;
4—常闭手动转换阀; 5—单流阀; 6—设备检修阀

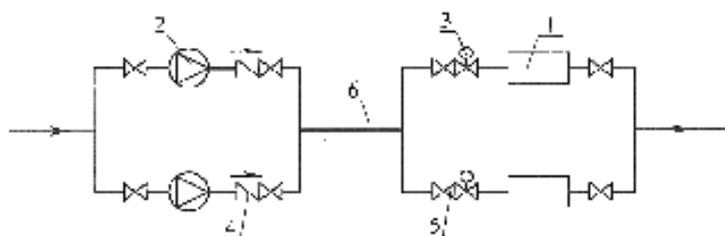


图5.2.8-3 循环泵和冷水机组之间共用集管连接方式和阀门配置

1—冷水机组(蒸发器或冷凝器); 2—循环水泵; 3—电动隔断阀;
4—单流阀; 5—设备检修阀; 6—共用集管

5. 应适应系统负荷变化控制冷水机组及其一次泵的运行台数。

5.2.9 空调冷水二次泵系统应按下列要求设计:

1. 末端装置应采用两通调节阀。
2. 冷热源侧和负荷侧的供回水共用集管(或分集水器)之间应设旁通管(平衡管)或耦合罐, 旁通管管径不宜小于空调供、回水总管管径, 旁通管上不应设置阀门, 见图5.2.9。

3. 一级泵和冷水机组之间的接管和转换、控制阀门的设置和运行台数的控制应符合第5.2.8条第2、3、4款的要求。

4. 应根据系统的供回水压差控制二级泵转速和运行台数, 控制调节循环水量适应空调负荷的变化。系统压差测定宜设在最不利环路干管靠近末端处。

5.2.10 空调冷水一次泵变流量系统的设计要点如下:

1. 系统组成和基本控制环节(见图5.2.10)。
1) 末端装置应采用两通调节阀。
2) 冷水机组和水泵台数可不对应设置, 其启停分别独立控制, 水泵转速一般由最不利环路的末端压差变化来控制。
3) 冷水机组和水泵采用共用集管连接, 冷水机组进口或出口应设置与机组连锁的开闭的电动隔离阀。

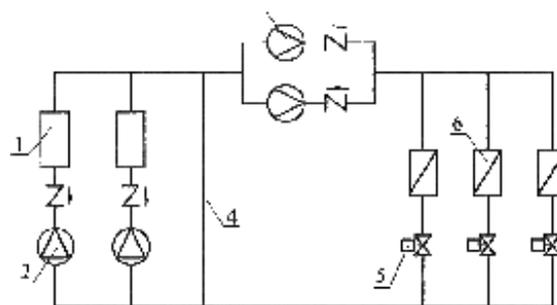


图5.2.9 空调冷水二次泵系统

1—冷水机组; 2—一级泵; 3—二级泵; 4—旁通管
5—电动二通阀; 6—末端盘管

4) 应在总供、回水管之间设旁通管及由流量或压差控制的旁通阀，旁通管管径应按单台冷水机组的最小允许流量确定。

2. 系统流量变化范围：

1) 应考虑蒸发器最大许可的水压降和水流对蒸发器管束的侵蚀因素，确定冷水机组的最大流量。

2) 冷水机组的最小流量不应影响到蒸发器换热效果和运行安全性。

3. 冷水机组及其控制器的选择：

1) 宜选择允许水流量变化范围大的冷水机组。

2) 宜选择适应冷水流量快速变化(允许水流量变化率大)的冷水机组。

3) 冷水机组应采用减少出水温度波动的控制措施，例如：除根据出水温度变化调节机组负荷的常规控制外，还具有根据冷水机组进水温度变化来预测和补偿空调负荷变化对出水温度的影响的前馈控制功能等。

4) 采用多台冷水机组时，应选择蒸发器压降接近的冷水机组。

4. 系统宜采用以下精确控制流量和降低水流量快速变化的控制和管理措施：

1) 应采用高精度的流量测定装置。

2) 应采用合理的群控方案避免频繁加减机。冷水机组的台数加减控制应合理，例如：以系统供水温度或以压缩机运行电流为依据加机，以压缩机运行电流为依据减机，在加机前先对原运行机组卸载等。

3) 冷水机组的电动隔离阀应缓慢动作，避免加减机时流量瞬间变化太大。

4) 旁通阀的流量和开度应成线性关系，尽可能减少控制延迟时间，并在设计压力下确保不漏。

5) 负荷侧多台设备的启停时间宜错开，设备盘管的水阀应选择“慢开”型。

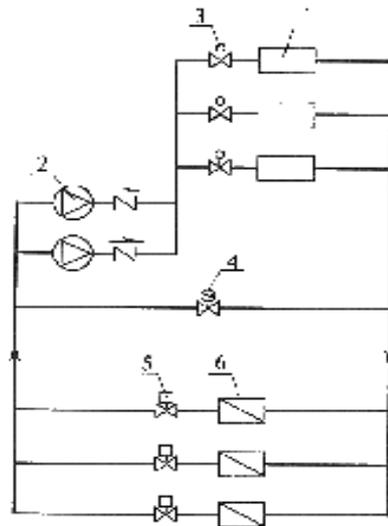


图5.2.10 空调冷水一次泵变流量系统

1—冷水机组；2—循环水泵；3—电动隔离阀；
4—电动旁通阀；5—电动二通阀；6—末端盘管

5.3 空气调节风系统

5.3.1 空气调节风系统的设计应符合下列一般要求：

1. 空调送风应采用单风道系统。

2. 除有严格的温、湿度精度要求外，在同一个空气处理系统中，不应同时有加热和冷却过程。

3. 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜采用新风需求控制。即在不能利用新风作冷源的季节，根据室内CO₂浓度检测值增加或减少新风量，在CO₂浓度符合卫生标准的前提下减少新风冷热负荷。

4. 建筑顶层、或者吊顶上部存在较大发热量、或者吊顶空间较高时，不宜直接从吊顶回风。

5. 空气调节风系统不应将土建风道作为空气调节系统的送风道和已经过冷、热处理后的新风的送风道。当条件受限需要土建风道时，必须采取有效可靠的防漏风和绝热措施；应对绝热材料采用稳妥的固定方法，并应采取防止绝热层表面吹散的措施。

5.3.2 空气调节风系统的作用半径不宜过大。风机的单位风量耗功率(以)应按公式(5.3.2)计算，并不应大于表5.3.2的规定。

$$W_s = P/(3600\eta_t) \quad (5.3.2)$$

式中 W_s ——单位风量耗功率[W/(m³/h)];

P ——风机全压值(Pa);

η_t ——包含风机、电机及传动效率在内的总效率(%)。

表5.3.2 风机的单位风量耗功率限值[W/(m³/h)]

系统型式	办公建筑		商业、旅馆建筑	
	粗效过滤	粗、中效过滤	粗效过滤	粗、中效过滤
两管制风量系统	0.42	0.48	0.46	0.52
四管制风量系统	0.47	0.53	0.51	0.58
两管制变风量系统	0.58	0.64	0.62	0.68
四管制变风量系统	0.63	0.69	0.67	0.74
普通机械通风系统	0.32			

注：1.普通机械通风系统中不包括厨房等需要特定过滤装置的房间的通风系统。

2.严寒地区增设预热盘管时，单位风量耗功率可增加0.035W/(m³/h)。

3.低温送风空气处理机组单位风量耗功率可参照增加上述数值。

4.当空气调节机组内采用湿膜加湿方法时，单位风量耗功率可增加0.053W/(m³/h)。

5.3.3 空气调节风系统应采取减少风道长度和系统阻力的下列措施：

1. 应合理布置和划分风系统的服务区域：

- 1) 空气调节机房应靠近服务区域。
- 2) 风道作用半径不宜过大。
- 3) 高层建筑的风系统所辖层数不宜超过10层。

2. 空调通风管道设计与连接应符合下列要求：

1) 矩形风管宽高比不宜大于4，最大不应超过10；风管的截面尺寸宜按《通风与空气调节工程施工质量验收规范》GB 50243—2002中的规定确定。

2) 风管弯头曲率过小或采用直角弯头时，应设导流叶片。

3) 风管的变径应做成渐扩或渐缩形，其每边扩大收缩角度不宜大于30°。

4) 风管改变方向、变径及分路时，不应过多使用矩形箱式管件代替弯头、渐扩管、三通等管件；必须使用分配气流的静压箱时，其断面风速不宜大于1.5m/s。

5) 弯头、三通、调节阀、变径管等管件之间间距宜保持5~10倍管径长的直管段。

6) 风机人口与风管连接，应有大于风口直径的直管段，当弯头与风机入口距离过近时，应在弯头内加导流片。

7) 风管与风机出口连接，在靠近风机出口处的转弯应和风机的旋转方向一致，风机出口处到转弯处宜有不小于3D(D为风机入口直径)的直管段。

8) 风管内风速不应过大，可根据空调区域的噪声要求按表5.3.3确定。

表5.3.3 风管内风速

噪声级[dB(A)]	25~35	35~50	50~65	65~85
干管风速(m/s)	3~4	4~6	6~8	8~12
支管风速(m/s)	≤2	2~3	3~5	5~8

注：通风机与消声装置之间的风管，其风速可采用8~10m/s。

3. 应减少空气处理设备的阻力:

1) 表冷器的面风速不宜过大, 宜取2.5m/s。

2) 空气过滤器应满足下列要求:

①粗效过滤器[粒径>10.5 μm, 80%>E(效率)≥20%]: 初阻力≤50Pa, 终阻力≤100Pa;

②中效过滤器[粒径≥1.0 μm, 70%>E(效率)≥20%]: 初阻力≤80Pa, 终阻力≤160Pa;

③全空气系统的过滤器应能满足全新风运行的需要。

5.3.4 应合理选用空调通风系统的风机。

1. 风机压头和空气处理机组机外余压应计算确定, 不应选择过大。

2. 应采用高效率(至少在52%以上)的风机和电机。

3. 有条件时宜优先选用直联驱动的风机。

5.3.5 空调系统的送风温差应通过焓湿图计算确定, 采用上送风气流组织形式时, 宜取满足室内温、湿度要求的最大温差以减少风机能耗, 但应符合下列要求:

1. 送风高度≤5m时(不包括置换通风送风方式), 不宜大于10℃。

2. 送风高度>5m时, 送风温差不宜大于15℃。

5.3.6 直流式全新风系统的选用和设计应符合以下节能要求:

1. 除下列情况外, 不应采用直流式全新风空调系统:

1) 卫生或工艺要求采用直流式全新风空调系统。

2) 夏季空调系统的回风焓值高于室外空气焓值。

3) 系统服务的各房间排风量大于按负荷计算出的送风量。

4) 室内散发有害物质及防火防爆等要求不允许空气循环使用。

5) 空调房间采用风机盘管、直接蒸发式空调机组室内机、水环热泵等循环风空气处理设备, 集中送新风的情况。

2. 新风宜直接送入各空调区, 不宜经过室内空气处理设备盘管后送出。

3. 宜具备可在各季节采用不同新风量的条件。

5.3.7 使用时间、温度、湿度等要求条件不同和新风比相差悬殊的空气调节区, 不宜划分在同一个定风量全空气空调系统中。当全空气空调系统必须服务于不同新风比的多个空调区域时, 不应采用新风比最大区域的数值作为系统的总新风比。系统的新风量应按下列公式确定:

$$Y = X/(1 + X - Z) \quad (5.3.7-1)$$

$$Y = V_{ot}/V_{st} \quad (5.3.7-2)$$

$$X = V_{on}/V_{st} \quad (5.3.7-3)$$

$$Z = V_{oc}/V_{st} \quad (5.3.7-4)$$

式中Y——修正后的系统新风量在送风量中的比例;

V_{ot} ——修正后的总新风量(m^3/h);

V_{st} ——总送风量, 即系统中所有房间送风量之和(m^3/h);

X——未修正的系统新风量在送风量中的比例;

V_{on} ——系统中所有房间的新风量之和(m^3/h);

Z——需求最大的房间的新风比;

V_{oc} ——需求最大的房间的新风量(m^3/h);

V_{st} ——需求最大的房间的送风量(m^3/h)。

5.3.8 一般舒适性定风量和变风量全空气空调系统设计应具备最大限度地利用新风作冷源的条件:

1. 新风比应可调, 宜能够全新风直流运行。

2. 空气处理机组新风人口、新风过滤器等应按最大新风量设置。
3. 空气处理机组新风和回风入口宜设置电动调节阀门以方便调节和控制。
4. 间歇运行的空调系统提前预热或预冷时，冬夏季应关闭新风；当能够利用室外空气进行预冷时，应尽量利用新风。
5. 排风系统设计和控制应与新风量的变化相适应。

5.3.9 采用全空气空调系统时，下列情况宜采用变风量系统，其设计要求见5.4节。

1. 同一个空气调节风系统中，各空气调节区的冷、热负荷差异和变化大、低负荷运行时间较长，且需要分别控制各区域温度。
2. 建筑内区全年需要送冷风。
3. 卫生标准要求较高的舒适性空调系统。

5.3.10 当采用冰蓄冷空调冷源或有小于等于4℃的低温冷水可利用时，宜采用低温送风空调系统，以减少风机能耗和风道尺寸、节省建筑空间、降低房间湿度、增加舒适度。对要求保持较高空气湿度或需要较大换气量的房间，不应采用低温送风系统。低温送风的设计应符合下列要求：

1. 低温送风系统的空气冷却器的出风温度与冷媒的进口温度之间的温差不宜小于3℃，出风温度宜采用4—10℃，直接膨胀系统不应低于7℃。
2. 应计算送风机、送风管道及送风末端装置的温升，确定室内送风温度；并应保证在室内温、湿度条件下风口不结露。估算时，送风设备和管道温升可取3℃。
3. 采用低温送风时，室内设计干球温度宜比常规空调系统提高1℃。
4. 空气处理机组的选型，应通过技术经济比较确定。空气冷却器的迎风面风速宜采用1.5~2.3m/s；冷媒通过空气冷却器的温升宜采用9~13℃。
5. 采用向房间直接送低温冷风的送风口时，应采取能够在系统开始运行时，使送风温度逐渐降低的预处理措施。
6. 空气处理机组至送风口处必须进行严格的保冷与隔汽，保冷层厚度应经计算确定。
7. 低温送风系统的末端送风装置，应具有良好的扩散性或空气混合性，可选用诱导器、防结露的诱导型旋流风口等。

5.3.11 空气调节风系统(包括空气调节机组)应满足下列基本监控要求：

1. 空气温、湿度的监测和控制。
2. 定风量全空气空调系统宜采用变新风比焓值控制。
3. 采用变风量系统时，风机应采用变速控制。
4. 设备运行状态的监测及故障报警。
5. 过滤器超压报警及显示。
6. 需要时设置盘管的防冻保护。

5.4 变风量空气调节系统

5.4.1 变风量空调系统的组成。

1. 变风量空调系统由下列设备组成：

- 1) 末端装置：

①常用的为节流型末端装置，分为单风道型(无风机动力)和风机动力串联型、风机动力并联型；(单风道和风机动力型末端装置又分别分为单冷型和再热型；

③对于末端装置一次风阀的节流控制，一般采用不受风道内压力变化影响，由室温信号为主、压力信号作为补偿控制的压力无关型设备。

2) 向末端装置输送一次风的集中空气处理机组。

3) 配套的排风出路或机械排风系统(当采用设置回风机的双风机系统时，利用回风机排风)。

2. 控制系统由下列主要环节构成：

1) 末端装置：根据室内温度改变的一次风风量、再热量等。

2) 集中空气处理机组：

①控制一次风的送风温度相对恒定；

②根据末端装置一次风的需求量改变送风机和回风机(或排风机)风量，以节省部分负荷时的空气输送能耗。

3) 保证卫生要求的最小新风量和最大限度地利用新风作冷源的相应风阀、风机控制。

5.4.2 采用变风量系统的空调区域应合理划分内、外区，可采用以下常用空调方案：

1. 内区采用全年送冷的变风量空调系统，外区采用设置风机盘管、散热器、定风量全空气系统等其他空调采暖设施。

2. 内、外区合用变风量集中空气处理机组，外区变风量末端装置采用再热型，再热装置宜采用热水盘管。

3. 内、外区分别设置变风量集中空气处理机组，内区全年送冷，外区按季节转换送冷或送热。外区集中空气处理机组宜按朝向分别设置，使每个系统中各末端装置服务区域的转换时间一致。

5.4.3 集中空气处理机组应按下列要求设计：

1. 最大送风量应根据系统的逐时冷负荷的综合最大值确定，并根据工程实际情况考虑一定的同时使用系数。送风温差不应小于 8°C 。

2. 最小送风量应根据负荷变化范围，房间卫生、正压、气流组织要求，末端装置可变风量范围等因素确定；可取最大送风量的30%~80%，且不应小于设计新风量。

3. 最大负荷时的设计新风量和新风比应按第5.3.7条的规定计算确定。

4. 应采取保证卫生要求的最小新风量的措施。

5. 应具备最大限度地利用新风作冷源的条件，见第5.3.8条。

6. 当采用风机动力串联型末端装置时，集中空气处理机组的出风口静压应能克服一次风送风管路系统的阻力和末端装置一次风阀的阻力。

7. 当采用单风道型和风机动力并联型末端装置时，集中空气处理机组的送风口静压应能克服一次风管路系统的阻力、末端装置阻力及末端装置下游至送风口阻力。

5.4.4 末端装置和送风口的选择设计。

1. 负荷稳定、变化较小的空调区域，其需全年送冷的内区可采用单风道型变风量末端装置；其外区冬季加热量较小时，可采用再热型单风道变风量末端装置，当送风量减少到最小值房间仍然过冷时开启再热器加热。

2. 上述负荷特性的空调区域的外区，如所需加热量较大时，可采用再热型风机动力并联型变风量末端装置。冷负荷较大时末端风机不运行；当送风量减少到最小值房间仍然过冷时，开启末端风机吸入房间回风与一次风混合后送出；如继续过冷开启再热器，较大的混合风量经加热后送出。

3. 下列情况可采用串联型变风量末端装置，以维持房间总送风量不变和提高房间送风温度：

1) 低负荷时送风量较小会改变送风气流组织时，例如：负荷相对不稳定、变化较大的空调区域和高大空间等。

2) 采用低温送风或一次风温度较低，但送风口的扩散性和与室内空气的混合性不满足要求时。

4. 变风量末端装置的风量应按下列原则经计算确定：

1) 末端装置一次风最大设计送风量应按所服务空调区域的逐时负荷综合最大值确定，可按显热量和温差计算。

2) 串联型末端装置的末端风机风量为一次风风量和室内回风的总和，首先应按供冷工况根据室内舒适度要求和送风口特性确定混合后的送风温度，并根据一次风最大设计风量和温度、室内回风温度、混合风送风温度计算末端风机风量；末端风机风量一般为一次风最大设计风量的1.1~1.4倍。

3) 并联型末端装置的末端风机风量应按供热工况确定，首先应按风口特性和室内舒适度要求确定末端的送风温度，并根据一次风最小风量和温度、室内回风温度、末端的供热量及送风温度计算末端风机风量(即室内回风风量)；末端风机风量一般为一次风最大设计风量的0.5~0.8倍。

5. 末端装置风机压力应按下列原则确定：

串联型末端装置的风机静压，应能克服风机下游至风口阻力(再热型含热盘管的阻力)。

6. 并联型末端装置的风机静压，应与一次风在最小工况下风阀之后的余压相匹配。

7. 变风量系统(不包括风机动力串联型等送风口处风量恒定的末端装置)应选用在风量改变时，能与室内空气充分混合，气流流形变化较小的送风口；且风口规格宜按最大风量的80%确定。

5.4.5 风机动力串联型末端装置的噪声控制：

1. 应选择高质量噪声小的产品。

2. 末端装置的风机的机外静压不宜大于80Pa，再热型加热盘管不宜大于2排，吊顶材料密度不宜小于 560kg/m^3 。

3. 可在末端装置到送风口之间接一段2m以上的消声软管。

4. 回风口位置应尽可能避开变风量末端装置，必要时在回风口处设置消声器。

5.4.6 变风量系统的监测与控制。

1. 基本监控要求见第5.3.11条。

2. 室温控制应符合下列要求：

1) 应根据设定的室内温度改变末端设备的一次风风量。

2) 采用风机动力并联型末端装置时，应根据室内温度控制末端装置风机的启停。

3) 采用再热型末端装置时，应根据室内温度控制再热量。

4) 当外区集中空气处理机组送冷和送热工况互换时，控制变风量末端装置的温控器，应相应地变换其作用方向。

3. 集中空气处理机组送风温度设定值应按下列要求确定：

1) 当用于全年送冷的内区时，应根据不同季节室内不同温度要求计算出的送风温度确定其设定值。

2) 当用于夏季送冷冬季送热的外区时，应按冷却和加热工况分别确定。

3) 当内区和外区合用集中空气处理机组，冬季外区采用末端再热时，应按内区所需的送风温度确定。

4. 集中空气处理机组的控制应符合下列要求：

1) 应改变风机转速适应末端风量的需求，可采用控制系统静压方式实现对机组送风量的调节，管道静压传感器宜设于送风机与最远末端装置之间距离的3/4处，管道静压的设定值应根据系统阻力计算确定。

2) 应具有保证卫生要求的最小新风量和最大限度地利用新风作冷源的相应控制措施。

5.5 变制冷剂流量多联分体式空气调节系统

5.5.1 变制冷剂流量多联分体式空调系统适用范围。

1. 应根据各地区的气候条件确定变制冷剂流量多联分体式空调系统的使用范围：
 - 1) 适用于夏热冬冷或以南地区全年使用。
 - 2) 适用于寒冷地区和严寒地区的夏季使用和冬季集中采暖期以外的补充使用。
 - 3) 具有可在超低温环境使用特性的机组，可根据机组特性和当地气候条件扩大适用区域，并应满足第5.5.3条第4款的要求。
2. 变制冷剂流量多联分体式空调系统适合于下列建筑：
 - 1) 办公楼、饭店、学校等具有舒适性要求的中小型建筑。
 - 2) 有就近安置室外机和新风处理机的位置的上述较大型建筑。
 - 3) 高档住宅。
 - 4) 空调房间或区域数量多、同时使用率较低的建筑。
3. 变制冷剂流量多联分体式空调系统不宜用于振动较大及产生大量油污、蒸汽的场所。

5.5.2 变制冷剂流量多联分体式空调系统设备类型和规格的选择原则：

1. 变制冷剂流量多联分体式空调系统宜采用压缩机变压缩容量控制技术(如变频技术，数码涡旋技术)。
2. 全年需供冷和供热的空调系统，宜采用热泵式机组。
3. 仅用于供冷的变制冷剂流量多联分体式空调系统宜选择水冷却型机组。在同一变制冷剂流量多联分体式空调系统中同时需要供冷和供暖时，宜选择制冷剂热回收型机组。
4. 所选空气源机组室外机的允许温度范围，应满足使用地的气候条件；机组应能在工程室内、室外机的相互位置条件下正常工作。
5. 室内机选型时应在负荷计算的基础上进行温度修正、连接率修正和连接管长修正。

5.5.3 空气源机组的节能要求：

1. 机组应在产品性能测试条件下，具有较高满负荷的能效比。产品性能测试条件见表5.5.3—1。

表5.5.3—1 产品性能测试条件[参照《多联式空调(热泵)机组》GB/T 18837—2002]

分类内容		范 围
制冷工况	室内温度	27℃ DB, 19℃ WB
	室外温度	35℃ DB, 24℃ WB
制热工况	室内温度	20℃ DB
	室外温度	7℃ DB, 6℃ WB

注：1.室内、外机连接管道上冷媒分配器前、后的连接管长度为5m或按制造厂规定。

2.室内机采用低机外静压的风管机。

2. 机组应在额定性能工况条件下，具有较高的综合性能系数的算术平均值 $[(IPLV_{(C)}+IPLV_{(H)})/2]$ ；用于大型建筑时，该平均值不应低于3.40。额定性能工况测试条件见表5.5.3—2。

表5.5.3—2 部分负荷额定性能工况[参照《多联式空调(热泵)机组》GB/T 18837—2002]

分类内容		范围
制冷工况(T1)	室内侧空气入口温度	27℃ DB, 19℃ WB
	室外侧空气入口温度	27℃ DB
制热工况(高温)	室内侧空气入口温度	20℃ DB
	室外侧空气入口温度	7℃ DB, 6℃ WB

注：1.室内、外机连接管道上冷媒分配器前、后的连接管长度为5m或按制造厂规定。

2.室内机采用低机外静压的风管机。

3. 冬季制热条件下，室外机融霜应快速、合理，具有较高的综合制热能效比。

4. 机组应满足夏季设计工况条件下的冷负荷，还应满足冬季设计条件下的实际供热量；当制热COP低于1.8时，应采用其他供热方式。

5.5.4 变制冷剂流量多联分体式空调系统的自动监控要求。

1. 应具有以下功能：

- 1) 每个空调房间的温度控制。
- 2) 根据系统负荷要求自动调整系统设备运行状态。
- 3) 设备运行状态记录与显示。
- 4) 故障自动报警或显示。
- 5) 空调权限管理。

2. 宜具有以下功能：

- 1) 周/月/年的日程控制功能。
- 2) 具有图形化可视界面。
- 3) 闭式网关或国际通用标准协议的开放式网关。

5.5.5 系统设计要求。

1. 空调系统的划分应合理，系统的经常性同时使用率或满负荷率宜控制在40%~80%。划分时可遵守以下规则：

- 1) 功能不同的区域宜组合在一个空调系统中。
- 2) 经常使用的房间和不经常使用的房间宜组合在一个空调系统中。

2. 应优化室外机与室内机间的配管布置，减少配管长度。配管等效长度不宜超过70m；或通过产品技术资料核定，配管实际长度制冷工况下满负荷的性能系数不应低于2.80。

3. 室内机之间、室内与室外机之间的高度落差不能超过厂家设备容许的最大落差，并应尽可能小。

4. 室内机数量不能超过各厂家室外机允许连接的数量。

5. 室内、室外机的容量配比系数是一个系统内所有室内机额定制冷容量之和与室外机额定制冷容量之比。宜参考表5.5.5选择。

表5.5.5 室内、室外机的容量配比系数表

同时使用率	最大容量配比系数
≤70%	125%~135%
>70%，≤80%	110%~125%
>80%，≤90%	100%~110%
>90%	100%

6. 新风系统设计要求。

1) 新风宜经排风热回收装置进行预冷(热)处理，并且设旁通风道，在过渡季节不经过热回收装置直接引进新风。

2) 采用排风热回收装置补充新风时，室内末端机组的选择应考虑分担部分新风负荷。

3) 宜选用适应新风工况的专用直接蒸发式机组对系统的新风进行处理。

5.5.6 室外机设置要求。

1. 室外机必须设置在通风良好的场所，避免设置在通风条件不良的半封闭空间等场所。

2. 室外机的散热翅片应避免太阳直射，必要时可设置遮阳板。

3. 室外机应设置在远离热排气口及含油蒸汽、污浊气体、腐蚀性气体的排出口。

4. 室外机的设置应防止进风与排风短路。当有可能发生这种情况时，应采取有效措施，如：冷凝风机出风口安装导向风管，并适当加大风机静压；加高室外机组的安装高度，保证补风空间等。

5. 室外机的设置位置应避免噪音、热气等对环境的影响。

5.6 水环式水源热泵空气调节系统

5.6.1 一般规定。

1. 有较大内区且常年有稳定的一定量余热、在冬季或过渡季节需要同时供冷与供热的办公、商业等建筑，宜采用水环式水源热泵空气调节系统。

2. 末端热泵机组水侧正常工作的冷(热)源温度范围见表5.6.1—1。

表5.6.1—1 水环式水源热泵机组正常工作的冷(热)源温度范围

热泵类型	制 冷	制 热
常温型	20~40℃	15~30℃
低温型	10~40℃	-4~25℃

3. 当采用锅炉或城市热网作为热源时，循环水系统供水温度不宜低于20℃，不应高于30℃。

4. 当采用地表水、地下水或地埋管循环水为冷热源时，应选用低温型末端机组。当循环水系统供水温度接近0℃、有结冰可能性时，应在循环水中加注防冻剂。

5. 水环式水源热泵机组设计或运行工况与名义工况不一致时，应根据性能曲线对其实际出力做修正。机组名义制冷工况为：进风干球温度27℃，湿球温度19℃，进水温度30℃，出水温度35℃。名义制热工况为：进风干球温度20℃，进水温度20℃。机组水流量为按名义制冷工况确定的水流量。

6. 所选用的水环式水源热泵机组的性能系数与能效比应大于表5.6.1—2中的规定值。

表5.6.1—2 水环式水源热泵(冷热风型)机组能效比(EER)和性能系数(COP)

名义制冷量 Q(W)	EER	COP
Q≤14000	3.20	3.50
14000<Q~<28000	3.25	3.55
28000<Q~<50000	3.30	3.60

续表5.6.1-2

名义制冷量 Q(W)	EER	COP
50000<Q≤80000	3.35	3.65
80000<Q≤100000	3.40	3.70
Q>100000	3.45	3.75

注：1.机组能效比(EER)：在名义制冷工况和规定条件下，机组制冷量与机组消耗功率的比。

2.性能系数(COP)：在名义制热工况和规定条件下，机组总制热量与机组消耗功率的比值。

5.6.2 冷热源的选择设计。

1. 水环式水源热泵空调系统的冷却方式与热源形式，应根据建筑物特点、周围环境条件、当地能源政策与能源价格、环保等要求，通过技术经济比较确定：

1) 条件允许时，应优先利用废热、地源热等作为热源。

2) 不应直接采用电锅炉(电热水器)作为热源。如当地有较大峰谷电价差，经技术经济比较后，可采用蓄热方式提供系统所需加热量。

3) 技术经济比较合理时，可采用以太阳能集热器作为辅助热源加热，以节省锅炉或热网等热源的用热量。

2. 水环式水源热泵循环水系统应采用闭式循环，采用冷却塔方式排热时，宜选用闭式冷却塔。当采用开式冷却塔与板式换热器间接冷却时，冷却塔与换热器的选配应保证在设计工况下，末端机组水侧冷却水进水温度不超过33℃。

3. 采用地下水或地表水作冷(热)源时，应符合下列要求：

1) 应设中间热交换器。

2) 应考虑埋管换热器或地表水换热器的设计工作压力，循环水系统最高处与换热器最低点的高度差不应超过100m。

3) 高层建筑循环水系统工作压力超过允许值时应竖向分区，高区系统应设置板式换热器与埋管换热器或地表水换热器系统间接换热。

5.6.3 循环水系统的一般设计要求。

1. 水环式水源热泵空调系统循环水泵的最大输送能效比(ER)应按下式计算，且不应大于0.0241。

$$ER=0.002342H/(\Delta T \cdot \eta) \quad (5.6.3)$$

式中H——水泵设计扬程(mH₂O)；

ΔT ——供回水温差(℃)；

η ——水泵在设计工作点的效率(%)。

2. 循环水系统较大，经技术经济比较合理时，可考虑建筑各区域使用功能(运行时段)的不同、距离远近或末端机组水侧阻力的不同等因素，分设若干个循环回路，各循环回路阻力相差较大时，可分别配置循环水泵。

3. 按第5.2.1条第5款的要求进行循环水系统水力平衡计算，并应在计算的基础上根据水力平衡要求配置必要的水力平衡装置。

4. 循环水系统应采取过滤、缓蚀、杀菌、灭藻等水处理措施。

5. 补水总管上应设置水流量计量装置。

6. 循环水系统管道保温应按下列原则确定：

- 1) 室内部分的管道在保证冬季不结露的前提下可不保温。
- 2) 暴露在室外空气中的热水管道应做保温。
- 3) 设于室外的冷却水管应避免太阳直晒, 否则冷却塔出水管室外部分宜保温。

5.6.4 循环系统变流量节能设计。

1. 末端机组运行时, 流经机组的水流量应恒定。
2. 循环水系统宜采用总流量根据末端机组的运行数量改变的变流量运行方式。
3. 当循环水系统变流量运行时应采取下列措施:

- 1) 末端机组出水管段应设电动二通阀, 并与机组联动开闭。

- 2) 循环水泵的设计流量应按系统各末端机组的设计循环水量的累计值与末端机组同时开启系数的乘积确定, 同时开启系数应根据建筑规模的大小、建筑各部分的负荷特点确定, 一般可取0.75~0.9。

- 3) 循环水泵应选用变频水泵和恒压差控制方法。

5.6.5 末端机组的选择设计要求。

1. 应根据建筑各部位的负荷特点划分内区和外区, 于建筑内区和外区。

2. 所选末端机组应有可靠的水侧防冻等安全措施, 断水保护等。并分设末端机组, 一台末端机组不应同时服务包括与机组出水管段所设电动二通阀的联动、

3. 末端机组噪声值应能满足应用场所的要求, 并应对机组采取有效的隔振及消声措施。对噪声要求较高的场所宜采用分体式机组。

4. 不同用户单元的水环式水源热泵机组应分设电表, 以便于空调系统运行收费计量。

5.6.6 新风系统设计。

1. 宜选用适应新风工况的专用水源热泵机组对系统的新风进行处理。

2. 当采用普通水源热泵机组用作处理新风时, 应符合下列要求:

- 1) 冬季应对新风进行预热, 或采用30%左右的回风混合, 使新风进风温度不低于12℃。

- 2) 室内末端机组的选择应考虑分担部分新风负荷。

3. 新风宜经排风热回收装置进行预冷(热)处理, 并且设旁通风道, 在过渡季节不经过热回收装置直接引进新风。

5.6.7 系统冬季加热量的确定。

1. 当建筑物冬季空调负荷无内、外区特征, 全部需要供热时, 水环式水源热泵空调系统加热量应按公式(5.6.7-1)计算, 估算时可取空调房间或区域冬季计算热负荷的70%~75%。

$$Q = Q_r - N_r \quad (5.6.7-1)$$

式中 Q ——空调系统冬季加热量(kW);

Q_r ——空调房间或区域的冬季设计热负荷(包括围护结构热负荷和新风热负荷, kW);

N_r ——末端机组制热时的输入功率(kW), $N_r = Q_r / \text{COP}$ (COP为所选末端机组制热性能系数, 参见表5.6.1-2)。

2. 当建筑物冬季空调负荷有内、外区特征, 需同时供冷与供热时, 水环式水源热泵空调系统加热量, 应为各末端机组从循环水中取热总量和向循环水排热总量之差值, 可按式(5.6.7-2)计算或按(5.6.7-3)估算:

$$Q = Q_r - (Q_L + N_L + N_r) \quad (5.6.7-2)$$

$$Q = 0.75Q_r - 1.3Q_L \quad (5.6.7-3)$$

式中 Q ——空调系统冬季加热量(kW);

Q_r ——空调房间或区域的冬季设计热负荷(包括围护结构热负荷和新风热负荷, kW);

Q_L ——内区冬季冷负荷(kW), 计算灯光、人体等散热量时应考虑小于1的同时使用系数;
 N_L ——内区制冷的末端机组的输入功率(kW), $N_L = Q_L/EER$ (EER为末端机组制冷能效比, 见表5.6.1-2), 估算时可取 $N_L = 0.3 Q_L$;
 N_r ——末端机组制热时的输入功率(kw), $N_r = Q_r/COP$ (COP为末端机组制热性能系数), 估算时可取 $N_r = 0.25 Q_r$ 。

5.7 蒸发冷却空气调节系统

5.7.1 一般规定。

1. 在满足使用要求的前提下, 对于夏季空气调节室外计算湿球温度较低、温度的日较差大的地区, 空气的冷却过程, 宜采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却或直接蒸发冷却与间接蒸发冷却相结合的二级或三级冷却方式。

2. 在气候比较干燥的西部和北部地区如新疆、青海、西藏、甘肃、宁夏、内蒙古、黑龙江的全部、吉林的大部分地区、陕西、山西的北部、四川、云南的西部等地, 空气的冷却过程, 应优先采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却或直接蒸发冷却与间接蒸发冷却相结合的二级或三级冷却方式。

3. 在不同的夏季室外空气设计干、湿球温度下, 应采用不同的蒸发冷却机组的功能段。图5.7.1-1将不同的夏季室外空气状态点在 $h-d$ 图划分了五个区域, 其中点 N 、 O 分别代表室内空气状态点、理想的送风状态点。各区的特征如下:

1) 夏季室外空气设计状态点 W 在象限I区, 即室外空气焓值小于送风焓值, 室外空气含湿量小于送风状态点的含湿量($h_w < h_o, d_w < d_o$), 经等焓加湿即可达到要求的送风状态点, 应使用直接蒸发冷却空调, 并取100%新风。

2) 状态点 W 在象限II区, 即室外空气焓值大于送风焓值, 室外空气含湿量小于等于送风含湿量($h_w > h_o, d_w \leq d_o$), 需先经一次或两次等湿冷却, 再经一次等焓加湿即可达到要求的送风状态点, 应使用二级或三级蒸发冷却, 由于室外空气的焓值小于室内, 所以宜取100%新风。

3) 状态点 W 在象限III区, 即室外空气焓值大于送风焓值, 室外空气含湿量大于等于送风含湿量($h_w > h_o, d_w \geq d_o$), 这种情况在西北地区很少见。

4) 状态点 W 在象限IV区, 即室外空气焓值大于室内空气的焓值, 室外空气含湿量小于等于室内空气含湿量($h_w > h_N, d_w \leq d_N$), 为了回收室内的冷量, 一般不能使用100%新风, 而应采用回风, 并应使用回风作二次排风。但如果新回风的混合状态点使得送风温度较高, 达不到要求时, 还需采用100%的全新风。且应使用一级或二级间接蒸发冷却(间接蒸发冷却器或表冷器+间接蒸发冷却器)。当室内外空气温差较大时, 还可以考虑将室内排风和室外新风通入一台气-气换热器中将室外新风

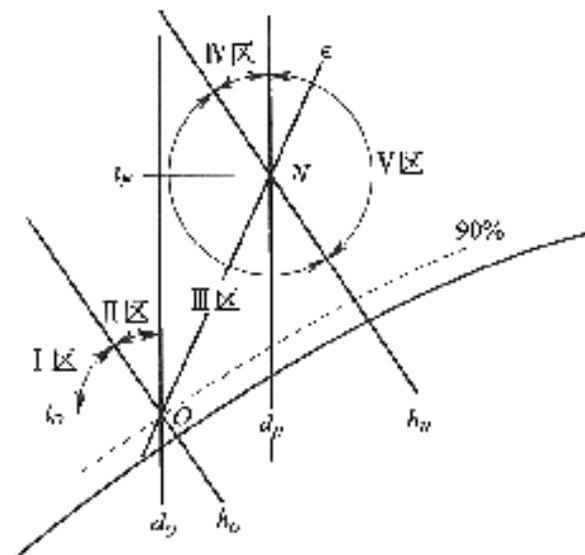


图 5.7.1-1 不同的夏季室外空气状态点在 $h-d$ 图上的区域划分

预冷；如果经过二级蒸发冷却空调机组处理后的送风温差达不到要求，可附加选用新风冷却换热机组。需要指出，当室外空气状态点距离如太近时，还会出现处理的送风温度太高，不能单独使用蒸发冷却空调。

5) 夏季设计室外空气状态点W在象限V区，即室外空气焓值大于室内空气的焓值，室外空气含湿量大于室内空气含湿量($h_w > h_N$, $d_w > d_N$)，此时相对湿度较大，不能单独使用蒸发冷却空调。

4. 蒸发冷却空调的送风温度取决于当地的干、湿球温度，西北地区适宜或适用蒸发冷却空调的理论计算送风温度绝大多数在16~20℃之间，详见表5.7.1—1。

表5.7.1—1 西北地区适宜或适用蒸发冷却空调的范围

地区参数范围	送风温度	所属类别	备注
$t_{ws} \leq 18^\circ\text{C}$, $t_w > 28^\circ\text{C}$	16℃以下	适宜	用于室内设计温度较高的场所
$18^\circ\text{C} < t_{ws} < 22^\circ\text{C}$	19℃以下	适用	一般舒适性空调
$t_{ws} = 22^\circ\text{C}$, $t_w > 30^\circ\text{C}$	21℃以下	可用	只能用于室内温度稍高(28~29℃)及湿度稍大(<70%)的场所

注：表中 t_w —室外干球温度(℃)； t_{ws} —室外湿球温度(℃)

5. 两级蒸发冷却空调系统，通常适宜使用在湿球温度低于20℃的地区，如我国新疆、青海及甘肃部分地区；适用于湿球温度低于22℃的地区，如云南、宁夏、内蒙古等地。

6. 三级蒸发冷却空调系统，一般适宜使用在湿球温度低于21℃的地区，如我国新疆、青海、甘肃、内蒙古等地区；适用于湿球温度低于23℃的地区，如云南、贵州、宁夏、黑龙江北部、陕西北部的榆林、延安等地。

7. 直接蒸发冷却器在不同的室外空气状态参数下所能达到的理论出风温度不同；图5.7.1—2给出了不同室外空气状态参数下直接蒸发冷却器可达到的理论出风温度。

室外空气相对湿度(%)

	2	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
23.9	12.2	12.8	13.9	14.4	15	16.1	16.7	17.2	17.8	18.3	18.9	19.4	20	20.6	21.1	23.9	22.2
26.7	13.9	14.4	15.6	16.7	17.2	17.8	18.9	19.4	20	20.6	21.7	22.2	22.8	23.3	24.4	26.7	25
29.4	16.1	16.7	17.2	18.3	19.4	20	21.1	21.7	22.2	22.8	23.3	23.9	24.4	25	26.1	29.4	
32.2	17.8	18.3	19.4	20.6	21.1	22.2	23.3	24.4	25	25.6	26.1	27.2	27.8	28.3	28.9	30	
35	19.4	20	21.1	22.2	23.3	24.4	25.6	26.1	27.2	27.8	28.9	29.4	30.6				
37.8	20.6	21.7	22.8	24.4	25.6	26.7	27.8	28.3	29.4	30.6	31.1						
40.6	22.2	22.8	25	26.1	27.2	28.9	30	31.1	31.7								
43.3	23.9	25	26.6	28.3	29.4	30.6	32.2	33.3									
46.1	25.5	26.7	28.3	30	31.7	32.8											
48.9	27.2	28.3	30	32.2	33.9												
51.7	28.3	30	32.2	33.9	35.6												

室外空气温度(℃)

图5.7.1—2 在不同室外空气状态参数下直接蒸发冷却器可达到的理论出风温度

注：例如：室外空气温度是35℃，相对湿度是15%，那么蒸发冷却器的出口温度应该是22.2℃。任何比灰框里的数据小的出口温度应该是舒适的，比灰框里的数据大的出口温度应该是不舒适的。

8. 表5.7.1-2给出了西北地区适合采用蒸发冷却空调地区的参数及理论出风温度。

表5.7.1-2 西北地区适合采用蒸发冷却空调地区的参数及理论出风温度

序号	城市	夏季室外空气计算参数				SZHI-II ₁		SZHJ-II ₂		SZIII-III		分区
		大气压 (Pa)	干球温度 (°C)	湿球温度 (°C)	空气焓值 (kJ/kg)	直接蒸发换热效率		直接蒸发换热效率		直接蒸发换热效率		
						70%	90%	70%	90%	70%	90%	
1	乌鲁木齐	90700	34.1	18.5	56.0	18.0	16.1	17.7	15.9	15.0	13.8	II区
2	西宁	77400	25.9	16.4	55.3	16.4	15.3	16.1	15.0	14.5	13.9	
3	杜尚别	91000	34.3	19.4	59.1	19.2	17.5	18.6	17.0	15.5	14.6	
4	克拉玛依	95800	35.4	19.3	56.6	18.7	16.8	18.4	16.5	15.4	14.3	
5	阿尔泰	92500	30.6	18.7	55.8	18.6	17.2	18.2	16.9	16.0	15.2	
6	库车	88500	34.5	19.0	58.8	18.8	16.9	18.5	16.7	15.8	14.8	
7	酒泉	84667	30.5	18.9	60.9	19.5	18.0	18.6	17.3	16.5	15.8	
8	山丹	81867	30.0	17.1	55.7	17.7	16.0	16.6	15.2	14.8	13.8	
9	阿拉木图	93000	27.6	17.5	52.1	17.2	16.0	16.9	15.8	15.2	14.5	
10	且末	86800	34.1	19.4	61.1	19.4	17.7	18.8	17.2	16.4	15.5	
11	兰州	84300	30.5	20.2	65.8	20.0	18.9	19.8	18.7	18.2	17.5	IV区
12	呼和浩特	88900	29.9	20.8	65.1	20.9	19.9	20.6	19.7	19.2	18.7	
13	塔什干	93000	33.2	19.6	59.0	19.4	17.8	19.1	17.6	16.4	15.5	
14	石河子	95700	32.4	21.6	65.3	21.6	20.4	21.3	20.2	19.6	18.9	
15	伊宁	98400	32.4	21.4	65.7	21.2	19.9	20.9	19.7	19.1	18.3	
16	博乐	94800	31.7	21.0	63.5	21.0	19.8	20.7	19.6	18.9	18.2	
17	塔城	94800	31.1	20.3	60.9	20.0	18.7	19.8	18.4	17.9	17.2	
18	呼图壁	94800	33.6	20.8	62.6	20.3	18.9	20.7	19.2	18.1	17.3	
19	米泉	94000	33.8	20.4	61.6	20.4	18.9	20.1	18.7	17.8	16.9	
20	昌吉	94400	32.7	20.9	63.2	20.8	19.5	20.5	19.2	18.6	17.9	
21	吐鲁番	99800	41.1	23.8	71.5	23.4	21.8	23.3	21.5	20.5	19.4	
22	鄯善	96100	37.0	21.3	63.7	20.9	19.0	20.4	18.6	17.6	16.4	
23	哈密	92100	36.5	19.9	60.3	19.7	17.8	19.3	17.4	16.3	15.2	
24	库尔勒	90100	33.8	21.6	68.0	21.7	20.4	21.4	20.1	19.2	18.4	
25	喀什	86500	33.2	20.0	63.6	20.2	18.7	19.8	18.4	17.7	16.9	
26	和田	85600	33.8	20.4	65.7	20.5	19.0	20.1	18.7	18.0	17.2	
27	昌都	86133	26.0	14.8	54.9	15.3	13.8	14.4	13.2			I区
28	林芝	70533	22.5	15.3	55.4	15.6	14.7	15.1	14.3	14.1	13.6	
29	日喀则	63867	22.6	12.3	48.5	12.7	11.4	11.9	10.8			
30	拉萨	65200	22.8	13.5	37.5	12.9	11.6	12.6	11.4			

注：SZHJ-II₁为冷却塔间接+直接两级蒸发冷却；SZHJ-II₂为板翅式间接+直接两级蒸发冷却；SZHI-III为三级蒸发冷却。

5.7.2 蒸发冷却空调系统的设计原则。

1. 蒸发冷却技术有广泛的应用空间，但也同时存在自身的不足，如：受气候环境因素的制约、缺乏除湿功能等。科学客观地研判是否采用蒸发冷却空调系统和采用何种形式的蒸发冷却空调系统显得尤为重要。

2. 满足室内舒适度的要求。

1) 由于蒸发冷却空调系统的送风量较传统空调系统的送风量大，风感较强。一般在相同舒适条件下室内空气设计干球温度的设定值可高于传统空气系统的设定值。

2) 正确地确定蒸发冷却的级数，合理控制送风除湿能力，以满足室内的相对湿度。

3) 蒸发冷却空调系统的换气次数较大，空气品质好，合理的气流组织(如：下送风、置换通风等)会带来更舒适的空气环境。

4) 蒸发冷却系统的室外空气采集口(进风口)是决定室内空气品质的重要因素。

3. 设计参数的选择。

1) 室内空气设计干球温度一般可比传统空气温度舒适区高 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ ，室内空气设计的相对湿度在允许范围内取较大的值，以合理地降低空调系统的换气次数。

2) 蒸发冷却器的迎面风速一般采用 $2.2\sim 2.8\text{m/s}$ ，通常每平方米迎风面积按 $10000\text{m}^3/\text{h}$ 设计，即对应的额定迎面风速为 2.7m/s 。

3) 直接蒸发冷却器的淋水密度按 $6000\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 设计；间接蒸发冷却器的淋水密度按 $16\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 设计。

4) 一、二次风量比对间接蒸发冷却器的效率影响较大，实践表明，二次风量为送风量的 $60\%\sim 80\%$ 之间时，换热效率较高，系统运行最经济，所以总进风量应考虑为送风量的 $1.6\sim 1.8$ 倍。目前工程中常用的二次风参数与一次风参数相同，但也可以考虑当室内回风焓值小于一次风焓值时用回风作为二次风，效果会更好。也就是二次进风口与回风管道相连，此时间接蒸发冷却器的总送风量就是实际的送风量。

5) 蒸发冷却器的换热效率(蒸发冷却效率)取决于具体产品的性能。间接蒸发冷却器的换热效率一般为 $50\%\sim 80\%$ 。直接蒸发冷却器中金属填料的综合性能较好，换热效率一般为 $70\%\sim 90\%$ 。

6) 不得按一般资料介绍的换气次数法确定系统送风量，其大小与建筑物性质、室外空气状态、舒适性空调、蒸发冷却空调机组处理空气的送风状态等因素相关，应根据热、湿平衡公式准确计算确定。

7) 在餐厅、舞厅、会议厅等高密度人流场所等工程中，为了避免室内湿度过大，应采用多级蒸发冷却，降低送风的含湿量，增强送风的除湿能力，以便有效地降低室内相对湿度。

4. 蒸发冷却空调系统设计同时要考虑地区的水资源条件，保证用水质量。系统设计时要明确定期对水质的管理和系统的维护以更好的控制蒸发冷却水系统的硬度，减少水垢的产生。

6 冷 热 源

本章中的措施范围只包含制冷站、锅炉房与热力站的内容。冷热电联供系统、蓄冷蓄热、太阳能、地热能和海洋能等将在其他章节中介绍。

6.1 制冷站

6.1.1 一般规定。

1. 制冷机的选择应根据建筑规模、使用特征，结合当地能源结构及价格政策、环保规定等，经过综合论证后确定。

2. 选择制冷机时，不仅要考虑满负荷的COP值，还要考虑部分负荷的COP值，综合性能系数(IPLV)和部分负荷非标性能系数(NPLV)来衡量全年的综合效益。

3. 制冷设备的单台容量及台数的选择，应能适应空气调节负荷全年变化规律，求，当空调冷负荷大于528kW时，不宜少于2台。或采用部分负荷满足部分负荷要

4. 居住建筑除特殊原因，一般不宜采用集中冷源。采用集中供冷方式的居住建筑，制冷设备宜选用电动压缩式冷水机组或燃气吸收式冷热水机组，或有利于节能的其他型式的冷源。所选用机组的能效比(性能系数)不应低于国家现行有关产品标准的规定值，并优先选用能效比较高的设备。

6.1.2 电动压缩式冷水机组选择。

1. 电机驱动压缩机的蒸汽压缩循环冷水机组，在额定制冷工况和规定条件下性能系数(COP)不应低于表6.1.2-1的规定。

表6.1.2-1 冷水(热泵)机组制冷性能系数

类 型		额定制冷量(kW)	性能系数(W/W)
水冷	活塞式/N 旋式	<528	3.8
		528~1163	4.0
		>1163	4.2
	螺杆式	<528	4.10
		528~1163	4.30
		>1163	4.60
	离心式	<528	4.40
		528~1163	4.70
		>1163	5.10

注：确定额定工况时的参数：

- 1.使用侧：制冷进出口水温12/7℃。
- 2.热源侧：冷却水进出口水温30/35℃。
- 3.使用侧和热源侧污垢系数0.086m²·℃/kW。

2. 蒸汽压缩循环冷水机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)不宜低于表6.1.2—2的规定。

表6.1.2 冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数

类 型		额定制冷量(kW)	综合部分负荷性能系数(W/W)
水冷	螺杆式	<528	4.47
		528—1163	4.81
		>1163	5.13
	离心式	<528	4.49
		528~1163	4.88
		>1163	5.42

注：IPLV值是基于单台主机运行工况。

3. 水冷式电动压缩式冷水机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)宜按式(6.1.2)计算和检测条件检测：

$$IPLV=2.3\% \times A+41.5\% \times B+46.1\% \times C+10.1\% \times D \quad (6.1.2)$$

式中A——100%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度30℃；

B——75%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度26℃；

C——50%负荷时的性能系数(W/W)，冷却水进水温度23℃；

D——25%负荷时的性能系数(w/w)，冷却水进水温度19℃。

4. 冷冻水供回水温差不应小于5℃，当采用大温差小流量空调水系统方案时，选择的冷水机组应能在较宽的蒸发温度与冷凝温度范围内可靠地运行，并保持较高的制冷效率。

6.1.3 溴化锂吸收式机组选择。

1. 蒸汽热水型溴化锂吸收式冷水机组及直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组应选用能量调节装置灵敏可靠的机型，在名义工况下的性能参数应符合表6.1.3。

表6.1.3 溴化锂吸收式机组性能参数

机型	名义工况			性能参数		
	冷(温)水进/出口 温度(℃)	冷却水进/出口 温度(℃)	蒸汽压力 (MPa)	单位制冷量蒸汽耗量 [kg/(kw·h)]	性能参数(W/W)	
					制冷	制热
蒸汽 双效	18/13	30/35	0.25	≤1.40		
			0.4			
	12/7		0.6	≤1.31		
			0.8	≤1.28		
直燃	供冷 12/7	30/35			≥1.10	
	供热出口 60					≥0.90

注：直燃机的性能系数为：制冷量(供热量)/[加热源消耗量(以低位热值计)+电力消耗量(折算成一次能)]。

2. 在有足够电力供应时，应优先使用高效的电动压缩式冷水机组，不应采用专配锅炉为驱动热源的溴化锂吸收式冷水机组。

6.1.4 热回收冷水机组的采用。

1. 同时需要供冷和供热的建筑，当经过技术经济分析合理时，可选用热回收冷水机组。该机组通过回收冷却水散失的热量，用于空调热水或热风的预热、工业及生活热水的加热等，容量和运行时间，减少热源容量的目的。

2. 设计中应注意的事项：

1) 热回收冷水机组的热回收量，理论上是冷水机组制冷量与压缩机做功量之和，热回收量随冷水机组的制冷量减少而减少。达到减少冷却塔在部分负荷时其

2) 由于热回收冷水机组的主要任务是制冷，通过热回收供热仅是其制冷过程中的副产品，热水温度过高将影响冷水机组制冷效率，甚至造成冷水机组运行不稳定，一般应通过辅助热源进一步提高热水或热风的温度。

3) 宜采用控制热水回水温度的方式控制热量。

6.1.5 变频式离心冷水机组的采用。

1. 在非额定工况时，变频式离心冷水机组将导流叶片控制与变频控制有机结合，共同控制压缩机，既能扩大机组的运行范围，又能达到良好的节能目的。一般来说，与定频机组相比，采用变频控制的离心机组每年可节约20%~30%的运行费用。

2. 设计选用：变频式离心冷水机组可有效利用低温冷却水，提高机组的能效比。在有昼夜温差和四季温差，冷却水温度低于设计值，非额定工况下长时间运行的场合，采用变频式离心冷水机组就可达到节能目的。可应用于宾馆、娱乐场所及全天开机的医院等场所，还可应用于一些低负荷运行或负荷变化较大的场所。

6.1.6 冷却水系统。

1. 有条件时，下列情况可设置冷却水集水箱：

1) 寒冷和严寒地区冬季运行的冷却塔为避免集水盘和补水管冻结。

2) 设置多台冷却塔的大型冷却水系统：

①为便于集中补水加药；

②防止水路不平衡造成补水、溢水浪费；

③为减少集水盘大量集水使结构荷载过大。

2. 冷却塔底盘或集水箱应符合下列要求：

1) 间歇运行系统冷却塔底盘或集水箱的有效存水容积应大于以下两项水量之和：

①湿润冷却塔填料等部件所需水量，由冷却塔生产厂提供，或按冷却塔的小时循环水量进行估算，逆流塔为循环水量的1.2%，横流塔为1.5%；

②停泵时靠重力流入的管道水容量。

2) 成品冷却塔底盘容积不符合上述要求时，应向生产厂提出加大底盘容积。

3) 集水箱与冷却塔的高差不应大于10m。

3. 冷水机组和冷却水泵之间管道连接形式和控制阀的设置，可参考第5.2.8条第3、4款的要求。

4. 当多台开放式冷却塔采用共用集管并联运行时，其接管和阀门设置应符合下列要求：

1) 不设集水箱时，为避免在运行过程中各塔出现超量补水或溢水现象，应使各台冷却塔和水泵之间管段的压力损失大致相同，在冷却塔之间宜设平衡管，或使各台冷却塔底部水槽连通。

2) 对进水口有余压要求的冷却塔，应在每台冷却塔进水管上设置电动阀；当无集水箱或连通水槽时，每台冷却塔的出水管上也应设置电动阀，电动阀应与对应的冷却水泵联锁。

5. 冷却塔的选用和设置，应符合下列要求：

1) 冷却塔的出口水温、进出口水温差和循环水量，在夏季空气调节室外计算湿球温度条件下，应满足冷水机组的要求；当工程实际参数与冷却塔名义工况不同时，应对其名义工况下的冷却水量

进行修正。

2) 对进口水压有要求的冷却塔的台数, 宜与冷却水泵台数相对应。

3) 冷却塔设置位置应通风良好; 当冷却塔设在地下或用围墙、顶板等遮挡时, 宜采用能将高温气流送至远离冷却塔进风处的塔型, 并应配合生产厂进行冷却塔气流组织计算, 避免热空气回流、确保足够的进风面积。

4) 冷却塔应远离厨房排风等高温或有害气体。

5) 应避免飘水、噪音等对周围环境的影响。

6. 冷却水系统应采取下列防冻、保温、隔热措施:

1) 冬季不使用的冷却水系统有冻结危险时, 应设置将冷却塔集水盘及设于屋面的补水管、冷却水供回水管内水泄空的装置。

2) 冬季运行的冷却塔有冻结危险时, 应采用以下防冻、保温措施:

①宜单独设置, 且应采用防冻型冷却塔;

②设在室外的补水管、冷却水供回水管应保温并做伴热, 存水的冷却塔底盘也应设置伴热设施。

3) 室外设于阳面的冷却水管可考虑受太阳照射产生温升的管道长度等因素做隔热处理。

7. 冷却水系统还应符合下列要求:

1) 冷却水水质应符合有关标准和产品对水质的要求, 应进行过滤、缓蚀、阻垢、杀菌、灭藻等水处理。

2) 冷却塔补水总管上设置水流量计量装置。

6.1.7 冷却塔供冷技术。

对冬季存在一定量供冷需求的建筑内区, 当采用分区两管制和四管制风机盘管系统供冷时, 宜利用冷却塔提供空气调节冷水, 应按下列要求进行设计:

1. 在寒冷和严寒地区应采用防冻措施, 见第6.1.6条第5款。

2. 应综合考虑以下因素, 确定冷却塔供冷系统的各项参数和设备规格:

1) 末端盘管的供冷能力, 应在所能获得的空调冷水的最高计算供水温度和供回水温差条件下, 满足冬季冷负荷需求; 宜尽可能提高计算供水温度, 延长利用冷却塔供冷的时间。

2) 冷却塔的最高计算供冷水温、温差和冬季供冷冷却塔的使用台数, 应根据冷负荷需求、空调冷水的计算温度、冷却塔在冬季室外气象参数下的冷却能力(由生产厂提供或参考有关资料)、换热器的换热温差等因素, 经计算确定。

3) 开式冷却塔应设置板式换热器, 可考虑1—2℃换热温差; 闭式冷却塔可直接供水。

4) 冬季空调冷水的循环泵和设置板式换热器的冷源水循环泵的规格、台数, 应与冬季供冷工况相匹配。

6.2 锅炉房与热交换站

6.2.1 一般规定。

1. 本节能技术措施适用于下述范围的民用锅炉房设计:

1) 蒸汽锅炉单台额定蒸发量小于等于20t/h、额定出口蒸汽压力为0.1~1.6MPa表压(饱和蒸汽)。

2) 热水锅炉单台额定出力小于等于14MW、额定出口水压为0.1~1.6MPa表压、额定出口水温小于等于130℃。

2. 城市新建住宅区的供热, 在当地无可利用热源的情况下, 应建集中供热锅炉房为之供热。独

立建设的集中供热燃煤锅炉房的单台容量不宜小于7.0MW。对于规模较小的住宅区，锅炉单台容量不宜小于4.2MW。锅炉房宜建在靠近热负荷密度大的地区。

3. 除符合下列情况之一外，不得采用电热锅炉、电热水器作为直接采暖和空调系统的热源：

- 1) 电力充足、供电政策支持和电价优惠地区的建筑。
- 2) 以供冷为主，采暖负荷较小且无法利用热泵提供热源的建筑。
- 3) 无集中供热与燃气源，用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制的建筑。
- 4) 夜间可利用低谷电进行蓄热、且蓄热式电锅炉不在日间用电高峰和平段时间启用的建筑。
- 5) 利用可再生能源发电地区的建筑。
- 6) 内、外区合一的变风量系统中需对局部外区进行加热的建筑。

4. 燃气锅炉房的设计，应符合下列规定：

1) 供高层建筑时，供热面积不宜大于70000m²；供多层建筑时，供热面积不宜大于40000m²。

2) 锅炉房的供热半径不宜大于150m。当受条件限制供热面积较大时，应经技术经济分析确定，采用分区设置热力站的间接供热系统。

3) 燃气锅炉直接供热系统的锅炉供、回水温度和流量的限定值，与负荷侧在整个运行期间对供、回水温度和流量的要求不一致时，应按热源侧和用户侧配置二次泵水系统。

5. 热力网支线及用户热力站设计时，采暖、通风、空调及生活热水热负荷，宜采用经核实的建筑物设计热负荷。

6. 锅炉房总装机容量应按式(6.2.1)确定：

$$Q_B = Q_0 / \eta_t \quad (6.2.1)$$

式中 Q_B ——锅炉房总装机容量(W)；

Q_0 ——锅炉负担的采暖设计热负荷(W)；

η_t ，——室外管网输送效率，一般取0.92。

7. 所选设备应符合国家现行有关产品标准的规定值，并优先选用高效、节能产品。

6.2.2 锅炉型式、容量、数量的确定。

1. 燃煤锅炉的选型应与当地长期供应的煤种相匹配。
2. 燃油燃气锅炉应选用带比例调节燃烧器的全自动锅炉。
3. 有条件时，应选用冷凝式燃气锅炉。冷凝式燃气热水锅炉适合用于低温供热系统。
4. 高层建筑中采暖供热，不宜采用户式燃气炉(热水器)；如必须使用时，需满足以下要求：
 - 1) 户式燃气炉设备须配置完善可靠的自动安全保护装置。
 - 2) 同时具有燃气量和空气量自动调节功能并配置室温控制器。
 - 3) 配套供应的循环水泵的工况参数，与采暖系统的需求相匹配。
 - 4) 户式燃气炉的热效率应符合表6.2.2-1的规定。

表6.2.2-1 户式燃气炉的热效率

燃气炉类型	额定热效率(%)	低负荷热效率(%)
用于热风供暖的户式燃气炉	≥80	
用于热水供暖的户式燃气炉	≥89	≥85

5. 选用锅炉的额定热效率应符合《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005的规定(见表6.2.2-2)和《民用建筑节能设计标准》JGJ 26—95的规定(见表6.2.2-3)。

表6.2.2-2 锅炉的额定热效率

锅炉类型	热效率(%)
燃煤(Ⅱ类烟煤)蒸汽、热水锅炉	I>78
燃油燃气蒸汽、热水锅炉	I>89

表6.2.2-3 燃煤锅炉的最低额定效率(%)

燃料品种		发热值(kJ/kg)	锅炉容量(MW)				
			2.8	4.2	7.0	14.0	28.0
烟煤	Ⅲ	>19700	74	76	78	80	82

6. 锅炉台数和容量的选择,应根据锅炉房的设计容量和全年(采暖季)负荷低峰期工况,合理确定锅炉的台数和单台锅炉容量的配置。

锅炉房的台数,宜采用2~3台,不应多于5台;改扩建时不宜超过7台。多台锅炉联合运行时,最小热负荷工况下,单台燃煤锅炉的运行负荷不应低于锅炉额定负荷的60%,单台燃油、燃气锅炉的运行负荷不应低于额定负荷的30%。

6.2.3 锅炉燃烧及风烟系统。

1. 锅炉燃烧系统。

1) 有效地控制排烟温度。排烟温度是表征锅炉经济运行的主要指标之一。一般而言,同类型的锅炉,排烟温度越低,相应的锅炉热效率越高。在锅炉设计选型时,锅炉排烟温度宜作为比较重要的节能指标加以考虑。

2) 控制锅炉的过量空气系数。在一定的煤种和运行负荷下,每台锅炉都存在最佳的过量空气系数,此时热效率达到最高。实现燃烧过程自动调节是获得最佳的过量空气系数的有效措施。

3) 控制炉渣碳含量。它与煤种、负荷、燃烧设备结构及操作技术等因素有关。炉渣含碳量高,表明燃料真正参与燃烧放热反应的量相应减少,燃料消耗量相应增加。

4) 控制飞灰份额。飞灰中碳含量比炉渣碳含量高,飞灰份额越高,机械未完全燃烧损失越大。需控制炉排下风压在锅炉要求的风压范围内。

5) 控制锅炉的散热损失,需要正确计算和选择设备与管道的保温材料及厚度。

2. 风烟系统。

1) 锅炉鼓、引风机宜单炉配置。风机应优先采用变转速调节控制方式,以达到节能效果。调速控制方式详见。表6.2.3。

表6.2.3 调速控制方式

项目	液力耦合器	斩波内馈电机	变频控制器
推荐变速范围	50%—100% 速度低时效率低	30%~100%	10%~100% 变速范围广
设备费用	较低	较高	局

续表6.2.3

项目	液力耦合器	斩波内馈电机	变频控制器
运行维修费用	较高	较低	低
适用范围	大、中容量泵与风机	中容量泵与风机	小中容量泵与风机
技术特点	不宜长期低速运行，低速时效率低，调节范围60%—100%为宜，技术上安全可靠，维修容易，大型超高压给水泵使用最合适	适合于大、中容量泵与风机，调速范围适合于60%—100%，中容量同比投资较低。 电压=3—10kV	适合于小容量泵与风机，和多机协调调速，调速范围适合于10%—100%。 大、中容量投资大

2) 锅炉风烟道系统设计。

①风烟道阻力分别与空气及烟气流速的平方成正比，与风烟管道的几何形状及布置方式关系很大。合理地布置风烟管道，合理地选择风烟流速，可减少风烟系统阻力，从而降低鼓、引风机电机功率；

②燃煤锅炉房的鼓风机进风可采用部分或完全室内吸风，以提高锅炉进风温度。吸风口设置到锅炉房顶部空间，对于全年运行的燃煤锅炉房比较适用；

③全自动燃油燃气锅炉宜每台锅炉独立设置烟囱，使各锅炉均可调节在最佳效率运行状态。其烟囱的高度在满足相关国家标准、地方标准要求的前提下，不宜设置过高，以免抽力过大，使锅炉能耗增加。

6.2.4 热水锅炉热网循环水系统及补水定压。

1. 热网循环水泵的台数，应根据供热系统规模，结合管网设计和运行调节方式确定。循环水泵同时运行台数不宜超过3台，应设1台备用。

2. 热网系统宜采用分阶段变流量的质调节方式，应避免采用“大流量，小温差”的单纯质调方式及断续供热方式。

3. 在热网循环水泵出口母管和热网供水母管之间加设三通调节阀，根据温度补偿器调控三通阀开度，控制混水量，达到系统质调目的。同时，锅炉供、回水管之间需加设循环水泵以保证锅炉的循环水量和锅炉回水温度。

4. 热网循环水泵宜采用变速调节控制方式，实现系统量调节。

5. 当热网系统包括有生产和生活热负荷时，宜增设非采暖期管线，并另设相适应的循环水泵。

6. 一次热网系统补水量不应大于系统循环水量的1%。

7. 补给水泵台数不宜超过3台，应设1台备用。

8. 热水采暖供热系统的一、二次水的动力消耗应予以控制，其耗电输热比EHR值应符合式(6.2.4)的要求：

$$EHR = \frac{\varepsilon}{\sum Q} = \frac{\tau \square N}{24q \square A} \leq \frac{0.0056 \times (14 + a \sum L)}{\Delta t} \quad (6.2.4)$$

式中EHR——设计条件下输送单位热量的耗电量，无因次；

$\sum Q$ ——全日系统供热量(kW·h)；

ε ——全日理论水泵输送耗电量(kW·h)；

τ ——全日水泵运行时数，连续运行时 $\tau=24$ h；

N ——水泵铭牌轴功率(kW);

q ——采暖设计热负荷指标(kW/m²);

A ——系统的供热面积(m²);

Δt ——设计供回水温差, 一次网 $\Delta t=45\sim 50^{\circ}\text{C}$, 二次网 $\Delta t=25^{\circ}\text{C}$;

$\sum L$ ——室外管网主干线(包括供回水管)总长度(m);

a ——系数。 $\sum L\leq 500\text{m}$, $a=0.0115$; $500\text{m}<\sum L<1000\text{m}$, $a=0.0092$; $\sum L\geq 1000\text{m}$, $a=0.0069$ 。

6.2.5 蒸汽锅炉给水系统。

1. 锅炉给水采用母管制方式时, 给水泵同时并联运行台数不宜超过4台, 同时须设1台备用。可选用1~2台给水泵作变频控制, 作为单台锅炉低负荷(如非采暖期)运行时使用。

2. 全自动燃气(油)蒸汽锅炉给水泵宜每炉单独配置, 以利于锅炉自动控制。

6.2.6 水处理及除氧系统。

1. 蒸汽锅炉给水水质、热水锅炉补给水水质、热网系统补水水质要符合《工业锅炉水质》GB1576—2001第2条水质标准的各项要求。

2. 水处理系统的选择, 是根据原水的质量指标和锅炉给水、炉水标准, 凝结水的回收量及锅炉排污率以及投资建设方的具体情况确定。

3. 除氧系统。

1) 蒸汽锅炉宜采用旋膜式热力除氧器或喷雾式热力除氧器, 不宜采用海绵铁除氧器等低温除氧器。

2) 热水锅炉可采用海绵铁除氧器、解吸除氧器或真空除氧器, 不宜采用热力除氧器等高温除氧器。

6.2.7 排污水及疏放水系统。

1. 采用锅外化学水处理时, 蒸汽锅炉排污率应符合下列要求:

1) 蒸汽压力小于等于2.5MPa时, 锅炉排污率不宜大于10%。

2) 蒸汽压力大于2.5MPa时, 锅炉排污率不宜大于5%。

2. 锅炉排污水的热量应合理利用。

锅炉连续排污和定期排污应接人连续排污扩容器和定期排污扩容器。连续排污扩容器和定期排污扩容器的排污水应逐级利用, 宜设排污水换热器加热生水。经过排污扩容器或排污水换热器后的排污水还可用于热水热网补充水或排入呈酸性生水的除灰渣池起到中和作用。

3. 锅炉房各系统疏放水。

1) 锅炉及各热力设备疏水应按压力等级汇集各疏水管接入疏水扩容器。

2) 热力设备、管道的放水, 宜根据其温度及压力等级接至各类水箱。

3) 热力除氧给水箱的溢流管、放水管宜接至凝结水箱或软化水箱。

6.2.8 锅炉烟气余热回收。

1. 燃气锅炉。

1) 锅炉烟气余热回收装置后的排烟温度不应高于100%, 要采取措施防止锅炉尾部受热面低温腐蚀。

2) 以下情况应设烟气余热回收装置:

①热媒供水温度不高于60℃的低温供热系统;

②散热器采暖系统。

3) 增加烟气余热回收装置的燃气锅炉, 必须复核其燃烧器(燃烧系统)对尾部受热面增加的烟气阻力的适应性。

2. 燃煤锅炉。

1) 锅炉排烟温度较高时,可增设烟气余热回收器。排烟温度的降低受到锅炉尾部受热面低温腐蚀的限制,故不应低于烟气中SO₂的露点温度。

2) 增加烟气余热回收装置的燃煤锅炉,必须复核其引风机抽力对尾部受热面增加的烟气阻力的适应性。

6.2.9 运煤及除灰渣系统。

1. 运煤系统的设计要求:

1) 运煤系统的布置应在满足运煤工艺流程要求的前提下合理地进行设备及装置的组合,协调系统、设备布置,尽量缩短工艺流程,减少物料倒运次数。

2) 在原煤进厂之前,应设置可累计进厂原煤总量的计量装置(如铁路轨道衡、汽车衡等),在原煤输送系统中,应设置计量装置(如皮带秤、冲击流量秤等)。计量装置应考虑称量范围并保证计量的准确。

3) 输送系统在条件许可的情况下,尽可能采用露天布置,此时应考虑电气、传动设备及操作的防雨、防风措施。

4) 煤输送系统受料口应尽量靠近贮煤场中间,以减少煤的倒运距离及倒运次数。在条件许可的情况下,尽量将受料系统、厂外运输系统和煤输送系统有机结合。

5) 煤输送系统的运行班制宜采用两班工作制,白天工作。每班实际有效工作时间不大于6h。

6) 煤输送系统中,用电主要集中在破碎设备上,在双路布置的输送系统中,破碎设备的选择要综合考虑原煤中颗粒度及其含量比例以及将来可能出现的变化等因素,可按原煤中合格煤含量分别选用不同处理能力的破碎设备,以适应各种变化。

7) 单台容量大于等于20t/h(或14MW)的燃煤锅炉应设均布和分层给煤装置。

2. 除灰渣系统的设计要求:

1) 当采用水力除灰渣时,灰渣沟布置力求短而直,并保证有足够的坡度:灰沟坡度宜1%~1.5%;渣沟坡度宜1.5%~2.0%。

2) 循环流化床锅炉高温炉渣采用冷渣器冷却后输送,应考虑充分利用冷渣器交换热量。渣库(仓)位置的设置应考虑尽量缩短渣的输送距离。

3) 采用气力除灰方式除灰时,空压站应尽量靠近用气中间部位,灰库的位置的设置应考虑尽量缩短灰的输送距离。

6.2.10 采暖热水热交换站系统。

1. 热力站设计时,采暖、通风、空调热水热负荷,宜采用经核实的建筑物设计热负荷。

2. 供暖区域内,热交换站的供热半径、规模、数量,应根据具体方案的技术经济比较确定。应充分考虑节能、节省电费的因素,将热交换站的规模和供热半径控制在节能、合理的参数范围内。

3. 新建民用建筑的采暖供热系统,应按热水连续采暖进行设计。散热器系统供回水温度宜为85/60℃,风机盘管系统供回水温度宜为55/45℃,地板采暖系统供回水温度宜为40/30℃。

4. 水-水换热系统中,推荐采用结构紧凑、传热系数高的板式换热器。当供热网一、二次侧水温差相差较大时,因流量也相差较大,为保证换热器两侧流速接近,宜采用不等流道截面的板式换热器。汽-水换热系统中,换热器的选择需进行各方面的比较。目前,很多板式换热器的流道并不适合蒸汽介质,传热系数只有1000W/(m²·K)左右,所以选择换热器时,需进行热力计算,选择高传热系数的换热器。

5. 正确选择循环水泵是节能的重要环节。

1) 应通过详细的水力计算,确定合理的采暖和空调热水循环泵的流量和扬程,并确保水泵设计

工作点在高效区。

2) 对高层建筑宜垂直合理地分为高、低区。

3) 选择一用一备两台泵是最节能的工况。并联运行的总台数优选2台。

4) 热水采暖供热系统的一、二次水的动力消耗应控制，其耗电输热比EHR值应符合式(6.2.4)的要求。

6. 二次热网系统补水量为系统循环水量的2%。

7. 末端混水宜设加压泵，末端混水并设加压泵系统，可减小站内主循环泵的扬程和流量。

8. 减小换热器的水循环阻力，把换热器中水的流速控制在0.2~0.5m/s；热网的经济比摩阻控制在30~70Pa/m；除污器前、后设压力表，及时发现有堵塞时，及时清理，以降低阻力损失。

9. 监测与控制。

1) 热力站应设置供回水温度计、压力表和热表(或热水流量计)。补水系统应设置水表。每台循环泵及除污器前、后设压力表，每台换热器进、出口设压力表和温度计。

2) 热网循环水泵宜采用变转速调节控制，它能较好地实施分阶段改变流量的质调节方式。

3) 补水系统采用变频补水系统。

4) 热力站应采用根据室外气象条件自动调节供水温度的装置。

5) 热交换站控制系统应能有两种工作模式：就地控制模式和调度监控中心控制模式。

6.2.11 生活热水热交换站。

1. 生活热水热负荷应根据生活热水设计小时耗热量确定。

2. 生活热水日用水量大于10m³(以60℃计)，原水硬度大于300mg/L(以CaCO₃计)，宜进行水质软化处理。

3. 生活热水系统供水温度宜为55~60℃、回水温度宜为50~55%。特殊场所需要更高温度的热水时，可以采取局部二次加热方式或单独加热的方式。

4. 在热媒耗量能够满足要求，以及用户对水温和水压的波动没特殊要求时，优先选择快速式热交换器。

5. 生活热水的循环流量应根据热水配水管的热损失和热水配水管与回水管的温差来确定。循环水泵流量即为生活热水的循环流量，再通过详细的水力计算确定循环水泵的扬程。选择水泵时应确保水泵设计工作点在高效区。

6. 生活热水供水系统应按楼层适当分区，并与给水供水分区保持一致。供水系统不宜采用减压系统。

7. 监测与控制。

1) 热力站应设置供回水温度计、压力表和热表(或热水流量计)。补水系统应设置水表。每台循环泵前、后设压力表，每台换热器进、出口设压力表和温度计。

2) 系统中应设温控阀，使用换热器出水温度调节热媒的输入量。温控阀精度控制在±3℃。

3) 生活热水循环水泵应与热水温度连锁，适时起停泵。

4) 补水应优先采用屋顶水箱补水；若给水系统未设屋顶水箱，补水应采用变频调速水泵补水。

5) 热交换站控制系统应能有两种工作模式：就地控制模式和调度监控中心控制模式。

6.2.12 凝结水回收系统。

1. 采用蒸汽为热媒时，经技术经济比较合理时应回收用汽设备产生的凝结水。

2. 应根据疏水量、所用安全系数、压差、最大允许压力、设置位置，按规范和使用要求，选择适用、可靠、经济的优质疏水阀。

3. 热交换站宜选用蒸汽作动力的机械式回收泵。

4. 疏水管路应合理设计，保证凝结水回收系统的顺利运行。

1) 疏水管路上应在下列地方设置疏水阀。

①管路抬高处；

②减压阀、调节阀之前。

2) 凝结水回水管的管径计算时应考虑凝结水管道内存在的闪蒸汽量。

3) 若有几路回水，应根据压力的不同，分别接至回收泵。

6.2.13 热工监测与控制。

1. 热工监测。

1) 蒸汽锅炉机组应装设监测下列经济运行参数的仪表(见表6.2.13—1)。

表6.2.13—1 蒸汽锅炉机组应装设的监测经济运行参数的仪表

序号	参数名称	仪表类型			适用范围			备注
		指示	积算	记录	~<4t/h	6~10t/h	~>20t/h	
1	煤量、油量或燃气量	√	√		●	●	●	
2	蒸汽流量	√	√		●	●	●	
				√			●	
3	给水流量	√	√		●	●	●	
4	排烟温度、压力	√			●	●	●	
5	排烟含氧量或二氧化碳含量	√				●	●	

注：√和●分别表示设计应包括此项内容和适用范围。

2) 热水锅炉机组应装设监测下列经济运行参数的仪表(见表6.2.13—2)

表6.2.13—2 热水锅炉机组应装设的监测经济运行参数的仪表

序号	参数名称	仪表类型			适用范围			备注
		指示	积算	记录	≤2.8MW	≤4.2~7MW	≥14MW	
1	煤量、油量或燃气量	√	√		●	●	●	
2	锅炉进、出口水温	√			●	●	●	
				√			●	
3	锅炉循环水流量	√			●	●	●	
				√			●	
4	锅炉补给水流量	√	√		●	●	●	
5	排烟温度、压力	√			●	●	●	
6	排烟含氧量或二氧化碳含量	√				●	●	

注：同表6.2.13—1。

3) 锅炉房应装设监测下列经济运行参数的仪表(见表6.2.13—3)。

表6.2.1 3-3 锅炉房应装设的监测经济运行参数的仪表

序号	参数名称	仪表类型		
		指示	积算	备注
1	煤、油或燃气总耗量	√	√	
2	锅炉房总蒸汽流量	√	√	
3	一、二次热网循环水流量、总供热量	√	√	
4	热网补水流量	√	√	
5	原水总耗量	√	√	
6	凝结水回收量	√	√	
7	锅炉房总动力耗电量	√	√	
8	锅炉房照明耗电量	√	√	

注：同表6.2.13-1。

2. 热工控制。

1) 蒸汽锅炉应设置给水自动调节装置，额定蒸发量小于等于4t/h的蒸汽锅炉可设置位式给水自动调节装置，等于或大于6t/h的蒸汽锅炉宜设置连续给水自动调节装置。

2) 热水系统应设置自动补水装置；加压膨胀水箱应设置水位和压力自动调节装置。

3) 燃油、燃气锅炉应装设燃烧过程自动调节装置。

4) 额定蒸发量大于等于20t/h的燃煤蒸汽锅炉及额定出力大于等于14MW的燃煤热水锅炉宜设燃烧过程自动调节，宜采用微机控制。

5) 热网供热系统应设置温度补偿器。

6) 热力除氧设备应装设水位自动调节装置和蒸汽压力自动调节装置。

7) 真空除氧设备应装设水位自动调节装置和进水温度自动调节装置。

8) 减温减压装置应设置蒸汽温度和压力自动调节装置。

7. 空调蓄能

7.1 概述

7.1.1 与常规空调相比，大部分蓄能空调并不节能，也并非适用所有民用建筑，但在一定条件下，它能改善城市、地区电网供电状况，缓解电力负荷峰谷差现象，提高电厂一次能源利用效率。从这个意义而言，蓄能空调可作为一项“节能”技术而加以推广。

7.1.2 由于蓄能技术的应用，受建筑物使用功能、空调负荷特性、不同蓄能设备各自技术特点，工程所在地能源政策、电力峰谷时间段、投资回收年限等多项因素影响和制约，因此经细致而慎重的分析、比较，选择和确定适用、合理的蓄能方案就显得格外重要。同时在蓄能工程设计中，其自身也应采取相应的节能技术措施，优化设计，以达到最佳的节能效果。

7.1.3 除太阳能蓄热外，目前工程中应用较广泛的蓄能技术，主要有冰蓄冷、水蓄冷和(电)水蓄热等。

7.2 冰蓄冷

7.2.1 一般规定。

1. 凡执行峰谷电价，且峰谷电价差较大的地区，同时空调用电负荷不均衡，且空调用电峰谷时段与电网重叠的建筑工程，经技术经济比较，均可采用冰蓄冷空调系统。

2. 电价结构在冰蓄冷空调系统的技术经济分析中是十分重要的因素，因为冰蓄冷应用效益主要来自降低和节约运行费用，以回收与常规空调系统相比所增加的投资差额。通过工程实践，一般认为，当峰谷时段的电价差较大(最小峰谷电价比不低于3:1)，回收投资差额的期限不超过5年较为合理、可行(回收年限计算方法见附录F)。

3. 蓄冰装置一般分静态制冰和动态制冰两类。静态制冰的形式有内、外融冰冰盘管式，封装式(冰球、冰板式)等；动态制冰的形式有冰片滑落式，冰晶(冰浆)式等。蓄冰装置的选择，应根据工程具体情况和结合空调系统的技术要求而决定。目前我国工程中应用最多的是静态制冰的蓄冰装置。

4. 优化冰蓄冷空调系统的技术方案，综合应用先进的空调技术(如大温差供水，低温送风等)，在减少制冷设备的基础上，进一步减小泵、风机、系统管路、保温材料的规格、尺寸，同时也减少了相应的变、配电设备和电力增容费，充分利用建筑筏式箱形基础的空间或室外绿地、停车场等地下空间安置蓄冷罐、槽，尽量少占建筑有效面积和空间，这些投资的节省可以抵消或降低因增加蓄冰装置而引起的投资费用。

5. 除方案设计或初步设计，可使用系数法或平均法对空调冷负荷进行必要的估算外，施工图必须在蓄冷一放冷周期内进行逐项、逐时的冷负荷计算，并求得设计周期的空调总冷负荷(一般设计周期为一天)。(估算方法参见附录G)。

7.2.2 不同形式冰蓄冷系统的特点、容量计算及节能分析。

1. 相对于全负荷蓄冷，部分负荷蓄冷是冰蓄冷系统经常采用的一种类型，这种类型由于空调冷负荷是由制冷主机和蓄冰装置共同承担，投资相对较低，经济有效，应优先采用。

2. 并联系统的冰蓄冷形式，管路简单，易充分发挥冷机和蓄冰装置的出率，但二者间冷负荷的分配和调节控制复杂，造成供液温度较难恒定，适用于供、回水温差不过大的常规空调水系统。

串联系统因取冷溶液可经过冷机和蓄冰装置的两次换热，故可获得较低的供液温度，适用于大温差的空调水系统，亦为降低空调水泵的输送能效比和采用低温送风的空调形式提供了充分的技术条件。

3. 在串联系统中，当蓄冰装置处在上游时，回液先经过蓄冰装置，较高的回液、出液温度与冰的低温形成较大的换热对数温差，故装置可获得较高的融冰速率，与处在系统下游时相比，可减少装置的换热面积，形成投资价格的优势。但应该指出，冰是在较低蒸发温度下制成，用于系统高温端，未能充分利用冰低温的物理特性，这是蓄冰装置取得较大融冰速率的代价。因而，处在下游的主机，由于较低的进液、供液温度，蒸发温度随之降低，会引起制冷效率的下降。但主机处在下游的优点是，因主机供液温度的恒定容易控制，故对上游蓄冰装置供冷性能的稳定要求较低，适用的蓄冰装置种类更宽泛，而对整个系统而言，供冷的稳定性仍可得到保证。此外，当双工况主机采用多级离心机型时，由于调节性能好，仍可保持较高的COP值，使上述矛盾得到缓解。根据系统的特点，建议空调供水温度不宜过低($\geq 4^{\circ}\text{C}$)，温差可适度加大($6\sim 8^{\circ}\text{C}$)。

4. 在串联系统中，当双工况主机处在上游时，回液先经过主机，因较高的回液、出液温度，主机可获得较高的COP值。蓄冰装置位于系统下游的低温端，可充分利用冰低温的物理特性，因此适用于大温差($8\sim 10^{\circ}\text{C}$)的空调水系统。为保证整个系统供冷的量和质的稳定，因而对蓄冰装置融冰性能有较高的技术要求。同时，位于下游的蓄冰装置因较低的进液、供液温度，会造成融冰速率的下降，相对于蓄冰装置在上游的系统，会增加蓄冰装置融冰换热的面积或容量，进而影响投资造价。

5. 外融冰蓄冷系统可提供 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 供水温度，其冰层厚度一般为 $40\sim 65\text{mm}$ ，但应采取技术措施杜绝冰桥产生，否则会导致释冷周期内部分冰不能融化，造成效率损失。为了均匀水温，并平稳地制冰、融冰，一般由空气泵向槽内注入气泡，空气泵的发热量应计入蓄冰槽的冷量损失。外融冰的蓄冰系统还常用于工业项目和区域供冷。

6. 制冷机优先运行策略的特点是：空调负荷主要由制冷机供冷，不足部分用蓄冰装置补足。在满足空调负荷的前提下，采用这种方法计算所得的双工况主机和蓄冷装置的容量相对较小，初投资较低，主机利用的效率较高。但“移峰填谷”的效果有限，未能充分发挥冰蓄冷节能的技术优势。

7. 蓄冰装置优先运行策略的特点是：先以恒定的速度释放蓄冷装置冷量，不足部分由制冷主机补足，以满足空调负荷的需要。采用这种方法计算所得的双工况主机和蓄冰装置的容量较制冷机优先的方法大，但“移峰填谷”的效果较好，运行费用也更省。

8. 采用蓄冷装置在下游的串联系统宜选用蓄冷装置优先的运行策略。当载冷剂为定流量时，系统可获得稳定的主机和蓄冷装置之间的中间温度，使控制简便、运行可靠、容易实现。

采用主机在下游的串联系统和制冷机优先的运行策略时，也可获得类似上述系统的控制效果。

9. 优化控制的运行策略是在空调负荷预测的前提下，综合采用主机优先和蓄冰装置优先等技术特点，在保证空调质量的同时，应尽可能把融冰释放的冷量用于电价最高的峰时段，以达到移峰填谷的效果最佳、运行费用最省的目的。

10. 各种类型和不同运行策略的双工况主机和蓄冰装置的容量计算方法见表7.2.2。

表7.2.2 双工况主机和蓄冰装置的容量计算方法

冰蓄冷类型	运行策略	计算内容	公式	备注
全负荷蓄冷	制冷主机晚上谷时制冰蓄冷，白天空调时蓄冷装置融冰供冷。	1.蓄冷装置有效容量	$Q_s = \sum_{i=1}^{24} q_j$ (7.2.2-1)	Q_s ——蓄冷装置有效容量 (kW·h); Q_{s0} ——蓄冷装置名义容量 (kW·h); q_i ——建筑物逐时冷负荷(kW); ε ——蓄冷装置的实际放大系数 (无因次); q_c ——制冷机标定制冷量(kW); n_1 ——夜间制冷机在蓄冷工况下运行小时数(h); C_f ——制冷机蓄冷时制冷能力的变化率，即实际制冷量与标定制冷量的比值; n_2 ——白天制冷机在空调工况下运行的小时数(h); q_{max} ——空气调节系统的最大小时冷负荷(kW); \bar{q}_c ——蓄冷装置每小时恒定的释冷量(kW)
		2.蓄冷装置名义容量	$Q_{s0} = \varepsilon Q_s$ (7.2.2-2)	
		3.制冷机标定制冷量	$q_c = \frac{Q_s}{n_1 C_f}$ (7.2.2-3)	
部分负荷蓄冷	制冷机优先	1.制冷机标定制冷量	$q_c = \frac{\sum_{i=1}^{24} q_i}{n_2 + n_1 C_f}$ (7.2.2-4)	
		2.蓄冷装置有效容量	$Q_s = n_1 C_f q_c$ (7.2.2-5)	
		3.蓄冷装置名义容量	$Q_{s0} = \varepsilon Q_s$ (7.2.2-6)	
	蓄冰装置优先	1.主机标定制冷量	$q_c = \frac{q_{max} n_2}{n_2 + n_1 q_c}$ (7.2.2-7)	
		2.蓄冷装置有效容量	$Q_s = n_1 C_f q_c$ (7.2.2-8)	
		3.蓄冷装置名义容量	$Q_{s0} = \varepsilon Q_s$ (7.2.2-9)	
		4.蓄冷装置恒定的释冷量	$\bar{q}_c = \frac{Q_s}{n_2}$ (7.2.2-10)	

注：1. 蓄冰装置优先的计算公式参照约克公司的相关资料。

2. ε 应包括蓄冷系统中溶液泵发热、管路得热等相关的冷损耗。

3. 在工程实施中，经常设计和计算在先，设备招标在后。设计应会同产品生产厂或供应商完成对中标设备的技术确认，并应以产品电脑选型计算书为依据，对设计计算进行调整。

11. 与常规空调系统相比，蓄冰空调系统要复杂得多，在某些情况下，仍须对表7.2.2中公式的计算结果进行复核和调整。

1) 表7.2.2公式中制冷机优先运行策略的计算公式是依据设计日总冷负荷来确定设备容量的，但公式并未考虑逐时负荷 q_i 值在峰谷时段的差异程度。采用“机优先”策略的蓄冷系统，运行的先决条件是在白天空调 n_2 小时内，主机 q_c 是满载工作的。假如在 n_2 的某些时段，空调负荷小于双工况主机标定制冷量 q_c 的值，即这些时段主机制冷量有裕量，那么按式(7.2.2-5)计算所得的蓄冰装置容量会偏小，其差值恰恰是上述主机裕量的累计值。

2) 表7.2.2中公式计算蓄冰装置的容量,是以制冷机的蓄冰能力 c_f 值和蓄冰时间 n_1 为切入点的,全未顾及蓄冰装置的融冰技术性能。在系统中,蓄冰装置应承担蓄冰和融冰两项任务,两者功能同等重要,不可偏废。众所周知,不同类型的蓄冰装置,其蓄冰和融冰的技术性能会有很大差异;即使同一蓄冰装置同一蓄冰容量,采用不同的融冰方式,不同的融冰取冷量,或在不同的系统中,处于不同的位置,在不同的溶液温度条件下运行,必定会有不同的融冰速率。因此,对于实行“机优先”,运行策略的系统,尤其在空调峰谷差值较大的情况下,应复核蓄冰装置能否满足空调负荷峰时的最大融冰取冷量;对于实行“冰优先”运行策略的系统,应复核乃:空调时段的后期,当蓄冰装置的蓄冰量减少后,是否仍能满足稳定的融冰供冷量和稳定的供液温度;不能满足时,应调整蓄冰装置的换热面积或容量(这类复核计算,应在设计配合下,由产品生产厂或供应商完成)以保证空调系统的正常使用。

7.2.3 双工况制冷主机与节能。

1. 《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005规定了水冷式冷水机组在额定制冷工况和规定条件下性能系数(COP)和部分负荷性能系数(IPLV)的最低值。以乙二醇溶液为载冷剂的水冷式机组的COP、IPLV值要比水冷式冷水机组低,双工况主机在蓄冰工况时的COP值比空调工况更低。从节能视角看,蓄冰系统中主机COP值的确定,应更加重视。

2. 由于冰蓄冷系统相对常规空调冷源的系统配置更复杂、投资更昂贵,而且主机在制冷和制冰两种工况下交替运行,因而应比一般冷水机组更具可靠的稳定性和良好的调节性能,并要求机组在两种工况条件下均能达到较高的能效比。目前市场上双工况机组产品的生产厂家比一般冷水机组的生产厂家少得多,而且我国尚未能制定出双工况机组的市场准人的最低COP值,因此要根据市场产品的具体情况,尽量选用COP值高、性价比好,且质量可靠的产品。表7.2.3推荐和介绍双工况主机主要生产厂家的产品技术特性,供选用时参考。

表7.2.3 蓄冷制冷机的特性

双工况冷水机组形式	制冷机性能系数(COP)		典型选用容量范围(空调工况下)	
	空调工况	蓄冷工况	(kW)	(RT)
往复式	4.1~5.4	2.9~3.9	90—530	25~150
螺杆式	4.1~5.4	2.9~3.9	180~1900	50—550
离心式	5~5.9	3.5~4.5	700~7000	200~2000

注: 1. 空调工况: 冷却水的进出水温度32/37%, 载冷剂供回液温度7/12%; 蓄冷工况冷却水进出水温度30/33℃, 载冷剂供液温度-5.5~C。

2. 上表列出的机组COP值是参考范围值, 实际冰蓄冷项目选用机组时, 应根据工程的使用条件, 以产品生产厂提供具体机组电脑选型计算书为准。

3. 双工况机组的cr值(制冰工况与空调工况制冷量的比值)一般为0.60~0.75, 数值高的机组性能较好。

3. 目前我国冰蓄冷工程中最常选用的是螺杆式制冷机, 当制冷量较大时可选用多级离心式制冷机, 工程规模不大, 制冷量较小时, 也可用活塞式制冷机。

4. 一般而言, 冷凝温度每降低1℃, 双工况机组的产冷量可提高1.5%, 因此应根据当地气象条件在机组允许的技术范围内, 尽可能降低冷却水的供水温度。

5. 基载主机。

系统制冰蓄冷时, 如有连续且较大的空调负荷时, 宜另设基载主机独立向空调系统供冷, 以获取较高的制冷效率, 降低能耗。

7.2.4 载冷剂泵与节能。

1. 水泵在空调系统中占有相当的能耗比例,《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005规定了空调水系统的最大输送能效比ER的值,影响ER值的三个因素为泵的扬程、供回液温差和泵的工作点效率(%)。在选用载冷剂溶液泵时也应参照这些原则,降低系统的输送能效比。

2. 溶液泵的扬程不应估算,可先对系统设备管路的压降做水力计算,再按溶液浓度的百分比,乘以相应的系数。25%~30%(质量比)的乙烯乙二醇溶液在同样载冷量和温度条件下,所需流量约是水的1.08~1.1倍,管道阻力修正系数是1.22~1.386倍。

3. 一般选择蛇形盘管式蓄冷装置时,压降值宜控制在70~100kPa,最大不应超过120kPa。板式换热器的压降一般不大于0.1 MPa。

4. 溶液泵的流量应首先满足双工况主机选型所需(在空调工况时,供回液温差不小于5℃),并经其他相关设备选型时确认。在确保系统正常运行的前提下,载冷剂流量不宜过大。

5. 冰蓄冷系统在蓄冰、融冰、空调等不同运行模式时,载冷剂的流量和压降均会发生变化,选泵时应综合考虑系统不同运行模式时的流量和扬程,使泵的特性曲线能满足系统流量和扬程的最大需求,并使泵在各工作点均处在效率较高的区域。

6. 当系统规模较大或流量、压降值变化较大时,可采用变频调速装置,亦可按功能分别设泵,或采用二次泵系统。

7.2.5 自控。

1. 一般冰蓄冷系统常有的工作模式有以下五种:①主机制冰蓄冷;②主机单独空调整冷;③主机、蓄冷装置联合供冷;④蓄冷装置单独空调供冷;⑤主机制冰蓄冷的同时,供部分空调冷量。因此自控装置必须满足冰蓄冷系统不同工作模式的自动切换和相关设备、阀门的启停、开关等控制。

2. 根据空调负荷的变化,完成制冷机和蓄冰装置间的供冷负荷分配。

3. 调节和控制蓄冰槽的融冰速度。在机优先的运行策略中,蓄冰槽的融冰速率必须满足最大小时负荷时所需的放冷量;在冰优先的运行策略中,蓄冰槽在保持稳定的融冰速度的同时,还应尽量保持放冷温度的恒定。

4. 预测空调负荷,依据空调负荷变化情况,对系统做优化控制。

7.3 水蓄冷

7.3.1 水蓄冷是利用水温变化储存显热量的蓄能技术之一。一般水蓄冷的蓄冷温度为4~6℃,蓄冷温差为6~10℃,单位蓄冷能力7~11.6kW·h/m³。与潜热式蓄冷相比,系统简单,制冷机可采用普通冷水机组,性能系数COP值高,投资增加较少,回收期短;但蓄冷体积大,因而工程的应用受到限制。与常规空调系统相比,水蓄冷系统通常可减少制冷设备容量的25%—35%。

7.3.2 凡执行峰谷电价的地区,空调用电负荷不均衡,且峰谷时段与电网重叠,又有条件设置蓄冷水池的新、改建工程,经技术经济比较,均可采用水蓄冷空调系统。

7.3.3 水蓄冷的蓄能类型分成全负荷蓄冷和部分负荷蓄冷两种,完全削峰蓄冷是部分负荷蓄冷的特殊情况。

1. 全负荷蓄冷型的建设费用高,占地面积大,应有条件采用。这种蓄冷形式运行费用最省。

2. 部分负荷蓄冷型的建设费用比常规空调系统略高,运行费用相对较低,故应用较广泛。其中完全削峰蓄冷形式单位蓄冷量的运行费用最低。

3. 水蓄冷的蓄能形式应根据建筑场地允许条件及空调系统的具体要求等工程情况确定。

7.3.4 水蓄冷空调系统的设计步骤:

1. 设计者需掌握的基本资料：当地电价政策、建筑物的类型及使用功能、可利用空间(放置水蓄冷设备)等。

2. 确定建筑物设计日的空调逐时冷负荷及设计日总冷负荷。

3. 根据工程项目的实际情况，确定蓄能类型和运行参数。

4. 根据建筑物的具体条件，确定蓄冷水池的形状与大小。

5. 确定制冷机组和蓄冷设备的容量。

6. 确定蓄冷系统的运行模式与控制策略。

7. 进行技术经济分析，计算出水蓄冷系统的投资回收期，回收年限计算方法可参照附录F。

7.3.5 蓄冷水池的设计。

1. 蓄冷水池宜采用分层法，也可采用多水槽法、隔膜法或迷宫与折流法。采用分层法时，如条件允许，蓄冷水池应尽可能加深，水池中的水流分配器应设计合理，使供、回水在充冷和放冷循环中在池内产生重力流，形成并保持一个斜温层，其厚度不大于1m。蓄冷水池的容积计算方法如下：

$$V = \frac{Q_s \square K_d}{\eta \square \rho \square \Delta t \square C_p \square \varphi} \quad (7.3.5)$$

式中：V——蓄冷水池容积(m³)；

Q_s ——总蓄冷量(kW·h)；

K_d ——冷损失附加率，一般取1.01—1.02；

η ——水池容积率，一般取0.96~0.99；

ρ ——蓄冷水密度，取1000kg/m³；

Δt ——蓄冷水池进、出水温差，一般取6~10℃；

C_p ——水的定压热容量[kW/(kg·℃)]；

φ ——蓄冷水槽完善度，考虑放冷斜温层影响，一般取0.9~0.95。

2. 根据自然分层蓄冷水槽内的热力特性和蓄、放冷时蓄冷水槽内水的流态要求，蓄冷水槽内的温度以4℃较合适，因此时水的比重最大。为减少蓄冷水槽建设费用和提高蓄冷密度，在条件允许时，蓄冷水槽进、出水温差应尽量选取较大值。

3. 充分利用工程项目的消防水池，将其改造成蓄冷水池，少占建筑面积和空间。蓄冷水池也可用于冬天蓄热，但应另辟消防水池。

7.3.6 冷水机组容量计算：

1. 完全蓄冷方式：

$$q_c = \frac{Q_c \square K}{n_2} \quad (7.3.6-1)$$

式中 q_c ——冷水机组的制冷量(kW)；

Q_c ——设计日空调负荷总冷量(kw·h)；

K ——冷损失附加率，取1.01~1.02；

n_2 ——晚间蓄冷运行时间(h)。

2. 部分蓄冷方式：

$$q_c = \frac{Q_c \square K}{n_1 + n_2} \quad (7.3.6-2)$$

式中 n_1 ——白天空调冷水机组运行时间(h)。

7.3.7 当系统供、回水温差较大时，为了减少蓄冷工况的电耗，可将用于蓄冷的冷水机组进行串联连接，每一级冷水机组降温为蓄冷温差的一半。这样，可减少第一级蓄冷冷水机组的耗电，提高水蓄冷系统的经济效益。

7.3.8 水蓄冷空调系统及设备配置的形式：

1. 水蓄冷系统设备配置有三种形式：①冷水机组在蓄冷水池下游的串联形式；②冷水机组在蓄冷水池上游的串联形式；③冷水机组与蓄冷水池并联的形式。
2. 串联形式仅在冷用户要求供冷温差较大的场合，一般空调采用并联方式较多。并联方式的水蓄冷系统见图7.3.8。

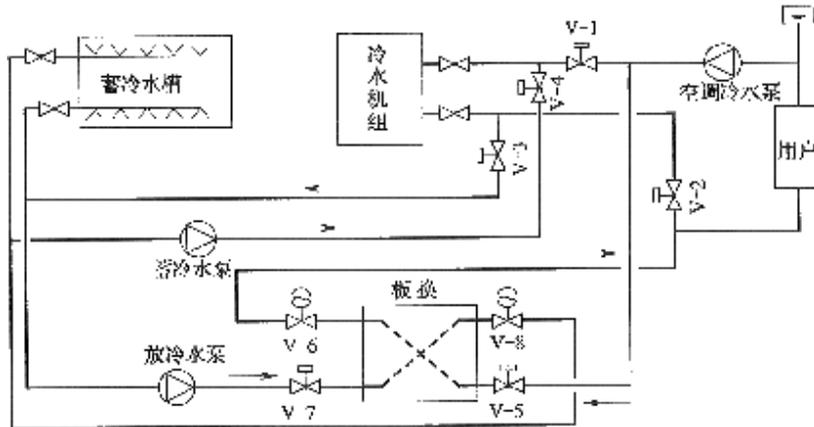


图7.3.8 并联方式水蓄冷系统

7.3.9 水蓄冷系统的自控除应具备常规空调系统所有的技术条件外，还应满足以下要求：

1. 一般水蓄冷系统常有的工作模式有以下五种：①制冷机组蓄冷；②制冷机组供冷；③蓄冷设备放冷；④制冷机组供冷与蓄冷设备同时放冷；⑤制冷机组蓄冷与蓄冷设备同时放冷。因此自控装置必须满足水蓄冷系统不同工作模式的自动切换和相关设备、阀门的启停、开关等控制。
2. 根据空调负荷的变化，完成制冷机和蓄冷装置间的供冷负荷分配。
3. 并联方式的水蓄冷系统的控制点布置参见图7.3.8，在各种运行模式中的工作状态见表7.3.9。

表7.3.9 各种运行模式下设备及控制点的工作状态

序号	运行模式	冷水 机组	蓄冷 水泵	放冷 水泵	空调 冷水泵	工作状态							
						V-1	V-2	V-3	V-4	V-5	V-6	V-7	V-8
1	常规供冷	开	关	关	开	开	开	关	关	关	关	关	关
2	单独蓄冷	开	开	关	关	关	关	开	开	关	关	关	关
3	单独放冷	关	关	开	开	关	关	关	关	开	调节	开	调节
4	供冷与放冷	开	关	开	开	开	开	关	关	开	调节	开	调节
5	蓄冷与放冷	开	开	开	开	关	关	开	开	开	调节	开	调节

7.4 电水蓄热

7.4.1 电水蓄热系统是指在电力低谷电期间，以水为介质将电锅炉产生的热量储存在蓄热装置中，适时供应给用热设备的系统。《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005对采用电热锅炉作为采暖和空气调节系统的热源有严格的条件限定。符合条件，并经技术经济比较，方可采用电水蓄热系统。

7.4.2 电水蓄热分全负荷蓄热和部分蓄热两种类型。

1. 全负荷蓄热适用于全天热负荷较小的建筑和峰谷电价差较大的地区。利用夜间低谷电进行蓄热，日间用电高峰和平段时间不启用电锅炉，建筑物所需负荷全部由蓄热装置提供。

2. 部分负荷蓄热是利用夜间低谷电进行蓄热，日间的空调负荷由蓄热装置和电热锅炉共同承担，因此，采用这种蓄热形式还应符合下列条件之一：

- 1) 电力充足、供电政策支持和电价优惠地区的建筑。
- 2) 无集中供热和燃气源，用煤、油等燃料受到环保或消防严格限制的建筑。

7.4.3 按不同的蓄热温度，系统可按表7.4.3分类。

表7.4.3 蓄热系统的分类

系统分类	定义	特点	适用范围
常压蓄热	蓄热温度低于常压下水的沸点温度，一般为90~95%	1.控制和保护系统要求较低； 2.蓄热装置在常压下工作，蓄热装置加工要求一般； 3.蓄热和供热温差有限，运行费用较高； 4.单位体积蓄热量较小，蓄热装置体积较大	一般用于空调和生活热水系统
高温蓄热	蓄热温度高于常压下水的沸点温度，一般为120—140%	1.可以供应温度较高的热水，能满足不同功能的需要，特别是对末端为散热器的采暖系统更为可行； 2.单位体积蓄热量较大，减小储热罐的体积，降低储热系统的占地面积； 3.降低水泵等设备及管道投资，降低运行费用； 4.安全保护和自动控制系统复杂	一般用于散热器采暖和空调系统

7.4.4 在安全、经济和合理的原则下选择电锅炉，优先采用国家推广的节能环保新产品，电锅炉平均运行热效率宜不低于94%。

1. 全负荷蓄热模式的电锅炉功率：

$$N = \frac{Q_h \cdot k \cdot \eta}{n_1} \quad (7.4.4-1)$$

式中：N——电锅炉功率(kW)；

Q_h ——日总热负荷，一般采用热负荷乘以采暖时间(kW·h)；

n_1 ——晚上蓄热时间，一般为当地的低谷电时间(h)；

k——热损失附加率，一般取1.05~1.10；

η ——电锅炉的热效率。

2. 部分负荷蓄热模式的电锅炉功率：

$$N = \frac{Q_h \cdot k \cdot \eta}{n_1 + n_2} \quad (7.4.4-1)$$

式中： n_2 ——白天采暖时间(h)。

7.4.5 蓄热装置的有效容积计算:

$$V = \frac{N \eta_2 \eta \eta_0 0.86}{\Delta T} \quad (7.4.5)$$

式中: V ——蓄热装置的有效容积(m^3);

ΔT ——蓄热温差($^{\circ}C$); 可按照表7.4.5取值。

表7.4.5 不同系统的蓄热温差

用途	蓄热温度($^{\circ}C$)	二次供回水温度($^{\circ}C$)	一次供回水温度($^{\circ}C$)	蓄热温差($^{\circ}C$)
空调系统	90	60/50	90/55	35
	130	60/50	130/55	75
散热器采暖系统	130	95/70	130/75	55

7.4.6 开式蓄热装置的设计应考虑热温水混合、死水空间和储存效率等问题,蓄热装置的能源利用率宜不低于90%。蓄热装置设计目前最常用的有迷宫式、隔膜式、多槽式和温度分层式,其中温度分层式由于其结构简单、投资及维护费用低等特点,应用最为广泛。

温度分层系统是根据水在不同的温度下具有不同的密度、会产生不同浮力的原理,使冷热水自行分离的系统,主要有三种形式:无隔板式温度分层、水平分隔板式温度分层和管道垂直分隔槽式,见附录H。

7.4.7 一般将蓄热系统与用热系统通过热交换器进行隔离,蓄热系统中需采用板式换热器以提高系统的效率。板式换热器的换热量取采暖或空调尖峰热负荷,热水二次侧(末端侧)供回水温度根据系统需求选取,热水一次侧(蓄热侧)供回水温度选取见表7.4.5。

7.4.8 蓄热循环水泵选用要求及节能技术的应用。

1. 蓄热循环水泵选用时应特别注意水泵的工作温度,采用专门的热水泵。
2. 在满足加热需要的前提下,宜降低系统的内循环量,如将水一次加热到设计温度,以减少水泵能耗。
3. 在高温蓄热系统中,应采取防止水泵因入口温度过高而产生汽化的技术措施。
4. 电蓄热系统应采用水泵变频技术。

7.4.9 并联的电水蓄热系统,因投资较高、控制较复杂、热效率低,而较少使用。电锅炉在下游的串联电水蓄热系统,因蓄热装置的斜温层区域的温水能由电锅炉的再加热而获得较高的热效率;并可采用大温差蓄热、供热,减少水泵及配件投资,降低了运行费用。串联的电水蓄热系统见图7.4.9。

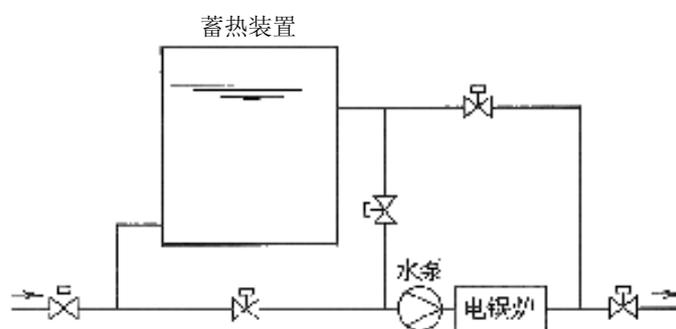


图7.4.9 串联的电水蓄热系统示意图

7.4.10 自控系统应保证蓄热系统安全、可靠、高效运行。

1. 电锅炉应设置超温、超压、缺水、过流、短路、漏电、过电压和缺相等多种保护。
2. 电锅炉应设置电热元件分组投入运行和退出的自行控制装置。
3. 电锅炉应设置负荷自动调节装置，根据负荷变化自动减少或增加输入功率。
4. 电蓄热系统应具备调节供水温度和蓄热温度的功能。

7.4.11 电水蓄热系统其他应注意的事项：

1. 蓄热温度高于沸点温度的高温蓄热装置应符合《压力容器安全技术监察规程》，系统应有多重保护措施。
2. 蓄热装置不应与消防水池合用。
3. 蓄热装置一般宜采用钢制，形式可以因地制宜采用矩形或圆形，置有一定的高度以利于温度分层。
4. 在日常运行中，应根据日负荷变化的情况选择合适的运行方式，再考虑进入平段和峰段运行。卧式或立式，一般要求蓄热装充分利用电网低谷电力，然后
5. 在满足用热要求的前提下，宜减低蓄热或供热温度，以减少散热损失。
6. 电蓄热系统中的设备及管道保温应确保完好、严密，以减少散热损失。
7. 开式系统的蓄热温度应低于95℃，以免发生汽化。

8 热泵系统

8.1 空气源热泵系统

8.1.1 一般规定。

1. 空气源热泵机组的选择应根据不同气候区，
 - 1) 适用于夏热冬冷地区的中、小型公共建筑。
 - 2) 夏热冬暖地区采用时，应根据热负荷选型，机组提供。按下列原则确定：不足冷量可由性能系数(COP)较高的水冷却冷水
 - 3) 在寒冷地区，当冬季运行性能系数低于1.8或具有集中热源、气源时不宜采用。

注：冬季运行性能系数指冬季室外空气调节计算温度时的机组供热量(W)与机组输入功率(W)之比。

2. 热回收式热泵机组的使用场合，按下列原则确定：

- 1) 适用于需要保持恒温恒湿的场所，如美术馆、博物馆、计算机房、手术室等。
- 2) 适用于水系统为四管制的建筑，如高级办公楼、高档宾馆等。
- 3) 适用于夏热冬暖地区，冬、夏季均需要生活热水的场所。
- 4) 在夏热冬冷、寒冷地区，为生活热水提供热源时，应进行技术经济比较。

8.1.2 设计原则及要点。

1. 空气源热泵机组，应优先选用性能系数(COP)高的机组。在额定制冷工况和规定条件下，性能系数(COP)不应低于表8.1.2的规定。

表8.1.2 冷水(热泵)机组制冷性能系数

类 型	额定制冷量(kW)	性能系数(W/W)
活塞式/涡旋式	≤50	2.40
	>50	2.60
螺杆式	≤50	2.60
	>50	2.80

2. 热泵机组的单台容量及台数的选择，应能适应空气调节负荷全年变化规律，满足季节及部分负荷要求。当空气调节负荷大于528kW时不宜少于2台。

3. 空气源热泵机组的选型，应符合下列要求：

- 1) 机组名义工况制冷、制热性能系数应高于国家现行标准。
- 2) 具有先进可靠的融霜控制，融霜所需时间总和不应超过运行周期时间的20%。
- 3) 在冬季寒冷、潮湿的地区，需连续运行或对室内温度稳定性有要求的空气调节系统，应按当地平衡点温度确定辅助加热装置的容量。
- 4) 对于夏热冬冷、夏热冬暖、温和地区，可采用复合式冷却的热泵机组。

5) 对于有同时供冷、供热要求场合, 可选用热回收式热泵机组。

注: 复合式冷却热泵机组设有风冷冷凝器和水冷冷凝器, 夏季一般使用水冷冷凝器, 冬季时则切换至风冷冷凝器。

4. 空气源热泵机组冬季的制热量, 应根据室外空气调节计算温度修正系数和融霜修正系数, 按下式进行修正:

$$Q = q \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (8.1.2)$$

式中 Q ——机组制热量(kW);

q ——产品样本中的瞬时制热量(标准工况: 室外空气干球温度7℃、湿球温度6℃)(kW);

K_1 ——使用地区室外空气调节计算干球温度的修正系数, 按产品样本选取;

K_2 ——机组融霜修正系数, 每小时融霜一次取0.9, 两次取0.8。

注: 每小时融霜次数可按所选机组融霜控制方式、冬季室外计算温度、湿度选取, 或向生产厂家咨询。

5. 采用热回收式热泵机组时应注意以下事项:

- 1) 热回收器热水供水温度一般为45~60℃。
 - 2) 当热水使用与热回收非同时运行, 或热回收能力小于小时最大耗热量时, 应设置热水储水箱。
 - 3) 当热回收直接提供生活热水时, 热回收器的所有连接水管应采用不锈钢管或铜管。
6. 寒冷地区采用空气源热泵机组应注意以下事项:
- 1) 室外计算温度低于-10℃的地区, 应采用低温空气源热泵机组。
 - 2) 室外温度低于空气源热泵平衡点温度(即空气源热泵供热量等于建筑耗热量时的室外计算温度)时, 应设置辅助热源。使用辅助热源后, 应注意防止冷凝温度和蒸发温度超出机组的使用范围。
 - 3) 在有集中供热的地区, 不宜采用。
 - 4) 在有集中供热的地区, 过渡季节需要供热时可采用。
 - 5) 非连续运行时, 空调水系统应考虑防冻措施。
7. 空气源热泵的最低室外温度使用范围分别为-7℃、-10℃、-15℃, 适用不同地区的要求。
8. 空气源热泵机组应设有融霜自动控制, 宜采用模糊控制除霜方法。
9. 空调水泵台数应按热泵机组台数一对一设置, 台数3台以上时可不设备用泵。
10. 热泵机组设置位置应通风良好, 避免气流短路及建筑物高温高湿排气。
11. 热泵机组布置应注意以下事项:
- 1) 为防止空气回流及机组运行不佳, 热泵机组各个侧面与墙面的净距如下: 机组进风面距墙大于1.5m, 机组控制柜面距墙大于1.2m, 机组顶部净空大于15m。
 - 2) 两台机组进风面间距一般不小于3.0m。
 - 3) 机组周围墙面只允许一面墙面高度高于机组高度。
 - 4) 热泵机组基础高度一般应大于300mm, 布置在可能有积雪的地方时, 基础高度需加高。

8.2 地下水地源热泵系统

8.2.1 一般规定。

1. 在进行地下水地源热泵系统方案设计前, 应咨询、了解当地政策法规是否允许开采地下水。采用地下水地源热泵系统时应保证不破坏、不污染地下水资源。

2. 在政策许可的条件下应进行工程场地状况调查, 在确定有可利用的地下水资源时, 应对工程场地进行水文地质勘察和水文地质试验。

3. 应根据地下水换热系统的设计方案进行地下水地源热泵系统可行性及技术经济比较, 确定是否采用地下水地源热泵系统。采用地下水地源热泵系统时, 应向当地水资源行政管理部门提出申请, 取得取水许可。

4. 地下水换热系统应根据水文地质勘察资料进行设计。地下水被利用后, 应采取可靠的回灌措施, 将利用后的地下水全部回灌到同一含水层, 并不得对地下水资源造成浪费及污染。

5. 地下水供水管和回灌管均不得与市政管网相连。

8.2.2 地下水地源热泵系统设计原则。

1. 在水温适宜、水量充足稳定、水质较好、开采方便且不会造成地质灾害及当地政策法规允许的条件下, 空调系统的冷热源可优先选用地下水地源热泵系统。

2. 热源井的设计单位应具有水文地质勘察资质, 热源井的设计应符合现行国家标准《供水管井技术规范》GB 50296—99的规定。

3. 当地下水换热系统的勘察结果符合地下水地源热泵系统要求时, 应将勘探孔完善成热源井。

4. 为确保地下水地源热泵系统长期稳定运行, 地下水的持续出水量应满足地下水地源热泵系统最大放热量或吸热量的要求。抽水管和回灌管上应设置计量装置, 并且对地下水的抽水量、回灌量及其水质应定期进行检测。

5. 地下水地源热泵机组的选择应根据建筑物使用要求、装机容量、运行工况、负荷变化规律及部分负荷运行的调节要求等因素综合确定。

6. 地下水地源热泵机组性能应符合现行国家标准《水源热泵机组》GB/T 19409—2003的相关规定, 且应满足地下水地源热泵系统运行参数的要求。

8.2.3 地下水地源热泵系统设计要点。

1. 热源井数目应结合工程场地情况和水文地质试验结果进行合理布置, 并应满足持续出水量和完全回灌的要求。

2. 热源井井管应严格封闭, 井内装置应使用对地下水无污染的材料, 井口处应设检查井。

3. 抽水井和回灌井宜能相互转换, 其间应设排气装置。抽水管与回灌管上均应设置水样采集口及监测口。地下水供水管道宜保温。

4. 为预防和处理回灌井堵塞, 设计中应考虑回扬措施, 并应根据含水层的渗水性、回灌井的结构和回灌方法确定回扬次数和回扬持续时间。

5. 地下水水质应满足《采暖通风与空气调节设计规范》GB 50019—2003第7.3.3条条文说明的要求, 当水源水质不能满足要求时, 应相应采取有效的过滤、沉淀、灭藻、阻垢、除垢和防腐等措施。

6. 地下水系统宜采用变流量设计, 根据空调负荷的变化, 动态调节地下水用水量, 既尽量减少地下水用量, 又充分降低地下换热系统的运行费用。

7. 地下水地源热泵系统采用集中设置的机组时, 应根据水源水质条件确定采用直接或间接式系统; 采用分散小型单元式机组时, 应设板式换热器间接换热。

8. 应根据建筑物的特点和使用功能经过技术经济比较来确定地下水地源热泵机组的形式, 并根据不同地区地下水的温度参数来确定机组合理的运行工况, 提高地下水地源热泵系统的整体运行性能。

9. 在水源热泵机组外进行冷、热转换的地下水地源热泵系统应在水系统管路上设置冬、夏季节的功能转换阀门, 转换阀门应性能可靠, 严密不漏, 并做出明显标识。

10. 地下水直接进入地下水地源热泵机组时, 应在水系统管路上预留机组清洗用旁通阀。地下水通过板式热交换器间接与地下水地源热泵机组换热时, 在板式热交换器循环回路上应设置开式膨胀水箱或闭式稳压补水装置。

11. 地下水地源热泵系统在供冷、供热的同时,宜利用地下水地源热泵系统的热回收功能提供(或预热)生活热水,不足部分由其他方式补充。生活热水的制备可以采用制冷剂环路加热或水路加热的方式。生活热水的供应,应按照现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015—2003的规定执行。

12. 建筑物内系统循环水泵的流量,应按地下水地源热泵机组蒸发器和冷凝器额定流量的较大值确定,水泵扬程为管路、管件、末端设备、蒸发器或冷凝器(选取较大值)的阻力之和。

8.3 地表水地源热泵系统

地表水包括河水、湖水和海水等,本节中的措施范围不包含海水源热泵系统。海水源热泵系统将在8.5节中介绍。

8.3.1 一般规定。

1. 地表水源中的热能为可再生能源,有条件场合应优先采用地表水地源热泵空调系统。
2. 地表水地源热泵空调系统的应用,应符合国家和当地政府的现有规范、规定与规划要求。
3. 地表水地源热泵空调系统方案,应根据工程的具体条件、地表水资源的勘察与环境评估等资料,经技术经济比较确定。

8.3.2 地表水地源热泵系统设计原则。

1. 地表水地源热泵空调系统选用的水源热泵机组名义工况能效比(EER)与性能系数(COP)应满足相关标准的规定。

2. 建筑同时存在空调冷负荷与空调热负荷或生活热水供热负荷时,宜选用有热回收功能的水源热泵机组。

3. 设备选配、管路设计与运行控制模式应能适应水源热泵机组功能的转换与建筑空调冷(热)负荷及生活热水供热负荷的变化,取得系统的最高运行效率。

4. 地表水换热系统的换热量应根据设计工况地表水地源热泵空调系统的取热量和释热量计算确定,应能同时满足设计工况系统取热量和释热量要求。

5. 地表水换热系统对地表水体的温度影响应限制在:周平均最大温升不超过 1°C ,周平均最大温降不超过 2°C 。地表水换热系统的最大换热能力因此要做校核计算。

6. 冬季运行(包括运行状态与非运行状态)时,水源输送系统或地表水换热器系统应有防冻措施。如冬季极端工况不能满足系统供热要求时,应设另外的备用热源或补热系统。

7. 夏季空调设计工况地表水换热器系统设计供回水温差不应低于 5°C ,地表水换热系统水泵的输送能效比(ER)应不大于0.0241。水泵宜采用变频控制,系统变水量运行。

8.3.3 地表水地源热泵系统设计要点。

1. 地表水地源热泵空调系统根据利用地表水方式的不同,分为开式地表水地源热泵空调系统与闭式地表水地源热泵空调系统。开式系统直接从水体抽水和向水体排水,闭式系统通过沉于水体的换热器(地表水换热器)向水体排热或从水体取热。

2. 地表水水质较好或水体深度、温度等不适宜采用闭式地表水换热系统,并经环境评估符合要求时,宜采用开式地表水地源热泵空调系统。

3. 开式地表水换热系统取水口应选择水质较好的位置,且于回水口的上游、远离回水口,应避免取水与回水短路。取水口(或取水口附近一定范围)应设置污物初步过滤装置。取水口水流速度不宜大于 1m/s 。

4. 开式地表水换热系统地表水侧应有过滤、灭藻、防腐等可靠的水处理措施,同时做水质分析,

选用适应水质条件的材质制造的冷剂—水热交换器或中间水—水热交换器，并在热交换器选择时取合适的污垢系数。水处理不应污染水体。

5. 开式地表水换热系统宜设可拆式板式热交换器作中间水—水热交换器，热交换器地表水侧宜设反冲洗装置。

6. 开式地表水换热系统中间水—水热交换器选用板式换热器时，设计接近温度(进换热器的地表水温度与出换热器的热泵侧循环水温度之差)不应大于 2°C 。中间热交换器阻力宜为 $70\sim 80\text{kPa}$ ，不应大于 100kPa 。

7. 地表水水体环境保护要求较高或水质复杂，水体面积、水深与水温合适时，宜采用闭式地表水地源热泵空调系统。

8. 闭式地表水换热器的换热特性与规格应通过计算或试验确定。

9. 闭式地表水换热器选择计算时，夏季工况换热器的接近温度(换热器出水温度与水体温差值)为 $5\sim 10\%$ ，一般南方地区换热器夏季设计进水温度可取 $31\sim 36^{\circ}\text{C}$ ，北方地区可取 $18\sim 20^{\circ}\text{C}$ 。冬季工况换热器接近温度为 $2\sim 6^{\circ}\text{C}$ ，一般南方地区换热器冬季设计进水温度可取 $4\sim 8^{\circ}\text{C}$ ，北方地区可取 $0\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。

10. 当地表水换热系统有低于 0°C 的可能性时，应采用防冻措施，包括采用 20% 酒精溶液、 20% 乙烯乙二醇溶液、 20% 丙烯乙二醇溶液等作为换热器循环工质。

11. 闭式地表水换热系统地表水换热器单元的阻力不应大于 100kPa ，各组换热器单元(组)的环路集管应采用同程布置形式。环路集管比摩阻不宜大于 $100\sim 150\text{Pa/m}$ ，流速不宜大于 1.5m/s 。系统供水管比摩阻不宜大于 200Pa/m ，流速不大于 3.0m/s 。

12. 地表水换热系统水下部分管道应采用化学稳定性好、耐腐蚀、比摩阻小、强度满足具体工程要求的非金属管材与管件。所选用管材应符合相关国家标准或行业标准。管材的公称压力与使用温度应满足工程要求。

13. 地表水换热系统于室外裸露部分的管道及其他可能出现冻结部分的管道及其管件应有保温措施。室外部分管道宜采用直埋敷设方式，管道的直埋深度应符合有关技术规定，直埋部分的管道可以不保温。

8.4 地埋管地源热泵系统

8.4.1 一般规定。

1. 在进行地埋管地源热泵系统方案设计前，应进行工程场地状况调查，并应对浅层地热能资源和工程场区内岩土体地质条件进行勘察。

2. 应根据工程勘察结果评估地埋管换热系统实施的可行性及经济性。

8.4.2 地埋管地源热泵系统设计原则。

1. 当有合适的浅层地热能资源且经过技术经济比较可以利用时，应优先采用地埋管地源热泵系统。

2. 在现场工程勘察结果的基础上，综合现场可用地表面积、岩土类型和热物性参数以及钻孔费用等因素，确定地埋管换热器采用水平埋管还是竖直埋管方式。

3. 地埋管换热系统设计应进行全年动态负荷计算，最小计算周期不得小于1年，在此计算周期内，地源热泵系统总释热量宜与其总吸热量相平衡。

4. 最大释热量和最大吸热量相差不大的工程，应分别按供冷与供热工况进行地埋管换热器的长度计算，并取其较大者确定地埋管换热器的长度；当两者相差较大时，宜进行技术经济比较，通过

增加辅助热源或增加冷却塔辅助散热的措施来解决。

5. 最大释热量和最大吸热量相差较大时，还可以通过水源热泵机组间歇运行来调节；也可以采用热回收机组，降低供冷季节的释热量，增大供暖季节的吸热量。

6. 埋管换热器宜以机房为中心或靠近机房设置，其埋管敷设位置应远离水井，水渠及室外排水设置。

7. 埋管水源热泵机组性能应符合现行国家标准《水源热泵机组》GB/T 19409—2003的相关规定，且应满足埋管地源热泵系统运行参数的要求。

8.4.3 埋管地源热泵系统设计要点。

1. 埋管换热系统工程勘察应包括以下内容：岩土层的结构及分布、岩土体的热物性参数、岩土体的温度分布；地下水温度、静水位、径流方向、流速、水质及分布；冻土层的厚度。

2. 埋管地源热泵系统通过竖直或水平埋管换热器与岩土体进行热交换，在地下10m以下的土壤温度基本上不随外界环境和季节变化而变化，且约高于当年年平均气温2℃。表8.4.3列出了我国主要城市的年平均气温。

表8.4.3 我国主要城市年平均气温(℃)

城市名称	哈尔滨	长春	西宁	乌鲁木齐	呼和浩特	拉萨	沈阳
年平均温度	3.6	4.9	5.7	5.7	5.8	7.5	7.8
城市名称	银川	兰州	太原	北京	天津	石家庄	西安
年平均温度	8.5	9.1	9.5	11.4	12.2	12.9	13.3
城市名称	郑州	济南	洛阳	昆明	南京	贵阳	上海
年平均温度	14.2	14.2	14.6	14.7	15.3	15.3	15.7
城市名称	合肥	成都	杭州	武汉	长沙	南昌	重庆
年平均温度	15.7	16.2	16.2	16.3	17.2	17.5	18.3
城市名称	福州	南宁	广州	台北	海口		
年平均温度	19.6	21.6	21.8	22.1	23.8		

3. 埋管换热器设计计算宜根据现场实测岩土体及回填料的热物性参数、测试井的吸放热特性参数，采用专用软件进行。垂直埋管换热器的设计可按《地源热泵系统工程技术规范》GB 50366—2005附录B给出的方法进行计算。

4. 埋管换热器计算时，环路集管不应包括在埋管换热器长度内。

5. 水平埋管换热器可不设坡度敷设。最上层埋管顶部应在冻土层以下0.4m，且距地面不宜小于0.8m。单层管最佳埋设深度为1.2~2.0m，双层管为1.6~2.4m。

6. 竖直埋管换热器埋管深度宜大于20m，钻孔孔径宜大于0.11 m，为满足换热需要，钻孔间距应通过计算确定，一般宜为4~6m。水平环路集管距地面不宜小于1.5m，且应在冻土层以下0.6m。

7. 为确保埋管换热器及时排气和强化换热，埋管换热器内流体应保持紊流状态，单U形管不宜小于0.6m/s，双U形管不宜小于0.4m/s，水平环路集管应敷设不小于0.002的坡度。

8. 竖直埋管环路两端应分别与水平供、回水环路集管相连接，且宜同程布置，为平衡各环路的水流量和降低其压力损失，每对水平供、回水环路集管连接的竖直埋管环路数宜相等。水平供、回水环路集管的间距不宜小于0.6m。

9. 垂直地埋管环路也可采取分、集水器联接的方式，一定数量的地埋管环路供、回水管分别接人相应的分、集水器，分、集水器宜有平衡和调节各地埋管环路流量的措施。

10. 地埋管换热器的传热介质一般为水，在有可能冻结的地区，应在水中添加防冻剂。地埋管换热系统设计时应根据实际选用的传热介质的水力特性进行水力计算。

11. 地埋管换热系统宜采用变流量设计，以充分降低系统运行能耗。

12. 在水源热泵机组外进行冷、热转换的地埋管地源热泵系统应在水系统管路上设置冬、夏季的功能转换阀门，转换阀门应性能可靠，严密不漏，并作出明显标识。

13. 地埋管地源热泵系统在供冷、供热的同时，宜利用地源热泵系统的热回收功能提供(或预热)生活热水，不足部分由其他方式补充。生活热水的制备可以采用制冷剂环路加热或水路加热的方式。生活热水的供应，应按照现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015—2003的规定执行。

14. 建筑物内系统循环水泵的流量，应按地源热泵机组蒸发器和冷凝器额定流量的较大值确定，水泵扬程为管路、管件、末端设备、地源热泵机组蒸发器或冷凝器(选取较大值)的阻力之和。

8.5 污水(城市污水处理厂二级水、中水与原生污水)源热泵系统

8.5.1 一般规定。

1. 用污水作为低位热源时，引入水源热泵机组或中间热交换器的“污水”应满足《城市污水再生利用工业用水水质》GB/T 19923—2005或《城市污水再生利用 城市杂用水水质》GB/T 18920—2002等标准的要求。特殊情况下，应作污水应用的环境安全与卫生防疫安全评估，并取得当地环保与卫生防疫部门的批准。

2. 在确定采用污水源热泵系统前，应进行详细的技术经济分析，分析时应考虑如下因素：

- 1) 工程所在地，污水温度的变化规律。
- 2) 工程所在地，与系统设计有关的气象参数变化规律。
- 3) 拟建空调建筑距污水源侧的距离。
- 4) 拟建空调建筑的冷、热负荷设计指标与预测的系统全年总供热、供冷量。

3. 污水的利用方式应根据污水温度及流量的变化规律、热泵机组产品性能与投资、系统预期寿命等因素确定。

4. 污水源热泵系统应根据技术经济分析决定是否设置冷、热源调峰。设调峰冷、热源时，其年总供热、供冷量占系统年总供热、供冷量的比例不宜大于40%。

5. 污水源热泵系统的热泵机组站房宜靠近拟建空调建筑的负荷中心设置。

6. 污水源热泵机组的选择应满足：在设计最低进水温度下正常运行，对应设计最低进水温度的热泵机组供热工况COP宜大于等于3.0。

7. 污水温度适宜的地区，应考虑过渡季，利用污水直接供冷；过渡季和冬季对建筑内区，利用污水直接供冷。

8. 利用原生污水的污水源热泵系统，设计前必须对原生污水的流量与温度随时间的变化规律进行调研和预测。对应系统最大原生污水需求量时段的实测流量应至少大于需求量的25%。

8.5.2 污水源热泵系统的设计原则。

1. 应进行全年动态冷、热负荷计算，分析冷、热负荷随时间的分布规律。
2. 污水计算温度应根据污水处理厂统计资料选取。
3. 热泵机组空调水侧供热工况的设计出水温度不宜高于60℃，温差宜取为10℃。
4. 污水进、出换热器或热泵机组的温差不宜超过7℃。

5. 原生污水取水口设计：取水口处应设置连续反冲洗防堵装置，通过连续反冲洗防堵装置的污水进水最大允许流速宜小于0.5m/s；通过连续反冲洗防堵装置的污水出水最小流速宜大于2.0m/s。

6. 二级水或中水换热器应选用板式，材质的抗腐蚀性能应优于不锈钢S316，建议采用00Gr20Ni18Mo6CuN；换热器应具备可拆卸性。

原生污水换热器宜采用壳管式，材质为碳钢，换热器应具备可拆卸性。

7. 二级水或中水管道室外部分可采用承压水泥管，站房内可采用普通焊接钢管。

8. 添加防冻剂的换热介质涉及的管道及阀件，其与介质直接接触部位材质均不应含有金属锌。

9. 换热介质中添加的防冻剂，应考虑对管道、设备的腐蚀性、化学稳性、物理特性以及毒性等因素，建议采用工业抑制型乙烯乙二醇；添加防冻剂的换热介质冰点温度，宜比设计最低温度低3~5℃。

8.5.3 污水源热泵系统的监测与控制的特殊要求。

1. 监测污水的供回水温度及其流量、载冷剂的供回水温度、浓度及流量。

2. 监测各类水过滤器的前后压差。

3. 所有与添加防冻剂换热介质接触的传感器和仪表，其接触部位的材质均不应含有金属锌。

4. 系统控制应考虑冬、夏季及过渡季节的运行模式切换。

5. 污水源热泵系统的空调末端宜采用水泵变频调节的变流量系统。

8.5.4 污水源热泵系统的经济性分析的原则。

1. 分析污水源热泵系统经济性时，应以污水温度变化规律及空调供水温度优化为基础，计算热泵机组的全年能效比 COP_n ；以 COP_n 为基础计算污水源热泵系统的全年能效比 COP'_n 。

2. 由于初投资较高，污水源热泵系统经济性分析必须综合考虑资金成本、投资回收年限、运行费用等因素。

8.6 海水源热泵系统

8.6.1 一般规定。

1. 在确定采用海水源热泵系统前，应进行详细的技术经济分析，分析时应考虑如下因素：

1) 工程所在地，海水温度的变化规律，建筑物距离海水源侧的距离。

2) 工程所在地，与系统设计有关的气象参数变化规律。

3) 拟建空调建筑距海水源侧的距离。

2. 海水的利用方式应根据海水温度的变化规律、热泵机组产品性能与投资、系统预期寿命等因素确定。

3. 海水源热泵系统应根据技术经济分析决定是否设置冷、热源调峰。设调峰冷、热源时，其年总供热、供冷量占系统年总供热、供冷量的比例不宜大于40%。

4. 海水源热泵系统的热泵机组站房宜靠近海水源侧设置。

5. 海水源热泵机组的选择应满足：在设计最低进水温度下正常运行，对应设计最低进水温度的热泵机组供热工况 COP 宜大于等于3.0。

6. 海水温度适宜的地区，应考虑过渡季，利用海水直接供冷；过渡季和冬季对建筑内区，利用海水直接供冷。

8.6.2 海水源热泵系统的设计原则。

1. 应进行全年动态冷、热负荷计算，分析冷、热负荷随时间的分布规律。

2. 海水设计温度应根据近30年取水点区域的统计资料选取。

-
3. 热泵机组空调水侧供热工况的设计出水温度不宜高于 60°C ，温差宜取为 10°C 。
 4. 海水进、出换热器或热泵机组的温差不宜超过 7°C 。
 5. 海水取水口设计：取水口的位置应考虑退潮、船只航行等影响因素；取水口应置于海面以下 $2\sim 4\text{m}$ ，且距海底的高度不宜小于 2.5m ，以避免吸入海底杂物。
取水口处应设置拦污条格栅以及杀菌、防生物附着装置，取水口的最大允许流速宜小于 0.2m/s 。
 6. 海水换热器应选用板式，材质为钛或海军铜，换热器应具备可拆卸性。
 7. 海水泵材质应具有耐海水腐蚀和抗污损能力，如潜水泵宜采用不锈钢材质，循环泵可以采用牺牲阳极保护法等。
 8. 海水管道的材质：管径小于等于 600mm 时，宜采用高密度聚乙烯塑料管；管径大于 600mm 时，可采用混凝土管道或钢管，并应考虑防腐措施，如采取内刷防腐、祛生物附着涂料和阴极保护相结合的防腐措施。
 9. 祛藻、防腐。
海水输配管道及与海水接触的设备应采取防止海洋生物附着的措施，如海水电解杀菌祛藻、加氯祛藻、加药祛藻等。
靠近海边设置的热泵站房内的外表面接触大气的设备、管道及金属结构应采取适合海滨空气特征的防腐措施。通常为涂刷环氧类防腐涂料，如环氧富锌、防锈环氧云铁、环氧沥青等。
添加防冻剂的换热介质涉及的管道及阀门，其与介质直接接触部位材质均不应含有金属锌。
 10. 换热介质中添加的防冻剂，应考虑对管道、设备的腐蚀性、化学稳定性、物理特性以及毒性等因素，建议采用工业抑制型乙二醇；添加防冻剂的换热介质冰点温度，宜比设计最低温度低 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

8.6.3 海水源热泵系统的监测与控制的特殊要求。

1. 监测海水的供回水温度及其流量、载冷剂的供回水温度、浓度及流量。
2. 监测各类水过滤器的前后压差、监测海水取水口/排水口至热泵机组或换热器进口/出口的压差。
3. 所有与海水接触的传感器和仪表均应为海水专用耐腐蚀型；所有与添加防冻剂换热介质接触的传感器和仪表，其接触部位的材质均不应含有金属锌。
4. 系统控制应考虑冬、夏季及过渡季节的运行模式切换。
5. 海水源热泵系统的空调末端宜采用水泵变频调节的变流量系统。

8.6.4 海水源热泵系统的经济性分析。

1. 分析海水源热泵系统经济性时，应以海水温度变化规律及空调供水温度优化为基础，计算热泵机组的全年能效比 COP_n ；以 COP_n 为基础计算海水源热泵系统的全年能效比 COP_n' 。
2. 由于初投资较高，海水源热泵系统经济性分析必须综合考虑资金成本、投资回收年限、运行费用等因素。

9 太阳能供暖系统

9.1 一般规定

9.1.1 设置太阳能供暖系统的供暖建筑物，其建筑和建筑热工设计应符合所在气候区国家、行业和地方建筑节能设计标准和实施细则的要求；而且建筑围护结构传热系数的取值宜低于所在气候区国家、行业和地方建筑节能设计标准和实施细则的限值指标规定。

9.1.2 常规能源缺乏、交通运输困难而太阳能资源丰富的地区，在进行建筑物的供暖设计时，宜优先考虑设置太阳能供暖系统。夏热冬冷地区应鼓励在住宅建筑中采用太阳能供暖。

9.1.3 在建筑物中设置太阳能供暖系统，计算由太阳能供暖系统所承担的供暖热负荷时，室内空气计算温度的取值应按《采暖通风与空气调节设计规范》GB 50019—2003中第3.1.1条规定范围的低限选取。

9.1.4 在既有建筑上增设太阳能供暖系统，必须经建筑结构安全复核，并应满足建筑结构及其他相应的安全性要求。

9.1.5 太阳能供暖系统类型的选择，应根据所在气候区、太阳能资源条件、建筑物类型、使用功能、业主要求、投资规模、安装条件等因素综合确定。

9.1.6 为提高太阳能供暖的投资效益，应合理选择确定太阳能供暖系统的太阳能保证率，应按照所在气候区、太阳能资源条件、建筑物使用功能、业主投资规模、全年利用的工作运行方式等因素综合确定太阳能保证率的取值。

9.1.7 为最大限度发挥太阳能供暖系统所能起到的节能作用，未采用季节蓄热的太阳能供暖系统应做到全年综合利用，冬季供暖，春、夏、秋三季提供生活热水或其他用热。

9.1.8 太阳能供暖系统组成部件的性能参数和技术要求应符合相关国家产品标准的规定。

9.2 太阳能供暖系统的设计原则

9.2.1 太阳能集热器系统的设计原则。

1. 应合理设计太阳能集热器在建筑上的安装位置。建筑设计应将所设置的太阳能集热器作为建筑的组成元素，与建筑有机结合，保持建筑统一和谐的外观，并与周围环境相协调；设置在建筑任何部位的太阳能集热器应能充分接受阳光；应与建筑锚固牢靠，保证安全；同时不得影响该建筑部位的承载、防护、保温、防水、排水等相应的建筑功能。建筑设计应为系统各部分的安全维护检修提供便利条件。

2. 太阳能集热器宜朝向正南，或南偏东、偏西 30° 的朝向范围内设置；安装倾角可选择在当地纬度 $\pm 10^\circ$ 的范围内；受实际条件限制时，可以超出范围，但应进行面积补偿，合理增加集热器面积，并进行经济效益分析。

3. 受条件限制不能按推荐方位和倾角设置太阳能集热器时，按式(9.2.1-1)进行集热器面积补偿，计算增加的集热器面积。

$$A_B = A_S / R_S \quad (9.2.1-1)$$

式中 A_B ——进行面积补偿后实际确定的太阳能集热器面积；

A_S ——用式(9.2.1—3)和(9.2.1—5)计算得出的太阳能集热器面积；

R_S ——附录K对应地区表格中，近似等于与太阳能集热器安装方位角和倾角所对应的补偿面积比。未列入该表的地区，选取表中地理纬度和经度最为接近地区的数值计算。

4. 放置在平屋面上的太阳能集热器在冬至日的日照时数应保证不少于4h，互不遮挡、有足够间距(包括安装维护的操作距离)，排列整齐有序。

5. 正午前后 n 小时照射到太阳能集热器表面上阳光不被遮挡的日照间距 S 由式(9.2.1—2)计算。

$$S = H \coth \cos \gamma_0 \quad (9.2.1-2)$$

式中 S ——日照间距(m)；

H ——前方障碍物的高度(m)；

h ——计算时刻的太阳高度角；

γ_0 ——计算时刻太阳光线在水平面上的投影线与集热器表面法线在水平面上的投影线之间的夹角。

6. 宜将太阳能集热器在向阳的坡屋面上顺坡架空设置或顺坡镶嵌设置。建筑坡屋面的坡度宜等于太阳能集热器接受阳光的最佳角度，即当地纬度 $\pm 10^\circ$ 。

7. 低纬度地区设置在墙面、阳台栏板、女儿墙上的太阳能集热器应有一定的倾角，使集热器更有效地接受太阳照射。

8. 太阳能集热器连接成集热器组宜采用并联方式；采用串联连接时，串联的集热器个数不宜超过3个。集热器组之间宜采用并联方式连接，各集热器组包含的集热器数量应该相同，每组集热器的数量不宜超过10个。

9. 太阳能集热器类型及面积的确定。

1) 太阳能集热器的类型应与使用当地的太阳能资源、气候条件相适应，在保证太阳能供暖系统全年安全、稳定运行的前提下，选择性能价格比最优的太阳能集热器。

2) 直接系统太阳能集热器总面积用式(9.2.1—3)计算：

$$A_c = \frac{86400 Q A_0 f}{J_T \eta_{cd} (1 - \eta_L)} \quad (9.2.1-3)$$

式中 A_c ——直接系统集热器总面积(m^2)；

Q ——建筑物的耗热量指标，(W/m^2)；

A_0 ——建筑面积，按各层外墙外包线围成面积的总和计算(m^2)；

J_T ——当地集热器采光面上的采暖期平均日太阳辐照量 [$kJ/(m^2 \cdot \text{日})$]；

f ——太阳能保证率(%)，按表9.2.1—1选取；

η_{cd} ——基于总面积的集热器集热效率(%)，由测试所得的效率曲线方程，根据归一化温差计算得出；

η_L ——管路及贮热装置热损失率(%)。

Q 按式(9.2.1—4)计算：

$$Q = Q_{HT} + Q_{INF} + Q_{IH} \quad (9.2.1-4)$$

式中 Q ——建筑物的耗热量指标(W/m^2)；

Q_{HT} ——单位建筑面积通过围护结构的传热耗热量(W/m^2)；

Q_{INF} ——单位建筑面积的空气渗透耗热量(W/m^2)；

Q_{IH} ——单位建筑面积的建筑物内部得热，住宅建筑取 $3.8W/m^2$ 。

表9.2.1-1 不同地区冬季供暖的太阳能保证率选值范围

资源区划	短期蓄热系统太阳能保证率	季节蓄热系统太阳能保证率
I 资源丰富区	40%~60%	60%~80%
II 资源较富区	20%~40%	40%~60%
III 资源一般区	10%~20%	20%~40%
IV 资源贫乏区	≤10%	10%~20%

3) 间接系统太阳能集热器总面积 A_{IN} 按式(9.2.1-5)计算:

$$A_{IN} = A_c \left[1 + \frac{U_L \cdot A_c}{U_{hx} \cdot A_{hx}} \right] \quad (9.2.1-5)$$

式中 A_{IN} ——间接系统集热器总面积(m^2);

A_c ——直接系统集热器总面积(m^2);

U_L ——集热器总热损失系数 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$, 测试得出;

U_{hx} ——换热器传热系数 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$;

A_{hx} ——间接系统换热器换热面积(m^2)。

10. 太阳能集热系统的设计流量确定。

1) 太阳能集热系统的设计流量 G_s 分别用式(9.2.1-6)和(9.2.1-7)计算:

$$G_s = 3.6 \cdot g \cdot A_c \quad (9.2.1-6)$$

$$G_s = 3.6 \cdot g \cdot A_{IN} \quad (9.2.1-7)$$

式中 G_s ——太阳能集热系统的设计流量(m^3/h);

g ——太阳能集热器的单位面积流量 $[L/(h \cdot m^2)]$;

A_c ——直接式太阳能集热系统中的太阳能集热器总面积(m^2);

A_{IN} ——间接式太阳能集热系统中的太阳能集热器总面积(m^2)。

2) 太阳能集热器的单位面积流量 g 与太阳能集热器的特性有关, 宜根据太阳能集热器生产企业给出的数值确定。在没有企业提供相关技术参数的情况下, 根据不同的系统, 宜按表9.2.1-2中给出的范围取值。

表9.2.1-2 太阳能集热器的单位面积流量

系统类型		太阳能集热器的单位面积流量 $[m^3/(h \cdot m^2)]$
太阳能热水系统	真空管型太阳能集热器	0.054-0.072
	平板型太阳能集热器	0.072
大型集中太阳能供暖系统(集热面积大于 $100m^2$)		0.021~0.06
小型独户太阳能供暖系统		0.024~0.036
板式换热器间接式太阳能集热系统		0.009~0.012
太阳能空气集热器		36

3) 宜采用自动控制变流量太阳能集热系统, 设太阳辐照感应传感器(如光伏电池板等), 根据太阳辐照条件控制变频泵改变系统流量, 实现优化运行。

9.2.2 太阳能供暖系统的蓄热方式选取原则。

1. 应根据太阳能集热系统形式、系统性能、系统投资，供暖负荷和太阳能保证率进行技术经济分析，选取适宜的蓄热分系统。
2. 贮热水箱蓄热适用于液体工质集热器短期蓄热太阳能供暖系统。
3. 地下水池蓄热适用于液体工质集热器季节蓄热太阳能供暖系统；蓄热量大、施工简便、初投资低，是性能价格比最优的季节蓄热系统。
4. 土壤埋管蓄热适用于液体工质集热器季节蓄热太阳能供暖系统，蓄热量大、施工简便、初投资蓄热量大，但施工较复杂，初投资高。
5. 卵石堆蓄热适用于空气集热器短期蓄热太阳能供暖系统。
6. 相变材料蓄热同时适用于空气集热器和液体工质集热器短期蓄热太阳能供暖系统。
7. 贮热水箱容积配置。

各类太阳能供热系统对应每平方米太阳能集热器采光面积的贮热水箱容积范围宜按9.2.2选取，根据设计蓄热时间周期和蓄热量等参数计算确定。

表9.2.2 各类系统贮热水箱的容积选择范围

系统类型	小型太阳能热水系统	短期蓄热太阳能供暖系统	季节蓄热太阳能供暖系统
贮热水箱容积范围(L/m ²)	40—100	50~100	1400~2100

9.2.3 太阳能供暖系统的辅助热源配置设计原则。

1. 太阳能供暖系统应设辅助热源及其加热/换热设备、设施，辅助热源可因地制宜选择城市热网、电、燃气、燃油、工业余热和生物质燃料等，加热/换热设备、设施有各类锅炉、换热器和热泵等。
2. 辅助热源的供热量宜按现行国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GB 50019—2003规定的采暖热负荷计算；在标准规定可不设置集中采暖的地区或建筑，可根据当地的实际情况，适当降低辅助热源的供热量标准。
3. 辅助热源加热、换热设备应根据当地可用的热源种类、价格、供水水质、供暖系统型式、对环境的影响、使用的方便性等多项因素，通过技术、经济分析合理选用；宜重视废热、余热利用。
4. 辅助热源及其加热设施应在保证太阳能集热系统充分工作的条件下辅助运行。辅助热源设施宜靠近贮热水箱(罐)设置，并应便于操作、维护。
5. 大型、集中式太阳能供暖系统的辅助热源设备配置宜不少于2台；1台检修时，其他各台加热设备的总供热能力不小于50%的系统负荷。小型户式太阳能供暖系统可配置1台辅助热源设备；采用快速式燃气水加热器时，应注意该加热器的允许进水温度。

9.3 太阳能集热系统的控制

9.3.1 按控制目的和控制功能，太阳能集热系统的控制分为运行控制和安全防护控制。运行控制包括集热系统运行的自动控制，集热系统和辅助热源设备工作启停的自动切换控制。安全防护控制包括防冻保护控制和防过热保护控制，只有液体工质太阳能集热系统有安全防护控制要求。

9.3.2 控制方式应尽量简单、可靠，便于用户操作；宜设置可数字化显示的控制仪表盘，显示参数宜包括每日系统的太阳能得热量、辅助热源用量、供水温度、管网温度、贮热水箱(池)水温等，便于用户直观地了解该系统所节约的能量量。

9.3.3 为保证系统的使用功能与安全，应相应设置电磁阀、温度控制阀、压力控制阀、泄水阀、自动排气阀、止回阀、安全阀等控制元件，阀门性能应符合相关产品标准的要求，并预留检修空间。

9.3.4 系统运行控制。

1. 太阳能集热系统的运行采用温差控制：直接系统如图9.3.4—1所示，间接系统如图9.3.4—2所示。温度控制器 s_1 和 s_2 分别设置在水箱底部和集热系统出水口，温度传感器的信号传送到控制器 T_1 中，当二者温差大于某一设定值($5\sim 10^\circ\text{C}$)时， T_1 控制循环泵 P_1 ，开启而将集热系统的热量传输到水箱；当二者温差小于设定值($2\sim 5^\circ\text{C}$)时，循环泵停止工作。

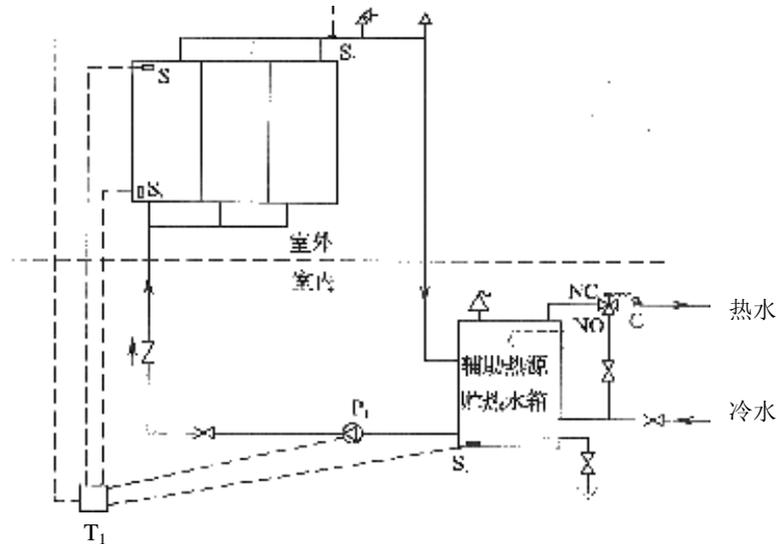


图9.3.4—1 直接系统温差循环控制系统图

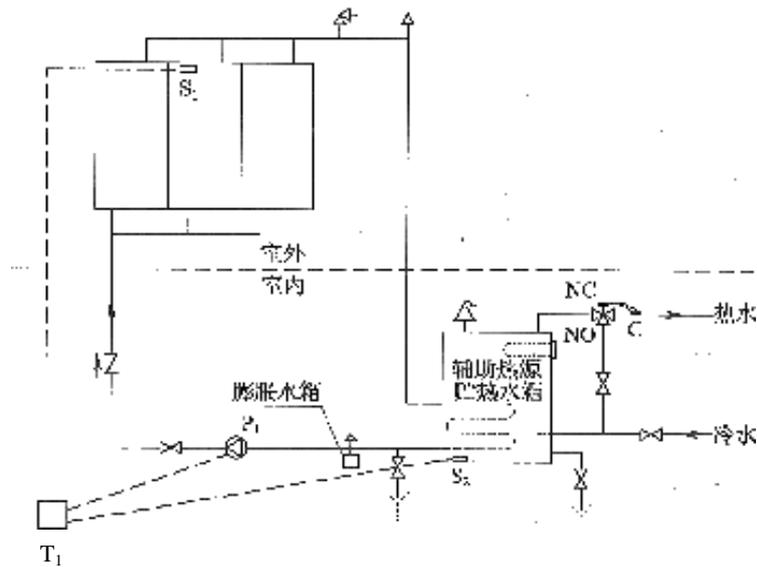


图9.3.4—2 间接系统温差循环控制系统图

2. 控制器中的温差设置应根据系统的实际设计工况调节，间接系统取上限，直接系统取下限，且应避免水泵的频繁启停。

9.3.5 太阳能集热器和辅助热源之间的工作切换采用温度控制。通过温度传感器感应贮热装置中的供热工质温度，工质温度低于“设计供热温度”时，信号通过控制器控制辅助加热设备启动工作；待工质温度高于“设计供热温度”后，再控制辅助加热设备停止工作。

9.3.6 系统防冻保护控制。

1. 以水为工质的太阳能集热系统实施防冻时，需在系统中加设一个“排回贮水箱”，用以贮存防冻控制运行时从集热系统排回的水；防冻控制方式为温度控制。

2. 直接式太阳能集热系统宜在环境温度不是很低，防冻要求不很严格的地区使用。宜采用如图9.3.6-1的排空(draindown)系统。当可能发生冻结或停电时，防冻保护控制系统自动通过多个阀门的启闭将太阳能集热系统中的水排空，并将太阳能集热系统与市政供水管网断开。使用排空系统的集热器和管路的安装坡度最小应在1%。

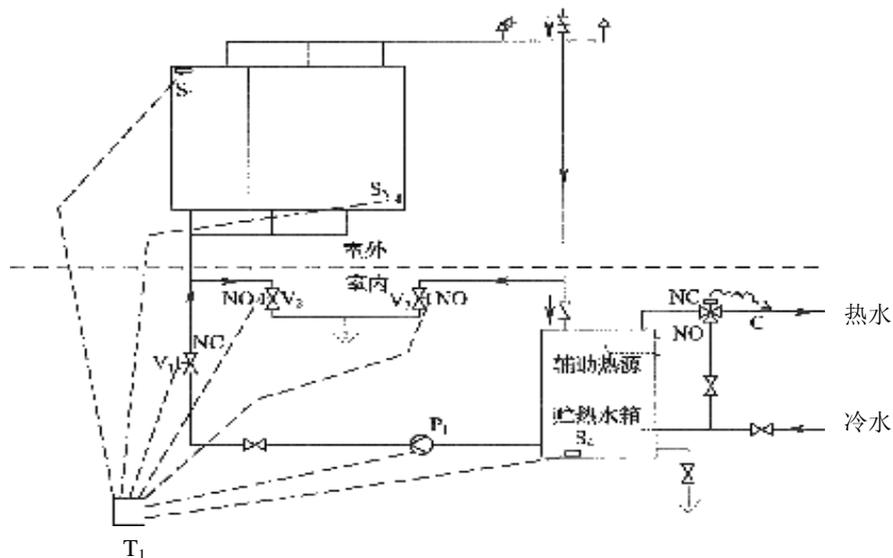


图9.3.6-1 排空系统

3. 间接式太阳能集热系统宜在环境温度较低，防冻要求严格的地区使用，宜采用如图9.3.6-2的排回(drainback)系统或如图9.3.6-3所示在太阳能集热系统中充注防冻液作为传热工质的防冻液系统。防冻液通常带有腐蚀性，系统应采用耐腐蚀双层壁热交换器。防冻液的组成成分对其冰点有关键性影响，集热系统不应设自动补水，以免破坏防冻液成分。大型系统中，使用防冻液的集热系统应设旁通管路，如图9.3.6-4所示。

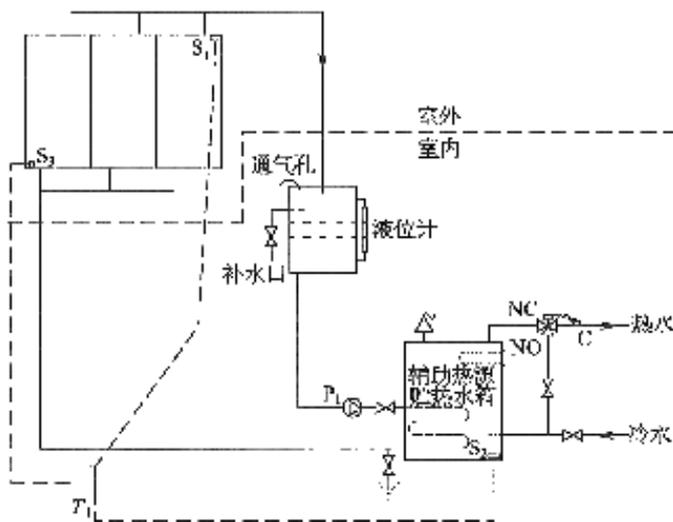


图9.3.6-2 排回系统

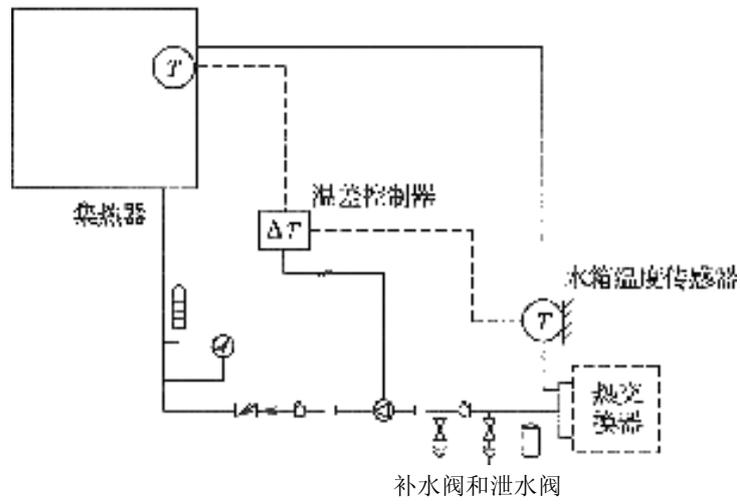


图9.3.6—3 防冻液系统

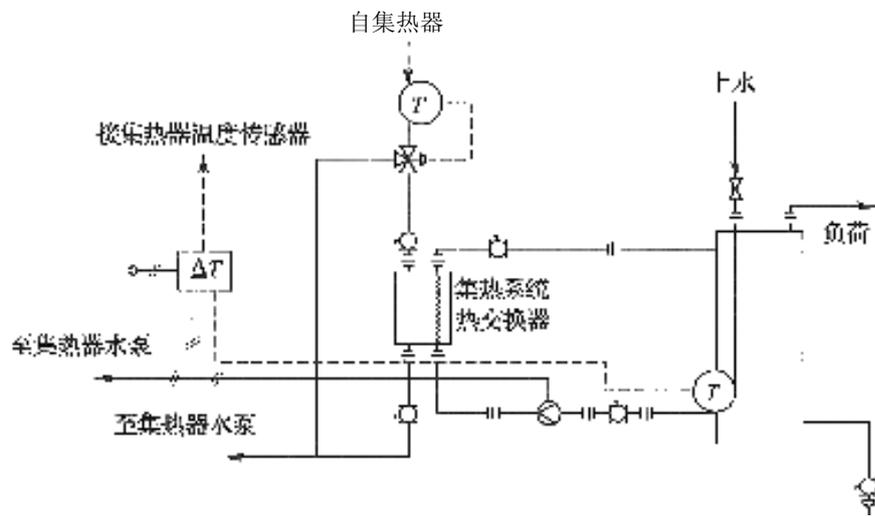


图9.3.6—4 带旁通管路的防冻液系统

10 燃气冷热电联供分布

10.1 一般规定

10.1.1 燃气冷热电联供分布式能源系统适用于有天然气、煤层气等燃气供应的城市、地区。可供这些地区内有冷、热、电需求的厂矿企业、商场、超市、宾馆、车站、机场、医院、体育场馆，展览(博物)馆、写字楼、学校等建筑群或独立建筑物使用。

10.1.2 各类建筑或建筑群设置燃气冷热电联供分布式能源系统，应符合下列要求：

1. 燃气冷热电联供能源站，应建造在主体建筑邻近处或大楼内，以减少电气线路损耗和供热(冷)管线的热(冷)损失。

2. 一次能源梯级利用，能源利用综合效率大于80%。

3. 应做到环境友好，降低污染物排放量。

4. 适用于中小规模的分布式能源供应系统，发电能力宜不大于25MW。

5. 燃气冷热电能源站，宜设置在用户主体建筑或附属建筑内，并按其规模、燃气发电装置类型可设在地上首层或地下(半地下)层或屋顶。站房应设在建筑物外侧的房间内，并应遵守现行国家标准《建筑设计防火规范》GB 50016—2006等的相关规定。

10.1.3 为确保燃气冷热电联供分布式能源系统的节能效益、社会效益，宜采用燃气冷热电联供能源站供应范围内“自发自用，不售电”的原则。

10.2 系统类型和设备配置

10.2.1 燃气冷热电联供分布式系统及设备配置，应根据核实后的冷、热、电负荷及其变化情况，认真进行多方案的核算和比较确定。

10.2.2 各种类型的燃气冷热电联供系统，由于燃机发电装置类型不同、余热回收和供冷、供热装置的配置不同，各自具有自身的特点和应用范围。燃气冷热电联供系统的基本类型有：

1. 燃气发电装置采用燃气轮机时，为充分利用烟气余热和烟气中的氧含量，宜采用：

1) 燃气轮机+补燃型吸收式冷暖机(直燃机)。

2) 燃气轮机+余热吸收式冷暖机(直燃机)+电制冷机+燃气锅炉。

3) 燃气轮机+余热锅炉+蒸汽型吸收式制冷机+电制冷机+汽水换热装置+燃气锅炉。

4) 燃气轮机+余热锅炉+蒸汽型吸收式制冷机+热泵型电制冷机+电制冷机+换热装置+燃气锅炉。

5) 燃气轮机+补燃型吸收式冷暖机(直燃机)+电制冷机。

6) 燃气轮机+高压余热锅炉+汽轮发电机+低压余热锅炉+蓄热装置+蒸汽型吸收式制冷机+电制冷机+换热装置。

2. 燃气发电装置采用燃气内燃机时，由于内燃机有烟气、缸套水等余热形式，为充分利用余热，宜采用：

- 1) 燃气内燃机+热水型吸收式制冷机+电制冷机+燃气锅炉。
- 2) 燃气内燃机+热水型吸收式制冷机+热泵型电制冷机+电制冷机+蓄冷装置+燃气锅炉。
- 3) 燃气内燃机+补燃型烟气热水型吸收式冷暖机(直燃机)+电制冷机。
3. 燃气发电装置采用微燃机时, 由于发电量小, 当回热器的回热量可调时, 宜采用:
 - 1) 微燃机+补燃型吸收式冷暖机(直燃机)。
 - 2) 微燃机+热水型吸收式制冷机+电制冷机。

10.2.3 为合理进行燃气冷热电联供分布式能源系统的设备配置, 应符合下列要求:

1. 选择燃气冷热电联供系统时, 应遵照“分配得当、各得所需、温度对口、梯级利用”的原则, 合理进行电力生产、供冷、供热设备的配置。
2. 应以冷(热)负荷确定燃气发电机组容量, 并同时做到“充分利用余热”、“充分发挥发电能力”, 优化系统内的设备组合、配置。燃气冷热电联供系统的燃机发电装置的总装机容量, 宜为燃气冷热电能源站供应范围内的供电能力或电网接人点的供电能力的20%~30%。
3. 在进行系统设备配置时, 应以能源站供冷(热)范围的最小冷(热)负荷校核燃机的余热量或余热制冷量, 以确保燃机发电装置在夏季供冷期、冬季供暖期都能保持较高的负荷率。
4. 燃气冷热电联供系统, 余热制冷量承担夏季供冷期的基本冷负荷, 其不足冷量应以电制冷、蓄冷装置等方式解决; 余热量承担冬季供暖期的基本热负荷, 其不足热量应以余热直燃机或余热锅炉补燃、热泵、燃气锅炉、蓄热装置等方式解决。条件合适时, 宜采用热泵方式。
5. 一个燃气冷热电联供系统宜选择两套燃机发电装置。当其燃机发电装置兼作应急发电装置时, 应满足该项目对应急发电装置的特殊要求, 包括规定的应急启动时间、电压和频率的稳定性等。
6. 燃机发电装置的余热回收设备, 宜按一对一的方式配置。
7. 为充分利用燃机发电装置的烟气余热, 应按“温度对口”要求设置余热回收设施, 并尽量将烟气中的冷凝热进行回收, 尽可能地降低烟气排放温度。例如燃气内燃机的各类余热的“对口利用”和在直燃机后设气-水换热器, 将烟气温度降至小于100℃, 但需高于烟气的露点温度。

10.2.4 燃气冷热电联供分布式能源系统的燃气发电装置的选择, 应符合下列要求:

1. 冷热电联供用燃气发电装置可采用燃气内燃机、小型燃气轮机、微型燃气轮机、斯特林发动机和燃料电池等。各类燃气发电装置的特性见表10.2.4。

表10.2.4 不同燃气发电装置的特性

	小型燃气轮机	内燃机	微燃机	斯特林发动机	燃料电池
容量范围(kW)	500~25000	2~10000	28~300	1~55	1~10000
发电效率(%)	20~38	25~45	12~32	30左右	30~60
余热回收形态	400—650~C 烟气	400~600'E 烟气; 80~110~C~套冷却水; 40~65'E 润滑油冷却水	250~650'E 烟气	约 60%冷却水	80~600~C
所需燃气压力(MPa)	t>0.8	≤0.5	<0.6	<0.3	<0.5
NO _x 排放水平(ppm)	65~300(无控制时); 8~25(低氮燃烧)(含氧量 15%)	250—500(无控制时); <250(有控制)	8~25 (含氧量 15%)		

2. 燃气发电装置类型的选择,应根据冷热电联供分布式能源系统的规模、燃气供应压力、冷热电负荷及其变化情况等,进行一次能源利用率或节能率比较后确定。为提高一次能源利用率,宜选用发电效率较高的燃气发电装置。

3. 采用燃气内燃机时,应认真分析分布式能源系统供应范围内冷、热负荷类型、使用特点,合理利用内燃机的各种余热,包括冷却水余热、烟气余热,在做好各运行时段的余热平衡的前提下,优先将冷却水余热用于生产、生活供热。

4. 采用单循环燃气轮机时,应经技术经济比较后,确定是否利用烟气中的氧含量采取补燃措施,补充部分不足热量或冷量,增加系统调节能力。

5. 冷热电联供分布式能源系统的规模较大时,宜采用发电效率较高的燃气轮机发电装置并经技术经济比较,优先采用双压余热锅炉,利用工业汽轮机或背压式汽轮机增加发电能力,提高一次能源利用率,节约能源,提高经济效益。

6. 对于小于300kW的小型冷热电联供系统,应根据全年冷、热、电负荷和典型日冷、热、电负荷及其变化情况,在认真进行微燃机和内燃机的技术经济比较后,根据节能优先的原则,确定采用哪一种燃气发电装置。

7. 进行燃料电池发电装置的开发研究工作,为其产业化应用创造条件。

10.2.5 余热回收装置的选用,应符合下列要求:

1. 根据燃气发电装置余热特点,应做到“温度对口、充分利用”,合理选择余热回收装置,满足全年各季、各时段的供冷、供热需求。

2. 采用燃气内燃机时,宜采用烟气吸收式冷暖机组和换热装置的组合或热水型吸收式制冷机和换热装置的组合,对发电能力大的燃气内燃机,也可根据用户有蒸汽需求时采用余热锅炉等。

3. 采用燃气轮机时,宜采用余热锅炉(含双压型)与蒸汽吸收式制冷机、工业汽轮机直联制冷机、换热装置的组合或烟气型吸收式冷暖机或补燃烟气型吸收式冷暖机等。

4. 采用微燃机时,宜采用烟气吸收式冷暖机组或换热装置与热水型吸收式制冷机组合等。

5. 双压余热锅炉的选择,应根据冷热负荷及其变化情况、燃机烟气参数、汽机发电机的参数等因素确定。

10.2.6 为充分利用余热或均衡燃气发电装置的电力、余热回收与冷、热负荷的适应性,燃气冷热电联供系统设置蓄冷、蓄热装置时,应符合下列要求:

1. 对全天冷、热负荷变化较大的建筑采用燃气冷热电联供系统时,宜采用蓄热装置。如公共建筑所需的生活热水供应、医院的消毒用蒸汽等,应采用一定容量的蒸汽/热水型蓄热装置。

2. 采用冰蓄冷或水蓄冷装置时,其电制冷机的选型应与冷热电联供系统中的电制冷设备选型一致或选用双工况电制冷机。

3. 蓄冷、蓄热装置应设置完善的自控装置,以提高节能效益。

10.2.7 为适应目前燃气冷热电联供分布式能源系统生产的电力“自发自用”、“上网不售电”的原则,为提高经济效益和一次能源利用率,冷热电联供分布式能源系统应设置一定容量的电制冷机、热泵型电制冷机。电制冷机的选择应符合下列要求:

1. 电制冷机应选用能效系数(COP)较高的离心式、螺杆式电制冷机。电制冷机组的能效系数(COP)不得低于表6.1.2-1的规定。

2. 为充分发挥供热季燃气发电装置的发电能力,在条件适宜时优先采用热泵供热,提高分布式能源系统的节能和经济效益。

3. 热泵的热源有海水、河水、中水、污水、土壤换热器、设回灌的水井等,条件许可时优先采用1海水、河水、中水、污水或土壤换热器等形式。

10.2.8 燃气冷热电联供系统,采用燃气锅炉补充供热时,应符合下列要求:

1. 根据热负荷及其变化情况，可采用热水型或蒸汽型燃气锅炉。
2. 由于燃气锅炉为峰值补充热源，可选1台或1台以上。
3. 燃气锅炉热效率宜大于90%。

10.3 燃气冷热电联供分布式能源系统设计要点

10.3.1 燃气冷热电联供分布式能源系统的设计，应符合现行国家标准、规范的规定。

10.3.2 燃气冷热电分布式能源系统的燃气供应系统，应符合现行国家标准《城镇燃气设计规范》GB 50028—2006的规定。燃气供应压力应根据项目所在地区的供气条件和燃气发电装置的需求确定。若需增压的燃气供应系统，应设置燃气增压机和缓冲设施。

10.3.3 根据目前国家的现行政策，燃气冷热电联供分布式能源系统生产的电力与城市电网并网，但不售电。冷热电联供系统能源站应向供冷、供热服务区域供电，优化区域能源配置，提高能源综合利用效率。

10.3.4 在燃煤热电厂的供热范围内，若有燃气供应时，可以建设燃气冷热电联供分布式能源系统，但应进行认真的节能和经济效益分析后确定。

10.3.5 燃气冷热电联供分布式能源系统，应符合下列节能指标要求：

1. 全系统年平均能源综合利用率大于70%。
2. 采用内燃机时，全系统年节能率应大于30%；采用燃气轮机时，全系统年节能率应大于20%。

燃气冷热电联供分布式能源系统的节能率是在产生相同冷量、热量和电量的状况下，联供相对于分供的一、二次能源节约率。

10.3.6 燃气冷热电能源站的年运行时间直接影响投资回报、节能效益和经济效益，能源站内各台燃气发电装置的年运行时间宜大于4000h。

10.3.7 在冷热电联供系统能源站内，各台燃气发电装置的负荷率都宜大于80%。

10.3.8 燃气冷热电联供分布式能源系统的建设规模，应按下列要求确定：

1. 应认真分析研究所在项目的冷、热、电负荷及其变化情况，绘制典型日的冷、热、电负荷曲线。能源站的供冷、供热能力宜按小时最大冷(热)负荷计算。
2. 燃气冷热电联供分布式能源系统的电力生产能力的确定，应以冷(热)负荷定电，充分利用余热、充分发挥发电能力为基本原则。燃气发电装置的单机额定容量宜小于25MW。
3. 燃气发电装置的设置台数，应根据所在项目的需求和能源供应的安全可靠性确定，宜设2台以上。

10.3.9 冷、热、电负荷及其变化的准确分析和确定，是正确选择冷热电联供设计方案，确保投产后降低能耗和经济运行的主要依据和规划设计成功的前提。

1. 冷、热负荷的确定，应符合下列要求：

1) 生产、生活冷、热负荷，应按用途、使用设备和使用热参数核实最大、平均和最小的冷、热负荷，再乘以同时使用系数后，得到总冷、热负荷。并绘制典型日(一日或数日)的逐时冷、热负荷曲线和年冷、热负荷曲线。

2) 采暖、空调冷、热负荷，根据各类建筑使用功能、使用参数、系统配置和运行特点，参照当地节能建筑能耗指标等要求，核实小时最大、平均和最小冷、热负荷，在乘以同时使用系数后，得到采暖、空调总冷、热负荷。并绘制典型日(一日或数日)的逐时冷、热负荷曲线和年冷、热负荷曲线。

3) 设计冷、热负荷，应为生产、生活冷、热负荷及采暖、空调冷、热负荷之和，并根据具体工程项目的使用特点和具体条件，确定同时使用系数和管网损失。

4) 根据冷热电联供的设计冷、热负荷绘制供冷期、供热期、过渡期典型日(一日或数日)的逐时冷、热负荷曲线和年冷、热负荷曲线。

2. 电负荷的确定,应符合下列要求:

1) 应认真核实热电联供分布式能源系统服务区域的电力负荷,并按各类电力负荷的使用要求、日用电时间,供冷期、供暖期、过渡期电力负荷状况,绘制典型日(一日或数日)逐时电力负荷曲线和年负荷曲线。

2) 新建工程项目采用冷热电联供时,应根据各类用电设备的使用要求、电力负荷、同时使用系数和在供冷期、供暖期、过渡期电力负荷及其变化情况等,绘制供冷期、供暖期、过渡期典型日逐时电力负荷曲线。若有可能可参照相似建筑或建筑群的实际电力负荷状况进行绘制。

3) 在已建工程项目进行冷热电联供技术改造时,应根据该项目在最近1~2年的供冷期、供暖期、过渡期典型日(一日或数日)的逐时实际电力负荷数据和各个月份电力负荷数据,绘制各时期典型日逐时电力负荷曲线,年电力负荷曲线。

10.4 能量消耗分析确定

10.4.1 燃气冷热电联供分布式能源系统的能量分析方法宜采用相对评价法,即以常规系统或分供系统为对比分析的对象或对比分析的基准,对比分析燃气冷热电联供分布式能源供能方式的节能率、综合能源利用效率,从而确定“联供”系统节能效益。

10.4.2 相对评价法所需基础数据的选择,应符合下列要求:

1. 电力系统的基础数据的选取。

1) 电力生产常规系统的基础数据的选取,宜按当地供电公司的发电厂的实际发电效率 η_c 和电网输电效率 η_e 计算。

2) 目前我国火力发电厂多以煤电为主,少数地区有燃气—蒸汽联合循环发电,有的地区有水力发电上网等。我国的大中型煤电发电机组的实际发电效率约为 $\eta_c=35\%\sim 40\%$,燃气—蒸汽联合循环发电厂的实际发电效率约为 $\eta_c=50\%\sim 55\%$ 。电网输电效率约为 $\eta_e=90\%\sim 92\%$ 。

3) “联供”系统发电效率应按所选燃气发电装置的发电效率计算。

2. 供冷系统的基础数据选取,主要是制冷机性能系数(COP)的选取,可根据所选用的制冷机类型确定。

1) 电力驱动压缩机组,性能系数(COP)规定不应低于表6.1.2—1的数据。溴化锂吸收式机组性能系数规定不应低于表6.1.3的数据。

2) 目前电制冷机的性能不断改进,水冷螺杆式制冷机的性能系数一般为大于4.5,离心式制冷机的性能系数一般为大于等于5.0。直燃型或蒸汽型(双效)吸收式制冷机的性能系数为大于等于1.2,热水型单效吸收式制冷机一般为大于等于0.7。

3. 供热系统的基础数据的选取,应根据实际供热源类型确定一次能源利用效率,对于采用锅炉供热时,锅炉的额定效率不得低于表6.2.2—2的规定。

10.4.3 燃气冷热电联供分布式能源系统节能率。

1. “联供”系统的节能率是以常规系统或“分供”系统为基准,分析“联供”系统的节能效果,节能率可用下式计算,式中A为常规系统的一次能源消耗量、B为“联供”系统的一次能源消耗量。

$$\text{节能率} = \frac{A-B}{A} = 1 - \frac{B}{A}$$

2. 冬季供热工况的节能率,“分供”时是以燃气锅炉供热,“联供”时是按燃气发电装置的余热

供应进行计算。其他形式的补充供热，应根据具体项目的实际情况参照本章计算方法进行节能率计算(见图10.4.3-1)。

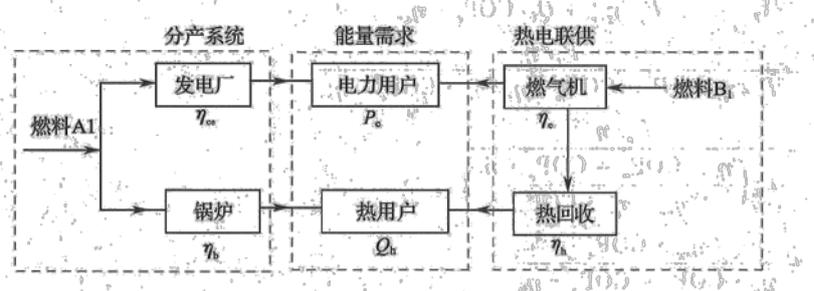


图10.4.3-1 联供、分产示意框图(一)

“分供系统”时，一次能源消耗量： $A_1 = \frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{Q_h}{\eta_b}$

式中， η_{ce} 为电网供电至终端的供电效率， $\eta_{ce} = \eta_c \cdot \eta_e$

“联供”系统时，一次能源消耗量 $B_1 = \frac{P_e}{\eta_e} = \frac{Q_h}{\eta_h}$ 或 $Q_h = \frac{P_e}{\eta_e} \eta_h$

$$\begin{aligned} \text{节能率} &= \frac{A-B}{A} = 1 - \frac{B}{A} \\ &= 1 - \frac{P_e/\eta_e}{\frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{Q_h}{\eta_b}} = 1 - \frac{P_e/\eta_e}{\frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{P_e \eta_h}{\eta_e \eta_b}} \\ &= 1 - \frac{P_e/\eta_e}{\frac{P_e(\eta_b \eta_e + \eta_h \eta_{ce})}{\eta_{ce} \eta_b \eta_e}} = 1 - \frac{\eta_{ce} \eta_b \eta_e}{\eta_e(\eta_b \eta_e + \eta_h \eta_{ce})} \\ &= 1 - \frac{\eta_{ce} \eta_b}{\eta_b \eta_e + \eta_h \eta_{ce}} = \frac{\eta_b \eta_e + \eta_h \eta_{ce} + \eta_{ce} \eta_b}{\eta_b \eta_e + \eta_h \eta_{ce}} \end{aligned}$$

3. 燃气冷热电联供系统，在夏季供冷工况的节能率可按两种基本供冷系统配置方式进行计算。

1) “联供”系统的冷负荷均由余热吸收式制冷机供应；“分供”系统的冷负荷按电制冷机供应(见图10.4.3-2)。

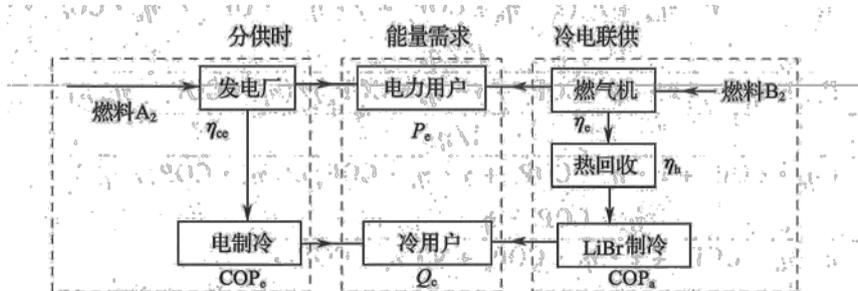


图10.4.3-2 联供、分产示意框图(二)

“分供系统”时，一次能源消耗量： $A_1 = \frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{Q_c}{COP_e \eta_{ce}}$

“联供”系统时，一次能源消耗量 $B_1 = \frac{P_e}{\eta_e} = \frac{Q_c}{COP_e \eta_{ce}}$ 或 $Q_h = \frac{P_e \eta_{ce} COP_a \eta_h}{\eta_e}$

$$\begin{aligned} \text{节能率} &= 1 - \frac{B_2}{A_2} = 1 - \frac{P_e/\eta_e}{\frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{Q_c}{COP_e \eta_{ce}}} \\ &= 1 - \frac{P_e/\eta_e}{\frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{P_e \eta_{ce} COP_a \eta_h}{\eta_e \eta_{ce} COP_e \eta_{ce}}} \\ &= 1 - \frac{P_e/\eta_e}{P_e \left(\frac{\eta_e \eta_{ce} COP_e + COP_a \eta_h}{\eta_{ce} \eta_e \eta_{ce} COP_e} \right)} \\ &= 1 - \frac{\eta_{ce} \eta_{ce} COP_a}{\eta_e \eta_{ce} COP_e + COP_a \eta_h} \end{aligned}$$

2) “联供”系统的冷负荷由余热吸收制冷和电制冷机(电力为本能源站自发电)供应(见图10.4.3—3)。

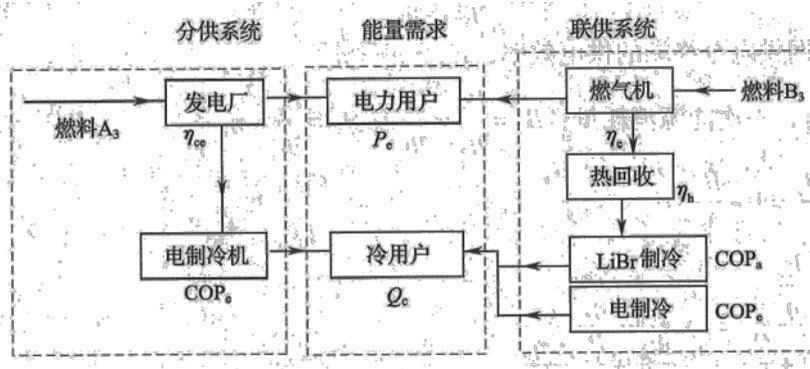


图10.4.3—3 联供、分产示意框图(三)

“分供系统”时，一次能源消耗量： $A_3 = \frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{Q_c}{COP_e \eta_{ce}}$

“联供”系统时，一次能源消耗量 $B_3 = \frac{P_e}{\eta_e} = \frac{Q_c}{x \eta_h \eta_{ce} COP_a + y \eta_e \eta_{ce} COP_a}$ 或

$$Q_c = P_e (x \eta_h \eta_{ce} COP_a + y \eta_e \eta_{ce} COP_a) / \eta_e$$

式中， x 为吸收式制冷量比例， y 为电制冷量比例， $x+y=1.0$ 。

$$\begin{aligned}
\text{节能率} &= 1 - \frac{B_3}{A_3} = 1 - \frac{P_e/\eta_e}{\frac{P_e}{\eta_{ce}} + \frac{P_e(x\eta_h[\text{COP}_a + y\eta_e[\text{COP}_a])}{\eta_e[\text{COP}_e]\eta_{ce}}} \\
&= 1 - \frac{P_e/\eta_e}{P_e[1/\eta_{ce} + (x\eta_h[\text{COP}_a + y\eta_e[\text{COP}_a])/(\eta_e[\text{COP}_e]\eta_{ce})]} \\
&= 1 - \frac{1/\eta_e}{(\eta_e[\text{COP}_e + x\eta_h[\text{COP}_a + y\eta_e[\text{COP}_a])]/(\eta_e[\text{COP}_e]\eta_{ce}))} \\
&= 1 - \frac{\eta_e[\text{COP}_e]\eta_{ce}}{\eta_e(\eta_e[\text{COP}_e + x\eta_h[\text{COP}_a + y\eta_e[\text{COP}_a])]} \\
&= 1 - \frac{\text{COP}_e\eta_{ce}}{\eta_e[\text{COP}_e + x\eta_h[\text{COP}_a + y\eta_e[\text{COP}_a]}]}
\end{aligned}$$

10.4.4 一次能源综合利用效率。

1. 燃气冷热电联供分布式能源系统及设备配置选择，为了得到最佳的一次能源利用效率或节能率，常常采用燃气发电装置、余热制冷和供热、电制冷、蓄冷、蓄热、热泵、燃气锅炉等类型设备的复合能量供应方式。“联供”系统既要“系统外”或“能源站外”供应电力，也可能在一些时段要从电网公司购进电力，为此在进行“联供”系统的一次能源综合利用效率或一次能源利用效率的计算时，应在其计算式中列入对“联供系统”外供电量和从电网公司外购电量。“联供”系统的一次能源利用效率可用式(10.4.4-1)计算。

$$\text{一次能源利用效率} = \frac{\text{供热量} + \text{供冷量} + \text{用电量} \times 3600 \text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})}{\text{燃料总消耗量} \times \text{单位燃料低发热值} + \text{购电量} \times 3600 \text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})} \quad (10.4.4-1)$$

2. “联供”系统的一次能源利用效率，若按式(10.4.4-1)计算时电能只按其热功量进行计算，未计及电能是高品质能量的特征。为体现电能为高品质能量的特征，对于外购电量、购进电量均应按生产电网电能所消耗的一次能源或燃料消耗量进行计算，并应计人供电公司电能输配效率。为此，一次能源利用效率应采用式(10.4.4-2)计算。

$$\text{一次能源利用效率} = \frac{\text{供热量} + \text{供冷量} + \text{用电量} \times \text{单位电量消耗燃料的热量}}{\text{燃料总消耗量} \times \text{单位燃料低发热值} + \text{购电量} \times \text{单位电量消耗燃料的热量}} \quad (10.4.4-2)$$

3. 在式(10.4.4-2)中单位电量消耗燃料的折算热量，是以不同电网 η_{ce} 的发电效率和电网输配效率进行折算的，若以煤电为主的电网电力，其供电效率 $\eta_{ce}=0.4 \times 0.9=0.36$ ，单位电量的燃料消耗量为 $3600/0.36=10000 \text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 或 $2390 \text{kcal}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ ；若以燃气一蒸汽联合循环的电网电力，其供电效率 $\eta_{ce}=0.55 \times 0.9=0.495$ ，单位电量的燃料消耗量为 $3600/0.495=7300 \text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 或 $1740 \text{kcal}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

11 保温与保冷

11.1 一般规定

11.1.1 为提高热量或冷量利用率，减少设备、管道及其附件在工作过程中的散热损失以节约能源，设备或管道在下列情况下应保温、保冷：

1. 不保温、保冷时，冷热损耗量大，且不经济。
2. 管道内输送的冷、热介质必须保证一定状态或参数时。
3. 供热介质温度高于 50°C 的管道及设备。
4. 敷设在有冻结危险场所的管道。
5. 管道或设备不绝热时，散发的冷热量会对房间参数造成不利影响或产生不安全的因素。
6. 对于输送低温介质的管道，防止其表面结露时。
7. 外表面温度高于 60°C ，且敷设在容易使人烫伤的地方。

11.2 保温、保冷材料的选择

11.2.1 保温材料的平均温度低于 350°C 时，其导热系数不得大于 $0.12\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ；保冷材料的平均温度低于 25°C 时，其导热系数不应大于 $0.064\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

11.2.2 保温的硬质材料密度不得大于 $300\text{kg}/\text{m}^3$ ；软质材料及半硬质制品密度不得大于 $200\text{kg}/\text{m}^3$ ；保冷材料的密度不得大于 $200\text{kg}/\text{m}^3$ 。

11.2.3 用于保温的硬质材料抗压强度不得小于 0.4MPa ；用于保冷的硬质材料抗压强度不得小于 0.15MPa 。

11.2.4 保温材料的含水率不得大于 7.5% (重量比)；保冷材料的含水率不得大于 1% (重量比)。

11.2.5 保冷应优先采用导热系数小、湿阻因子大、吸水率低、密度小、耐低温性能好的高效保温材料，如闭孔橡塑保温材料或硬质发泡聚氨酯材料。

11.2.6 冰蓄冷系统的保冷材料应采用闭孔型材料和对异形部位保冷简便的材料。

11.2.7 保温材料允许使用温度应高于介质温度。

11.3 保温、保冷层厚度的确定

11.3.1 采暖供热管道保温层厚度。

1. 采暖供热管道保温层厚度应采用经济厚度计算方法确定。
2. 采用煤作为采暖热源的燃料时，可按表11.3.1—1和表11.3.1—2确定采暖供热管道的最小保温厚度。

表 11.3.1-1 采暖管道离心玻璃棉最小保温厚度

热价 (元/GJ)	保温厚度 (mm)		25	30	35	40	45	50	55	60	70	
	公称管径 (mm)	最高介质 温度 (°C)										
25	室内	80	≤DN25	DN32~DN100	DN125~DN500	≥DN600						
		95		≤DN40	DN50~DN125	DN150~DN600	≥DN700					
		130			≤DN40	DN50~DN80	DN100~DN150	DN200~DN500	≥DN600			
	室外	80		≤DN40	DN50~DN100	DN150~DN350	DN70~DN125	≥DN400	≥DN500			
		95		≤DN20	DN25~DN50	DN70~DN125	DN200~DN400	≥DN500				
		130			≤DN20	DN25~DN50	DN70~DN100	DN125~DN200	DN250~DN500	≥DN600		
30	室内	80		≤DN50	DN70~DN150	DN200~DN1000	≥DN1000					
		95		≤DN25	DN32~DN70	DN80~DN200	DN250~DN1000	≥DN1100				
		130			≤DN25	DN32~DN50	DN70~DN100	DN125~DN200	DN250~DN600	≥DN600		
	室外	80		≤DN25	DN32~DN50	DN80~DN150	DN250~DN500	≥DN600				
		95			≤DN40	DN50~DN80	DN125~DN150	DN250~DN600	≥DN700			
		130				≤DN32	DN40~DN50	DN70~DN100	DN125~DN200	DN250~DN500		
35	室内	80		≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN300	≥DN350					
		95		≤DN20	DN25~DN50	DN70~DN100	DN125~DN250	≥DN250				
		130				≤DN32	DN40~DN70	DN80~DN125	DN150~DN250	DN300~DN700		
	室外	80			≤DN40	DN50~DN80	DN100~DN200	DN250~DN1000	≥DN1100			
		95			≤DN25	DN32~DN50	DN70~DN100	DN125~DN250	≥DN250			
		130				≤DN32	DN40~DN50	DN70~DN100	DN125~DN200	DN250~DN500		

表11.3.1-2 采暖管道聚氨酯最小保温厚度

热价 (元/GJ)	保温厚度(mm)		18	22	26	30	35	40
	公称管径 (mm)	最高介质 温度(°C)						
25	室内	80	≤DN25	DN32~DN100	≥DN125			
		95		≤DN40	DN50~DN150	≥DN 200		
	室外	80		≤DN40	DN50~DN125	≥DN 150		
		95		≤DN20	DN25~DN50	DN70~DN200	≥DN 250	
30	室内	80		≤DN50	DN70~DN250	≥DN 00		
		95		≤DN25	DN32~DN80	DN100~DN350	≥DN 400	
	室外	80		≤DN20	DN25~DN100	DN80~DN200	≥DN 250	
		95			≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN500	≥DN 600
35	室内	80		≤DN32	DN40~DN100	≥DN 150		
		95			≤DN50	DN70~DN150	≥DN 200	
	室外	80			≤DN40	DN50~DN100	≥DN 150	
		95			≤DN25	DN32~DN50	DN70~DN150	≥DN 200

注：1. 表11.3.1—1及表11.3.1—2中的保温厚度按以下原则确定：

1) 以经济厚度计算确定，还贷5年，利息6%，投资贷款年分摊率Js为23.74%。

2) 保温材料导热系数λ：

离心玻璃棉 λ=0.031+0.00017t_m [W/(m·°C)]；

硬质聚氨酯泡沫塑料 λ=0.024+0.00014t_m [W/(m·°C)]；

其中t_m为保温材料层的平均温度(°C)。

3) 离心玻璃棉造价：管壳1600元/rn³；硬质聚氨酯泡沫塑料造价：管壳2600元/m³；造价包括辅材与安装人工等。

4) 室内环境温度按20°C；室外温度取0°C，风速3m/s。

5) 采暖期按120d，2880h。

6) 热价：以煤为燃料，分别按热价为25、30、35元/GJ进行计算。

2.当室外环境温度非0~C时，可根据使用期的室外平均温度采用下式进行修正：

$$\delta' = \left(\frac{T_0 - T'_w}{T_0} \right)^{0.38} \delta \quad (11.3.1)$$

式中 δ'——实际采用厚度(mm)；

δ——室外环境温度0°C时的查表厚度；

T₀——管内介质温度(°C)；

T'_w——实际使用期平均环境温度(°C)。

11.3.2 热介质管道的绝热厚度可参照表11.3.2中给出的厚度选择。

表 11.3.2 热管道离心玻璃棉经济保温厚度

保温厚度 (mm)	公称管径 (mm)	最高介质 温度 (°C)	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110	120
			室内	≤DN50	DN70 ~ DN125	DN150 ~ DN400	≥DN500						
	80	≤DN20	DN25 ~ DN40	DN50 ~ DN80	DN100 ~ DN150	≥DN200							
	95		≤DN20	DN25 ~ DN40	DN50 ~ DN80	DN100 ~ DN250	≥DN300						
	125				≤DN32	DN40 ~ DN80	DN100 ~ DN200	DN250 ~ DN800	≥DN900				
	150					≤DN50	DN70 ~ DN100	DN125 ~ DN250	DN300 ~ DN700	≥DN800			
	175					≤DN32	DN40 ~ DN70	DN80 ~ DN125	DN150 ~ DN250	DN300 ~ DN700	≥DN800		
	200					≤DN20	DN25 ~ DN40	DN50 ~ DN80	DN100 ~ DN150	DN200 ~ DN300	DN350 ~ DN800	≥DN900	
室外	60	≤DN20	DN25 ~ DN40	DN50 ~ DN80	DN100 ~ DN150	≥DN200							
	80		≤DN20	DN25 ~ DN40	DN50 ~ DN70	DN80 ~ DN200	≥DN250						
	95			≤DN25	DN32 ~ DN40	DN50 ~ DN125	DN150 ~ DN400	≥DN500					
	125				≤DN20	DN25 ~ DN50	DN70 ~ DN125	DN150 ~ DN300	≥DN350				
	150					≤DN40	DN50 ~ DN80	DN100 ~ DN150	DN200 ~ DN350	≥DN400			
	175					≤DN25	DN32 ~ DN50	DN70 ~ DN100	DN125 ~ DN200	DN250 ~ DN400	≥DN500		
	200						≤DN40	DN50 ~ DN70	DN80 ~ DN125	DN150 ~ DN250	DN300 ~ DN500	≥DN600	

注: 1. 保温厚度按以下原则确定:

- 1) 以经济厚度计算确定, 还贷 5 年, 利息 6%, 投资贷款年分摊率 S 为 23.74%。
- 2) 离心玻璃棉导热系数 $\lambda = 0.031 + 0.00017t_m [W/(m \cdot K)]$, 其中 t_m 为保温材料层的平均温度 (°C)。
- 3) 离心玻璃棉造价: 管壳 1600 元/m³; 造价包括辅材与安装人工等。
- 4) 室内环境温度按 20°C; 室外温度取 0°C, 风速 3m/s。
- 5) 使用期按 120d, 2880h。
- 6) 热价: 按 66 元/GJ 进行计算, 相当于以燃气作为燃料。
2. 当室外环境温度非 0°C 时, 可根据使用期的室外平均温度, 采用式 (11.3.1) 进行修正。

11.3.3 采用柔性泡沫橡塑绝热的室内空气调节热水管道，其经济绝热厚度可参照表11.3.3中给出的厚度选择。

表1 1.3.3 室内热水管柔性泡沫橡塑经济绝热厚度

公称管径 (mm)	保温厚度(mm)					
	18	22	26	30	35	40
最高介质温度(°C)						
80	≤DN40	DN50~DN125	DN150~DN10000	≥DN1100		
95		≤DN20	DN25~DN50	DN70~DN125	DN150~DN800	≥DN900

注：1. 柔性泡沫橡塑的导热系数 $\lambda=0.03375+0.000125t_m$ 。

2. 室内环境温度取20°C；热价为66元/GJ。

11.3.4 生活热水采用金属管道时，管道绝热厚度可根据热价，参考供热管道确定。

11.3.5 空气调节冷水管最小保冷厚度应符合表11.3.5的规定。

表1 1.3.5 空气调节冷水管最小保冷厚度(介质温度≥5°C)

地区类别	介质温度	柔性泡沫橡塑		离心玻璃棉	
		公称管径(mm)	厚度(mm)	公称管径(mm)	厚度(mm)
I	室外	≤DN25	25	≤DN25	25
		DN32~DN50	28	DN32~DN80	30
		DN70~DN150	32	DN100~DN600	35
		≥DN200	36	≥DN700	40
	室内	≤DN20	19	≤DN32	20
		DN25~DN50	22	DN25~DN250	25
		DN70~DN200	25	≥DN300	30
		≥DN250	28		
II	室外	≤DN40	32	DN25	30
		DN50~DN80	36	DN32~DN70	35
		DN10~DN200	40	DN80~DN200	40
		DN200~DN1000	45	DN250~DN1000	45

续表11.3.5

地区类别	介质温度	柔性泡沫橡塑		离心玻璃棉	
		公称管径(mm)	厚度(mm)	公称管径(mm)	厚度(mm)
II	室内	$\leq DN25$	25	$\leq DN32$	25
		$DN50 \sim DN80$	28	$DN32 \sim DN80$	30
		$DN100 \sim DN250$	32	$\geq DN150$	35
		$\geq DN300$	36		

注：1. 保冷厚度按以下原则确定：

- 以防结露与经济厚度计算确定，还贷5年，利息6%，投资贷款年分摊率s为23.74%。
 - 离心玻璃导热系数 $\lambda=0.031+0.00017t_m$ [W/(m·°C)]；
柔性泡沫橡塑导热系数 $\lambda=0.03375+0.000125t_m$ [W/(m·°C)]；
其中 t_m 为实际使用时保温材料层的平均温度(°C)。
 - 离心玻璃棉造价：管壳1600元/m³；柔性泡沫橡塑造价：3400元/m³；造价包括辅材与安装人工等。
 - 室内环境温度按20°C；室外温度取0°C，风速3m/s。
 - 冷价：按70元/GJ进行计算，相当于以电为制冷动力。
2. 表中地域范围划分，是依据各城市的潮湿系数确定。空调计算室外干球温度采用陆耀庆主编2007版的《实用空调通风设计手册》中数据，相对湿度采用《工业设备及管道绝热工程设计规范》GB 50264—97中附录C中数据。
介质温度5°C时： $\theta \leq 7.6$ 为I类地区； $9.5 \geq \theta > 7.6$ 为II类地区。
I类地区的城市：北京、天津、大连、锦州、徐州、杭州、安庆、屯溪、福州、厦门、景德镇、潍坊、南阳、宜昌、武汉、桂林、梧州、昆明、汉中、香港等。
II类地区的城市：上海、温州、广州、海口、南宁、成都、淮阴、商丘、南京、合肥等。
- 防结露计算时，I类地区：室外 θ 取7.6；室内 θ 取5.6；II类地区：室外 θ 取9.5；室内 θ 取7.0。
 - 如使用环境、材料等条件差异较大时，应重新计算确定。

11.3.6 蓄冰系统管道保冷的防结露最小厚度应符合表11.3.6的规定。

表1 1.3.6 蓄冰系统管道保冷防结露最小厚度(介质温度 $\geq -10^\circ\text{C}$)

地区类别		柔性泡沫橡塑		硬质聚氨酯发泡	
		公称管径(mm)	厚度(mm)	公称管径(mm)	厚度(mm)
I	室外	$\leq DN32$	36	$\leq DN32$	30
		$DN40 \sim DN50$	40	$DN40 \sim DN80$	35
		$DN70 \sim DN125$	45	$DN100 \sim DN300$	40
		$DN150 \sim DN250$	50	$\geq DN350$	45
		$\geq DN300$	55		
	室内	$\leq DN32$	30	$\leq DN50$	26
		$DN40 \sim DN80$	35	$DN70 \sim DN150$	30
		$DN100 \sim DN250$	40	$\geq DN200$	35
	$\geq DN300$	45			

续表11.3.6

地区类别		柔性泡沫橡塑		硬质聚氨酯发泡	
		公称管径(mm)	厚度(mm)	公称管径(mm)	厚度(mm)
II	室外	$\leq DN40$	45	$\leq DN25$	35
		$DN50 \sim DN70$	50	$DN32 \sim DN50$	40
		$DN80 \sim DN200$	60	$DN70 \sim DN125$	45
		$\geq DN250$	70	$DN150 \sim DN350$	50
				$\geq DN400$	55
	室内	$\leq DN32$	35	$\leq DN40$	30
		$DN40 \sim DN100$	40	$DN50 \sim DN125$	35
		$DN80 \sim DN150$	45	$DN150 \sim DN600$	40
		$DN200 \sim DN450$	50	$\geq DN700$	45
		$\geq DN500$	55		

注：1. 保冷厚度根据以下数据确定：

1) 柔性泡沫橡塑导热系数 $\lambda=0.03375+0.000125t_m$ [W/(m·°C)]；

硬质聚氨酯发泡导热系数 $\lambda=0.024+0.00014t_m$ [W/(m·°C)]；

其中 t_m 为保温材料层的平均温度(°C)。

2) 防结露计算时，I类地区：室外 θ 取11.93；室内 θ 取9.35；

II类地区：室外 θ 取14.99；室内 θ 取11.44。

2. 如使用环境、材料等条件差异较大时，应重新计算确定。

11.3.7 空调冷、热水管绝热层厚度的计算应按下列原则进行：

1. 单冷管道应按防结露方法计算保冷层厚度，再按经济厚度法核算，对比后取其较大值。
2. 单热管道应采用经济厚度法计算保温层厚度。
3. 冷热合用管道，应分别按冷管道与热管道的计算方法计算绝热厚度，对比后取其较大值。

11.3.8 室内、外空气调节风管绝热最小热阻应符合表11.3.8—1和表11.3.8—2的要求。

表11.3.8—1 室内空气调节风管绝热层的最小热阻

风管类型	最小热阻(m ² ·K/W)
一般空调风管(管内介质温度 15~33°C)	0.74
低温风管(管内介质温度 5~47°C)	1.08

表1 1.3.8—2 室外空气调节风管绝热层的最小热阻

风管类型	室外环境		最小热阻(m ² ·K/W)
一般空调风管 (管内介质温度 15~32°C)	仅夏季运行		0.93
	冬季运行期日 室外平均温度 (全年运行)	5°C	1.13
		0°C	1.24
		-5°C	1.35

续表11.3.8—2

风管类型	室外环境		最小热阻(m ² ·K/W)
一般空调风管 (管内介质温度 5~36℃)	仅夏季运行		1.25
	冬季运行期日 室外平均温度 (全年运行)	5℃	1.21
		0℃	1.32
		-5℃	1.42

注：计算条件：

1. 建筑物内环境温度：冷风时26℃；暖风时20℃；全年2880/2000h。
2. 室外环境温度：夏季29℃，冬季5℃，0℃，-5℃。
3. 以经济厚度计算；冷价70元/GJ；热价66元/GJ。
4. 还贷5年，利息6%， $S=0.2374$ 。
5. 以玻璃棉为代表材料，导热系数 $\lambda=0.031+0.00017t_m$ ，价格1300元/m³。

11.3.9 设备保温、保冷层厚度。

1. 设备表面保温层的经济厚度可参照按表11.3.9—1选用。

表11.3.9—1 设备保温层经济厚度(mm)

保温材料	聚氨酯				离心玻璃棉板									
	80	95	80	95	80	95	130	80	95	130	150	175	200	
内表面温度(℃)	80	95	80	95	80	95	130	80	95	130	150	175	200	
环境温度(℃)	20		0		20			0						
热价 (元/GJ)	25	26	30	31	34	37	43	54	4J4	49	60	66	73	80
	30	29	33	34	37	41	47	60	49	54	66	72	80	87
	35	31	35	36	40	45	51	64	53	58	71	78	86	94
	66	45	51	51	56	62	71	89	72	80	97	107	118	129

注：1. 保温厚度按以下原则确定：

- 1) 20℃为室内环境温度，风速0m/s。
 - 2) 0℃为室外环境温度，风速3m/s。
 - 3) 季节运行时间：使用期按120d，2880h。
2. 当室外环境温度非0℃时，可根据使用期的室外平均温度，采用式(11.3.1)进行修正。

2. 设备表面采用柔性泡沫橡塑保冷的防结露厚度可参照按表11.3.9—2选用。

表11.3.9—2 设备表面柔性泡沫橡塑保冷层防结露最小厚度(mm)

地区类别	设置位置	设备表面温度(℃)					
		-10	-5	0	5	10	15
I	室外	57	51	44	37	30	24
	室内	45	39	34	28	22	16

续表11.3.9—2

地区类别	设置位置	设备表面温度(°C)					
		-10	-5	0	5	10	15
II	室外	71	64	56	47	39	31
	室内	55	48	41	34	27	20

注：保冷厚度按以下原则确定：

1. I、II类地区按表11.3.5注2的方法进行。
2. 外表面放热系数：8.141W/(m²·°C)。
3. 柔性泡沫橡塑导热系数 $\lambda=0.03375+0.000125t_m$ [W/(m·K)]。

11.3.10 空调凝结水管防结露厚度，设计中可参照表11.3.10选用。

表11.3.10 空调凝结水管防结露厚度(mm)

材 料	柔性泡沫橡塑管壳		玻璃棉管壳	
	I	II	I	II
环境位置				
空调房间吊顶内	6	9	10	10
非空调房间内	9	13	10	15

11.3.11 当选用其他绝热材料，或导热系数与上述所列数值相差较大时，绝热层厚度应按式(11.3.11)修正：

$$\delta' = \delta \frac{\lambda'}{\lambda} \quad (11.3.11)$$

式中 δ' ——修正后的绝热层厚度(mm)；
 δ ——查表得到的绝热层厚度(mm)；
 λ' ——实际选用的绝热材料的导热系数[W/(m·K)]；
 λ ——表中所用绝热材料的导热系数[W/(m·K)]。

11.4 保温、保冷结构和要求

11.4.1 保温结构应包括绝热层和保护层；保冷结构应包括绝热层、隔汽层和保护层。保护层应具有防止外力损坏绝热层的能力，并应符合施工方便、防火、耐久、美观等要求，室外设置时还应具有防雨雪能力。

11.4.2 管道与设备的保温、保冷应符合下列要求：

1. 保冷层的外表面不得产生凝结水。
2. 冷管道与支架之间应采取防止“冷桥”措施。
3. 穿越墙体或楼板处的管道绝热层应连续不断。

11.4.3 绝热层的设置。

1. 设备、直管道、管件等无需检修处宜采用固定式保温结构；法兰、阀门、人孔等处采用可拆卸式的保温结构。

2. 绝热厚度大于100mm时，绝热结构宜按双层考虑，双层的内外层缝隙应彼此错开。

11.4.4 保温层的支撑及紧固。

1. 高于3m的立式设备、垂直管道以及与水平夹角大于45°，长度超过3m的管道应设支撑圈，其间距一般为3~6m。

2. 硬制材料施工中应预留伸缩缝。

3. 保温层应采用适当措施进行紧固。

11.4.5 隔汽层与保护层的设置应根据保温、保冷材料、使用环境等因素确定。具体如下：

1. 采用非闭孔材料保冷时，外表面必须设隔汽层和保护层。

2. 保温时，外表面应设保护层。

3. 室内保护层可采用难燃型的玻璃钢、铝箔玻璃钢薄板或玻璃布。

4. 室外管道保护层一般采用金属薄板，宜采用0.5~0.7mm厚的镀锌钢板或0.3~0.5mm防锈铝板制成外壳，外壳的接缝必须顺坡搭接，以防雨水进入。

5. 室内防潮层可采用阻燃型聚乙烯薄膜、复合铝箔等；条件恶劣时，可采用CPU防水防腐敷面材料。

12 控制与检测

12.1 一般规定

- 12.1.1** 本章提出的控制与检测的技术措施仅适用于本专篇涉及的民用建筑中的采暖通风与空调系统。
- 12.1.2** 根据节能优先、开发能源利用为辅的原则，本技术措施着重提出控制策略，不进行设计内容的描述。
- 12.1.3** 在保证控制系统安全可靠的前提下，追求节能的最大效益。
- 12.1.4** 集中采暖与空气调节系统应进行监测与控制，监控内容应根据建筑功能、相关标准、系统类型等通过技术经济比较确定。
- 12.1.5** 空调房间应设置室内温度控制装置。

12.2 节能的控制策略

- 12.2.1** 应对建筑物采暖通风空调系统的水、暖、电、气等能源消耗的总量进行计量。
- 12.2.2** 住宅建筑采暖散热器采用恒温阀控方法时，应保证恒温阀的温度检测元件不被遮挡。
- 12.2.3** 设置多台锅炉的集中供热工程，应具有根据热负荷需求变化、锅炉系统热特性和优化程序自动控制锅炉运行的能力。
- 12.2.4** 采暖系统的水锅炉供水温度或采暖换热站热交换器二次出水温度应具有室外气温自动补偿功能。
- 12.2.5** 为保证热网运行的平稳及系统的节能运行，换热站一次水侧的压力、温度和热量参数均应能上传至热网控制中心及热源厂。
- 12.2.6** 空调冷水系统设置多台制冷机组时，机组运行台数应采用系统效率优化的控制方法。
- 12.2.7** 当空调或采暖水系统采用二级泵或多级泵系统时，宜根据所服务的水环路中最不利末端压差的实时信号，自动控制该泵的转速。
- 12.2.8** 空调冷源系统的节能，可结合工艺的实际情况，采用模糊调节、预测调节等智能型控制方式。
- 12.2.9** 冷却塔风扇应根据冷却水供水温度，采用台数、启停、有级变速或无级变速的控制方法。
- 12.2.10** 全空气调节系统过渡期应采用控制新风比的方式运行，充分利用室外自然冷源；冬、夏季宜根据室内CO₂浓度控制进入室内的新风量，保证满足最低卫生要求，实现最小新风量控制。
- 12.2.11** 空气调节系统的空气过滤器应设置压差检测报警装置。
- 12.2.12** 控制系统的软件，应具备节能控制及管理的功能。

12.3 检测仪表及控制装置

-
- 12.3.1** 所有参与能耗计量的检测仪表，其误差不应低于 $\pm 0.5\%$ 。
- 12.3.2** 所有与节能控制有关的检测与调节仪表，其误差不应低于 $\pm 1.0\%$ 。
- 12.3.3** 采暖系统、通风系统、空调系统及冷热源的控制应采用计算机控制系统，如：直接数字控制系统(DDC)，微计算机，可编程控制器(PLC)，集散控制系统(DCS)等。
- 12.3.4** 所有参与自动调节的阀门(空调系统的风阀除外)宜与控制系统成套供货，并提供阀门选型计算书和技术参数；所配套的执行机构宜采用电子式执行器。
- 12.3.5** 空调及新风机组上的自控风阀、锅炉送风及排烟自控阀等应选用配套执行机构的阀门，以保证阀门的正常动作。

未完待续.....