

忆往昔峥嵘岁月—祖国各地（一）



1952年



1957年



1963年



1982年



2001年



1957年毕业分配到建工部东北设计院 8月14日晨抵沈



1957年8月13日毕业离哈摄于火车站



1957年院办公大楼门前



1958年抚顺，奉派到东北二公司参加劳动



1960年北京，建工部暖通技术干部训练班



1965年北京



1965年北京，参加建工部建研院空调所新址初步设计



1967年四川达县，在建工部第一综合设计院工作



1967年四川达县



1985年在厦门分院



1989年深圳，参加深圳白沙岭大厦设计



1991年贵州，参编的《实用供热通风设计手册》定稿会议

忆往昔峥嵘岁月—祖国各地（二）



1986年参加沈阳市暖通学术会议
介绍中兴大厦空调设计



1987年沈阳



1987年沈阳，东北地区计量测试中心工程验收



1986年沈阳，参加沈阳北站地下工程审查会



1990年丹东，参观东海散热器厂



1995年参加江阴双良公司研讨会途中



1996年江苏启东，参观江苏风神空调机厂



1998年沈阳，辽宁省空调制冷学术年会主持会议



1997年广东潮州



1997年本溪



2000年北京，为参编的《建筑给排水及采暖工程施工质量验收规范》起草编制大纲



2001年海南，《建筑给排水及采暖工程施工质量验收规范》审查会议



2009年沈阳，审图公司赴辽宁东鹰电器现场



编辑委员会

主任：王洪礼

副主任：刘克良、窦南华、吴一红

委员：刘泽生、陈正伦、金鹏、
郭晓岩、蔡平、陈志新、
高连玉、苑振芳、黄堃、
刘子青、孙哲、崔长起、
金丽娜、王金元、吴光林、
张丙吉

主编：刘克良

责任编辑：马历勇

地址：沈阳市光荣街 65 号

邮编：110006

电话：024-62123555

传真：024-23861440

网址：www.cscecnei.com

E-mail: dbyk8023@163.com

目 录

编者按	2
单管顺流式系统立支管散热的计算	3
对《高层民用建筑设计防火规范》防排烟条款 的理解与意见	5
住宅分户计量式供暖系统的设计要点	8
住宅供暖计量收费方法的探讨	12
关于《高层民用建筑设计防火规范》防排烟条款 的修改意见	15
热水采暖系统基本形式综述	20
附：《热水采暖系统基本形式综述》编辑审校稿	26
关于空调用热泵的若干概念辨析	34
附：《关于空调用热泵的若干概念辨析》刊出后记	39
投稿致《暖通空调》编辑部函	41
《暖通空调》杂志社的稿件退修通知单	41
审校意见（马最良）	42
审校意见（石文星）	43
修改稿致《暖通空调》编辑部函	44
对于现行建筑节能设计标准的理解与建议	45
地下室垂直疏散通道防排烟设计体会	50
地下水水源热泵的应用（手稿）	53
空调用热泵概论	71
空调制冷中氟氯里昂的受限与对策	83
辽宁省农村住宅建筑热工调查报告（扫描稿）	87
热水用塑料管材壁厚选用表	100
暖通施工图节选	104

封面：作者 2001 年于北京圆明园

封底：与第二作者于哈尔滨

封二：忆往昔峥嵘岁月-祖国各地（一）（二）

封三：踏遍青山人未老-五洲足迹（一）（二）

【编著按】

为活跃我院学术气氛，丰富暖通空调论坛，纪念我院成立六十周年。本期《院刊》专集选编了我院暖通空调专业教授级高级工程师，资深总工程师肖兰生从业五十多年来，参加学术交流、或发表于国内各刊物的论文、著作。以飨读者。

肖兰生，教授级高级工程师，资深总工程师，国家注册公用设备工程师（暖通空调），辽宁省制冷学会原副理事长兼空调制冷委员会主任委员。

1938年5月生于哈尔滨市呼兰县。

1957年8月毕业于建筑工程部哈尔滨建筑工程学校房屋卫生技术设备专业，分配至我院从事暖通空调专业设计工作。其间，1959年6月选派到建筑工程部采暖通风技术干部训练班进修。师从西亚庚、赵先智、赵恩卿、王天富先生，1960年7月毕业。1963年8月考入哈尔滨建筑工程学院供热通风专业（函授），1968年8月毕业。

1982年始曾受派前往北也门、南也门、阿联酋、伊拉克、苏联、美国等国家工作、考察。

1998年6月退休，返聘至今。

肖兰生在从事暖通空调专业设计工作的五十七年中，兢兢业业、刻苦钻研，秉承“博学之、审问之、慎思之、明辨之、笃行之”的古训，以设计、审定等身份参与完成了多项目、多类型的工程设计，同时围绕设计工作，注重研修、博采众长，在理论上也力争有所建树。

■ 主要参与完成的工程设计项目（除注明者外均为施工图设计）

东北工学院主楼（1963年）；
建研院空气调节研究所新址（1965年，扩初设计）；
102工程（1969年，大三线国防工程）；
辽化专家招待所（1973年）；
辽化体育馆（1975年）；
东北地区计量测试中心（1978年）；
北也门教育部训练中心（1982年，监理）；
南也门费林特岛俱乐部（1983年）；
南也门商业部外贸大楼（1983年，总承包）；
中国驻伊拉克大使馆（1984年）；
中兴商业大厦（一期1986年，二期1998年）；
深圳白沙岭大厦（1989年）
东北电力负荷预测中心（1993年，超高层）；
沈阳五爱服装城（1995年）；
天津云顶大厦（1997年，超高层城市综合体）；
辽宁大剧院（1999年）；
沈阳华府天地（2007年，城市综合体）；
沈阳佳兆业中心（2011年，超高层城市综合体）；
大连沿海国际中心（2012年，超高层五星级酒店）；
大连欧力士中国总部（2013年，超高层双塔写字楼）

■ 主要著作

《实用供暖工程设计》（1987年中国建筑工业出版社，671千字，与荣秀惠、隋锋贞、房家声合著）；
《实用供热空调设计手册》（1993年中国建筑工业出版社，1993千字，参编者之一）；
《建筑给水排水及采暖工程施工质量验收规范 GB50242-2002》（2002年中国建筑工业出版社，参编者之一）。

■ 主要译著

《日本公开专刊文摘》（1980年科学技术文献出版社，参译其中共约100千字）。

■ 主要论文

共撰有论文二十余篇。或公开发表，或参加学术交流，或载于内部刊物。其中《东北地区农村住宅的火炕调查研究》及《垂直单管变温降热水采暖系统的计算》两篇论文曾参加中国建筑学会建筑设备第一次学术会议交流。该会于1963年11月24日在北京召开。我院陈家荣主任工程师作为代表参加。11月27日，该会议及其他八个专业会议的代表，受到毛泽东、刘少奇、朱德、邓小平、聂荣臻等党和国家领导人的接见并合影。

单管顺流式系统立支管散热的计算

肖兰生

从理论上讲,在计算单管顺流式热水采暖系统散热器的面积时,应该扣除明设立支管的散热。但在实际设计中,却往往当作安全因素而不予考虑。这样,首先在经济上是不合理的。根据对实际工程的顺流式系统的分析计算,明设立支管的散热量相当于散热器负荷的15~20%。这是一个相当可观的数字。而且,在单管顺流式系统中,热水自上而下顺序流过各楼层的散热器。上面各层散热器面积的过剩,必然造成下层散热器进水温度偏低,从而,产生垂直失调,引起上热下冷。实际上恰恰相反是不安全的。因此,在计算单管顺流式系统的散热器面积时,应扣除明设立支管的散热。然而,由于这种系统中流过立支管的热水温度是逐层变化的,其散热计算相当繁琐。这也是阻碍设计中考虑立支管散热的一个因素。

鉴于上述,本文推荐一个快速准确的计算方法,该方法给出了立支管“当量散热面积”的概念,以通常的计算方法先求出散热面积,从中减去该房间立支管的当量散热面积,即得所需之散热器面积。此方法对于等温降及不等温降系统均适用。

根据热平衡的观点,即:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (1)$$

式中: Q ——房间热损失,千卡/小时;

Q_1 ——散热器的散热量,千卡/小时;

Q_2 ——立支管的散热量,千卡/小时。

若将散热器及同一房间的立支管视为一体,则二者具有同一个热水平均温度和平均温差 Δt_p 。据此,式(1)可写成:

$$Q = (F_1 K_1 + F_2 K_2 \beta) \Delta t_p \quad (2)$$

式中: F_1 ——散热器的散热面积,米²;

K_1 ——散热器的传热系数,千卡/米²·°C·小时;

F_2 ——立支管的散热面积,米²;

K_2 ——管道传热系数,千卡/米²·°C·小时;

Δt_p ——平均温差,°C;

β ——修正系数,立管为0.5,支管为1.0。

在这里,假说的管道“当量散热面积”的概

念是,当具有同样散热量时,某管段所相当的散热器的散热面积。设当量散热面积为 F_d ,则管道散热量可以下式表示:

$$Q_2 = F_d K_2 \beta \Delta t_p = F_d K_2 \Delta t_p$$

经变换,得:

$$F_d K_2 \beta = F_d K_2 \quad (3)$$

将式(3)代入式(2),

$$Q = (F_1 K_1 + F_d K_2) \Delta t_p \\ = (F_1 + F_d) K_2 \Delta t_p \quad (4)$$

很显然,散热器面积 F_1 与立支管当量散热面积 F_d 之和,即为所需之散热面积。若设所需之散热面积为 F ,则:

$$F = F_1 + F_d \quad (5)$$

$$F_d = F - F_1 \quad (6)$$

将式(5)代入式(4),得:

$$Q = F K_2 \Delta t_p \quad (7)$$

于是,在按通常的计算方法据公式(7)计算出 F 之后,即可据公式(6)从中减去立支管的“当量散热面积 F_d ”,而得到散热器散热面积 F_1 。

立支管的当量散热面积 F_d 的计算公式可由公式(3)导出:

$$F_d = F_1 \frac{K_1}{K_2} \beta \quad (8)$$

管道的传热系数 K_2 、各种型式散热器的传热系数 K_1 及二者之比 K_1/K_2 ,列于表1。

当平均水温不同时,由于 K_1 与 K_2 计算公式中的系数、指数不同,比值 K_1/K_2 并不是常数(见表1)。但考虑其值上下相差不大,取其平均值作为计算数值。

按公式(8)计算 F_d 值,列于表2及表3中。在立支管表面积 F 的计算中,取建筑物的层高为3.0米;支管长度,双侧连接为2.0米,单侧连接为1.5米。

例:某一单侧连接立管,六层,立支管直径为20毫米。立管热负荷6500千卡/小时。散热器热负

① 平均温差即热水平均温度与房间空气温度之差。

② 表中四柱—813散热器的 K_1 值取自中国建筑科学研究院空调所试验资料,其余取自东北工学院之试验资料。

荷：六层1500千卡/小时，二、三、四、五层各950千卡/小时，一层1200千卡/小时。热煤为95~70℃热水。散热器采用M132型。

求：各层散热器之散热面积 F_s 。

解：首先，按一般解析计算方法求出各层之 F 值（也可用图解法或其他简化计算法），然后由表

K_s 、 K_s 及 K_s/K_s 值 表 1

散热器型式		Δt_p (°C)					
		40	50	60	70	80	平均
无圈管 $d \leq 32$	K_s	10.7	11.2	11.7	12.2	12.5	11.7
	K_s/K_s	4.97	5.42	5.87	6.32	6.76	5.87
60(大)	K_s	2.16	2.07	2.0	1.94	1.85	2.0
	K_s/K_s	6.27	6.06	5.9	7.2	7.5	6.69
M132	K_s	1.7	1.71	1.7	1.7	1.67	1.7
	K_s/K_s	6.83	7.25	7.7	8.04	8.44	7.66
四柱-760	K_s	1.57	1.59	1.52	1.52	1.48	1.53
	K_s/K_s	0.4	0.78	7.4	7.79	8.16	7.5
四柱-813	K_s	1.67	1.66	1.56	1.57	1.53	1.6
	K_s/K_s						

单侧连接立支管当量散热面积 F_d (米²) 表 2

散热器型式	立支管直径(毫米)		
	15	20	25
60(大)	0.35	0.49	0.55
M132	0.30	0.42	0.46
四柱-760	0.27	0.38	0.42
四柱-813	0.28	0.39	0.44

2 查出 F_d 值，并按公式(6)求出各层之 F_s 。计算过程及结果列于表4。

表4中 t_1 ——散热器进水温度，°C，

Δt_s ——散热器水温降，°C，

t_0 ——室内空气温度，°C。

由表4可见，该立管各层所需散热面积 F 之和为14.54米²，立支管当量散热面积 F_d 之和为2.52米²。立支管当量散热面积 F_d 之和占所需散热面积 F 之和的17.3%，亦即考虑立支管散热大约节省17.3%的散热器。

双侧连接立支管当量散热面积 F_d (米²) 表 3

立支管直径(毫米)	散热器型式	一侧支管	立管和一侧支管	立管和两侧支管
15×15	60(大)	0.27	0.42	0.69
	M132	0.23	0.35	0.58
	四柱-760	0.21	0.32	0.53
	四柱-813	0.22	0.33	0.55
20×15	60(大)	0.27	0.45	0.72
	M132	0.23	0.39	0.62
	四柱-760	0.21	0.35	0.56
	四柱-813	0.22	0.36	0.58
20×20	60(大)	0.34	0.50	0.84
	M132	0.29	0.43	0.72
	四柱-760	0.26	0.39	0.65
	四柱-813	0.27	0.40	0.67
25×15	60(大)	0.27	0.50	0.77
	M132	0.23	0.42	0.65
	四柱-760	0.21	0.38	0.59
	四柱-813	0.22	0.40	0.62
25×20	(60大)	0.34	0.57	0.91
	M132	0.29	0.48	0.77
	四柱-760	0.26	0.43	0.69
	四柱-813	0.27	0.45	0.72
32×20	60(大)	0.34	0.63	0.97
	M132	0.29	0.53	0.82
	四柱-760	0.26	0.48	0.74
	四柱-813	0.27	0.50	0.77

表 4

立支管直径(毫米)	立管水流量(公斤/小时)	楼层	散热器热负荷(千卡/小时)	t_1 (°C)	Δt_s (°C)	t_0 (°C)	Δt_{sp} (°C)	K_s (千卡/小时·米 ² ·°C)	F (米 ²)	F_d (米 ²)	F_s (米 ²)
d 20	6500/25=260	6	1500	95	5.8	18	74.1	7.32	2.77	0.42	2.35
		5	950	89.2	3.65	18	69.33	7.18	1.92	0.42	1.50
		4	950	85.53	3.65	18	65.73	7.07	2.01	0.42	1.59
		3	950	81.9	3.65	18	62.08	6.96	2.19	0.42	1.77
		2	950	78.25	3.65	18	58.43	6.84	2.39	0.42	1.97
		1	1200	74.6	4.6	18	54.78	6.72	3.26	0.42	2.84
合 计									14.54	2.52	12.02

★ 原载《暖通空调》1984年第三期



对《高层民用建筑设计防火规范》防排烟条款的理解与意见

肖兰生

提要 叙述了对《高规》中有关垂直通道及地下室防排烟条款的理解,提出了修改建议。

关键词 防烟 排烟 垂直通道 地下室

Opinions on the Code for Fire protection Design of Tall Buildings

Abstract Presents personal understanding of the terms pertaining smoke management in a national standard and makes some modification suggestions.

Keywords smoke control , smoke extraction , vertical passage , basement

在《高层民用建筑设计防火规范》(GBJ45-82)(以下简称《82高规》)执行了长达12年之后,取而代之的《高层民用建筑设计防火规范》(GB50045-95)(以下简称《95高规》)终于颁布施行。单就防排烟的条款而言,《95高规》较之《82高规》有所进步,条文内容也趋于合理,对高层建筑的防排烟设计起到了良好的指导作用。但是,毋庸讳言,也存在着值得商榷的地方。

1 垂直通道的防排烟设施

1.1 自然排烟的条件限制

垂直通道的防排烟部位,包括防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室及合用前室。防排烟方式则分为自然排烟、机械排烟及加压送风。

在自然排烟方式的采用上,《95高规》比《82

高规》要严格。首先,规定在建筑高度不超过50m的一类公共建筑和不超过100m的居住建筑中,才“宜采用自然排烟方式”。此外,按《82高规》规定,防烟楼梯间及其前室或合用前室采用自然排烟方式时,只需前室保证一定的开窗面积即可。而《95高规》则规定,除前室有两个朝向的外窗,或开有敞开阳台、凹廊的情况之外,不仅仅是前室,楼梯间也必须有一定的面积的外窗。否则,楼梯间须设加压送风系统。

1.2 关于加压送风风量表 8.3.2-1~4

在《95高规》的编制中,鉴于机械排烟方式的弱点,对于垂直通道的机械防排烟,推荐以加压送风为主要方式。为了方便设计,在规范表 8.3.2-1~4 中给出了各种组合情况下的加压送风量。但由于第 8.3.1 和 8.3.12 条内容不够明确,欲按该表确定送风量还必须参照规范所附条文说明的表 17。笔者认为,可将规范正文中的表 8.3.2.1~4 和条文说明的表 17 合而为一(如表 1),并建议将其列于规范正文中。

1.3 超过 32 层时的加压送风量确定

前述各表数值,仅限于 32 层以下。若超过 32 层,《95高规》第 8.3.3 条规定,“层数超过三十二层的高度建筑,其送风系统及送风量应分段设计”。而在规范的条文说明中却解释为“本规范第 8.3.2 条的各表数值,最大在三十二层以下。如超过

表 1 垂直通道加压送风设置及风量

组合关系	送风部位	负担层数	加压送风量/m ³ /h
不具备自然排烟条件的楼梯间与其前室	楼梯间	<20层	25 000~30 000
		20~32层	35 000~40 000
不具备自然排烟条件的楼梯间与采用自然排烟的前室或合用前室	前室或合用前室	<20层	22 000~27 000
		20~32层	28 000~32 000
不具备自然排烟条件的楼梯间与合用前室	楼梯间	<20层	16 000~20 000
		20~32层	20 000~25 000
	合用前室	<20层	12 000~16 000
		20~32层	18 000~22 000
不具备自然排烟条件的消防电梯前室	前室	<20层	15 000~20 000
		20~32层	22 000~27 000

规定值时（即层数时），其送风系统及送风量要分段计算。”前者说是分段“设计”，后者说是分段“计算”。显然不尽相同，以何为准？

1.4 前室加压送风的风量分配

《95 高规》中关于机械防烟的第 8.3.8 条规定，“前室的加压送风口应每层设一个。”但是，送风口的形式是常开还是常闭？每层风口的风量应如何确定？规范正文未作规定，条文说明中也无提及。使设计人无所适从，不能不说是个漏洞。一般在设计中，只好参考《95 高规》的送审稿及其它资料。风口形式采用常开风口（自垂百叶）或常闭风口。每层风口的风量按系统总风量的三分之一计算。使用常闭风口，火灾时由消防中心发出信号，开启着火层及其上下一层的风口。

1.5 关于前室与合用前室的局部排烟

对于带裙房的高层建筑防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室或合用前室，当裙房以上部分利用外窗进行自然排烟，裙房不具备自然排烟条件时，其前室或合用前室应采用何种防排烟方式？《95 高规》第 8.4.3 条规定，“应设置局部排烟设施，其排烟量按前室每平方米不小于 $60\text{m}^3/\text{h}$ 计算。”而条文说明中，作为比较对象，最终被弃用的另一种方式是，“不考虑裙房以上部分进行自然排烟的条件，按机械加压送风要求设置机械加压送风设施，但在风量的计算中应考虑由窗缝引起的渗漏量。”笔者认为，规范正文应采用的恰恰是后者。因为在该条文说明中曾以较大篇幅对于垂直通道的机械排烟和加压送风方式做了全面系统的比较，并得出结论，在保证人员疏散和扑救方面，在建筑设备投资方面，加压送风均优于机械排烟。因此，“规定对防烟楼梯间及其前室，消防电梯前室和两者合用前室设备的防、排烟设施为机械加压送风的防烟设施或可开启外窗的自然排烟措施。除此之外，其他防、排烟方式均不宜采用。”更何况，所谓的“局部排烟设施”，远不如《82 高规》第 7.1.4 条规定内容那样规范，没有就地设置的自然进风竖井，排烟量也小得多。

1.6 关于裙房的封闭楼梯间

《95 高规》第 6.2.2 条规定，高层建筑的 non 高层裙房可设封闭楼梯间，且楼梯间应靠外墙。这里的裙房本身，是否也应区别为不超过 24m 的一类高层和不超过 32m 的二类高层？外窗面积是否也应有所限制？需要加以明确。

2 地下室与地上无窗房间的机械排烟

2.1 如何界定“经常有人停留或可燃物较多”

《95 高规》第 8.4.1.2 及第 8.4.1.4 条规定，面积超过 100m^2 的地上无窗房间或固定窗的房间，以及总面积超过 200m^2 或一个房间超过 50m^2 的、无可能利用窗井等开窗进行自然排烟的地下室，“经常有人停留或可燃物较多的”，须设置机械排烟设施。如何界定“经常有人停留或可燃物较多”？在《95 高规》的条文说明中也认为，“这个问题在过去的设计中给设计人员带来疑惑”，但“考虑到建筑使用功能的复杂性等因素的限制，仍不宜按定量规定，只能列举一些例子供设计人员参考。例：多功能厅等。”但是，这些说明是针对 8.4.1.2 条地上房间而言的，是否适用于 8.4.1.4 条地下房间？应该明确。

2.2 地下室各类站房的机械排烟

地下室的各类站房中，虽然也是“经常有人停留”。但是，人数不多，且系工作人员，熟悉周围环境，火灾发生时应扑救在前，疏散在后。这类房间显然不应包括在 8.4.1.4 条规定之内。因此，“经常有人停留”，似应改为“停留人数较多”。但考虑到地下室发生火灾时其危险性要大于地上房间，而一般的地下室机房等均设有排风系统。因此可以利用排风系统作为火灾时排烟之用。排烟量大小与排风量相同。

2.3 库房排烟

各类库房（戊类物品仓库除外）因“可燃物较多”按《95 高规》第 8.4.1.2 条及 8.4.1.4 条，须设机械排烟设施。但是，众所周知，高层建筑防排烟的主要目的是保证人员的安全疏散。库房内显然不会经常有很多人停留，且在火灾发生时排烟与补风必然使火势更猛。因此，是否可借鉴《人民防空

工程设计防火规范》(GBJ 98-87)的有关条文。在该规范中,关于地下室设置排烟的条件是“经常有人停留和可燃物较多”。与《95高规》相比,“或”字与“和”字,仅一字之差,概念却完全不同。单就库房而言,虽然可燃物较多,但却非经常有人停留。因此该规范第5.1.3条即明确规定,对丙、丁类物品库“宜采用密闭防烟设施。”

2.4 汽车库排烟

地下汽车库是否属于第8.4.1.4条规定的范围,《95高规》没有明确说明。为保守起见,设计中往往按机械排烟考虑。但是,汽车库一般面积较大,排烟量也大。而且,要按第8.4.11条的规定,尚须在排烟的同时,补入不小于排烟量50%的外部空气。汽车库排风量,一般相当于换气次数 $6h^{-1}$,送风量为 $5h^{-1}$ 。假设汽车库高4m,则每平方米排风量 $24m^3/h$,送风量 $20m^3/h$ 。排风量仅及排烟量 $[60m^3/(m^2 \cdot h)]$ 的40%,而送风量则为补风量 $[30m^3/(m^2 \cdot h)]$ 的 $2/3$ 。这样,在以排风系统及送风系统兼作火灾时的排烟系统及补风系统时,必须增设并联风机和转换风门,使系统变得相当复杂。

现在修订后的《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》(GB 50067-97)已发布,并自1998年5月1日起实施。该规范经专家研讨,并参照国外同类规范,关于地下车库的排烟明确规定,防烟分区可达 $2000m^2$,排烟量按 $6h^{-1}$,可以与排风系统合用。并在规范的条文说明中指出,该规范“其内容包括了高层民用建筑所属的汽车和人防地下车库”。这样,就为高层民用建筑地下车库的排烟提供了可以明确遵循的、合适的设计依据。

3 建议改写的条文

3.1 关于第8.1.1及8.1.2条

在8.1的一般规定中,第8.1.1条规定“高层建筑的防烟设施应分为机械加压送风的防烟设施和开启窗外的自然排烟设施”。第8.1.2条又规定“高层建筑的排烟设施应分为机械排烟设施和可开启外窗的

自然排烟设施”。防烟设施及排烟设施均包括“可开启外窗的自然排烟设备”,显然不太合乎逻辑。建议将第8.1.1与8.1.2条合并,改为:8.1.1高层建筑的防排烟设施分为机械防烟、自然排烟和机械排烟设施。

3.2 关于第8.1.3条

在8.1的一般规定中,第8.1.3条对一类高层建筑和建筑高度超过32m的二类高层建筑应设排烟设施的场合作了简述。但是,不完全。如第8.1.3.1条,缺少有可开启外窗的走道;第8.1.3.2条应说明为“无窗房间或设固定窗的房间”。而且,对机械防烟则完全没有谈到。其实,自然排烟、机械防烟和机械排烟,在随后的8.2,8.3及8.4中均有详细规定。在一般规定中对其加以简述,一是不易全面,二是显得重复。有鉴于此,建议将第8.1.3条撤消。

★ 原载《暖通空调》1999年第5期



住宅分户计量式供暖系统的设计要点

肖兰生

提要 介绍了住宅分户计量式供暖系统的几种散热器布置形式和主立管设置形式，分析了每种形式的优缺点，指出了热表和温控阀的选用和设置要点。

关键词 计量收费 热表 散热器 温控阀

Main points in design of household metering heating systems for residential buildings

Abstract Describes the arrangement of radiators and main risers of the household metering type hot water heating system, analyses their merits and demerits. Points out the main points of the selection and setting of the heat meter and thermostatic radiator valve,

Keywords metering and charging, heat meter, radiator, thermostatic valve

引言

为了达到减少能耗的目的，建设部作出规定，自 2000 年始要逐步实行住宅供暖的计量收费。

住宅供暖的热计量，其主要的可行的方式有两种，一是热表到户，一户一表；二是系统总热表加每组散热器上的热分配器。一般而言，后者较为适合于旧有供暖系统的改造。而在新建住宅中，则应采用前者。这就要求我们在设计中首先应该从改变住宅供暖系统的形式入手，摒弃传统的系统形式，在新建住宅中采用可方便装设热表和锁闭阀等的分户计量式供暖系统。

在一些论文和政府文件中，称这种系统为新双管系统、双管并联系统或中央分散式系统，等等。为了统一和更加确切起见，本文称其为分户计量式供暖系统。

1 系统形式

在多层或高层住宅中，住户的房间均局限于某一层或某两层（跃层式住宅）内。因此，

分户计量式系统的形式，基本为水平式。现分述如下。

1.1 水平单管串联式系统（图 1）

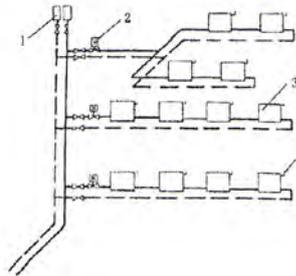


图 1 水平单管串联式系统
1 自动放气阀 2 热表
3 散热器 4 手动放气阀

此种系统的优点是系统简单，管材、阀门及配件用量小。缺点是无法单独调节散热器的散热量。

1.2 水平单管跨越式系统（图 2）

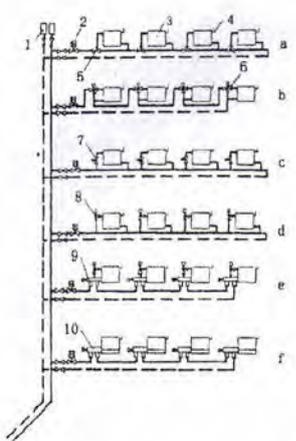


图 2 水平单管跨越式系统
1~4 同图 1 5 侧手柄三通阀
6 顶手柄三通阀 7 直通阀
8 角阀 9 单管旁通阀
10 单管潜管阀

与水平单管串联式相比，此种系统构造相对复杂，且由于进流系数的影响导致散热器用量增加。但是，各组散热器的散热量可单独调节。视调

节的方式不同,其连接有图 2 所示的各种形式。

图 2a, b 为装有三通调节阀的系统形式。前者所用的三通调节阀为侧手柄式,而后者则完全是垂直单管跨越式的变形。

图 2c, d 为在散热器进水管上装设两通调节阀(直通或角阀)的系统形式。

上述系统形式中,所装的调节阀可以是手动的,也可以是自动的,即散热器温控阀。

图 2e 所示的系统形式,是在装有两通温控阀的情况下,加装一个单管旁通阀,进水管均连接在该阀上。进水的一部分经该阀、两通恒温阀流入散热器,另一部分则与散热器回水混合后流出。

图 2f 所示的系统则装设了一个带横向(或垂直)插入管的潜管阀门,进出水管均由此阀与散热器相连。进入该阀的水,一部分经插入管流入散热器,另一部分与散热器回水混合后流出。潜管阀本身具备恒温控制功能。当使用带垂直插入管的潜管阀时,潜管阀设于散热器底部。

从图 2b, e, f 中不难发现,这些系统形式忽略了国内通常要考虑的泄水问题。然而,这些系统形式的明显优点是,散热器之间的连接管没有接头,在隐蔽敷设时,无渗漏之虞,且可紧贴地面,节省 20~30mm 的空间高度。

1.3 水平双管式系统(图 3)

水平双管式系统,根据供水干管的敷设位置,可分为上供下回式(图 3a)和下供下回式(图 3b, c, d)。

在我国现行教科书及手册中,尚无水平双

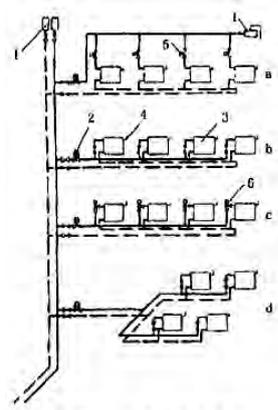


图 3 水平双管式系统
1~4 同图 1 5 直通阀 6 角阀

管系统的称谓。过去所说的双管系统,一般指双立管。

与水平单管相比,水平双管系统相对复杂一些,管道的安装与隐蔽难度也相对大一些。但其明显的优点是

散热器散热量的可调性最佳。

前述之水平单管及水平双管系统,视建筑平面,其管道可以沿界墙(或外墙)绕行一周,设计成一环,也可南北分环。南北分环时,在散热器下面要多出一根回水管。对于水平双管而言,如仍采用同程式,在散热器下面已有供回水两根管道的情况下,再增加一根回水管(图 3b, c),无疑给敷设与隐蔽增加了困难。此时水平双管系统可设计成异程式(图 3d)。在分户计量式系统中、由于环路短,连接散热器组数有限,特别是在装有温控阀的情况下,平衡的问题可不必担忧。

1.4 水平放射式系统(图 4)

这是一种不同于各种传统形式的系统,在主立管附近设分水器 and 集水器,每组散热器的供回水管由分水器 and 集水器接出。放射式系统除具备水

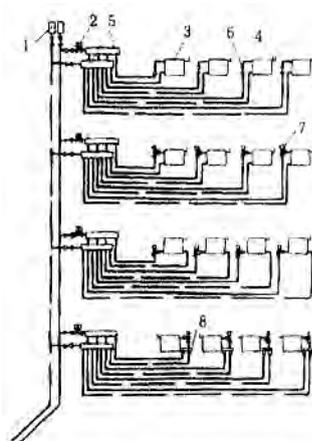


图 4 水平放射式系统
1~4 同图 1 5 分集水器
6 直通阀 7 角阀 8 双管旁通阀

平双管系统散热器散热量可调性好的优点之外，最大的特点是各分支管道无接头，渗漏环节减少，更便于在楼板垫层内或木地板下敷设。管道应使用不易腐蚀、敷设方便的塑料或塑料复合管、铜管等。

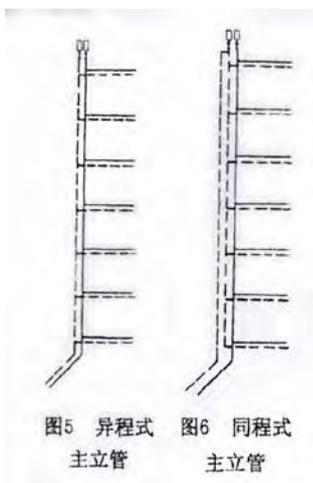
在采用这种系统时，应该注意的是，须改变散热器设于外窗下的传统作法，将散热器就近靠内墙设置，以减少管道长度。

关于散热器靠内墙设置的散热效果，西安冶金建筑学院曾进行实验，结论^[1]是：①以辐射散热为主的散热器在内墙安装时，无论是散热性能还是房间内的温度状况均较在外墙安装时有所提高和改善，②无论何种散热器，只要是在下部安装时，内墙布置的效果均比外墙布置为优，③以对流为主的散热器则将视实际情况在效果上有所不同，但亦不排除它在内墙布置时也可以取得良好效果。

1.5 地板辐射供暖系统

地板辐射供暖系统的形式与放射式双管系统相似。只是以铺设于地板垫层内的交联聚乙烯等管道代替散热器。对于此种系统已多有专著，本文不再赘述。

2 主立管的设置



多层或高层住宅平面，一般为一梯两户、三户或多户。主立管可合设，敷设于楼梯间的管井内。也可按户分设，布置在厨房、门厅等的管

井内，或者明装，然后外面加以装修。

主立管的设置有异程式（图 5）和同程式（图 6）两种。由于热水供暖系统自然压头的存在，这两种设置形式，孰优孰劣，似难简单论定。

对于异程式主立管，顾名思义，每一层水平系统的供回水流经该主立管的路程长度是不等的。层数越高，主立管的长度越长，其阻力也因为管长和局部阻力的增加而增加。但同时，层数越高，自然压头也随之增大。即，自然压头的增加，恰好可以用来克服阻力的增大。当然，由于管径规格的限制，以及运行中质调节所致的温度变化，二者不可能完全相抵。但计算表明，其正负差值相对极小，完全可以忽略。因此，在使用异程式主立管时，各层系统之间可以达到十分理想的平衡状态。

在同程式主立管中，自然压头的作用，与上供下回式双管系统相似。各层并联环路的管道长度相同，压力损失也基本相同。而自然压头则自下而上逐层增加。因此，各层之间的自然压头差难以克服。这种情况，层数越多，显得越严重。在分户计量式系统中，各层阻力远比不上供下回式双管系统中每层散热器及其支管的阻力为大，因此由于自然压头差造成的不平衡相对较小。但比较起来，仍远远大于异程式主立管。而且，在楼层较多时，不平衡差会增加，甚至超过规范规定。不仅如此，同程式主立管与异程式主立管相比，系统阻力要大些，管道用量多，安装复杂。有鉴于此，结论应该是明确的，即在分户计量式系统中，以采

用异程式主立管为宜。

3 热表的设置

热表由流量计、供回水温度感温元件及积算、显示装置组成。流量计有超声波式及机械式两种。积算、显示及流量计的组成，有组装式及分体式可供选择。

热表显示器一般可显示如下内容：水量(m^3)、供回水温度($^{\circ}\text{C}$)、供回水温差($^{\circ}\text{C}$)、水流量(L/h或 m^3/h)、热负荷(kW)、耗热量(GJ或kWh)。

在选择热表口径时通过热表的流量不宜过小，否则会使测量误差加大，一般，热表的选用口径应与住户独立式系统的入口管径相等或小一号。

热表及其附属配件，可装在管井或专用的热表箱内（每户一副主立管，并设于户内时）。管井及热表箱应在住户外（公共走廊或楼梯间）开设检修门。

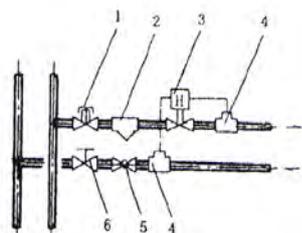


图7 热表安装示意图
1 锁闭阀 2 过滤器 3 热表
4 感温元件及其插座 5 调节阀
6 关断阀

热表适应的水温上限为 $100\sim 130^{\circ}\text{C}$ ，因此，既可装于回水管上，也可装于供水管上。但考虑到热表前有过滤器对热表本身系统起保护作用，并可对室内系统失水作为消费予以计量，则以装在供水管上为宜。当热表装于供水

管上时，为方便清理，过滤器也可集中于单元入口供水总管上。

图7中之锁闭调节阀，既可用作调节，也可用作锁闭。所谓锁闭，是在用户欠费时，可由管理人员关闭并加装锁帽。感温元件有两个，供回水管各设一个。其中一个感温元件内藏于热表的流量计内。

4 温控阀的设置

如所周知，某一房间的耗热与散热器面积的计算，都是在特定条件下进行的。而实际运行时，条件却是千变万化，如气温的升降、天气的阴晴、风向的改变、室内余热的变化等等。而用户对室温的要求，只有通过连续不断的自动调节，才能满足。因此，温控确实是理想的供暖系统所不可少的。对于其节能效果，也已有多篇文献论述。限于国情，若暂时不能装设温控阀，我们在选择系统形式时，也应优先考虑那些方便调节的系统，以便为日后加装温控阀提供可能。

参考文献

- 1 楚广明，王亦昭，赵鸿佐。内墙表面安装采暖散热器的效果研究，暖通空调，1989，19（4）。

★ 原载《暖通空调》2000年第4期



住宅供暖计量收费方法的探讨

肖兰生

摘要 深入探讨了住宅供暖计量收费的具体方法,引入了计量收费调整系数的概念,给出了该系数的计算方法及两种调整方法,同时给出了根据单位建筑面积供暖收费标准和单位建筑面积热负荷换算热价的方法。

关键词 供暖 热计量收费 热价 调整系数

Heat metering and charging for residential buildings

Abstract Discusses concrete methods of heat metering and charging, introduces the concept of the heat metering and charging regulation coefficient, describes its calculation and two procedures of regulation. Also presents methods for heat pricing conversion from the heat charging standard per unit building area and heating load per unit building area.

Keywords heating, heat metering and charging, heat pricing, regulation coefficient

★ China Northeast Architecture Design & Research Institute

1 概述

被称为热改的住宅供暖计量收费的实施,是适应我国社会主义市场经济的重大改革。毫无疑问,这一改革有着相当大的经济效益和社会效益。对于供热单位和作为消费者的住户,可以说是互惠互利。首先,住宅供暖的计量收费,与水、电、煤气的计量收费一样,使消费者的心理产生了变化。这就为供暖系统的节能,以及节能建筑的推广创造了条件。其次,供热单位由于供暖费的收缴率提高,为越冬燃料的储备、供热设施的维修与改造提供了充足的资金。与此同时,住户也可望得到更加满意的供暖效果。

住宅供暖的计量收费虽已势在必行,但付诸实施尚有许多问题需要解决。第一,住宅的供暖系统必须适应计量收费的要求。即,新建住宅应设计和安装分户计量式系统,而原有住宅的供暖系统则要进行适当改造并加装计量设施。第二,国家应尽快出台新的供暖费的发放办法。第三,制定出合理的热价和实际可行的计量收费方法。否则,尽管在一些地区试点工程的供暖系统中装设了计量设施,仍然只能按单位建筑面积的供暖费标准去收费。计量收费也难以真正实施。

本文对第三个问题,即热价和住宅供暖计量收费的方法进行了探讨。因无可借鉴,所述内容意在引玉,供参考和讨论。

2 热价

住宅供暖的计量收费,首先要遇到的就是热价的问题。

即,每消耗1 kWh(或1 MW·h,1 GJ)为与电力消耗的度量相一致,建议使用1 kWh热量的收费额度。此前,供暖费的收缴,是按住户的建筑面积来计费的。各地均制定有单位建筑面积供暖费的收缴标准,这也可以视为较原始的,带有“估堆”性质的热价。为了使人们对计量收费的热价的高低有个概念,并方便本文的探讨,我们可以根据单位建筑面积的收费标准,换算出一个可供参照的热价来。

2.1 热价的换算方法

根据单位建筑面积的供暖费收缴标准来换算热价,可按下式进行:

$$C = \frac{C_M}{q_H} \quad (1)$$

式中 C ——热价,元/(kWh);

C_M ——单位建筑面积年供暖费收缴标准,元/($m^2 \cdot a$);

q_H ——单位建筑面积的年耗热量,kWh/($m^2 \cdot a$);

单位建筑面积的年耗热量可按下式计算:

$$q_H = \frac{q_k}{t_N - t_W} (t_N - t_{WP}) Z \times 24 \quad (2)$$

式中 q_k ——单位建筑面积供暖热负荷,kW/ m^2 ;

- t_N ——室内供暖计算温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_W ——室外供暖计算温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_{WP} ——供暖期室外平均温度, $^{\circ}\text{C}$;
 Z ——供暖期(日平均温度 $\leq +5^{\circ}\text{C}$) 天数, d ;
 24 ——换算系数, h/d 。

各地区 t_W 、 t_{WP} 及 Z , 可由 GBJ 19-87《采暖通风与空气调节设计规范》附录二查得。

2.2 热价换算举例

假设住宅位于辽宁省沈阳市, 室内供暖计算温度 $t_N = 18^{\circ}\text{C}$, 单位建筑面积热负荷 $q_R = 0.065 \text{ kW/m}^2$ 。由规范附录二查得: $t_W = -19^{\circ}\text{C}$, $t_{WP} = -5.7^{\circ}\text{C}$, 而 $Z = 152 \text{ d/a}$ 。首先按式(2)计算出单位建筑面积耗热量:

$$\begin{aligned}
 q_H &= \frac{q_R}{t_N - t_W} (t_N - t_{WP}) Z \times 24 \\
 &= \frac{0.065 \text{ kW/m}^2}{18^{\circ}\text{C} - (-19^{\circ}\text{C})} (18^{\circ}\text{C} + 5.7^{\circ}\text{C}) \times 152 \text{ d/a} \times 24 \text{ h/d} \\
 &= 152 \text{ kWh/(m}^2 \cdot \text{a)}
 \end{aligned}$$

沈阳市住宅单位建筑面积供暖费一般为 $21 \text{ 元/(m}^2 \cdot \text{a)}$, 按式(1)可计算出热价:

$$C = \frac{C_M}{q_H} = \frac{21 \text{ 元/(m}^2 \cdot \text{a)}}{152 \text{ kWh/(m}^2 \cdot \text{a)}} = 0.138 \text{ 元/kWh}$$

这一热价的换算结果, 直接与单位建筑面积的供暖费, 以及单位建筑面积的供暖热负荷有关。因此, 如按面积收费的价格合理, 而单位建筑面积的供暖热负荷在当地具有代表性, 则这一热价应该是基本正确的。在同一单位面积的供暖费收取标准下, 当单位建筑面积的供暖热负荷不同时, 其热价如表1所列。

表1 单位面积热负荷不同时的热价

C_M / 元/($\text{m}^2 \cdot \text{a}$)	q_R / kW/m^2	C / 元/(kWh)
21	60	0.150
21	65	0.138
21	70	0.128

当然, 也可以根据燃料的消耗、设备折旧、经常维护费等直接计算出热价来。但在这一工作尚未进行时, 可按上述方法十分简便地换算出一个可供比照的热价来。

当前, 一些地方推行电热供暖。原因之一是该地区电力的相对过剩。与集中供暖相比, 电热供暖优点很多, 计量收费十分方便。用户则更多地考虑费用的差别。如以单价加以比较, 沈阳电价为 0.339 元/(kWh) , 而热价如上述换算所得为 $0.128 \sim 0.150 \text{ 元/(kWh)}$, 则电价约为热价的 $2.26 \sim 2.65$ 倍。

3 计量收费的方法

3.1 计量收费的调整设想

热计量设施业已具备, 热价也已定出之后, 是否就可以根据计量结果简单地收费呢? 显然是不可以的。住宅供暖的计量收费, 与水、电、煤气的计量收费有所不同。如所周知, 在一栋住宅中, 有的住户位于中部, 有的住户有山墙, 或屋顶, 或地板, 而有的住户则山墙和屋顶或山墙和地板均有。因此, 住户在住宅中所处位置不同, 即使建筑面积

相同, 其耗热量也不相同。如按统一的热价去收费, 显然同样面积的住户将因非自身的原因花费不同的采暖费用。由后面的计算实例可以看出, 住户的建筑面积同为 91.666 m^2 , 但 601 号住户因位于顶层且靠山墙, 其热负荷为位于中间位置的 202 号住户的 1.78 倍。当然, 其耗热量与供暖的计量收费也相当于 1.78 倍。应该认识到, 住宅的山墙、屋顶和地面, 无一不可或缺, 实为全体住户所共有, 其耗热量与供暖费用也理所当然的应该共担。共担的办法可以设想为: 一是对计量收费进行调整, 二是用商品房的不同售价来进行调整。

3.2 计量收费的调整方法

3.2.1 基于共有共担的原则, 每个住户合理的并作为基准的计量收费额可写成下式:

$$B = C Q_{HP} \quad (3)$$

式中 B ——向住户收取的供暖费, 元/a;

C ——热价, 元/(kWh);

Q_{HP} ——住户按建筑面积分摊的平均耗热量, kWh/a 。

住户按建筑面积分摊的平均耗热量, 可按下式求出:

$$Q_{HP} = \frac{\sum Q_H}{\sum F} \quad (4)$$

式中 $\sum Q_H$ ——整栋住宅的总耗热量, kWh/a ;

$\sum F$ ——整栋住宅的总建筑面积, m^2 ;

F ——住户建筑面积, m^2 。

式(3)右侧乘以 $\frac{Q_H}{Q_{HP}}$, 则可改写为:

$$B = C Q_{HP} \frac{Q_H}{Q_{HP}} \quad (5)$$

式中 Q_H ——住户实际耗热量, kWh/a 。

令 $\frac{Q_H}{Q_{HP}} = X$, 则式(5)可写成:

$$B = C Q_H \frac{1}{X} \quad (6)$$

我们将 X 命名为供暖计量收费的调整系数, 只要分别求出不同位置住户的这一系数, 便可以根据公式(6)进行计量收费了。

3.2.2 计量收费调整系数的确定

由前述可知, 调整系数是以下式表示的:

$$X = \frac{Q_H}{Q_{HP}}$$

根据公式(2), 上式可写成:

$$X = \frac{Q_R (t_N - t_W)^{-1} (t_N - t_{WP}) Z \times 24}{Q_{HP} (t_N - t_W)^{-1} (t_N - t_{WP}) Z \times 24} = \frac{Q_R}{Q_{HP}} \quad (7)$$

式中 Q_{HP} ——住户按建筑面积的平均供暖热负荷, kW ;

Q_R ——住户供暖热负荷, kW 。

住户平均供暖热负荷可按下式求出:

$$Q_{HP} = \frac{\sum Q_R}{\sum F} \quad (8)$$

式中 $\sum Q_R$ ——整栋住宅供暖热负荷, kW ;

$\sum F'$ ——整栋住宅建筑面积, m^2 ;
 F' ——住户建筑面积, m^2 。

供暖计量收费调整系数的计算公式转换成式(7)的形式后,计算起来就相当简单了。我们可以在通常的热负荷计算完成之后,来计算各位置住户的修正系数,并标注于设计图中,以便供热公司作收费参照之用。

3.3 商品房售价调整方法

住户的建筑面积相同,而耗热量不同,供暖费用也不同。另一个调整方法是利用商品房售价的增减来一次性地调整。这种方法对于尚未售出的商品房而言,应该是一个简便易行的方法。调整的原则同上,仍然是以平均耗热量 Q_{HP} 为基准。当住户实际耗热量 $Q_H = Q_{HP}$, 即 $\lambda = 1$ 时,不作调整。当 $Q_H > Q_{HP}$, 即 $\lambda > 1$ 时,其供暖费超出基准的部分,由商品房售价中扣除。当 $Q_H < Q_{HP}$, 即 $\lambda < 1$ 时,其供暖费低于基准的部分,则加入商品房的售价之中。

在住宅的使用年限内,单位建筑面积住宅因供暖费与基准水平的差额而需增减的商品房售价的差额可用下式算出:

$$\Delta B = (1 - \lambda) C_M N \quad (9)$$

$$\text{或 } \Delta B = (1 - \lambda) C_{HP} N \quad (10)$$

式中 ΔB ——在住宅的使用年限内,当住户耗热量大于或小于平均耗热量时的供暖费差额,元/ m^2 ;

λ ——供暖计量收费调整系数,按式(7)求出;

C_M ——单位建筑面积供暖费标准,元/($m^2 \cdot a$);

C ——热价,元/(kWh);

q_{HP} ——住宅单位建筑面积平均年耗热量, $kWh/(m^2 \cdot a)$;

N ——住宅预计使用年限, a。

住宅单位建筑面积平均年耗热量按下式求出:

$$q_{HP} = \frac{\sum Q_H}{\sum F'} \quad (11)$$

根据前述,上式可写成:

$$q_{HP} = \frac{\sum Q_H (I_N - I_G)^{-1} (I_N - I_{GP}) Z \times 24}{\sum F'} \quad (12)$$

由式(9)、(10)可以看出,在这种调整方法中,直接相关的,一个是住宅的使用年限,一个是热价或单位建筑面积的供暖费标准。住宅的使用年限较容易定出一个合理的数字。但热价或供暖费标准不可能一成不变,其上涨趋势和幅度如何估计,值得研究。

总之,这种调整方法与计量收费的调整方法相比大为简化。住户入住之后,只简单地按计量出的耗热量及现行热价收费即可,而无须再进行任何调整。

4 计量收费调整计算实例

4.1 某栋6层住宅,南北向,平面如图1所示。住宅建设地点为辽宁省沈阳市。试计算各住户供暖计量收费调整系数及商品房售价调整款额。

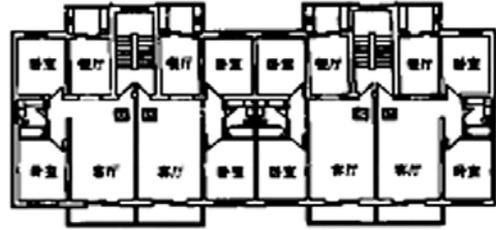


图1 某住宅平面图

4.2 根据供暖热负荷计算书,计算出各类型住户的热负荷 Q_R 及该栋住宅总热负荷 $\sum Q_R$, 向建筑专业索取(或按规定自行计算)住户建筑面积 F' 及住宅总建筑面积 $\sum F'$, 并按式(4)计算出各住户按建筑面积分摊的平均热负荷 Q_{RP} , 上述各项均填入表2中。

表2 供暖计量收费调整系数计算表

住户编号	建筑面积 F'/m^2	热负荷 Q_R/kW	平均热负荷 Q_{RP}	调整系数 λ	单位面积差价 $\Delta B/元/m^2$	整个住户差价 $\Delta B/元$
101	104	91.666	7.846	6.236	1.258	-271
201~501	204~504	91.666	6.615	6.236	1.06	-63
601	604	91.666	8.770	6.236	1.406	-486
102	103	91.666	5.842	6.236	0.937	+66
202~502	203~503	91.666	4.920	6.236	0.789	+221
602	603	91.666	6.237	6.236	1.0	0
合计	2 200	149.670	~149.670	~24	~0	~0

4.3 按式(7)计算出供暖计量收费调整系数 λ 值,并填入表2中。

4.4 当采用商品房售价的调整方法时,可按式(9)或(10),计算出单位面积的商品房差价,以及每户的总差价并填入表2中。本例题按式(9)计算,单位面积供暖费标准取为21元/($m^2 \cdot a$),住宅预计使用年限取为50 a。

4.5 住宅供暖计量收费的调整方法及商品房售价的调整方法,不只适用于以热水为热媒的集中供热(包括生活用热水)的场合。在电热供暖或使用单户燃气、燃油热水器时,也是适用的。应当注意,当采用计量收费的调整方法时,供暖用电表及煤气表,与其他生活用表应该分别设置。

★ 原载《暖通空调》2001年第四期



关于《高层民用建筑设计防火规范》 防排烟条款的修改意见

肖兰生

摘要 近年来随着建筑规模、建筑层数、建筑功能的增大、增高、增多，以及防排烟理论的发展，以往对规范头疼医头式局部修订的做法先天不足，认为该规范迫切需要全面修订。对规范的自然排烟、机械排烟及其设置、机械防烟条款提出了修改意见，供讨论和修订参考。

关键词 高层民用建筑 防火 规范 防烟 排烟

The amending suggestion about the clause of defending and removing of smoke in the Code for fire protection design of tall buildings.

Abstract Since the Code for fire protection design of tall buildings is promulgated in 1995(GB50045-95).It is amended for four times in 1997,1999,2001and2005.What is used now is the 2005 edition.In recent years the scale and the level number of building is becoming larger and larger.The partial amending mode can not meet the development of the theory of smoke prevention and exhaustion.As a result,the Code for fire protection design of tall buildings(GB50045-95),needed to be amended overall.This article gives some amending suggestion about the natural exhaust smoke,the mechanical exhaust smoke and the extractor,and the mechanical fire resistance in the criterion for reference and discussion.

Keywords tall building,fire resistance,code,smoke prevention,smoke exhaustion

《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045—95)，自 1995 年发布实施以来，已于 1997 年、1999 年、2001 年和 2005 年共进行了 4 次局部修订，始有现在的《高层民用建筑设计防火规范》(GB 50045—95)(2005 年版)^[1] (以下简称《高规》)。但近些年来 A 单体建筑的规模日渐增大，建筑层数越来越高，建筑功能越来越复杂，《高规》已显得难以适应。B《高规》头疼医头、脚疼医脚式的局部修订方式难以改变某些条文不尽合理、不够确切的状况，甚至有诸如正压送风的条款出现在机械排烟章节(第 8.4.3 条)中的情况。C 随着防排烟理论的不断更新和发展以及性能消防理念的引入，建筑设计人员及消防建审部门等普遍认为《高规》已经到了进行全面修订的时候了。本文谨对《高规》的防排烟条款提出建议，供讨论和规范修订时参考。

1 关于机械排烟的设置原则

1.1 无窗井的地下设备用房的排烟系统设置

《高规》第 8.4.1 条规定“除利用窗

井等开窗进行自然排烟的房间外，各房间总面积超过 200 m² 或一个房间面积超过 50 m²，且经常有人停留或可燃物较多的地下室”，“应设置机械排烟设施”。地下设备用房是否也在此列，《高规》在正文及条文说明中均未提及。因此，地下设备用房设置机械排烟与否，是有争议的。各地作法也不尽相同。第 1 种作法是，以排风系统兼作排烟系统，排风量按平时用途确定，排烟量按《高规》第 8.4.2.1 条确定。系统中往往装设双速风机，平时低速运转，火灾时高速运转。为使排烟量不致过大，人为地划分成数个小的防烟分区。第 2 种作法，同样以排风系统兼作排烟系统，但排烟量取与排风量相同。第 3 种作法则是根本不考虑排烟。笔者认为，采用第 2 种作法是合理、可行的。合理之处在于，设备用房虽经常有人停留，但人员较少，且人员熟悉周围环境，疏散起来相对容易，以一般排风系统的排风量进行排烟已可满足要求。而可行之处在于，无窗井的地下设备用房中排风系统是必备的。利用其进行排烟，只需对风机和防火阀稍加改动即可满足要求。《高规》在修订时如认可此种作法，

可对最小换气次数作出规定。

1.2 无窗井的地下库房的排烟系统设置。

地下库房与地下设备用房不同，虽非经常有人停留，但可燃物较多。按《高规》第 8.4.1.4 条规定，地下库房是应该设置机械排烟设施的。但这一作法是否合适也是值得探讨的。同样是国家标准，《人民防空工程设计防火规范》(GB 50098—98)(2001 年版)^[3]第 6.1.3 条明确规定：“丙、丁、戊类物品库宜采用密闭防烟措施。”其条文说明中指出：“‘密闭防烟’是指火灾发生时采取关闭设于通道上(或房间)的门和管道上的阀门等措施，达到火区内外隔断，让火情由于缺氧而自行熄灭的一种方法。对于库房这类工程，进入的人员较少，又不长时间停留，发生火灾时人员能比较容易疏散出去。采取密闭防烟这种方法，可不设防排烟通风系统，既经济简便，又行之有效。”这一论述应该是很有道理的。因此，建议将“无窗井的地下库房宜采用密闭防烟”的条款纳入《高规》。

2 关于机械排烟设施

2.1 《高规》第 8.4.1 及 8.4.1.1 条规定，一类高层建筑和建筑高度超过 32m 的二类高层建筑，“无直接自然通风，且长度超过 20m 的内走道或虽有自然通风，但长度超过 60m 的内走道”应设机械排烟设施。此处的内走道长度，无明确定义。例如，建筑中常有围绕核心筒的环形或井字形走道，以及类似情况，其总长度超过 20m 或 60m 的规定，但从走道任一点至疏散出口的距离均不超过 20m 或 60m，是否设置机械排烟设施是有争议的。内走道的长度如何进行丈量，是否应体现疏散距离的概念，修订时应予以关注。

2.2 《高规》第 8.4.11 条的规定，“设置机械排烟的地下室，应同时设置送风系统，且送风量不宜小于排烟量的 50%。”条文说明中解释道：“对地下建筑来说，其周边处在封闭的条件下，如排烟时没有同时进行补充，烟是排不出去的。”对于此条规定也存在着不同看法。封闭空间烟气的排出过程，应该是开始时能够顺利排出、及至排出困难、排烟量减少、空间形成某种程度的负压的过

程，人员疏散条件已有所改善。相反，此时如果送风，则可能出现空气助燃、风助火势的状况。建议就地下室排烟是否需要送风、送风量的大小等进行试验研究，以得出令人信服结论。

2.3 为执行《高规》第 8.4.11 条的规定，需设置送风系统。为了与通常意义上的送风系统加以区别，下文中将密闭空间排烟时所需设置的送风系统称作补风系统。对于这种补风系统或送风兼补风系统，出机房的总风管上是否设置防火阀以及防火阀的熔断温度，《高规》中无明确规定。这就造成了设计中无所适从、各行其是。实践中存在着 3 种作法。第 1 种做法是，设置 70℃ 熔断的防火阀；第 2 种做法是，设置 280℃ 熔断的防火阀；第 3 种做法是不设置防火阀，当排烟系统所装设的 280℃ 防火阀熔断关闭时，由消控中心发出信号关闭排烟风机的同时，关闭补风机。第 1 种做法所根据的是《高规》第 8.5.3.2 条。该条适用于平时使用、火灾时不再运行的、一般的通风或空调系统。而补风系统则不同，火灾时必须正常运行，完成向密闭空间送风的任务。若装设 70℃ 熔断的防火阀，在火灾发生时则有可能熔断关闭，而使补风系统处于瘫痪状态。这种做法，应属使用规范不当。第 2 种做法，改设 280℃ 防火阀，固然可以保证火灾时的正常运行，但由于风道中所输送的是室外空气，防火阀有可能一直处于开启状态而形同虚设。相比较而言，第 3 种做法应该是值得推荐的。

2.4 《高规》第 8.4.2.1 条规定，“单台风机最小排烟量不应小于 7200m³/h”，依据不明，是否可取消。

2.5 《高规》第 8.4.2.2 条规定，“担负两个或两个以上防烟分区排烟，应按最大防烟分区面积每平方米不应小于 120 m³/h 计算。”可否改为按两个最大防烟分区面积之和每 m² 不应小于 60 m³/h 计算？

2.6 当中庭设置机械排烟设施时，排烟量按第 8.4.2.3 条规定的换气次数确定。但一些情况下，中庭的底层周边不设置卷帘。此时中庭边缘是否需设挡烟垂壁？其底层面积如何确定？应该明确规定。

3 关于自然排烟

3.1 《高规》第 8.1.1 条规定：“高层建筑的防烟设施应分为机械加压送风的防烟设施和可开启外窗的自然排烟设施。”而第 8.1.2 条规定：“高层建筑的排烟设施应分为机械排烟设施和可开启外窗的自然排烟设施。”虽然从根本上讲，排烟也可达到防烟的目的，但是在规范条文中，自然排烟即作为“防烟设施”，又作为“排烟设施”，逻辑上不够清楚。建议自然排烟只列于第 8.1.2 条中。

3.2 《高规》第 8.4.1.3 条规定，“净空高度超过 12m 的中庭”，“应设置机械排烟设施”。理由是烟气上升有“层化”现象，上升到一定高度的烟气随着温度的降低又会下降，使得烟气无法从高窗排至室外。而新版的《建筑设计防火规范》GB 50016—2006^[2]

（以下简称《建规》）则否定了这种烟气“层化”的理论，并在自然排烟一章中规定，对于中庭，只要自然排烟口净面积不小于地面面积的 5%，即可采用自然排烟。并无净空小于 12m 的限制条件。《高规》是否应作出相应的修改？

3.3 是否需引进“自然排烟口距该防烟分区最远点的水平距离不应超过 30m 的规定”（《建规》第 9.2.4 条）？

3.4 《高规》第 8.2.1 条规定“除建筑高度超过 50m 的一类公共建筑和建筑高度超过 100m 的居住建筑外，靠外墙的防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室和合用前室，宜采用自然排烟方式”。此条规定在执行时对于首层或 2 层设有商业用房的居住建筑，是属于居住建筑，还是属于公共建筑（商住楼），存在界定的问题。2005 年版以前的《高规》第 1.0.3.1 条规定，“首层设置商业服务网点的住宅”属居住建筑。但是没有给出“商业服务网点”的定义，难以执行。2005 年版《高规》术语一章中增添了“商业服务网点”，并定义为“住宅底部（地上）设置的百货店、副食店、粮店、邮政所、储蓄所、理发店等小型商业服务用房。该用房层数不超过二层、建筑面积不超过 300 m²，采用耐火极限大于 1.50h 的楼板和耐火极限大于

2.00h 且不开门窗洞口的隔墙与住宅和其它用房完全分隔，该用房和住宅的疏散楼梯和安全出口应分别独立设置”。该定义的要点是：1) 层数不超过 2 层；2) 面积不超过 300 m²。但可惜的是，其第 1.0.3.1 条未作相应改动。条文说明也仍然是“第二层也设置商业网点，应视为商住楼”。界定难的问题没能得到根本解决。因此建议第 1.0.3.1 条改写为“十层及十层以上的居住建筑（包括设置商业服务网点的居住建筑）”。

对于商住楼，其属于公共建筑，当高度超过 50m 时，按《高规》第 8.2.1 条的规定，“不宜”采用自然排烟。一些要求偏于严格的地方，则实际演变为“不应”采用自然排烟。其实第 6.1.3A 条规定“商住楼中住宅的疏散楼梯应独立设置”，实际设计中消防电梯及客梯也是独立设置的。既然均为独立设置，商住楼中住宅的垂直疏散通道的防排烟是否可按居住建筑考虑？

4 关于机械防烟

4.1 《高规》第 8.3.1 条条文中“垂直疏散通道防烟部位的设置表”是关于防烟部位的原则性规定。建议移至正文，并可与表 8.3.2-1~8.3.2-4 合并为一个表（即表 1），这样既明确了原则，又简化了形式。

4.2 前室和合用前室的加压送风口，应明确规定其“常开”或“常闭”的属性。如规定为“常闭”，应明确火灾发生时需开启的层数，以确定控制程序和加压送风口的风量分配。当前较为常见的作法是风口为“常闭”，火灾时，由消控中心发出指令，开启着火层及其上下层的加压送风口。对此，也有人提出质疑。火灾发生时烟气只会由下面楼层向上面楼层扩散。开启着火层下 1 层的加压送风口，似无理由，而上海市地方标准《民用建筑防排烟技术规程》（DGJ 08-88—2000）则规定，火灾时只开启着火层 1 层的送风口。

表 1 垂直消防疏散通道加压送风设置及风量

组合关系	送风部位	负担层数/层	加压送风量/ (M ³ /h)
不具备自然排烟条件的楼梯间与其前室	楼梯间	<20	25000~30000
不具备自然排烟条件的楼梯间与采用自然排烟的前室或合用前室		20~32	35000~40000
不具备自然排烟条件的楼梯间与合用前室	楼梯间	<20	16000~20000
		20~32	20000~25000
	合用前室	<20	12000~16000
		20~32	18000~22000
采用自然排烟的楼梯间与不具备自然排烟条件的前室或合用前室	前室或合用前室	<20	22000~27000
		20~32	28000~32000
不具备自然排烟条件的消防电梯前室	前室	<20	15000~20000
		20~32	22000~27000

4.3 在 12~18 层的单元式住宅中, 消防电梯前室往往与封闭楼梯间(满足第 6.2.2 条规定)相连。此种情况下, 消防电梯前室除有通向走廊或住户的门, 还有通向楼梯间的门, 已与合用前室相类似。消防电梯前室的加压送风量仍按表 8.3.2-3 确定似不合适,

可否参照表 8.3.2-4 确定? 请予明确。

4.4 《高规》第 6.2.8 条规定“地下室或半地下室与地上层不应共用楼梯间, 当必须共用楼梯间时, 应在首层与地下或半地下层的出入口处, 设置耐火极限不低于 2.00h 的隔墙和乙级防火门隔开, 并应有明显标志。”

但是，当地上楼梯间为防烟楼梯间或封闭楼梯间时，地下楼梯间是否有同样的要求？

《高规》中无明确规定。在《人民防空工程设计防火规范》(GB 50098—98)(2001年版)第 5.2.1 条有规定：“人防工程的下列公共场所，当底层室内地坪与室外出入口地面高差大于 10m 时，应设置防烟楼梯间；当地下为两层，且地下第二层的地坪与室外出入口地面高差不大于 10m 时，应设置封闭楼梯间。1 电影院、礼堂；2 建筑面积大于 500 m² 的医院、旅馆；3 建筑面积大于 1000 m² 的商场、餐厅、展览厅、公共娱乐场所、小型体育场所。”平时使用的人防工程，在防火这一点上，应该与一般地下室是一样的。而且，地上建筑是高层还是非高层应该没有

关系。建议对此内容进行修改补充。

4.5 对于消防电梯是否需下到地下室，《高规》中无明确规定。实践中，消防电梯下到地下室与不下到地下室两种情况均有，当消防电梯下到地下室时，其属性是消防电梯，还是兼用客梯？是否需要设置消防电梯前室？当地上的消防电梯前室或合用前室依靠自然排烟，其地下部分无自然排烟条件，是否需要设置加压送风？

4.6 《高规》第 6.2.10 条规定，“室外楼梯可做为辅助的防烟楼梯”，是否需要设前室？其前室若需设置加压送风，其风量是否可按楼梯间为自然排烟时的规定（表 8.3.2-4）确定？

参考文献：

- [1] 中华人民共和国公安部. GB 50045—95 高层民用建筑设计防火规范（2005 年版）[S]. 北京：中国计划出版社，2005
- [2] 公安部天津消防研究所. GB 50016—2006 建筑设计防火规范[S]. 北京：中国计划出版社，2006
- [3] 总参工程兵第四设计研究院. GB 50098—98 人民防空工程设计防火规范（2001 年版）[S]. 北京：中国计划出版社，2001

★ 原载《暖通空调》2009 年第 2 期



热水采暖系统基本形式综述

肖兰生 张瑞芝

摘要 以散热器为散热设备的机械循环热水采暖系统,在我国应用极为广泛。其室内系统形式——适用于不同建筑、不同场合、不同热水温度——更是多种多样。热水采暖系统的基本形式,上世纪五十年代由苏联传入。上世纪末、本世纪初,随着热计量及节能等方面的需求,不断吸取欧洲各国的经验,又有了新的发展。本文提出了热水采暖系统形式的分类方法、列出了系统形式分类总表、系统形式图式,并对各种系统形式的特点及适用条件等进行了论述。

关键词 热水采暖 系统形式 上供下回 下供上回 下供下回 单管 双管

The summary of the hot water heating system's basic forms

Abstract: Mechanical circulation hot water heating system, equipped with heating radiator for radiating, is applied widely in our country. Its form of indoor system, which can be applicable in different building, various occasion and hot water temperatures, is multifarious. The basic form of mechanical circulation hot water heating system was introduced from Soviet Union dating back to 50's of last century. During the time from the end of last century to the beginning of 21st century, with the demand of thermal metering and energy saving, we extracted experience from European countries and make progress of the system. This paper proposes a way of classifying the forms of hot water heating system, listing a classification table and chart of system forms, and dissertates on characteristic and application condition of different system forms.

Key words: hot water heating system the form of system downfeed and downturn upfeed and upturn upfeed and downturn single-pipe twin-pipe

0 引言

以热水作为热媒,以散热器作为散热设备,以水泵驱动循环的采暖系统,在我国应用极为广泛。其室内系统的形式,上世纪五十年代由苏联引进。上世纪末、本世纪初,随着住宅等采暖的分户计量以及节能、提高舒适度等方面的需求,不断吸取欧洲各国的经验,又有了新的发展。使热水采暖的系统形式更加多样化。本文参考国内外相关资料,搜集并收入了各种传统的、经典的系统形式。其中有些虽已较少使用,但为了体现采暖理论的历史原貌,仍然保留下来。而对于一些也在文献上出现过,但在理论及实践上价值不大的系统形式,则舍弃未用。同时,尽量全面地收入了近年引进应用的一些新型、实用的系统形式。

1 系统形式的分类

1.1 按各组散热器联接管道的走向分: 1) 垂直式; 2) 水平式。

1.2 按各组散热器(≥ 2 组)联接管道的根数分: 1) 单管, 2组及2组以上散热器串联联接,供回水共用1根管道。完全串联时,称为单管串联(顺流)式;当设置有与散热器并联的跨越管时,则称为单管跨越式。2) 双管, 2组及2组以上散热器并联联接,供回水管道分别设置。3) 单一双管以单根管道将2~3组散热器的双管并联组合串联起来。

1.3 按热水供回水水平干管的上下位置分: 1) 上供下回式; 2) 下供上回式; 3) 下供下回式; 4) 上供上回式; 5) 下供上回与上供下回组合式。

1.4 按热水通过各并联环路的流程的异、同分: 1) 异程式; 2) 同程式。

2 系统形式分类总表

依据上述分类方法,可列出热水采暖系统形式的分类总表(图1)。

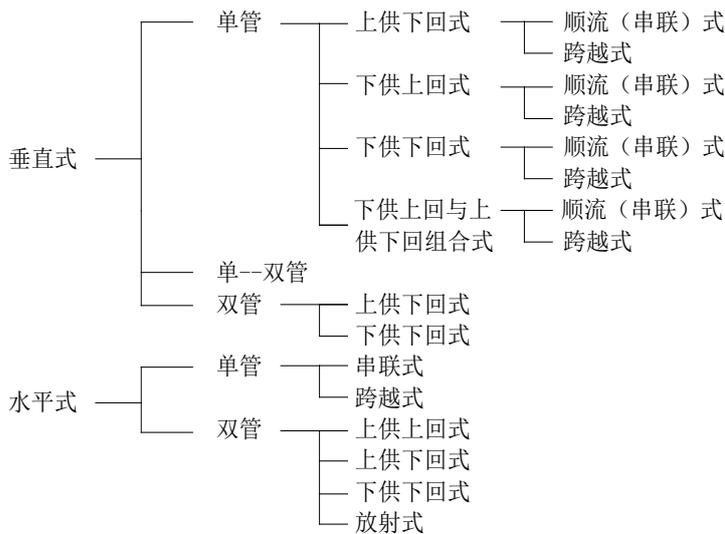


图 1 系统形式分类总表

3 垂直式系统

3.1 垂直单管系统

3.1.1 上供下回式垂直单管系统（图 2）

上供下回式垂直单管系统分为两种。一种如图中立管①、②所示，为顺流式（串联）垂直单管系统。另一种如图中立管③、④所示，为跨越式垂直单管系统。顺流式系统，构造简单、造价低廉、水力稳定性好。上世

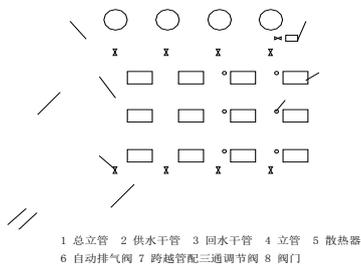


图 2 上供下回式垂直单管系统

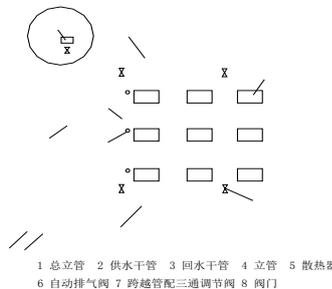


图 3 下供上回式垂直单管系统

3.1.2 下供上回式垂直单管系统（图 3）

将上供下回式系统的供水干管与回水干管加以对调，则成为下供上回式系统即所谓倒流式系统。此种系统可以说是高温热水（过热水）采暖的专用系统。在使用高温热水时，可不经混水或换热，直接引入系统。因为 1) 高温热水的定压，其原则之一是保证系统各点均不会发生汽化。倒流式系统中，热水温度由下至上逐渐降低，防止汽化所需压力也随之降低。与上供下回式系统相比，系统定压值低。2) 散热器热水下进上出，

纪囿于国情，曾广泛应用于多层写字楼、旅馆及住宅等建筑中。但由于不具备散热器散热量的调节手段，容易出现室温不均，特别是上热下冷的现象。跨越式系统，设有跨越管和三通调节阀，在调节室温及节能等方面优于顺流式，为当前多层公共建筑推荐使用系统之一[1]。

散热器表面温度接近其出水温度[2]。即，在热水温度较高的前提下可获得较低的散热器表面温度，卫生条件改善。上世纪末以来，随着室内高温热水热媒的使用逐渐减少，倒流式系统也已较少使用。原因是散热器下进上出的联接方式，其传热系数要远低于其他方式[2]。散热器的用量增加，成为致命弱点。

3.1.3 下供上回与上供下回组合式垂直单管系统（图 4）

此种系统也是高温热水（过热水）专用系统的一种。组合式系统的前半部为下供上回后半部为上供下回。高温热水的温度一般为 130-70℃或 110-70℃，温差较大。系统的

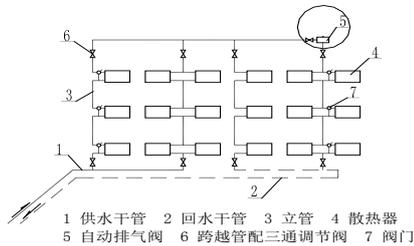


图4 下供上回与上供下回组合式系统

前半部水温较高，散热器下进上出，可保证散热器表面温度不致过高，以及较低的定压值。后半部水温已有所降低，上供下回，体现散热器传热系数较高的优点。

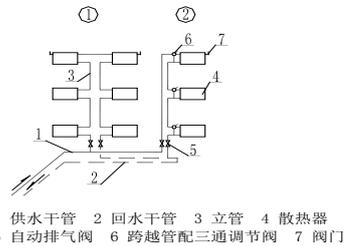


图5 下供下回式垂直单管系统

3.1.4 下供下回式垂直单管系统（图 5）

下供下回式垂直单管系统，也称Π形立管^[3]和双股（线）立管^{[2][4]}系统，由苏联引进。Π形立管系统使用一般散热器，而双股立管系统则使用蛇形管混凝土散热板。热媒使用高温热水（过热水）。高温热水在Π形立管中的流动和放热过程，与组合式系统（图 4）类似。传入中国后，在使用普通散热器和非过热水的情况下，多应用于顶层无法敷设供水干管，或由层数各异的部分组成的建筑中。为避免下进上出散热器传热系数降低的弊病，也有如图中立管②的作法：前半段立管热水自下而上不联接散热器，后半段热水自上而下，联接散热器。

上供下回垂直双管系统，立管上各层散热器并联连接。热水流经各层散热器环路的流程基本相同。但是，作用于各层散热器环路的自然压头却不相同。散热器所在楼层越高，自然压头也就越大。这种自然压头的差异，容易导致上热下冷的现象。楼层越多，这一现象就越严重。依靠散热器支管上一般的手动阀门很难消除。上世纪五、六十年代，在一些楼层较多的高级建筑中应用，是有教训的。因此建议，该种系统应用于不超过四层的建筑中^[5]。当然，若加设高阻力的、可自动调节的散热器温控阀，建筑的层数可不受此限制。

3.2 垂直双管系统

3.2.1 上供下回式垂直双管系统（图 6）

3.2.2 下供下回式垂直双管系统（图 7）

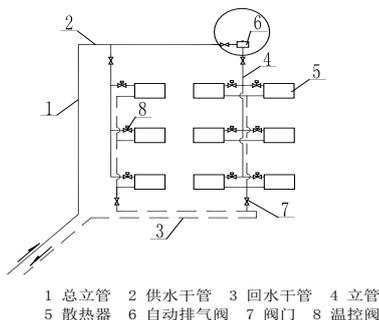


图 6 上供下回式垂直双管系统

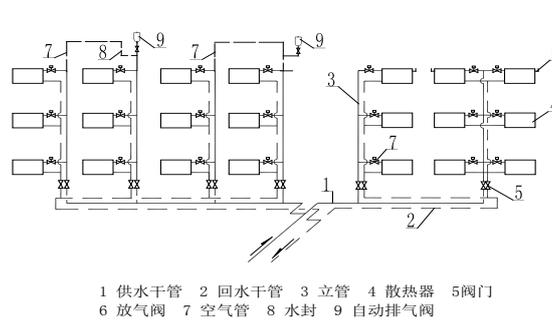


图 7 下供下回式垂直双管系统

下供下回式垂直双管系统，热水经过立管各层散热器环路的流程各不相同。楼层越高流程越长，阻力也越大。与此同时，作用于各层散热器环路的自然压头也随楼层的增高而增大。这样，增大的自然压头基本

为增大的阻力所消耗。因此，上供下回式双管系统不存在自然压头逐层积累的弊病。这种系统的实际运行状况也表明，应用该系统的一些多层建筑均获得满意效果。该种系统的排气，通常有两种方式。一种方式，使用

散热器手动放气阀（图7右侧立管）；另一种方式（图7左侧立管），在立管上部联接专用空气管（一般为DN15管径），通过自动排气阀排出。为使热水不致在空气管内产生循环，适当设置水封，或将排气阀设置在低于水平空气管的高度上。

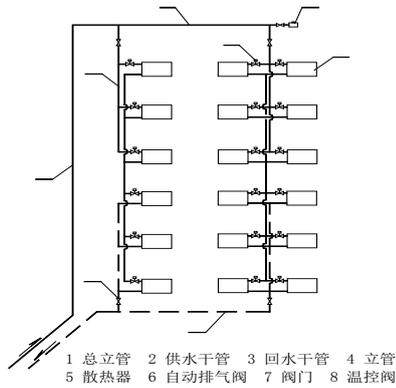


图8 上供下回式垂直单-双管系统

3.3 上供下回式垂直单一双管系统（图8）

上供下回式垂直单一双管系统，是将二~三层的双管组合串联起来。该系统兼顾了单管水力稳定性好，双管阻力较小且调节性能好的优点。尤其适用于高层建筑。

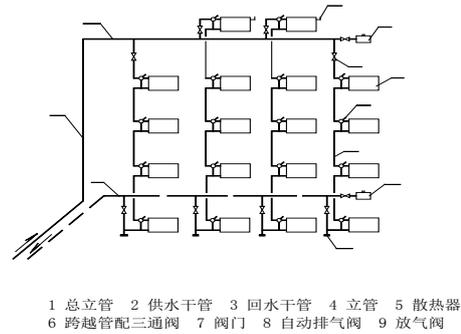


图9 上供下回式垂直单管系统的变异

3.4 上供下回式系统的变异

上供下回式垂直单管或双管系统，在一般情况下其供水干管均敷设于顶层楼板下，回水干管敷设于底层地面或地沟内（图2、图6）。系统的集中排气及泄水均十分方便。但在一些个别场合，则可能出现局部变化。例如（图9），当建筑顶层局部高出时，而供水干管设于顶层的下一层，部分顶层的散热器则由上返的立管联接。当底层地面、地沟不具备敷设回水干管的条件时，可将回水干管抬高至底层的楼板下敷设。

3.5 垂直系统的同程与异程

所谓同程式，即热水流过每一立管环路的路程，都是相同的，如图2~图7所示。这样，就为各立管环路的水力平衡创造了条

件。异程式系统（图8、图9），则完全不同，热水流经各立管环路的流程都是不同的。靠近系统入口的第一根立管，其环路最短，最后一根立管的环路最长。使用异程式系统时，如欲达到各环路的平衡，则必须1）各立管加装压力调节装置，2）垂直单管系统采用不等温降算法。

3.6 立管的单侧与双侧联接

垂直式系统的立管，根据其一侧联接散热器，还是两侧联接散热器，分为单侧联接和双侧联接两种（见图3、图4、图6、图7、图8）。

4 水平式系统

4.1 水平单管系统

4.1.1 水平单管串联式系统（图10）

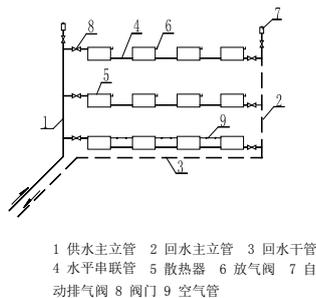


图10 水平单管串联式系统

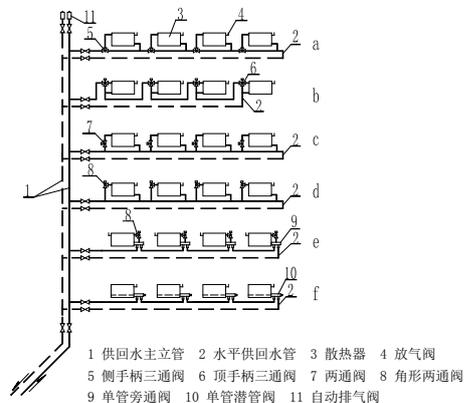


图11 水平单管跨越式系统

水平单管串联式系统中，热水沿水平串联管顺序流过各组散热器。这种系统的优点是水力稳定性好、构造简单、造价低。缺点是各散热器散热量无法调节。散热器内空气的排除方式，可使用手动放气阀，或通过空气管（DN15）及自动排气阀排出。水平单管串联式系统适用于单层或装有带形窗、玻璃幕的多层建筑。其室内温度可由分支环路上的阀门控制。在诸如开敞式办公室、商展厅堂等，也可使用踢脚板式散热器沿着玻璃幕的槛墙安装。

4.1.2 水平单管跨越式系统（图 11）

水平单管跨越式系统，与水平单管串联式相比，系统构造相对复杂，且由于进流系数的影响有可能导致散热器用量的增加。但是，其优点是各散热器的散热量可单独调节，并为有关标准^{[1]、[6]}所推荐。应用在水平单管串联式系统所不能满足的需要分室控制室温的场合，如住宅、旅馆及小开间办公等。视调节方式的不同，其连接有图 11 所示的各种形式。

图 11a、b、c、d 所示，为装有三通或两通调节阀的系统形式。所装调节阀，可以是手动的，也可以是自动的，即所谓的散热器温控阀。图 11e 所示的系统形式，是在装有两通温控阀的情况下，加装一个单管系统用旁通阀^[7]，进出水管均联接在该阀上。进水的一部分经该阀及两通温控阀流入散热器，而其另一部分则与散热器的回水混合后流出。图 11f 所示的系统形式，则是装设了

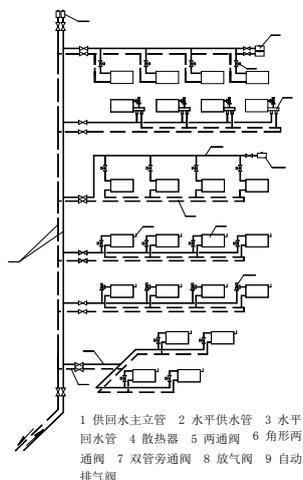


图 12 水平双管式系统

一个带横向（或垂直）潜管（插入管）的潜管阀门^[7]。进入该阀的热水，一部分经潜管流入散热器，另一部分与散热器回水混合后流出。

4.2 水平双管系统（图 12）

水平双管系统，根据水平供回水管的敷设位置，可分为上供上回式（图 12a），下供下回式（图 12b、d、e、f），上供下回式（图 12c）。图 12b 所示系统，在支管与散热器联接处装设双管系统专用旁通阀^[7]，热水经此阀部分进入散热器，另一部分旁通进入回水管道。

水平双管的称谓，出现较晚^{[1]、[6]、[8]}。过去所谓的双管系统，一般指双立管。即在二层及二层以上的建筑中，供回水分设立管，各层散热器并联（图 6、7）。然而，就其原则而言，与图 12 所示系统无异。所不同的是，图 6、7 所示是垂直的，而图 12 所示为水平的。因之，称其为水平双管应该说是合适的。

水平双管系统，其散热器的联接也有同程（图 12b、c、d、e）和异程（图 12a、f）之分。一般情况下，以使用同程序为佳。而装有高阻力温控阀时，则使用异程或同程均可。

水平双管系统其适用范围与水平单管跨越式系统基本相同。两者相比，水平双管略显复杂，但在散热器散热量的调节上要相对优越^[9]。

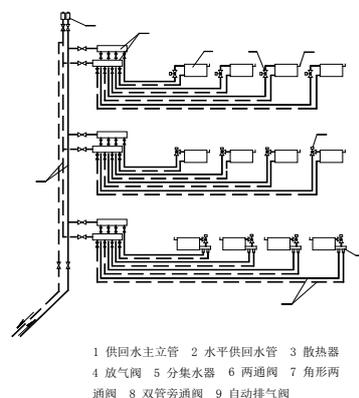


图 13 水平放射式系统

4.3 水平放射式双管系统（图 13）

这是一种不同于各种传统形式的系统^[10]，适用于住宅和别墅类建筑。该系统在与主立管联接处设分水器和集水器。每组散热器的供回水管，由分集水器接出。放射式系统除具备双管系统散热器散热量可调性好的优点之外，最大的特点是各分支管道无接头，更便于在楼板垫层内或装修地板下敷设。管道则应使用不易锈蚀的塑料管，铝塑复合管及铜管等。原则上，管道的使用寿命与建筑物使用寿命是等同的。当前，住宅建筑中低温热水地面辐射采暖应用较多，其系统形式与水平放射式双管系统基本相同。不同之处，只是散热器与散热盘管之别。

4.4 供回水主立管（或称共用立管）

4.4.1 水平式系统的组成部分

由图 10~13 可见，在二层及二层以上的水平式系统中，必须设置供回水立管，向各层水平环路供水，并将各层水平环路的回水集中起来。这一对供回水立管通常称为主立管（或称共用立管）。根据具体情况，主立管的供水立管及回水立管，可分设于两处（图 10），也可合设于一处（图 11~13）。在住宅、公寓等的分户系统中，其主立管以

合设于一处为多。并且，按照规范^[11]规定，主立管应设于套外的公用部位。

4.4.2 主立管的同程与异程

水平式系统的主立管，分为同程式与异程式两种。图 10~12 所示系统采用的是异程式主立管，而图 13 所示系统采用的是同程式主立管。异程式主立管，与下供下回式双管系统的立管（图 7）相类似。所不同的是，异程式主立管所连接的是每层系统的水平供回水管，而下供下回式双管系统的立管所连接的是每层散热器。与下供下回式双管系统的立管相同，异程式主立管逐层增加的自然压头，基本为逐层增加的阻力所消耗，无自然压头积累之虞。相反地，同程式主立管与上供下回式双管系统的立管（图 6）相类似，容易产生自然压头的积累。当然，由于每层水平环路的阻力远超过一组散热器的阻力，同程式主立管自然压头积累所带来的影响要相对小于上供下回式双管系统的立管。但其仍然存在，也是不争的事实。此外，同程式主立管与异程式主立管相比，压力损失要大一些。并且由于多出一根返程回水管，在占用管井面积以及安装繁简程度方面，也无优势可言。因此在实践中，异程式主立管的应用要较为普遍。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院，中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京：中国建筑工业出版社，2005
- [2] 贺平，孙刚. 供暖工程[M]. 第三版. 北京：中国建筑工业出版社，1993
- [3] 吴增菲，赵荣义，赵延元等译. 采暖通风文集[M]. 北京：中国工业出版社，1965
- [4] 刘义德译. 双股单管采暖系统[J]. 建筑技术通讯. 暖通空调，1978，1:42-48
- [5] 陆跃庆. 实用供热空调设计手册[M]. 第二版. 北京：中国建筑工业出版社，2008
- [6] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京：中国计划出版社，2003
- [7] 德国欧文托普（Oventrop）公司. 散热器恒温控制阀技术说明
- [8] 肖兰生. 住宅分户计量式采暖系统的设计要点[J]. 暖通空调，2000，30（4）：43-45
- [9] 戈特·摩勒，雷纳特·奥贝尔. 供暖控制技术[M]. 北京：中国建材工业出版社，1998
- [10] 丹麦丹佛斯（Danfoss）公司. 实用供暖调节方案
- [11] 中国建筑科学研究院. GB 50368—2005 住宅建筑规范. 北京：中国建筑工业出版社，2006

★ 原载《暖通空调》2009 年第 10 期



中国建筑东北设计研究院 肖兰生☆ 张瑞芝
☆肖兰生,男,1938年5月生,大学,教授级高级工程师,副总工程师
110006 沈阳市光荣街65号 (024) 62123505
E-mail dbystb@163.com
XIAO LAN SHENG★
★CHING NORTHEAST ARCHITECTURAL DESIGN & RESEARCH INSTITUTE

带格式的: 字体: 五号
带格式的

热水供采暖系统基本形式综述

带格式的: 字体: (默认) 黑体, (中文) 黑体, 三号

带格式的: 字体: (默认) 黑体, (中文) 黑体, 三号

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 字体: 小五

摘要 以散热器为散热设备的机械循环热水供采暖系统,在我国应用极为广泛。其室内系统形式——适用于不同建筑、不同场合、不同热水温度——更是多种多样。热水供采暖系统的基本形式,上世纪50五十年代由苏联传入。上世纪末、本世纪初,随着热计量及节能等方面的需求,不断吸取欧洲各国的经验,又有了新的发展。本文提出了热水供采暖系统形式的分类方法、列出了系统形式分类总表、系统形式图式,并对各种系统形式的特点及适用条件等进行了论述。

关键词 热水采暖 系统形式 上供下回 下供上回 下供下回 单管 双管

The summary of the hot water heating system's basic forms

带格式的: 字体: 五号

Abstract: Mechani calcirculation hot water heating system,equipped with heating radiator for radiating,is applied widely in our country.Its form of indoor system,which can be applicable in different building,various occasion and hot water temperatures,is multifarious.The basic form of mechanical circulation hot water heating system was introduced from Soviet Union dating back to 50's of last century.During the time from the end of last century to the beginning of 21st century,with the demand of thermal metering and energy saving,we extracted experience from European countries and make progress of the system.This paper proposes a way of classifying the forms of hot water heating system,listing a classification table and chart of system forms,and dissertates on characteristic and application condition of different system forms.

Key words: hot water heating system the from of system downfeed and downturn upfeed and upturn upfeed and downturn single-pipe twin-pipe

带格式的: (中文) 中文(中国)

带格式的: 字体: 五号

带格式的: (中文) 中文(中国)

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 位置: 水平: 居中, 相对于: 页边距

0 引言

以热水作为热媒,以散热器作为散热设备,以水泵驱动循环的供采暖系统,在我国应用极为广泛。其室内系统的形式,上世纪50五十年代由苏联引进。上世纪末、本世纪初,随着住宅等供采暖的分户计量以及节能、提高舒适性度等方面的需求,以及不断吸取欧洲各国的经验,供采暖系统又有了新的发展,使热水采暖的系统形式更加多样化。本文参考国内外相关资料,搜集并收录了各种传统的、经典的系统形式,其中有些虽已较少使用,但为了体现供采暖理论的历史原貌,仍然保留下来。而对于一些也在文献上出现过,但在理论及实践上价值不大的系统形式,则舍弃未用。同时,尽量全面地收录了近年来引进应用的一些新型、实用的系统形式。

1 系统形式的分类

1.1 按各组散热器连接管道的走向分: 1) 垂直式; 2) 水平式。

1.2 按各组散热器(≥2组)连接管道的根数分: 1) 单管, 2组及2组以上散热器串联连接时,供回水共用1根管道。完全串联时,称为单管串联(顺流)式;当设置有与散热

器并联的跨越管时，则称为单管跨越式。2) 双管，2组及2组以上散热器并联连接，供水管道分别设置。3) 单一双管，以单根管道将2~3组散热器的双管并联组合串联起来。

1.3 按热水供水、回水水平干管的上下位置分：1) 上供下回式；2) 下供上回式；3) 下供下回式；4) 上供上回式；5) 下供上回与上供下回组合式。

1.4 按热水通过各并联环路的流程的异、同分：1) 异程式；2) 同程式。

2 系统形式分类总表

依据上述分类方法，可列出热水供暖系统形式的分类，总表（见图1）。

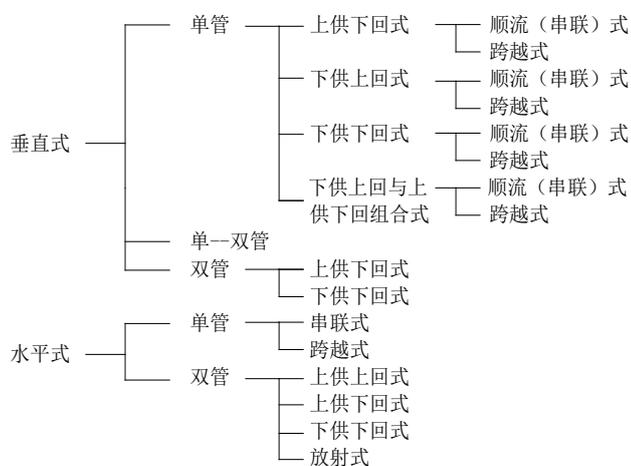


图1 系统形式分类总表

图1 系统形式分类汇总

2.3 垂直式系统

2.3.1 垂直单管系统

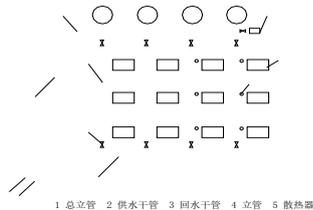
2.3.1.1 上供下回式垂直单管系统（图2）

上供下回式垂直单管系统分为两种。一种如图2中立管①、②所示，为顺流式（串联）垂直单管系统。另一种如图2中立管③、④所示，为跨越式垂直单管系统。顺流式系统构造简单、造价低廉、水力稳定性好。上世纪囿于国情，曾广泛应用于多层写字楼、旅馆及住宅等建筑中。但由于不具备散热器散热量的调节手段，容易出现室温不均，特别是上热下冷的现象。跨越式系统设有跨越管和三通调节阀，在调节室温及节能等方面优于顺流式，为当前多层公共建筑推荐使用系统之一^[1]。

带格式的：字体：五号

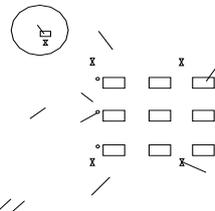
域代码已更改

带格式的：位置：水平：居中，相对于：页边距



1 总立管 2 供水干管 3 回水干管 4 立管 5 散热器
6 自动排气阀 7 跨越管配三通调节阀 8 阀门

图 2 上供下回式垂直单管系统



1 总立管 2 供水干管 3 回水干管 4 立管 5 散热器
6 自动排气阀 7 跨越管配三通调节阀 8 阀门

图 3 下供上回式垂直单管系统

带格式的：字体：五号

带格式的：缩进：首行缩进： 1.5 字符

23.1.2 下供上回式垂直单管系统（图 3）

将上供下回式系统的供水干管与回水干管加以对调，则成为下供上回式系统，即所谓的倒流式系统。此种系统可以说是高温热水（过热水）供采暖的专用系统。在使用高温热水时可不经混水或换热，直接引入系统。因为：1) 高温热水的定压，其原则之一是保证系统各点均不会发生汽化。倒流式系统中，热水温度由下至上逐渐降低，防止汽化所需压力也随之降低。与上供下回式系统相比，系统定压值低。2) 散热器热水下进上出，散热器表面温度接近其出水温度^[2]，即，在热水温度较高的前提下可获得较低的散热器表面温度，卫生条件改善。上世纪末以来，随着室内高温热水热媒的使用逐渐减少，倒流式系统也已较少使用。原因是散热器下进上出的连接方式，其传热系数要远低于其他方式^[2]。散热器的用量的增加，成为该系统的致命弱点。

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

域代码已更改

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

域代码已更改

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

23.1.3 下供上回与上供下回组合式垂直单管系统（图 4）

此种系统也是高温热水（过热水）专用系统的一种。组合式系统的前半部为下供上回后半部为上供下回。高温热水的温度一般为 130-70℃或 110-70℃，（此处给出的 130-70℃，110-70℃，是供回水温度吗？）温差较大。系统的前半部水温较高，散热器下进上出，可保证散热器表面温度不致过高，以及较低的定压值。后半部水温已有所降低，上供下回，体现散热器传热系数较高的优点。

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

（问题：图 4 中编号 6，7 是不是反了？图 5 中编号 5，7 是不是反了？）

带格式的：位置：水平：居中，相对于：页边距

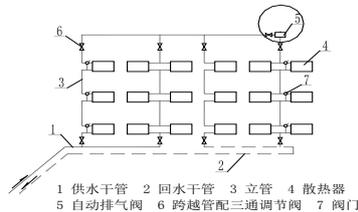


图4 下供上回与上供下回组合式系统

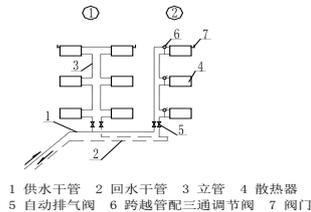


图5 下供下回式垂直单管系统

23.1.4 下供下回式垂直单管系统（图5）

下供下回式垂直单管系统，也称Π形立管^[3]和双股（线）立管^[2,4]系统，由苏联引进。Π形立管系统使用一般散热器，而双股立管系统则使用蛇形管混凝土散热板。热媒使用高温热水（过热水）。高温热水在Π形立管中的流动和放热过程，与组合式垂直单管系统（图4）类似。传入中国后，在使用普通散热器和非过热水的情况下，多应用于顶层无法敷设供水干管，或由层数各异的部分组成的建筑中。为避免下进上出散热器传热系数降低的弊病，也有如图5中立管②的作法：前半段立管热水自下而上不连接散热器，后半段热水自上而下连接散热器。

23.2 垂直双管系统

23.2.1 上供下回式垂直双管系统（图6）

上供下回垂直双管系统，立管上各层散热器并联连接。热水流经各层散热器环路的流程基本相同。但是，作用于各层散热器环路的自然压头却不相同。散热器所在楼层越高，自然压头也就越大。这种自然压头的差异，容易导致上热下冷的现象。楼层越多，这一现象就越严重。依靠散热器支管上一般的手动阀门很难消除。上世纪50、60五、六十年代，在一些楼层较多的高级建筑中应用，是有教训的。因此建议，该种系统应用于不超过4层的建筑中^[5]。当然，若加设高阻力的、可自动调节的散热器温控阀，建筑的层数可不受此限制。

23.2.2 下供下回式垂直双管系统（图7）

下供下回式垂直双管系统，热水经过立管各层散热器环路的流程各不相同。楼层越高流程越长，阻力也越大。与此同时，作用于各层散热器环路的自然压头也随楼层的增高而增大。这样，增大的自然压头基本为增大的阻力所消耗。因此，上供下回式（问题：此处应该为“下供下回式”？）双管系统不存在自然压头逐层积累的弊病。这种系统的实际运行状况也表明，应用该系统的一些多层建筑均获得令人满意的效果。该种系统的排气，通常有两种方式。一种方式是，使用散热器手动排气阀（图7右侧立管）；另一种方式（图7左侧立管）是，在立管上部连接专用空气管（一般为DN15管径），通过自动排气阀排出。为使热水不致在空气管内产生循环，适当设置水封，或将排气阀设置在低于水平空气管的高度上。

带格式的：字体：五号

带格式的：字体颜色：海绿

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

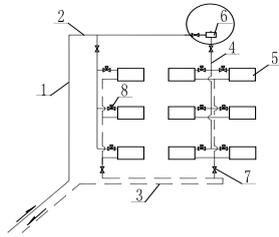
带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

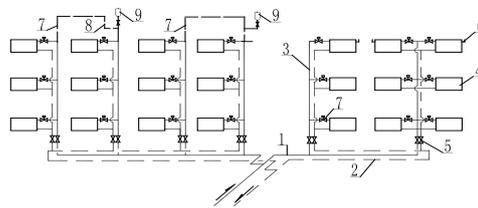
带格式的：位置：水平：居中，相对于：页边距

带格式的：字体：五号



1 总立管 2 供水干管 3 回水干管 4 立管
5 散热器 6 自动排气阀 7 阀门 8 温控阀

图 6 上供下回式垂直双管系统



1 供水干管 2 回水干管 3 立管 4 散热器 5 阀门
6 排气阀 7 空气管 8 水封 9 自动排气阀

图 7 下供下回式垂直双管系统

23.3 上供下回式垂直单一双管系统（图 8）

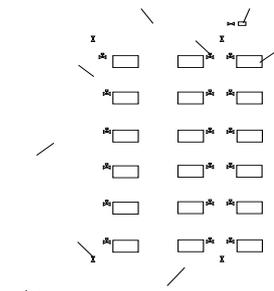
上供下回式垂直单一双管系统，是将二~三层的双管组合串联起来。该系统兼顾了单管水力稳定性好，双管阻力较小且调节性能好的优点。尤其适用于高层建筑。

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

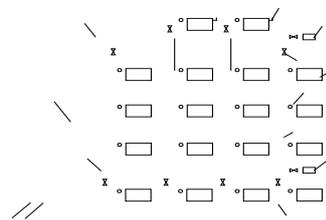
带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号



1 总立管 2 供水干管 3 回水干管 4 立管
5 散热器 6 自动排气阀 7 阀门 8 温控阀

图8 上供下回式垂直单-双管系统



1 总立管 2 供水干管 3 回水干管 4 立管 5 散热器
6 跨越管配三通阀 7 阀门 8 自动排气阀 9 排气阀

图9 上供下回式垂直单管系统的变异

23.4 上供下回式系统的变异

上供下回式垂直单管或双管系统，在一般情况下其供水干管均敷设于顶层楼板下，回水干管敷设于底层地面或地沟内（图 2、图 6）。系统的集中排气及泄水均十分方便。但在一些个别场合，则可能出现局部变化。例如（图 9），当建筑顶层局部高出时，将供水干管设于顶层的下一层，部分顶层的散热器则由上返的立管连接（图 9）。当底层地面、地沟不具备敷设回水干管的条件时，可将回水干管抬高至底层的楼板下敷设。

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

23.5 垂直系统的同程与异程

所谓同程式，即热水流过每一立管环路的路程都是相同的，如图 2~图 7 所示。这样，就为各立管环路的水力平衡创造了条件。异程式系统（图 8、图 9），则完全不同，热水流经各立管环路的流程都是不同的。靠近系统入口的第一根立管，其环路最短，最后一根立管的环路最长。使用异程式系统时，如欲达到各环路的平衡，则必须各立管加装压力调节装置或垂直单管系统采用不等温降算法。

带格式的：字体：五号

带格式的：字体：五号

带格式的：位置：水平：居中，相对于：页边距

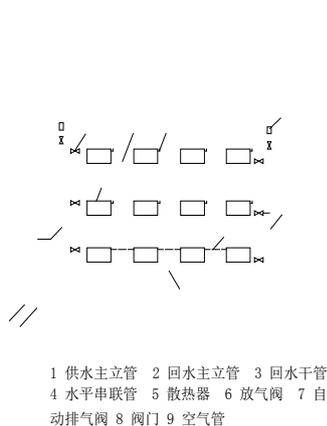
23.6 立管的单侧与双侧连接

垂直式系统的立管，根据其一侧连接接散热器，还是两侧连接接散热器，分为单侧连接和双侧连接两种（见图 3、图 4、图 6、图 7、图 8）。

34 水平式系统

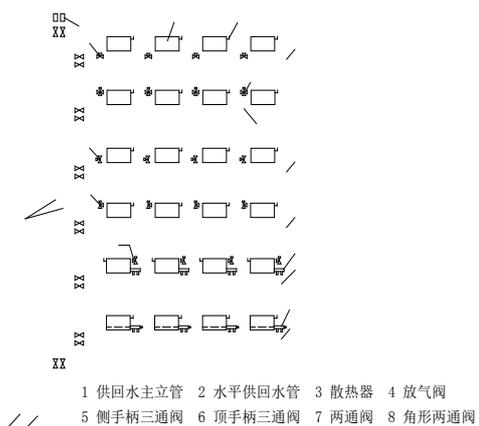
34.1 水平单管系统

34.1.1 水平单管串联式系统（图 10）



1 供水立管 2 回水立管 3 回水主管
4 水平串联管 5 散热器 6 放气阀 7 自动排气阀 8 阀门 9 空气管

图 10 水平单管串联式系统



1 供水立管 2 水平供水管 3 散热器 4 放气阀
5 侧手柄三通阀 6 顶手柄三通阀 7 两通阀 8 角形两通阀
9 单管旁通阀 10 单管潜管阀 11 自动排气阀

图 11 水平单管跨越式系统

水平单管串联式系统中，热水沿水平串联管顺序流过各组散热器。这种系统的优点是水力稳定性好、构造简单、造价低。缺点是各散热器散热量无法调节。散热器内空气的排除方式，可使用手动放气阀，或通过空气管（DN15）及自动排气阀排出。水平单管串联式系统适用于单层或装有带型形窗、玻璃幕的多层建筑。其室内温度可由分支环路上的阀门控制。在诸如开敞式办公室、商展厅堂等，也可使用踢脚板式散热器沿着玻璃幕的槛墙安装。

34.1.2 水平单管跨越式系统（图 11）

水平单管跨越式系统与水平单管串联式相比，系统构造相对复杂，且由于进流系数的影响有可能导致散热器用量的增加。但是，其优点是各散热器的散热量可单独调节，并为有关标准^[12-16]所推荐。应用在水平单管串联式系统不能满足的需要分室控制室温的场合，如住宅、旅馆及小开间办公等。视调节方式的不同，其连接接有图 11 所示的各种形式。

图 11a、b、c、d 所示，为装有三通或两通调节阀的系统形式。所装调节阀，可以是手动的，也可以是自动的，即所谓的散热器温控阀。图 11e 所示的系统形式，是在装有两通温控阀的情况下，加装一个单管系统用旁通阀^[17]，进出水管均连接接在该阀上。进水的一部分经该阀及两通温控阀流入散热器，而其另一部分则与散热器的回水混合后流出。图 11f 所示的系统形式，则是装设了一个带横向（或垂直）潜管（插入管）的潜管阀门^[17]。进入该阀的热水，一部分经潜管流入散热器，另一部分与散热器回水混合后流出。

34.2 水平双管系统（图 12）

水平双管系统，根据水平供回水管的敷设位置，可分为上供上回式（图 12a），下供下回式（图 12b、图 d、图 e、图 f），上供下回式（图 12c）。图 12b 所示系统，在支管与散热器

带格式的：字体：五号

带格式的：位置：水平：居中，相对于：页边距

器连接处装设双管系统专用旁通阀^[144]，热水经此阀部分进入散热器，另一部分旁通进入回水管道。

带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号

①德国欧文托普 (Oventrop) 公司. 散热器恒温控制阀技术说明

水平双管的称谓出现较晚^[144]。过去所谓的双管系统，一般指双立管。即在2层及2层以上的建筑中，供回水分设立管，各层散热器并联（图6.7-7）。然而，就其原则而言，与图12所示系统无异。所不同的是，图6.7-7所示是垂直的，而图12所示为水平的。因之，称其为水平双管应该说是合适的。

带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号

水平双管系统的其散热器的连接也有同程（图12b~c~d~e）和异程（图12a, f）之分。一般情况下，以使用同程为佳。而装有高阻力温控阀时，则使用异程或同程均可。

水平双管系统的其适用范围与水平单管跨越式系统基本相同。两者相比，水平双管略显复杂，但在散热器散热量的调节上要相对优越^[144]。

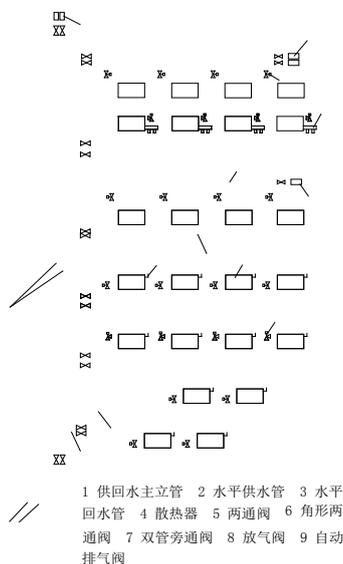


图12 水平双管式系统

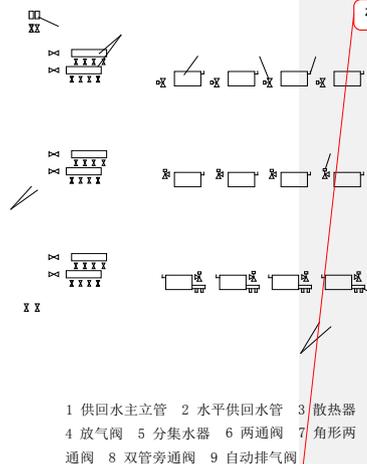


图13 水平放射式系统

34.3 水平放射式双管系统（图13）

这是一种不同于各种传统形式的系统^[144]，适用于住宅和别墅类建筑。该系统在与主立管连接处设分水器 and 集水器。每组散热器的供回水管由分集水器接出。放射式系统除具备双管系统散热器散热量可调性好的优点之外，最大的特点是各分支管道无接头，更便于在楼板垫层内或装修地板下敷设。管道则应使用不易锈蚀的塑料管，铝塑复合管及铜管等。原则上，管道的使用寿命与建筑物使用寿命是等同的。当前，住宅建筑中低温热水地板面辐射供采暖应用较多，其系统形式与水平放射式双管系统基本相同，不同之处只是散热器与散热盘管的区之别。

带格式的：不调整西文与中文之间的空格，边框：底端：（单实线，自动设置，0.75磅行宽）
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号

②丹麦丹佛斯 (Danfoss) 公司. 实用供暖调节方案

34.4 供回水主管（或称共用立管）

34.4.1 水平式系统的组成部分

由图10~13可见，在2层及2层以上的水平式系统中，必须设置供回水立管，向各层水平环路供水，并将各层水平环路的回水集中起来。这一对供回水立管通常称为主立管

带格式的：首行缩进：0字符
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：字体：五号
带格式的：位置：水平：居中，相对于：页边距

(或称共用立管)。根据具体情况,主立管的供水立管及回水立管,可分设于两处(图10),也可合设于一处(图11~13)。在住宅、公寓等的分户系统中,其主立管以合设于一处为多。并且,按照规范^[94]规定,主立管应设于套外的公用部位。

34.4.2 主立管的同程与异程

水平式系统的主立管,分为同程式与异程式两种。图10~12所示系统采用的是异程式主立管,而图13所示系统采用的是同程式主立管。异程式主立管,与下供下回式双管系统的立管(图7)相类似。所不同的是,异程式主立管所连接的是每层系统的水平供回水管,而下供下回式双管系统的立管所连接的是每层散热器。与下供下回式双管系统的立管相同,异程式主立管逐层增加的自然压头,基本为逐层增加的阻力所消耗,无自然压头积累之虞。相反地,同程式主立管与上供下回式双管系统的立管(图6)相类似,容易产生自然压头的积累。当然,由于每层水平环路的阻力远超过一组散热器的阻力,同程式主立管自然压头积累所带来的影响要相对小于上供下回式双管系统的立管。但其仍然存在,也是不争的事实。此外,同程式主立管与异程式主立管相比,压力损失要大一些。并且由于多出一根返程回水管,在占用管井面积以及安装繁简程度方面,也无优势可言。因此在实践中,异程式主立管的应用要较为普遍。

参考文献:

- [1] 中国建筑科学研究院, 中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [2] 贺平, 孙刚. 供暖工程[M]. 3 第三版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [3] 吴增菲, 赵荣义, 赵延元等译. 采暖通风文集[M]. 吴增菲, 赵荣义, 赵延元, 等. 译. 北京: 中国工业出版社, 1965 (问题: 请补充文献的原著者。)
- [4] 刘义德, 译. 双股单管采暖系统[J]. 建筑技术通讯. 暖通空调, 1978, 8 (1): 42-48
- [5] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 第二版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008
- [6] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2003
- [7] 德国欧文托普(Oventrop)公司. 散热器恒温控制阀技术说明
- [78] 肖兰生. 住宅分户计量式采暖系统的设计要点[J]. 暖通空调, 2000, 30 (4): 43-45
- [89] 戈特·摩勒, 雷纳特·奥贝尔. 供暖控制技术[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 1998
- [10] 丹麦丹佛斯(Danfoss)公司. 实用供暖调节方案
- [94] 中国建筑科学研究院. GB 50368—2005 住宅建筑规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 字体: 五号

带格式的: 无下划线, 下划线颜色: 自动设置

带格式的: 位置: 水平: 居中, 相对于: 页边距

关于空调用热泵的若干概念辨析

肖兰生 张瑞芝

摘要 分析了热泵的狭义与广义两种概念的历史成因,提出了在热泵理论上确立广义热泵的概念的建议。同时对广义概念下的热泵定义,热泵机组与系统的区分以及热泵运行经济性指标的整合等问题进行了探讨。

关键词 空调 热泵 热源 负荷 性能系数 能效比

The discussion of some questions of heat pump for air conditioner

Abstract In this paper we analysis the historical causes of the two concepts – broad and narrow sense for heat pump, and offer a proposal to establish the conception of broad sense heat pump on the basis of heat pump theory. Furthermore, we discuss the questions of the definition of heat pump in the broad sense, the differences between heat pump unit and system, and the integration of the heat pump operation economy index.

1 确立广义的热泵概念

人工冷源的需求,促成了制冷机的发明与发展。制冷机的原理是,在某种动力的驱动下,使热由低温物体(介质)传向高温物体(介质),而在低温物体一端产生了制冷效应。与此同时,在高温物体一端则由于热的获得而产生了制热效应。在制冷机出现不久的1852年,即有科学家(英国的W·Thomson教授)提出:制冷机也可以制热。但由于热可以通过煤炭以及油气的燃烧容易地获得,不必要购置制冷机这样的高精设备和耗用宝贵的电力,其制热效应长期以来没有加以充分地利用。直到近百年之后,能源日益紧缺之时,人们才开始对可以利用低品位,可再生能源的“制冷机制热”重视起来,并随着制造业的发展,电力的充沛而逐渐广泛地加以利用。在我国更是相对滞后,直到上世纪八十年代和九十年代初,水环热泵、地下水水源热泵及地埋管热泵系统才开始逐渐引进。在此之前,只有少数家用空调或风冷冷热水机组具有制热功能。正所谓存在决定意识,制冷技术理论历经百年的发展,十分全面系统,而对于热泵则鲜有系统论述。在我国,上世纪八、九十年代之后,才在制冷技术的教科书或手册中附加热泵章节或另出专著。而这些专著或章节,重点均在于论述其制热功能。这样,便自然地形成了制冷机先入为主的概念,热泵则是“能实现蒸发器和冷凝器功能转换的制冷机”或“以其冷凝器放出的热量来供热的制冷系统”。这就在理论和习惯上形成了一个狭义的热泵概念:以制热为目的或制冷制热双功能(俗称“热泵式”或“带热泵的”)时才称为热泵。实质上,热泵在运行时,制冷与制热两种效应是同时并存的,概括地说就是一个循环两种效应。而在实际应用中,或用其制冷,或用其制热,或制冷与制热按需轮换,或制冷制热同时进行等等。在应用其制冷时,通常称为制冷机。但制冷机也是热泵的一种。相对而言,这是一种热泵的广义概念,我们应该在暖通空调领域确立这种广义的概念,并且在这一概念的指导下进行热泵理论的著述:比如,以空调用热泵技术为题,综合论述其原理、定义及制冷制热等的应用。因为那种历史形成的,狭义概念之下的制冷与制热分割开的论述方式,难免出现重复、衔接不顺以及含混之弊病。值得关注,中国制冷学会空调制冷学术委员会已改名为空调热泵委员会。这里的“热泵”显然是广义概念之下的,我们有理由期待有更多类似的变化。

2 关于热泵的定义

2.1 参照定义

① “可连续将热量从温度较低的物体(或环境)传递给温度较高物体的机械”。^[1]

② “把处于低位的热能输送至高位的机械”。^[2]

③ “靠高位能拖动,迫使热量从低位热源流向高位热源的装置”。^[3]

④ “是一种利用高位能使热量从低位热源流向高位热源的节能装置。”^[4]

⑤国家标准 GB50155-99《暖通空调术语标准》中的定义为“能实现蒸发器和冷凝器功能转换的制冷机”。

⑥《新国际制冷词典》中的定义为“以冷凝器放出的热量来供热的制冷系统。”

2.2 推荐定义

本着热泵的广义概念并参照上述定义，推荐热泵定义为：在某种动力的驱动下，可连续地使热由低温物体（或介质）传给高温物体（或介质），并用以制冷或制热的装置。

2.3 推荐定义的几点说明

①定义体现了热从低温物体传向高温物体必须付出代价的热力学第二定律。

②热泵热传输的两端，称作“热源”、“环境”、“物体”或“介质”者均有，热泵在工作时，除制冷兼制热之外，其供冷与供热一端称为负荷端，另一端放出或吸纳热量则称为热源端。定义中若两端均称作“热源”，似过于理论化而与实际存在着差别；若以“介质”相称，有介质而无热传输的起始与目的物，似不完整；若以“物体”相称，则在该物体为非流体的场合，不借助介质则难以完成热的传输；若以“环境”相称，则只限于自然环境存在的热源。因此，推荐定义中使用“物体”二字，并在其后的括号内加注“或介质”字样，即物体本身是流体时，可直接进行热交换，而物体为非流体时则需借助介质。

③按照工作原理，热泵可以分为蒸汽压缩式、蒸汽喷射式、吸收式以及化学热泵等等。其驱动能源也各不相同，如蒸汽压缩式热泵，多使用电力驱动，电应属高品位能源；吸收式热泵、化学热泵等，驱动使用热能且品位较低，而增温型化学热泵^[3]和第二类吸收式热泵^[5]，驱动用热能的品位甚至低于供出的热能的品位。为使热泵的定义更具普遍性，推荐定义未强调输入动力为高品位的。

④热泵具有制冷和制热两种功能，定义中写明该两种功能，意在明确热泵的广义概念。做为空调的人工冷源，使用热泵制冷几乎是唯一的方式。因无参照，难以比较其节能效益。而在制热工况之下，其制热系数达到一定水平时才能体现节能。如热泵输入电力为火力发电的场合，与燃煤锅炉供热相比，假设二者效率分别为 0.31 和 0.70，则热泵的制热系数起码要达到 $0.7/0.31=2.258$ 。因此推荐定义未强调其节能性。

3 热泵机组和热泵系统

3.1 机组与系统的区分

空调工程中所谓的热泵（Heat pump），应该包含热泵机组（Heat pump unit）与热泵系统（Heat pump system）两个概念。热泵机组的概念早已为人们所熟知，以最常使用的蒸汽压缩式热泵为例，其压缩机、冷凝器、节流装置、蒸发器、四通换向阀及附属设备（风机、水泵）等组合起来——成为整体或分体——一般称作热泵机组。同时，称作“热泵机组”也便于与下述的“热泵系统”相区分。

在国家标准 GB/T19409-2003 中，按冷（热）源类型将水源热泵机组划分为：①水环式水源热泵机组；②地下水式水源热泵机组；③地下环路式水源热泵机组。在这一分类中，实际上是同一种设备——水源热泵机组——在不同热源场合下的应用。在美国 2004 年出版的《ASHRAE Handbook: HVAC System and Equipment》中，把这种水源热泵机组在各种不同热源场合的应用定义为系统。包括：①水环热泵系统；②地下水热泵系统；③闭环地表水热泵系统；④地表水热泵系统；⑤土壤源耦合式热泵系统。

表1 热泵机组分类表

序号	热泵机组类别	热源介质	负荷端介质	功能	转换方式	图式	别称
1-1	空气/大气源热泵机组	大气	空气	单冷	—		风冷空调器
				冷热	四通换向阀		风冷空调器 (热泵式)
1-2	大气-水热泵机组	大气	水	单冷	—		风冷冷水机组
				冷热	四通换向阀		风冷热泵机组
2-1	水源(介质)热泵机组	水	空气	单冷	—		水冷空调器
				冷热	四通换向阀		水冷空调器 (热泵式)
2-2	水-水热泵机组	水	水	单冷	—		冷水机组
				冷热	水管路阀门		水源热泵机组

国家标准《地源热泵系统工程技术规范》(GB50366-2005)中,就曾明确提出“水源热泵机组”及其在地源—岩土体、地下水、地表水等场合应用的埋管热泵系统、地下水热泵系统及地表水热泵系统。

3.2 热泵机组的分类

热泵机组的分类依据很多,诸如:①按原理分;②按压缩机种类分;③按热源种类分;④按功能分;⑤按热源端介质及负荷端介质的组合来划分等等。对于热泵机组而言,按依据⑤分类,提纲挈领,最为明晰。按此依据将热泵机组划分为两大类(见表1)。第1类为空气/大气源热泵机组,以往通常称其为空气源热泵机组。此处的空气在空调工程中往往是有限条件的,即室外空气——大气。因此称为空气/大气源热泵机组较为贴切。第2类为水源(介质)热泵机组。进入热泵的可能是做为热源的水,也可能是做为传热介质的水或添加防冻剂的水溶液。

表2 水源(介质)热泵应用系统明细表

序号	系统类别	热源	热泵机组形式	图式
1	地埋管热泵系统	地壳	水-空气热泵机组	
			水-水热泵机组	
2	地源热泵系统	地下水	水-空气热泵机组	
			水-水热泵机组	
3	地表水源热泵系统	江/河/湖/海水	水-空气热泵机组	
			水-水热泵机组	
4	废水源热泵系统	城市污水 (原生水,再生水,中水) 工业废水	水-空气热泵机组	
			水-水热泵机组	
5	水环热泵系统	循环水系统 配备冷却塔 辅助加热器	水-空气热泵机组	

3.3 水源热泵机组应用系统分类

依据《地源热泵系统工程技术规范》(GB50366-2005)并参考美国《ASHRAE Handbook: HVAC System and Equipment》，按照热源的不同划分的水源热泵应用系统的分类列于表 2 内。

4 热泵运行的经济性评价指标

4.1 评价指标概况

热泵运行的经济性评价指标，散见于有关文献，综合起来有如下三种表示方法：

①以性能系数 COP (Coefficient of Performance) 来表示。制冷工况下的性能系数称作制冷系数，以 COP_c 表示；制热工况下的性能系数称作制热系数，以 COP_h 表示。 COP_c 及 COP_h 值分别为热泵在指定工况下制冷量 (W) 或制热量 (W) 与相对应的输入功率 (W) 之比。

②以 ε_c 表示制冷系数，以 ε_h 表示制热系数，分别为热泵在指定工况下制冷量 (W) 或制热量 (W) 与相对应的输入功率 (W) 之比。

③制热工况下以性能系数 COP 表示，该值为热泵在指定工况下制热量 (W) 与输入功率 (W) 之比。而制冷工况下以能效比 EER (Energy Efficiency Ratio) 表示——或仅限于配备封闭式压缩机时——其值为热泵在指定工况下制冷量 (W) 与输入功率 (W) 之比。

在习惯使用英制单位的国家使用 EER 时，制冷量的单位为 BTU/h，输入功率单位为 (W)。

4.2 整合建议

在对上述热泵经济性评价指标进行比较之后可以看出， ε 值与 COP 值在内容上是基本相同的。而在制冷量与输入功率的单位均为法定单位制的 W 时，EER 值与 COP 值也并无差别。同时，在计算制冷工况下的经济性评价指标时，其制冷量及功率消耗均为实际发生值。使用封闭或半封闭式压缩机时，对于制冷量与功率的影响已包含在内，没有必要区别对待，以 EER 值表代替 COP 值。在计算 EER 值时使用 BTU/h 作为制冷量单位，与法定单位制相悖，不宜沿用。因此，为统一起见并与热泵的基础理论相衔接，建议作如下整合：

①以 COP 值作为热泵机组(含机组本身配带的风机水泵等附属设备)的经济性评价指标。其制冷系数 COP_c 与制热系数 COP_h 分别等于热泵指定工况下其制冷量 (W) 或制热量 (W) 与相应的热泵机组的输入功率 (W) 之比。在热泵的运行方式为制冷兼制热(热回收)时，可引入制冷制热综合系数 $COP_c \cdot h$ 。其值等于热泵指定工况下制冷量 (W) 与制热量 (W) 之和与热泵机组输入功率 (W) 之比。

②能效比 EER 与性能系数 COP 值相比，不单形象直观且范围可超越热泵本身。众所周知，热泵机组在运行时，对于热源或其介质以及负荷端介质的驱动也必须消耗动力。为较大范围地全面地评价热泵运行的经济性，应将其系统配套设备的动力消耗一并计入。因此建议以能效比 EER 值为热泵应用系统的经济性评价指标。包括制冷工况能效比 EER_c 和制热工况能效比 EER_h ，其值分别为热泵在指定工况下的制冷量 (W) 或制热量 (W) 与机组及系统配套设备输入功率 (W) 总和之比。

参考文献

- [1] 尉迟斌. 制冷工程技术词典[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1987
- [2] 郁文章. 热泵原理与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993
- [3] 徐邦裕, 陆亚俊, 马最良. 热泵[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- [4] 姚杨, 马最良. 浅议热泵定义[J]. 暖通空调, 2002, 32 (3): 33
- [5] 李树林. 制冷技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [6] 殷平主编. 现代空调 3[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001

★ 原载《暖通空调》2011年第4期



《关于空调用热泵的若干概念辨析》刊出后记

《关于空调用热泵的若干概念辨析》(原名《空调用热泵若干问题探讨》)一文,于2010年初寄至《暖通空调》编辑部。直到2011年4月份才于该刊第4期登出。

此前,作者曾有6篇论文载于该刊。一般从寄出到刊登,不会超过一个季度。这篇文章,费时费力,自己又比较看重,原以为会很快刊出。然而出乎意料,迟迟未见回音。直至2010年11月,方收到编辑部发来的两位审稿专家的审校意见。

两位审稿专家分别为哈工大马最良教授和清华大学的石文星教授。马教授审校意见的书写日期是2010年6月份。总体意见认为“内容已在一些书、论文中有所论述”。结论“转投他刊”。石教授审校意见的书写日期是2010年10月份。总体意见认为文章“有重要贡献”,“对明确‘热泵’相关概念,学术界标准用词具有重要的理论意义”。结论“退修后刊用”。编辑部采纳了石教授的建议,来函要求作者“按审校意见进行适当修改”,并在修改截止日期内(2010年12月31日)上传修改说明及修改稿。

对于两位教授的审校意见,当时因急于改稿并未过多关注。此次整理论文,仔细看过,始觉有诸多值得“回味”的地方。

值得回味的第一点,哈工大的马教授在审校意见中写到“本文内容已在一些书、论文中有所论述。请作者再阅读姚杨主编《暖通空调热泵技术》第6页至第13页”。马教授所言是否确实,《暖通空调热泵技术》第6页至第13页写了些什么东西呢?

文章的内容有四部分:1.确定广义的热泵概念;2.关于热泵的定义;3.热泵机组和热泵系统;4.热泵运行的经济性评估指标。这些方面的论述都是全新的,有的在国内尚属首次。起码在作者所见到的一些书、论文中是没有的。因此,另一位审稿专家,清华大学的石教授有着与马教授截然不同的看法。石教授在审校意见中明确写道:作者在如上四个方面有“重要贡献”,“作者从热泵的历史溯源,指出目前关于热泵相关的一些词汇和概念的用法存在不准确的问题,提出了自己的观点和看法,这是学术界应该支持和响应的,对今后教科书、标准以及科研论文中的准确用词具有理论指导意义”。

为了解马教授所说的《暖通空调热泵技术》第6页至第13页的内容,近日特意网购了一本。该书第6页至第13页的内容有三,之一为1.3热泵的定义。该节所述定义,恰好是本文的参考定义④。其实,参照定义④与本文中的推荐定义差别明显,这在推荐定义的几点说明中有着清楚的表述。内容之二为:1.4热泵的种类。该节所列热泵机组分类表,与本文中的热泵机组分类表相比,最大的差别是后者本着广义的热泵概念列有单冷式热泵,即制冷机。内容之三为:1.5热泵空调系统的分类。该节的分类框图中,包含了“以热泵机组作为集中式空调系统的冷热源”及“冷剂式热泵空调系统”两大类。而本文中所列为“水源(介质)热泵应用系统表”,两者完全不是一回事。

由此可见,《暖通空调热泵技术》第6页至第13页中,第一、全无确立广义热泵概念及热泵能效指标整合的内容;第二、在热泵定义,机组与系统等项只是与本文有着相近的标题,而内容却全然不同。十分明显,本文内容不仅在作者见到过的一些书、论文中,而且在当时并未见到的《暖通空调热泵技术》第6页至第13页中,都是没有论述过的。

值得回忆的第二点,马教授在审校意见中写道:“作者的推荐定义,其基本内容与参照定义④相同,不同之处仅有二点,一是通过逆循环,二是并用以制冷或制热的装置(字下黑点系原有)。显然,这二点值得商榷”。“又如,单冷式机组不能称其为热泵,仅是制冷机组。”说推荐定义与参照定义④“不同之处仅有二点”是不准确的。起码还有两点不同之处,一是推荐定义为使其更普适未强调输入动力的高品位;二是考虑到热泵制热时的节能是有条件的,而制冷时的节能,因无参照难以确认,因此在推荐定义中未强调其为节能装置。“通过逆循环”只局限于蒸气压缩式热泵,马教授这一点提的是正确的,在修改稿中已删除。而热泵定义为“并用以制冷或制热的装置”“值得商榷”,就让人匪夷所思了。热泵不用以制冷或制热,还会有什么用途呢?

至于单冷式机组能否称其为热泵,文章中有明确的论述:“热泵在运行时,制冷与制热两种效应是同时并存的。概括地说就是,一个循环两种效应。而在实际应用中,或用其制冷,或用其制热,……在

应用其制冷时，通常称为制冷机。但制冷机也是热泵的一种。”另一位审稿专家清华的石教授在审校意见中涉及此问题时肯定道：“热泵的概念确实应该大于并包含了制冷机的概念.....。作者勇于指出目前行业中出现的模糊概念，并予以澄清，表现出一位老专家的社会责任感。”

“他大舅他二舅都是他舅，高桌子低板凳都是木头”，是张艺谋的名言。之所以为人耳熟能详，是因为其直击本质。在这里，不妨依样葫芦造出如下两句：“给水泵排水泵都是水泵，供热热泵排热热泵（制冷机）都是热泵”。

值得回味的第三点，马教授在审校意见中写道：“文 4.2 中‘EER 值与 COP 值并无差别’。这句其概念不清，其数值相差不大。”

文章 4.2 中的原文是“在制冷量与输入功率的单位均为法定单位制的 W 时，EER 值与 COP 值也并无差别。同时，在计算制冷工况下的经济性评价指标时，其制冷量及功率的消耗均为实际发生值。使用封闭或半封闭式压缩机时，对于制冷量与功率的影响已包含在内，没有必要区别对待，以 EER 值代替 COP 值”。从这段叙述来看，不单概念是清楚的，其数值也应该是相等的，但可惜的是，马教授为了说明“EER 值与 COP 值并无差别”“其概念不清”，将其前面和后面的话全部略去。其作法令人难以理解。

有趣的是，马教授是《暖通空调热泵技术》的编者之一，载有第 6 页至第 13 页的第一章正是出自马教授的手笔。对于该段内容与文章内容的明显差别应该最为清楚。明知文章与该书第 6 页至 13 页的内容完全不同，却偏要说本文内容在第 6 页至第 13 页中有所论述，是否另有隐情？也可能，马教授从文章与该段内容的差异上，看到了文章对该段内容某种程度的扬弃。而对于这些扬弃，当然不希望公诸于众，不希望刊登于《暖通空调》杂志上。说“本文内容已在一些书、论文中有所论述”，其言外之意是，即使不属抄袭，也是“炒现饭”一毫无新意。因此建议“转投他刊”。反正编辑并非热泵专家，也不会找到“姚杨主编《暖通空调热泵技术》第 6 页至第 13 页”，加以对比.....。还有马教授关于热泵是“用以制冷或制热的装置”，“值得商榷”，以及“EER 值与 COP 值并无差别”“这句其概念不清”的两点意见，看似匪夷所思，其实也是为了给“转投他刊”补充理由。

按照《暖通空调》杂志的规定，审稿专家对于稿件的取舍可提出如下建议：1. 刊用；2. 退修后刊用；3. 退修后重审；4. 转他人审；5. 转投他刊；6. 不刊用。其中最令人费解的是“转投他刊”。可能是给作者留些颜面，也可能自知所提不算理直气壮，“不刊用”太过分了，“转投他刊”吧！“转投他刊”的建议，有一点是明确的，即不在本刊上登出。那转投他刊，由谁来转投？编辑部还是审稿专家，还是作者？《地源热泵》尚未见过，是一本什么样的杂志？《暖通空调》不适刊登，《地源热泵》为何可以刊登呢？马教授忽略了一点，本文内容并不限于“地源”热泵，在《地源热泵》上刊登其实是最不适宜的。

更加有趣的是，作者似乎对这些蹊跷有所预见。在投稿致编辑部的信中曾提出：“本文对热泵理论进行探讨时，对所列参考文献[1][2][3][4]有所涉及者，安排审稿时请予回避。”编辑可能以为大可不必，也可能认为“有所涉及者”才能充分判断本文的价值，所请的第一位审稿专家偏偏是参考文献[3][4]的作者，哈工大的马最良教授。呜呼，为人师易，为人师表难啊！

“青山遮不住，毕竟东流去”。本文经修改后，如愿刊于《暖通空调》2011 年第 4 期上。在这里要感谢编辑（杨爱丽女士，时任编辑部主任，现任主编兼编辑部主任）的一颗耐心、一双慧眼，感谢两位审稿专家的宝贵意见，感谢那些给作者以启迪的诸位学者。

在稿件寄出差不多一年之后，收到编辑部“退修后刊用”的讯息，看到两位专家的审稿意见，有种柳暗花明的感觉。尤其是清华大学石文星教授对于本文的肯定，令作者深感才疏学浅，受之有愧。同时，也令作者感到高兴、感到振奋。情不自禁在审校意见单上写下了“正可谓高山流水遇知音也！”

“老骥伏枥，志在千里。烈士暮年，壮心不已。”作者当然没有曹丞相那样的雄心壮志。只愿活到老学到老，始终关注一生挚爱的暖通专业，为暖通专业的发展尽绵薄之力。有生之年力争做到由“精神可佳”的“老前辈”，向有“社会责任感”的“老专家”的转化。谨此，并将与编辑的来往信件，以及专家的审稿意见附后，以兹纪念。（后附：投稿致《暖通空调》编辑部函、编辑部稿件退修通知单、马最良教授审校意见、石文星教授审校意见、修稿致编辑部函）

肖兰生、张瑞芝 2013.9

投稿致《暖通空调》编辑部函

编辑先生：您好！

当前，节能减排的大趋势，促进了空调领域内热泵应用的增加。然而，与之不相适应的是热泵理论的严重滞后。一些问题，如热泵的狭义概念与广义概念，确切的广义概念之下的热泵定义，机组与系统的区分，热泵运行经济性指标表达方式的不统一等等尤为明显。本人不揣冒昧，在对上述问题进行探索研究之后，写出本文，如蒙刊用，期待起到抛砖引玉，促进热泵理论发展的作用。

本文在对热泵理论进行探讨时，对所列参考文献有所涉及者[1][2][3][4]，安排审稿时请尽可能予以回避。

此致
敬礼！

肖兰生 张瑞芝

2010年1月15日

稿件退修通知单

尊敬的肖兰生、张瑞芝同志：

您好！

您的稿件《空调用热泵理论若干问题探讨》，编号：13142 经评审有几点修改意见，请登录本刊网站

<http://tougao.ehvacr.com>，进入作者远程查稿，在“需要修改的稿件”列表中查看修改意见及修改要求进行适当修改，**修改的地方请用不同颜色的字体突出显示，并提供修改说明**。稿件修改后，点击“上传修改稿”直接将修改说明及修改稿上传。

请在规定时间内尽快完成论文修改。

如在规定时间内不能完成，请说明充分理由，否则本刊有权做出退稿处理！

通信作者用户名

肖兰生

通信作者密码

2023

《暖通空调》杂志社

2010-11-01

审校意见

本文对热泵定义、热泵机组与热泵系统、性能系数与能效比等概念作了说明与论述。对此，我认为：

1. 本文的内容已在一些文献、论文中有过论述。请作者再阅读姚杨主编《暖通空调热泵技术》第6页至13页。

2. 作者的推荐定义，其基本内容与参照定义中的④相同，不同之处仅有二点，一是通过逆循环，二是并用从制冷或制热的装置。显然，这二点值得商榷。若定义中写入通过逆循环，则蒸汽喷射式热泵、温差电热泵等均不通过逆循环。又如，单冷式机组不能称其为热泵，仅是制冷机组。

3. 文4.2中“EER值与COP值并无差别”。这句话其概念不清，其数值相差不多。其概念请看鲁启森、石文星、田长青编著《空气调节用制冷技术》（第三版）第30页至31页。

基于上述理由，建议：暂投他刊。

老前辈还在关心和研究热泵，其精神可传。建议修改后
投《地源热泵》等杂志。

审稿人(签名): 马殿良

2010年6月7日

其它

审 校 意 见

由于历史原因，目前我国的教科书、标准以及科研论文中常常出现一些词汇概念的模糊，迫切需要专家对此辨析、纠正。本文是一篇关于“热泵”词汇的辨析文章，作者从热泵的历史溯源，指出目前关于热泵相关的一些词汇和概念的用法存在不准确的问题，提出了自己的观点和看法，这是学术界应该支持和相应的，对今后教科书、标准以及科研论文中的标准用此具有理论指导意义。

评阅人认为，本文的重要贡献在于：

(1) 热泵的概念确实应该大于并包含了制冷机的概念，有必要进行一些概念的更新和规范，论文作者提出的问题的确是行业内需要明确和解决的问题。作者勇于指出目前行业中出现的模糊概念，并予以澄清，表现出一位老专家的社会责任感；

(2) 论文分析了狭义与广义两种概念的历史成因，指出在热泵理论上应确立广义热泵的概念；作者给出的热泵定义有道理，更为概括、普适（覆盖了蒸气压缩式、吸收式、化学式等热泵等）、明确；

(3) 作者倡议区分热泵机组和热泵系统的概念非常重要，系统是包括机组和为机组提供工作条件的环境条件与设备，这是目前很多人都容易忽视的问题，比如“水源热泵”机组能效比高，不一定“水源热泵系统”就一定节能，这与系统的输配系统、热源系统、使用侧系统的设计、施工和管理直接相关；

(4) 由于目前我国制冷空调产品的标准体系来源于不同国家，故出现了能效比的不同表述形式（如 EER、COP 等），作者建议取消 EER 而采用 COP_c 等都是很合理的建议，有助于规范用词。

评阅人有以下建议，希望作者能够采纳并修改论文。

(1) 论文原题目为“空调用热泵理论若干问题探讨”，但论文内容主要是纠正行业内对“热泵”相关概念中的不准确性问题，故建议论文的题目改为“关于‘热泵’的若干概念辨析”也许更为准确；

(2) 作者将空气源热泵分为“大气源热泵”和“空气源热泵”（即冷冻除湿机），这主要是针对空气来源二定的，但空气源热泵具有更为广泛的含义，只要从空气中取热就认为是“空气源热泵”，具有普适性，建议文章不要对空气源热泵进行细分，这也复合目前的习惯；

而冷冻除湿机主要是针对其功能进行命名的，其主要特征是从同一空气环境中取热，再将冷凝热释放到该空气环境，故它很难称之为热泵；

(3) 取消房间空调器制冷性能系数或能效比 EER 的观点评阅人是同意的，但用 EER 来代表热泵该系统的能效比似乎意义不大，采用系统能效比如 COP_{c,s}（系统制冷时的系统能效比）和 COP_{h,s}（系统制热时的系统能效比）似乎更好，请作者参考；

(4) 其他意见参见原文中的修订模式中的修改内容。

本文结构合理，逻辑清晰，符合科技论文写作规范，对明确“热泵”相关概念、学术界采纳标准用此具有重要的理论意义，故建议录用该论文；但由于有些概念的理解还存在争议，故希望作者能够进一步修改论文，即“退修后刊用”。

审稿人（签名）：



2010年10月06日

修稿致《暖通空调》编辑部函

编辑部杨爱丽主任：您好！

稿件《空调用热泵理论若干问题探讨》(编号 13142)的专家评审意见收阅，遵嘱作了修改。并将修改说明及修改稿上传，烦请查收。

1. 关于石文星教授意见。

1.1 遵照石教授意见，将稿件名称改为“关于空调用热泵的若干概念辨析”。

1.2 遵照石教授意见删除空气去湿机内容，文中“大气源热泵机组”的命名改为“空气/大气源热泵机组”。

1.3 遵照石教授意见，将 COP 的应用扩大至本身装有风机、水泵等附属设备的热泵机组。但考虑到 COP 本身有性能系数的含义，应用于系统似有不妥，因此系统的能效评价仍保留使用 EER。

2. 关于马最良教授的意见

2.1 马教授推荐的姚杨主编《暖通空调热泵技术》，尚无缘拜读。在稿件撰写时，曾参考了大量的技术文献，其中也包含了马教授参编的《热泵》、姚杨与马教授合写的《浅谈热泵定义》(稿件参考文献 [3][4])等。

2.2 遵照马教授意见，删去推荐定义中“通过逆循环”字样。至于热泵是否可以定义为“制冷或制热的装置”，制冷机可否称为热泵，在稿件确立广义的热泵概念一节中有明确论述，可惜未能引起马教授的注意。但另一位评审专家明确认为：“热泵的概念确实应该大于并包含了制冷机的概念”，“作者给出的热泵定义有道理，更为概括、普适、明确”。

3. 关于 EER 与 COP 交叉使用，稿件中列有几种情况：①制热及制冷系数均以 COP 表示；②制热系数以 COP 表示，而制冷系数以 EER 表示；③制冷系数亦以 EER 表示，但限于封闭式压缩机；④制冷系数同样以 EER 表示，但制冷量的单位为 BTU/h。马教授所引“EER 值与 COP 值并无差别”在文中是指情况①中的制冷系数 COP 与情况②中的制冷系数 EER。概念清楚，并与《空气调节用制冷技术》(第二版)第 30 页至 36 页内容无关。因此仍保留原有叙述。

最后，谨向杨主任并两位专家表示诚挚的感谢！

作者：肖兰生 张瑞芝

2010.11. 24

对于现行建筑节能设计标准的理解与建议

肖兰生

摘要 本文综合了国家、辽宁省及沈阳市建筑节能设计标准的颁布与实施现状。基于对现行国家及辽宁省公共建筑、居住建筑节能设计标准的理解,就建筑热工设计气候分区、窗墙面积比、凸窗设置、采暖与空调冷热源、地方标准与国家标准之间的关系等提出了建议。

关键词 建筑节能 窗墙面积比 采暖度日数 HDD18 采暖期日数 HPDD

Comprehension and suggestion on current design standard for energy efficiency of buildings After comprehensive analyzing the current promulgation and implement of design standard for energy efficiency of our country, Liaoning province and Shenyang city. We give some suggestions on the Climatic sub area during the thermo technical design, area ratio of window to wall, the bay window settings, hot and cold source of the heating and air conditioning, and the relationship between local standard and national standard. All these suggestions are based on our comprehension of the design standard for energy efficiency of public buildings and the design standard for energy efficiency of residential buildings used in our country and Liaoning province.

Keywords energy efficiency of buildings, area ratio of window to wall, heating degree day based on 18°C(HDD18), degree days of heating period(HPDD).

1 国家及辽宁省节能设计标准的发布及修订现状

1.1 国家标准

①国家行业标准《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》JGJ26-95, 1995年发布实施,节能目标为50%,现部分地区已将节能目标提高至65%并颁布了地方标准,此时该标准已不适用。

②国家行业标准《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》GJ134-2001, 2001年发布实施。

③国家行业标准《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》GJ75-2003, 2003年发布实施。

④国家标准《居住建筑节能设计标准》,按建设部要求,将上述三个标准合并改编。现进行到征求意见阶段。

⑤国家标准《公共建筑节能设计标准》GB50189-2005, 2005年发布实施。

1.2 辽宁省及沈阳市标准

①沈阳市标准《居住建筑节能设计标准》DB2101J01-2006,节能目标65%,2006年发布实施,2007年10月1日起废止。

②沈阳市标准《公共建筑节能设计标准实施细则》DB2101J01-2006,2006年发布实施,2007年10月1日起废止。

③辽宁省标准《民用建筑节能设计标准实施细则(采暖居住建筑部分)》DB21/1007-1998,1998年发布实施,2007年3月废止。

④辽宁省标准《居住建筑节能设计标准》DB21/T1476-2006,2006年12月发布,2007年3月实施。

⑤辽宁省标准《公共建筑节能设计标准》DB21/T1477-2006,2006年12月发布,2007年2月实施。

2 关于建筑热工设计气候分区

2.1 国家《公共建筑节能设计标准》中的建筑热工设计气候分区，来源于《民用建筑热工设计规范》GB50176-93，但舍弃了温和地区，将严寒地区细分为A、B两个子区。气候分区共包括：严寒地区A区、B区，寒冷地区，夏热冬冷地区及夏热冬暖地区。该气候分区以最冷月及最热月平均温度为主要指标，以日平均温度 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 或 $\geq 25^{\circ}\text{C}$ 的天数为辅助指标。

2.2 国家《居住建筑节能设计标准》（征求意见稿）中的气候分区保留了《民用建筑热工设计规范》中的五个气候分区。但却是以采暖度日数（HDD18）和空调度日数（CDD26）为指标来划分的。五个气候区中又细分出11个子区（见表2-1）。

居住建筑节能设计气候分区

表 2-1

气候分区		分区依据
严寒地区 (I区)	A区	$5500 \leq \text{HDD}18 < 8000$
	B区	$5000 \leq \text{HDD}18 < 5500$
	C区	$3800 \leq \text{HDD}18 < 5000$
寒冷地区 (II区)	A区	$2000 \leq \text{HDD}18 < 3800$ 、 $\text{CDD}26 \leq 100$
	B区	$2000 \leq \text{HDD}18 < 3800$ 、 $100 < \text{CDD}26 \leq 200$
夏热冬冷地区 (III区)	A区	$1000 \leq \text{HDD}18 < 2000$ 、 $50 < \text{CDD}26 \leq 150$
	B区	$1000 \leq \text{HDD}18 < 2000$ 、 $150 < \text{CDD}26 \leq 300$
	C区	$600 \leq \text{HDD}18 < 1000$ 、 $100 < \text{CDD}26 \leq 300$
夏热冬暖地区 (IV区)		$\text{HDD}18 < 600$ 、 $\text{CDD}26 > 200$
温和地区 (V区)	A区	$600 \leq \text{HDD}18 < 2000$ 、 $\text{CDD}26 \leq 50$
	B区	$\text{HDD}18 < 600$ 、 $\text{CDD}26 \leq 50$

2.3 辽宁省《公共建筑节能设计标准》中的气候分区，主要依据国家《公共建筑节能设计标准》，并细分为严寒地区B₁、B₂区及寒冷地区。但其气候分区表中又列出了各分区的HDD18的范围，十分矛盾。其不够规范之处尚有：①严寒地区I区、寒冷地区II，应写作严寒地区（I区）、寒冷地区（II区）；②B₁、B₂等子气候区前，应加气候区名，如严寒地区B₁区、严寒地区B₂区；③子气候区应在同一气候区内排列，寒冷地区C区应为寒冷地区A区，或寒冷地区（只一个子气候区，无须排列）。括号内的“大长地区”可取消。

2.4 辽宁省《居住建筑节能设计标准》中的气候分区，来源于国家《居住建筑节能设计标准》（征求意见稿）。标准中的严寒I区、寒冷II区，应规范地写为严寒地区（I区）、寒冷地区（II区）。

2.5 用于建筑热工设计的气候分区，称为建筑热工设计气候分区。是建筑节能设计标准的编制依据，在全国应该是统一的。但由上述可见，无论是国家的，还是辽宁省的节能设计标准，其气候分区即不统一又不规范。甚至出现如锦州、丹东等市，在辽宁省两个节能标准中分别划入严寒地区和寒冷地区的情形。建议在修订时应注意到这一点。

3 关于采暖度日数 HDD18 (°C·d) 及采暖期度日数 HPDD (°C·d)

3.1 采暖度日数 HDD18 (°C·d)

如前所述，国家《居住建筑节能设计标准》（征求意见稿）及辽宁省《居住建筑节能设计标准》中，气候分区是以采暖度日数为指标来划分的。在国家《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》的术语中定义“一年中，当某天室外日平均温度低于 18°C 时，将低于 18°C 的度数乘以1天，并将此乘积累加“，称为采暖度日数。

3.2 采暖期度日数 HPDD (°C·d)

国家《民用建筑热工设计规范》将采暖期度日数定义为“室内温度 18℃与采暖期室外平均温度之间的温度差值乘以采暖期天数的数值”。

3.3 采暖度日数与采暖期度日数的差别

两者的差别，显而易见。采暖度日数中的日数是室外日平均温度 $<18^{\circ}\text{C}$ 的日数，而采暖期度日数中的日数为采暖期的日数，即室外日平均温度 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数。同一地区，日平均温度 $<18^{\circ}\text{C}$ 的日数要多于日平均温度 $\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的日数。因此，采暖期度日数在数值上要小于采暖度日数。其实，日平均温度 $<18^{\circ}\text{C}$ 时，室内温度往往要高于或等于 18°C ，不一定需要采暖。或因条件等的限制不能够进行采暖。因而，所谓的采暖度日数，与采暖并无必然的联系。只是一个衡量寒冷程度和持续时间的指标，用以划分气候分区而已。辽宁省《居住建筑节能设计标准》表 A.0.2 将采暖度日数列于采暖期参数栏内，辽宁省《公共建筑节能设计标准》表 4.2.1 将采暖度日数和采暖期度日数罗列在一起，都是不适当的。

4 关于窗墙面积比及凸窗

4.1 房间有两面或两面以上外墙时如何规定

各节能标准对于窗墙面积比的限值均作出了规定。当房间只有一面外墙时，不存在任何问题。但若房间有两面或两面以上外墙时，是否每面外墙均可以按窗墙比确定窗户面积？在角部设置凸窗时，其窗墙比的计算，以一面外墙还是两面外墙的面积为基础？节能设计标准中，尤其是居住建筑节能设计标准中应作出规定。

4.2 建议引入综合平均窗墙面积比的概念

居住建筑节能设计标准中关于严寒地区及寒冷地区窗墙面积比的规定，不同朝向有不同的限值。一般南向限值最大，北向限值最小。而传热系数的限值规定，又因窗墙面积比的不同而不同。结果，南向窗的传热系数往往会低于北向和东、西向。按此传热系数确定窗户的形式，就有可能出现，比如南窗为单框三玻，而北向或东、西向的窗户为单框双玻这种不合常理的现象。因此，建议引入综合平均窗墙面积比的概念。在各朝向窗墙面积比确定之后，求出综合平均值。然后，按综合平均窗墙面积比的数值来确定窗户的传热系数。

4.3 凸窗设置的规定

凸窗有两种基本形式。一种是两侧凸出外墙面，而上下层相接，以楼板分隔。另一种是上下左右均凸出外墙面，也称为飘窗。凸窗耗能增加，处理不周时可能产生结露现象。在国家《居住建筑节能设计标准》（征求意见稿）中规定“居住建筑不宜设置凸窗。严寒地区不应设置凸窗，寒冷地区北向卧室、起居室不应设置凸窗”。辽宁省《居住建筑节能设计标准》保留了该规定的前半部——“居住建筑不宜设置凸窗”，而舍弃了“严寒地区不应设置凸窗，……”等后半部。是否合适，值得考虑。

5 关于热源和冷源

5.1 热源应严格限制直接用电

国家《公共建筑节能设计标准》第 5.4.2 条规定“除了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，供电政策支持和电费优惠地区的建筑；②……”。该条规定可以理解为电力充足，供电政策支持和电费优惠地区的建筑，可“采用电热锅炉、电热水器作为直接采暖和空调系统的热源”。

如所周知，我国的电力供应以火力发电为主。而火力发电的总效率不及燃煤锅炉的 50%。显然，以电力做为采暖或空调的直接热源，有背于节能减排的总趋势，有背于建设资源节约型社会的宗旨。“电力充足”，就可以轻易消耗？！而“电力充足”也可能是一时的。

“供电政策支持和电费优惠”，其政策本身就是短视和不正确的。在前几年，一些地区就是依靠政策的支持和优惠，上了一些电热膜等电热采暖。一方面，高品位的能源轻易消耗令人惋惜；另一方面住户抱怨费用偏高，也是在媒体上有过报导的。

5.2 蒸汽压缩式制冷的压缩机类型应有规定

国家《公共建筑节能设计标准》表 5.4.5 对电动蒸汽压缩式冷水机组的制冷系数限值做出了规定。但是，只有此项规定是不够的。在相同的额定制冷量范围内，压缩机的类型不同，其制冷系数也是不同的。这从该表的数据中也可以看出。因此，建议参照有关规范⁽¹⁾就某一制冷量范围内所应选用的压缩机类型做出补充规定。

6 关于居住建筑的采暖热负荷指标

辽宁省《居住建筑节能设计标准》第 3.0.2 条规定“居住建筑节能设计的耗热量、耗煤量指标和采暖热负荷指标，不应超过附录表 A.0.3 规定的限值”。而在第 4.3.1 条中又规定“设计建筑的节能设计判定以规定性指标或耗热量指标为依据”。这里所说的规定性指标，如第 4.3.2 条规定，包括表 4.1.4、表 4.1.5、表 4.2.1 和 4.2.3 条的规定的限值。比较第 3.0.2 及第 4.3.1 两条规定，采暖热负荷指标即然不是判定依据，何以又有不应超过限值的規定？在国家《民用建筑节能设计标准（采暖居住建筑部分）》及《居住建筑节能设计标准》（征求意见稿）中，均无采暖热负荷指标的规定内容。很明显，规定性指标不超限或节能计算耗热量指标不超限，已经是达标的节能建筑，再多一个采暖热负荷指标已没有意义。同时，由于同一个气候分区内各地采暖计算温度存在差别，而标准中对于采暖热负荷计算的冷空气渗透耗热、朝向等各项修正均无明细规定，其计算结果就存在着某种不确定性，给施工图设计审查带来麻烦。

7 地方标准与国家标准的关系

7.1 地主标准以实施细则的名义为好

节能设计标准有国家标准，同时还有相应的地方标准。这一点不同于其他方面的规范与标准。为明确关系，方便使用，建议地方标准不宜与国家标准同名，而以实施细则的名义为好。如国家颁布《民用建筑节能设计标准（采暖居住建筑部分）》，辽宁省相应颁布《民用建筑节能设计标准实施细则（采暖居住建筑部分）》；国家颁布《公共建筑节能设计标准》，沈阳市相应颁布了《公共建筑节能设计标准实施细则》等等。

7.2 地方标准在原则上应与国家标准保持一致

1) 辽宁省《公共建筑节能设计标准》将公共建筑划分甲、乙两类。面积大于 20000 m²且全面设置空气调节系统的建筑为甲类，其他为乙类。这种划分在国家《公共建筑节能设计标准》中是没有的。而且两类建筑在该标准中只发现表 4.3.1 中有一些少许差异，而这一差异在附录 A-1 公共建筑围护结构热工性能判定表中又被忽略掉了。显然此一分类，必要性并不大。

2) 辽宁省《公共建筑节能设计标准》规定，建筑节能设计衡量判断的主要依据是耗热量。这对于地处严寒和寒冷地区的辽宁省应该是合适的。但标准中的“互度值”以称为“室内外空气温差 1℃时的耗热量或传热量”为好。而所谓的“传热耗热量系数”的提出已基本没有意义。

7.3 地方标准的重点应放在“细则”上

地方标准应该在遵守国家标准的原则规定的基础上，把重点放在细则上。如较详尽地列出省内各城市的气象参数、各项限值，以及本地常用围护结构的传热系数值等。国家《公共建筑节能设计标准》表 4.2.2-6 规定出地面热阻限值。该热阻系指建筑基础持力层以上各层材料热阻之和，用其可以方便地确定保温层的厚度。但由于其中不含内表面换热阻及土壤热阻在内，不能直接应用于耗热的计算。类似情况，地方标准应给出含内表面换热阻及土壤热阻在内的总热阻值。

8 其他建议

8.1 关于分层空调，国家《公共建筑节能设计标准》第 5.3.22 条规定“建筑物空间高度大于或等于 10m，且体积大于 10000m³时，宜采用分层空调系统”，建议取消体积大于 10000m³的限定条件。

8.2 关于低位冷却水箱,辽宁省《公共建筑节能设计标准》第 5.5.18 条规定,“当冷却塔与冷却水循环泵的高差大于 10m 时,不应采用在冷却水循环泵处设置低位开式冷却水箱的冷却水系统”。建议取消高差大于 10m 的限定条件。

8.3 对辽宁省《居住建筑节能设计标准》提出以下建议:

1) 表 4.1.5 中寒冷地区 4-6 层建筑,南向窗墙比为 0.5,东西向窗墙比为 0.25,北向为 0.3,不合规律,南向窗墙比似应为 0.33-0.4 之间的数值,而北向与东西向的数值则应颠倒过来。此外该表中尚有两处窗墙比为 0.05 者,则可能是印刷错误。

2) 附录 H.0.1 设计建筑节能设计直接判定表中,应列出体型系数及窗墙面积比限值,以作为判定依据。

3) 附录表 J.0.1-3 中, V_c 与 V_w 可取消,直接写为 $0.6V_0$ 及 $0.65V_0$ 。

4) 公式 D.0.5 中屋顶传热系数 K_{wi} ,要求根据附录 G 计算确定,而附录 G 却是外墙平均传热系数的计算方法。

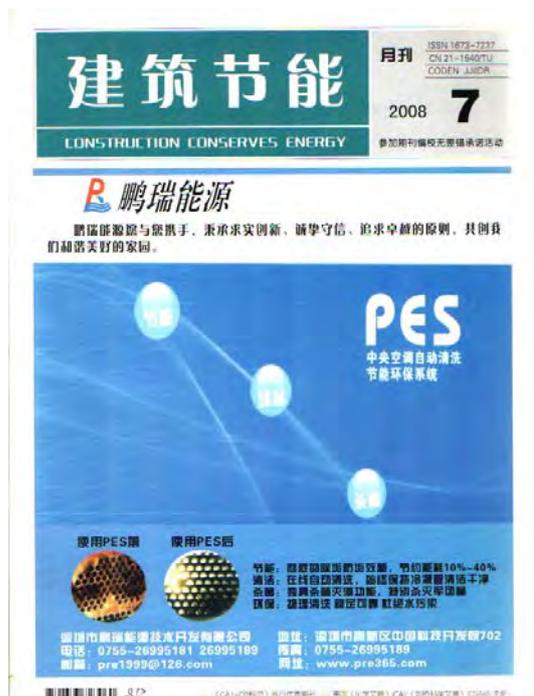
5) 条文说明 D.0.6 指出“地面的传热是一个很复杂的非稳定二维或三维(墙角部分)传热过程,式{D.0.6}中的地面传热系数实际上是一个当量传热系数,应由非稳定二维或三维(墙角部分)传热计算程序确定”。即然复杂,为方便使用,标准中应给出某一限值时的地面构造及保温层厚度。

6) 表 4.2.1 列出严寒地区的周边及非周边地面的传热系数限值为 $0.35\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$,寒冷地区的周边及非周边地面的传热系数限值为 $0.5\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 。在采暖热负荷计算中,一直使用的非保温地面的传热系数^[2]——第一地带(标准中所指周边地面)为 $0.47\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$,第二、三、四地带(标准中所指非周边地面)分别为 $0.23\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 、 $0.12\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 、 $0.07\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ——至今无人提出否定意见。如果仍是可行的,标准中表 4.2.1 严寒地区非周边地面,寒冷地区周边及非周边地面的传热系数限值可不列出。

参考文献

- [1] GB50019-2003 采暖通风与空气调节设计规范·北京:中国计划出版社,2003
[2] 中国建筑标准设计研究院·全国民用建筑工程设计技术措施——暖通空调·动力
北京:中国计划出版社,2003

★ 原载《建筑节能》2008 年第 7 期



地下室垂直疏散通道防排烟设计体会

肖兰生

摘要 根据对现行建筑设计防火规范的理解,叙述了地下室垂直部分疏散通道的独立性、防排烟楼梯间的设置原则以及防排烟系统的设计体会。同时对一些存在争议、规范规定不明确的地方,提出了探讨性的意见。

关键词 防烟楼梯间 前室 消防电梯 自然排烟 加压送风

Abstract: Under the understanding of current code for fire protection design, describe the independence of basement vertical fire evacuation exits, smoke staircase set principles and the design experience of smoke control system. Meanwhile, put forward exploratory views for some questions that controversial or unclear in the code.

Key word: Smoke prevention staircase, Foyer, Fire elevators, Natural draft, Pressurized air supply

引言

对于多层或高层建筑的地下室及半地下室,其垂直消防疏散通道——楼梯间及消防电梯等的设置要求,以及相应的排烟设施,在现行的建筑防火规范中,缺乏完整清晰的规定,设计人员与消防建审人员、施工图审查人员,在理解上也往往很不一致。本文根据实际工程的设计体会及对防火规范的理解,对地下室及半地下室垂直消防疏散通道的防排烟系统设计提出了探讨性的意见,以期专业人士展开讨论,并在规范修订时补充修改。

1 地下室与地上层楼梯间的相互独立性

地下室(含半地下室)的楼梯间可单独设置,其出口通向室外地面或室内首层地面,也可以与地上层共用楼梯间。当地下室与地上层共用楼梯间时,按照《高层民用建筑设计防火规范》GB50045-95(2005年版)(以下简称《高规》)第6.2.8条规定:“地下室或半地下室与地上层不应共用楼梯间,当必须共用楼梯间时,应在首层与地下或半地下层的出入口处,设置耐火极限不低于2.00h的隔墙和乙级的防火门隔开,并应有明显标志。”在《建筑设计防火规范》GB50016-2006(以下简称《建规》)第7.4.4条,《人防工程设计防火规范》GB50098-2009(以下简称《人防规》)第5.2.3条也作出了相同内容的规定。地下室与地上层楼梯间以防火隔墙及防火门隔开,实际上已各自独立。所谓“共用楼梯间”,其实是出于建筑布置的方便,在平面上处于同一

位置而已。地下室与地上层楼梯间各自独立,并分别为地下室与地上层两个不同的防火分区的人员疏散服务。在明确这一概念之后,在考虑垂直疏散通道的防排烟的设置时,对于地下室与地上层的楼梯间也应分别对待。

2 关于地下室疏散楼梯间的规定

如上所述,地下室楼梯间独立于地上层,而对于地下室疏散楼梯间,何时采用封闭楼梯间,何时采用防烟楼梯间,则应依据防火规范的规定。在《建规》第5.3.12-5条中有较为明确的规定:“地下商店和设置歌舞娱乐放映游艺场所的地下建筑(室),当地下层数为3层及3层以上或地下室室内地面与室外出入口地坪高差大于10m时,应设置防烟楼梯间;其他地下商店和设置歌舞娱乐放映游艺场所的地下建筑,应设置封闭楼梯间”。在《人防规》第5.2.1条中则规定为:“设有下列公共活动场所的人防工程,当底层室内地面与室外出入口地坪高差大于10m时,应设置防烟楼梯间;当地下为两层,且地下第二层的室内地面与室外出入口地坪高差不大于10m时,应设置封闭楼梯间。1)电影院、礼堂;2)建筑面积大于500m²的医院、旅馆;3)建筑面积大于1000m²的商场、餐厅、展览馆、公共娱乐场所、健身体育场所。”在《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》GB50067-97(以下简称《车库规》)第6.0.3条规定:“汽车库、修车库的室内疏散楼梯应设置封闭楼梯间。”但在《高规》中却没有相关的规定。当遇到高层

建筑附属的地下室时，建筑设计人员往往不考虑地下室的用途和具体情况，按照地上层楼梯间的做法，依样葫芦画出地下室楼梯间——封闭楼梯间或防烟楼梯间。随之暖通设计人员在建筑条件图的基础上设置防排烟设施。其实，无论地上层建筑是高层还是多层，在地下室楼梯间的设置上应该是相同的。即高层建筑地下室疏散楼梯间的设置，也是可以依照《建规》和《车库规》的相关规定。

3 关于地下室消防电梯的设置

按照《高规》，高层民用建筑中高度超过 24m 的一类建筑、高度超过 32m 的二类建筑、十层及十层以上的塔式住宅、十二层及十二层以上的其他类型住宅，应设置消防电梯。而按照《建规》，高层工业建筑中高度大于 32m 且设有电梯的高层厂房、高层仓库，每一防火分区内宜设置一部消防电梯。但是，消防电梯是否必须下到地下室，两个规范均无明确规定。根据两个规范的相关条文说明，高层民用建筑或工业建筑中设置消防电梯的目的是使消防队员在携带必要装备的情况下，能够迅速到达高层部分的火场并在保存充沛体力的情况下投入扑救。而当地下室发生火灾时，一是层数有限，二是消防队员是向下而非向上攀登，消防电梯显然不是必须的。因此可以明确，消防电梯可不必下到地下室。在《全国民用建筑工程设计技术措施/规划·建筑·景观（2009 年版）》第 9.5.4-8 中就指出：“消防电梯不下到地下室”，对上述观点是支持的。若因消防之外的需要而下到地下室时，其属性亦应定义为兼用客（货）梯。因此就防排烟而言，根据现行的防火规范可以认为，在地下室不存在消防电梯前室或合用前室。当然也可能有这样的认识，既然已按地上层的需要设置了消防电梯，也不妨在地下室发生火灾时供消防员使用，但这需要在规范修订时加以明确。

4 地下室防烟楼梯间及其前室防排烟设施的设置

由上述可见，地下室的垂直消防疏散通道需要设置防排烟设施的，仅限于防烟楼梯间及其前室。地下室防烟楼梯间的设置，

应依据《建规》第 5.3.12-5 条，或《人防规》第 5.2.1 条的规定。当依据上述两条及《车库规》第 6.0.3 条需设置封闭楼梯间者，应能天然采光和自然通风，否则依《建规》第 7.4.2-1 条也应按防烟楼梯间设置。

4.1 地下室楼梯间独立设置的场合

4.1.1 当防烟楼梯间及其前室均能开设外窗（或窗井）时，可考虑自然排烟。

4.1.2 当防烟楼梯间可开设外窗而前室无条件时，应在前室设加压送风。

4.1.3 当防烟楼梯间及其前室均不具备自然排烟条件时，则应在楼梯间设加压送风。

4.2 地下室与地上层共用楼梯间的场合

4.2.1 当地上层防烟楼梯间及其前室（合用前室）为自然排烟时，其地下室防烟楼梯间及其前室的防排烟可按 4.1.1、4.1.2 及 4.1.3 实施。

4.2.2 当地上层防烟楼梯间及合用前室分别设置加压送风，或防烟楼梯间及其前室只在楼梯间设置加压送风时，地下室防烟楼梯间及其前室，可单独设置加压送风，也可与地上层合用加压送风系统。当与地上层合用加压送风系统时，无论地上、地下，无论前室、楼梯间均应采用常闭可控风口，以便于地下或地上发生火灾时分别送风。防烟楼梯间的加压送风量，按《建规》表 9.3.2 及《高规》表 8.3.2 采用。在地上层为多层建筑或少于 20 层的高层建筑时，地下与地上加压送风量相同，可共用风机；在地上层为 20 层及以上的高层建筑时，地上层加压送风量要大于地下室，可采用双风机并联，分别运行送风。前室（合用前室）与楼梯间不同，各层是相互独立的。其加压送风量，与送风口在火灾时开启的层数有关，而与建筑层数无关。送风口的开启层数，《建规》及《高规》均无规定。实践中，开启一层（着火层，见上海市地方标准《建筑防排烟技术规程》第 5.1.1 条）、二层（着火层及其上一层）^[1]、三层（着火层及其上下层）^[1]的作法均存在。设计中可根据地下室的层数确定系统的送风口开启层数，并应做到地下与地上一致。地下室为一层时，开启层数取为 1 层；地下室为两层时，开启层数可取为 1 或 2 层；地

下室为三层时,开启层数可取为1~3层。在现行防火规范中,前室的加压送风量均使用速度法计算。同时开启的门的数量n:20~32层的高层民用建筑,n=3;20层以下高层民用建筑、多层建筑、高层工业建筑及人防地下室,n=2。按这些防火规范查取送风量时,送风口的开启层数应与n值相对应。即,当送风口开启层数为3层时,风量可按《高规》表8.3.2-2、3、4负担层数为20~32层的数字采用;当送风口开启层数为2层时,风量可按《高规》表8.3.2-2、3、4负担层数为20层以下或《建规》表9.3.2的数字采取;当送风口开启为1层时,可分别按上述数字除以3或2采用。

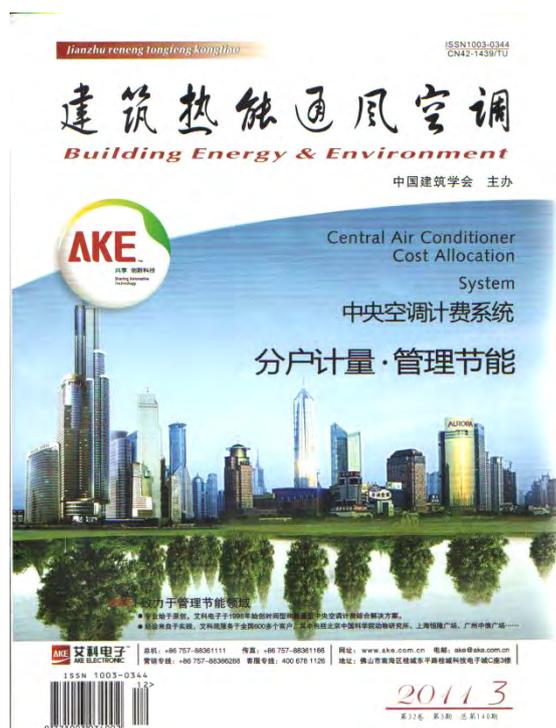
4.2.3 当地上层防烟楼梯间采用自然排烟,前室(合用前室)采用加压送风时,地下室防烟楼梯间仍可考虑自然排烟,前室按

4.2.2做法与地上层共用加压送风。当地下室防烟楼梯间无自然排烟条件时地下室防烟楼梯间可与地上层前室合用加压送风系统,竖风井下到地下室时常闭风口由前室改设至防烟楼梯间。地上层发生火灾时,启动系统向其前室送风;而在地下室发生火灾时,则向其楼梯间送风。地下室楼梯间所需送风量按《建规》表9.3.2为25000m³/h;而地上层前室(合用前室)在楼梯间采用自然排烟时的送风量,按《建规》表9.3.2及《高规》表8.3.2-4(负担层数少于20层)为22000~27000m³/h,二者基本一致。因此,无论地上层为多层还是高层建筑,均可以确定系统送风量为25000m³/h。应该注意的是,火灾时地上层前室(合用前室)送风口的开启层数为2层。

参考文献:

- [1] 陆耀庆主编.实用供热空调设计手册(第二版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008
- [2] 中华人民共和国公安部.GB50045-95(2005年版)高层民用建筑设计防火规范[S].北京:中国计划出版社,2005
- [3] 中华人民共和国公安部.GB50016-2006建筑设计防火规范[S].北京:中国计划出版社,2006
- [4] 中华人民共和国公安部.GB50067-97汽车库、修车库、停车场设计防火规范[S].北京:中国计划出版社,1997
- [5] 国家人民防空办公室.GB50098-2009人民防空工程设计防火规范.北京:中国计划出版社,2009
- [6] 中国建筑标准设计研究院.全国民用建筑工程设计技术措施/规划·建筑·景观(2009年版)[M].北京:中国计划出版社,2009

★ 原载《建筑热能通风空调》2011年第3期



地下水水流热泵的应用

中国建筑东北设计研究院 肖生

1. 概述

二十世纪五十年代出版的一本名为《空气调节》的苏联书籍，其作者捷格恰列夫在书中曾作过以下叙述：根据热力学第二定律，热可以自发地由高温物体传向低温物体，而由低温物体传向高温物体则必须做功。制冷机即是在某种动力的驱动下实现了热从低温物体向高温物体的传输，从而达到制冷的目的。因此，制冷机实质上是一台传输热量的原——热泵。

同时，在这段叙述中我们还应该看到，通过制冷机在低温一端达到制冷目的同时，在高温一端则由于热的传递，而产生制热现象。

就是说，制冷与制热同时存在于制冷机的两端

20 × 15 = 300

第 1 页

★ 成稿于 2001 年，于同年在辽宁省制冷学会上宣读，并载于该学会会刊。

人们在习惯上的称呼，是由其使用目的决定的。如以制冷为目的，称其为制冷机；而以制热为目的（热回收）或制冷制热双重目的，则称其为热泵。

根据接受热泵的排热——热汇，供给热泵的热源——热流种类不同，热泵可以分为大气源热泵、地源热泵及水源热泵。大气源热泵（ASHP）、即通常所说的风冷热泵，是目前应用较为广泛的。地源热泵（GSHP）在欧美应用较多。国内仅重庆大学和青岛建工学院在做小规模的试验研究。水源热泵（WSHP）除常用的水冷制冷机之外，其应用仍局限在小范围内。水源可以是江河湖海，也可以是废水、中热水以及地下水等。而带有冷却塔及辅助热汇的循环水系统的，则另有名称：水环热泵（WLHP）

2. 地下水之液热原之工作原理

地下水之液热原的工作原理如图1所示

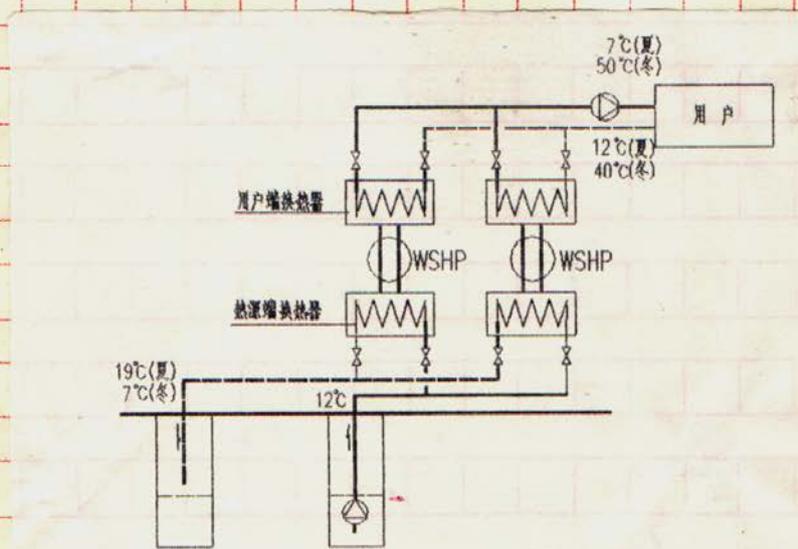


图1 地下水之液热原原理图(-)

地下水之液热原，以地下水为作热汇及热
源。地下水由抽水井内的潜水泵提出并输入热
原机组的热质换热器（夏季作冷源器，冬
季作热源器，由四通换向阀^行季节性切换），
换热之后进入回灌井中。而空调系统的回水，

则在其循环泵的驱动下流至用户端换热器（夏季为蒸发器，冬季为冷凝器），得到冷却或加热，然后供出。

地下水水温常年不变，沈阳市的地下水水温大约为 12°C 左右。夏季，地下水作为热汇接由热泵由空调冷水中付来的热量，水温一般由 12°C 升为 19°C ；冬季，地下水作为热源，热泵由其中将热付至空调热水中，水温一般由 12°C 降至 7°C 。因此，地下水和水源热泵在北方即可作为空调冷源，也完全可以在冬季作为空调热源使用。

热泵的制冷系数及制热系数是衡量热泵性能的两项重要指标。例如沈阳市的地下水水温为 12°C ，根据某品牌技术资料进行测算：在制热工况下，地下水供回水温度为 $12-7^{\circ}\text{C}$ ，热

水供回水温度为50-40℃，机组制热系数COP≈3.3。
 制冷工况下，地下水供回水温度为12-19℃，冷水
 水供回水温度为12-7℃，机组制冷系数COP≈6。

图1所示及埋管的冬夏工况切换是通过四通
 换向阀来实现的。对于水-水热泵（确切地说
 应该是水-水热泵）而言，也可以按图2所示
 的埋管图那样，通过外部管道及阀门来实现冬
 夏工况的切换。夏季，阀门1、2、5、6开启，

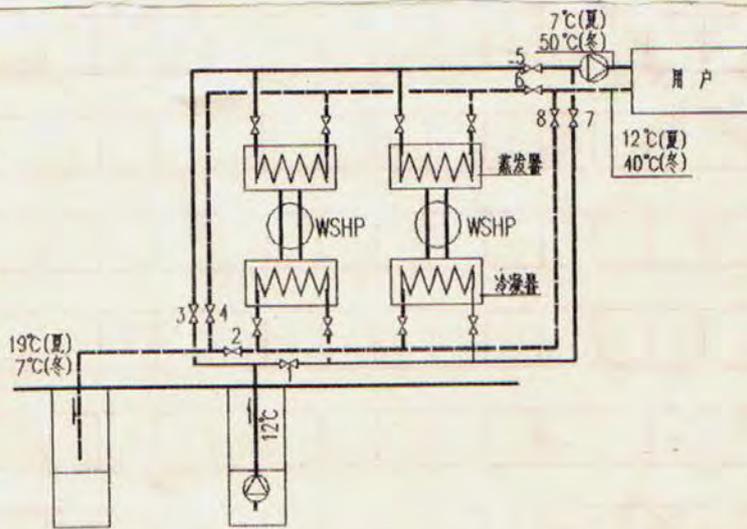


图2 地下水水-水热泵原理图(=)

阀门3、4、7、8关闭；冬季则相反，阀门1、2、5、6关闭，而阀门3、4、7、8开启。

由图1可知，冬季地下水温差为5℃，夏季为7℃。其反因是地下水循环量是按控制二次下的量发热和温差为5℃确定的。而热泵的冷源热功率发热与输入电功率之比，在循环水量相同的情况下其温差当然要大于5℃。若仍

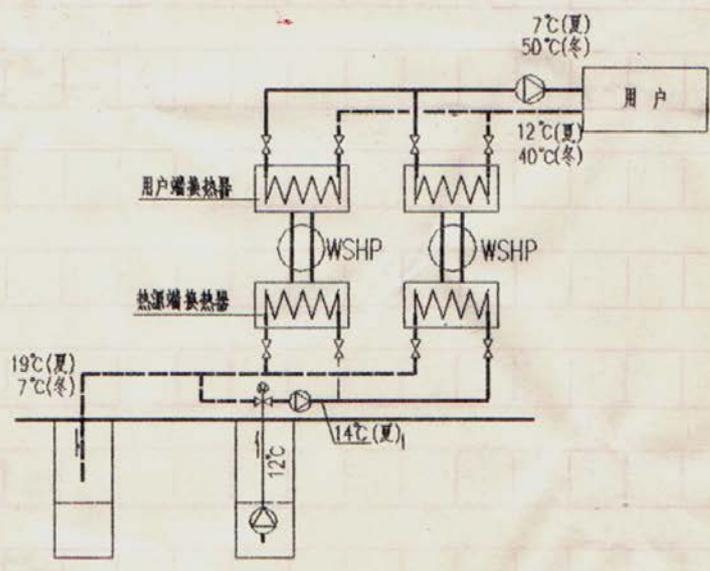


图3 地下水双源热泵原理图(三)

保持5℃温差，则须在地下水的供水^中混入部分回水，以增加其总的循环量。这就要求在潜水泵之侧增设二次泵及混水三通阀，如图3的及原理图所示。

地下水的^{冷水}热质原不同于一般冷水机组的主要是，制热工况冷源压力偏高，而制冷工况下的冷源压力又偏低。为了得到空调所需要的供热水温度，又要尽量降低冷源压力，只有缩小冷源温度与供热水^{温度}~~平均温度~~之差。为此各生产商都使用高效的板式换热器。

几家主要生产商的产品参数列于表0¹。

3、空调冷热源的选型方案

空调系统的冷热源常用方案可有如下几种：

方案一：电制冷 + 热交换装置（热网供热）

方案二：电制冷 + 油锅炉

国产热泵主要参数表

表1

参数		生产商	清华同方	峰谷尔达	超人奥佳
制热量 (KW)			309-928	10.4-491	300-900
制冷量 (KW)			265-795	11.5-494.8	246-738
压缩机型式			活塞式	活塞式、涡旋式	涡旋式
制冷剂			R22	R22、R407c	R22
换热器型式			板式	板式	板式
标准工况	制热	热水(℃)	52-42	50-45	55-45
		地下水(℃)	16-9	15-10	14-7
	制冷	冷水(℃)	7-14	7-12	7-13
		地下水(℃)	20-30	15-20	18-30

方案三 电制冷 + 电锅炉

方案四 直燃机 (以柴油为燃料)

方案五 深井水 + 液热泵

上述五种方案比较，地下水-液热原方案有着明显优势：

(1)、机房面积最小

热原机组一套设备兼供冷热，且使用高效的板式换热器，体积小，不用抽芯空间，机房面积明显小于方案一~四。

(2)、设备购置费低。

按市场行情，主机价格比。若热原机组为1，则水冷-水机组为0.8，而直燃机组为1.4。方案五热原机组（含深井）的投资小于方案一、二、三的电制冷、热交换装置及管网费之和，与方案四的直燃机。

(3)、能源消耗费用低。

方案一~五的能耗费用列于表2。冷热水及冷却水（地下水）循环耗电各方案差别不大，

表中所列费用均不包括。冬季-夏季费用为热网收费，以百万大卡^{折合}每小时170元计。测算中按如下取值：热原制冷系数 $COP=6$ 、制热系数 $COP=3.3$ ；水冷冷水机组 $COP=4.3$ ；电费 $0.65\text{元}/\text{kWh}$ ；柴油 $3.0\text{元}/\text{kg}$ 。

各冬季能源耗费比较表

表2

冬季	冬季	冬季-	冬季=	冬季三	冬季四	冬季五
冬季	339	640	1470	640	445	
夏季	109	109	109	165	78	
合计	448	749	1579	805	523	

由表2可见，热原机组的全年能耗费用仅高于热网供热的冬季-。但热网老机组的热网的热质量，采暖期硬性规定等因素，冬季五仍有其优越性。

4、在住宅建筑中的应用

在沈阳市，作为基础设施的集中供热已很困难满足城市建设的需求。新建的各类建筑、住宅小区采暖热源，往往令建设方处于困难局面：挂网无处可挂——现有的^{热网}负荷已满，规划中的集中供热工程迟之未以上马；建燃煤锅炉房有限制——市建委规定，三环内准建总吨位 40t/h 、单台吨位 20t/h 以上的燃煤锅炉房。如此大的概念呢？就建相当于50年万平方的节能住宅的采暖负荷。如此大规模的小区是不多见的。而且要划出一大块用地来建锅炉房，做灰场、煤场，也是建设方所不情愿的。

燃油锅炉房的燃油费用较高——以沈阳市的节能住宅单位面积负荷 45.5W 计算，一个采暖季油费即高达2万元。

在这种情况下，~~面临~~电力供应紧张，即煤

佳新设首次进入买方市场。供电部门开出各种优惠政策，如免收增容费等。一些住宅建筑开始使用电热膜、电暖器等。这里存在两个问题，一是电费高，住户难以承受；二是电力属二次能源，火力发电的效率仅约30%，甚至低于燃煤锅炉。国家对大规模用电采暖也理应限制。

那么，在住宅建筑中可否使用地下水水浸热泵呢？当前电力供应充足，热泵制造水平较高，热泵的应用前景十分广泛。再加上节能环保的巨大优势，可以说在住宅建筑中应用地下水水浸热泵，答案应该是肯定的。

由表1可见，地下水水浸热泵在制热工况下，其回水的供水温度为50-45℃。这里就有一个末端设备的选择问题。若使用散热器，显然比较勉强。如使用风机盘管，热泵的供热量

^{但价格较高。}
 数量比较适宜的，采暖散热器价格较低，系统管道简单，投资会有所节省。但由于热媒温度过低，散热器数量增加会使这一节省大打折扣。

还应该注意到的一点是，使用散热器时只^有采暖一种功能。而使用风机盘管则兼备了采暖与空调两种功能。较早投入使用的热原用户，有使用散热器的，但随后的一些住宅工程大都使用风机盘管。

住宅采暖方式经济比较

表3

方式 比较项目	集中采暖	低温电采暖	燃油锅炉采暖	地下水液热泵
初投资(元)	93 130	110	100	200
能耗费用(元/年)	21	38	29	15.2

使用地下水液热泵的方式与其他采暖方式的比较见表3。集中采暖的初投资含位

63
电建筑管网费 $4\frac{63}{100}$ 元/m²，其能耗费用为采暖费收
缴数字。地下水之反热原末端按网机盘管计算，
在考虑了深井原、热小循环原、网机盘管的耗
电之后，热原的制热效率（实际为能效比）值
COP ≈ 2.7 。电费按 0.399 元/m²，油费按 3.0 元/kg。
由表3可知，使用地下水之反热原的初投资约
为集中采暖的1.5倍。勿庸讳言，作为社会主义
初级阶段的一座北方城市，集中供热仍应在较
为主导。但在集中供热无法满足，或（对空调有
要求时，^地下小之反热原无疑是较为理想的采
暖热源。初投资偏高，但能耗费用低。住户可
以承受，而且与燃油、电热相比，其初投资高
出的部分，不出数年已为能耗费用的节省所抵
销。

住宅建筑使用地下水之反热原，可以如图

1、2、3 那样集中设置，住户分户计量。也可以
 如图4所示，热原分户设置，地下水统一供回，
 电费按户收缴，水费按表计量。

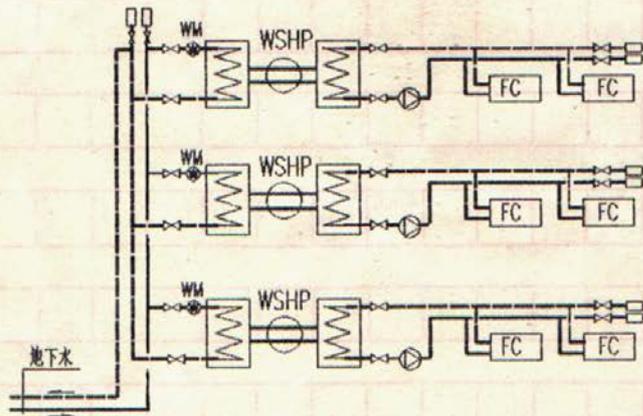


图4 热原分户设置系统

5. 深井的配置

作为热流和热沉的地下水的提取与回灌，
 是地下水系统热原的关键所在，在应用时应注
 意如下各点：

(1) 方案确定之初应有水文地质资料，载明
 水质、水量、水温、水深及水层厚度，含水层

地质构造等项目内容，作为抽水井与回灌井的设计依据。

(2) 抽水井与回灌井之间应有一定的距离。地下水在流热原岩层及是地流热原，地下水不通过换热载体。水回灌后应在含水层中流动至抽水井时，温度得以恢复。有资料建议在40m以上。

(3) 有观点认为，回灌较抽水难，建议深井的设置，三眼一钻、定期回抽、轮换使用。

6. 可行性与可靠性

6.1. 可行性

(1) 沈阳市有足够可供提取的地下水，水及热原属空同循环，无损耗、不污染，该层部分允许使用。

(2) 使用电力作为热泵的驱动能源，对周围

环境无污染，环保部门不会干涉。

6.2 可靠性

(1) 井水空灌复用，上世纪七十年代在上海已有应用。

(2) 水及热泵机组技术，制造和成本均已过关。

(3) 欧美已有多年成功使用经验。

(4) 国内、辽宁及沈阳市均有成功运行的实例。

7. 几点希望

(1) ^{地下}探井水及热泵技术有待完善、规范，机组制造应降低成本，以利应用。

(2) 制冷量及制热量在90kW以上的较大型机组，及户用小型机组有待开发。

(3) 地下水的探测及回灌技术有待总结完善。

参 考 文 献

- 1 江亿. 解决住宅供热空调需求的水层热泵系统. 全国暖通空调制冷2000年学术文集. 中国建筑工业出版社, 2000.10.
- 2 路锦程, 王付孝. 住宅采暖供热的探讨. 中国建筑东北设计研究院院刊, 2001.1.
- 3 杜戈, 侯鸿章, 马宏武. 关于富源花园小区供热采暖^{系统}的技术经济分析. 中国建^{研究}筑东北社研院院刊, 2001.1.



2001年辽宁省制冷学会, 宣读论文《地下水水源热泵的应用》。

空调用热泵概论

肖兰生 张瑞芝

提 要 本文从对于热泵的广义理解出发,将通常的空调用制冷—以制冷为主,以及热泵—以制热为主的论述方式加以综合,以空调用热泵为题,以最常见的电力驱动蒸汽压缩式热泵的原理、功能、分类以及在空调领域的应用为内容,进行概括地论述。文中提出了制冷与制热综合系数的概念,并对热泵理论中某些学术用语表述了个人见解。

关键词 热泵 大气源 水源 地源 性能系数 能效比

Summary Exposition of Heat Pump Air Conditioning

Abstract Originally from the broad comprehension of heat pump, two common argumentation methods refrigeration of air conditioning (refrigerating mainly) and the heat pump (heating mainly) are summarized. With the topic of heat pump for air conditioning, the principle function, classification and the application of the most common electric drive vapour compressing heat pump in the field of air conditioning are expounded. The conception of refrigerating and heating synthesis coefficient is proposed, and personal opinions on some academic terms in the theory of the heat pump are stated.

Keyword heat pump, atmosphere source, water Source, ground source, coefficient of performance, energy efficiency ratio

1 概述

1.1 热泵定义

在某种动力驱动之下,迫使热从低温介质传向高温介质的装置,称之为热泵。热泵的功能包括制冷、制热、制冷制热按需轮换、制冷制热同时进行等等。

众所周知,水往低处流。而欲将水提升或传输时,则须依靠某种动力驱动的水泵。同样道理,热可以自发地从高温物体传向低温物体,而欲使热从低温物体传向高温物体时,依据热力学第二定律,则不可能自发地、不付代价地实现。为此,必须依靠上面所定义的热泵。

当热泵在使热由低温介质传至高温介质的过程中,在低温介质一端,由于热的失去而产生制冷效应,在高温介质一端,则由于热的获得而产生制热效应。因之,在热泵工作的过程中,制冷与制热两种效应是同时并存的。概括地说就是:一个循环,两种效应。但在实际应用中,或用其制冷,或用其制热,或用其制冷兼制热。即前述的热泵的各种功能。在应用其制冷时,通常称之为制冷机。除同时制冷及制热之外,热泵制冷或制热的一端称作应用端(或负荷端),另一端则称作热源端——向热源排出和吸取热量。

1.2 对于热泵的不同理解

对于热泵,实际上存在着广义和狭义两种理解。广义理解如前所述。即凡在某种动力驱动下,

使热从低温介质传向高温介质的装置,不论其功能是制冷还是制热,均称其为热泵。但在狭义的理解中,较为普遍的是,其功能只在制热时才称之为热泵。国家标准《采暖通风与空气调节设计规范 GB50019—2003》术语一章中,将“水(空气)源热泵”定义为“以水(空气)为低位热源的热泵”。明确热源为“低位”,应用端则为高位,即将热泵的功能限定为单纯制热。以制热为目的时,称作热泵;以制冷为目的时,称作制冷机。对于常见的制热与制冷双重目的时如何称谓?显然此种理解过于狭义!

另一种狭义理解是,在制冷装置上增设四通换向阀,则称其为热泵。即一般所说的“热泵式”或“带热泵”的。同样是国家标准,在《采暖通风与空气调节术语标准 GB50155—92》中,热泵被定义为“能实现蒸发器与冷凝器功能转换的制冷机”。所谓实现蒸发器与冷凝器功能转换,是依靠四通换向阀改变工质流向,其目的在于冷热工况的变换。此种理解虽略显全面,但却未涉及热泵实质。而且,诸如水—水热泵,依靠外部水路阀门的交替开闭,不转换蒸发器与冷凝器的功能,也可实现冷热功能的变换,足见此定义的偏颇之处。

1.3 空调用制冷与空调用热泵

长期以来,热泵的制冷功能在空调领域内应用相当广泛。而其制热功能的应用则相对推迟和少了许多。原因并不复杂,天然冷源的作用十分有限,正

是为了追求人工冷源,人们开发和日臻完善了制冷机—应用其制冷功能的热泵。但是长期以来,热却可以通过柴草煤炭以及油气等的燃烧容易地获得。不必要花费更多的金钱去购置热泵这种精密的设备,和交付昂贵的电费。正所谓存在决定意识,热泵的制冷功能在空调人工冷源应用上的唯一性,并称为制冷机,以及其制热功能的长期不被重视,致使空调领域热泵应用的学科被称为空调用制冷,而非空调用热泵。这种现象,与前述热泵的狭义理解不无关系。可是,在上世纪七十年代的能源危机之后,人们开始对可以利用低品位、可再生能源的热泵重视起来。国内从八十年代后期,主要是九十年代初期,第一、环保节能情势迫人。热泵在性能系数上的优势,能够利用低品位、可再生能源供热的优势以及一机双功能的优势适应了这一情势的需求;第二、电力供应状况的改善,用电政策的转变;第三、热泵制造技术的引进与完善,促使制冷、制热双功能的大气源热泵及水源热泵的应用大幅增长。此种情势之下,研究空调领域热泵应用的学科继续称作空调用制冷,已明显不如空调用热泵更名副其实。中国制冷学会及一些地区的空调用制冷学术委员会,已改称空调热泵学术委员会。理论著述方面,有学者推出热泵专著^[6],着重于论述热泵在制热方面的应用。在较新版本的空调用制冷的著述中,也增添了热泵章节,叙述其制热功能。但这种历史形成的,人为分割开来的论述方法,难免出现重复、衔接不顺及概念含混之处。因之,应该与时俱进,按照客观事物的本来面目,以空调用热泵为题,将其制冷与制热功能合而论之。本文拟以对于热泵的广义理解为指导,对空调用热泵—主要是电力驱动的蒸气压缩式热泵的原理、功能、分类以及应用作一概括性的论述,以期抛砖引玉。

2 蒸汽压缩式热泵的理论基础

2.1 热泵的理想循环

消耗一定的能量,使热从低温热源传向高温热源的循环,在热力图上是循逆时针方向运行的。这种逆循环也称为热泵循环。

逆卡诺循环是热泵的理想循环,该循环是由两

个恒温两个绝热过程组成。图1所示为逆卡诺循环的T—S图。该图所示 T_c 和 T_e 为高、低温热源的温度。热泵的循环工质依次经过等熵压缩过程1—2,等温放热过程2—3,等熵膨胀过程3—4,等温吸热过程4—1,完成逆卡诺循环。每一循环,单位质量工质从低温热源吸取的热量(制热工况)为:

$$g_e = T_e(s_1 - s_4) \quad (1)$$

g_e 也称为单位制冷量(制冷工况)。单位质量工质向高温热源放出的热量(制冷工况)为:

$$g_c = T_c(s_2 - s_3) \quad (2)$$

g_c 也称为单位制热量(制热工况)。根据热力学第一定律,可写为:

$$g_c = g_e + w \quad (3)$$

式中 w 为单位质量循环净功。由式(3)可得:

$$w = g_c - g_e = (T_c - T_e)(s_1 - s_4) \quad (4)$$

热泵循环的经济性指标包括制冷系数和制热系数—分别表示单位功所能制取的冷量和热量。热泵理想循环的制冷系数为:

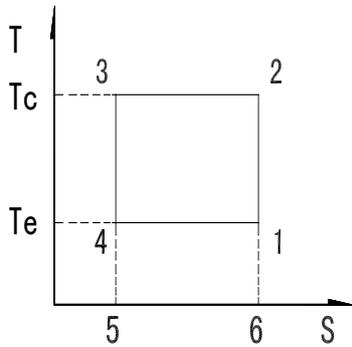
$$\text{COP}_{i \cdot e} = \frac{q_e}{W} = \frac{T_e}{T_c - T_e} = \frac{1}{\frac{T_c}{T_e} - 1} \quad (5)$$

热泵理想循环的制热系数为:

$$\text{COP}_{i \cdot c} = \frac{q_c}{W} = \frac{T_c}{T_c - T_e} = \frac{1}{1 - \frac{T_e}{T_c}} \quad (6)$$

$$\text{或 } \text{COP}_{i \cdot c} = \frac{q_e + W}{W} = \text{COP}_{i \cdot e} + 1 \quad (7)$$

逆卡诺循环,是热泵工质与被冷却和被加热物体之间在无温差下传热,压缩过程和膨胀过程是在没有损失的情况下进行的。现实中是不可能实现的。但逆卡诺循环所表达的原则,确是对热泵循环具有普遍指导意义的:①热泵循环遵循热力学第一定律和热力学第二定律;②逆卡诺循环的制冷及制热系数与热泵工质无关,仅取决于高、低温热源的



温度 T_c 及 T_e 。 T_c 越低， T_e 越高， 制冷系数及制热系数越大。 ③制热系数永远大于 1。

2.2 热泵的理论循环

蒸汽压缩式热泵， 是利用工质的压缩、 冷凝、 节流和蒸发的循环， 来实现热从低温介质向高温介质的传输的。 在对其进行分析计算时， 最具指导意义的是压焓 ($p-h$) 图所表示的蒸汽压缩式热泵的理论循环 (图 2)。

图 2 中 P_c 为工质的冷凝压力， P_e 为工质的蒸发压力。 1-2 为压缩机内的等熵压缩过程； 2-2' 及 2'-3 为等压冷却及冷凝过程； 3-4 为绝热节流过程； 4-1 为等压蒸发过程。 当热泵循环的各状态参数确定后， 便可在 $p-h$ 图上确定各状态点及循环过程， 并可进行理论循环的热力计算。 已知工质的质量流量为 g_m (kg/s)， 则：

①热泵的制冷量 (制冷工况) 或吸热量 (制热工况)

$$Q_e = g_m(h_1 - h_4) \quad Kw \quad (8)$$

(8)

②热泵理论功率

$$N_t = g_m(h_2 - h_1) \quad Kw \quad (9)$$

(9)

③热泵的放热量 (制冷工况) 或制热量 (制热工况)

$$Q_c = g_m(h_2 - h_3) Kw \quad (10)$$

(10)

④热泵循环的理论制冷系数

制冷系数是制冷量与理论功率之比用 $COP_{t \cdot e}$

表示，

$$\text{即：} \quad COP_{t \cdot e} = \frac{Q_e}{N_t} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

(11)

⑤热泵循环的理论制热系数

制热系数是制热量与理论功率之比， 用 $COP_{t \cdot c}$

表示， 即：

$$COP_{t \cdot c} = \frac{Q_c}{N_t} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

$$\text{或} \quad COP_{t \cdot c} = \frac{Q_e + N_t}{N_t} = COP_{t \cdot e} + 1 \quad (13)$$

2.3 热泵性能系数 COP 值

上述的热泵制冷系数和制热系数， 统称为热泵性能系数， 是评价热泵运行经济性的重要指标。 实际的性能系数， 要考虑运行效率的影响， 若计入诸运行效率在内的总效率 η_o ， 则有：

$$\text{实际制冷系数} COP_e = \frac{Q_e}{N_t / \eta_o} = \frac{Q_e}{N_{in}} \quad (14)$$

$$\text{实际制热系数} COP_c = \frac{Q_c}{N_t / \eta_o} = \frac{Q_c}{N_{in}} \quad (15)$$

式中 N_{in} —热泵电机输入功率 (Kw)。 当已知该输入功率及热泵的制冷量和制热量时， 便可按式

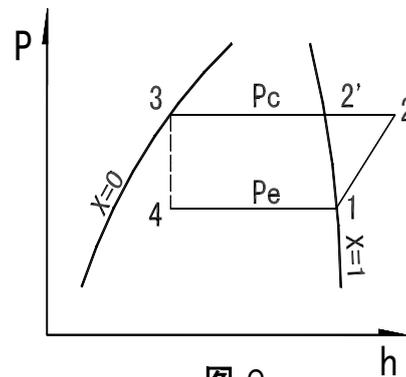


图 2

(14)(15) 计算出该热泵的制冷系数及制热系数。 表 1、表 2 为依据某公司资料计算出的大气—水热泵、水—水热泵的 COP 值及 EER 值。

2.4 制冷与制热综合系数

在热泵制冷工况或制热工况下， 可分别以制冷或制热系数来评价其经济性。 但在热泵两种功能并存时， 制冷或制热系数均不能全面评价其经济性。 因此， 提出 $COP_{e \cdot c}$ —制冷与制热综合系数的概念。 该系数为制冷与制热系数之和。 表 3 为依据某公司资料计算出的双功能水—水热泵技术参数举例。

2.5 热泵能效比 EER 值

上面所述热泵的性能系数， 只是热泵的制冷量或制热量与输入功率之比。 但我们知道， 热泵在运

行时,对热源、热源媒介以及应用端媒介—水或空气的驱动也必须消耗动力。因此,为全面评价热泵运行的经济性,应将风机、水泵、冷却塔等的动力消耗一并计入。即:热泵的制冷量或制热量与热泵压缩机、风机、水泵、冷却塔等的输入功率之和的比,称作能效比 EER。EER 的概念散见于某些文献,有将配备封闭式压缩机热泵单位输入功率制冷量定义为 EER,有将冷量单位是 BTU/h 与输入功率为 W 时的制冷系数定义为 EER。此两例 EER,均应归入 COP 值的范畴,且冷量单位应采用法定单位制。

因此,本文引用了确切的 EER 的概念,并赋予了上述定义。热泵 EER 值举例见表 1、表 2。应该注意的是,一些大气—空气热泵及大气—水热泵等,风机、水泵与压缩机组装在一起,在其技术资料中所列出的输入功率已含风机、水泵在内。因此,资料给出的比值已是能效比 EER。但大型的水—水热泵,其配套的水泵、冷却塔等,由工程设计确定,技术资料中只能给出 COP 值,EER 值则需另行计算。

表 1 大气—水热泵技术参数举例

机组型号	冷量 kw	热量 kw	压缩机功率 kw		风机 功率 kw	冷热水泵 功率 kw	合计功率 kw		COP		EER	
			制冷	制热			制冷	制热	制冷	制热	制冷	制热
30AQA240	620	406	196.2	138.2	10.8	2.2	209.2	151.2	3.16	2.94	2.96	2.69

注: 1.制冷工况,大气温度 35℃,冷水供回水温度 7—12℃。

2.制热工况,大气温度-10℃,热水供回水温度 45—40℃。

表 2 水—水热泵技术参数举例

机组型号	冷量 kw	热量 kw	压缩机功率 kw		井泵 功率 kw	冷热水泵 功率 kw	合计功率 kw		COP		EER	
			制冷	制热			制冷	制热	制冷	制热	制冷	制热
30HXC20 0AHP1	628	722	131	166	5.5	2.2	138.7	173.7	4.29	4.35	4.53	4.16

注: 1.制冷工况,地下水供回水温度 20—25℃,冷水供回水温度 7—12℃。

2.制热工况,地下水供回水温度 13—5℃,热水供回水温度 45—40℃。

表 3 双功能热泵技术参数举例

机组型号	冷量 kw	回收热量 kw	输入功率 kw	COP			备注
				制冷	制热	综合	
CSRH2402-D	918	174	178	5.16	0.98	6.14	部分热回收
CSRH2402-R	805	1015	210	3.8	4.8	8.6	全部热回收

注: 1. 冷水进出口温度 12℃—7℃

2. 热水进出口温度 40℃—45℃

3. 部分热回收时冷却水进出口温度 32℃—37℃

3 热泵的热源

热源对于热泵的运行是必不可少的。在热泵制热时,向热泵供应热量;而在热泵制冷时,则需容纳热泵所排出的热量。在向热泵供应热量时,称为热源是当然的。而需容纳热泵排出的热量时,则有称为热

汇者。从文字上来讲,这一称呼无疑是正确的,但实际应用却嫌烦琐。对于季节性转换的双功能热泵而言,热源与热汇一体,更无法分别。因此,统称热源是合适的。权当热源所供热量是代数值,即热源的作用在于提供正值热量或负值热量(容纳热量)。但

对于制冷兼制热的热泵,则不像冷热单功能或季节性转换的双功能热泵那样,清楚地区分出热源端和应用端。其两端互为热源和冷热媒介,并无明确意义上的热源。

3.1 热源选用原则

① 温度适宜 热源或热源媒介的温度应该适合于热泵的制冷工况或制热工况的需求。在空调领域内,冷热双工况热泵应用较多,热源或热源媒介的温度应以即满足制冷工况,又能满足制热工况为佳。关于热源及热源媒介的适宜温度详见后面章节。

② 水质良好 以水作为热源时,水源以能达到直流冷却水的水质标准为佳(水环热泵除外)。当水质不能满足标准要求,如使用海水、城市原生污水时应间接使用,或采用耐海水腐蚀的材料制造蒸发器及冷凝器。

③ 廉价易得 优先使用低品位、可再生、方便取用、无需花费即可得到的热源。常用热源中,以大气、城市原生污水最易取得。而地下水、水处理厂再生水、工业废水等的使用,则应因地制宜。热源系统—土壤埋管、热源水的抽取回灌等的投资,亦应在技术经济比较中予以考虑。

3.2 热源种类

① 大气源。

② 水源—地下水、地表水(江河湖海)、城市污水、工业废水、地热尾水及冷却塔循环水等。冷却塔循环水一般为热泵制冷工况服务,所吸纳的热量最终散入大气。循环水温度参数决定于当地的气象条件。

③ 地(土壤)源。

④ 太阳能 以太阳能热水器加热的水作为热源,用于热泵的制热工况。如需制冷时须加装冷却塔。

⑤ 锅炉+冷却塔 用于水环热泵系统。

常用热源特点分别详见大气源,水源及地源热泵等章节。

4 热泵分类

4.1 按原理分 ①蒸汽压缩式;②蒸汽喷射式;③吸收式;④空气压缩式;⑤半导体热电效应式。

4.2 按蒸汽压缩机种类分 ①活塞式;②涡旋式;③螺杆式;④滑片式;⑤滚动转子式;⑥离心式。

4.3 按动力分 蒸汽压缩式热泵按动力可分为①电

力;②燃油或燃气式发动机。吸收式热泵按动力可分为①蒸汽;②热水;③油或气直燃。

4.4 按功能分 ①制冷;②制热;③制冷或制热(按季节或视需求转换);④制冷兼制热。

4.5 按热源种类分 ①大气源;②水源;③地源;④太阳能;⑤锅炉加冷却塔。

4.6 按热源和热源媒介及应用端媒介组合分 ①大气—空气热泵;②大气—水热泵;③水—空气热泵;④水—水热泵。此种分类方法,提纲挈领、应用普遍。按此法列出热泵分类总表(表4)。

5 大气源热泵

大气源热泵也称空气源热泵,也有称风冷热泵的。但这里的空气,对空气去湿机等少数场合之外的空调用热泵,是有限定条件的,即室外空气—大气。而所谓风冷则仅适用于单冷式。因此,称大气源热泵更确切一些。地球上,大气无处不在,取之不尽,用之不竭,无需缴费,是热泵最方便的热源。在夏季,既使炎热地区,大气温度也可满足热泵的制冷工况要求。在冬季,除寒冷地带,我国很大一部分地区的大气温度也是可以满足热泵制热工况的要求的。大气源热泵的应用是当前最为广泛的。属大气—空气热泵的有整体或分体家用空调及商用空调、VRV变频及数码涡旋等(表4 No1、No2);属大气—水热泵的有冷(热)水机组等(表4 No3、No4)。大气源热泵也有其局限性。空调冷热负荷会随大气温度的升高或降低而增加,但热泵的供冷与供热能力却相反的随着大气温度的升高或降低而下降。所承担的冷热负荷与其供冷与供热能力的这种矛盾,导致热泵在设计参数下的性能系数降低,输入功率较高,这是大气源热泵的弱点之一。其弱点之二,当表面温度低于 0°C 时,蒸发器可能会结霜,冲霜要消耗能力的5~10%。而在大气温度低于 -10°C 时,一般已不能正常运行,原因是热泵机组压缩比过大。欲在寒冷的气候下提供足够温度的热水或热风,热泵机组的压缩比又要适中,传统的应对方案是双级压缩或复叠式压缩循环。文献[19]介绍,已面市的一种低温大气源热泵机组,采用螺杆式压缩机带辅助进气口的准二级压缩、单独油冷却系统及智能除霜等技术,可在 -22°C 环境温度中稳定运行。当热水进出口温度 40°C — 45°C 时,环境温度 -22°C ,COP值为1.5;环境温度 -15°C ,COP值为2.3。制冷工况下可切断辅助进气回路,按单级运行。

文献[17]对复叠式压缩循环在大气—水热泵机组中的应用进行了探讨,并得出“能够在我国北方大部分地区室外环境温度较低下运行”的结论。根据计算,在复叠双级工质均为 R22、供水温度 50℃、蒸发温度-30℃时,COP 值为 2.6,系统通过电磁开关变换,供热工况下环境温度较高或制冷工况时,系统按单级运行。

文献[24]提出空气源热泵与水源热泵耦合双级热泵供暖系统。耦合式双级热泵在实质上,是复叠式双级热泵的一种变形。复叠式热泵的两级,通过冷凝蒸发器相连接。而耦合式热泵使低温级的冷凝器与高温级的蒸发器各自独立,再以循环水为媒介联接起来。由大气—水热泵提供较低温度(10℃~20℃)的水,作为水—空气(水)热泵的低温热源,再由水—空气(水)热泵从低温热源中吸取热量,向空调供应较高温度(40℃~50℃)的热水或热风。双级耦合热泵尚处于设想方案及理论探讨阶段。在最近对实验系统测试中[18]得出,双级运行时,室外气温为-15℃、供热水温度 45℃,EER 值为 2.06;单级运行时,室外温度为-5℃、供水温度 45℃,EER 值为 1.91;建议单双级切换温度为-3℃。

6 水源热泵

以水作为热源的热泵,称之为水源热泵。作为热源的水,可以是地面水(江、河、湖、海),可以是地下水,可以是污水或处理后的再生水,也可以是流经冷却塔(加热器)的循环水等等。无论水的来源,其水质应满足国家关于冷却水的水质要求,水的温度也必须适宜。就当前热泵产品而言,制冷工况下,热源水的温度不宜低于 15.5℃^[1]。也有产品提出不低于 18℃^[8]或 20℃^[9]的要求。当低于该温度时,可采用经换热器间接使用或者混水的方式。水温上限则不宜高于 33℃—指单冷式机组,若为冷热式一般可适当提高。在制热工况下水温下限应以不出现结冰为限,水温上限可视机组性能确定。有些产品要求不宜高于 20℃^[9]或 22℃^[8]。在使用地热尾水或工业废水作为热源时,往往要高出这一限值,可采用经换热器间接使用或混水方式,也可考虑采用适宜的高温热水热泵^[20]。这种高温热水热泵使用自主研发的 HTR01 工质。以 32℃~

57℃的水作为低温热源,热泵供水温度为 70℃~90℃。使用 HTR02 工质的中高温热水热泵,以 20℃~40℃水作为热源,制热工况下可供 55℃~75℃热水,制冷工况下可供 6℃~14℃冷水。

水源热泵的设置,集中设置的水—水热泵或分散设置的水—水热泵,可用于住宅建筑,每户一机,以及多区分散设置的水—空气热泵、水源(环)VRV 等。

6.1 配备冷却塔的循环水水源热泵(表 3 No7、No12)

配备冷却塔的循环水水源热泵,包括水—水热泵和水—空气热泵。此种热泵多在夏季用作空调冷源,即通常说的水冷冷水机组和水冷空调器。在商用空调中应用十分广泛,特别是水冷冷水机组,在大型建筑空调中应用更多。由于早已为人所熟知,本文不再赘述。

6.2 水环热泵(表 4 No8)

在各房间或区域分别设置水—空气热泵,其水源由配备闭式冷却塔和加热装置的循环水系统供给,人们称之为水环热泵。循环水温度宜控制在

15~35℃^[1]。夏季,大部或全部热泵按制冷方式运行

时,房间余热

经热泵传给循环水,通过冷却塔散至大气。过渡季,由于房间所处的位置(阴阳面、内外区等),部分热泵

按制冷方式运行,另一部分热泵按制热方式运行,制冷热泵排至循环水的热,为制热热泵所吸收,冷却塔和加热装置不需工作。冬季,在大部或全部热泵按制热工况运行时,则需启动加热装置。

水环热泵的主要优点有:①某一区域排热为另一区域吸收,具有热回收性质;②使用灵活,任何时间可选择供冷或供热;③节省冷水机组的机房。

水环热泵系统于上世纪 60 年代初出现于美国加州,80 年代传入中国,在北京、上海、广州及深圳等地均有应用。

6.3 以地下水为热源(表 3 No6、No11)

作为热泵的热源,地下水无论其水质、水温都是适宜的。但是,作为资源,国家明令禁止滥采滥用。只有在引进回灌循环使用的方法之后,才使地下水作为热泵的热源成为可能。上世纪六七十年代,国内也曾搞过回灌。但彼回灌非此回灌。国内当时的回灌称冬灌夏用,与当前所采用的回灌循环使用是完全不同的。地下水的回灌循环使用,看似简单,实则很有创意,地下水在向热泵供给或吸收热量之

后,返回地下,并无损耗,在一些地区已经取得政府许可。

地下水一般取自于地层的恒温带,水温恒定,其值比当地年平均气温约高出 1-4℃左右,除海南之外的全国各地地下水水温约在 6℃~20℃。作为空调冷源,当水温较低时,应首先考虑直接引入空调末端装置,用来冷却空气,以节省热泵耗能。作为热泵热源,制冷工况下,在水温低于热泵机组所要求的限值时,应考虑混水措施或经换热器间接使用;制热工况下,包括夏热冬冷地区、寒冷地区以及大庆、哈尔滨等地在内的严寒地区,地下水水温都是适合的。

地下水水源热泵与大气源热泵相比,性能系数及能效比高(表 1、表 2),制热不受寒冷气候的影响。与通常的单冷式水-水热泵(配装冷却塔的冷水机组)、热网供热的组合方案相比,其优势也较明显:初投资较低,一机两用,制冷制热双功能,一般仅入网费一项,已基本相当于热泵机组的购置费;在运行费用方面,地下水水源热泵方案的全年电费,基本与夏季冷水机组的电费和冬季采暖费之和持平。基于上述,地下水水源热泵自上世纪末引入之后,在华北及东北地区得到广泛应用。

地下水水源热泵运行的关键是地下水的正常供给和回灌。提水井在生活及生产给水上广泛使用,技术上是成熟的。回灌井的技术经验还需要积累完善。

有公司推出液态冷热源环境系统。该系统在井孔中加装隔板,隔板下为提水井,装设潜水泵,而隔板上为回灌井。隔板上下形成一孔双井。回灌水由隔板上的回灌井井壁流出与地层进行热交换后进入隔板下的提水井。其实质仍应是异井回灌。一孔双井,回灌水由回灌井流向提水井距离短,回灌相对容易,但也同时伴随着热贯通影响的存在^[10]。在确定热泵机组出力时,应加以考虑。

6.4 以城市污水为热源(表 4 N09 N13)

以城市污水—未经处理的原生污水或处理后

的再生水,作为热泵的热源,日本及欧美国家上世纪八十年代已经开始应用研究及实践^{[12][13]}。国内也在本世纪初开始关注并尝试应用,取得初步成果^{[14][15]}。

6.4.1 以原生污水为热源

以原生污水作为热泵的热源,有如下两大优势:①遍及城市各处,取用方便;②由于用户热水的排入,污水温度往往高于给水温度。又由于城市下水道埋于地下,水温具有相对稳定的特性,随着地理位置和季节的不同,约在 10℃~20℃。对于热泵的制热工况及制冷工况均是适宜的。但是,其劣势也十分明显,既污水中含有污染物及悬浮物,水质极差,与表 6 所列冷却水水质要求相去甚远。因之,以原生污水作为热泵热源时,必须通过换热器间接使用,并采取措施防止因水质恶劣可能造成的换热管阻塞及污垢。综合国内外经验,有如下几种方案:

①使用壳管式换热器,原生污水经自动筛滤器清除悬浮物。换热器配备自动清洗装置,定期清除换热管内污垢。

②使用淋水式换热器,原生污水经自动筛滤器清除悬浮物。换热管外部,定期以高压水进行清洗。

③使用浸泡式换热器,换热盘管直接浸泡于污水池中,污水无需筛滤及定期清洗。

6.4.2 以再生水为热源

作为量大而普遍存在的城市污水,按照国家《污水综合排放标准 GB8978—1996》的规定,须经二级处理并达到表 5 所列的一、二级标准方可排至相应标准的水域和海域。为缓解水资源危机,污水的再生回用也已成为重要课题。再生水作为工业冷却水,是诸多回用用途之一。表 6 为国家建议再生水用作冷却水的水质标准。

表 5 第二类污染物最高允许排放标准(1998. 1. 1 后建设的单位)

污染物	适用范围	一级标准	二级标准
pH	一切排污单位	6-9	6-9
色度(稀释倍数)	一切排污单位	50	80

悬浮物 SS (毫克/升)	城镇二级污水处理厂	20	30
BOD ₅ (毫克/升)	城镇二级污水处理厂	20	30

表 6 再生水用作冷却水的建议水质标准

项目	直流冷却水	循环冷却补充水
pH 值	6-9	6.5-9
SS (mg/L)	30	-
浊度 (度)	-	5
BOD ₅ (mg/L)	30	10
COD _{Cr} (mg/L)	-	75
铁 (mg/L)	-	0.3
锰 (mg/L)	-	0.2
氯化物 (mg/L)	300	300
总硬度 (以 CaCO ₃ 计) (mg/L)	850	450
总碱度 (以 CaCO ₃ 计) (mg/L)	500	350
总溶解固体 (以 CaCO ₃ 计) (mg/L)	1000	1000
游离余氧 (mg/L)	-	0.1-0.2
异氧菌总数 (个/mL)	-	5 × 10 ³

水源热泵的热源用水, 应属该表 6 的直流冷却水。对照表 5 和表 6, 达到一、二级排放标准的出水是可以直接使用的。但用作热源, 水的温度, 尤其是冬季水温能否满足要求, 是十分关键的。城市污水的二级处理系采用生化处理。生化处理的适宜温度是 20~30℃。10℃ 以下处理效果迅速下降。水温在 6—7℃ 时, 只有提高污泥浓度和降低污泥负荷率, 才能发挥净化功能。因此, 北方地区处理厂露天设置时是要采取加热设施的。因此, 水处理厂在正常运行的状态, 冬季出水温度是可以满足热泵制热工况的要求的。

再生水的收费标准有待制定。但应该说明的一点是, 城市污水的处理是国家污水排放标准所规定的, 污水处理费不应该计入热泵成本。况且热泵热源使用污水的再生水只吸纳和释放热量, 水温改变而水质不变, 水量不减, 热泵出水仍可作为他用。按照国家规划, 2010 年实现污水处理率达 50% 以上, 处理污水的回用率达 60% 以上, 回用水作为热泵热源应该是很有前途的。考虑到污水处理厂多处于城市周边、且相对集中的特点, 以处理厂的二级处理水作为热源, 建设大型的、集中供冷供热的热泵站应该是适宜的。



1990年丹东，与第二作者

1995年沈阳，与第二作者

表 4 热泵分类详表

序号	热泵类别	别 称	热源	应用端媒介	功能	转换方式	图 式		
1	大气—空气热泵	风冷空调器	大气	空气	单冷	——			
2					冷热	四通换向阀			
3	大气—水热泵	风冷冷水机组	大气	水	单冷	——			
4		风冷冷水机组			冷热	四通换向阀			
5	水—空气热泵	地源热泵	(地源)水	空气	冷热	四通换向阀			
6		地下水水源热泵	地下水		冷热	四通换向阀			
7		水冷空调器	冷却塔循环水		单冷	——			
8		水环热泵	冷却塔加热器循环水		冷热	四通换向阀			
9		水源热泵	地面水 废水		冷热	四通换向阀			
10		水—水热泵	地源热泵		(地源)水	水	冷热	四通换向阀 或 水管路阀门	
11			地下水水源热泵		地下水		冷热		
12			水冷冷水机组		冷却塔循环水		单冷	——	
13	水源热泵		地面水 废水	冷热	四通换向阀 或 水管路阀门				

6.5 以地表水作为热源 (表 4 No9、No13)

地表水包括淡水一来源于江河湖泊,咸水一来源于海洋。

地表水用作水源热泵的热源,有两种方式。一种方式是用泵将水抽送至热泵蒸发器或冷凝器,换热之后返回原处。另一种方式是在地表水水体中设置换热盘管,用管道与热泵蒸发器和冷凝器连接成回路,充以媒介水,在水泵的驱动下循环。

地表水资源丰富,用作热泵热源极具潜力,但实际应用尚不广泛。对于单冷式水源热泵(水冷冷水机组或水冷空调器),使用地表水冷却较之配备冷却塔的冷却水循环系统,并无明显优势,实际应用中仍以后者为主。而在能源日渐短缺,环保要求不断提高的今天,开发地表水所含的可利用能用作制热,为人们所关注。对于单热式或冷热双功能水源热泵,地表水的使用应该是很有前途的。例如,瑞典斯德哥尔摩建有多个大型区域供热站,装有大型离心式水—水热泵,利用波罗的海深处的海水作热源,海水进出口温度为 $2.5^{\circ}\text{C}\sim 0.5^{\circ}\text{C}$ ^[23]。俄罗斯季夫诺哥尔斯克,以叶尼赛河水为热源,建造热泵供热站。1999—2001年建成4MW的试验性供热站。第二阶段拟建120MW大型热泵供热站,2003年竣工。热泵水源取自于水电站下游,冬季水温,表层不低于 2°C ,深层不低于 5°C 。河水流量 $17.5\text{m}^3/\text{s}$,供回水温差 1°C ^[11]。近年来,国内也有小规模的海水源热泵的试点工程建成,运行效果良好^[7]。

7 地源热泵 (表 3 No5、No10)

地源热泵,是在土壤中埋设水平或垂直的换热盘管,然后用管道将其与热泵蒸发器和冷凝器连接成回路,充以作为媒介的水(或含一定比例的乙二醇),依靠水泵的驱动循环。夏季,媒介水在热泵的冷凝器中吸收热量,在流经换热盘管时不断传给土壤,以实现热泵的制冷功能;冬季,媒介水在热泵的蒸发器中放出热量,在流经换热盘管时经管壁不断从土壤中吸取热量,实现热泵的制热功能。

如前所述地下水水源热泵的出水,在由回灌井向提水井流动的过程中,将在热泵冷凝器中吸取的热量交换给土壤,或将其在热泵蒸发器中失去的热量从土壤中重新获得。说到底,地下水水源热泵也是地源热泵,地下水不过是天然媒介而已。地下水水温是确定的,而地源热泵的媒介水为人工充入,温度值取决于换热盘管面积及土壤温度等。范围较

宽,可达到 $20^{\circ}\sim 110^{\circ}\text{F}$ ^[2]。必要时,水中应加入一定比例的乙二醇。

地源热泵的换热盘管可以埋在运动场、停车场及绿地等的土壤内,其单位负荷所需地表面积,垂直埋管为 $60\sim 400\text{ft}^2/\text{冷吨}$,水平埋管为 $1400\sim 3500\text{ft}^2/\text{冷吨}$ ^[2]。换热盘管埋设所需空地面积较大,埋管工程也颇具难度,地源热泵在国内尚处于试验和小规模应用阶段。

8 热泵在加热生活热水上的应用 (表 7)

使用热泵来加热生活热水,其节能与环保方面的优势,尤其在冷凝热回收上的高经济效益,日渐引起关注,并在实际工程中得到应用。供应生活热水与空调负荷相比其明显不同之处是负荷波动较大,且经常出现间歇。因此,实际应用中应根据需要考虑贮水措施。

8.1 以地下水、地面水及废水回用水等为热源

8.1.1 图式 1 生活热水用热泵与空调用热泵各自独立设置,共用水源。使用灵活,易于适应生活热水负荷波动的特点。应用较多。

8.1.2 图式 2 冬季,生活热水用热泵与空调用热泵,共用水源,均处于制热工况。夏季,空调用热泵处于制冷工况,冷凝热排至地下水(或废水回用水)。而生活热水用热泵则处于制冷与制热的双功能工况,蒸发器供空调冷水,冷凝器供应生活热水。为保证生活热水停供时仍能供冷,冷凝器生活热水进出管装有与地下水(或废水回用水等)供回水干管之间的连通管,该图式的优点是可以节省热源水。

8.1.3 图式 3 所用热泵全部或部分配备副冷凝器(也可做成双管束冷凝器)。主冷凝器接热源水和空调热水管道,副冷凝器接生活热水。

8.2 利用配备冷却塔的水—水热泵(水冷冷水机组)的冷凝热。

8.2.1 图式 4 供生活热水的热泵处于冷热兼供双功能工况,在蒸发器供空调冷水的同时,冷凝器供应生活热水。当生活热水停供时,冷凝热由循环冷却水带走,散至大气。

8.2.2 图式 5 所用热泵全部或部分配备副冷凝器。主冷凝器接循环冷却水管道,副冷凝器接生活热水管道。冷凝热由循环冷却水和生活热水共同吸纳。主、副冷凝器串联于压缩机输气管道,副冷凝器靠近压缩机,以便于得到较高温度的生活热水

8.3 以空气或大气为热源

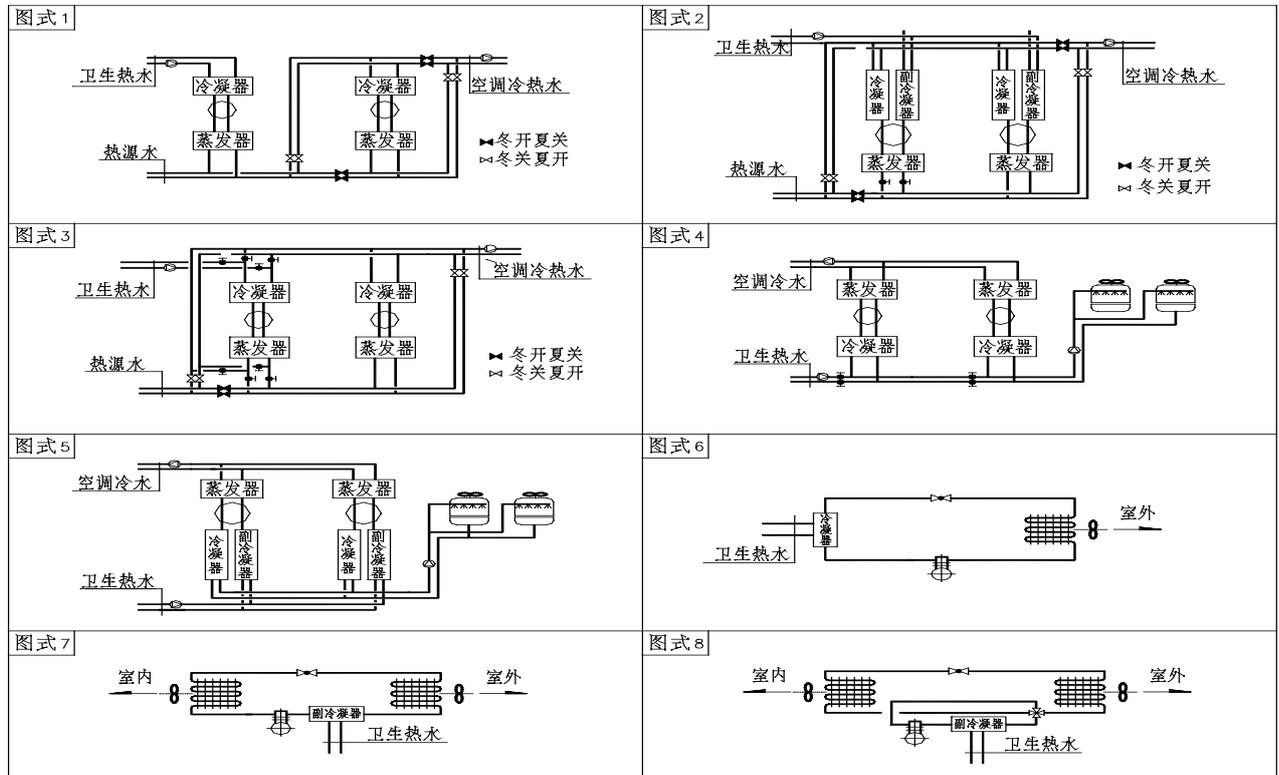
8.3.1 图式 6 生活热水专用大气—水热泵。

8.3.2 图式 7 单冷式空调器（大气—空气热泵）配置副冷凝器,提供生活热水,但只限于夏季。

8.3.3 图式 8 冷热式空调器（大气—空气热泵）配

置副冷凝器,提供生活热水。热泵制冷与制热功能的转换,是由蒸发器与冷凝器的互换来实现,副冷凝器供热水的功能不随之改变。

表 9 热泵加热生活热水应用图式



参考文献

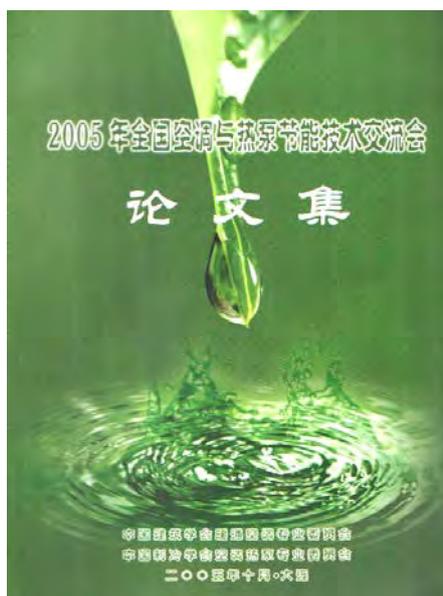
- 1 GB50019—2003 采暖通风与空气调节规范
- 2 徐伟, 等译. 地源热泵工程技术指南. 美国制冷空调工程师学会编著. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- 3 李树林主编. 制冷技术. 北京: 机械工业出版社, 2003
- 4 尉迟斌主编. 实用制冷与空调工程手册. 北京: 机械工业出版社, 2003
- 5 肖锦主编. 城市污水处理及回用技术. 北京: 化学工业出版社, 2002
- 6 徐邦浴, 陆亚俊, 马最良. 热泵. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- 7 胡松涛, 张莉, 王刚. 海水源热泵空调系统的应用与运行特性研究. 暖通空调. 2005
- 8 清华同方. 水源热泵机组
- 9 联合开利(上海)空调有限公司. 螺杆式水—水热泵机组
- 10 李志浩. 全国暖通空调制冷 2004 年学术年会综述. 暖通空调. 2004, 34(10): 5—12
- 11 陈兴华, 庄斌舵. 俄罗斯热泵供热技术简介. 暖通空调制冷. 2001, (1)
- 12 周文忠. 污水源热泵系统和污水冷热能利用前景分析. 暖通空调, 2004, 34(8): 25—29
- 13 吴荣华. 城市污水冷热源应用技术发展状况分析. 暖通空调, 2005, 35(6): 31—37
- 14 马广兴. 城市原生污水热能采集工艺设计应用实例. 暖通空调. 2006, 35(1): 87—90
- 15 周文忠. 污水源热泵空调系统在污水处理厂的应用. 暖通空调. 2005, 35(1): 83—86
- 16 吴荣华. 城市原生污水冷热源浸泡式工艺应用实例. 暖通空调. 2004, 34(11): 86—87

- 17 陈斌. 扩大空气源热泵冷热水机组应用范围的可行性分析. 暖通空调. 2006, 36(1): 55—59
- 18 王洋. 单双级混合式热泵系统切换条件的实验研究. 暖通空调. 2005, 35(2): 1—3
- 19 清华同方低温空气源热泵机组开创北方供暖新经验模式. 见: 全国暖通空调制冷 2004 年学术文集. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004
- 20 清华同方. 空气源热泵机组
- 21 GB50155—92 采暖通风与空气调节术语标准
- 22 北京清源世纪科技有限公司. 高温水源热泵
- 23 蒋爽. 海水热泵系统在斯德哥尔摩应用及其在中国的发展前景. 2005 年全国空调与热泵节能技术交流会论文集
- 24 马最良. 替代寒冷地区传统供暖的新型热泵供暖方式的探讨. 暖通空调新技术, 3: 31—34



1969 年沈阳，与第二作者

★ 原载《2005 年全国空调与热泵节能技术交流会论文集》



空调制冷中含氯氟里昂的受限与对策

肖兰生

提 要 本文叙述了限制含氯氟里昂使用的国际公约及日程, 远近期替代物质的研究与应用动态, 以及当前空调制冷剂的选择。

一、含氯氟里昂对臭氧层的破坏

如所周知, 氟里昂于 1931 年由美国的杜邦 (DuPont) 公司首次制成。氟里昂物质是饱和烃卤族衍生物的总称。是用氟、氯部分或全部置换饱和烃中的氢生成的化合物。根据氢元素被卤族元素的那一种或哪几种置换及置换的程度不同, 氟里昂可分为六类, 如下表所示。

氟里昂物质分类

表 1

置换元素 置换程度	氯	氟	氯和 氟
全部置换	全氯代 烃 PCC	全氟代 烃 PFC	氯氟烃 CFC
部分置换	氢氯烃 HCC	氢氟烃 HFC	氢氯氟 烃 HCFC

上表中所列氟里昂物质, 在空调制冷行业中有实用意义的是 CFC、HCFC 和 HFC。例如, 属于 CFC 的有 R-11 和 R-12, 属于 HCFC 的有 R-22 和近期研制的 R-123, 属于 HFC 的有 R-32、R-125 及 R-134a 等。由于氟里昂物质无毒、不燃、热力性质适宜, 能够出色地满足人们对制冷剂的各种要求, 因而广泛应用于涡旋式、活塞式、螺杆式、离心式等各种类型的制冷机。在空调制冷中逐步取代氨而居于主导地位。

然而, 近些年来由于某些氟里昂物质对于臭氧层的破坏, 这种主导地位似乎已开始动摇。国际上, 特别是美国的一些专家, 提出要重新估价制冷剂 R717 (氨)。而一些溴化锂吸收式冷水机组的生产厂商则相机发动了促销攻势。

1974年4月, 美国加州大学化学系教授罗兰德 (Pro •Sherwood Rowland) 和莫妮娜博士 (Dr •Mar Lo-molla) 首次提出, 并经各国的科学家研究观察, 含氯氟里昂确对臭氧层有破坏作用。专家们认为, 含氯氟里昂上升至同温层后, 受到太阳中

紫外线的照射, 所含氯原子被分解出来。分解出来的氯原子使臭氧分子分解, 产生氧化氯和普通的氧分子, 氧化氯又与氧原子结合将氯原子还原出来。被还原出来的氯原子又会按上述过程分解臭氧分子。这种反应要持续100 000次之多, 致使臭氧层遭到破坏。1986年有人指出, 这一破坏结果已导致南极上空的臭氧层出现空洞。并且, 把温室效应也与氟里昂物质联系起来。表2所列为空调制冷常用氟里昂 制冷剂的臭氧耗减潜能与全球变暖潜能指标。

几种氟里昂的特性

表 2

标准名称	R-11	R-12	R-22	R-123	R-134a
分类名称	CFC-11	CFC-12	HCFC-22	HCFC-123	HFC-134a
分子式	CFCl ₃	CF ₂ Cl ₂	HCF ₂ Cl	CHCl ₂ CF	CH ₂ FCF ₃
臭氧耗减潜 (ODP)	1.0	1.0	0.05	0.02	0
含氯百分数	77.4	58.6	41.0	46.3	0
大气中的寿命 (年)	50	102	13.3	1.4	14
全球变暖潜 (GWP)	4000	8500	1700	93	1300
容许暴露限 (AEL)	1000ppm	1000ppm	1000ppm	30ppm	1000ppm
安全性分类	A1	A1	A1	B1	A1

注: 1. ODP值以R-11为1。

2. GWP值以CO₂为1。

3. 安全性分类按美国采暖制冷及空调工程师学会标准34-1992。

氟里昂物质对于臭氧层的破坏, 其严重程度以“臭氧耗减潜能”(ODP)来衡量。ODP值的大小取决于氟里昂在大气中的寿命长短和含氯的多少。由表2可见CFC寿命长、含氯多, 对臭氧层的破坏最为严重。HCFC次之, 而HFC则完全没有破坏。各种氟里昂物质的ODP值是其受限与否的根据。

二、有关的国际会议及议定书

含氯氟里昂对臭氧层产生破坏的问题提出

后，在国际环保、化工及制冷界引起强烈反响。许多机构及企业在新制冷剂与制冷机的研制上进行了大量卓有成效的工作。联合国环境规划署（UNEP）就臭氧层的保护问题召集了一系列重要会议，做出了一系列宣言、决议。其中，较为重要的会议有：

1. 1987年9月，联合国环境规划署在加拿大蒙特利尔召开第四次工作会议，签署了著名的《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》。该议定书从1989年1月1日起生效，是第一个明确规定控制物质种类和控制进程的国际性文件。但全面淘汰CFC的期限，议定书中没有规定。

2. 1990年6月伦敦会议，主要议程是对蒙特利尔议定书进行修正。修正案明确规定，CFC在2000年1月1日全部停止使用，发展中国家可推迟10年；HCFC作为替代CFC的过渡性工质，最晚在2040年停止使用。

3. 1991年6月肯尼亚内罗毕会议，中国国家环保局副局长王扬祖出席会议，成为议定书缔约国之一。

4. 1992年11月丹麦哥本哈根会议是联合国环境规划署关于保护臭氧层的最近一次会议，对蒙特利尔议定书进行了第二次修正，主要内容是：

CFC全面停用日期提前到1996年1月1日，发展中国家可延至2010年；

HCFC作为规定的过渡性制冷剂，可以使用到2030年1月1日，发展中国家可延至2040年。

三、关于对全球暖的影响

关于氟里昂对全球变暖的影响，也曾是引起广泛注意的一个专题。表2所列的全球变暖潜能GWP，是用来衡量制冷剂对全球变暖直接影响的一项指标。所谓直接影响是指制冷剂散布在大气中时所产生的后果。我们知道，全球电力的大部分是靠燃烧煤炭进行的火力发电。煤炭燃烧排放的二氧化碳是使全球变暖的重要因素。这便是制冷机对于全球变暖的间接影响。不同制冷剂对全球变暖的间接影响取决于使用该制冷剂的制冷机效率。有研究表明，要准确地衡量某种制冷剂对全球变暖的影响必须综合考虑其直接影响与间接

影响。而与间接影响相比，直接影响要小得多。因此，不能仅以GWP值的大小来作为衡量全球变暖影响的依据。更重要的是从提高制冷机的效率、节约能源着手，缓和全球变暖的趋势。关于防止全球变暖，曾经开过两次国际会议，即1992年6月的里约热内卢会议及1995年2月柏林会议，但都没有发表类似公约性质的东西。

四、空调制冷设计的对策

1. 过渡制冷剂的使用

根据哥本哈根会议对蒙特利尔议定书的第二次修正，CFC于1996年（发展中国家为2010年）1月1日全面禁用。而使用CFC制冷剂的制冷机已经停止生产。2030年1月1日（发展中国家2040年1月1日）停止使用的HCFC物质，如HCFC-22/HCFC-123，当然成为CFC现时期的替代制冷剂。其中，HCFC-22已使用多年，国内可以生产，已成为当前国内空调制冷的首选制冷剂。使用HCFC-22的有窗式、分体式及柜式等房间空调器，以及活塞式、螺杆式和新研制的离心式冷水机组。

活塞式冷水机组，国内生产厂家很多。引进国外技术生产和中外合资厂家的产品，均可达到替代进口产品的水平。机组形式有多机头和模块式，冷凝器冷却方式有风冷和水冷，单台冷量在116-930Kw，适用于中小型建筑。

在国外正当离心制冷机忙于寻求替代制冷剂，研制新机型的时候，本来就使用HCFC-22的螺杆式冷水机组则乘虚而入，迅速发展。以美国顿汉-布什（DUN-HAM-BUSH）公司产品为例，被称为第五代超静音的密闭式机组，有350kW~1800kW制冷量等17种规格；开启式则有1400kW~2800kW制冷量等五种规格。麦克维尔（MCQUdy）国际公司则已生产出3500kW级的大冷吨单螺杆冷水机组。螺杆式机组低负荷时无喘振，使用寿命和维修周期也长于离心式机组。而且，单位冷量的功耗也与离心机不相上下。离心机的功耗，一般型为0.23kW/kW（0.8kW/RT），节能型0.2kW/kW（0.7kW/RT），超节能型为0.17kW/kW（0.6kW/RT）。而螺杆机的功耗约为0.2kW/kW（0.7kW/RT），即已达到节能型的离心机水平。鉴于上

述优点，螺杆式冷水机组已广泛应用于大、中型建筑。

常用制冷剂工作压力 表3

名称	蒸发器 38°F (3.3°C)	冷凝器 100°F (37.8°C)	72°F (22.2°C)
CFC-11	-16.3Hg (-414mmHg)	8.8 Psig (0.061MPa)	-1.6" Hg (-41 mmHg)
HCFC-123	-18.7Hg (-475mmHg)	6.1 Psig (0.042MPa)	-5.6" Hg (-142mmHg)
CFC-12	35.2 Psig (0.24MPa)	117.2 Psig (0.8MPa)	72.9 Psig (0.5MPa)
HFC-134a	33.1 Psig (0.23MPa)	124.1Psig (0.86MPa)	74.0 Psig (0.51MPa)
HCFC-22	65.6 Psig (0.45MPa)	195.9Psig (1.35MPa)	125.7Psig (0.87MPa)

由表 3 可见，根据其工作压力，空调制冷常用的氟里昂可分为低压、中压、及高压三种。CFC—11 及 HCFC—123 属低压制冷剂，CFC—12 及 HFC—134a 属中压制冷剂，而 HCFC—22 属高压制冷剂。以往的离心机多使用 CFC—11，也有少数使用 CFC—12。按惯例，离心机的替代制冷剂应为 HCFC—123 及 HFC—134a。而美国开利 (CARRIER) 公司却大胆推出使用 HCFC—22 的离心式冷水机组 19XL，并已在上海合众-开利公司投入生产，很适用于尚不能生产新型制冷剂的发展中国家。

另一种过渡制冷剂 HCFC—123 是一种新产品，与 CFC—11 同属低压制冷剂，被作为 CFC—11 的替代品。HCFC—123 的臭氧耗减潜能 ODP 值为 0.05，是否能够付诸使用，关键是所谓的毒性问题。美国的一项试验表明，将老鼠暴露在 300—5000ppm 浓度 HCFC—123 的空气中，两年后发现：

- a. 发生良性肿瘤
- b. 发生在生命末期
- c. 无生命缩短现象。

鉴于良性肿瘤的发现，杜邦公司将 AEL 值(容许暴露浓度)由原来确定的 100ppm 降为 10ppm，以求慎重。1993 年 11 月，该公司又宣布提高为 30ppm。

根据美国对 12 个 HCFC—123 离心式冷水机房的监测结果，平均浓度仅为 0.44ppm，远低于 30ppm 的容许暴露浓度。况且，力主在近期以 HCFC—123 替代 CFC—11 的美国特灵 (TRANE) 公司已称制造出“泄漏近于零”的机组。并认为任何制冷剂所引发的最大危险在于窒息的直接威胁，而非长期慢性中毒的结果。言外之意是，使用低毒

性的高中压制冷剂溢出的危险性甚至要大于毒性略大的低压制冷剂 HCFC—123。现在，国际上已确认 HCFC—123 为 CFC—11 的替代物。特灵公司生产的密闭式三级压缩离心式冷水机，可使用 CFC—11 和 HCFC—123。国内，重庆通用机器厂引进美国约克 (YORK) 公司技术生产的 CFC—11 和 HCFC—123 兼容机，可在不更换任何部件的情况下换用制冷剂。

2. HFC 制冷剂的使用

在氟里昂物质中，对臭氧层无破坏而不受限制的 HFC 类中，当前使用最普遍的是 HFC—134a。HFC—134a 与 CFC—12 同属中压制冷剂。现在，除广泛应用于汽车空调和冰箱，美国各大公司均已生产出使用 HFC—134a 的离心式冷水机组。但由于 HFC—134a 目前价格较高，一些发展中国家尚不能生产。某些公司，如开利公司主张以 HCFC—22 作为过渡制冷剂，特灵公司主张以 HCFC—123 为过渡制冷剂。而麦克维尔公司则认为，HCFC 制冷剂两年来限制使用的时间提前 10 年，再次提前的可能性并非完全不存在。欧洲共同体已规定 HCFC 在 2014 年前停止使用。因此一直推崇 HFC—134a，主张一步到位。该公司生产的 HFC—134a 离心式冷水机组，1993 年已在香港太古城中心工程使用，并陆续在国内的一些工程中使用。

继 HFC—134a 之后，生产并付诸使用的是 HFC—410a。HFC—410a 属于高压制冷剂，其在 115°F 时的压力与 HCFC—22 在 150°F 时的压力相同。使用 HFC—410a 制冷剂时，由于其热传递性能好，蒸汽密度大，因此换热面积及压缩机外形均相应缩小，被各大制冷厂商认为是 HCFC—22 的最佳替代品。麦克维尔公司等已生产出使用 HFC—410c 非共沸混合制冷剂的冷水机组也已推向市场。但专家指出，该制冷剂经济性较差，及因泄漏而改变组成比例，在使用上将受到一定限制。

3. 非氟里昂制冷剂的使用

在氟里昂 CFC 与 HCFC 受限伊始，国际上，特别是美国制冷界有人提出重新估价制冷剂氨。但由于氨有害于人体，达到一定浓度时会发生爆炸，与铜及其合金不相容等等，使用上困难不少，迄今不过纸上谈兵。

溴化锂吸收式制冷由于保护臭氧层方面的优势而颇受青睐。但是亦应看到，溴化锂吸收式制冷机组初投资较高。根据国外 1990 年公布的估算价，在制冷系统的投资上，吸收式制冷为离心机

的二倍。而且，吸收式制冷省电不省能。一般压缩式制冷其单位制冷量的功耗在 0.2kw/kw 左右，而吸收式制冷则为 0.8~1kw/kw。一般在电能匮乏，而又有蒸汽或热水来源，或有条件设置直燃式机组时，溴化锂吸收式制冷机组才可能成为优选的对象。

受到关注的非氟里昂制冷剂，还有碳氢化合物。尤其是在德国，绿色和平组织极力推荐以丙烷(R290)、异丁烷(R600A)及其混合物来替代CFC物质。德国一些知名公司，诸如宝石-西门子(Bosch—Siemens)公司、利勃海尔(Liebherr)公司已成功地将丙烷和异丁烷用于家用空调器样机，并用于电冰箱的生产中。国内一些公司也已生产使用碳氢化合物作为制冷剂的电冰箱。这就是厂家广告及传媒中所谓的无氟冰箱。如所周知，这些碳氢化合物具有可燃性，且制冷量较小。美国即明文规定，可燃物质不能作为制冷剂。诚然，用于冰箱，其充注量不过 100g，家用空调充注量不过 150~300g。即使泄漏，也因其数量甚小

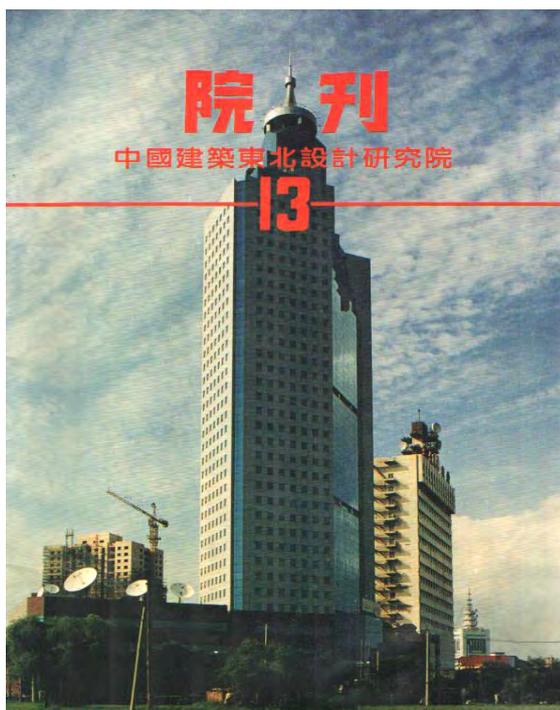
而不会带来大的危害。应用于大型制冷设备则显然不够合适。这就注定了碳氢化合物不可能成为替代 CFC 和 HCFC 的主要物质。

综上所述，至少在空调制冷上，用来替代受限的CFC，在近期主要是HCFC，而远期则非HFC莫属。在国外，HFC-134a已成功使用在涡旋式、活塞式、螺杆式及离心式等各种类型的制冷压缩机。HFC-410a也应用于螺杆机，并随后将应用于其他类型的制冷压缩机。HFC-32、HFC-125等非含氯的氟里昂也即将投入批量生产。考虑到设备的使用寿命，制冷机的停产期限要早于制冷剂的禁用期。使用CFC的制冷机已经停产，使用HCFC的制冷机大约在2010年（发展中国家为2020年）也将停止生产。从长计议，中国应尽快进行非受限制制冷剂及使用这些制冷剂的压缩机的引进和生产，为执行蒙特利尔议定书的哥本哈根修正案创造条件。

参考文献

1. 彦启森 氯氟烃《CFCs与空调制冷》，暖通空调，1993，（4）
2. 胡友年、鄂守春《CFCs限制与替代综述》，全国暖通空调技术情报网大会论文集，1993，9
3. 严德隆、张维君《对当前空调用冷水机组的综合分析》暖通空调，1994，（2）
4. 美国特灵公司《特灵》，1993.1~1994.1
5. 徐钧益《空调用冷冻水机组常用制冷剂的选择》美威，1994，6
6. 王扬祖《保护臭氧层十年》，暖通空调，1997（2）

★ 原载中国建筑东北设计研究院《院刊》1998年总13期



《辽宁地区农村住宅建筑热工调查报告》为本人职业生涯中的首篇论文，曾参加在哈尔滨举办的东北地区建筑学术会议交流并登载于沈阳市科学技术协会工科第一期《学术论文选编》。



辽宁地区农村住宅建筑热工调查报告

东北工业建筑设计院

肖兰生 赵先智

序

东北工业建筑设计院，组织了暖通专业人员于一九六二年对于沈阳郊区、铁岭、抚顺、盖平等地农村住宅建筑的热工进行了调查和实测工作。对农村住宅建筑的构造和使用情况，有了初步的了解。

农村住宅都是在适应当地气候特征的基础上，按着传统做法建造的。其最大的特点是，能够充分地利用地方材料，密切结合当地的具体情况。但由于缺乏理论指导，建造时多因循守旧，因此农村住宅在平面布置上以及围护结构的构造上，都存着一些不足之处。

我们从热工观点出发，对辽宁地区的农村建筑做了一些粗浅的分析。

由于调查范围不广，调查水平有限，不妥之处在所难免，望同志们批评指正。

一、气候特征及热工要求

辽宁省位于松辽平原的南部，气候上属温带，除少数沿海地区外，多为大陆性气候。

该地区冬季严寒，积雪较厚。一月份最冷，平均气温在 -10°C 至 -20°C 之间。采暖计算温度则在 -12°C 至 -23°C 之间。寒冷期较长，若以气候平均温度 -10°C 以下为冬，则冬季长达六个月之久。而采暖之总日数为121~158日之间。

冬季常刮大风，多为北向和西北向，风速亦在2米/秒以上。

和冬季相反，辽宁地区夏季较短，且不甚炎热。七八月最热，平均气温也只在23~26 $^{\circ}\text{C}$ 之间，各地相差不多。夏季风向多为南向和西南向。

根据上述之气候特征，说明辽宁地区之房屋的保温防寒措施和采暖要求是特别重要的。建筑物的外墙厚度、天棚构造、门窗结构均决定于保温防寒的热工要求。

对于辽宁省各个农村住宅围护结构的热工要求列于表1中。表内所列数值系根据“关于采暖通风设计中若干问题的暂行规定”经计算得出的。而对窗子的层数要求，则是依据苏联建筑法规提出的。

最小允许传热阻

表1

室外冬季采暖计算温度	屋 顶	墙 壁	窗 子
$-12\sim-16^{\circ}\text{C}$	0.87~1.0	0.62~0.7	双 层
$-16\sim-23^{\circ}\text{C}$	1.0~1.2	0.7~0.85	双 层

二、建筑及采暖通风概述

该地区的各处农村住宅，无论是房屋构造或采暖设备，都相差不多。

房屋的平面布局，大都是南向正房行列式布置。东西向房屋只在少数的四合院中才能见到。多数人家都是独门独院，建筑间隔较大。

单体建筑的平面布置，多为一明一暗或一明两暗。一明多暗和一间房者虽有，但不多见。平面形状都是矩形，构造简单，而且具有最小的散热表面。由图1可见，南部地区（盖平等地）和北部地区（沈阳、铁岭等地）的房屋平面布置稍有不同，北部地区农村住宅的居室内设有南北窗，厨房无后门；而南部地区农村住宅的居室内则只设南窗，且厨房内多设有后门。

注：传热阻单位 $\text{m}^2\text{小时}^{\circ}\text{C}/\text{千卡}$ 。

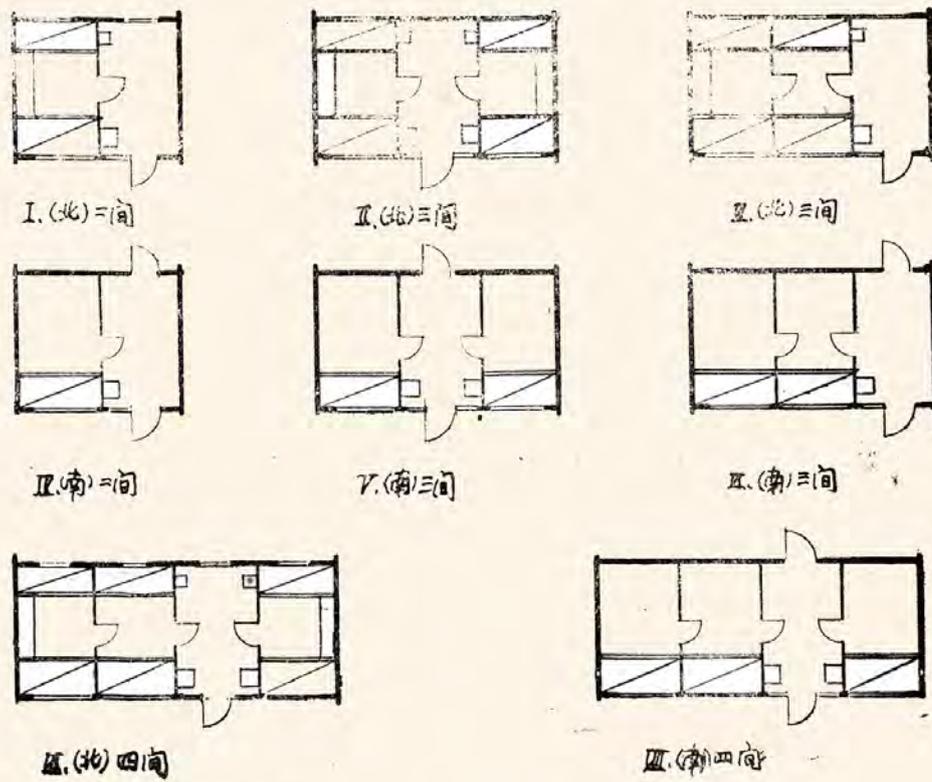


图1 农村住宅平面简图

农村住宅建筑的构造尺寸，也是按着传统习惯确定的。进深、开间、檐高等各部分尺寸都有着适当的配合。图2所示为一明一暗住宅建筑的构造形式。其各部分尺寸，列于表2内。房屋的围护结构列于表3、4内。

注：木尺为农村木工所用，一木尺=317毫米。

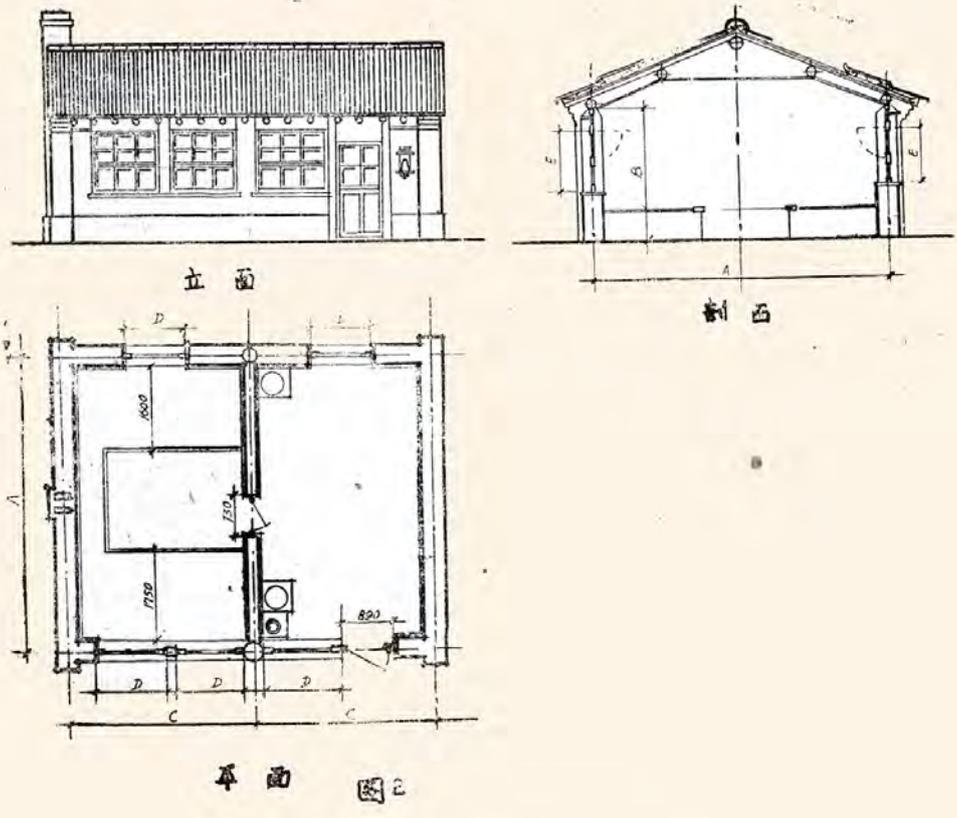


图2 “一明两暗” 平立剖面

农村住宅傳統尺寸

表 2

間 数	进 (A) 深		簷 (B) 高		开 (C) 間		窗 (D) 寬		窗 (E) 高	
	木尺	毫米	木尺	毫米	木尺	毫米	木尺	毫米	木尺	毫米
2	16	5,070	7.6	2409	10	3170	3.6	1142	3.8	1204
					11	3487				
	18	5,706	7.8	2472	10	3170	3.8	1204	4.0	1268
					11	3487				
	20	6340	8.0	2536	11	3487	4.0	1268	4.2	1331
					12	3804				
3	16	5070	7.6	2409	10	3170	3.6	1142	3.8	1204
					11	3487				
	18	5706	7.8	2472	10	3170	3.8	1204	4.0	1268
					11	3487				
	20	6340	8.0	2536	11	3487	4.0	1268	4.2	1331
					12	3804				
21.2	6720	8.2	2600	11	3487	4.0	1268	4.2	1331	
				12	3804					
4	16	5070	7.8	2472	10	3170	3.6	1142	3.8	1204
					11	3487				
	18	5706	8.0	2536	11	3487	3.8	1204	4.0	1268
					12	3804				
	20	6340	8.2	2600	11	3487	4.0	1268	4.2	1331
					12	3804				
21.2	6720	8.2	2600	11	3487	4.0	1268	4.2	1331	
				12	3804					
5	18	5706	7.8	2472	11	3487	3.8	1204	4.0	1268
					12	3804				
	20	6340	8.0	2536	11	3487	4.0	1268	4.2	1331
					12	3804				
	22	6976	8.2	2600	11	3487	4.0	1268	4.2	1331
					12	3804				

从采暖的角度来看，农村的住宅建筑有三大特点：1、居室面积大，约为13—20平方米；2、散热表面多（一般均为五面，多者六面皆是）；3、围护结构保温性能差（详见三）。因此，热量损失非常大。据计算，农村住宅建筑的比热特性，约为城市住宅的4—5倍。若想补偿这样大的热量损失，以保证室内温度，就要求设置散热量很大的采暖设备。辽宁地区的农村住宅中，百分之百都是火炕采暖。但由于其表面温度低，其上又常铺以谷草被褥等保温物品，因此散热量很小，不能满足采暖要求。所以，还须设置火盆、火炉等辅助采暖设备。白天，生着火炉，室温可达10—12°C；夜间，火炉无火，室温降至0°C左右。厨房内只有炉灶散出的些微热量，当然不足以补偿其热量损失，温度常在零度以下。

农村住宅中，居室、厨房大都没有南北窗（见图1）。在夏季，利用穿堂风可以达到非常好的通风效果。但在南部盖平地，居室中只设南窗，通风效果稍差。在冬季，虽然门窗紧闭，但由于炉灶内燃烧所产生的空气交换已基本上满足通风要求，所以室内空气也并不十分污浊。只在炉灶犯风冒烟时，则室内的卫生条件大大恶化，一氧化碳的浓度亦超过允许浓度。据哈尔滨医科大学卫生系环境卫生教研组的测量，最高时可0.09毫克/升。

三、围护结构的热工性能

（一）屋顶（文中尺寸均以毫米为单位）：

农村住宅的屋顶分两种形式，坡屋顶和平屋顶。大石桥以北多为坡屋顶，以南则多为平屋顶。其构造及热工性能分述如下：

1、坡屋顶：

（1）草屋顶：如表3所示，草屋顶的构造为，秫秸抹泥上苫一定厚度（100—150）的茅草。此种屋顶保温效果最好，如表3所示，当茅草厚度为100时，其热阻为1.7米²·度/千卡，远超过要求的标准。因此，草房室内暖和，屋顶内表面无结露现象。但草屋顶使用年限较短，并需经常维修，一般需要2—3年苫房或补草一次。从长远打算，从目前茅草较贵来看，农民都不大喜欢草屋顶，有条件应尽力建筑瓦房。

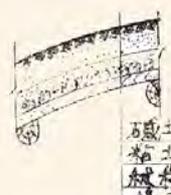
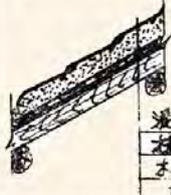
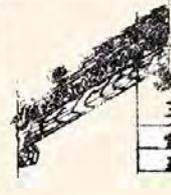
（2）瓦屋顶：表3中之1和2两种均为瓦屋顶，前者秫秸抹泥上铺瓦；后者是在木望板上铺瓦。两种屋顶保温性能都很差，尤以第二种最为明显。据调查，瓦房内冬天较冷，不如草房暖和。屋顶下结霜较为普遍。表3所列两种屋顶的传热阻分别为0.7和0.36米²·度/千卡，远低于表1所列的最小允许传热阻。可见，室内较冷，内表结露甚至于结霜都是必然的。据有的农民说，屋顶下采上纸棚就会好些。究竟，薄薄的一层纸，糊的又不很严，能不能防止结露？是值得研究的。但瓦屋顶亦有其优点，那就是使用年限较长，一般达20—30年，经常维修较少。

2、平屋顶多见于大石桥以南地区。表3所列之1和2两种平屋顶为盖平地区农村中最常见的，而第3种则多见于城市。

第1种为秫秸抹泥上铺50厚的粘土，其上再铺碱土。新建房屋之碱土厚仅100左右，以后维修时逐渐加厚，一般可达250左右。

屋顶结构及其热工性能

表3

坡屋顶		平屋顶		
厚度	构造图示	厚度	构造图示	
1	 <p> 混层 $\delta=15, \lambda=0.17$ 抹泥 $\delta=50, \lambda=0.6$ 红砖 $\delta=50, \lambda=0.12$ 瓦子 </p>	0.9	 <p> 碱土 $\delta=100-250, \lambda=0.8$ 粘土 $\delta=50, \lambda=0.6$ 红砖 $\delta=50, \lambda=0.12$ 瓦子 </p>	0.8~ 0.1
2	 <p> 混层 $\delta=15, \lambda=0.17$ 抹泥 $\delta=50, \lambda=0.6$ 木椽 $\delta=15, \lambda=0.2$ 瓦子 </p>	0.36	 <p> 碱土 粘土 $\delta=250, \lambda=0.6$ 红砖 $\delta=50, \lambda=0.12$ 瓦子 </p>	0.96
3	 <p> 茅草 $\delta=100, \lambda=0.09$ 红砖 $\delta=50, \lambda=0.12$ 瓦子 </p>	1.7	 <p> 石灰灰浆 $\delta=20, \lambda=0.6$ 粘土 $\delta=50, \lambda=0.6$ 红砖 $\delta=50, \lambda=0.12$ 瓦子 </p>	1.1

第2种是铺抹泥只铺150厚的粘土，为了防水，靠近表面的粘土须掺入食盐。

如上所述，平屋顶都有着较厚的粘土层或碱土层，而所在地区气候又比较温暖，（室外采暖计算温度为 16°C 以上）虽然粘土和碱土的保温性能都较差，但也能基本上满足要求。只在房屋刚建成时，碱土厚度较薄，保温效果稍差一些。表3所列平屋顶的传热阻和表1所列最小传热阻比较还是可以基本上满足要求的。

平屋顶坚固耐久，使用年限较长，如维修及时，一般均不漏雨，防水性能还是较好的。平屋顶上铺之粘土或碱土，容重大，保温性能差，所有厚度都很大，致使屋顶荷载过大。此外，碱土或掺有食盐的粘土，吸湿性都较强，经常处于潮湿状态，这就降低了屋顶材料的保温效果。这是这两种屋顶的缺点。

在城市中常见的平屋顶，即表3所列的第3种，是以炉渣代替粘土，以石灰炉灰浆

注：表中， δ —材料厚度，毫米；
 λ —材料的导热系数，千卡/米度时；
 R —传热阻，米²度/千卡。

做防水层。由于炉渣較輕，保温性能又好，因此厚度薄荷載也大为減輕。同时，石灰炉灰浆不会像碱土那样經常处于潮湿状态而降低了保温效果。就此而言，第3种平屋頂是优于1、2两种的。

按规范規定，天棚的傳热阻应較牆大20—25%，就是說要求比牆有更好的保温效果。以表1所列之天棚的最小允許热阻来衡量上述的屋頂結構，則不难看出，瓦屋頂、尤其是木制望板者是远不能满足要求的。因此，屋頂的内表面温度过低，結露甚而結霜。这不仅使屋頂結構变湿而加速損坏，且水滴对于居民也有一定的威脅。众所周知，屋頂下面的温度高于工作地带的温度，屋頂保温性能不好当然会散失更多的热量。很明显，屋頂的保温性能不好带来的不利之处是很多的。

(二)、外牆

由于各地的具体情况不同，如：地方材料不同，距城市远近不等，所以外牆种类很多，現分述如下：

1、粘土牆：根据不同的堆砌方法粘土牆又分为，土坯牆、草泥牆和桩土牆（干打摻）。

(1) 土坯牆：先以粘土和沙按着一定的比例制成土坯，阴干之后用来砌牆，并于两面抹泥。土坯牆的厚度各地都相差不多，南牆厚一尺二寸（木尺）；北牆厚一尺三寸—一尺四寸，較南牆稍厚；山牆一尺八寸—2尺。土坯牆的保温效果較好，用土坯砌筑的房屋（也多为草屋頂）室内也較暖和。冬季除个别角隅地方外均无結露現象。由表4可見，其保温性能較同样厚度的磚牆为佳，且能满足辽宁地区对于住宅外牆提出热工要求。

外牆构造及其热工性能

表 4

序号	名称	构造	傳热阻	說明
1	磚 牆	一磚，内表面抹灰，厚270	0.56	辽宁地区不适用。
2	磚 牆	一磚半，内表面抹灰，厚400	0.75	适用于—20°C以上地区，但沈阳地区(—22°C)亦多使用
3	磚 牆	二磚，内表面抹灰，厚520	0.91	辽宁地区无用者。
4	土坯牆 草泥牆	土坯砌成，内外抹灰 400	0.85	适用于整个辽宁地区。
		草泥堆成，内外抹灰 450	0.94	
		600	1.183	
5	桩土牆	400	0.683	分别适用于—17°C和—20°C以上地区。
		粘土夯实而成，厚450	0.745	
		600	0.933	
6	里生外熟牆	外半磚，内土坯并抹灰 厚 400	0.775	适用于—21°C以上地区，沈阳地区亦多使用。
7	毛石牆	400	0.38	保温性能極差，用于辽宁地区均嫌过小。
		以花崗岩或玄武岩砌成 厚 450	0.41	
		600	0.475	
8	毛石牆	400	0.63	} 适用于—17°C以上地区 适用于整个辽宁地区
		以沙岩或石英岩砌成 厚 450	0.69	
		600	0.85	

北墙比南墙厚是合理的。北墙冬季通风，又不受太阳照射，同时，由于空气渗透温度亦有所降低。因此，若能达到同样的保温效果，就必须厚一些。

山墙之所以做的很厚，达1.8—2.0尺，并非为了满足热工要求，而是为了增加构造稳定和承受屋顶的荷重。

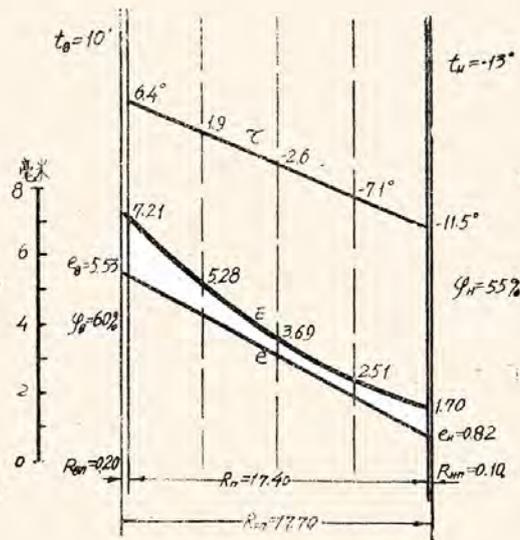


图 3

图 3 表明对土坯墙湿度状况的验算结果，其内并无水蒸气凝结。图中符号说明如下：

t_H —室外一月份平均气温，度；

t_B —室内空气温度，；

g_B 和 g_H —室内外空气相对湿度；

E —最大水蒸汽分压力，毫米水银柱；

e —实际水蒸汽分压力，毫米水银柱；

R_{bn} 和 R_{hn} —墙内外表面的蒸气转移阻，毫米时²/克；

R_n —墙各层的蒸气渗透阻，毫米时米²/克。

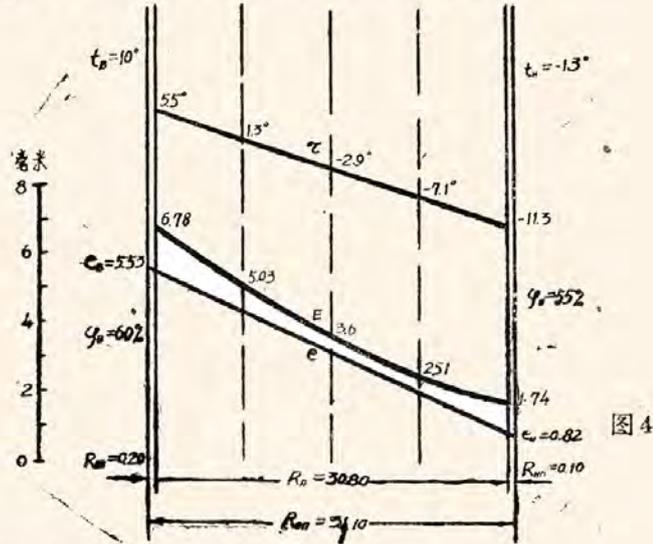
验算时， t_H 取沈阳地区的一月份平均气温， $t_H = 16^\circ\text{C}$

(2) 草泥墙：粘土中掺的乱草堆积而成。厚度及热工性能均与土坯墙相似。

(3) 桩土墙：俗称干打墙，系以微湿之粘土夹以木板之中打实而成。墙体坚固内外表面光滑整洁，不须抹泥。

桩土墙的厚度与土坯墙相同，但因夯实的结果，热传导系数增加。因此，保温性能较土坯墙和砖墙都差。由表 4 可见，当厚度为 400~450 时，仅适用于 -17°C 和 -20°C 以上地区。

对桩土墙的湿度驗算結果(图4)表明,其内无水蒸气凝結。

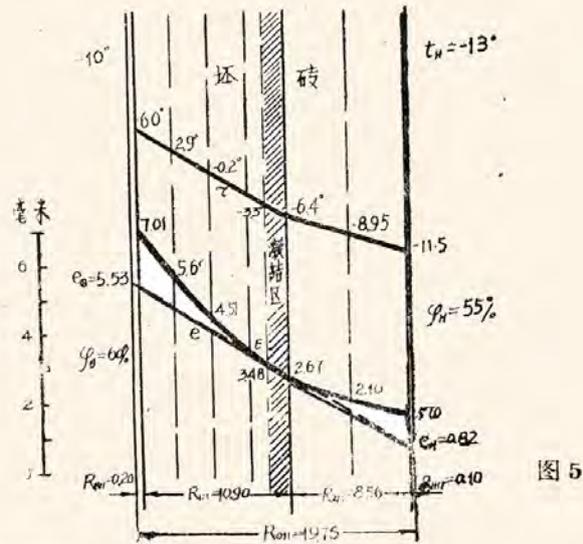


2、里生外熟牆:

外面以半块紅磚(或青磚)砌筑,里面則以一块磚厚的土坯砌筑,所用之土坯与磚同。牆內表面抹泥。

由表4可見,里生外熟之保温性能較一磚半牆稍好,在辽宁省大部分地区都是适用的。

图5为里生外熟牆的水分凝結图。由图可見,在邻近紅磚的土坯部分有水蒸气凝結。但



凝結水量很少，不致严重的影響牆体的溫度狀況。凝結于牆中的水分子于暖季時很快即可散出，并不会有逐年积累的現象。

3、磚牆：

在农村的新旧住宅中，磚房新占比例都很小，只在距城市較近的农村才比較多見。牆厚一般都是一磚半，其熱阻虽然小于最小允許熱阻（表1），但計算和实际使用都証明了其內表面不会結露。少数农民建房時，南牆只一磚厚，是不够合适的。因此其熱阻仅为 $0.56\text{米}^2\text{时度/千卡}$ ，远不能满足前述之熱工要求。

4、毛石牆：

在山区农村，常用毛石砌築牆的全部下半部。厚度与砌于其上的土坯相同。但因其傳熱系数过大，有时就不能滿足熱工要求。如表4所示，当以花崗岩或玄武岩砌築牆壁時，对整个辽宁地区都是不够适合的。

在农村住宅中，無論使用那种外牆，施工時都不加防潮层。很明显，地下水分会因毛细管現象而于牆內上升，这样牆体就会变得潮湿，不单加速砌体的损坏，而且由于溫度的增加而降低了保温效果。

（三）窗子：

农村住宅窗子的特点是，面积大，又多为单层。

农村住宅的前后牆均不承重，因此，有可能開設較大的窗子。据調查，南牆几乎整个寬度都是窗子，北窗較小，为南窗的一半。由图2之立面可以明显的看到这一点。据表2数据計算，居室的窗子面积約占地板面积的 $1/3—1/4$ 。盖平等地不开設北窗，二者之比也在 $1/4—1/3$ 。

过去，窗子上大都糊以专用的“窗戶紙”。現在則已全部或部分安上玻璃（只在南窗的摘窗上或北窗上的局部地方）。某些偏僻地区，現在仍然全部糊紙。

从熱工观点看，这种窗子是不够合理的。

按表1的要求，在辽宁省一般是不允許設置单层窗的。单层窗內表面溫度过低，冬季結霜很厚，人在炕上活动距窗較近，輻射散熱过大，造成不舒适的感觉。

单层玻璃的傳熱系数为 $0.5\text{千卡/米}^2\text{时度}$ ，是一磚半牆的三倍多。窗子过大在冬季会招致大量的熱損失，如將空气渗透窗洞側面所損失的熱量考虑进去就更多了，以致于超过太阳照射給于室內的熱量。同时，还有一些别的缺点，在冬季产生对流的寒气流，而夏天則太亮太熱，特别是南窗又直接接受太阳照射。除此之外，窗子过大还会降低房屋的热稳定性。

当窗上糊紙時，由于紙的透光能力远不如玻璃，所以，采光面积是不等于窗子面积的。設置了較大的窗子，上面糊紙是很不理想的，即得不到良好的采光效果，又損失不少的热量。

过去糊紙，現在已逐漸为玻璃所代替，这就說明了所以农村住宅中都設有大面积的窗子是为了滿足糊紙情况下的采光效果。而全部安上玻璃之后，采光面积与窗子面积相等，占 $1/3—1/4$ 地板面积是过大了，应适当的縮小，接近 $1/3—1/4$ 的采光标准。

（四）地面：

农村住宅中的地面多为素土夯实，只有少数是紅磚鋪地。木地板、水泥地等一概沒

有。地面下均无保温材料，表面温度低，感热系数又大。显然，这种地面是不够理想的，人站于其上会有寒冷的感觉。不过在农村住宅中均设有火炕，居住者多在炕上活动，这就弥补了地面材料不佳的缺点。同时，也更加说明了火炕在农村的现实意义。

(五) 簷：

和圍护結構的其他部分一样，农村住宅建筑的簷口也有一定的傳統做法。这种做法在城市的旧建筑中亦可見到。

图6所示即为农村住宅建筑簷口的一般做法。由图可見，屋頂和牆及屋頂和窗的交接处是保温防寒的“薄弱环节”。

南牆或北牆在与屋頂交接处，厚度都有所减薄，傳热阻大为减少。

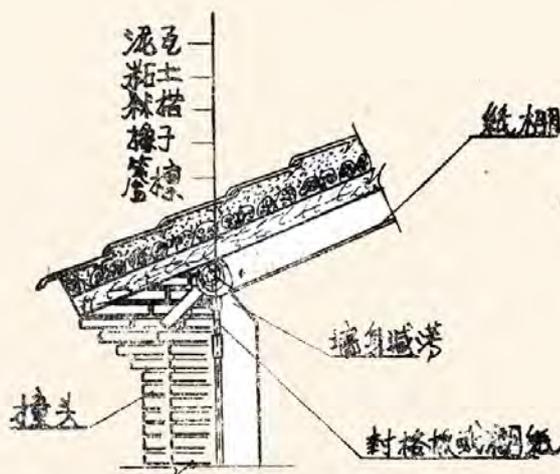


图6

窗子到簷椽之間多鑲以封格板或糊紙。这种做法的热阻是經常小的，如鑲以厚15的松木封格板其热阻仅为 $0.283 \text{米}^2 \text{时度/千卡}$ ；如糊紙則更小，約为感热阻和放热阻之和，即 $0.183 \text{米}^2 \text{时度/千卡}$ 。实际上，其傳热情况是窗子相同的。

很多建筑热工理論書籍中都特別提到，在外角牆体中，等温綫会向内弯曲而使此处之內表面温度低于牆身。同时，等温綫的弯曲和內表面温度的降低会引起比牆身更剧烈的热流。K·Φ福庚教授指出墙角之內表面温度較牆身为低，是由于此处的感热面积小于散热面积以及感热阻拦加所引起的。

外牆角之內表面温度較牆身为低，容易产生凝結水，是一种不良現象。因此，常采用一些保温措施来提高其表面温度。但农村住宅的簷口做法却恰恰相反——傳热阻反而較牆身减少了。因此，这是极不合理的。实际使用也証明了这一点，据調查，外牆或封格板与屋頂的交接处的結露現象是极严重的。

城市建筑中所常用的磚封簷就沒有上述缺点，是值得研究吸取的。

农村住宅中厨房都设于明間（一間房者除外），面积很大，在一明两暗房屋中占总建筑面积的 $\frac{1}{3}$ ；而在一明一暗的房屋中則占 $\frac{1}{2}$ 之多。厨房多不分間，倉庫、过道等都混在一起。

厨房面积大，門窗保温又差，热量损失相当大，仅炉灶散出的微小热量，不足以补偿。因此，温度很低，常在零度以下。同时，做饭时产生大量水蒸汽，相对湿度大增，短時間可达95—100%。因此，結霜現象很严重。冬季，整个厨房就像个“白腊坨”似的。

牆体結霜对其本身的寿命和保温效果都是不利的。同时，由于潮湿对所存放的物品亦有不良影响。

鉴于上述各点，厨房应間壁成几个单独的房间，分別用做厨房、倉庫等。这样，就限制了厨房水蒸汽的危害范围，保証厨房以外的其他房间的干燥。同时，由于厨房面积的縮小，有可能提高温度，即使不能完全消除結露現象，也至少可以避免結冰。

参 考 文 献

1、B·Л馬欽斯基著，建筑热工原理，丰定国等譯，高等教育出版社出版，1959年1月。

2、K·Ф福庚著，房屋圍护部分的建筑工學，譚天祐、梁紹儉譯，建筑工程出版社出版，1957年12月。



1963年于哈尔滨，携首篇论文《辽宁地区农村住宅建筑热工调查报告》参会交流，与同学合影。

热水用塑料管材壁厚选用表

编制说明：

- 1 塑料管设计使用寿命50年。
- 2 使用条件分级见表1。表中1~5级按国标GB/T1899-2003(等效ISO10508:1995)规定,5A级取自文献〔3〕。
- 3 各使用条件分级和20°C/50年的管材许用环应力列于表2。
- 4 任一分级使用条件下的塑料管壁厚,必须同时满足水温20°C、工作压力1.0Mpa、使用50年的要求,该条件下的Scal.max值(计算用最大S值)列于表3。表4~8中不同分级、不同工作压力下的Scal.max值大于表3数值时,按表3数值采用。
- 5 使用条件分级为1、2、4、5、5A级时,管材壁厚按工作压力P。(MPa)由表4~8选用,3级应用较少,省略未列。
- 6 表6编制时考虑了如下原则:
 - ①参照文献〔2〕,工作压力取 $\leq 0.8\text{Mpa}$ 。
 - ②加热盘管的外径 \times 壁厚,实际应用以D20 \times 2.0为多。为便于弯曲并与分配器接口相适应,壁厚不宜超过2.0mm。
- 7 参照文献〔1〕、〔2〕,管壁厚度的选用考虑到管材生产和施工过程中产生的缺陷及使用中的不利因素,D $\geq 20\text{mm}$ 时壁厚 $e \neq 2.0\text{mm}$ 。凡按S值计算出的壁厚 $e < 2.0\text{mm}$ 时,均按2.0mm取值。
- 8 表4~8编制时所列管材,考虑了各种管材特点及实际应用状况。
- 9 塑料管标注以外径 \times 壁厚为宜。考虑到施工图设计中常见以mm为单位的公称直径,产品样本中常见以英寸为单位的管螺纹尺寸,本表同时列入了公称直径及英寸。与水煤气钢管等的水流通道的比较,可参照表9。

使用条件分级

表1

级别	正常运行温度		最大运行温度		异常温度		典型应用范围
	°C	时间(年)	°C	时间(年)	°C	时间(h)	
1	60	49	80	1	95	100	供60°C热水
2	70	49	80	1	95	100	供70°C热水
3	30	20	50	4.5	65	100	地板下的低温供热
	40	25					
4	40	20	70	2.5	100	100	地板下的供热和低温暖气
	60	25					
	20	2.5					
5	60	25	90	1	100	100	高温暖气
	80	10					
	20	14					
5A	90	7.2	95	1.7	100	100	供回水温度为95-70°C的暖气系统
	80	5.5					
	70	6					
	20	29.6					

管材许用环应力 σ_D (Mpa)

表2

使用条件分级 管材种类	20°C/50年					
	1	2	4	5	5A	20°C/50年
PB	5.18	5.04	5.46	4.31	3.39	10.92
PEX	3.86	3.55	4.00	3.24	2.94	7.60
PP-R	3.09	2.13	3.30	1.90	1.45	6.93
PE-RT	3.06	2.15	3.34	2.00	—	7.36

水温20°C, 工作压力 1.0 Mpa时,
管材最大计算S值 表3

管材种类	Scal.max
PB	10.92
PEX	7.60
PP-R	6.93
PE-RT	7.36

使用条件 1 级的管材壁厚选用

表4

管材种类		PP-R				PB				
许用环应力 σ_D (Mpa)		3.09				5.18				
工作压力 P_D (Mpa)		0.4	0.6	0.8	1.0	0.4	0.6	0.8	1.0	
Scal.max值[Scal.max= (σ_D/P_D)]		6.9	5.2	3.9	3.1	10.9	8.6	6.5	5.2	
管系列S[S= $(D-e)/2e$] $<$ Scal.max		S5	S5	S3.2	S2.5	S10	S8	S6.3	S5	
公称直径		管外径 (mm)	壁厚e (mm) [e=D/(2S+1)]							
(mm)	(英寸)		2.0	2.0	2.8	3.4	2.0	2.0	2.0	2.0
DN15	1/2	D20	2.0	2.0	2.8	3.4	2.0	2.0	2.0	2.0
DN20	3/4	D25	2.3	2.3	3.5	4.2	2.0	2.0	2.0	2.3
DN25	1	D32	3.0	3.0	4.4	5.4	2.0	2.0	2.4	2.9
DN32	1 1/4	D40	3.7	3.7	5.5	6.7	2.0	2.3	2.9	3.7
DN40	1 1/2	D50	4.6	4.6	6.9	8.4	2.3	2.9	3.7	4.6
DN50	2	D63	5.8	5.8	8.7	10.5	3.0	3.7	4.6	5.8

使用条件 2 级的管材壁厚选用

表5

管材种类		PP-R				PB				
许用环应力 σ_D (Mpa)		2.13				5.04				
工作压力 P_D (Mpa)		0.4	0.6	0.8	1.0	0.4	0.6	0.8	1.0	
Scal.max值[Scal.max= (σ_D/P_D)]		5.3	3.6	2.7	2.1	10.9	8.4	6.3	5.0	
管系列S[S= $(D-e)/2e$] $<$ Scal.max		S5	S3.2	S2.5	S2	S10	S8	S6.3	S5	
公称直径		管外径 (mm)	壁厚e (mm) [e=D/(2S+1)]							
(mm)	(英寸)		2.0	2.8	3.4	4.1	2.0	2.0	2.0	2.0
DN15	1/2	D20	2.0	2.8	3.4	4.1	2.0	2.0	2.0	2.0
DN20	3/4	D25	2.3	3.5	4.2	5.1	2.0	2.0	2.0	2.3
DN25	1	D32	3.0	4.4	5.4	6.5	2.0	2.0	2.4	2.9
DN32	1 1/4	D40	3.7	5.5	6.7	8.1	2.0	2.3	2.9	3.7
DN40	1 1/2	D50	4.6	6.9	8.4	10.1	2.3	2.9	3.7	4.6
DN50	2	D63	5.8	8.7	10.5	12.7	3.0	3.7	4.6	5.8

使用条件4级的管材壁厚选用

表6

管材种类		PE-RT			PP-R			PEX			PB			
许用环应力 σ_D (Mpa)		3.34			3.3			4.0			5.46			
工作压力 P_D (Mpa)		0.4	0.6	0.8	0.4	0.6	0.8	0.4	0.6	0.8	0.4	0.6	0.8	
Scal.max值[Scal.max= (σ_D/P_D)]		7.4	5.6	4.2	6.9	5.5	4.1	7.6	6.7	5.0	10.9	9.1	6.8	
管系列 $S[S=(D-e)/2e]<Scal.max$		S6.3	S5	S4	S5	S5	S4	S6.3	S6.3	S4	S10	S8	S6.3	
公称直径		管外径 (mm)	壁厚e (mm) [$e=D/(2S+1)$]											
(mm)	(英寸)													
DN15	1/2	D20	2.0	2.0	2.3	2.0	2.0	2.3	2.0	2.0	2.3	2.0	2.0	2.0
DN20	3/4	D25	2.0	2.3	2.8	2.3	2.3	2.8	2.0	2.0	2.8	2.0	2.0	2.0
DN25	1	D32	2.4	2.9	3.6	3.0	3.0	3.7	2.4	2.4	3.6	2.0	2.0	2.4
DN32	1 ¹ / ₄	D40	—	—	—	3.7	3.7	4.6	2.9	2.9	—	2.0	2.3	2.9
DN40	1 ¹ / ₂	D50	—	—	—	4.6	4.6	5.8	3.7	3.7	—	2.3	2.9	3.7
DN50	2	D63	—	—	—	5.8	5.8	7.0	4.6	4.6	—	3.0	3.7	4.6

使用条件5级的管材壁厚选用

表7

管材种类		PP-R				PB				
许用环应力 σ_D (Mpa)		1.9				4.31				
工作压力 P_D (Mpa)		0.4	0.6	0.8	1.0	0.4	0.6	0.8	1.0	
Scal.max值[Scal.max= (σ_D/P_D)]		4.8	3.2	2.4	1.9	10.8	7.2	5.4	4.3	
管系列 $S[S=(D-e)/2e]<Scal.max$		S4	S3.2	S2	无适合	S10	S6.3	S5	S4	
公称直径		管外径 (mm)	壁厚e (mm) [$e=D/(2S+1)$]							
(mm)	(英寸)									
DN15	1/2	D20	2.3	2.8	4.1	无适合	2.0	2.0	2.0	2.3
DN20	3/4	D25	2.8	3.5	5.1	无适合	2.0	2.0	2.3	2.8
DN25	1	D32	3.6	4.4	6.5	无适合	2.0	2.4	2.9	3.6
DN32	1 ¹ / ₄	D40	4.6	5.5	8.1	无适合	2.0	2.9	3.7	4.6
DN40	1 ¹ / ₂	D50	5.6	6.9	10.1	无适合	2.3	3.7	4.6	5.8
DN50	2	D63	7.1	8.6	12.7	无适合	3.0	4.6	5.8	7.0

使用条件5A级的管材壁厚选用

表8

管材种类		PP-R				PB				
许用环应力 σ_D (Mpa)		1.45				3.39				
工作压力 P_D (Mpa)		0.4	0.6	0.8	1.0	0.4	0.6	0.8	1.0	
Scal.max值[Scal.max= (σ_D/P_D)]		3.6	2.4	1.8	1.5	8.5	5.7	4.2	3.4	
管系列 $S[S=(D-e)/2e]<Scal.max$		S3.2	S2	无适合	无适合	S8	S5	S4	S3.2	
公称直径		管外径 (mm)	壁厚e (mm) [$e=D/(2S+1)$]							
(mm)	(英寸)									
DN15	1/2	D20	2.8	4.1	无适合	无适合	2.0	2.0	2.3	2.8
DN20	3/4	D25	3.5	5.1	无适合	无适合	2.0	2.3	2.8	3.5
DN25	1	D32	4.4	6.5	无适合	无适合	2.0	2.9	3.6	4.4
DN32	1 ¹ / ₄	D40	5.5	8.1	无适合	无适合	2.3	3.7	4.5	5.5
DN40	1 ¹ / ₂	D50	6.9	10.1	无适合	无适合	2.9	4.6	5.6	6.9
DN50	2	D63	8.6	12.7	无适合	无适合	3.6	5.8	7.1	8.6

常用塑料管与其他管材水流通道比较

表9

水煤气输送钢管			PEX PB PP-R PE-RT								铝塑 (PEX) 复合管		铝塑 (PP-R) 复合管	
			S5		S4		S3.2		S2					
DN (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)	外径×壁厚 (mm)	内径 (mm)
15	21.25×2.75	15.75	20×2.0	16.0	20×2.3	15.4	20×2.8	14.4	20×4.1	11.8	20×2	16.0	20×3	14.0
20	26.75×2.75	21.25	25×2.3	20.4	25×2.8	19.4	25×3.5	18.0	25×5.1	14.8	25×2.5	20.0	25×3.25	18.5
25	33.5×3.25	27.0	32×2.9	26.2	32×3.6	24.8	32×4.4	23.2	32×6.5	19.0	32×3	26.0	32×4	24.0
32	42.25×3.25	35.75	40×3.7	32.6	40×4.5	31.0	40×5.5	39.0	40×8.1	23.8	40×4	30.0	40×5	30.0
40	48.0×3.5	41.0	50×4.6	40.8	50×5.6	38.8	50×6.9	36.2	50×10.1	29.8	50×4.5	41.0	50×5.5	39.0
50	60.0×3.5	53.0	63×5.8	51.4	63×7.1	48.8	63×8.6	45.8	63×12.7	37.6	63×6	51.0	63×7	49.0

参考文献:

- 1 JGJ142-2004 地板辐射供暖技术规程
- 2 DBJ/T01-49-2000 低温热水辐射供暖应用技术规程
- 3 曹越, 万水焯. 热水用塑料管材的选用方法. 暖通空调 2002, 32 (1): 52 - 55
- 4 陆耀庆, 新型耐热塑料 (PE-RT) 管的发展与应用. 暖通空调新技术, 4 : 22 - 28
- 5 DBJ/CTS03-99 建筑给水交联聚乙烯 (PEX) 管道工程技术规程
- 6 伟星管业. 聚丁烯 (PB) 管道系列
- 7 伟星管业. 耐热聚乙烯 (PE-RT) 管道系列
- 8 浙江安仪. 三型聚丙烯 (PP-R) 管道
- 9 金德. 铝塑复合管
- 10 金德. 铝塑 (PP-R) 复合管

(2006年8月肖兰生编)

塑料管材规格表

管材种类	公称直径 DN (mm)	工作压力 (MPa)	使用条件 分級	管系列	外径×壁厚 D×E (mm)	备注
PE-RT	15	≤0.6	4级	S5	20×2.0	地热盘管
PP-R	15				20×2.0	入户管
	20				25×2.3	
	25				32×3.0	
	32				40×3.7	
	40				50×4.6	
	50				63×5.8	

※本表为塑料管规格表示例。用于供暖设计施工图首页。图中管径标注仍为公称直径。表中规格按热水用塑料管壁厚选用表查。

暖通空调设备一览表

编号	名称	型号	性能	数量	生产厂家	规格	备注
K-1-12 系统							
1	空气预热器	JW-B60IN1	各段组合并层数加一75	12	西安热工院	RT-1 系统	
2	前部三通阀	ZAX-100C	D _g 100 翻板结构带弹性	12	西安仪表厂	LX300-2	流量流量300m ³ /h
3	后部三通阀	ZAP-50C	D _g 50 等压力结构带弹性	12			LX300-2 流量流量300m ³ /h
4	温度计	WNJ-11	0~+50°C 上带压220 压870 带保护	24			
5	温度计	WNJ-11	0~+50°C 上带压220 压870 带保护	24			
6	压力表	Y150	0~16 kgf/cm ²	48			
7	自动排气阀	WZ-B5-3	D _g 15	12	烟台热工院		
8	多叶调节阀	HQ40	电动 2000×1000	24	烟台热工院		
9	多叶调节阀	HQ40	电动 2000×1000	12			
10	离心通风机	4-72-11NQ10C	710rpm 3.5kw 至50° 73mmHg 23270m ³ /h	1	沈阳鼓风机厂		
11	减压器	QJ-10	额定压力0.10C-5A	1	上海阀门厂		
12	调节阀	ZPY	830×630 TD 型自动关闭装置	1	上海阀门厂		
13	防火门	ZFH	E30×630 W 型自动关闭装置	1			
14	防火门	SFVD	2000×1000 垂直型关闭装置	1	北京消防设备厂		
15	三通调节阀	轴传动	A×A×A ₁ =1000×600×600	1	天津309-2		
16	百叶风口	135型 双扇	A×B=490×240	4	烟台热工院		
17		135型 双扇	A×B=390×240	4			
18	排风天窗	NQ4	B×C=400×220	642	天津309-1		
19	自动节流器	FK-95NQ25	D572 d257 带FK-10型开闭装置	183	上海阀门厂		
P-1 系统							
41	离心通风机	4-72-11NQ5A	1450rpm 2.2kw 至50° 56mmHg 7258m ³ /h	3	沈阳鼓风机厂		
42	减压器	CJF-5	额定压力0.5A-2C	3	上海阀门厂		
43	防火门	ZFH	A×B=800×500 W 型自动关闭装置	1	上海阀门厂		
44	防火门	D50	A×B=1000×600 垂直型关闭装置	9	上海阀门厂		
45	自动排气阀	WZ-B5	D _g 50	3	烟台热工院		
PY-1 系统							
51	离心通风机	4-72-11NQ6D	960rpm 1.8kw 至50° 80mmHg 12220m ³ /h	5	沈阳鼓风机厂		
52	减压器	CJF-5	额定压力0.5A-2C	5	上海阀门厂		
53	防火门	ZFH	A×B=630×630 W 型自动关闭装置	5	上海阀门厂		
55	自动多叶阀	NQ40	2000×1000	1	烟台热工院		
56	进风口	SAG	A×B=1600×1250 垂直型开闭装置	2	上海阀门厂		
P-12 系统							
61	离心通风机	4-72-11NQ4.5A	1450rpm 2.0kw 至50° 52mmHg 5280m ³ /h	2	沈阳鼓风机厂		
62	减压器	CJF-5	额定压力0.45A-2C	2	上海阀门厂		
63	排风口	SAG	A×B=500×250 垂直型开闭装置	9	上海阀门厂		
64	消声器	NQ2	阻共重台式 A×B=L=1000×800×1600	2	上海阀门厂		
66	自动排气阀	NQ2	φ500	2	T609		
K-13.14 系统							
21	离心式压缩机	B-8F100-Q 0.1型	制冷量100000kcal/h ±4% 2800 220V	4	青岛通风机厂		
22	离心式水泵	85H=9A	流量230T/h 扬程50m 电机55kw	4	沈阳水泵厂		
23	离心式水泵	D _g 200		16	上海阀门厂		
24	压力表	Y150	0~16 kgf/cm ²	10			
25	卧式离心式水泵	D _g 300	F _g 10kgf/cm ²	1	天津R406-3		
26	方形散热器	NQ1	A×B×H=800×700×800 带排水器	1	N101 1		

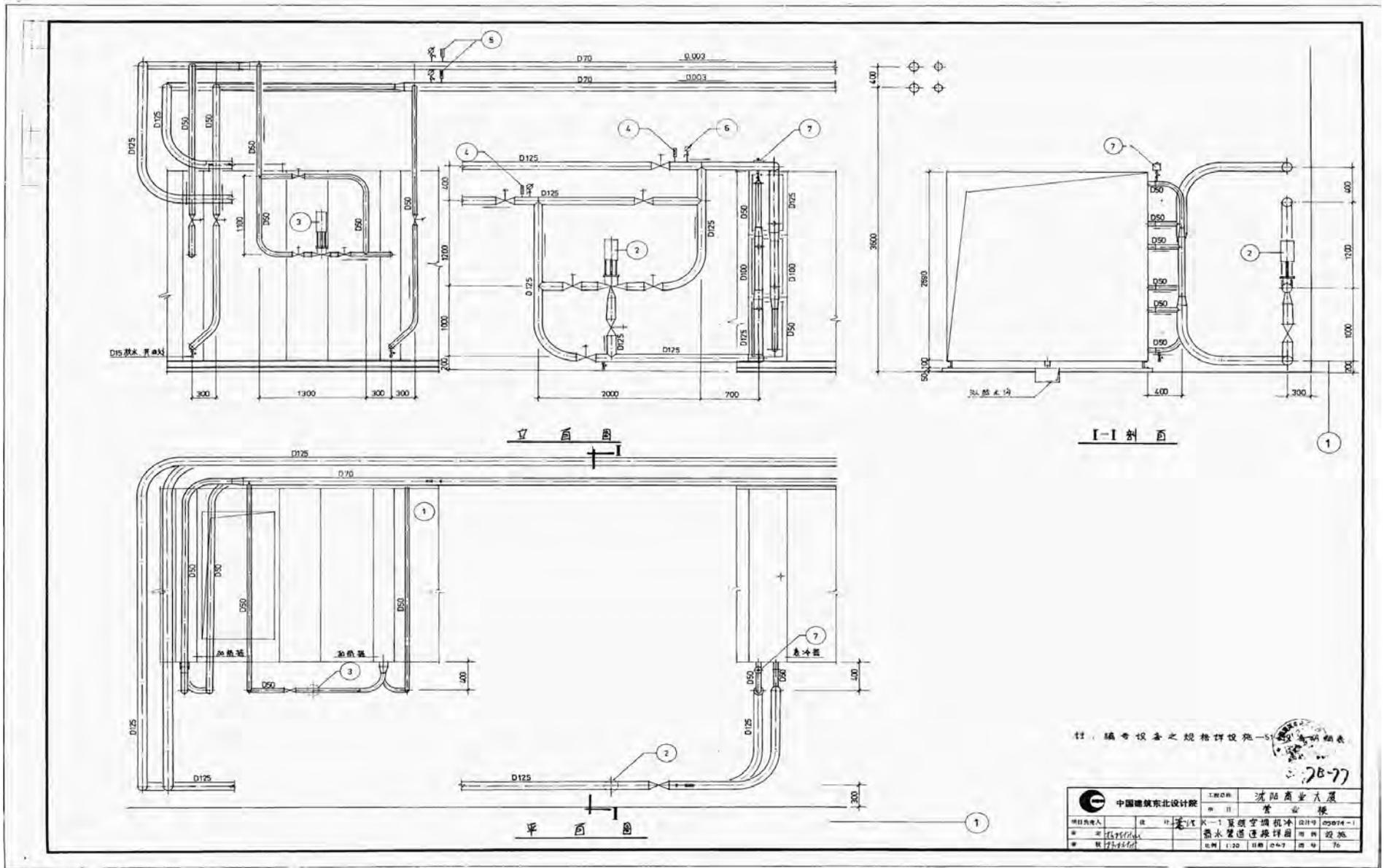
暖通图纸目录

序号	图号	名称	备注
1	N101-1	方形散热器	浮梁散热器
2	N112	采暖及通风散热器	
3	T208-1	离心风机带调速式进风口	离心风机
4	T306-2	离心风机三通调节阀(轴传动)	
5	T609	离心式风机	
6	T607	离心式水泵	
7	T6134.610	空调风管、设备及冷水管道保温	
8	R601	弹簧压力表安装图	离心风机
9	R902	工业用机械温度变化表图	
10	R406-3	除污器	
11	S311	钢制标准零件	沈阳水泵厂
12	S132-3	设备上的保温包扎图	
13	K3-47-3	带调速叶片的离心风机进风口	离心风机
14			

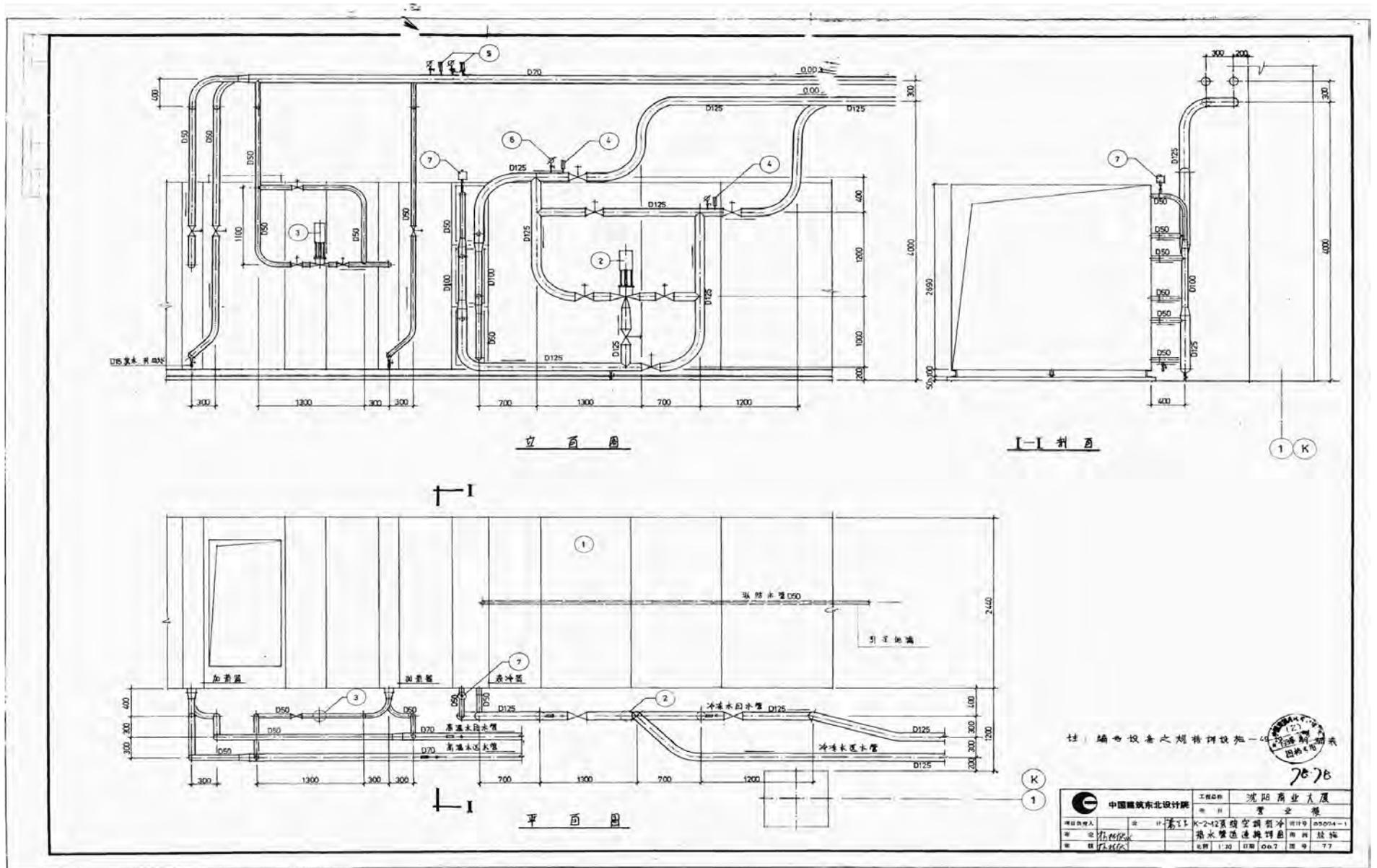
管道图例

	热水供水管
	热水回水管
	高温热水供水管
	高温热水回水管
	冷水供水管
	冷水回水管
	空调供水管

中国建筑设计院 沈阳商业大厦
 设计人: 李... 审核: 李...
 日期: 1986.12.12

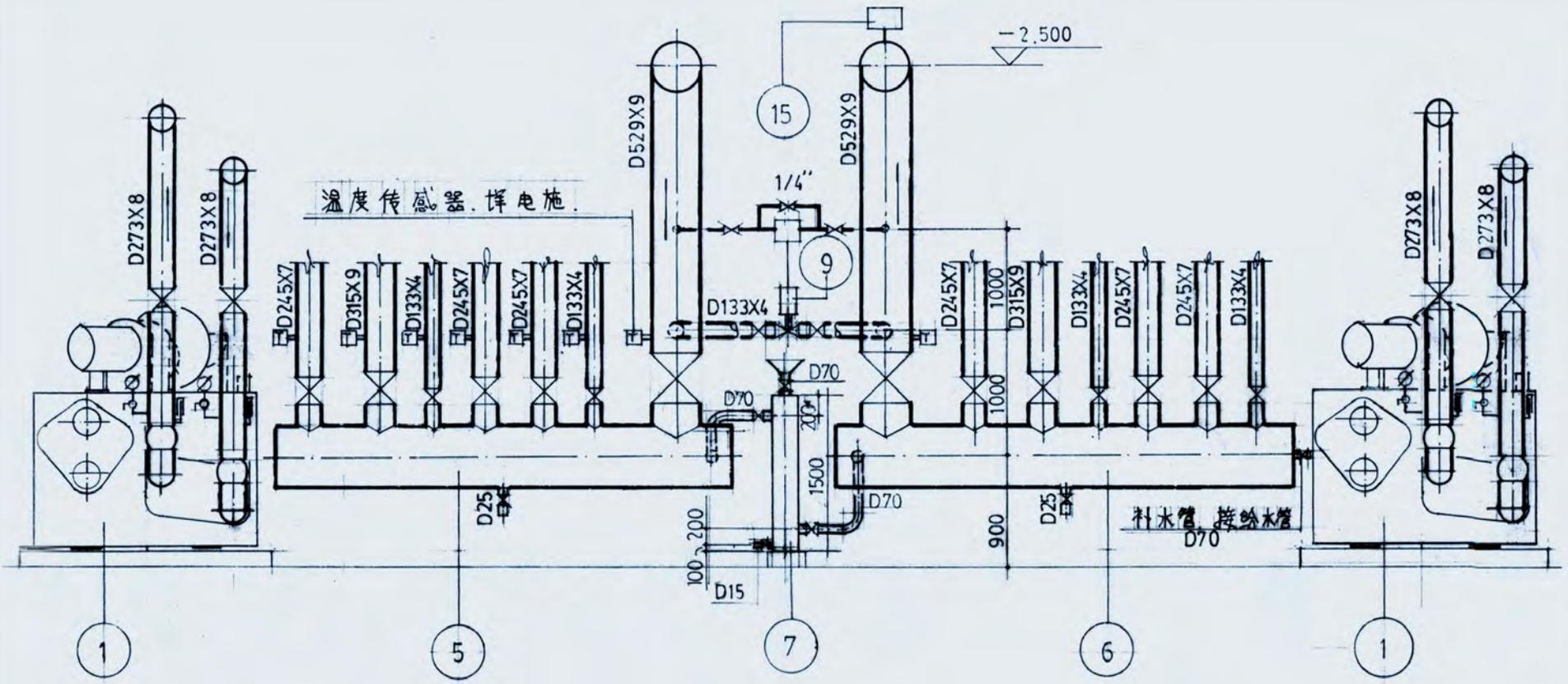


沈阳商业大厦空调机接管图（一） 1986年绘制



沈阳商业大厦空调机连管图（二） 1986年绘制

01



温度传感器. 焊电施.

衬木管 接砂木管

1-1 剖 面

深圳白沙岭大厦冷水机房节点 1989年绘于深圳分院

踏遍青山人未老— 五洲足迹（一）



1987年香港，应开利空调公司之邀赴港考察



1982年奉派至也中建筑工程有限公司工作



1982年北也门萨那



1982年北也门



1983年南也门亚丁参与商业部大楼工程总承包



1983年阿联酋迪拜为南也门商业部大楼考察空调设备



1983年阿联酋迪拜



1983年阿联酋阿布扎比



1984年伊拉克巴格达参与中国驻伊拉克大使馆设计



1984年伊拉克古巴比伦遗址



1984年伊拉克古巴比伦遗址



1990年苏联卡拉甘达参与医疗城设计



1991年在苏联卡拉甘达



1991年在苏联卡拉甘达



1991年赴苏联考察归来

踏遍青山人未老——五洲足迹（二）



1993年香港



应沈阳东盛国贸鹏原大都会工程业主之邀前往香港、泰国、新加坡、马来西亚考察
1993年香港



1993年香港



1993年泰国曼谷



1993年泰国曼谷



1993年泰国曼谷



1993年新加坡



1993年马来西亚



1993年马来西亚



应美国开利空调公司邀请赴美考察
1999年美国夏威夷



1999年美国夏威夷



1999年美国华盛顿



1999年美国华盛顿



1999年美国纽约



2011年日本