

福建省工程建设地方标准

DB

工程建设地方标准编号: DBJ 13-305-2019  
住房和城乡建设部备案号: J 14504-2018

# 福建省公共建筑节能设计标准

Design standard for energy efficiency  
of public buildings in Fujian

2019-01-21 发布

2019-06-01 实施

福建省住房和城乡建设厅 发布



# 福建省工程建设地方标准

## 福建省公共建筑节能设计标准

Design standard for energy efficiency of  
public buildings in Fujian

**DBJ 13-305-2019**

主编单位：福建省建筑科学研究院有限责任公司  
福建省永富建设集团有限公司  
批准部门：福建省住房和城乡建设厅  
实施日期：2019年06月01日



# 福建省住房和城乡建设厅关于发布省工程建设地方 标准《福建省公共建筑节能设计标准》的通知

闽建科〔2019〕4号

各设区市建设局（建委），平潭综合实验区交通与建设局，  
各有关单位：

由福建省建筑科学研究院有限责任公司和福建省永富建设集团有限公司共同编制的《福建省公共建筑节能设计标准》，经审查，并报住房城乡建设部备案同意，批准为福建省工程建设地方标准，编号DBJ13-305-2019，自2019年6月1日起实施。其中，第4.1.7条、第4.2.1条、第4.2.2条、第4.2.7条、第5.1.1条、第5.1.3条、第5.2.3条、第5.2.6条、第5.2.7条、第5.2.11条、第5.2.14条、第5.2.16条、第5.5.2条、第5.5.4条、第5.5.6条为强制性条文，必须严格执行。在执行过程中，有何问题和意见请函告省厅科技与设计处。

该标准由省厅负责管理，由福建省建筑科学研究院有限责任公司协助组织宣贯。

**福建省住房和城乡建设厅**  
2019年2月21日

# 前　　言

根据福建省住房和城乡建设厅《关于组织编制福建省公共建筑节能设计标准等3部地方标准的通知》（闽建办科〔2017〕13号）的要求，由福建省建筑科学研究院有限责任公司会同有关单位，在总结我省公共建筑节能设计的实践经验和研究成果，借鉴国内外先进经验，结合我省气候特点，广泛征求意见的基础上，编制本标准。

本标准的主要技术内容是：1. 总则；2. 术语；3. 基本规定；4. 建筑与建筑热工；5. 供暖通风与空气调节；6. 给水排水；7. 电气；8. 可再生能源应用。

本标准由福建省住房和城乡建设厅负责管理，由福建省建筑科学研究院有限责任公司负责具体技术内容的解释。在执行过程中如有意见和建议，请反馈给福建省住房和城乡建设厅科技与设计处（地址：福州市北大路242号，邮编：350001）和福建省建筑科学研究院有限责任公司《福建省公共建筑节能设计标准》编制组（地址：福州市高新区创业路8号万福中心3号楼，邮编：350108）。

本标准主编单位：福建省建筑科学研究院有限责任公司  
福建省永富建设集团有限公司

本标准参编单位：福建省建筑设计研究院有限公司  
厦门合立道工程设计集团股份有限公司  
厦门市建设工程施工图审查所  
福州市建筑设计院

福建省建研工程顾问有限公司  
华侨大学  
厦门市建筑节能管理中心  
北京构力科技有限公司  
泉州市住宅建筑设计院  
天厦建筑设计（厦门）有限公司  
福建建工集团有限责任公司  
福建省建科工程技术有限公司  
福建省海峡绿色建筑发展中心  
福建奋安铝业有限公司  
福建凯乐市政园林工程有限公司  
福建厚德节能科技发展有限公司  
福建省泓天能源技术有限公司  
青岛海信日立空调系统有限公司

本标准主要起草人员：赵士怀 胡达明 黄福来 王云新  
林尊浩 梁章旋 陈仕泉 陈耀辉  
林卫东 张建辉 黄夏东 郑仁春  
卓晋勉 施锦华 吴端伟 邱泉生  
郭筱莹 林其昌 黄成根 肖剑仁  
郑锦民 洪友白 陈延安 陈晓凤  
黄文忠 冉茂宇 蔡立宏 王文超  
杨淑波 朱峰磊 张志昆 陈定艺  
黄跃武 谢竹雯 陆观立 林 莉  
黄 磊 翁小妹 陈 秋 王 刚  
徐秋生

本标准主要审查人员：邹 瑜 杨仕超 黄晓忠 张谋雄  
陈天铭 钟钢生 刘德明 李光旭

## 目 次

1	总则	1
2	术语	2
3	基本规定	4
4	建筑与建筑热工	6
4.1	一般规定	6
4.2	围护结构热工设计	8
4.3	围护结构热工性能的权衡判断	11
5	供暖通风与空气调节	14
5.1	一般规定	14
5.2	冷源与热源	15
5.3	输配系统	22
5.4	末端系统	28
5.5	监测、控制与计量	29
6	给水排水	32
6.1	一般规定	32
6.2	生活给水	32
6.3	生活热水	33
7	电气	35
7.1	一般规定	35
7.2	供配电系统	35
7.3	照明	37
7.4	能耗监测与建筑设备监控	40
8	可再生能源应用	42
8.1	一般规定	42

8.2 太阳能利用	42
8.3 地源热泵系统	44
附录 A 建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表	46
附录 B 反射隔热饰面太阳辐射吸收系数的修正	52
附录 C 窗墙面积比计算方法	53
附录 D 外墙平均传热系数及平均热惰性指标的计算	55
附录 E 建筑遮阳系数的计算方法	58
附录 F 建筑围护结构外表面太阳辐射吸收系数	62
附录 G 建筑材料热物理性能计算参数	63
附录 H 保温材料导热系数及蓄热系数的修正系数	69
附录 J 管道与设备保温及保冷厚度	70
附录 K 节水型生活用水器具主要技术性能参数	74
附录 L 节能电气产品性能	75
本标准用词说明	86
引用标准名录	87
附：条文说明	89

# Contents

1	General Provisions	1
2	Terms	2
3	Basic Requirements	4
4	Building and Envelope Thermal Design	6
	4.1 General Requirements	6
	4.2 Building Envelope Thermal Design	8
	4.3 Building Envelope Thermal Performance Trade-off	11
5	Heating, Ventilation and Air Conditioning	14
	5.1 General Requirements	14
	5.2 Heating and Cooling Source	15
	5.3 Transmission and Distribution System	22
	5.4 Terminal System	28
	5.5 Monitor, Control and System	29
6	Water Supply and Drainage	32
	6.1 General Requirements	32
	6.2 Water Supply	32
	6.3 Service Water Heating	33
7	Electric	35
	7.1 General Requirements	35
	7.2 Power Supply and Distribution System	35
	7.3 Lighting	37
	7.4 Electric Power Supervision and Measure	40
8	Renewable Energy Application	42
	8.1 General Requirements	42

8.2	Solar Energy Application	42
8.3	Ground Source Heat Pump System	44
Appendix A	Summary of Technical Measures for Mandatory Provisions of Building Energy Efficiency Design	46
Appendix B	Correction Factor of Solar Energy Absorptance for Reflective Surface	52
Appendix C	Calculation for The Window to Wall Ratio	53
Appendix D	Calculation for The Mean Thermal Performance Coefficient of Exterior Wall	55
Appendix E	Calculation Method for Building Shading Coefficient	58
Appendix F	Correction Factor of Solar Energy Absorptance for Exterior surface of Building Envelope	62
Appendix G	Thermal Physics Properties of Building Materials	63
Appendix H	Correction Factor of Heat Conduction Coefficient	69
Appendix J	Insulation Thickness of Pipes, Ducts and Equipments	70
Appendix K	Performance of Energy-saving Water Supply and Drainage Products	74
Appendix L	Performance of Energy-saving Electrical Products	75
	Explanation of Wording in This Standard	86
	List of Quoted Standards	87
	Addition: Explanation of Provisions	89



# 1 总 则

**1.0.1** 为贯彻国家有关法律法规和方针政策,改善公共建筑的室内环境,提高能源利用效率,促进可再生能源的建筑应用,降低建筑能耗,结合福建省气候特点和具体情况,制定本标准。

**1.0.2** 本标准适用于福建省新建、扩建和改建的公共建筑节能设计。

**1.0.3** 本标准通过改善围护结构保温隔热性能、提高建筑设备及系统的能源利用效率、充分利用可再生能源等措施,在保证室内舒适环境和使用功能条件下,有效降低公共建筑供暖、通风、空调、给水排水和电气系统的总能耗。

**1.0.4** 当建筑高度超过 150m 或单栋建筑地上建筑面积大于 200000m<sup>2</sup> 时,除应符合本标准的各项规定外,还应组织专家对其节能设计进行专项论证。

**1.0.5** 福建省公共建筑节能设计除应符合本标准的规定外,尚应符合国家和福建省现行有关标准的规定。

## 2 术 语

### 2.0.1 透光幕墙 transparent curtain wall

可见光可直接透射入室内的幕墙。

### 2.0.2 单一朝向窗墙面积比 single orientation window to wall ratio

建筑某一个朝向的外墙上窗户洞口面积与该朝向建筑外墙的总面积（包括窗户洞口面积）之比，简称窗墙面积比。

### 2.0.3 建筑遮阳系数（SCs） shading coefficient of building element

在照射时间内，同一窗口（或透光围护结构外表面）在有建筑外遮阳和没有建筑外遮阳的两种情况下，接收到的两个不同太阳辐射量的比值。

### 2.0.4 太阳得热系数（SHGC） solar heat gain coefficient

在照射时间内，通过透光围护结构部件（如：窗户）的太阳辐射室内得热量与透光围护结构外表面（如：窗户）接收到的太阳辐射量的比值。

### 2.0.5 综合太阳得热系数（ $SHGC_w$ ） general solar heat gain coefficient

综合考虑了透光围护结构部件（如：窗户）的外遮阳设施遮阳效果后的太阳得热系数，即建筑遮阳系数和透光围护结构部件太阳得热系数的乘积。

### 2.0.6 可见光透射比 visible transmittance

透过透光材料的可见光光通量与投射在其表面上的可见光光通量之比。

### 2.0.7 规定性指标 prescriptive index

符合建筑节能设计要求的一系列围护结构热工设计限值指标的统称。

## 2.0.8 围护结构热工性能权衡判断 building envelope thermal performance trade-off

当建筑设计不能完全满足围护结构热工设计规定指标要求时,计算并比较参照建筑和设计建筑的全年供暖和空气调节能耗,判定围护结构的总体热工性能是否符合节能设计要求的方法,简称权衡判断。

## 2.0.9 有效通风面积 effective ventilation area

依据建筑外窗(或透光幕墙)开启形式和活动扇面积等因素确定的可形成有效通风效果的面积。

## 2.0.10 参照建筑 reference building

进行围护结构热工性能权衡判断时,作为计算满足标准要求的全年供暖和空气调节能耗用的基准建筑。

## 2.0.11 综合部分负荷性能系数 (IPLV) integrated part load value

基于机组部分负荷时的性能系数值,按机组在各种负荷条件下的累积负荷百分比进行加权计算获得的表示空气调节用冷水机组部分负荷效率的单一数值。

## 2.0.12 空调冷(热)水系统耗电输冷(热)比[EC(H)R-a] electricity consumption to transferred cooling (heat) quantity ratio

设计工况下,空调冷(热)水系统循环水泵总功耗(kW)与设计冷(热)负荷(kW)的比值。

## 2.0.13 电冷源综合制冷性能系数 (SCOP) system coefficient of refrigeration performance

设计工况下,电驱动的制冷系统的制冷量与制冷机、冷却水泵及冷却塔净输入能量之比。

## 2.0.14 风道系统单位风量耗功率 ( $W_s$ ) energy consumption per unit air volume of air duct system

设计工况下,空调、通风的风道系统输送单位风量( $m^3/h$ )所消耗的电功率(W)。

### 3 基本规定

#### 3.0.1 公共建筑分类应符合下列规定：

1 单栋建筑面积大于  $300m^2$  的建筑，或单栋建筑面积小于或等于  $300m^2$  但总建筑面积大于  $1000m^2$  的建筑群，应为甲类公共建筑；

2 单栋建筑面积小于或等于  $300m^2$  的建筑，或单栋建筑面积小于或等于  $300m^2$  且总建筑面积小于或等于  $1000m^2$  的建筑群，应为乙类公共建筑。

#### 3.0.2 福建省公共建筑的节能设计分区应按表 3.0.2 确定。

表 3.0.2 福建省公共建筑的节能设计分区

节能设计分区	地 区 名 称
夏热冬冷地区	宁德、南平、三明
夏热冬暖地区	福州、厦门、平潭、莆田、龙岩、泉州、漳州

3.0.3 建筑节能设计应遵循被动节能措施优先的原则，充分利用天然采光、自然通风，结合围护结构保温隔热和遮阳措施，降低建筑的用能需求。

3.0.4 建筑总平面设计及平面布置应合理确定能源设备机房的位置，缩短能源供应输送距离。同一公共建筑的冷热源机房宜位于或靠近冷热负荷中心位置集中设置。

3.0.5 新建党政机关办公楼、医院门诊急诊楼和病房楼、中小学校、托儿所、幼儿园、老年人建筑，不得在二层及以上采用玻璃幕墙；T 形路口房屋建筑的正对直线路段处，不得采用玻璃幕墙。

3.0.6 建筑节能设计文件中的节能措施、节能指标和构件（材料、

设备)性能参数应一致,空调(供暖)负荷计算采用的建筑热工参数应与建筑专业一致,内容应完整。建筑节能设计的相关技术措施应纳入施工图设计说明,建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表应按附录A的要求填写。

## 4 建筑与建筑热工

### 4.1 一般规定

**4.1.1** 建筑群的总体规划应考虑减轻热岛效应。建筑的总体规划和总平面设计应有利于自然通风和冬季日照。建筑的主朝向宜选择本地区最佳朝向或适宜朝向，且宜避开冬季主导风向。

**4.1.2** 建筑体形宜规整紧凑，避免过多的凹凸变化。

**4.1.3** 甲类公共建筑单一朝向窗墙面积比不宜大于 0.70。

**4.1.4** 甲类公共建筑单一朝向窗墙面积比小于 0.40 时，透光材料的可见光透射比不应小于 0.60；甲类公共建筑单一朝向窗墙面积比大于等于 0.40 时，透光材料的可见光透射比不应小于 0.40。

**4.1.5** 建筑各朝向外窗、透光幕墙均应采取遮阳措施，当设置建筑遮阳设施时应符合下列规定：

1 东西向宜采用综合遮阳形式，南向宜采用水平遮阳形式；

2 建筑遮阳设施应兼顾通风及冬季日照。

**4.1.6** 建筑立面朝向的划分应符合下列规定：

1 北向应为北偏西 30°至北偏东 30°；

2 南向应为南偏西 30°至南偏东 30°；

3 西向应为西偏北 60°至西偏南 60°（包括西偏北 60°和西偏南 60°）；

4 东向应为东偏北 60°至东偏南 60°（包括东偏北 60°和东偏南 60°）。

**4.1.7** 公共建筑的屋顶透光部分面积不应大于屋顶总面积的 20%。当甲类公共建筑不能满足本条的规定时，必须按本标准规定的方法进行权衡判断。

**4.1.8** 建筑外窗、透光幕墙的有效通风换气面积应符合下列规定：

1 甲类公共建筑外窗、透光幕墙应设可开启窗扇，其有效通风换气面积不宜小于所在房间外墙面积的 10%；当透光幕墙受条件限制无法设置可开启窗扇时，应设置通风换气装置。

2 乙类公共建筑外窗有效通风换气面积不宜小于窗面积的 30%。

**4.1.9** 外窗、透光幕墙有效通风面积可按表 4.1.9 的规定确定。

表 4.1.9 有效通风面积的确定

活动扇开启方式		有效通风面积
推拉	单侧推拉	应为活动扇面积
	双侧推拉	应为活动扇面积的 50%
	折叠推拉	应为活动扇面积
平开、旋转	活动扇开启角度大于或等于 45°	应为活动扇面积
	活动扇开启角度小于 45°	应为活动扇面积的 50%

**4.1.10** 建筑的外门应采取保温隔热措施。

**4.1.11** 建筑中庭应充分利用自然通风降温，并可设置机械排风装置加强自然补风。

**4.1.12** 建筑设计应充分利用天然采光。天然采光不能满足照明要求的场所，宜采用导光、反光等装置将自然光引入室内。

**4.1.13** 人员长期停留房间的内表面可见光反射比宜符合表 4.1.13 的规定。

表 4.1.13 人员长期停留房间的内表面可见光反射比

房间内表面位置	可见光反射比
顶棚	0.7~0.9
墙面	0.5~0.8
地面	0.3~0.5

**4.1.14** 公共建筑的屋顶和外墙宜采用下列隔热措施：

- 1 反射隔热外饰面；
- 2 屋面遮阳；

- 3 屋面种植；
- 4 东、西外墙采用花格构件或植物遮阳；
- 5 屋顶内设置贴铝箔的封闭空气间层；
- 6 用含水多孔材料做屋面或外墙的面层；
- 7 屋面蓄水。

**4.1.15** 当建筑屋顶和外墙采用本标准第 4.1.14 条所列的隔热措施时，屋顶和外墙采用隔热措施的相应部位的当量附加热阻可计入总热阻，隔热措施的当量附加热阻可按表 4.1.15 取值。

表 4.1.15 隔热措施的当量附加热阻

采取节能措施的屋顶或外墙		当量热阻附加值 ( $m^2 \cdot K/W$ )		
反射隔热外饰面		( $0.4 < \rho' \leq 0.6$ )	0.15	
		( $\rho' \leq 0.4$ )	0.20	
屋面遮阳构造		0.30		
屋面种植层		0.90		
东、西外墙体遮阳构造		0.30		
屋顶内部带有铝箔的封闭 空气间层	单面铝箔空气 间层 (mm)	20	0.43	
		40	0.57	
		60 及以上	0.64	
	双面铝箔空气 间层 (mm)	20	0.56	
		40	0.84	
		60 及以上	1.01	
		0.45		
用含水多孔材料做面层的屋面面层		0.35		
屋面蓄水层		0.40		

- 注：1  $\rho'$ 为反射隔热外饰面修正后的太阳辐射吸收系数，按本标准附录 B 方法计算；  
 2 屋顶、外墙采用反射隔热外饰面时，其当量热阻附加值仅在规定性指标中使用；  
 3 屋面种植层与蓄水层的当量热阻附加值不包含其构造层热阻。

## 4.2 围护结构热工设计

**4.2.1** 根据建筑热工设计的气候分区，甲类公共建筑的围护结构热工性能应分别符合表 4.2.1-1 和表 4.2.1-2 的规定。当不能满足本条

的规定时，必须按本标准规定的方法进行权衡判断。

表 4.2.1-1 夏热冬冷地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	综合太阳得热系数 $SHGC_w$ (东、南、西向/北向)
屋面	围护结构热惰性指标 $D < 2.5$	$\leq 0.40$	—
	围护结构热惰性指标 $D \geq 2.5$	$\leq 0.50$	
外墙 (包括 非透光幕墙)	围护结构热惰性指标 $D < 2.5$	$\leq 0.60$	—
	围护结构热惰性指标 $D \geq 2.5$	$\leq 0.80$	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		$\leq 0.70$	—
单一朝向外窗 (透光幕墙)	窗墙面积比 $\leq 0.20$	$\leq 3.0$	—
	$0.20 < \text{窗墙面积比} \leq 0.30$	$\leq 3.0$	$\leq 0.44/0.48$
	$0.30 < \text{窗墙面积比} \leq 0.40$	$\leq 2.6$	$\leq 0.40/0.44$
	$0.40 < \text{窗墙面积比} \leq 0.50$	$\leq 2.4$	$\leq 0.35/0.40$
	$0.50 < \text{窗墙面积比} \leq 0.60$	$\leq 2.2$	$\leq 0.35/0.40$
	$0.60 < \text{窗墙面积比} \leq 0.70$	$\leq 2.2$	$\leq 0.30/0.35$
	$0.70 < \text{窗墙面积比} \leq 0.80$	$\leq 2.0$	$\leq 0.26/0.35$
	窗墙面积比 $> 0.80$	$\leq 1.8$	$\leq 0.24/0.30$
	屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$ )	$\leq 2.6$	$\leq 0.30$

表 4.2.1-2 夏热冬暖地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	综合太阳得热系数 $SHGC_w$ (东、南、西向/北向)
屋面	围护结构热惰性指标 $D < 2.5$	$\leq 0.40$	—
	围护结构热惰性指标 $D \geq 2.5$	$\leq 0.50$	
外墙 (包括 非透光幕墙)	围护结构热惰性指标 $D < 2.5$	$\leq 0.70$	—
	围护结构热惰性指标 $D \geq 2.5$	$\leq 1.50$	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		$\leq 1.50$	—
单一朝向外窗 (透光幕墙)	窗墙面积比 $\leq 0.20$	$\leq 3.0$	$\leq 0.52/0.60$
	$0.20 < \text{窗墙面积比} \leq 0.30$	$\leq 3.0$	$\leq 0.44/0.52$
	$0.30 < \text{窗墙面积比} \leq 0.40$	$\leq 3.0$	$\leq 0.35/0.44$
	$0.40 < \text{窗墙面积比} \leq 0.50$	$\leq 2.7$	$\leq 0.35/0.40$
	$0.50 < \text{窗墙面积比} \leq 0.60$	$\leq 2.5$	$\leq 0.26/0.35$
	$0.60 < \text{窗墙面积比} \leq 0.70$	$\leq 2.5$	$\leq 0.24/0.30$
	$0.70 < \text{窗墙面积比} \leq 0.80$	$\leq 2.5$	$\leq 0.22/0.26$
	窗墙面积比 $> 0.80$	$\leq 2.0$	$\leq 0.18/0.26$
	屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$ )	$\leq 3.0$	$\leq 0.30$

4.2.2 乙类公共建筑的围护结构热工性能应符合表 4.2.2-1 和表 4.2.2-2 的规定。

表 4.2.2-1 乙类公共建筑屋面、外墙、楼板热工性能限值

围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	
	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
屋面	≤0.70	≤0.70
外墙（包括非透光幕墙）	≤1.0	≤1.5
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	≤1.0	—

表 4.2.2-2 乙类公共建筑透光围护结构热工性能限值

围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	综合太阳得热系数 $SHG_w$	
		夏热冬冷地区/ 夏热冬暖地区	夏热冬冷地区
单一朝向外窗（包括透光幕墙）	≤3.0	≤0.52	≤0.48
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积≤20%)	≤3.0	≤0.35	≤0.30

4.2.3 建筑围护结构热工性能参数计算应符合下列规定：

- 1 窗墙面积比的计算应符合本标准附录 C 的规定。
- 2 建筑外墙的传热系数和热惰性指标应考虑结构性热桥的影响，取平均传热系数和平均热惰性指标，外墙平均传热系数及平均热惰性指标的计算应符合本标准附录 D 的规定。
- 3 外窗、透光幕墙的传热系数和太阳得热系数应按现行行业标准《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》JGJ/T 151 的有关规定计算。
- 4 当设置建筑遮阳构件时，外窗与透光幕墙的综合太阳得热系数应为外窗与透光幕墙本身的太阳得热系数与建筑遮阳系数的乘积。建筑遮阳系数应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的有关规定计算或按本标准附录 E 的规定计算。
- 5 常用建筑围护结构外表面太阳辐射吸收系数可按本标准附录 F 选用。

**6** 围护结构热工计算用建筑材料热物理性能计算参数可按本标准附录 G 选用。

**7** 围护结构中采用保温材料时, 应依据使用条件对其导热系数及蓄热系数进行修正, 保温材料导热系数及蓄热系数的修正系数按本标准附录 H 选用。

**4.2.4** 屋面、外墙和地下室的热桥部位的内表面温度不应低于室内空气露点温度。

**4.2.5** 建筑外窗的气密性分级应符合国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433-2015 中的规定, 并应满足下列要求:

1 10 层及以上建筑外窗的气密性不应低于 7 级;

2 10 层以下建筑外窗的气密性不应低于 6 级。

**4.2.6** 建筑幕墙的气密性应符合国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433-2015 中的规定, 且不应低于 3 级。

**4.2.7** 当公共建筑入口大堂采用全玻幕墙时, 全玻幕墙中非中空玻璃的面积不应超过同一立面透光面积(门窗和玻璃幕墙)的 15%, 且应按同一立面透光面积(含全玻幕墙面积)加权计算平均传热系数。

### 4.3 围护结构热工性能的权衡判断

**4.3.1** 甲类公共建筑进行围护结构热工性能权衡判断前, 应对设计建筑的热工性能进行核查; 当满足下列基本要求时, 方可进行权衡判断:

1 屋面、外墙(包括非透光幕墙)的传热系数基本要求应符合表 4.3.1-1 的规定。

表 4.3.1-1 屋面、外墙(包括非透光幕墙)的传热系数基本要求

围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	
	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
屋 面	$\leq 0.7$	$\leq 0.90$
外墙(包括非透光幕墙)	$\leq 1.0$	$\leq 1.5$

2 外窗（包括透光幕墙）的传热系数和综合太阳得热系数基本要求应符合表 4.3.1-2 的规定。

表 4.3.1-2 外窗（包括透光幕墙）的传热系数和综合太阳得热系数基本要求

气候分区	窗墙面积比	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	综合太阳得热系数 $SHGC_w$
夏热冬冷地区	窗墙面积比 $\leq 0.4$	$\leq 3.0$	—
	0.4 $<$ 窗墙面积比 $\leq 0.70$	$\leq 3.0$	$\leq 0.44$
	窗墙面积比 $> 0.70$	$\leq 2.6$	
夏热冬暖地区	窗墙面积比 $\leq 0.40$	$\leq 3.0$	—
	窗墙面积比 $> 0.40$	$\leq 3.0$	$\leq 0.44$

3 屋顶透光部分的传热系数不应高于  $3.0W/(m^2 \cdot K)$ ，综合太阳得热系数不应高于 0.30。

**4.3.2** 建筑围护结构热工性能的权衡判断，应首先计算参照建筑在规定条件下的全年供暖和空气调节能耗，然后计算设计建筑在相同条件下的全年供暖和空气调节能耗，当设计建筑的供暖和空气调节能耗小于或等于参照建筑的供暖和空气调节能耗时，应判定围护结构的总体热工性能符合节能要求。当设计建筑的供暖和空气调节能耗大于参照建筑的供暖和空气调节能耗时，应调整设计参数重新计算，直至设计建筑的供暖和空气调节能耗不大于参照建筑的供暖和空气调节能耗。

**4.3.3** 参照建筑的形状、大小、朝向、窗墙面积比、内部的空间划分和使用功能应与设计建筑完全一致。当设计建筑的屋顶透光部分的面积大于本标准第 4.1.7 条的规定时，参照建筑的屋顶透光部分的面积应按比例缩小，使参照建筑的屋顶透光部分的面积符合本标准第 4.1.7 条的规定。

**4.3.4** 参照建筑围护结构的热工性能参数取值应按本标准第 4.2.1 条的规定取值。参照建筑的外墙和屋面的构造形式应与设计建筑一致。当本标准第 4.2.1 条对外窗（包括透光幕墙）太阳得热系数未

作规定时，参照建筑外窗（包括透光幕墙）的太阳得热系数应与设计建筑一致。

**4.3.5** 建筑围护结构热工性能权衡计算时，全年供暖能耗应为冬季供暖能耗的累计值，全年空气调节能耗应为夏季空气调节能耗的累计值。围护结构热工性能的权衡计算应符合国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 中附录 B 的规定。

**4.3.6** 当建筑屋顶和外墙采用反射隔热外饰面时，其设计建筑计算用太阳辐射吸收系数取值应按本标准附录 B 的方法进行修正，且计算用太阳辐射吸收系数不得小于 0.4， 并不得重复计算其当量附加加热阻。

**4.3.7** 用于建筑围护结构热工性能权衡计算的软件应通过国家或福建省建设行政主管部门认可，并在认可有效期内。

## 5 供暖通风与空气调节

### 5.1 一般规定

**5.1.1 甲类公共建筑的施工图设计阶段,必须进行热负荷计算和逐项逐时的冷负荷计算。**

**5.1.2 暖通空调系统的形式,应根据工程所在地的地理和气候条件、建筑功能的要求,遵循被动技术措施优先、主动技术措施优化的原则合理确定。**

**5.1.3 除符合下列条件之一外,不得采用电直接加热设备作为供暖热源:**

- 1 电力供应充足,且电力需求侧管理鼓励用电时;**
- 2 无城市或区域集中供热,采用燃气、煤、油等燃料受到环保或消防限制,且无法利用热泵提供供暖热源的建筑;**
- 3 以供冷为主、供暖负荷非常小,且无法利用热泵或其他方式提供供暖热源的建筑;**
- 4 以供冷为主、供暖负荷小,无法利用热泵或其他方式提供供暖热源,但可以利用低谷电进行蓄热,且电锅炉不在用电高峰和平段时间启用的空调系统;**
- 5 利用可再生能源发电,且其发电量能满足自身电加热用电量需求的建筑。**

**5.1.4 采用集中空调供暖系统的建筑,房间内的温度、湿度、新风量等设计参数应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的规定。**

**5.1.5 系统冷热媒温度的选取应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的有关规定。在经济技术合**

理时，冷媒温度宜高于常用设计温度，热媒温度宜低于常用设计温度。

**5.1.6** 当利用通风可以排除室内的余热、余湿或其他污染物时，宜采用自然通风、机械通风或复合通风的通风方式。

**5.1.7** 符合下列情况之一时，宜采用分散设置的空调装置或系统：

1 全年所需供冷、供暖时间短或采用集中供冷、供暖系统不经济；

2 需设空气调节的房间布置分散；

3 设有集中供冷、供暖系统的建筑中，使用时间和要求不同的房间；

4 需增设空调系统，而难以设置机房和管道的既有公共建筑。

**5.1.8** 采用温湿度独立控制空调系统时，应符合下列要求：

1 应根据气候特点，经技术经济分析论证，确定高温冷源的制备方式和新风除湿方式；

2 宜考虑全年对天然冷源和可再生能源的应用措施；

3 不宜采用再热空气处理方式。

**5.1.9** 使用时间不同的空气调节区不应划分在同一个定风量全空气风系统中。温度、湿度等要求不同的空气调节区不宜划分在同一个空气调节风系统中。

## 5.2 冷源与热源

**5.2.1** 供暖空调冷源与热源应根据建筑规模、用途、建设地点的能源条件、结构、价格以及国家节能减排和环保政策的相关规定，通过综合论证确定，并应符合下列规定：

1 有可供利用的废热或工业余热的区域，热源宜采用废热或工业余热。当废热或工业余热的温度较高、经技术经济论证合理时，冷源宜采用吸收式冷水机组。

2 在技术经济合理的情况下，冷、热源宜利用浅层地能、太阳能、风能等可再生能源。当采用可再生能源受到气候等原因的限

制无法保证时，应设置辅助冷、热源。

3 不具备本条第1、2款的条件，但城市电网夏季供电充足的地区，空调系统的冷源宜采用电动压缩式机组。

4 不具备本条第1款～第3款的条件，但城市燃气供应充足的地区，宜采用燃气锅炉、燃气热水机供热或燃气吸收式冷（温）水机组供冷、供热。

5 不具备本条第1款～第4款条件的地区，可采用燃煤锅炉、燃油锅炉供热，蒸汽吸收式冷水机组或燃油吸收式冷（温）水机组供冷、供热。

6 夏季室外空气设计露点温度较低的地区，宜采用间接蒸发冷却冷水机组作为空调系统的冷源。

7 全年进行空气调节，且各房间或区域负荷特性相差较大，需要长时间地向建筑同时供热和供冷，经技术经济比较合理时，宜采用水环热泵空调系统供冷、供热。

8 在执行分时电价、峰谷电价差较大的地区，经技术经济比较，采用低谷电能够明显起到对电网“削峰填谷”和节省运行费用时，宜采用蓄能系统供冷、供热。

9 夏热冬冷地区的中、小型建筑宜采用空气源热泵系统供冷、供热。

10 有天然地表水等资源可供利用，或者有可利用的浅层地下水且能保证100%回灌时，可采用地表水或地下水地源热泵系统供冷、供热。

11 具有多种能源的地区，可采用复合式能源供冷、供热。

### 5.2.2 锅炉供暖设计应符合下列规定：

1 单台锅炉的设计容量应以保证其具有长时间较高运行效率的原则确定，实际运行负荷率不宜低于50%；

2 在保证锅炉具有长时间较高运行效率的前提下，各台锅炉的容量宜相等；

3 当供暖系统的设计回水温度小于或等于50℃时，宜采用冷

凝式锅炉。

**5.2.3 名义工况和规定条件下，锅炉的热效率不应低于表 5.2.3 的数值。**

**表 5.2.3 名义工况和规定条件下锅炉的热效率 (%)**

锅炉类型及燃料种类		锅炉额定蒸发量 $D(t/h)$ /额定热功率 $Q(MW)$					
		$D < 1/$ $Q < 0.7$	$1 \leq D \leq 2/$ $0.7 \leq Q \leq 1.4$	$2 < D \leq 6/$ $1.4 < Q \leq 4.2$	$6 \leq D \leq 8/$ $4.2 \leq Q \leq 5.6$	$8 < D \leq 20/$ $5.6 < Q \leq 14.0$	$D > 20/$ $Q > 14.0$
燃油燃气锅炉	重油	90		92			
	轻油	92		94			
	燃气	92		94			
层状燃烧锅炉	III类烟煤	81	84	86		87	88
抛煤机链条炉排锅炉		—	—	—	88		89
流化床燃烧锅炉		—	—	—	88		

**5.2.4 除下列情况外，不应采用蒸汽锅炉作为热源：**

1 厨房、洗衣、高温消毒以及工艺性湿度控制等必须采用蒸汽的热负荷；

2 蒸汽热负荷在总热负荷中的比例大于 70%且总热负荷不大于 1.4MW。

**5.2.5 集中空调系统的冷水（热泵）机组台数及单机制冷量（制热量）选择，应能适应负荷全年变化规律，满足季节及部分负荷要求。机组不宜少于两台，且同类型机组不宜超过 4 台；当选择变频冷水机组台数时，应根据冷水机组运行状态表进行合理确定；小型工程仅设一台时，应选用调节性能优良的机型，并能满足建筑最低负荷的要求。**

**5.2.6 电动压缩式冷水机组的总装机容量，应按本标准第 5.1.1 条的规定计算的空调冷负荷值直接选定，不得另作附加。在设计条件下，当机组的规格不符合计算冷负荷的要求时，所选择机组的总装**

机容量与计算冷负荷的比值不得大于 1.1。

5.2.7 采用电机驱动的蒸气压缩循环冷水(热泵)机组时,其在名义制冷工况和规定条件下的性能系数(COP)应符合下列规定:

1 水冷定频机组及风冷或蒸发冷却机组的性能系数(COP)不应低于表 5.2.7 的数值;

2 水冷变频离心式机组的性能系数(COP)不应低于表 5.2.7 中数值的 0.93 倍;

3 水冷变频螺杆式机组的性能系数(COP)不应低于表 5.2.7 中数值的 0.95 倍。

表 5.2.7 名义制冷工况和规定条件下冷水(热泵)机组的制冷性能系数(COP)

类型	名义制冷量 $CC(kW)$	性能系数 COP(W/W)	
		夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	4.45
	螺杆式	$CC \leq 528$	5.09
		$528 < CC \leq 1163$	5.51
		$CC > 1163$	5.94
	离心式	$CC \leq 1163$	5.62
		$1163 < CC \leq 2110$	5.94
		$CC > 2110$	6.30
	磁悬浮离心式	$CC \leq 1000$	5.67
		$CC > 1000$	5.85
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	$CC \leq 50$	2.90
		$CC > 50$	3.20
	螺杆式	$CC \leq 50$	3.20
		$CC > 50$	3.40

5.2.8 电机驱动的蒸气压缩循环冷水(热泵)机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)应符合下列规定:

1 综合部分负荷性能系数(IPLV)计算方法应符合本标准第 5.2.10 条的规定;

2 水冷机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)不应低于表 5.2.8 的数值。

表 5.2.8 冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数 (IPLV)

类型	名义制冷量 CC(kW)	综合部分负荷性能系数 IPLV	
		夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	5.35
		$CC \leq 528$	5.88
	定频螺杆式	$528 < CC \leq 1163$	6.25
		$CC > 1163$	6.68
		$CC \leq 528$	6.43
	变频螺杆式	$528 < CC \leq 1163$	5.96
		$CC > 1163$	7.50
		$CC \leq 1163$	5.78
	定频离心式	$1163 < CC \leq 2110$	6.10
		$CC > 2110$	6.57
		$CC \leq 1163$	6.45
	变频离心式	$1163 < CC \leq 2110$	6.83
		$CC > 2110$	7.20
		$CC \leq 1000$	9.00
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	$CC > 1000$	9.10
		$CC \leq 50$	3.39
	螺杆式	$CC > 50$	3.60
		$CC \leq 50$	3.28
		$CC > 50$	3.39

**5.2.9** 空调系统的电冷源综合制冷性能系数 (SCOP) 不应低于表 5.2.9 的数值。对多台冷水机组、冷却水泵和冷却塔组成的冷水系统, 应将实际参与运行的所有设备的名义制冷量和耗电功率综合统计计算, 当机组类型不同时, 其限值应按冷量加权的方式确定。

表 5.2.9 空调系统的电冷源综合制冷性能系数 (SCOP)

类型	名义制冷量 CC(kW)	综合制冷性能系数 SCOP	
		夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	3.4
		$CC \leq 528$	3.6
	螺杆式	$528 < CC \leq 1163$	3.6
		$CC > 1163$	3.7
		$CC \leq 1163$	4.1
	离心式	$CC > 1163$	4.1
		$CC \leq 1163$	4.4
		$1163 < CC \leq 2110$	4.4
		$CC > 2110$	4.4
		$CC \leq 1163$	4.2
		$1163 < CC \leq 2110$	4.5
		$CC > 2110$	4.6

**5.2.10** 电机驱动的蒸气压缩循环冷水（热泵）机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）应按下式计算：

$$IPLV=1.2\% \times A + 32.8\% \times B + 39.7\% \times C + 26.3\% \times D \quad (5.2.10)$$

式中：*A*——100%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度30℃/冷凝器进气干球温度35℃；

*B*——75%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度26℃/冷凝器进气干球温度31.5℃；

*C*——50%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度23℃/冷凝器进气干球温度28℃；

*D*——25%负荷时的性能系数（W/W），冷却水进水温度19℃/冷凝器进气干球温度24.5℃。

**5.2.11** 采用名义制冷量大于7.1kW、电机驱动的单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空气调节机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的能效比（*EER*）不应低于表5.2.11的数值。

表5.2.11 名义制冷工况和规定条件下单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空气调节机组能效比（*EER*）

类型		名义制冷量 CC(kW)	能效比 <i>EER</i> (W/W)	
			夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
风冷	不接风管	7.1<CC≤14.0	2.97	3.02
		CC>14.0	2.92	2.92
	接风管	7.1<CC≤14.0	2.76	2.76
		CC>14.0	2.70	2.70
水冷	不接风管	7.1<CC≤14.0	3.76	3.76
		CC>14.0	3.60	3.66
	接风管	7.1<CC≤14.0	3.45	3.45
		CC>14.0	3.34	3.39

**5.2.12** 空气源热泵机组的设计应符合下列规定：

1 具有先进可靠的融霜控制，融霜时间总和不应超过运行周期时间的20%；

2 冬季设计工况下, 冷热风机组性能系数 (*COP*) 不应小于 1.8, 冷热水机组性能系数 (*COP*) 不应小于 2.0;

3 冬季寒冷、潮湿的地区, 当室外设计温度低于当地平衡点温度时, 或当室内温度稳定性有较高要求时, 应设置辅助热源;

4 对于同时供冷、供暖的建筑, 宜选用热回收式热泵机组。

**5.2.13** 空气源、风冷、蒸发冷却式冷水 (热泵) 式机组室外机的设置, 应符合下列规定:

1 应确保进风与排风通畅, 在排出空气与吸入空气之间不发生明显的气流短路;

2 应避免污浊气流的影响;

3 噪声和排热应符合周围环境要求;

4 应便于对室外机的换热器进行清扫。

**5.2.14** 采用多联式空调 (热泵) 机组时, 其在名义制冷工况和规定条件下的制冷综合性能系数 *IPLV* (C) 不应低于表 5.2.14 的数值。

**表 5.2.14** 名义制冷工况和规定条件下多联式空调 (热泵) 机组  
制冷综合性能系数 *IPLV*(C)

名义制冷量 <i>CC</i> (kW)	制冷综合性能系数 <i>IPLV</i> (C)	
	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
<i>CC</i> ≤28	4.32	4.32
28< <i>CC</i> ≤84	4.27	4.27
<i>CC</i> >84	4.10	4.10

**5.2.15** 除具有热回收功能型或低温热泵型多联机系统外, 多联机空调系统的制冷剂连接管等效长度应满足对应制冷工况下满负荷时的能效比 (*EER*) 不低于 3.0 的要求。

**5.2.16** 采用直燃型溴化锂吸收式冷 (温) 水机组时, 其在名义工况和规定条件下的性能参数应符合表 5.2.16 的规定。

**表 5.2.16 名义工况和规定条件下直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组的性能参数**

名义工况		性能参数	
冷（温）水进/出口温度(℃)	冷却水进/出口温度(℃)	性能系数(W/W)	
		制冷	供冷
12/7（供冷）	30/35	≥1.20	—
—/60（供热）	—	—	≥0.90

**5.2.17** 对冬季或过渡季存在供冷需求的建筑，应充分利用新风降温；经技术经济分析合理时，可利用冷却塔提供空气调节冷水或使用具有同时制冷和制热功能的空调（热泵）产品。

**5.2.18** 采用蒸汽为热源，经技术经济比较合理时，应回收用汽设备产生的凝结水。凝结水回收系统应采用闭式系统。

**5.2.19** 对常年存在生活热水需求的建筑，当采用电动蒸汽压缩循环冷水机组时，宜采用具有冷凝热回收功能的冷水机组。

### 5.3 输配系统

**5.3.1** 集中空调冷、热水系统的设计应符合下列规定：

1 当建筑所有区域只要求按季节同时进行供冷和供热转换时，应采用两管制空调水系统；当建筑内一些区域的空调系统需全年供冷、其他区域仅要求按季节进行供冷和供热转换时，可采用分区两管制空调水系统；当空调水系统的供冷和供热工况转换频繁或需同时使用时，宜采用四管制空调水系统。

2 冷水水温和供回水温差要求一致且各区域管路压力损失相差不大的中小型工程，宜采用变流量一级泵系统；单台水泵功率较大时，经技术经济比较，在确保设备的适应性、控制方案和运行管理可靠的前提下，空调冷水可采用冷水机组和负荷侧均变流量的一级泵系统，且一级泵应采用调速泵。

3 系统作用半径较大、设计水流阻力较高的大型工程，空调冷水宜采用变流量二级泵系统。当各环路的设计水温一致且设计水

流阻力接近时，二级泵宜集中设置；当各环路的设计水流阻力相差较大或各系统水温或温差要求不同时，宜按区域或系统分别设置二级泵，且二级泵应采用调速泵。

**4** 提供冷源设备集中且用户分散的区域供冷的大规模空调冷水系统，当二级泵的输送距离较远且各用户管路阻力相差较大，或者水温（温差）要求不同时，可采用多级泵系统，且二级泵等负荷侧各级泵应采用调速泵。

**5.3.2** 空调水系统布置和管径的选择，应减少并联环路之间压力损失的相对差额。当设计工况下并联环路之间压力损失的相对差额超过15%时，应采取水力平衡措施。

**5.3.3** 采用换热器加热或冷却的二次空调水系统的循环水泵宜采用变速调节。

**5.3.4** 除空调冷水系统和空调热水系统的设计流量、管网阻力特性及水泵工作特性相近的情况下，两管制空调水系统应分别设置冷水和热水循环泵。

**5.3.5** 在选配空调冷（热）水系统的循环水泵时，应计算空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比 $[EC(H)R-a]$ ，并应标注在施工图的设计说明中。空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比计算应符合下列规定：

**1** 空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比应按下式计算：

$$EC(H)R-a = 0.003096 \Sigma (G \times H / \eta_b) / Q \leq A(B + \alpha \Sigma L) / \Delta T \quad (5.3.5)$$

式中： $EC(H)R-a$ ——空调冷（热）水系统循环水泵的耗电输冷（热）比；

$G$ ——每台运行水泵的设计流量（ $m^3/h$ ）；

$H$ ——每台运行水泵对应的设计扬程（ $mH_2O$ ）；

$\eta_b$ ——每台运行水泵对应的设计工作点效率；

$Q$ ——设计冷（热）负荷（ $kW$ ）；

$\Delta T$ ——规定的计算供回水温差（ $^{\circ}C$ ），按表 5.3.5-1 选取；

$A$ ——与水泵流量有关的计算系数，按表 5.3.5-2 选取；

$B$ ——与机房及用户的水阻力有关的计算系数, 按表 5.3.5-3 选取;

$\alpha$ ——与  $\sum L$  有关的计算系数, 按表 5.3.5-4 或表 5.3.5-5 选取;

$\sum L$ ——从冷热机房出口至该系统最远用户供回水管道的总输送长度 (m)。

表 5.3.5-1  $\Delta T$  值 (°C)

冷水系统	热水系统	
	夏热冬冷	夏热冬暖
5	10	5

表 5.3.5-2  $A$  值

设计水泵流量 $G$	$G \leq 60 \text{m}^3/\text{h}$	$60 \text{m}^3/\text{h} < G \leq 200 \text{m}^3/\text{h}$	$G > 200 \text{m}^3/\text{h}$
$A$ 值	0.004225	0.003858	0.003749

表 5.3.5-3  $B$  值

系统组成		四管制单冷、单热管道 $B$ 值	两管制热水管道 $B$ 值
一级泵	冷水系统	28	—
	热水系统	22	21
二级泵	冷水系统	33	—
	热水系统	27	25

表 5.3.5-4 四管制冷、热水管道系统的  $\alpha$  值

系统	管道长度 $\sum L$ 范围 (m)		
	$\sum L \leq 400 \text{m}$	$400 \text{m} < \sum L < 1000 \text{m}$	$\sum L \geq 1000 \text{m}$
冷水	$\alpha=0.02$	$\alpha=0.016+1.6/\sum L$	$\alpha=0.013+4.6/\sum L$
热水	$\alpha=0.014$	$\alpha=0.0125+0.6/\sum L$	$\alpha=0.009+4.1/\sum L$

表 5.3.5-5 两管制热水管道系统的  $\alpha$  值

系统	地区	管道长度 $\sum L$ 范围 (m)		
		$\sum L \leq 400 \text{m}$	$400 \text{m} < \sum L < 1000 \text{m}$	$\sum L \geq 1000 \text{m}$
热水	夏热冬冷	$\alpha=0.0024$	$\alpha=0.002+0.16/\sum L$	$\alpha=0.0016+0.56/\sum L$
	夏热冬暖	$\alpha=0.0032$	$\alpha=0.0026+0.24/\sum L$	$\alpha=0.0021+0.74/\sum L$
	冷水	$\alpha=0.02$	$\alpha=0.016+1.6/\sum L$	$\alpha=0.013+4.6/\sum L$

2 空调冷 (热) 水系统耗电输冷 (热) 比计算参数应符合下

列规定：

- 1) 空气源热泵、溴化锂机组、水源热泵等机组的热水供回水温差应按机组实际参数确定；直接提供高温冷水的机组，冷水供回水温差应按机组实际参数确定。
- 2) 多台水泵并联运行时， $A$  值应按较大流量选取。
- 3) 两管制冷水管道的  $B$  值应按四管制单冷管道的  $B$  值选取；多级泵冷水系统，每增加一级泵， $B$  值可增加 5；多级泵热水系统，每增加一级泵， $B$  值可增加 4。
- 4) 两管制冷水系统  $\alpha$  计算式应与四管制冷水系统相同。
- 5) 当最远用户为风机盘管时， $\Sigma L$  应按机房出口至最远端风机盘管的供回水管道总长度减去 100m 确定。

3 当采用变频调速泵时，每台运行水泵的流量和扬程应按实际运行时间的加权平均值进行计算。

**5.3.6** 当通风系统使用时间较长且运行工况（风量、风压）有较大变化时，通风机宜采用双速或变速风机。

**5.3.7** 设计定风量全空气空气调节系统时，宜采取实现全新风运行或可调新风比的措施，并宜设计相应的排风系统。

**5.3.8** 当一个空气调节风系统负担多个使用空间时，系统的新风量应按下列公式计算：

$$Y=X/(1+X-Z) \quad (5.3.8-1)$$

$$Y=V_{ot}/V_{st} \quad (5.3.8-2)$$

$$X=V_{on}/V_{st} \quad (5.3.8-3)$$

$$Z=V_{oc}/V_{sc} \quad (5.3.8-4)$$

式中： $Y$  ——修正后的系统新风量在送风量中的比例；

$V_{ot}$  ——修正后的总新风量（ $m^3/h$ ）；

$V_{st}$  ——总送风量，即系统中所有房间送风量之和（ $m^3/h$ ）；

$X$  ——未修正的系统新风量在送风量中的比例；

$V_{on}$  ——系统中所有房间的新风量之和（ $m^3/h$ ）；

$Z$  ——新风比需求最大的房间的新风比；

$V_{oc}$ ——新风比需求最大的房间的新风量（ $m^3/h$ ）；

$V_{sc}$ ——新风比需求最大的房间的送风量（ $m^3/h$ ）。

**5.3.9** 在人员密度相对较大且变化较大的房间，宜根据室内  $CO_2$  浓度检测值进行新风需求控制，排风量也宜适应新风量的变化以保持房间的正压。

**5.3.10** 当采用人工冷、热源对空气调节系统进行预热或预冷运行时，新风系统应能关闭；当室外空气温度较低时，应尽量利用新风系统进行预冷。

**5.3.11** 空气调节内、外区应根据室内进深、分隔、朝向、楼层以及围护结构特点等因素划分。内、外区宜分别设置空气调节系统。

**5.3.12** 风机盘管加新风空调系统的新风宜直接送入各空气调节区，不宜经过风机盘管机组后再送出。

**5.3.13** 空气过滤器的设计选择应符合下列规定：

1 空气过滤器的性能参数应符合现行国家标准《空气过滤器》GB/T 14295 的有关规定；

2 宜设置过滤器阻力监测、报警装置，并应具备更换条件；

3 全空气空气调节系统的过滤器应能满足全新风运行的需要。

**5.3.14** 空气调节风系统不应利用土建风道作为送风道和输送冷、热处理后的新风风道。当受条件限制利用土建风道时，应采取可靠的防漏风和绝热措施。

**5.3.15** 空气调节冷却水系统设计应符合下列规定：

1 应具有过滤、缓蚀、阻垢、杀菌、灭藻等水处理功能；  
2 冷却塔应设置在空气流通条件好的场所，对于无风机冷却塔周边应无遮挡且需验算夏季室外通风散热条件；

3 冷却塔补水总管上应设置水流量计量装置；

4 冷却塔风机宜设置受出水温度控制调节转速的变频装置；

5 多台冷却塔并联使用时，集水盘之间应设置连通管；

**6** 多台冷却塔并联使用时，其供水阀宜采用电动阀，并与相应主机、水泵联动启闭。

**5.3.16** 空气调节系统送风温差应根据焓湿图表示的空气处理过程计算确定。空气调节系统采用上送风气流组织形式时，宜加大夏季设计送风温差，并应符合下列规定：

- 1 送风高度小于或等于 5m 时，送风温差不宜小于 5℃；
- 2 送风高度大于 5m 时，送风温差不宜小于 10℃。

**5.3.17** 在同一个空气处理系统中，不宜同时有加热和冷却过程。

**5.3.18** 空调风系统和通风系统的风量大于 10000m<sup>3</sup>/h 时，风道系统单位风量耗功率 ( $W_s$ ) 不宜大于表 5.3.18 的数值。风道系统单位风量耗功率 ( $W_s$ ) 应按下式计算：

$$W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \quad (5.3.18)$$

式中： $W_s$ ——风道系统单位风量耗功率 [W/(m<sup>3</sup>/h)]；

$P$ ——空调机组的余压或通风系统风机的风压 (Pa)；

$\eta_{CD}$ ——电机及传动效率 (%)， $\eta_{CD}$  取 0.855；

$\eta_F$ ——风机效率 (%)，按设计图中标注的效率选择。

表 5.3.18 风道系统单位风量耗功率  $W_s$ [W/(m<sup>3</sup>/h)]

系统形式	$W_s$ 限值
机械通风系统	0.27
新风系统	0.24
办公建筑定风量系统	0.27
办公建筑变风量系统	0.29
商业、酒店建筑全空气系统	0.30

**5.3.19** 当输送冷媒温度低于其管道外环境温度且不允许冷媒温度有升高，或当输送热媒温度高于其管道外环境温度且不允许热媒温度有降低时，管道与设备应采取保温保冷措施。绝热层的设置应符合下列规定：

1 保温层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 中经济厚度计算方法计算；

**2** 供冷或冷热共用时，保冷层厚度应按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 中经济厚度和防止表面结露的保冷层厚度方法计算，并取大值；

**3** 管道与设备绝热层厚度及风管绝热层最小热阻可按本标准附录 J 的规定选用；

**4** 管道和支架之间，管道穿墙、穿楼板处应采取防止“热桥”或“冷桥”的措施；

**5** 采用非闭孔材料保温时，外表面应设保护层；采用非闭孔材料保冷时，外表面应设隔汽层和保护层。

**5.3.20** 设有集中排风的空调系统经技术经济比较合理时，宜设置空气-空气能量回收装置。当出现结霜或结露时，应采取预热等保温防冻措施。

**5.3.21** 有人员长期停留且不设置集中新风、排风系统的空调房间，宜在各空调房间分别安装带热回收功能的双向换气装置。

## 5.4 末端系统

**5.4.1** 地面辐射供暖面层材料的热阻不宜大于  $0.05\text{m}^2\cdot\text{K/W}$ 。

**5.4.2** 夏季空气调节室外计算湿球温度低、温度日较差大的地区，宜优先采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却或直接蒸发冷却与间接蒸发冷却相结合的二级或三级蒸发冷却的空气处理方式。

**5.4.3** 设计变风量全空气空气调节系统时，应采用变频自动调节风机转速的方式，并应在设计文件中标明每个变风量末端装置的最小送风量。

**5.4.4** 建筑空间高度大于等于  $10\text{m}$  且体积大于  $10000\text{m}^3$  时，宜采用辐射供暖供冷或分层空气调节系统。

**5.4.5** 机电设备用房、厨房热加工间等发热量较大的房间的通风设计应满足下列要求：

**1** 在保证设备正常工作前提下，宜采用通风消除室内余热。

机电设备用房夏季室内计算温度取值不宜低于夏季通风室外计算温度。

**2** 厨房热加工间宜采用补风式油烟排气罩。采用直流式空调送风的区域，夏季室内计算温度取值不宜低于夏季通风室外计算温度。

## 5.5 监测、控制与计量

**5.5.1** 集中供暖通风与空气调节系统，应进行监测与控制。建筑面积大于 $20000\text{m}^2$ 的公共建筑使用全空气调节系统时，宜采用直接数字控制系统。系统功能及监测控制内容应根据建筑功能、相关标准、系统类型等通过技术经济比较确定。

**5.5.2 锅炉房、换热机房和制冷机房应进行能量计量，能量计量应包括下列内容：**

- 1 燃料的消耗量；**
- 2 制冷机的耗电量；**
- 3 集中供热系统的供热量；**
- 4 补水量。**

**5.5.3** 采用区域性冷源和热源时，在每栋公共建筑的冷源和热源入口处，应设置冷量和热量计量装置。采用集中供暖空调系统时，不同使用单位或区域宜分别设置冷量和热量计量装置。

**5.5.4 锅炉房和换热机房应设置供热量自动控制装置。**

**5.5.5 锅炉房和换热机房的控制设计应符合下列规定：**

- 1 应能进行水泵与阀门等设备连锁控制；**
- 2 供水温度应能根据室外温度进行调节；**
- 3 供水流量应能根据末端需求进行调节；**
- 4 宜能根据末端需求进行水泵台数和转速的控制；**
- 5 应能根据需求供热量调节锅炉的投运台数和投入燃料量。**

**5.5.6 供暖空调系统应设置室温调控装置；散热器及辐射供暖系统应安装自动温度控制阀。**

### 5.5.7 冷热源机房的控制功能应符合下列规定：

- 1 应能进行冷水（热泵）机组、水泵、阀门、冷却塔等设备的顺序启停和连锁控制。
- 2 应能进行冷水机组的台数控制，宜采用回水温度和冷水机组运行状态表相结合的冷量优化控制方式。
- 3 应能进行水泵的台数控制。冷水机组侧定流量末端侧变流量系统宜采用旁通管流量优化控制方式；变频变流量系统宜采用回水温度和冷水泵运行状态表相结合的流量优化控制方式。
- 4 一级或二级泵应能进行自动变速控制，宜根据给回水总管的温差或压差控制转速，且压差宜能优化调节；应能进行冷却泵和冷却塔台数的连锁控制；宜采用与冷水泵连锁的控制方式。
- 5 应能进行冷却塔风机的台数控制，宜根据室外气象参数进行变速控制。
- 6 应能进行冷却塔的自动排污控制。
- 7 宜能根据室外气象参数和末端需求进行供水温度的优化调节。
- 8 宜能按累计运行时间进行设备的轮换使用。
- 9 冷热源主机设备 3 台以上的，宜采用机组群控方式；当采用群控方式时，控制系统应与冷水机组自带控制单元建立通信连接。
- 10 建筑面积大于 20000m<sup>2</sup> 的项目集中供暖空调系统宜设置能源集中管理与监测系统。

### 5.5.8 全空气空调系统的控制应符合下列规定：

- 1 应能进行风机、风阀和水阀的启停连锁控制；
- 2 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整；
- 3 应能按空调系统负荷变化调节流经末端设备的冷水量，采用室内温度控制末端设备管路上电动二通阀开度；
- 4 应能按室内空气湿度变化调节末端设备加湿量；

**5** 应能对末端设备的过滤器进行超压报警，采用过滤器前后压差控制的方式；

**6** 采用变风量系统时，风机应采用变速控制方式；

**7** 过渡季宜采用加大新风比的控制方式；

**8** 全新风系统送风末端宜采用设置人离延时关闭控制方式；

**9** 人员密度较高且随时间变化大的区域宜设置二氧化碳监测装置并与新风系统联动控制新风量。

**5.5.9** 风机盘管应采用电动水阀和风速相结合的控制方式，宜设置常闭式电动通断阀。公共区域风机盘管的控制应符合下列规定：

**1** 应能对室内温度设定值范围进行限制；

**2** 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整。

**5.5.10** 以排除房间余热为主的通风系统，宜根据房间温度控制通风设备运行台数或转速。

**5.5.11** 地下停车库风机宜采用多台并联方式或设置风机调速装置，并宜根据使用情况对通风机设置定时启停（台数）控制或根据车库内的一氧化碳浓度进行自动运行控制。

**5.5.12** 间歇运行的空气调节系统，宜设置自动启停控制装置。控制装置应具备按预定时间表、服务区域是否有人等模式控制设备启停的功能。

## 6 给水排水

### 6.1 一般规定

**6.1.1** 给水排水系统的节水设计应符合现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 和《民用建筑节水设计标准》GB 50555 的有关规定。

**6.1.2** 计量水表应根据建筑类型、用水性质和管理要求等因素进行设置，有热量计量要求时应设置能耗计量设施，并宜符合现行地方标准《福建省绿色建筑设计标准》DBJ 13-197 的有关规定。

**6.1.3** 给水泵应根据给水管网水力计算结果选型，并应保证设计工况下水泵效率处在高效区。给水泵的效率不宜低于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 规定的泵节能评价值。

**6.1.4** 卫生器具和配件应符合现行国家标准《节水型卫生洁具》GB/T 31436、现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164 及其他国家现行有关标准的规定，并应符合本标准附录 K 的规定。

**6.1.5** 给排水系统管材及配件应采用强度高、水力条件好、密封性能好、安全可靠、使用寿命长的产品。

**6.1.6** 地面以上的污水、废水排水宜采用重力流系统直接排至室外管网。

### 6.2 生活给水

**6.2.1** 由生活供水管网、再生水供水管网供水的建筑，应充分利用城镇或小区供水管网的水压直接供水，当供水条件允许时，经当地供水管理部门许可，二次加压给水系统可采用叠压供水。

**6.2.2** 增压泵房宜设置在供水区域的中心地点或用水量集中的位置。

**6.2.3** 当市政管网供水压力不能满足建筑直接供水时,其给水系统应竖向分区,且应满足下列要求:

1 各分区最低卫生器具配水点处的静水压力不宜大于0.45MPa。

2 分区内低层部分应设置减压设施保证各用水点处的供水压力不大于0.2MPa,且不应小于用水器具要求的最低工作压力。

3 当系统用水量较大时,各加压供水分区宜分别设置供水设施,不宜采用减压阀进行分区。

**6.2.4** 变频调速泵组应根据用水量和用水的均匀性等因素合理搭配水泵及调节设施,保证水泵在高效区运行。

### 6.3 生活热水

**6.3.1** 热水用水量较小且用水点分散时,宜采用局部热水供应系统;热水用水量较大、用水点比较集中时,应采用集中热水供应系统。

**6.3.2** 热水系统应合理选择热源,优先选用废热、余热、可再生能源或空气源热泵等。除下列情况外,不应采用直接电加热热源作为集中热水供应系统的热源。

1 按60℃计的生活热水最高日生活热水量小于5m<sup>3</sup>时;或按60℃计的生活热水最高日生活热水量大于5m<sup>3</sup>,但当地供电部门鼓励用电,且利用谷电加热时。

2 无集中供热热源和燃气源,采用煤、油等燃料受到环保或消防限制,且无条件采用可再生能源制备热水的建筑。

**6.3.3** 以燃气或燃油作为热源时,宜采用机组直接制备热水,当采用锅炉制备生活热水或开水时,锅炉额定工况下热效率不应低于本标准表5.2.3中的限定值。

**6.3.4** 热水供应系统应有保证用水点处冷、热水供水压力平衡的技

术措施。

**6.3.5** 集中生活热水系统应采用机械循环、且宜满足同程布置的要求，保证干管、立管中的热水循环。对于医院和旅馆等公共建筑，循环系统应保证配水点出水温度不低于45℃的出水时间不大于10s。

**6.3.6** 生活热水供、回水管道、水加热器、贮水箱（罐）等均应有保温措施。

## 7 电 气

### 7.1 一般规定

**7.1.1** 电气设计应充分满足建筑功能要求，并减少能源消耗，提高能效。

**7.1.2** 电气设计应合理确定供配电系统、智能化系统，选择合适的照明标准值，合理采用节能技术和设备。

**7.1.3** 当技术经济合理时，宜采用太阳能发电、风力发电等作为补充电力能源。太阳能发电系统的设计应符合福建省现行地方标准《建筑太阳能光伏系统应用技术规程》DBJ/T 13-157 的要求。

### 7.2 供配电系统

**7.2.1** 供配电电压等级应符合下列规定：

1 用户用电设备总容量在 100kW 以上或用户受电容量需用变压器在 50kVA 以上者，宜采用 10kV 电压等级供电；

2 单台容量大于或等于 400kW 的电动机宜采用中压供电。

**7.2.2** 变配电所应靠近负荷中心，并合理安排线路敷设路径。

**7.2.3** 配电系统三相负荷的不平衡度不宜大于 15%。对于三相不平衡或采用单相配电的供配电系统，应采用分相无功自动补偿装置。

**7.2.4** 功率因数补偿应符合下列规定：

1 100kVA 及以上 10kV 供电的电力用户，在高峰负荷时变压器高压侧功率因数不宜低于 0.95；其他电力用户，功率因数不宜低于 0.90。

2 无功补偿装置宜设置在负荷侧；变压器低压侧的无功补偿装置应具有抑制谐波和抑制涌流的功能。

3 容量较大的用电设备,当功率因数较低且离配变电所较远时,宜采用无功功率就地补偿方式。

**7.2.5** 当供配电系统谐波或设备谐波超出相关国家或地方标准的谐波限值规定时,宜对建筑内的主要电气和电子设备或其所在线路采取高次谐波抑制和治理,并符合下列规定:

1 应对谐波源的性质、谐波参数等进行分析,有针对性地采取谐波抑制及谐波治理措施;

2 大型用电设备、大型可控硅调光设备、电动机变频调速控制装置等供配电系统中谐波源较大设备,宜就地设置谐波抑制装置。

**7.2.6** 供电电源及低压配电电源质量应符合下列要求:

1 供电电压偏差的限值:20kV及以下三相供电电压偏差为标称电压的 $\pm 7\%$ ;220V单相供电电压偏差为标称电压的 $+7\%$ , $-10\%$ 。

2 公共电网谐波电压限值为:380V的电网标称电压,电压总谐波畸变率(THDU)为5%,奇次(1次~25次)谐波含有率为4%,偶次(2次~24次)谐波含有率为2%。

3 谐波电流不应超过表7.2.6中规定的允许值。

表7.2.6 谐波电流允许值

标准电压(kV)	基准短路容量(MVA)	谐波次数及谐波电流允许值(A)											
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0.38	10	78	62	39	62	26	44	19	21	16	28	13	24
		14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
		11	12	9.7	18	8.6	16	7.8	8.9	7.1	14	6.5	12

4 三相电压不平衡度允许值为2%,短时不得超过4%。

**7.2.7** 变压器应选择低损耗、低噪声的节能产品,其空载损耗值和负载损耗值均不应高于现行国家标准《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052的节能评价值及本标准附录L表L.0.1-1、

表 L.0.1-2 中 2 级的规定。

**7.2.8** 配电变压器应选用[D,yn11]结线组别的变压器。变压器的容量选择宜保证其运行在经济运行参数范围内。

**7.2.9** 应采用配备永磁同步电机驱动的无齿轮曳引机或调频调压(VVVF)控制技术和微机控制技术电梯，对于高速电梯，应优先采用“能量再生型”电梯等。

**7.2.10** 自动扶梯与自动人行道应设置控制其启、停的感应传感器及变频感应启动等节能拖动及节能控制装置，电梯应配置轿厢无人自动关灯、驱动器休眠技术等节能控制措施。当 2 台及以上的客梯集中布置时，客梯控制系统应具备按程序集中调控和群控的功能。

**7.2.11** 电动机应按本标准附录 L 中表 L.0.2 的规定选择能效等级不低于 2 级的节能型电动机，并应根据负载的不同种类、性能采用相应的启动、调速等节能措施。当采用接触器控制时，接触器的吸持功率不应大于本标准附录 L 表 L.0.3 中 2 级的规定。

**7.2.12** 10kV 及以下电力电缆截面宜结合技术条件、运行工况和经济电流的方法来选择。

### 7.3 照 明

**7.3.1** 应根据项目规模、功能特点、建设标准、视觉作业要求等因素，确定合理的照度标准和选择合适的光源颜色。照度标准要求较高且功能明确的房间或场所，宜采用一般照明和局部照明相结合的方式。

**7.3.2** 除有特殊要求的场所外，应选用高效照明光源、灯具及其节能附件，并应符合下列规定：

1 选用的照明光源、镇流器的能效应符合相关能效标准的节能评价值及本标准附录 L 中第 L.0.4 条～第 L.0.9 条的规定。

2 在满足眩光限制和配光要求条件下，应选用效率高的灯具，并应符合现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 的有关规定。

**3** 一般照明在满足照度均匀度条件下,宜选择单灯功率较大、光效较高的光源。

**4** 除对商场、博物馆显色要求高的重点照明可采用卤钨灯外,一般场所不应选用卤钨灯。

**5** 一般照明不应采用荧光高压汞灯;高大空间、室外作业场所及泛光照明宜选用发光二极管(LED)、金属卤化物灯、高压钠灯。

**6** 气体放电灯用镇流器应选用谐波含量低的产品;使用电感镇流器的气体放电灯应采用单灯补偿方式。气体放电灯灯具的配电线路功率因数不应低于0.9。

**7** 走道、楼梯间、卫生间、车库等无人长期逗留的场所,宜选用发光二极管(LED)灯;疏散指示灯、出口标志灯、室内指向性装饰照明等宜选用发光二极管(LED)灯。

**8** 室外景观、道路照明应选择安全、高效、寿命长、稳定的光源。内透光照明宜采用三基色直管荧光、发光二极管(LED)或紧凑型荧光灯;轮廓照明宜采用紧凑型荧光灯、冷阴极荧光灯或发光二极管(LED)。

**7.3.3** 室内各房间或场所的照明功率密度值(LPD)不应高于现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 规定的现行值,且主要功能房间的照明功率密度值(LPD)不宜高于现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 规定的目标值。

**7.3.4** 建筑物立面夜景照明的照明功率密度值(LPD)不宜大于表7.3.4 的规定。

**表7.3.4 建筑物立面夜景照明的照明功率密度值(LPD)**

建筑物饰面层太阳辐射吸收系数	城市规模	E2区 (低亮度环境区)		E3区 (中等亮度环境区)		E4区 (高亮度环境区)	
		对应照度 (lx)	功率密度 (W/m <sup>2</sup> )	对应照度 (lx)	功率密度 (W/m <sup>2</sup> )	对应照度 (lx)	功率密度 (W/m <sup>2</sup> )
0.6~0.8	大	30	1.3	50	2.2	150	6.7
	中	20	0.9	30	1.3	100	4.5
	小	15	0.7	20	0.9	75	3.3

续表 7.3.4

建筑物饰面层太阳辐射吸收系数	城市规模	E2区 (低亮度环境区)		E3区 (中等亮度环境区)		E4区 (高亮度环境区)	
		对应照度 (lx)	功率密度 (W/m <sup>2</sup> )	对应照度 (lx)	功率密度 (W/m <sup>2</sup> )	对应照度 (lx)	功率密度 (W/m <sup>2</sup> )
0.3~0.6	大	50	2.2	75	3.3	200	8.9
	中	30	1.3	50	2.2	150	6.7
	小	20	0.9	30	1.3	100	4.5
0.2~0.3	大	75	3.3	150	6.7	300	13.3
	中	50	2.2	100	4.5	250	11.2
	小	30	1.3	75	3.3	200	8.9

注：1 为保护E1区（天然暗环境区）的生态环境，建筑立面不应设置夜景照明。

2 表中功率密度除光源功率外，还包括电器配件（镇流器、电容等）的损耗功率。

3 城市中心城区非农业人口在50万以上的城市为大城市；城市中心城区非农业人口为20万~50万的城市为中等城市；城市中心城区非农业人口在20万以下的城市为小城市。

**7.3.5** 室外建筑物夜景照明对周边建筑物和本楼用户形成的光污染应符合现行国家标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163 中有关光污染的限制要求。

**7.3.6** 室外停车场、室外广场、庭院以及风景区照明功率密度值（LPD）不宜大于2.5W/m<sup>2</sup>。

**7.3.7** 室内照明控制应符合下列规定：

**1** 除单一灯具的房间，每个房间的灯具控制开关不宜少于2个，且每个开关所控的光源数不宜多于6盏。

**2** 走廊、楼梯间、门厅、电梯厅、卫生间、停车库等公共场所的照明，宜采用集中开关控制或就地感应控制。

**3** 旅馆客房应设置节电控制型总开关；旅馆的门厅、电梯大堂和客房层走廊等场所，宜采用夜间定时降低照度的自动调光装置。

**4** 体育馆、影剧院、候机厅、候车厅等公共场所应采用集中控制，并宜按需要采取调光或降低照度的控制措施。大空间、多功能、多场景场所的照明，宜采用智能照明控制系统。

**5** 当应急照明采用节能自熄开关控制时，必须采取应急/消防时应急点亮的措施。

**6** 当设置电动遮阳装置时，照度控制宜与其联动。

**7** 大中型建筑，宜按具体条件采用集中或集散的、多功能或单一功能的自动控制系统。

**7.3.8** 室外照明控制应符合下列规定：

**1** 同一照明系统内的照明设施应分区或分组集中控制，应避免全部灯具同时启动。宜采用光控、时控、程控和智能控制方式，并应具备手动控制功能；

**2** 应根据使用情况设置平日、节假日、重大节日等不同的开灯控制模式；

**3** 系统中宜预留联网监控的接口，为遥控或联网监控创造条件；

**4** 总控制箱宜设在值班室内便于操作处，设在室外的控制箱应采取相应的防护措施。

**7.3.9** 应根据建筑的照明要求，采取相应的节能控制措施，并合理利用天然采光。

**1** 照明控制应结合建筑使用情况及天然采光状况，采取合理的人工照明布置及分区、分组等控制措施；

**2** 合理设置分区照明控制措施，具有天然采光的区域应能独立控制；

**3** 可设置智能照明控制系统，并应具有随室外自然光的变化自动控制或调节人工照明照度的功能；

**4** 具备条件的场所可设置光导照明系统等采光设备，导光管采光系统在漫射光条件下的系统效率应大于 0.5。

## 7.4 能耗监测与建筑设备监控

**7.4.1** 国家机关办公建筑或 10000m<sup>2</sup> 以上的公共建筑应设计建筑设备能耗监测系统，并将建筑能耗数据实时上传至市级能耗监测平台。

**7.4.2** 建筑设备能耗监测系统的设计应符合福建省现行地方标准《福建省公共建筑能耗监测系统技术规程》DBJ/T 13-158 的相关规

定。建筑设备能耗监测系统宜有能耗监测、统计、分析和管理的功能。

**7.4.3** 建筑设备能耗监测系统的范围宜包括冷热源、供暖通风和空气调节、给水排水、供配电、照明、电梯等建筑设备。能耗计量的分项及类别宜包括电量、水量、燃气量、集中供热耗热量、集中供冷耗冷量等使用状态信息。

**7.4.4** 可再生能源应用系统应设置可再生能源及常规能源分项计量装置。

**7.4.5** 大型公共建筑的公共照明、空调、给水排水、电梯等设备宜具有建筑设备监控的功能。建筑设备监控系统的设置应符合现行国家标准《智能建筑设计标准》GB 50314 的有关规定。

**7.4.6** 建筑设备监控系统的监控功能应根据监控范围和运行管理要求确定，并符合下列规定：

- 1** 应具备监测功能；
- 2** 应具备安全保护功能；
- 3** 宜具备远程控制功能，并应以实现监测和安全保护功能为前提；
- 4** 宜具备自动启停功能，并应以实现远程控制功能为前提；
- 5** 宜具备自动调节功能，并应以实现远程控制功能为前提。

**7.4.7** 当被监控设备自带控制单元时，可采用标准电气接口或数字通信接口的方式互联，并宜采用数字通信接口方式。

## 8 可再生能源应用

### 8.1 一般规定

**8.1.1** 公共建筑的用能系统设计应通过对当地环境资源条件和技术经济的分析，结合国家相关政策，优先应用可再生能源。

**8.1.2** 公共建筑可再生能源利用设施应与主体工程一体化设计，与建筑外观、形态相协调。

**8.1.3** 有生活热水需求且技术经济合理时，宜采用高效空气源热泵热水系统或太阳能热水系统。

**8.1.4** 当环境条件允许且技术经济合理时，宜采用太阳能、风能等可再生能源直接并网供电。

### 8.2 太阳能利用

**8.2.1** 太阳能利用应遵循被动优先的原则。公共建筑设计宜充分利用太阳能。

**8.2.2** 公共建筑宜采用光热或光伏与建筑一体化系统，并不应影响建筑外围护结构的建筑功能，且应符合现行国家标准的有关规定。

**8.2.3** 公共建筑设置太阳能热利用系统时，太阳能保证率应符合表 8.2.3 的规定。

表 8.2.3 太阳能保证率 (%)

太阳能资源区划	太阳能热水系统	太阳能供暖系统	太阳能空气调节系统
I 资源丰富区	≥60	≥50	≥45
II 资源较富区	≥50	≥35	≥30
III 资源一般区	≥40	≥30	≥25
IV 资源贫乏区	≥30	≥25	≥20

**8.2.4** 太阳能热水系统的集热器和光伏组件的安装倾角宜符合表8.2.4的规定。

表 8.2.4 各地集热器与光伏组件安装倾角推荐值

城市	集热器倾角范围	光伏组件倾角范围
福州	25°~30°	10°~20°
厦门	30°~35°	15°~25°
漳州	30°~35°	15°~25°
三明	30°~35°	15°~25°
南平	30°~35°	15°~25°
龙岩	30°~35°	15°~25°
宁德	30°~35°	15°~25°
莆田	25°~30°	10°~20°
泉州	25°~30°	15°~25°
平潭	25°~30°	10°~20°

注：光伏光热一体化构件的安装倾角宜根据表中光伏组件倾角范围设置。

**8.2.5** 太阳能热水系统在实施过程中，应采取剩余电流保护、接地保护措施和防过热、防冻、防雷、抗风、抗震等技术措施，确保系统安全可靠地运行。

**8.2.6** 太阳能热利用系统的辅助热源应根据建筑使用特点、用热量、能源供应、维护管理及卫生防菌等因素选择，并宜利用废热、余热等低品位能源和空气源热泵热水机组。

**8.2.7** 太阳能集热器和光伏组件的设置应避免受自身或建筑本体的遮挡。在冬至日采光面上的日照时数，太阳能集热器不应少于4h，光伏组件不宜少于3h。

**8.2.8** 医院、宾馆等有热水需求的建筑宜采用太阳能热水加空气源辅助加热的集中热水供应系统。

**8.2.9** 新建的大型会展场馆、商业综合体、体育场馆、机场、车站等公共建筑，宜采用太阳能光伏技术。

**8.2.10** 太阳能热水控制系统设计应遵循安全可靠、经济实用的原则，并最大限度的利用太阳能生产热水。

**8.2.11** 太阳能热水控制系统应符合下列规定：

1 控制系统设计应按现行国家标准《太阳能热水系统（储水箱容积大于 0.6m<sup>3</sup>）控制装置》GB/T 28737 的规定进行；

2 强制循环系统宜采用温差循环，温差值应根据集热面积、水泵参数、辐照量、环境温度等设定；

3 在贮热与供热分开的双水箱系统中，辅助热源应分别对贮热水箱与供热水箱进行加热控制；

4 太阳能热水系统应采取防过热与防冻措施；

5 控制系统的元器件的性能应符合相关标准要求。

### 8.3 地源热泵系统

**8.3.1** 地源热泵系统设计前，应按福建省现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156 要求，完成工程场地状况调查和浅层地热能勘察。

**8.3.2** 地源热泵系统设计时，应根据工程勘察资料，并结合环境保护要求、系统节能效果、投入和维护的经济性，确定适宜的地源热泵系统实施方案。

**8.3.3** 地表水地源热泵系统和地下水地源热泵系统设计时，室外换热系统的换热量应满足地源热泵系统最大释热量或取热量的要求。

**8.3.4** 地埋管地源热泵系统设计时，应进行全年动态负荷与系统取热量、释热量计算分析，确定室外换热系统，并宜采用复合热交换系统。

**8.3.5** 地源热泵系统设计应选用高能效水源热泵机组，并宜采取降低循环水泵输送能耗等节能措施，提高地源热泵系统的能效。

**8.3.6** 水源热泵机组性能应满足室外换热侧运行参数的要求，末端供暖供冷设备选择应与水源热泵机组运行参数相匹配。

**8.3.7** 有稳定热水需求的公共建筑，宜根据负荷特点，采用部分或

全部热回收型水源热泵机组。全年供热水时，应选用全部热回收型水源热泵机组或水源热水机组。

**8.3.8** 在水源热泵机组外进行冷、热转换的地源热泵系统应在水系统设冬、夏季节的功能转换阀门，并在转换阀门上作出明显标识。地下水或地表水直接流经水源热泵机组的系统应在水系统上预留机组清洗用旁通管。

**8.3.9** 地源热泵系统设计时，应按现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156 要求，同步设计热源侧运行监测系统，以保障地源热泵的高效稳定运行。

## 附录 A 建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表

表 A-1 夏热冬冷地区甲类公共建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表 (建筑专业)

节能设计指标	考核标准			设计值		设计措施						
屋面	$D \geq 2.5, K \leq 0.5$ 或 $D < 2.5, K \leq 0.4$			$K$		主要节能措施及说明: (填保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等)						
				$D$		其他节能措施及说明: (措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条)						
屋顶透光部分	屋顶透光面积比 $\leq 20\%$			面积比		(填型材类型, 玻璃类型, 窗本身 $SHGC$ , 建筑遮阳形式及 $SC_s$ 等)						
	$K \leq 2.6$ 、 $SHGC_w \leq 0.30$			$K$								
				$SHGC_w$								
外墙 (包括非透光幕墙)	$D \geq 2.5, K \leq 0.8$ 或 $D < 2.5, K \leq 0.6$			$K$		主要节能措施及说明: (填墙体材料、保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 及使用部位等)						
				$D$		其他节能措施及说明: (措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条)						
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	$K \leq 0.7$			$K$		(填楼板材料类型与厚度, 保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等)						
外窗 (包括透光幕墙)	窗墙面积比 $C$	传热系数 $K$	$SHGC_w$ (东、南、西/北)	朝向	$C$	$K$	$SHGC_w$	(填型材类型, 玻璃类型, 窗 $K$ 、本身 $SHGC$ 及使用部位等, 当采用多种形式的外窗时, 应分别填写)				
	$C \leq 0.2$	$\leq 3.0$	—	东								
	$0.2 < C \leq 0.3$	$\leq 3.0$	$\leq 0.44/0.48$									
	$0.3 < C \leq 0.4$	$\leq 2.6$	$\leq 0.40/0.44$									
	$0.4 < C \leq 0.5$	$\leq 2.4$	$\leq 0.35/0.40$	西								
	$0.5 < C \leq 0.6$	$\leq 2.2$	$\leq 0.35/0.40$									
	$0.6 < C \leq 0.7$	$\leq 2.2$	$\leq 0.30/0.35$									
	$0.7 < C \leq 0.8$	$\leq 2.0$	$\leq 0.26/0.35$	南								
	$C > 0.8$	$\leq 1.8$	$\leq 0.24/0.30$									
入口大堂全玻璃幕墙	非中空玻璃面积 $\leq$ 同一立面透光面积 (门窗和玻璃幕墙) 的 15%			面积比		非中空玻璃幕墙的玻璃类型及传热系数:						
节能评定	<input type="checkbox"/> 符合规定性指标 <input type="checkbox"/> 符合综合评价标准			权衡判断软件名称								
	设计建筑能耗 $EC \leq$ 参照建筑能耗 $EC_{ref}$			$EC$ (kWh/m <sup>2</sup> )		$EC_{ref}$ (kWh/m <sup>2</sup> )						

注: 本表应编入建筑专业施工图设计说明。

表 A-2 夏热冬暖地区甲类公共建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表（建筑专业）

节能设计指标	考核标准			设计值		设计措施				
屋面	$D \geq 2.5, K \leq 0.5$ 或 $D < 2.5, K \leq 0.4$			$K$		主要节能措施及说明： (填保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等)				
						其他节能措施及说明： (措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条)				
屋顶透光部分	屋顶透光面积比 $\leq 20\%$			面积比		(填型材类型，玻璃类型，窗本身 SHGC，建筑遮阳形式及 $SC_s$ 等)				
	$K \leq 3.0, SHGC_w \leq 0.30$									
外墙 (包括 非透光 幕墙)	$D \geq 2.5, K \leq 1.5$ 或 $D < 2.5, K \leq 0.7$			$K$		主要节能措施及说明： (填墙体材料、保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 及使用部位等)				
						其他节能措施及说明： (措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条)				
底面接 触室外 空气的 架空或 外挑楼 板	$K \leq 1.5$			$K$		(填楼板材料类型与厚度，保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等)				
外窗 (包括 透光幕 墙)	窗墙面积比 $C$	传热系 数 $K$	SHGC <sub>w</sub> (东、 南、西/北)			(填型材类型，玻璃类型，窗 $K$ 、本身 SHGC 及使用部位等，当采用多种形式的外窗时，应分别填写)				
	$C \leq 0.2$	$\leq 3.0$	$\leq 0.52/0.60$	东						
	$0.2 < C \leq 0.3$	$\leq 3.0$	$\leq 0.44/0.52$							
	$0.3 < C \leq 0.4$	$\leq 3.0$	$\leq 0.35/0.44$	西						
	$0.4 < C \leq 0.5$	$\leq 2.7$	$\leq 0.35/0.40$							
	$0.5 < C \leq 0.6$	$\leq 2.5$	$\leq 0.26/0.35$	南						
	$0.6 < C \leq 0.7$	$\leq 2.5$	$\leq 0.24/0.30$							
	$0.7 < C \leq 0.8$	$\leq 2.5$	$\leq 0.22/0.26$	北						
	$C > 0.8$	$\leq 2.0$	$\leq 0.18/0.26$							
入口大 堂全玻 幕墙	非中空玻璃面积 $\leq$ 同一立面透光面 积 (门窗和玻璃幕墙) 的 15%			面积比		非中空玻璃幕墙的玻璃 类型及传热系数：				
节能 评定	<input type="checkbox"/> 符合规定性指标 <input type="checkbox"/> 符合综合评价标准					权衡判断软件名称				
	设计建筑能耗 $EC \leq$ 参照建筑能耗 $EC_{ref}$			$EC$ (kWh/m <sup>2</sup> )		$EC_{ref}$ (kWh/m <sup>2</sup> )				

注：本表应编入建筑专业施工图设计说明。

表 A-3 夏热冬冷地区乙类公共建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表（建筑专业）

节能设计指标	考核标准	设计值		设计措施
屋面	$K \leq 0.7$	$K$		主要节能措施及说明： (填保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等) 其他节能措施及说明： (措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条)
屋顶透光部分	屋顶透光面积比 $\leq 20\%$	面积比		(填型材类型，玻璃类型，窗本身 SHGC，建筑遮阳形式及 $SC_s$ 等)
	$K \leq 3.0$ 、 $SHGC_w \leq 0.35$	$K$		
		$SHGC_w$		
外墙 (包括 非透光 幕墙)	$K \leq 1.0$	$K$		主要节能措施及说明： (填墙体材料、保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 及使用部位等) 其他节能措施及说明： (措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条)
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	$K \leq 1.0$	$K$		(填楼板材料类型与厚度，保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等)
外窗 (包括 透光幕 墙)	$K \leq 3.0$ 、 $SHGC_w \leq 0.52$	$K$		(填型材类型，玻璃类型，窗 $K$ 、本身 SHGC 及使用部位等，当采用多种形式的外窗时，应分别填写)
		$SHGC_w$		(各朝向建筑遮阳形式及 $SC_s$ 值)
入口大堂全玻幕墙	非中空玻璃面积 $\leq$ 同一立面透光面积 (门窗和玻璃幕墙) 的 15%	面积比		非中空玻璃幕墙的玻璃类型及传热系数：

注：本表应编入建筑专业施工图设计说明。

表 A-4 夏热冬暖地区乙类公共建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表（建筑专业）

节能设计指标	考核标准	设计值		设计措施
屋面	$K \leq 0.7$	$K$		主要节能措施及说明：（填保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 等） 其他节能措施及说明：（措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条）
屋顶透光部分	屋顶透光面积比 $\leq 20\%$	面积比		(填型材类型，玻璃类型，窗本身 SHGC，建筑遮阳形式及 SCs 等)
	$K \leq 3.0$ 、 $SHGC_w \leq 0.30$	$K$		
		$SHGC_w$		
外墙 (包括非透光幕墙)	$K \leq 1.5$	$K$		主要节能措施及说明：（填墙体材料、保温材料类型、厚度及热工性能参数 $\lambda$ 、 $S$ 及使用部位等） 其他节能措施及说明：（措施见 DBJ 13-305 第 4.1.14 条、第 4.1.15 条）
外窗 (包括透光幕墙)	$K \leq 3.0$ 、 $SHGC_w \leq 0.48$	$K$		(填型材类型，玻璃类型，窗 $K$ 、本身 SHGC 及使用部位等，当采用多种形式的外窗时，应分别填写)
		$SHGC_w$		(各朝向建筑遮阳形式及 SCs 值)
入口大堂全玻幕墙	非中空玻璃面积 $\leq$ 同一立面透光面积（门窗和玻璃幕墙）的 15%	面积比		非中空玻璃幕墙的玻璃类型及传热系数：

注：本表应编入建筑专业施工图设计说明。

表 A-5 公共建筑节能设计执行强制性条文措施汇总表（暖通专业）

节能设计指标	考核标准		设计值	设计措施
空调供暖冷热负荷计算	甲类公共建筑进行热负荷计算和逐项逐时的冷负荷计算	采暖热负荷 空调冷负荷		(填室内供暖空调设计参数, 空调面积、主要围护结构热工计算参数等)
	除 DBJ 13-305 第 5.1.3 条所列情况外, 不得采用电直接加热设备作为供暖热源	供暖热源		—
	锅炉	热效率不应低于 DBJ 13-305 表 5.2.3 的数值	锅炉热效率	(填锅炉类型及燃料种类、锅炉额定蒸发量、额定热功率等)
	机组的总装机容量与计算冷负荷的比值	≤1.1	比值	
空调采暖设备	电机驱动的蒸气压缩循环冷水(热泵)机组	水冷定频机组及风冷或蒸发冷却机组的性能系数( <i>COP</i> )不应低于 DBJ 13-305 表 5.2.7 的数值	<i>COP</i>	
		水冷变频离心式机组的性能系数( <i>COP</i> )不应低于 DBJ 13-305 表 5.2.7 中数值的 0.93 倍	<i>COP</i>	(填机组的总装机容量、机组类型、机组单机额定制冷量、机组台数、其他机组相关信息等)
	名义制冷量大于 7.1kW、电机驱动的单元式空气调节机、风管送风式和屋顶式空气调节机组	水冷变频螺杆式机组的性能系数( <i>COP</i> )不应低于 DBJ 13-305 表 5.2.7 中数值的 0.95 倍	<i>COP</i>	
		名义制冷工况和规定条件下的能效比( <i>EER</i> )不应低于 DBJ 13-305 表 5.2.11 的数值	<i>EER</i>	
	多联式空调(热泵)机组	名义制冷工况和规定条件下的制冷综合性能系数 <i>IPLV(C)</i> 不应低于 DBJ 13-305 表 5.2.14 的数值	<i>IPLV(C)</i>	
	直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组	名义工况和规定条件下的性能参数应符合 DBJ 13-305 表 5.2.16 的规定	性能参数	

续表 A-5

节能设计指标	考核标准	设计值	设计措施
监测、控制与计量	锅炉房、换热机房和制冷机房应进行能量计量	—	(填机组的燃料、电量、补水量等的计量方式等)
	锅炉房和换热机房应设置供热量自动控制装置	—	(填锅炉房和换热机房应设置供热量自动控技术措施等)
	供暖空调系统应设置室温调控装置	—	(填室温调控装置类型及相关参数信息)
	散热器及辐射供暖系统应安装自动温度控制阀	—	(填室温调控装置类型及相关参数信息)

注：本表应编入暖通专业施工图设计说明。

## 附录 B 反射隔热饰面太阳辐射吸收系数的修正

**B.0.1** 节能、隔热设计计算时，建筑反射隔热涂料饰面的太阳辐射吸收系数取值应采用污染修正系数进行修正，污染修正后的太阳辐射吸收系数按下列公式计算：

$$\rho' = \rho \cdot a \quad (B.0.1-1)$$

$$\rho = 1 - \gamma \quad (B.0.1-2)$$

$$a = 11.384(\rho \times 100)^{-0.6241} \quad (B.0.1-3)$$

式中： $\rho'$ ——修正后的太阳辐射吸收系数，用于节能、隔热设计计算；

$\rho$ ——修正前的太阳辐射吸收系数；

$a$ ——污染修正系数，当  $\rho < 0.5$  时修正系数按式 (B.0.1-3) 计算，当  $\rho \geq 0.5$  时，取  $a$  为 1.0。

$\gamma$ ——污染修正前反射隔热外饰面实验室检测的太阳光反射比。

**B.0.2** 当采用污染后的太阳光反射比计算时，污染修正后的太阳辐射吸收系数应按下式计算：

$$\rho' = 1 - \gamma' \quad (B.0.2)$$

式中： $\gamma'$ ——采用污染后的太阳光反射比，按现行行业标准《建筑反射隔热涂料》JG/T 235 规定的试验方法确定。

## 附录 C 窗墙面积比计算方法

**C.0.1** 单一朝向的窗墙面积比应按下式计算：

$$C = \frac{A_c}{A_Q} \quad (\text{C.0.1})$$

式中：  $A_c$ ——建筑某一个朝向外墙上窗户洞口总面积（ $\text{m}^2$ ）；

$A_Q$ ——该朝向建筑外墙（包括其上窗户洞口面积）的总面积（ $\text{m}^2$ ）。

**C.0.2** 建筑外墙及外窗的朝向的判定应符合本标准第 4.1.6 条的规定。

**C.0.3** 当建筑物外墙有凹凸时，窗墙面积比的计算可采用以下的简化方法：

1 建筑物外墙面向外凸的情况下：凸出部分的垂直长度小于或等于 1.5m 时，则该凸出部分的外墙面积可全部计入宽度面所在外墙朝向面积；凸出部分的垂直长度大于 1.5m 时，则可按各实际朝向计入各自朝向面积。

2 建筑物外墙面向内凹的情况下：当凹入部分的宽度小于 5m，且大于或等于凹入垂直长度时，则该凹入部分的外墙面积可全部计入宽度面所在外墙朝向面积；当凹入部分的宽度小于 5m，且凹入部分的宽度小于凹入垂直长度时，则该凹入部分的外墙面积均可不参与窗墙面积比计算；当凹入部分的宽度大于或等于 5m 时，则可按各实际朝向计入各自朝向面积。

**C.0.4** 当建筑内部存在回字形天井型式，天井最长边小于 8m 且天井最长边与天井高度比值小于 0.5 时，天井围护结构可不做为外墙参与窗墙面积比计算。

**C.0.5** 当建筑设有角窗时，角窗应分别记入外墙所在朝向。

**C.0.6** 当建筑设有凸窗时，凸窗凸出部分周边不透光的围护构造可不参与面积计算，外窗面积应按透光部分展开计算。

## 附录 D 外墙平均传热系数及平均热惰性指标的计算

**D.0.1** 外墙受周边热桥的影响（图 D.0.1），其平均传热系数和平均热惰性指标应按下式计算：

$$K_m = \frac{K_p \cdot F_p + K_{B1} \cdot F_{B1} + K_{B2} \cdot F_{B2} + K_{B3} \cdot F_{B3}}{F_p + F_{B1} + F_{B2} + F_{B3}} \quad (D.0.1-1)$$

$$D_m = \frac{D_p \cdot F_p + D_{B1} \cdot F_{B1} + D_{B2} \cdot F_{B2} + D_{B3} \cdot F_{B3}}{F_p + F_{B1} + F_{B2} + F_{B3}} \quad (D.0.1-2)$$

式中：  $K_m$ ——外墙的平均传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)];

$D_m$ ——外墙的平均热惰性指标;

$K_p$ ——外墙主体部位的传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)], 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

$D_p$ ——外墙主体部位的热惰性指标, 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176 的规定计算;

$K_{B1}$ 、 $K_{B2}$ 、 $K_{B3}$ ——外墙周边热桥部位的传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)], 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

$D_{B1}$ 、 $D_{B2}$ 、 $D_{B3}$ ——外墙周边热桥部位的热惰性指标, 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

$F_p$ ——外墙主体部位的面积 (m<sup>2</sup>) ;

$F_{B1}$ 、 $F_{B2}$ 、 $F_{B3}$ ——外墙周边热桥部位的面积 (m<sup>2</sup>) 。

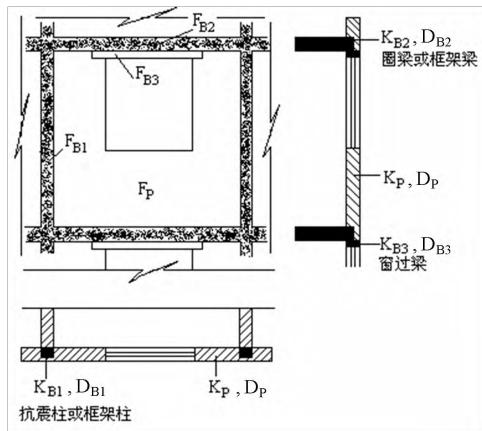


图 D.0.1 外墙主体部位与周边热桥部位示意图

**D.0.2** 外墙平均传热系数和平均热惰性指标也可按以下简化方法计算：

$$K_m = K_p \cdot A + K_b \cdot B \quad (D.0.2-1)$$

$$D_m = D_p \cdot A + D_b \cdot B \quad (D.0.2-2)$$

式中： $K_m$ ——外墙平均传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)];

$D_m$ ——外墙平均热惰性指标;

$K_p$ ——外墙主体部位的传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)], 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

$K_b$ ——外墙结构性热桥部位的传热系数[W/(m<sup>2</sup>·K)], 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

$D_p$ ——外墙主体部位的热惰性指标, 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

$D_b$ ——外墙结构性热桥部位的热惰性指标, 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算;

- A*——外墙主体部位的面积在建筑外墙中(不含外门、外窗)所占的面积比值,可计算统计得出,亦可根据设计建筑的结构体系按表 D.0.2 选取;
- B*——外墙结构性热桥部位的面积在建筑外墙中(不含外门、外窗)所占的面积比值,可计算统计得出,亦可根据设计建筑的结构体系按表 D.0.2 选取。

表 D.0.2 外墙主体部位和结构性热桥部位的面积在外墙中所占比值

建筑的结构体系	<i>A</i>	<i>B</i>
框架结构体系	0.65	0.35
框剪(异形柱)结构体系	0.45	0.55
剪力墙结构体系	0.30	0.70

注:对于剪力墙结构体系,外墙平均传热系数、平均热惰性指标亦可取剪力墙部位的传热系数、热惰性指标。

## 附录 E 建筑遮阳系数的计算方法

**E.0.1** 建筑遮阳系数应按下式计算：

$$SCs = ax^2 + bx + 1 \quad (E.0.1-1)$$

$$x = A/B \quad (E.0.1-2)$$

式中：  $SCs$ ——建筑遮阳系数；

$x$ ——挑出系数，采用水平和垂直遮阳时，分别为遮阳板自窗面外挑长度  $A$  与遮阳板端部到窗对边距离  $B$  之比；采用挡板遮阳时，为正对窗口的挡板高度  $A$  与窗高  $B$  之比。当  $x \geq 1$  时，取  $x=1$ ；

$a$ 、 $b$ ——系数，按表 E.0.1 选取；

$A$ 、 $B$ ——按图 E.0.1-1~E.0.1-3 规定确定。

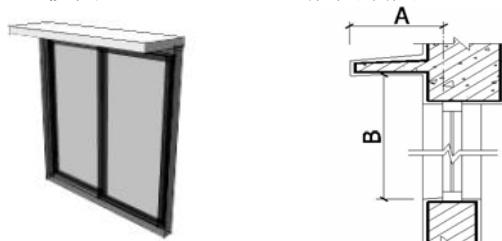


图 E.0.1-1 水平式遮阳

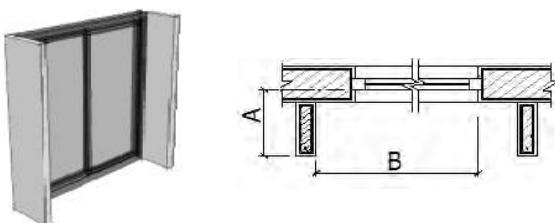


图 E.0.1-2 垂直式遮阳

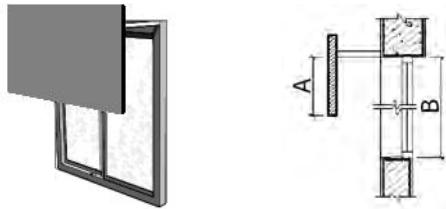


图 E.0.1-3 挡板式遮阳

表 E.0.1 建筑遮阳系数计算公式的系数

气候区	建筑遮阳类型	系数	东	南	西	北	
夏热冬冷地区与夏热冬暖地区北区	水平式	冬季	<i>a</i>	0.30	0.10	0.20	0.00
			<i>b</i>	-0.75	-0.45	-0.45	0.00
		夏季	<i>a</i>	0.35	0.35	0.20	0.20
			<i>b</i>	-0.65	-0.65	-0.40	-0.40
	垂直式	冬季	<i>a</i>	0.30	0.25	0.25	0.05
			<i>b</i>	-0.75	-0.60	-0.60	-0.15
		夏季	<i>a</i>	0.25	0.40	0.30	0.30
			<i>b</i>	-0.60	-0.75	-0.60	-0.60
	挡板式	冬季	<i>a</i>	0.24	0.25	0.24	0.16
			<i>b</i>	-1.01	-1.01	-1.01	-0.95
		夏季	<i>a</i>	0.18	0.41	0.18	0.09
			<i>b</i>	-0.63	-0.86	-0.63	-0.92
夏热冬暖地区南区	活动横百叶挡板式	冬	<i>a</i>	0.23	0.03	0.23	0.20
			<i>b</i>	-0.66	-0.47	-0.69	-0.62
		夏	<i>a</i>	0.56	0.79	0.57	0.60
			<i>b</i>	-1.30	-1.40	-1.30	-1.30
	活动竖百叶挡板式	冬	<i>a</i>	0.29	0.14	0.31	0.20
			<i>b</i>	-0.87	-0.64	-0.86	-0.62
		夏	<i>a</i>	0.14	0.42	0.12	0.84
			<i>b</i>	-0.75	-1.11	-0.73	-1.47
	水平式	<i>a</i>	0.35	0.35	0.20	0.20	
		<i>b</i>	-0.65	-0.65	-0.40	-0.40	
		<i>a</i>	0.25	0.40	0.30	0.30	
		<i>b</i>	-0.60	-0.75	-0.60	-0.60	
	垂直式	<i>a</i>	0.16	0.35	0.16	0.17	
		<i>b</i>	-0.60	-1.01	-0.60	-0.97	

注：1 挡板式建筑遮阳的挡板与窗的距离为 600mm。

2 夏热冬暖地区北区、南区的划分应符合现行行业标准《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》JGJ 75 的规定。

**E.0.2** 水平自遮挡构造的遮阳系数计算应按本标准第 E.0.1 条的规定执行, 其外挑系数可取自遮阳构造的任意一组外挑长度与遮阳构造端部到窗对边距离之比。

**E.0.3** 垂直自遮挡构造的建筑遮阳系数计算应按本标准第 E.0.1 条的规定执行, 其外挑系数应按下列规定确定:

1 对于单侧垂直自遮挡构造, 挑出系数计算时, 外挑长度应按 50% 计;

2 对于双侧垂直自遮挡构造, 挑出系数计算时, 外挑长度应按两侧挑出长度的平均值计, 遮阳构造端部到窗对边距离应按两侧对应距离的平均值计;

3 当外窗有多组外挑系数时, 外挑系数可取自遮阳构造的任意一组外挑长度与遮阳构造端部到窗对边距离之比。

**E.0.4** 当建筑物外墙有内凹构造且内凹构造设有外窗时, 可视为挡板式遮阳形式, 其外挑系数可取内凹构造中外窗内凹深度与内凹构造宽度的比值。

**E.0.5** 当窗口的建筑遮阳构造由水平式、垂直式、挡板式形式组合, 并有建筑自遮挡时, 则外窗的建筑遮阳系数按下式计算:

$$SCs = SCs_s \cdot SCs_h \cdot SCs_v \cdot SCs_b \quad (E.0.5)$$

式中:  $SCs_s$ 、 $SCs_h$ 、 $SCs_v$ 、 $SCs_b$ ——分别为建筑自遮挡、水平式、垂直式、挡板式的建筑遮阳系数, 可按本标准第 E.0.1 条~第 E.0.4 条规定计算, 当组合中某种遮阳形式不存在时, 则取其建筑遮阳系数值为 1。

**E.0.6** 当建筑遮阳构造的遮阳板(百叶)采用有透光能力的材料制作时, 其建筑遮阳系数按下式计算:

$$SCs = 1 - (1 - SCs^*) (1 - \eta^*) \quad (E.0.6)$$

式中:  $SCs^*$ ——建筑遮阳的遮阳板采用不透明材料制作时的建筑遮阳系数, 应按本标准第 E.0.1 条的规定计算;

$\eta^*$ ——遮阳板（构造）材料的透射比，按表 E.0.6 选取。

表 E.0.6 遮阳板（构造）材料的透射比

遮阳板使用的材料	规格	$\eta^*$
织物面料	—	0.5 或按实测太阳光透射比
玻璃钢板	—	0.5 或按实测太阳光透射比
玻璃、有机玻璃类板	0<太阳光透射比≤0.6	0.5
	0.6<太阳光透射比≤0.9	0.8
金属穿孔板	穿孔率：0< $\varphi$ ≤0.2	0.15
	穿孔率：0.2< $\varphi$ ≤0.4	0.3
	穿孔率：0.4< $\varphi$ ≤0.6	0.5
	穿孔率：0.6< $\varphi$ ≤0.8	0.7
混凝土、陶土釉彩窗外花格	—	0.6 或按实际镂空比例及厚度
木质、金属窗外花格	—	0.7 或按实际镂空比例及厚度
木质、竹质窗外帘	—	0.4 或按实际镂空比例

**E.0.7** 当外窗采用内置百叶中空玻璃窗时，可将内置百叶窗视为建筑遮阳措施。

## 附录 F 建筑围护结构外表面太阳辐射吸收系数

表 F 常用围护结构表面太阳辐射吸收系数值

面层类型	表面性质	表面颜色	太阳辐射吸收系数值
石灰粉刷墙面	光滑、新	白色	0.48
抛光铝反射体片	—	浅色	0.12
水泥拉毛墙	粗糙、旧	米黄色	0.65
白水泥粉刷墙面	光滑、新	白色	0.48
水刷石墙面	粗糙、旧	浅色	0.68
水泥粉刷墙面	光滑、新	浅灰	0.56
砂石粉刷面	—	深色	0.57
浅色饰面砖	—	浅黄、浅白	0.50
硅酸盐砖墙	不光滑	黄灰色	0.45~0.50
硅酸盐砖墙	不光滑	灰白色	0.50
混凝土砌块	—	灰色	0.65
混凝土墙	平滑	深灰	0.73
红褐色陶瓦屋面	旧	红褐	0.65~0.74
灰瓦屋面	旧	浅灰	0.52
水泥屋面	旧	素灰	0.74
水泥瓦屋面	—	深灰	0.69
石棉水泥瓦屋面	—	浅灰色	0.75
绿豆砂保护屋面	—	浅黑色	0.65
白石子屋面	粗糙	灰白色	0.62
浅色油毡屋面	不光滑、新	浅黑色	0.72
黑色油毡屋面	不光滑、新	深黑色	0.86
绿色草地	—	—	0.78~0.80
水(开阔湖、海面)	—	—	0.96
棕色、绿色喷泉漆	光亮	中棕、中绿色	0.79
红涂料、油漆	光平	大红	0.74
浅色漆料	光亮	浅黄、浅红	0.50

## 附录 G 建筑材料热物理性能计算参数

表 G 建筑材料热物理性能计算参数

序号	材料名称	干密度 $\rho_0$ (kg/m <sup>3</sup> )	计算参数				
			导热系数 $\lambda$ [W/(m·K)]	蓄热系数 $S$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	比热容 $C$ [kJ/(kg·K)]		
1 混凝土							
普通混凝土							
1.1	钢筋混凝土	2500	1.74	17.20	0.92		
		2300	1.51	15.36	0.92		
	碎石、卵石混凝土	2100	1.28	13.57	0.92		
轻骨料混凝土							
1.2	膨胀矿渣珠混凝土	2000	0.77	10.49	0.96		
		1800	0.63	9.05	0.96		
		1600	0.53	7.87	0.96		
1.2	自然煤矸石、炉渣混凝土	1700	1.00	11.68	1.05		
		1500	0.76	9.54	1.05		
		1300	0.56	7.63	1.05		
1.2	粉煤灰陶粒混凝土	1700	0.95	11.40	1.05		
		1500	0.70	9.16	1.05		
		1300	0.57	7.78	1.05		
1.2	黏土陶粒混凝土	1100	0.44	6.30	1.05		
		1600	0.84	10.36	1.05		
		1400	0.70	8.93	1.05		
1.2	页岩渣、石灰、水泥混凝土	1200	0.53	7.25	1.05		
		1300	0.52	7.39	0.98		
		1500	0.77	9.65	1.05		
1.2	页岩陶粒混凝土	1300	0.63	8.16	1.05		
		1100	0.50	6.70	1.05		
		1700	0.57	6.30	0.57		
1.2	火山灰渣、砂、水泥混凝土	1500	0.67	9.09	1.05		
		1300	0.53	7.54	1.05		
		1100	0.42	6.13	1.05		
浮石混凝土							

续表 G

序号	材料名称	干密度 $\rho_0$ (kg/m <sup>3</sup> )	计算参数			
			导热系数 $\lambda$ [W/(m·K)]	蓄热系数 $S$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	比热容 $C$ [kJ/(kg·K)]	蒸汽渗透系数 $\mu$ [g/(m·h·Pa)]
	轻混凝土					
1.3	加气混凝土、泡沫混凝土	700	0.18	3.10	1.05	0.0000998*
		500	0.14	2.81	1.05	0.0001110*
		300	0.10	—	—	—
2	砂浆和砌体					
	砂浆					
2.1	水泥砂浆	1800	0.93	11.37	1.05	0.0000210*
		1700	0.87	10.75	1.05	0.0000975*
	石灰砂浆	1600	0.81	10.07	1.05	0.0000443*
		1500	0.76	9.44	1.05	—
	AC 微晶无机保温砂浆	240~300	0.070	1.20	—	—
		300~400	0.085	1.50	—	—
	无机轻集料保温砂浆	350	0.070	1.20	—	—
		400	0.085	1.50	—	—
	玻化微珠保温砂浆	350	0.080	—	—	—
	HZ 无机活性墙体隔热保温砂浆	350	0.060	1.58	—	—
2.2	胶粉聚苯颗粒保温砂浆	400	0.090	0.95	—	—
		300	0.070	—	—	—
	砌体					
	重砂浆砌筑粘土砖砌体	1800	0.81	10.63	1.05	0.0001050*
	轻砂浆砌筑粘土砖砌体	1700	0.76	9.96	1.05	0.0001200
	灰砂砖砌体	1900	1.10	12.72	1.05	0.0001050
	硅酸盐砖砌体	1800	0.87	11.11	1.05	0.0001050
	炉渣砖砌体	1700	0.81	10.43	1.05	0.0001050
	蒸压粉煤灰砖砌体	1520	0.74	—	—	—
	重砂浆砌筑 26, 33 及 36 孔粘土空心砖砌体	1400	0.58	7.92	1.05	0.0000158
	模数空心砖砌体 240×115×53 (13 排孔)	1230	0.46	—	—	—
	KPI 黏土空心砖砌体 240×115×90	1180	0.44	—	—	—

续表 G

序号	材料名称	干密度 $\rho_0$ (kg/m <sup>3</sup> )	计算参数			
			导热系数 $\lambda$ [W/(m·K)]	蓄热系数 $S$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	比热容 $C$ [kJ/(kg·K)]	蒸汽渗透系数 $\mu$ [g/(m·h·Pa)]
2.2	页岩粉煤灰烧结承重多孔砖砌体 240×115×90	1440	0.51	—	—	—
	煤矸石页岩多孔砖砌体 240×115×90	1200	0.39	—	—	—
3	热绝缘材料					
3.1	纤维材料					
	矿棉板	80~180	0.050	0.60~0.89	1.22	0.0004880
	岩棉板	60~160	0.041	0.47~0.76	1.22	0.0004880
	岩棉带	80~120	0.045	—	—	—
	玻璃棉板、毡	<40	0.040	0.38	1.22	0.0004880
		≥40	0.035	0.35	1.22	0.0004880
	麻刀	150	0.070	1.34	2.10	—
3.2	膨胀珍珠岩、蛭石制品					
	水泥膨胀珍珠岩	800	0.26	4.37	1.17	0.0000420*
		600	0.21	3.44	1.17	0.0000900*
		400	0.16	2.49	1.17	0.0001910
	沥青、乳化沥青膨胀珍珠岩	400	0.12	2.28	1.55	0.0000293
		300	0.093	1.77	1.55	0.0000675*
	水泥膨胀蛭石	350	0.14	1.99	1.05	—
3.3	泡沫材料及多孔聚合物					
	聚乙烯泡沫塑料	100	0.047	0.70	1.38	—
	聚苯乙烯泡沫塑料	20	0.039 (白板)	0.28	1.38	0.0000162
			0.033 (灰板)			
	挤塑聚苯乙烯泡沫塑料	35	0.030 (带表皮)	0.34	1.38	—
			0.032 (不带表皮)			
	聚氨酯硬泡沫塑料	35	0.024	0.29	1.38	0.0000234
	酚醛板	60	0.040	—	—	—
			0.034			
	聚氯乙烯硬泡沫塑料	130	0.048	0.79	1.38	—
	钙塑	120	0.049	0.83	1.59	—

续表 G

序号	材料名称	干密度 $\rho_0$ (kg/m <sup>3</sup> )	计算参数			
			导热系数 $\lambda$ [W/(m·K)]	蓄热系数 $S$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	比热容 $C$ [kJ/(kg·K)]	蒸汽渗透系数 $\mu$ [g/(m·h·Pa)]
3.3	泡沫玻璃	140	0.050	0.65	0.84	0.0000225
	泡沫石灰	300	0.116	1.70	1.05	—
	碳化泡沫石灰	400	0.14	2.33	1.05	—
	泡沫石膏	500	0.19	2.78	1.05	0.0000375
	发泡水泥	150~300	0.070	—	—	—
4	木材、建筑板材					
4.1	木材					
	橡木、枫树(热流方向垂直木纹)	700	0.17	4.90	2.51	0.0000562
	橡木、枫树(热流方向顺木纹)	700	0.35	6.93	2.51	0.000300
	松木、云杉(热流方向垂直木纹)	500	0.14	3.85	2.51	0.0000345
	松木、云杉(热流方向顺木纹)	500	0.29	5.55	2.51	0.0001680
4.2	建筑板材					
	胶合板	600	0.17	4.57	2.51	0.0000225
	软木板	300	0.093	1.95	1.89	0.0000255*
		150	0.058	1.09	1.89	0.0000285*
	纤维板	1000	0.34	8.13	2.51	0.0001200
		600	0.23	5.28	2.51	0.0001130
	石棉水泥板	1800	0.52	8.52	1.05	0.0000135*
	石棉水泥隔热板	500	0.16	2.58	1.05	0.0003900
	石膏板	1050	0.33	5.28	1.05	0.0000790
	水泥刨花板	1000	0.34	7.27	2.01	0.0000240
		700	0.19	4.56	2.01	0.0001050
5.1	稻草板	300	0.13	2.33	1.68	0.0003000
	保温装饰烧结一体板	300	0.065	1.5	—	—
	木屑板	200	0.065	1.54	2.10	0.0002630
	5 松散材料					
	无机材料					
5.1	锅炉渣	1000	0.29	4.40	0.92	0.0001930
	粉煤灰	1000	0.23	3.93	0.92	—
	高炉炉渣	900	0.26	3.92	0.92	0.0002030

续表 G

序号	材料名称	干密度 $\rho_0$ (kg/m <sup>3</sup> )	计算参数		
			导热系数 $\lambda$ [W/(m·K)]	蓄热系数 $S$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	比热容 $C$ [kJ/(kg·K)]
5.1	浮石、凝灰岩	600	0.23	3.05	0.92
	膨胀蛭石	300	0.14	1.79	1.05
		200	0.10	1.24	1.05
	硅藻土	200	0.076	1.00	0.92
	膨胀珍珠岩	350	0.087	—	1.17
		120	0.070	0.84	1.17
		80	0.058	0.63	1.17
有机材料					
5.2	木屑	250	0.093	1.84	2.01
	稻壳	120	0.060	1.02	2.01
	干草	100	0.047	0.83	2.01
6	其他材料				
土壤					
6.1	夯实粘土	2000	1.16	12.99	1.01
		1800	0.93	11.03	1.01
6.2	加草粘土	1600	0.76	9.37	1.01
		1400	0.58	7.69	1.01
	轻质粘土	1200	0.47	6.36	1.01
	建筑用砂	1600	0.58	8.26	1.01
石材					
6.2	花岗石、玄武岩	2800	3.49	25.49	0.92
	大理石	2800	2.91	23.27	0.92
	砾石、石灰岩	2400	2.04	18.03	0.92
	石灰石	2000	1.16	12.56	0.92
卷材、沥青材料					
6.3	沥青油毡、油毡纸	600	0.17	3.33	1.47
	沥青混凝土	2100	1.05	16.39	1.68
		1400	0.27	6.73	1.68
	石油沥青	1050	0.17	4.71	1.68
玻璃					
6.4	平板玻璃	2500	0.76	10.69	0.84
	玻璃钢	1800	0.52	9.25	1.26
金属					
6.5	紫铜	8500	407	324	0.42
	青铜	8000	64.0	118	0.38

续表 G

序号	材料名称	干密度 $\rho_0$ (kg/m <sup>3</sup> )	计算参数			
			导热系数 $\lambda$ [W/(m·K)]	蓄热系数 $S$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	比热容 $C$ [kJ/(kg·K)]	蒸汽渗透系数 $\mu$ [g/(m·h·Pa)]
6.5	建筑钢材	7850	58.2	126	0.48	—
	铝	2700	203	191	0.92	—
	铸铁	7250	49.9	112	0.48	—

注: 1 在正确设计和正常使用条件下, 材料的热物理性能计算参数应按本表直接采用;

2 表中蓄热系数的周期为 24h;

3 表中带\*号者为测定值;

4 本表摘自国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176-2016。

## 附录 H 保温材料导热系数及蓄热系数的修正系数

表 H 保温材料导热系数及蓄热系数的修正系数

材料	使用部位	修正系数 $\alpha$	
		夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
聚苯板	室外	1.05	1.10
	室内	1.00	1.05
挤塑板	室外	1.05	1.15
	室内	1.00	1.05
聚氨酯	室外	1.05	1.10
	室内	1.00	1.05
岩棉、玻璃棉	室外	1.20	1.30
	室内	1.15	1.25
加气混凝土、泡沫混凝土	室外	1.15	1.20
	室内	1.10	1.15
胶粉聚苯颗粒保温浆料	室外	1.15	1.20
	室内	1.10	1.15
无机保温浆	室外	1.10	1.15
	室内	1.05	1.10
泡沫玻璃	室外	1.05	1.10
	室内	1.05	1.05

## 附录 J 管道与设备保温及保冷厚度

**J.0.1** 热管道经济绝热层厚度可按表 J.0.1-1～表 J.0.1-3 选用。热设备绝热层厚度可按最大口径管道的绝热层厚度再增加 5mm 选用。

表 J.0.1-1 室内热管道柔性泡沫橡塑经济绝热层厚度 (热价 85 元/GJ)

最高介质温度 (℃)	绝热层厚度 (mm)						
	25	28	32	36	40	45	50
60	≤DN20	DN25~DN40	DN50~DN125	DN150~DN400	≥DN450	—	—
80	—	—	≤DN32	DN40~DN70	DN80~DN125	DN150~DN450	≥DN500

表 J.0.1-2 热管道离心玻璃棉经济绝热层厚度 (热价 35 元/GJ)

最高介质温度 (℃)	绝热层厚度 (mm)								
	25	30	35	40	50	60	70	80	90
室内	60	≤DN40	DN50~DN125	DN150~DN1000	≥DN1100	—	—	—	—
	80	—	≤DN32	DN40~DN80	DN100~DN250	≥DN300	—	—	—
	95	—	—	≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN1000	≥DN1100	—	—
	140	—	—	—	≤DN25	DN32~DN80	DN100~DN300	≥DN350	—
	190	—	—	—	—	≤DN32	DN40~DN80	DN100~DN200	DN250~DN900
室外	60	—	≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN450	≥DN500	—	—	—
	80	—	—	≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN1700	≥DN1800	—	—
	95	—	—	≤DN25	DN32~DN50	DN70~DN250	≥DN300	—	—
	140	—	—	—	≤DN20	DN25~DN70	DN80~DN200	DN250~DN1000	≥DN1100
	190	—	—	—	—	≤DN25	DN32~DN70	DN80~DN150	DN200~DN500
									≥DN600

表 J.0.1-3 热管道离心玻璃棉经济绝热层厚度 (热价 85 元/GJ)

最高介质温度(℃)	绝热层厚度 (mm)									
	40	50	60	70	80	90	100	120	140	
室内	60	≤DN50	DN70~DN300	≥DN350	—	—	—	—	—	
	80	≤DN20	DN25~DN70	DN80~DN200	≥DN250	—	—	—	—	
	95	—	≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN300	DN350~DN2500	≥DN3000	—	—	
	140	—	—	≤DN32	DN40~DN70	DN80~DN150	DN200~DN300	DN350~DN900	≥DN1000	—
	190	—	—	—	≤DN32	DN40~DN50	DN70~DN100	DN125~DN150	DN200~DN700	≥DN800
室外	60	—	≤DN80	DN100~DN250	≥DN300	—	—	—	—	
	80	—	≤DN40	DN50~DN100	DN125~DN250	DN300~DN1500	≥DN2000	—	—	
	95	—	≤DN25	DN32~DN70	DN80~DN150	DN200~DN400	DN500~DN2000	≥DN2500	—	
	140	—	—	≤DN25	DN32~DN50	DN70~DN100	DN125~DN200	DN200~DN450	≥DN500	—
	190	—	—	—	≤DN25	DN32~DN50	DN70~DN80	DN125~DN200	DN200~DN450	≥DN500

**J.0.2** 室内空调冷水管道最小绝热层厚度可按表 J.0.2-1、表 J.0.2-2 选用；蓄冷设备保冷厚度可按对应介质温度最大口径管道的保冷厚度再增加 5mm~10mm 选用。

表 J.0.2-1 室内空调冷水管道最小绝热层厚度 (介质温度≥5℃) (mm)

保温材料	管径	厚度
柔性泡沫橡塑	≤DN25	25
	DN32~DN50	28
	DN70~DN150	32
	≥DN200	36
玻璃棉管壳	≤DN25	25
	DN32~DN80	30
	DN100~DN400	35
	≥DN450	40

表 J.0.2-2 室内空调冷水管道最小绝热层厚度（介质温度 $\geq -10^{\circ}\text{C}$ ）（mm）

保温材料	管径	厚度
柔性泡沫橡塑	$\leq\text{DN}50$	40
	DN70~DN100	45
	DN125~DN250	50
	DN300~DN2000	55
	$\geq\text{DN}2100$	60
玻璃棉管壳	$\leq\text{DN}50$	35
	DN70~DN125	40
	DN150~DN500	45
	$\geq\text{DN}600$	50

**J.0.3** 室内生活热水管经济绝热层厚度可按表 J.0.3-1、表 J.0.3-2 选用。

表 J.0.3-1 室内生活热水管道经济绝热层厚度（室内 $5^{\circ}\text{C}$ 全年 $\leq 105$ 天）

介质温度	绝热材料			
	离心玻璃棉		柔性泡沫橡塑	
	公称管径（mm）	厚度（mm）	公称管径（mm）	厚度（mm）
$\leq 70^{\circ}\text{C}$	$\leq\text{DN}25$	40	$\leq\text{DN}40$	32
	DN32~DN80	50	DN50~DN80	36
	DN100~DN350	60	DN100~DN150	40
	$\geq\text{DN}400$	70	$\geq\text{DN}200$	45

表 J.0.3-2 室内生活热水管道经济绝热层厚度（室内 $5^{\circ}\text{C}$ 全年 $\leq 150$ 天）

介质温度	绝热材料			
	离心玻璃棉		柔性泡沫橡塑	
	公称管径（mm）	厚度（mm）	公称管径（mm）	厚度（mm）
$\leq 70^{\circ}\text{C}$	$\leq\text{DN}40$	50	$\leq\text{DN}50$	40
	DN50~DN100	60	DN70~DN125	45
	DN125~DN300	70	DN150~DN300	50
	$\geq\text{DN}350$	80	$\geq\text{DN}350$	55

**J.0.4** 室内空调风管绝热层最小热阻可按表 J.0.4 选用。

表 J.0.4 室内空调风管绝热层最小热阻

风管类型	适用介质温度 (℃)		最小热阻 $R$ [(m <sup>2</sup> ·K)/W]
	冷介质最低温度	热介质最高温度	
一般空调风管	15	30	0.81
低温风管	6	39	1.14

## 附录 K 节水型生活用水器具主要技术性能参数

表 K 节水型生活用水器具主要技术性能参数

序号	产品技术名称		主要技术性能
1	水嘴		在动态水压 (0.1±0.01) MPa 下, 流量等级 1 级水嘴最大不大于 0.100L/s; 流量等级 2 级水嘴最大不大于 0.125L/s
2	淋浴器		流量等级 1 级淋浴器最大流量不大于 0.08L/s; 流量等级 2 级淋浴器最大流量不大于 0.12L/s
3	延时自闭水嘴	洗面器	在水压 (0.3±0.02) MPa 下, 延时时间 (15±5) s
		淋浴器	在水压 (0.3±0.02) MPa 下, 延时时间 (30±5) s
4	便器	坐便器	双挡坐便器的小档排水量不应大于名义用水量的 70%。用水量等级 1 级坐便器最大用水量不大于 4.0L; 用水量等级 2 级坐便器最大用水量不大于 5.0L
		蹲便器	一次用水量不应大于 6.0L
		小便器	一次用水量不应大于 3.0L
5	便器冲洗阀	大便器	在动态水压 (0.1±0.01) MPa 下, 出水量不应大于 6.0L
		小便器	在动态水压 (0.1±0.01) MPa 下, 出水量不应大于 3.0L
6	洗衣机	波轮式和全自动搅拌	洗净比不应小于 0.83, 单位洗涤容量的用水量不大于 24L/kg
		滚筒式	洗净比不应小于 0.94, 单位洗涤容量的用水量不大于 14L/kg
7	洗碗机		洗净率不应低于 0.85, 运行 1 个周期的实际用水量不大于额定用水量

注：表中数据来源于行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164-2014。

## 附录 L 节能电气产品性能

**L.0.1** 油浸式配电变压器能效等级按国家标准《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052-2013, 见表 L.0.1-1; 干式配电变压器能效等级按国家标准《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052-2013, 见表 L.0.1-2。

表 L.0.1-1 油浸式配电变压器能效等级

额定容量/kV·A	1 级						2 级						3 级						短路阻抗/%	
	电工钢带			非晶合金			空载损耗/W			负载损耗/W			空载损耗/W			负载损耗/W				
	空载损耗/W	负载损耗/W																		
30	80	505	480	33	565	540	80	33	630	600	100	630	600	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
50	100	730	695	43	820	785	100	43	910	870	130	910	870	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
63	110	870	830	50	980	935	110	50	1090	1040	150	1090	1040	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
80	130	1050	1000	60	1180	1125	130	60	1310	1250	180	1310	1250	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
100	150	1265	1200	75	1420	1350	150	75	1580	1500	200	1580	1500	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
125	170	1510	1440	85	1700	1620	170	85	1890	1800	240	1890	1800	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
160	200	1850	1760	100	2080	1980	200	100	2310	2200	280	2310	2200	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
200	240	2185	2080	120	2455	2340	240	120	2730	2600	340	2730	2600	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
250	290	2560	2440	140	2880	2745	290	140	3200	3050	400	3200	3050	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
315	340	3065	2920	170	3445	3285	340	170	3830	3650	480	3830	3650	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
400	410	3615	3440	200	4070	3870	410	200	4520	4300	570	4520	4300	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
500	480	4330	4120	240	4870	4635	480	240	5410	5150	680	5410	5150	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0		
630	570	4960	320	5580	570	320	6200	810	6200	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5		
800	700	6000	380	6750	700	380	7500	980	7500	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5		
1000	830	8240	450	9270	830	450	10300	1150	10300	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5		
1250	970	9600	530	10800	970	530	12000	1360	12000	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5		
1600	1170	11600	630	13050	1170	630	14500	1640	14500	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5		

表 L.0.1-2 干式配电变压器能效等级

额定容量/kVA	1级						2级						3级						短路阻抗/%	
	电工钢带			非晶合金			空载损耗W			负载损耗W			空载损耗W			负载损耗W				
	空载损耗W		负载损耗W		空载损耗W		负载损耗W		电		非		空载损耗W		负载损耗W		负载损耗W			
	B (°C)	F (°C)	H (°C)	B (°C)	F (°C)	H (°C)	B (°C)	F (°C)	H (°C)	电工钢带	非晶合金	B (°C)	F (°C)	H (°C)	空载损耗W	B (°C)	F (°C)	H (°C)		
30	135	605	640	685	70	635	675	720	150	70	670	710	760	190	670	710	760			
50	195	845	900	965	90	895	950	1015	215	90	940	1000	1070	270	940	1000	1070			
80	265	1160	1240	1330	120	1225	1310	1405	295	120	1290	1380	1480	370	1290	1380	1480			
100	290	1330	1415	1520	130	1405	1490	1605	320	130	1480	1570	1690	400	1480	1570	1690			
125	340	1565	1665	1780	150	1655	1760	1880	375	150	1740	1850	1980	470	1740	1850	1980			
160	385	1800	1915	2050	170	1900	2025	2165	430	170	2000	2130	2280	540	2000	2130	2280	4.0		
200	445	2135	2275	2440	200	2250	2405	2575	495	200	2370	2530	2710	620	2370	2530	2710			
250	515	2330	2485	2665	230	2460	2620	2810	575	230	2590	2760	2960	720	2590	2760	2960			
315	635	2945	3125	3355	280	3105	3295	3545	705	280	3270	3470	3730	880	3270	3470	3730			
400	705	3375	3590	3850	310	3560	3790	4065	785	310	3750	3990	4280	980	3750	3990	4280			
500	835	4130	4390	4705	360	4360	4635	4970	930	360	4590	4880	5230	1160	4590	4880	5230			
630	965	4975	5290	5660	420	5255	5585	5975	1070	420	5530	5880	6290	1340	5530	5880	6290			
630	935	5050	5365	5760	410	5330	5660	6080	1040	410	5610	5960	6400	1300	5610	5960	6400			
800	1095	5895	6265	6715	480	6220	6610	7085	1215	480	6550	6960	7460	1520	6550	6960	7460			
1000	1275	6885	7315	7885	550	7265	7725	8320	1415	550	7650	8130	8760	1770	7650	8130	8760			
1250	1505	8190	8720	9335	650	8645	9205	9850	1670	650	9100	9690	10370	2090	9100	9690	10370	6.0		
1600	1765	9945	10555	11320	760	10495	11145	11950	1960	760	11050	11730	12580	2450	11050	11730	12580			
2000	2195	12240	13005	14005	1000	12920	13725	14780	2440	1000	13600	14450	15560	3050	13600	14450	15560			
2500	2590	14535	15455	16605	1200	15340	16310	17525	2880	1200	16150	17170	18450	3600	16150	17170	18450			

**L.0.2 中小型三相异步电动机能效等级**按国家标准《中小型三相异步电动机能效限定值及能效等级》GB 18613-2012, 见表 L.0.2。

表 L.0.2 电动机能效等级

额定功率/kW	效率%								
	1级			2级			3级		
	2极	4极	6极	2极	4极	6极	2极	4极	6极
0.75	84.9	85.6	83.1	80.7	82.5	78.9	77.4	79.6	75.9
1.1	86.7	87.4	84.1	82.7	84.1	81.0	79.6	81.4	78.1
1.5	87.5	88.1	86.2	84.2	85.3	82.5	81.3	82.8	79.8
2.2	89.1	89.7	87.1	85.9	86.7	84.3	83.2	84.3	81.8
3	89.7	90.3	88.7	87.1	87.7	85.6	84.6	85.5	83.3

续表 L.0.2

额定功率/kW	效率%								
	1 级			2 级			3 级		
	2 极	4 极	6 极	2 极	4 极	6 极	2 极	4 极	6 极
4	90.3	90.9	89.7	88.1	88.6	86.8	85.8	86.6	84.6
5.5	91.5	92.1	89.5	89.2	89.6	88.0	87.0	87.7	86.0
7.5	92.1	92.6	90.2	90.1	90.4	89.1	88.1	88.7	87.2
11	93.0	93.6	91.5	91.2	91.4	90.3	89.4	89.8	88.7
15	93.4	94.0	92.5	91.9	92.1	91.2	90.3	90.6	89.7
18.5	93.8	94.3	93.1	92.4	92.6	91.7	90.9	91.2	90.4
22	94.4	94.7	93.9	92.7	93.0	92.2	91.3	91.6	90.9
30	94.5	95.0	94.3	93.3	93.6	92.9	92.0	92.3	91.7
37	94.8	95.3	94.6	93.7	93.9	93.3	92.5	92.7	92.2
45	95.1	95.6	94.9	94.0	94.2	93.7	92.9	93.1	92.7
55	95.4	95.8	95.2	94.3	94.6	94.1	93.2	93.5	93.1
75	95.6	96.0	95.4	94.7	95.0	94.6	93.8	94.0	93.7
90	95.8	96.2	95.6	95.0	95.2	94.9	94.1	94.2	94.0
110	96.0	96.4	95.6	95.2	95.4	95.1	94.3	94.5	94.3
132	96.0	96.5	95.8	95.4	95.6	95.4	94.6	94.7	94.6
160	96.2	96.5	96.0	95.6	95.8	95.6	94.8	94.9	94.8
200	96.3	96.6	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0
250	96.4	96.7	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0
315	96.5	96.8	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0
355~375	96.6	96.8	96.1	95.8	96.0	95.8	95.0	95.1	95.0

**L.0.3 交流接触器的吸持功率按国家标准《交流接触器能效限定值及能效等级》GB 21518-2008, 见表 L.0.3。**

表 L.0.3 接触器能效等级

额定工作电流 $I_e/A$	吸持功率/(V·A)		
	1 级	2 级	3 级
$9 \leq I_e \leq 12$	0.5	5.0	8.3
$12 < I_e \leq 22$	0.5	5.1	8.5
$22 < I_e \leq 32$	0.5	8.3	13.9
$32 < I_e \leq 40$	0.5	11.4	19.0
$40 < I_e \leq 63$	0.5	34.2	57.0
$63 < I_e \leq 100$	1.0	36.6	61.0
$100 < I_e \leq 160$	1.0	51.3	85.5
$160 < I_e \leq 250$	1.0	91.2	152.0
$250 < I_e \leq 400$	1.0	150.0	250.0
$400 < I_e \leq 630$	1.0	150.0	250.0

**L.0.4** 直管形荧光灯灯具、紧凑型荧光灯筒灯灯具、小功率金属卤化物灯筒灯灯具、高强度气体放电灯灯具的效率不应低于表 L.0.4-1~表 L.0.4-4 的规定。

表 L.0.4-1 直管形荧光灯灯具的效率

灯具出光口形式	开敞式	保护罩（玻璃或塑料）		格栅
		棱镜	透明	
灯具效率（%）	75	55	70	65

表 L.0.4-2 紧凑型荧光灯筒灯灯具的效率

灯具出光口形式	开敞式	保护罩	格栅
灯具效率（%）	55	50	45

表 L.0.4-3 小功率金属卤化物灯筒灯灯具的效率

灯具出光口形式	开敞式	保护罩	格栅
灯具效率（%）	60	55	50

表 L.0.4-4 高强度气体放电灯灯具的效率

灯具出光口形式	开敞式	格栅或透光罩
灯具效率（%）	75	60

**L.0.5** 发光二极管筒灯灯具的效能不应低于表 L.0.5-1 的规定；发光二极管平面灯灯具的效能不应低于表 L.0.5-2 的规定。

表 L.0.5-1 发光二极管筒灯的效能

色温	2700K		3000K/3500K		4000K	
灯具出光口形式	格栅	保护罩	格栅	保护罩	格栅	保护罩
灯具效能 (lm/W)	65	70	70	75	75	80

表 L.0.5-2 发光二极管平面灯灯具的效能

色温	2700K		3000K/3500K		4000K	
灯盘出光口形式	反射式	直射式	反射式	直射式	反射式	直射式
灯具效能 (lm/W)	70	75	75	80	80	85

**L.0.6** 单端荧光灯的能效等级按国家标准《单端荧光灯能效限定值及节能评价值》GB 19415-2013，见表 L.0.6。

表 L.0.6 单端荧光灯能效定值及节能评价值

灯的类型	标称功率 (W)	单端荧光灯初始光效 (lm/W)			
		色调: RR、RZ		色调: RL、RB、RN、RD	
		能效限定值	节能评价值	能效限定值	节能评价值
双管类	5	42	51	44	54
	7	46	53	50	57
	9	55	62	59	67
	11	69	75	74	80
	18	57	63	62	67
	24	62	70	65	75
	27	60	64	63	68
	28	63	69	67	73
	30	63	69	67	73
	36	67	76	70	81
	40	67	79	70	83
	55	67	77	70	82
	80	69	75	72	78
	10	52	60	55	64
四管类	13	60	65	63	69
	18	57	63	62	67
	26	60	64	63	67
	32	55	68	60	75
	42	55	67	60	74
多管类	57	59	68	62	75
	60	59	65	62	69
	62	59	65	62	69
	70	59	68	62	74
	82	59	69	62	75
	85	59	66	62	71
	120	59	68	62	75
	13	60	61	63	65
	18	57	63	62	67
	26	60	64	63	67
	32	55	68	60	75
	42	55	67	60	74
方形	57	59	68	62	75
	60	59	65	62	69
	62	59	65	62	69
	70	59	68	62	74
	82	59	69	62	75
	85	59	66	62	71
	120	59	68	62	75
圆形	10	54	60	58	65
	16	56	63	61	67
	21	56	61	61	65
	24	57	63	62	67
	28	62	69	66	73
	36	62	69	66	73
	38	63	69	66	73

续表 L.0.6

灯的类型	标称功率 (W)	单端荧光灯初始光效 (lm/W)			
		色调: RR、RZ		色调: RL、RB、RN、RD	
		能效限定值	节能评价值	能效限定值	节能评价值
环形	Φ29(卤粉)	22	44	—	51
		32	48	—	57
		40	52	—	60
	Φ29 (三基色粉)	22	55	62	59
		32	64	70	68
		40	64	72	68
环形	Φ16	20	72	76	75
		22	72	74	75
		27	72	79	75
		34	72	81	75
		40	69	75	74
		41	69	81	74
		55	63	70	66
		60	63	75	66

**L.0.7** 普通照明用双端荧光灯的能效等级按国家标准《普通照明用双端荧光灯能效限定值及能效等级》GB 19043-2013, 见表 L.0.7。

表 L.0.7 双端荧光灯能效等级

工作类型	标称管径 (mm)	额定功率 (W)	补充信息	GB/T 10682 参数表号	初始光效(lm/W)					
					RR、RZ			RL、RB、 RN、RD		
					1 级	2 级	3 级	1 级	2 级	3 级
工作于交流电 源频率带启动 器的线路的预 阴极灯	26	18	—	2220	70	64	50	75	69	52
		30		2320	75	69	53	80	73	57
		36		2420	87	80	62	93	85	63
		58		2520	84	77	59	90	82	62
工作于高 频线 路预热阴极灯	16	14	高光效系列	6520	80	77	69	86	82	75
		21	高光效系列	6530	84	81	75	90	86	83
		24	高光通系列	6620	68	66	65	73	70	67
		28	高光效系列	6640	87	83	77	93	89	82
		35	高光效系列	6650	88	84	75	94	90	82
		39	高光通系列	6730	74	71	67	79	75	71
		49	高光通系列	6750	82	79	75	88	84	79
		54	高光通系列	6840	77	73	67	82	78	72
	26	80	高光通系列	6850	72	69	63	77	73	67
		16	—	7220	81	75	66	87	80	75
		23		7222	84	77	76	89	86	85
		32		7420	97	89	78	104	95	84
		45		7422	101	93	85	108	99	90

**L.0.8** 普通照明用自镇流荧光灯的能效等级按国家标准《普通照明用自镇流荧光灯能效限定值及能效等级》GB 19044-2013, 见表 L.0.8。

表 L.0.8 自镇流荧光灯能效等级

额定功率/W	能效等级 (RR、RZ)			能效等级 (RL、RB、RN、RD)		
	1 级	2 级	3 级	1 级	2 级	3 级
3	54	46	33	57	48	34
4	57	49	37	60	51	39
5	58	51	40	61	54	42
6	60	53	43	63	56	45
7	61	55	45	64	57	47
8	62	56	47	65	59	49
9	63	57	48	66	60	51
10	63	58	50	66	61	52
11	64	59	51	67	62	53
12	64	59	52	67	62	54
13	65	60	53	68	63	55
14	65	61	53	68	64	56
15	65	61	54	69	64	57
16	66	61	55	69	64	58
17	66	62	55	69	65	58
18	66	62	56	70	65	59
19	67	62	56	70	66	59
20	67	63	57	70	66	60
21	67	63	57	70	66	60
22	67	63	57	70	66	60
23	67	63	58	71	67	61
24	67	64	58	71	67	61
25	68	64	58	71	67	61
26	68	64	59	71	67	62
27	68	64	59	71	67	62
28	68	64	59	71	68	62
29	68	64	59	71	68	62

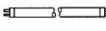
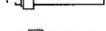
续表 L.0.8

额定功率/W	能效等级 (RR、RZ)			能效等级 (RL、RB、RN、RD)		
	1 级	2 级	3 级	1 级	2 级	3 级
30	68	65	60	72	68	63
31	68	65	60	72	68	63
32	68	65	60	72	68	63
33	68	65	60	72	68	63
34	68	65	60	72	68	63
35	68	65	60	72	68	63
36	69	65	60	72	68	64
37	69	65	61	72	68	64
38	69	65	61	72	68	64
39	69	65	61	72	68	64
40	69	65	61	72	69	64
41	69	65	61	72	69	64
42	69	65	61	72	69	64
43	69	65	61	72	69	64
44	69	65	61	72	69	64
45	69	65	61	72	69	64
46	69	65	61	72	69	64
47	69	65	61	72	69	65
48	69	65	61	72	69	65
49	69	65	62	72	69	65
50	69	65	62	72	69	65
51	69	65	62	72	69	65
52	69	65	62	72	69	65
53	69	65	62	72	69	65
54	69	65	62	72	69	65
55	69	65	62	72	69	65
56	69	65	62	72	69	65
57	69	65	62	72	69	65
58	69	65	62	72	69	65
59	69	65	62	72	69	65
60	69	65	62	72	69	65

**L.0.9** 管形荧光灯非调光电子镇流器的能效等级按照国家标准

《管形荧光灯镇流器能效限定值及能效等级》GB 17896-2012, 见表 L.0.9。

表 L.0.9 非调光电子镇流器能效等级

与镇流器配套灯的类型、规格等信息				镇流器效率/%		
类别和示意图		标称功率/W	国际代码	额定功率/W	1 级	2 级
T8		15	FD-15-E-G13-26/450	13.5	87.8	84.4
		18	FD-18-E-G13-26/600	16	87.7	84.2
		30	FD-30-E-G13-26/900	24	82.1	77.4
		36	FD-36-E-G13-26/1200	32	91.4	88.9
		38	FD-38-E-G13-26/1050	32	87.7	84.2
		58	FD-58-E-G13-26/1500	50	93.0	90.9
		70	FD-70-E-G13-26/1800	60	90.9	88.2
TC-L		18	FSD-18-E-2G11	16	87.7	84.2
TC-L		24	FSD-24-E-2G11	22	90.7	88.0
TC-L		36	FSD-36-E-2G11	32	91.4	88.9
TCF		18	FSS-18-E-2G10	16	87.7	84.2
TCF		24	FSS-24-E-2G10	22	90.7	88.0
TCF		36	FSS-36-E-2G10	32	91.4	88.9
TC-D/DE		10	FSQ-10-E-G24q=1 FSQ-10-L-G24q=1	9.5	89.4	86.4
TC-D/DE		13	FSQ-13-E-G24q=1 FSQ-13-L-G24q=1	12.5	91.7	89.3
TC-D/DE		18	FSQ-18-E-G24q=2 FSQ-18-L-G24q=2	16.5	89.8	86.8
TC-D/DE		26	FSQ-26-E-G24q=3 FSQ-26-L-G24q=3	24	91.4	88.9
TC-T/TE		18	FSM-18-E-GX24q=1 FSM-18-L-GX24q=1	12.5	91.7	89.3
TC-T/TE		18	FSM-18-E-GX24q=2 FSM-18-L-GX24d=2	16.5	89.8	86.8
TC-T/TC-TE		26	FSM-26-E-GX24q=3 FSM-26-L-GX24d=3	24	91.4	88.9
TC-DD/DDE		10	FSS-10-E-GR10q FSS-10-L/P/H-GR10q	9.5	86.4	82.6
TC-DD/DDE		16	FSS-16-E-GR10q FSS-16-L/P/H-GR10q	15	87.0	83.3
TC-DD/DDE		21	FSS-21-E-GR10q FSS-21-L/P/H-GR10q	19.5	89.7	86.7
TC-DD/DDE		28	FSS-28-E-GR10q FSS-28-L/P/H-GR10q	24.5	89.1	86.0
TC-DD/DDE		38	FSS-38-E-GR10q FSS-38-L/P/H-GR10q	34.5	92.0	89.6

续表 L.0.9

与镇流器配套灯的类型、规格等信息					镇流器效率/%		
类别和示意图	标称功率/W	国际代码	额定功率/W		1级	2级	3级
TC	5	FSD-5-I-G23	5	72.7	66.7	58.8	
		FSD-5-E-2G7					
		FSD-7-I-G23	6.5	77.6	72.2	65.0	
		FSD-7-E-2G7					
TC	9	FSD-9-I-G23	8	78.0	72.7	66.7	
		FSD-9-E-2G7					
		FSD-11-I-G23	11	83.0	78.6	73.3	
		FSD-11-E-2G7					
T5	4	FD-4-E-G5-16/150	3.6	64.9	58.1	50.0	
		FD-6-E-G5-16/225					
		FD-8-E-G5-16/300	7.5	69.9	63.6	58.6	
		FD-13-E-G5-16/525					
T9-C	22	FSC-22-E-G10q-29/200	19	89.4	86.4	79.2	
		FSC-32-E-G10q-29/300					
		FSC-40-E-G10q-29/400	32	88.9	85.7	81.1	
T2	6	FDH-6-L/P-W4.3×8.5d-7/220	5	72.7	66.7	58.8	
		FDH-8-L/P-W4.3×8.5d-7/320					
		FDH-11-L/P-W4.3×8.5d-7/420	10.8	81.8	77.1	72.0	
		FDH-13-L/P-W4.3×8.5d-7/520					
T5-E	14	FDH-14-G5-L/P-16/550	13.7	84.7	80.6	72.1	
		FDH-21-G5-L/P-16/850					
		FDH-24-G5-L/P-16/550	22.5	89.6	86.5	80.4	
		FDH-28-G5-L/P-16/1150					
T5-E	35	FDH-35-G5-L/P-16/1450	34.7	91.5	89.0	82.6	
		FDH-39-G5-L/P-16/850					
		FDH-49-G5-L/P-16/1450	49.3	91.6	89.2	84.6	
		FDH-54-G5-L/P-16/1150					
T5-E	80	FDH-80-G5-L/P-16/1150	80	93.0	90.9	87.0	
		FDH-16-L/P-G13-26/600					
		FDH-23-L/P-G13-26/600	23	89.2	85.6	80.4	
		FDH-32-L/P-G13-26/1200					
T8	45	FDH-45-L/P-G13-26/1200	45	90.5	87.3	82.0	
		FDH-45-L/P-G13-26/1200					
		FSCH-22-L/P-2GX13-16/225	22.3	88.1	84.8	78.8	
		FSCH-40-L/P-2GX13-16/300					
T5-C	55	FSCH-55-L/P-2GX13-16/300	55	92.4	90.2	84.6	
		FSCH-60-L/P-2GX13-16/375					
		FSDH-40-L/P-2G11	40	91.4	88.9	83.3	
		FSDH-55-L/P-2G11					
TC-LE	80	FSDH-80-L/P-2G11	80	93.0	90.9	87.0	
		FSMH-32-L/P-GX24q=3	32	91.4	88.9	82.1	
		FSMH-42-L/P-GX24q=4	42	93.5	91.5	86.0	
		FSM6H-57-L/P-GX24q=5	57	91.4	88.9	83.6	
TC-TE	70	FSM8H-57-L/P-GX24q=5					
		FSM6H-70-L/P-GX24q=6	70	93.0	90.9	85.4	
TC-TE	70	FSM8H-70-L/P-GX24q=6					

续表 L.0.9

与镇流器配套灯的类型、规格等信息				镇流器效率/%			
类别和示意图		标称功率/W	国际代码	额定功率/W	1级	2级	3级
TC-TE		60	FSM6H-60-L/P-2G8=1	63	92.3	90.0	84.0
TC-TE		62	FSM8H-62-L/P-2G8=2	62	92.2	89.9	83.8
TC-TE		82	FSM8H-82-L/P-2G8=2	82	92.4	90.1	83.7
TC-TE		85	FSM6H-85-L/P-2G8=1	87	92.8	90.6	84.5
TC-TE		120	FSM6H-120-L/P-2G8=1	122	92.6	90.4	84.7

注：在多灯镇流器情况下，镇流器的能效要求等同于单灯镇流器，计算时灯的功率取连接该镇流器上灯的功率之和。

## 本标准用词说明

**1** 为便于在执行本标准条文时区别对待，对要求严格程度不同的用词说明如下：

**1)** 表示很严格，非这样做不可的：

正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”。

**2)** 表示严格，在正常情况下均应这样做的：

正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”。

**3)** 表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的：

正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”。

**4)** 表示有选择，在一定条件下可以这样做的，采用“可”。

**2** 条文中指明应按其他有关标准执行的写法为：“应符合……的规定”或“应按……执行”。

## 引用标准名录

- 1 《建筑给水排水设计规范》 GB 50015
- 2 《建筑照明设计标准》 GB 50034
- 3 《民用建筑热工设计规范》 GB 50176-2016
- 4 《公共建筑节能设计标准》 GB 50189-2015
- 5 《智能建筑设计标准》 GB 50314
- 6 《民用建筑节水设计标准》 GB 50555
- 7 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》 GB 50736
- 8 《设备及管道绝热设计导则》 GB/T 8175
- 9 《空气过滤器》 GB/T 14295
- 10 《管形荧光灯镇流器能效限定值及能效等级》  
GB 17896-2012
- 11 《中小型三相异步电动机能效限定值及能效等级》  
GB 18613-2012
- 12 《普通照明用双端荧光灯能效限定值及能效等级》  
GB 19043-2013
- 13 《普通照明用自镇流荧光灯能效限定值及能效等级》  
GB 19044-2013
- 14 《单端荧光灯能效限定值及节能评价值》 GB 19415-2013
- 15 《清水离心泵能效限定值及节能评价值》 GB 19762
- 16 《三相配电变压器能效限定值及能效等级》 GB 20052-2013
- 17 《交流接触器能效限定值及能效等级》 GB 21518-2008
- 18 《太阳能热水系统（储水箱容积大于 0.6m<sup>3</sup>）控制装置》  
GB/T 28737
- 19 《建筑幕墙、门窗通用技术条件》 GB/T 31433-2015

- 20** 《节水型卫生洁具》 GB/T 31436
- 21** 《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》 JGJ 75
- 22** 《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》 JGJ/T 151
- 23** 《城市夜景照明设计规范》 JGJ/T 163
- 24** 《建筑反射隔热涂料》 JG/T 235
- 25** 《节水型生活用水器具》 CJ/T 164-2014
- 26** 《福建省地源热泵系统应用技术规程》 DBJ/T 13-156
- 27** 《建筑太阳能光伏系统应用技术规程》 DBJ/T 13-157
- 28** 《福建省公共建筑能耗监测系统技术规程》 DBJ/T 13-158
- 29** 《福建省绿色建筑设计标准》 DBJ 13-197

# 福建省工程建设地方标准

## 福建省公共建筑节能设计标准

**DBJ 13-305-2019**

条文说明

## 制 订 说 明

《福建省公共建筑节能设计标准》DBJ 13-305-2019，经福建省住房和城乡建设厅 2019 年 2 月 21 日闽建科〔2019〕4 号通知批准发布，并经住房和城乡建设部备案，备案号为 J 14504-2018。

本标准是由编制组在总结福建省公共建筑节能设计的相关实践经验和研究成果，借鉴国内外先进经验，结合福建省气候特点，通过反复讨论、协调、修改和专家审查后编制而成。

为了便于广大设计、施工、科研、学校等单位有关人员在使用本标准时能正确理解和执行条文规定，《福建省公共建筑节能设计标准》编制组按章、节、条顺序编制了本标准的条文说明，对条文规定的目的、依据以及执行中需要注意的有关事项进行说明，且着重对强制性条文的强制性理由作出解释。本条文说明不具备与标准正文同等的法律效力，仅供使用者作为理解和把握标准规定的参考。

## 目 次

1	总则	93
2	术语	98
3	基本规定	99
4	建筑与建筑热工	103
4.1	一般规定	103
4.2	围护结构热工设计	115
4.3	围护结构热工性能的权衡判断	119
5	供暖通风与空气调节	124
5.1	一般规定	124
5.2	冷源与热源	131
5.3	输配系统	148
5.4	末端系统	161
5.5	监测、控制与计量	162
6	给水排水	171
6.1	一般规定	171
6.2	生活给水	173
6.3	生活热水	175
7	电气	180
7.1	一般规定	180
7.2	供配电系统	181
7.3	照明	184
7.4	能耗监测与建筑设备监控	189
8	可再生能源应用	192
8.1	一般规定	192

8.2 太阳能利用	193
8.3 地源热泵系统	196
附录 B 反射隔热饰面太阳辐射吸收系数的修正	200
附录 C 窗墙面积比计算方法	201
附录 E 建筑遮阳系数的计算方法	204
附录 H 保温材料导热系数及蓄热系数的修正系数	208

# 1 总 则

**1.0.1** 福建省公共建筑建设规模发展较快。在政府建筑节能政策推动下, 依据《公共建筑节能设计标准》GB 50189 要求, 福建省公共建筑节能设计、审查、施工、验收等工作已经有序展开, 有效地提升了公共建筑能效, 极大地促进了福建省公共建筑节能的发展。

在应对气候变化和低碳发展的国际背景下, 随着我国下一阶段节能减排目标的确定, 对建筑节能设计标准提出了新的要求。新修订完成的国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 已于 2015 年 10 月 1 日起正式实施。该标准全面提升公共建筑节能水平, 提高了标准的科学性及先进性, 同时增加了对关键设计细节的标准化规定。

为更好地贯彻国家和福建省有关节约能源、保护环境的法律法规和方针政策, 编制组结合福建省夏季炎热、冬季温和、雨量充沛、空气潮湿的气候特点和经济发展水平, 按照《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的要求, 制定本标准。本标准旨在进一步提高福建省公共建筑能源利用效率, 增强国家标准在福建省实施的可操作性, 适应节能工作可持续发展的需要。

本标准作为《公共建筑节能设计标准》GB 50189 的补充和细化, 将进一步改善福建省公共建筑室内热环境, 促进可再生能源的建筑应用, 进一步降低建筑能耗。

**1.0.2** 建筑分为民用建筑和工业建筑。民用建筑又分为居住建筑和公共建筑。公共建筑则包括办公建筑(如写字楼、政府办公楼等), 商业建筑(如商场、超市、金融建筑等), 酒店建筑(如宾馆、饭店、娱乐场所等), 科教文卫建筑(如文化、教育、科研、医疗、卫生、体育建筑等), 通信建筑(如邮电、通讯、广播用房等)以

及交通运输建筑（如机场、车站等）。我省的托儿所和幼儿园也界定为公共建筑。目前中国每年建筑竣工面积约为 25 亿  $m^2$ ，其中公共建筑约有 5 亿  $m^2$ 。在公共建筑中，办公建筑、商场建筑、酒店建筑、医疗卫生建筑、教育建筑等几类建筑存在许多共性，而且其能耗较高，节能潜力大。

据统计，全国公共建筑的全年能耗中，供暖空调系统的能耗约占 40%~50%，照明能耗约占 30%~40%，其他用能设备约占 10%~20%。在夏热冬冷地区和夏热冬暖地区，供暖空调能耗中外围护结构传热所导致的能耗约占 20%~35%（夏热冬暖地区大约 20%，夏热冬冷地区大约 35%），供暖空调设备能耗约占 65%~80%。建筑围护结构、供暖空调系统、照明、给水排水以及电气等方面，具有较大的节能潜力。

对于福建省新建、扩建和改建的公共建筑，本标准从建筑与建筑热工、供暖通风与空气调节、给水排水、电气和可再生能源应用等方面提出了节能设计要求。其中，扩建是指保留原有建筑，在其基础上增加另外的功能、形式、规模，使得新建部分成为与原有建筑相关的新建建筑；改建是指对原有建筑的功能或者形式进行改变，而建筑的规模和建筑的占地面积均不改变的新建建筑。不包括既有建筑节能改造。新建、扩建和改建的公共建筑的装修工程设计也应执行本标准。不设置供暖供冷设施的建筑的围护结构热工参数可不强制执行本标准，如：不设置供暖空调设施的自行车库和汽车库、城镇农贸市场、材料市场等。

由于既有公共建筑的节能改造在经济和技术两个方面与新建公共建筑有很大的不同，本标准不包括既有建筑节能改造。对既有公共建筑进行的节能改造，当有条件时也可执行本标准。

对不设置供暖供冷设施的建筑，没有供暖空调能耗，其围护结构热工参数可不强制执行本标准，如：无供暖空调环境要求的无人值守的附属设备用房，地下二层（含）以下建筑、汽车库、自行车库，无供暖空调环境要求的城镇农贸市场、材料市场，无供暖空调

环境要求的寺庙、教堂等宗教建筑，全年散热建筑（如数字计算中心机房），无供暖空调要求的体育建筑（自然通风的开敞体育场馆、室外游泳池的更衣室），无供暖空调环境要求的独立卫生间、使用年限在5年以下的临时建筑等。

对于工业用地项目中配套的民用建筑（如办公楼、研发楼等），也应符合本标准的要求。

对于同时具备公共建筑与居住建筑功能的建设项目，如底部或裙房为办公/商业等公共用途而主体为居住建筑的综合楼，其公共建筑部分应执行本标准，居住建筑部分应按福建省现行地方标准《福建省居住建筑节能设计标准》DBJ 13-62 执行；当公共建筑用房与居住建筑用房分界不明确时，本着就高不就低的原则进行设计。

**1.0.3** 本条规定明确了公共建筑节能的主要途径和手段。公共建筑能耗包括供暖、通风、空调、给排水、照明和电气等系统的能源消耗。本标准规定，公共建筑的节能设计，必须结合福建省的气候条件，在保证室内环境质量，满足人们对室内舒适度要求的前提下，通过提高围护结构保温隔热能力，提高供暖、通风、空调和照明等系统能源利用效率的措施，实现建筑节能目标；在保证经济合理、技术可行的同时实现国家的可持续发展和能源发展战略，完成公共建筑承担的节能任务。

福建省是我国改革开放前沿地区，应该为我国节能减排工作作出更大贡献。本标准的编制在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 要求基础上，借鉴了发达地区建筑节能的经验，结合福建省实际情况，通过技术经济综合分析，确定在现有条件下公共建筑技术经济合理的节能目标，并将节能目标逐项分解到建筑围护结构、供暖空调、给水排水、电气等系统，最终确定本次标准制定的相关节能指标要求，并使得建筑能效显著提升。根据本标准的规定，通过模拟分析，我省各地区的公共建筑平均节能率比标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的目标（60%）有所提高：

夏热冬冷地区公共建筑节能率将超过 65%; 夏热冬暖地区公共建筑节能率将超过 70%。

**1.0.4** 随着建筑技术的发展和建设规模的不断扩大, 超高超大的公共建筑在我国各地日益增多。超高超大类建筑多以商业用途为主, 在建筑形式上追求特异, 不同于常规建筑类型, 且是耗能大户, 如何加强对此类建筑能耗的控制, 提高能源系统应用方案的合理性, 选取最优方案, 对建筑节能工作尤其重要。

因而要求除满足本标准的要求外, 超高超大建筑的节能设计还应通过国家或福建省建设行政主管部门组织的专家论证, 复核其建筑设计特别是能源系统设计方案的合理性, 设计单位应依据论证会的意见完成本项目的节能设计。

此类建筑的节能设计论证, 除满足本规范要求外, 还需对以下内容进行论证, 并提交分析计算书等支撑材料:

- 1 外窗有效通风面积及有组织的自然通风设计;
- 2 自然通风的节能潜力计算;
- 3 暖通空调负荷计算;
- 4 暖通空调系统的冷热源选型与配置方案优化;
- 5 暖通空调系统的节能措施, 如新风量调节、热回收装置设置、水泵与风机变频、计量等;
- 6 可再生能源利用计算;
- 7 建筑物全年能耗计算。

此外, 这类建筑通常存在着多种使用功能, 如商业、办公、酒店、居住、餐饮等, 建筑的业态比例、作息时间等参数会对空调能耗产生较大影响, 因而此类建筑的节能设计论证材料中应提供建筑的业态比例、作息时间等基本参数信息。

**1.0.5** 本标准对福建省公共建筑的建筑与建筑热工、暖通空调、给水排水、电气以及可再生能源应用设计中应该控制的、与能耗有关的指标和应采取的节能措施作出了规定。但公共建筑节能涉及的专业较多, 相关专业均制定了相应的标准, 并作出了节能规定。在进

行公共建筑节能设计时，除应符合本标准外，尚应符合国家和福建省现行的有关标准的规定。

## 2 术 语

**2.0.3** “建筑遮阳系数”这一术语参考了国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176-2016，其目的是为了与国家现行有关标准的规定协调一致，其意义与本标准修订前的“窗口的建筑外遮阳系数”相同。

**2.0.4** “太阳得热系数”这一术语参考了国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176-2016。但需要说明的是，本标准中的“太阳得热系数”不考虑外遮阳设施遮阳效果，可以理解为“透光围护结构部件本身太阳得热系数”。

**2.0.5** 在进行节能设计时，通常需要对透光围护结构部件本身太阳得热系数、建筑遮阳系数等进行分别设计，最终得出“综合太阳得热系数”，为了便于节能设计、施工图审查、节能施工和验收等工作的衔接统一，故本条提出了“综合太阳得热系数”这一术语。

### 3 基本规定

**3.0.1** 对于单栋建筑面积小于等于  $300m^2$  的建筑（如传达室等），与甲类公共建筑的能耗特性不同。这类建筑的总量不大，能耗也较小，对全社会公共建筑的总能耗量影响很小，同时考虑到减少建筑节能设计工作量，故将这类建筑归为乙类，对这类建筑只给出规定性指标，本标准不再要求进行围护结构权衡判断。

本条第一款提出的“总建筑面积大于  $1000m^2$  的建筑群”，是指公共建筑中按照不同类型功能得出的公共建筑群建筑总和。举例说明如下：

1 在某住宅小区项目中配套了部分公共建筑：3 栋住宅建筑底商面积均为  $280m^2$ （总面积为  $840m^2$ ），一栋门卫建筑  $100m^2$ ，一栋幼儿园  $290m^2$ 。这几栋公共建筑的建筑面积均不超过  $300m^2$ ，按照底商、门卫、幼儿园不同的功能，同类功能的建筑（底商）总面积未超过  $1000m^2$ ，则底商、门卫、幼儿园均可视为乙类公共建筑。

2 在某住宅小区项目中配套了部分公共建筑：4 栋住宅建筑底商面积均为  $280m^2$ （总面积  $1120m^2$ ），一栋门卫建筑  $100m^2$ ，一栋幼儿园  $290m^2$ 。则门卫、幼儿园均可视为乙类公共建筑，单栋底商面积虽然小于  $300m^2$ ，但 4 栋底商总面积超过了  $1000m^2$ ，应视为甲类公共建筑。

对于本标准中没有注明建筑分类的条文，甲类公共建筑和乙类公共建筑应统一执行。

**3.0.2** 本条的节能设计气候分区与现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176、《公共建筑节能设计标准》GB 50189 一致。

**3.0.3** 建筑设计应根据场地和气候条件，在满足建筑功能和美观要

求的前提下，通过优化建筑外形和内部空间布局，充分利用天然采光以减少建筑的人工照明需求，适时合理利用自然通风以消除建筑余热余湿，同时通过围护结构的保温隔热和遮阳措施减少通过围护结构形成的建筑冷热负荷，达到减少建筑用能需求的目的。

**3.0.4** 在建筑设计中合理确定冷热源和风动力机房的位置，尽可能缩短空调冷（热）水系统和风系统的输送距离是实现本标准中对空调冷（热）水系统耗电输冷（热）比、集中供暖系统耗电输热比和风道系统单位风量耗功率等要求的先决条件。

对同一公共建筑尤其是大型公建的内部，往往有多个不同的使用单位和空调区域。如果按照不同的使用单位和空调区域分散设置多个冷热源机房，虽然能在一定程度上避免或减少房地产开发商（或业主）对空调系统运行维护管理以及向用户缴纳空调用费等方面的麻烦，但是却造成了机房占地面积、土建投资以及运行维护管理人员的增加；同时，由于分散设置多个机房，各机房中空调冷热源主机等设备必须按其所在空调系统的最大冷热负荷进行选型，这势必会加大整个建筑冷热源设备和辅助设备以及变配电设施的装机容量和初投资，增加电力消耗和运行费用，给业主和国家带来不必要的经济损失。因此，本标准强调对同一公共建筑的不同使用单位和空调区域，宜集中设置一个冷热源机房（能源中心）。对于不同的用户和区域，可通过设置各自的冷热量计量装置来解决冷热费的收费问题。

集中设置冷热源机房后，可选用单台容量较大的冷热源设备。通常设备的容量越大，高能效设备的选择空间越大。对于同一建筑物内各用户区域的逐时冷热负荷曲线差异性较大，且各同时使用率比较低的建筑群，采用同一集中冷热源机房，自动控制系统合理时，集中冷热源共用系统的总装机容量小于各分散机房装机容量的叠加值，可以节省设备投资和供冷、供热的设备房面积。而专业化的集中管理方式，也可以提高系统能效。因此集中设置冷热源机房具有装机容量低、综合能效高的特点。但是集中机房系统较大，如果

其位置设置偏离冷热负荷中心较远，同样也可能导致输送能耗增加。因此，集中冷热源机房宜位于或靠近冷热负荷中心位置设置。

在实际工程中电线电缆的输送损耗也十分可观，因此应尽量减小高低压配电室与用电负荷中心的距离。

**3.0.5** 玻璃幕墙因美观、自重轻、采光好及标准化、工业化程度高等优点，自 20 世纪 80 年代起，在商场、写字楼、酒店、机场、车站等大型和高层建筑的外装饰上得到广泛应用。近年来，在个别城市偶发的因幕墙玻璃自爆或脱落造成的损物、伤人事件，危害了人民生命财产安全，引发了广泛的社会关注。

2015 年 3 月 4 日，住房城乡建设部和国家安全监管总局联合发布了《关于进一步加强玻璃幕墙安全防护工作的通知》（建标〔2015〕38 号），文件提出了“新建玻璃幕墙要综合考虑城市景观、周边环境以及建筑性质和使用功能等因素，按照建筑安全、环保和节能等要求，合理控制玻璃幕墙的类型、形状和面积”的要求，明确了“新建住宅、党政机关办公楼、医院门诊急诊楼和病房楼、中小学校、托儿所、幼儿园、老年人建筑”这 7 类建筑，不得在二层及以上采用玻璃幕墙。

此外，2018 年 12 月 6 日，福建省住建厅《关于进一步加强玻璃幕墙安全管理工作的通知》（闽建综〔2018〕6 号）也提出“新建住宅、党政机关办公楼、医院门诊急诊楼和病房楼、中小学校、托儿所、幼儿园、老年人建筑，不得在二层及以上采用玻璃幕墙；T 形路口房屋建筑的正对直线路段处，不得采用玻璃幕墙”、“人员密集、流动性大的商业中心，交通枢纽，公共文化体育设施等场所，临近道路、广场及下部为出入口、人员通道的建筑，严禁采用全隐框玻璃幕墙。以上建筑在二层及以上安装玻璃幕墙的，应在幕墙下方周边区域合理设置绿化带或裙房等缓冲区域，也可采用挑檐、防冲击雨篷等防护设施”等要求。

因此，本条设计要求对使用玻璃幕墙进行了限制。

**3.0.6** 建筑节能设计文件包括建筑节能相关施工图、节能计算书

和设计修改通知单等。在每年我省建筑节能检查中，均发现一些工程节能设计文件中的节能措施、指标和性能参数不一致，相互矛盾，有的内容不完整，影响了施工、监理监督各环节节能标准的实施，应予纠正。

## 4 建筑与建筑热工

### 4.1 一般规定

**4.1.1** 建筑的规划设计是建筑节能设计的重要内容之一,它是从分析建筑所在地区的气候条件出发,将建筑设计与建筑微气候、建筑技术和能源的有效利用相结合的一种建筑设计方法。分析建筑的总平面布置、建筑平、立、剖面形式、太阳辐射、自然通风等对建筑能耗的影响,也就是说在冬季最大限度地利用日照,多获得热量,避开主导风向,减少建筑物外表面热损失;夏季和过渡季最大限度地减少得热并利用自然能来降温冷却,以达到节能的目的。因此,建筑的节能设计应考虑日照、主导风向、自然通风、朝向等因素。

建筑总平面布置和设计应避免大面积围护结构外表面朝向冬季主导风向,在迎风面尽量少开门窗或其他孔洞,减少作用在围护结构外表面的冷风渗透,处理好窗口和外墙的构造型式与保温措施,避免风、雨、雪的侵袭,降低能源的消耗。

夏季和过渡季强调建筑平面规划具有良好的自然风环境主要有两个目的,一是为了改善建筑室内热环境,提高热舒适性,体现以人为本的设计思想;二是为了提高空调设备的效率。因为良好的通风和热岛强度的下降可以提高空调设备冷凝器的工作效率,有利于降低设备的运行能耗。通常设计时注重利用自然通风的布置形式,合理地确定房屋开口部分的面积与位置、门窗的装置与开启方法、通风的构造措施等,注重穿堂风的形成。

建筑的朝向、方位以及建筑总平面设计应综合考虑社会历史文化、地形、城市规划、道路、环境等多方面因素,权衡分析各个因素之间的得失轻重,优化建筑的规划设计,采用本地区建筑最佳朝

向或适宜的朝向，尽量避免东西向日晒。

**4.1.2** 合理地确定建筑形状，必须考虑本地区气候条件，冬、夏季太阳辐射强度、风环境、围护结构构造等各方面的因素。应权衡利弊，兼顾不同类型的建筑造型，虽然也可以利用建筑的凹凸变化实现建筑的自身遮阳，在一定程度上达到节能的目的，但建筑物过多的凹凸变化会增大建筑外围护结构的换热面积，对节能是不利的，同时会导致室内空间利用效率下降，造成材料和土地的浪费，所以一般情况下，建筑体形宜规整紧凑，避免过多的凹凸变化。

通常控制体形系数的大小可采用以下方法：

- 1 合理控制建筑面宽，采用适宜的面宽与进深比例；
- 2 增加建筑层数以减小平面展开；
- 3 合理控制建筑体形及立面变化。

**4.1.3** 窗墙面积比的确定要综合考虑多方面的因素，其中最主要的是不同地区冬、夏季日照情况（日照时间长短、太阳总辐射强度、阳光入射角大小）、季风影响、室外空气温度、室内采光设计标准以及外窗开窗面积与建筑能耗等因素。一般普通窗户（包括透光幕墙等）的保温隔热性能比外墙差很多，窗墙面积比越大，供暖和空调能耗也越大。因此，从降低建筑能耗的角度出发，必须限制窗墙面积比。

窗、透光幕墙对建筑能耗高低的影响主要有两个方面，一是窗和透光幕墙的热工性能影响到冬季供暖、夏季空调室内外温差传热；二是窗和幕墙的透光材料（如玻璃）受太阳辐射影响而造成的建筑室内的得热。冬季通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射有利于建筑的节能，因此，减小窗和透光幕墙的传热系数抑制温差传热是降低窗口和透光幕墙热损失的主要途径之一；夏季通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射成为空调冷负荷，因此，减少进入室内的太阳辐射以及减小窗或透光幕墙的温差传热都是降低空调能耗的途径。

近年来公共建筑的窗墙面积比有越来越大的趋势，这是由于人

们希望公共建筑更加通透明亮，建筑立面更加美观，建筑形态更为丰富。但为防止建筑的窗墙面积比过大，本条提出窗墙面积比不宜超过 0.70 的要求。

与非透光的外墙相比，在可接受的造价范围内，透光幕墙的热工性能要差很多。因此，不宜提倡在建筑立面上大面积应用玻璃（或其他透光材料）幕墙。如果希望建筑的立面有玻璃的质感，可使用非透光的玻璃幕墙，即玻璃的后面仍然是保温隔热材料和普通墙体。

**4.1.4** 玻璃或其他透光材料的可见光透射比直接影响到天然采光的效果和人工照明的能耗，因此，从节约能源的角度，除非一些特殊建筑要求隐蔽性或单向透射以外，任何情况下都不应采用可见光透射比过低的玻璃或其他透光材料。目前，中等透光率的玻璃可见光透射比都可达到 0.4 以上。根据最新公布的建筑常用的低辐射镀膜隔热玻璃的光学热工参数中，无论传热系数、太阳得热系数的高低，无论单银、双银还是三银镀膜玻璃的可见光透光率均可以保持在 45%~85%，因此，本标准要求建筑在白昼更多利用自然光，透光围护结构的可见光透射当窗墙面积比较大时，不应小于 0.4，当窗墙面积比较小时，不应小于 0.6。

**4.1.5** 对本条所涉及的建筑，通过外窗透光部分进入室内的热量是造成夏季室温过热使空调能耗上升的主要原因，因此，为了节约能源，应对窗口和透光幕墙采取建筑遮阳措施。

建筑遮阳设计应根据地区的气候特点、房间的使用要求以及窗口所在朝向。遮阳设施遮挡太阳辐射热量的效果除取决于遮阳形式外，还与遮阳设施的构造、安装位置、材料与颜色等因素有关。遮阳装置可以设置成永久性或临时性。永久性遮阳装置包括在窗口设置各种形式的遮阳板等；临时性的遮阳装置包括在窗口设置轻便的窗帘、各种金属或塑料百叶等。永久性遮阳设施可分为固定式和活动式两种。活动式的遮阳设施可根据一年中季节的变化，一天中时间的变化和天空的阴暗情况，调节遮阳板的角度。遮阳措施也可以

采用各种热反射玻璃和镀膜玻璃、阳光控制膜、低发射率膜玻璃等。

夏热冬冷地区和夏热冬暖地区建筑东西向外窗（透光幕墙）太阳辐射对室内热环境影响强烈，可根据建筑、气候等条件，可采用综合遮阳措施，包括水平遮阳、垂直遮阳、活动遮阳，内置百叶遮阳等永久性遮阳装置和临时性遮阳装置。建筑南向的太阳辐射只在一天的中午前后时间段进入室内，夏季太阳高度角比较大，提倡使用水平遮阳措施，遮阳效果比较好。采用建筑遮阳措施，还应兼顾建筑通风，以及冬季日照，有利降低建筑冬季冷负荷。

夏季外窗遮阳在遮挡阳光直接进入室内的同时，可能也会阻碍窗口的通风，设计时要加以注意。

**4.1.6** 本条在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015第3.2.6条的基础上进行了调整。由于福建省大部分地区处于夏热冬暖地区，夏季的隔热比冬季的保温更为重要，所以最不利朝向应为东、西朝向，因此本条扩大了不利朝向的范围，这对建筑节能是有利的。

**4.1.7** 本条为强制性条文。本条设计要求在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015强制性条文第3.2.7条的基础上进行了扩展，将乙类公共建筑的屋顶透光部分面积比例也进行了限制。

夏季屋顶水平面太阳辐射强度最大，屋顶的透光面积越大，相应建筑的能耗也越大，同时会对室内热舒适性带来不良影响，因此对屋顶透光部分的面积和热工性能应予以严格的限制。

由于公共建筑形式的多样化和建筑功能的需要，许多公共建筑设计有室内中庭，希望在建筑的内区有一个通透明亮，具有良好的微气候及人工生态环境的公共空间。但从目前已经建成工程来看，大量的建筑中庭热环境不理想且能耗很大，主要原因是中庭透光围护结构的热工性能较差，传热损失和太阳辐射得热过大。

对于需要视觉、采光效果而加大屋顶透光面积的建筑，如果所设计的建筑满足不了规定性指标的要求，突破了限值，则必须对该建筑进行权衡判断。需要指出的是，乙类公共建筑的屋顶透光部分

面积不允许突破本条的限制，也不允许进行围护结构热工性能权衡判断。

依据现行国家行业标准《建筑玻璃应用技术规程》JGJ 113等技术文件的相关规定，本条所指的“屋顶透光部分”是指与水平夹角小于或等于75°的透光幕墙或天窗。另外，计算屋顶透光部分占屋顶面积比例时，可采用屋顶透光部分和屋顶总面积在水平面的垂直投影面积计算。

**4.1.8** 本条与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015第3.2.8条的设计要求一致。

公共建筑一般室内人员密度比较大，建筑室内空气流动，特别是自然、新鲜空气的流动，是保证建筑室内空气质量符合国家有关标准的关键。福建省的建筑在春、秋季节和冬、夏季节的某些时段普遍有开窗加强房间通风的习惯，这也是节能和提高室内热舒适性的重要手段。外窗的可开启面积过小会严重影响建筑室内的自然通风效果，本条规定是为了使室内人员在较好的室外气象条件下，可以通过开启外窗通风来获得热舒适性和良好的室内空气品质。

近年来有些建筑为了追求外窗的视觉效果和建筑立面的设计风格，外窗的可开启率有逐渐下降的趋势，有的甚至使外窗完全封闭，导致房间自然通风不足，不利于室内空气流通和散热，不利于节能。

甲类公共建筑大多内区较大，且设计时各层房间分隔情况并不明确，因此以房间地板面积为基数规定通风开口面积会出现无法执行的情况；而以外区房间地板面积计算，会造成通风开口面积过小，不利于节能。所以本条提出有效通风换气面积与所在房间外墙面积的比值作为设计要求。

自然通风作为节能手段在体量较小的乙类建筑中能发挥更大作用，因此本条对乙类公共建筑外窗有效通风换气面积提出了较高要求。

**4.1.9** 本条的表4.1.9给出了一种确定外窗、透光幕墙有效通风面

积的一种简化方法。本条所指的“有效通风换气面积”指标等同于“通风开口面积”，是对建筑自然通风设计的提升和简化。

依据国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 第3.2.9条，有效通风换气面积是活动扇面积和窗开启后的空气流通界面面积的较小值，其确定方法较复杂。比如，采用悬窗时，需经较复杂的计算确定，以上悬窗为例（见图1），活动扇面积可按式（1）计算，空气流通界面面积为两侧三角形面积与底面矩形面积之和，按式（2）计算。根据计算结果，有效通风换气面积应为活动扇面积和窗开启后的空气流通界面面积的较小值。

$$S_1 = AB \quad (1)$$

$$S_2 = A^2 \sin \theta + 2AB \sin \frac{\theta}{2} \quad (2)$$

式中：  $S_1$  ——活动扇面积（ $\text{m}^2$ ）；

$S_2$  ——空气流通界面面积（ $\text{m}^2$ ）；

$A$  ——活动扇高度（ $\text{m}$ ）；

$B$  ——活动扇宽度（ $\text{m}$ ）；

$\theta$  ——活动扇开启角度（ $\text{m}$ ）。

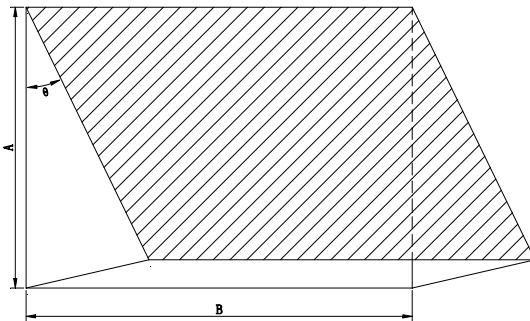


图1 有效通风换气面积计算示意图

在《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》JGJ 75-2012 第4.0.13条中提出的通风设计指标为“通风开口面积”，即当活动扇

开启角度大于或等于  $45^\circ$  时, 通风开口面积应为开启面积; 当活动扇开启角度小于  $45^\circ$  时, 通风开口面积应为开启面积的  $1/2$ 。从多年的实践来看, 该指标较为简单易行。

编制组采用《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 第 3.2.9 条文说明中举例的活动扇, 对“通风开口面积”和“有效通风换气面积”在数据上的差异进行了对比分析(见图 2、图 3)。从图 2 可以看出, 当开启角度大于或等于  $45^\circ$  时, 通风开口面积均小于有效通风换气面积; 当开启角度小于  $45^\circ$  时, 绝大多数情况下, 通风开口面积小于有效通风换气面积, 仅在开启角度较小且扇高不大的情况下两者数值接近。

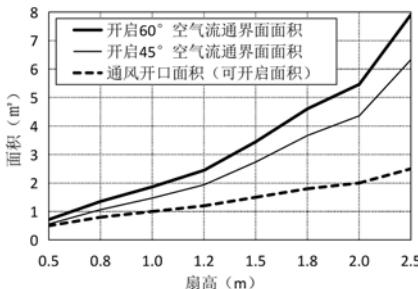


图 2 开启角度大于或等于  $45^\circ$  时的差异

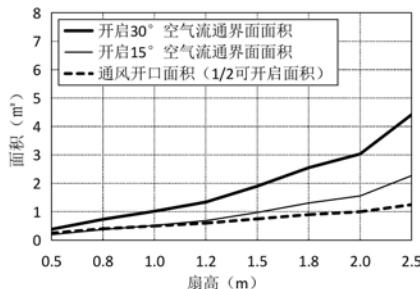


图 3 开启角度小于  $45^\circ$  时的差异

因此, 依据不利原则, 福建省公共建筑节能设计时将“有效通风换气面积”指标用“通风开口面积”指标来替代, 不仅可以简化设计过程, 同时也提高了建筑自然通风的设计要求, 也符合南方地区应强调自然通风的设计策略, 这对节能是有利的。

活动扇的开启方式决定着“有效通风面积”, 特别是对于目前的各式悬窗甚至平开窗等, 当窗扇的开启角度小于  $45^\circ$  时可开启窗口面积上的实际通风能力会下降 50% 左右, 因此, 当平开门窗、悬窗、翻转窗的最大开启角度小于  $45^\circ$  时, 有效通风面积应按外窗可开启面积的 50% 计算。

本条给出了有效通风面积确定方法, 说明如下:

**1** 对采用于单侧推拉开启方式的活动扇（典型形式见图 4），有效通风面积应为活动扇面积；

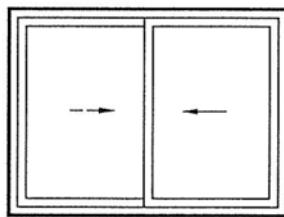
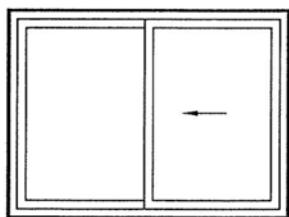


图 4 单侧推拉开启方式示意图

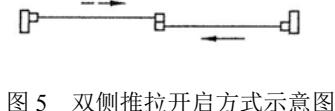


图 5 双侧推拉开启方式示意图

**2** 对于采用双侧推拉开启方式的活动扇（典型形式见图 5），有效通风面积应为活动扇面积的一半；

**3** 对于采用折叠推拉开启方式的活动扇（典型形式见图 6），有效通风面积应为活动扇面积；

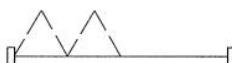
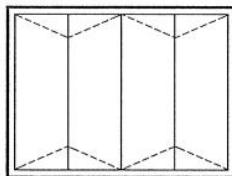


图 6 折叠推拉开启方式示意图

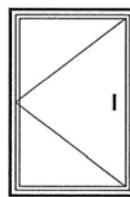
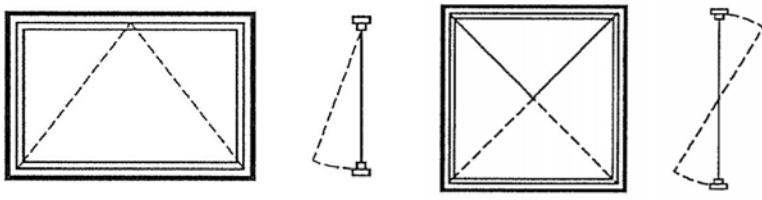


图 7 平开开启方式示意图

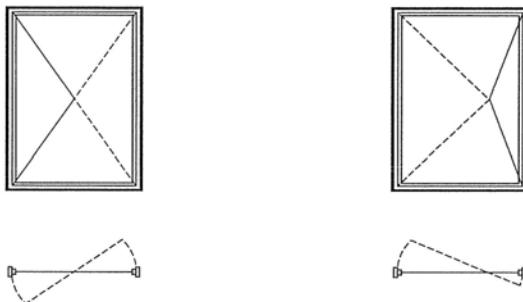
**4** 平开、旋转开启方式的窗，常见的有平开窗、悬窗、立转窗等（典型形式见图 7、图 8、图 9），这种情况下应依据活动扇开启角度来判定开启面积；



(a) 上悬

(b) 中悬

图 8 悬窗开启方式示意图



(a) 中轴立转

(b) 偏心轴立转

图 9 立转窗开启方式示意图

5 除上述几种情况外，还可能遇到一些特殊情况，在确定有效通风面积时应取最大有效通风面积：

- 1) 如推拉下悬窗（见图 10），其开启方式既有旋转，又有推拉。如果按单侧推拉开启方式考虑，有效通风面积应为活动扇面积，若按旋转开启方式，由于开启角度小于  $45^\circ$ ，则有效通风面积应为活动扇面积的 50%。这种情况下，有效通风面积应取最大有效通风面积，即活动扇面积；
- 2) 如内平开下悬窗（见图 11），通常也称为内开内倒窗，其开启方式既有旋转，又有平开。如果按平开开启方式考虑，有效通风面积应为活动扇面积（平开始开启角度

大于  $45^\circ$ ），若按旋转开启方式，由于开启角度小于  $45^\circ$ ，则有效通风面积应为活动扇面积的 50%。这种情况下，有效通风面积应取最大有效通风面积，即活动扇面积。

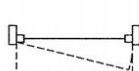
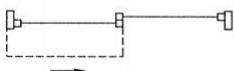
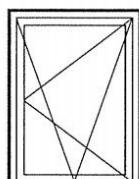
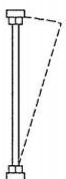
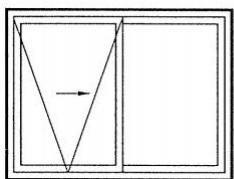


图 10 推拉下悬窗开启方式示意图

图 11 平开下悬窗开启方式示意图

此外，需要说明的是，在计算有效通风换气面积时，为了简化设计，可不考虑外窗（透光幕墙）型材对有效通风换气面积的影响，例如：对于不带固定扇的对开推拉窗，有效通风换气面积可按整窗面积的 50% 计；对于不带固定扇的平开窗，当活动扇开启角度大于或等于  $45^\circ$  时，有效通风换气面积可按整窗面积计。

**4.1.10** 公共建筑的性质决定了它的外门开启频繁。外门的频繁开启造成室外冷空气（或热空气）大量进入室内，导致供暖（空调）能耗增加。采用设置自动门、旋转门、透明门帘、空气幕、门斗等保温隔热措施可以有效避免冷（热）风直接进入室内，在节能的同时，也提高了门厅的热舒适性。

**4.1.11** 建筑中庭空间高大，在炎热的夏季，太阳辐射将会使中庭内温度过高，大大增加建筑物的空调能耗。自然通风是改善建筑热环境，节约空调能耗最为简单、经济，有效的技术措施。采用自然通风能提供新鲜、清洁的自然空气（新风），降低中庭内过高的空气温度，减少中庭空调的负荷，从而节约能源。而且中庭通风改善

了中庭热环境，提高建筑中庭的舒适度，所以中庭通风应充分考虑自然通风，必要时可设置机械排风。

由于自然风的不稳定性，或受周围高大建筑或植被的影响，许多情况下在建筑周围无法形成足够的风压，这时就需要利用热压原理来加强自然通风。它是利用建筑中庭高大空间内部的热压，即平常所讲的“烟囱效应”，使热空气上升，从建筑上部风口排出，室外新鲜的冷空气从建筑底部被吸入。室内外空气温度差越大，进排风口高度差越大，则热压作用越强。

利用风压和热压来进行自然通风往往是互为补充、密不可分的。但是，热压和风压综合作用下的自然通风非常复杂，一般来说，建筑进深小的部位多利用风压来直接通风，进深较大的部位多利用热压来达到通风的效果。风的垂直分布特性使得高层建筑比较容易实现自然通风。但对于高层建筑来说，焦点问题往往会转变为建筑内部（如中庭、内天井）及周围区域的风速是否会过大或造成紊流，新建高层建筑对于周围风环境特别是步行区域有什么影响等。在公共建筑中利用风压和热压来进行自然通风的实例是非常多的，它利用中庭的高大空间，外围护结构为双层通风玻璃幕墙，在内部的热压和外表面太阳辐射作用下热空气上升（即“烟囱效应”），形成良好的自然通风。

对于一些大型体育馆、展览馆、商业设施等，由于通风路径（或管道）较长，流动阻力较大，单纯依靠自然的风压、热压往往不足以实现自然通风。而对于空气和噪声污染比较严重的大城市，直接自然通风会将室外污浊的空气和噪声带入室内，不利于人体健康，在上述情况下，常采用机械辅助式自然通风系统，如利用土壤预冷、预热、深井水换热等，此类系统有一套完整的空气循环通道，并借助一定的机械方式来加速室内通风。

由于建筑朝向、形式等条件的不同，建筑通风的设计参数及结果会大相径庭；周边建筑或植被会改变风速、风向；建筑的女儿墙、挑檐、屋顶坡度等也会影响建筑围护结构表面的气流。因此建筑中

庭通风设计必须具体问题具体分析，并且与建筑设计同步进行（而不是等到建筑设计完成之后再做通风设计）。

因此，若建筑中庭空间高大，一般应考虑在中庭上部的侧面开一些窗口或其他形式的通风口，充分利用自然通风，达到降低中庭温度的目的。必要时，可考虑在中庭上部的侧面设置排风机加强通风，改善中庭热环境。尤其在室外空气的焓值小于建筑室内空气的焓值时，自然通风或机械排风能有效地带走中庭内的散热量和散湿量，改善室内热环境，节约建筑能耗。

**4.1.12** 应优先利用建筑设计实现天然采光。当利用建筑设计实现的天然采光不能满足照明要求时，应根据工程的地理位置、日照情况进行经济、技术比较，合理的选择导光或反光装置。可采用主动式或被动式导光系统。主动式导光系统采光部分实时跟踪太阳，以获得更好的采光效果，该系统效率较高，但机械、控制较复杂，造价较高。被动式导光系统采光部分固定不动，其系统效率不如主动式系统高，但结构、控制较简单，造价低廉。自然光导光、反光系统只能用于一般照明的补充，不可用于应急照明。当采用天然光导光、反光系统时，宜采用照明控制系统对人工照明进行自动控制，有条件时可采用智能照明控制系统对人工照明进行调光控制。

**4.1.13** 房间内表面反射比高，对照度的提高有明显作用。本条设计要求参考了国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033 的相关规定，并对局部参数进行了调整。《建筑采光设计标准》GB 50033-2013 的 4.5.2 条的规定（如表 1）。

表 1 工作房间内表面反射比

表面名称	反射比
顶棚	0.6~0.9
墙面	0.3~0.8
地面	0.1~0.5

从节能的角度考虑，本条对反射比的低限要求进行了调整。

需要说明的是，本条要求提出的“可见光反射比”，与围护结

构节能设计时的“太阳光反射比”及“太阳辐射吸收系数”是有所区别的，前者针对的是“可见光”，后者针对的是“太阳光”，由于光谱范围不一致，其数值也有所区别。但是，在通常情况下，均宜采用浅色饰面，在这一点上，二者的要求是一致的。

**4.1.14~4.1.15** 采用条文所提出的这几种屋顶和外墙的节能措施，是为了鼓励推行节能建筑的设计思想。这些措施经测试、模拟和实际应用证明是行之有效的，其中有些措施的节能效果显著。

## 4.2 围护结构热工设计

**4.2.1** 本条为强制性条文。本条对福建省公共建筑屋面、外墙、外窗和透光幕墙等围护结构的热工性能提出要求。

1 福建省公共建筑要同时考虑冬季保温和夏季隔热，本标准夏热冬冷地区屋面的传热系数与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 保持一致。另外，提高屋面热工性能总是能带来更好的节能效果并显著提高顶层房间的热舒适性，技术上也是比较容易实现的，故将夏热冬暖地区屋面的传热系数提升到与夏热冬冷地区一致。

2 本标准夏热冬冷地区与夏热冬暖地区建筑外墙的传热系数与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 基本一致。由于福建省外墙性能设计多年来倡导以自保温技术为主，同时福建省自保温墙体材料现阶段的技术水平基本保证自保温墙体传热系数在  $1.0W/(m^2\cdot K) \sim 1.5W/(m^2\cdot K)$  之间，同时考虑结构热桥等因素的影响，并结合福建省实际情况，不宜进一步提高外墙的节能设计指标。因此本条将热惰性指标大于等于 2.5 的夏热冬暖地区建筑外墙的最低限值定为  $1.5W/(m^2\cdot K)$  是合适的。

3 外窗、透光幕墙对公共建筑能耗影响显著，影响因素主要有两个方面：一是窗和透光幕墙的热工性能影响到冬季采暖、夏季空调室内外温差传热；另外就是窗和幕墙的透光材料（如玻璃）受

太阳辐射影响而形成的建筑室内的得热。冬季，通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射有利于建筑的节能，因此，减小窗和透光幕墙的传热系数抑制温差传热是降低窗口和透光幕墙热损失的主要途径之一；夏季，通过窗口和透光幕墙进入室内的太阳辐射成为空调降温的负荷，减少进入室内的太阳辐射以及减小窗或透光幕墙的温差传热都是降低空调能耗的途径。根据福建省气候特点、建筑能耗现状和政府政策导向，本标准与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 相比，外窗（包括透光幕墙）的传热系数有显著提升，传热系数值控制在  $3.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  以下。由于国家和福建省对建筑能效提升需求比较迫切，同时建筑外窗（包括透光幕墙）性能提升是福建省比较关注的，为了全面提升福建省门窗整体性能，故本条提出了外窗和透光幕墙传热系数不大于  $3.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  的底线要求。需要说明的是，本条对外窗和透光幕墙传热系数的设计要求虽然是“平均传热系数”，但基于建筑节能设计、施工图审查以及建筑节能施工、验收等相关工作的操作性考虑，结合国家和福建省全面提升建筑门窗性能的相关政策要求，执行本条要求时仍需满足每个外窗和透光幕墙传热系数不大于  $3.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  的要求。

此外，为了便于理解和操作，本条在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-5015 的基础上进行了适当的调整：

1 将国标中的外窗（透光幕墙）“单一立面”调整为“单一朝向”。对于公共建筑来说，由于建筑类型多样，建筑的形体可能会比较复杂，建筑的轮廓线也经常出现多边形、圆形、椭圆形以及其他形状，这就会使得建筑可能存在众多的立面，如果按照“单一立面”进行节能设计会比较繁琐。如果采用“单一朝向”，不管存在多少个立面，建筑外窗（透光幕墙）最多也只有四个朝向，无疑是简化了设计人员的工作量。另一方面，无论是“单一立面”还是“单一朝向”，最终落实到整个建筑来说，其节能设计结果对建筑能耗的影响不大。

2 将国标中的太阳得热系数  $SHGC$  更改为“综合太阳得热系

数  $SHGC_w$ ”。由于节能设计时太阳得热系数应考虑透光围护结构本身及其建筑遮阳设施的综合效果,故本条明确了设计时应尽量通过建筑遮阳设施达到相应的综合太阳得热系数要求,而非仅依靠透光围护结构本身太阳得热系数。

**4.2.2** 本条为强制性条文。乙类建筑的建筑面积小,其能耗总量也小,可适当放宽对该类建筑的围护结构热工性能要求,以简化该类建筑的节能设计,提高效率。与本标准第4.2.1条类似,本条对乙类公共建筑屋面、透光围护结构的部分热工性能指标进行了适当提升。

**4.2.3** 建筑围护结构热工性能参数是本标准衡量围护结构节能性能的重要指标,因此本条对本标准第4.2.1条和4.2.2条中热工性能参数的计算方法进行规定。

围护结构设置保温层后,其主断面的保温性能比较容易保证,但梁、柱、窗口周边和屋顶突出部分等结构性热桥的保温通常比较薄弱,不经特殊处理会影响建筑的能耗,因此本标准规定的外墙传热系数是包括结构性热桥在内的平均传热系数,并在附录D对计算方法进行了规定。

外窗、透光幕墙的传热系数,受玻璃系统的性能、框架的性能以及框架和玻璃系统的面积比例等影响,计算时应符合《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》JGJ/T 151的规定,采用面积加权平均的计算方法。由于玻璃幕墙的传热系数计算比较复杂,为简化计算,可用建筑标准层的计算结果代替整体透光幕墙的传热系数。应提供由第三方认证机构(建筑门窗节能性能标识实验室)出具的玻璃幕墙热工计算书。当已知外窗、透光幕墙的本身遮阳系数时,外窗、透光幕墙本身的太阳得热系数也可按照下式计算:

$$SHGC = SC \times 0.87 \quad (3)$$

式中:  $SHGC$  ——外窗、透光幕墙的太阳得热系数;

$SC$  ——外窗、透光幕墙的遮阳系数。

建筑遮阳构件是改善外窗、透光幕墙太阳得热系数的重要技术

措施。有建筑遮阳时，外窗、透光幕墙的遮阳性能应为由建筑遮阳构件和外窗、透光幕墙组成的外窗、透光幕墙系统的综合太阳得热系数。建筑遮阳构件的遮阳系数计算可按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定进行。考虑到与福建省现有的相关节能设计标准的衔接和统一，附录 E 提供了福建省建筑遮阳构件的建筑遮阳系数计算方法。需要注意的是，外窗、透光幕墙的综合太阳得热系数的计算不考虑内遮阳构件的影响。

**4.2.4** 围护结构中窗过梁、圈梁、钢筋混凝土抗震柱、钢筋混凝土剪力墙、梁、柱、墙体和屋面及地面相接触部位的传热系数远大于主体部位的传热系数，形成热流密集通道，即为热桥。对这些热工性能薄弱的环节，必须采取相应的保温隔热措施，才能保证围护结构正常的热工状况和满足建筑室内人体卫生方面的基本要求。

热桥部位的内表面温度规定要求的目的是防止冬季供暖期间热桥内外表面温差小，内表面温度容易低于室内空气露点温度，造成围护结构热桥部位内表面产生结露，使用护结构内表面材料受潮、长霉，影响室内环境。因此，应采取保温措施，减少围护结构热桥部位的传热损失。同时也可避免夏季空调期间这些部位传热过大导致空调能耗增加。

**4.2.5~4.2.6** 公共建筑一般对室内环境要求较高，为了保证建筑的节能，要求外窗、幕墙具有良好的气密性能，以抵御夏季和冬季室外空气过多地向室内渗漏，因此对外窗、幕墙的气密性能要有较高的要求。

现行国家标准《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T 7106 目前正在修订修编，修编后该标准将不在涵盖建筑外门、外窗的气密性分级要求，而是将门窗、幕墙的性能分级指标相关内容编入到国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433-2015 中进行规定，但技术指标要求不变。

因此，为了使用和管理方便，对门窗、幕墙气密性要求的引用标准进行了变更，但技术指标要求与国家标准《公共建筑节能设计

标准》GB 50189-2015 处于同样水平。

**4.2.7** 本条为强制性条文。本条技术要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的强制性条文第 3.3.7 条技术要求一致。由于功能要求, 公共建筑的入口大堂可能采用玻璃肋式的全玻幕墙, 这种幕墙形式难于采用中空玻璃, 为保证设计师的灵活性, 本条仅对入口大堂的非中空玻璃构成的全玻幕墙进行特殊要求。为了保证围护结构的热工性能, 必须对非中空玻璃的面积加以控制, 底层大堂非中空玻璃构成的全玻幕墙的面积不应超过该全玻幕墙所在朝向的门窗和透光幕墙部分总面积的 15%, 加权计算得到的平均传热系数应符合本标准第 4.2.1 条和第 4.2.2 条的要求。

### 4.3 围护结构热工性能的权衡判断

**4.3.1** 为防止建筑物围护结构的热工性能存在薄弱环节, 因此设定进行建筑围护结构热工性能权衡判断计算的前提条件。进行权衡判断的公共建筑首先应符合本条提出的要求。当不符合本条要求时, 应采取措施提高相应热工设计参数, 使其达到基本条件后方可进行权衡判断。

在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 第 3.4.1 条的基础上, 本条进行了补充或提升:

**1** 增加了屋顶透光部分的传热系数和综合太阳得热系数基本要求。在福建省气候条件下, 屋顶透光部分是影响建筑能耗和室内舒适度的关键因素之一, 在权衡判断时提出基本要求, 是十分必要的。

**2** 增加了窗墙面积比小于等于 0.4 时的外窗和透光幕墙的传热系数的基本要求。

**3** 对外窗和透光幕墙的传热系数进行了提升。外窗、透光幕墙的传热系数最低要求与规定性指标一致, 但高于国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 第 3.4.1 条的要求, 且指标要

求提升显著。显然,从本条的要求来看,不论采用规定性指标还是权衡判断,外窗和透光幕墙的传热系数均必须小于或等于 $3.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,这也是福建省近年来重视建筑门窗质量提升工作的必然结果。需要说明的是,本条对外窗和透光幕墙传热系数的设计要求虽然是“平均传热系数”,但基于建筑节能设计、施工图审查以及建筑节能施工、验收等相关工作的操作性考虑,结合国家和福建省全面提升建筑门窗性能的相关政策要求,执行本条要求时仍需满足每个外窗和透光幕墙传热系数不大于 $3.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的要求。

**4.3.2** 公共建筑的设计往往着重考虑建筑外形立面和使用功能,有时由于建筑外形、材料和施工工艺条件等的限制难以完全满足本标准第4.1.7条、第4.2.1条的要求。因此,使用建筑围护结构热工性能权衡判断方法在确保所设计的建筑能够符合节能设计标准的要求的同时,尽量保证设计方案的灵活性和建筑师的创造性。权衡判断不拘泥于建筑围护结构各个局部的热工性能,而是着眼于建筑物总体热工性能是否满足节能标准的要求。优良的建筑围护结构热工性能是降低建筑能耗的前提,因此建筑围护结构的权衡判断只针对建筑围护结构,允许建筑围护结构热工性能的互相补偿(如建筑设计方案中的外墙热工性能达不到本标准的要求,但外窗的热工性能高于本标准要求,最终使建筑物围护结构的整体性能达到本标准的要求),不允许使用高效的暖通空调系统对不符合本标准要求的围护结构进行补偿。

**4.3.3** 权衡判断是一种性能化的设计方法,具体做法就是先构想出一栋虚拟的建筑,称之为参照建筑,然后分别计算参照建筑和实际设计的建筑全年供暖和空调能耗,并依照这两个能耗的比较结果作出判断。当实际设计的建筑能耗大于参照建筑的能耗时,调整部分设计参数(例如提高窗户的保温隔热性能、缩小窗户面积等等),重新计算设计建筑的能耗,直至设计建筑的能耗不大于参照建筑的能耗为止。

每一栋实际设计的建筑都对应一栋参照建筑。与实际设计的建

筑相比，参照建筑除了在实际设计建筑不满足本标准的一些重要规定之处作了调整以满足本标准要求外，其他方面都相同。参照建筑在建筑围护结构的各个方面均应完全符合本标准的规定。

**4.3.4** 参照建筑是进行围护结构热工性能权衡判断时，作为计算满足标准要求的全年供暖和空气调节能耗用的基准建筑。所以参照建筑围护结构的热工性能参数应按本标准第 4.2.1 条的规定取值。

**4.3.5** 权衡计算的目的是对围护结构的整体热工性能进行判断，是一种性能化评价方法，判断的依据是在相同的外部环境、相同的室内参数设定、相同的供暖空调系统的条件下，参照建筑和设计建筑的供暖、空调的总能耗。用动态方法计算建筑的供暖和空调能耗是一个非常复杂的过程，很多细节都会影响能耗的计算结果。因此，为了保证能耗计算的准确性，国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 附录 B 对权衡计算方法和参数设置等作出具体的规定。需要指出的是，进行权衡判断时，计算出的是某种“标准”工况下的能耗，不是实际的供暖和空调能耗。权衡判断计算是借助节能计算软件来完成，而设计人员通常情况下只需掌握节能计算软件的使用方法即可。

需要说明的是，本条对国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 附录 B 在全年供暖能耗和全年空气调节能耗的有关规定进行了细化。虽然《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 附录 B 对不同类型的公共建筑围护结构热工性能权衡计算的室内空调温度和供暖温度等计算参数进行了规定，但是对于福建省来说，这些规定尚不能完全体现福建省特色，也与福建省建筑的实际使用模式存在显著差异，比如说：在福州某办公建筑的工作时段，在冬季室内温度超过 26℃ 时，节能计算软件判定为空调模式，从而产生空调能耗；与之相反，在夏季室内温度低于 20℃ 时，节能计算软件判定为供暖模式，从而产生供暖能耗。而一般情况下，绝大多数建筑在冬季不会有空调能耗，夏季也不会有供暖能耗，这就与福建省公共建筑的实际运行模式不一致，从而导致在围护结构热

工性能权衡计算时，全年能耗出现较大偏差。因此本标准对此进行了进一步细化，提出“全年供暖能耗应为冬季供暖能耗的累计值，全年空气调节能耗应为夏季空气调节能耗的累计值”，这就为节能设计提供了更加合理的全年能耗计算方法。按照福建省气候条件，本条中“冬季”可以取11月、12月、1月、2月、3月这一时段，“夏季”可以取5月、6月、7月、8月、9月、10月这一时段。

此外，确实有部分建筑可能存在冬季空调能耗的情况，如大型综合体的内区，冬季也有可能是需要空调的，自然有可能会产生空调能耗。但是由于一方面对于冬季有空调的公共建筑来说，福建省建筑围护结构节能主要侧重外围护结构的热工性能设计，不考虑冬季空调能耗对保证外围护结构的节能设计是有利的，另一方面福建省公共建筑绝大多数是不需要冬季空调的建筑。因此，为简单起见，本条提出“全年供暖能耗应为冬季供暖能耗的累计值，全年空气调节能耗应为夏季空气调节能耗的累计值”的要求。

**4.3.6** 屋顶外表面和外墙面采用浅色饰面材料是重要的节能措施，但由于目前很多浅色饰面的耐久性问题没有得到解决，同时随着外界粉尘等污染物的作用，其太阳辐射吸收系数会有所增加。目前，不少地方出现了在建筑围护结构热工性能的权衡计算时取用低太阳辐射吸收系数值来通过节能计算的做法，片面夸大了浅色饰面材料的作用。

所以本条规定了浅色饰面计算用的太阳辐射吸收系数应取修正值，且计算用太阳辐射吸收系数不得小于0.4的要求。也就是说，即使修正后的太阳辐射吸收系数小于0.4，在建筑围护结构热工性能的权衡计算时，太阳辐射吸收系数最低也只能取0.4。

不得重复计算其当量附加热阻可以理解为：如果将等效热阻代入围护结构进行计算，则不允许在进行围护结构热工性能的权衡计算时将其修正后的太阳辐射吸收系数值代入计算，这时的太阳辐射吸收系数值应设置为0.7；或如果在进行围护结构热工性能的权衡计算时将其修正后的太阳辐射吸收系数值代入计算，则不允许其存

在附加热阻。

**4.3.7** 建筑围护结构热工性能的权衡计算的软件,也称节能设计软件,是软件商将本标准的相关要求编入计算程序,便于设计人员进行节能设计的软件。

近年来,在国家住房和城乡建设部和福建省住房和城乡建设厅等单位组织的建筑节能检查中,由节能设计软件引发的争论屡见不鲜,对节能设计中存在的问题也无法明确责任。上海、广东、深圳等地已明确规定了节能设计软件应通过当地建设行政主管部门认可。为了提高我省节能设计质量,切实负起对软件开发商的监督责任,督促软件开发商提高软件编制水平,提出本条要求。

福建省建设行政主管部门应定期组织相关单位,对节能设计软件进行比对和分析,适时公布符合要求的节能设计软件和有效期。

## 5 供暖通风与空气调节

### 5.1 一般规定

**5.1.1** 本条为强制性条文。本条要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的强制性条文第 4.1.1 条技术要求一致。为防止有些设计人员错误地利用设计手册中方案设计或初步设计时估算用的单位建筑面积冷、热负荷指标，直接作为施工图设计阶段确定空调的冷、热负荷的依据，特规定此条为强制要求。用单位建筑面积冷、热负荷指标估算时，总负荷计算结果偏大，从而导致了装机容量偏大、管道直径偏大、水泵配置偏大、末端设备偏大的“四大”现象。其直接结果是初投资增高、能量消耗增加，因此必须进行逐项逐时的冷负荷计算。

需要说明的是，对于仅安装房间空气调节器的建筑或乙类公共建筑，通常只做负荷估算，不做空调施工图设计，所以不需进行逐项逐时的冷负荷计算。

**5.1.2** 建筑物室内供暖空调系统的形式、技术措施应充分利用建筑节能设计中的被动技术措施，根据建筑功能、空间特点、使用要求，与建筑所采取的被动技术措施综合考虑确定，减少暖通空调的能耗。

**5.1.3** 本条为强制性条文。本条要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的强制性条文第 4.2.2 条技术要求一致。合理利用能源、提高能源利用率、节约能源是我国的基本国策。我国主要以燃煤发电为主，直接将燃煤发电生产出的高品位电能转换为低品位的热能进行供暖，能源利用效率低，应加以限制。考虑到国内各地区的具体情况，只有在符合本条所指的特殊情况时方可采

用。

**1** 随着我国电力事业的发展和需求的变化，电能生产方式和应用方式均呈现出多元化趋势。同时，全国不同地区电能的生产、供应与需求也是不相同的，无法做到一刀切的严格规定和限制。因此如果当地电能富裕、电力需求侧管理从发电系统整体效率角度，有明确的供电政策支持时，允许适当采用直接电热。

**2** 对于一些具有历史保护意义的建筑，或者消防及环保有严格要求无法设置燃气、燃油或燃煤区域的建筑，由于这些建筑通常规模都比较小，在迫不得已的情况下，也允许适当地采用电进行供热，但应在征求消防、环保等部门的批准后才能进行设计。

**3** 对于一些设置了夏季集中空调供冷的建筑，其个别局部区域（例如：目前在一些南方地区，采用内、外区合一的变风量系统且加热量非常低时——有时采用窗边风机及低容量的电热加热、建筑屋顶的局部水箱间为了防冻需求等）有时需要加热，如果为这些要求专门设置空调热水系统，难度较大或者条件受到限制或者投入非常高。因此，如果所需要的直接电能供热负荷非常小（不超过夏季空调供冷时冷源设备电气安装容量的 20%）时，允许适当采用直接电热方式。

**4** 夏热冬暖或部分夏热冬冷地区冬季供热时，如果没有区域或集中供热，热泵是一个较好的方案。但是，考虑到建筑的规模、性质以及空调系统的设置情况，某些特定的建筑，可能无法设置热泵系统。当这些建筑冬季供热设计负荷较小，当地电力供应充足，且具有峰谷电价差政策时，可利用夜间低谷电蓄热方式进行供暖，但电锅炉不得在用电高峰和平段时间启用。为了保证整个建筑的变压器装机容量不因冬季采用电热方式而增加，要求冬季直接电能供热负荷不超过夏季空调供冷负荷的 20%，且单位建筑面积的直接电能供热总安装容量不超过  $20W/m^2$ 。

**5** 如果建筑本身设置了可再生能源发电系统（例如利用太阳能光伏发电、生物质能发电等），且发电量能够满足建筑本身的电

热供暖需求，不消耗市政电能时，为了充分利用其发电的能力，允许采用这部分电能直接用于供暖。

**5.1.4** 本条适用于集中空调的各类民用建筑的设计，通风以及房间的温度、湿度、新风量是室内热环境的重要指标，应满足现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 中的有关规定。表 2、表 3 列出了供暖和空调房间设计计算参数，表 4 列出了医院建筑设计最小换气次数要求，表 5 列出了高密人群建筑每人所需的新风量要求。

表 2 集中供暖系统室内设计计算温度

房间类别	房间名称	室内温度 (℃)
一般房间	病房、诊室、幼儿活动室	20~22
	办公、会议、阅览、教室、营业	18~20
	病人厕所、病房走廊	16~18
	公共洗手间、楼（电梯）展览厅、候车厅、门厅	14~16
特殊房间	浴室及其更衣室	25
	药品库	14~16

表 3 空调系统室内设计计算参数

建筑类型	房间类型	夏季		冬季		新风量 $m^3/(h \cdot p)$	
		温度	相对湿度	温度	相对湿度		
		℃	%	℃	%		
旅游 旅馆	客房	五级	24~26	$\leq 60$	22~24	$\geq 40$	50
		四级	24~26	$\leq 60$	21~23	$\geq 40$	40
		三级	25~27	$\leq 60$	20~22	$\geq 35$	30
		二级	26~28	$\leq 65$	19~21	—	30
		一级	26~28	—	18~20	—	—
	餐厅 宴会厅	五级	23~25	$\leq 60$	21~23	$\geq 40$	30
		四级	24~26	$\leq 60$	20~22	$\geq 35$	25
		三级	25~27	$\leq 65$	19~21	$\geq 30$	20
		二级	26~28	—	18~20	—	15
		一级	26~28	—	18~20	—	—
	商业 服务	五级	24~26	$\leq 60$	21~23	$\geq 40$	30
		四级	24~26	$\leq 60$	20~22	$\geq 35$	25
		三级	25~27	$\leq 60$	19~21	$\geq 30$	20
		二级	25~27	—	18~20	—	15
		一级	26~28	—	18~20	—	—

续表 3

建筑类型	房间类型	夏季		冬季		新风量 $m^3/(h \cdot p)$
		温度	相对湿度	温度	相对湿度	
		℃	%	℃	%	
办公建筑	一类标准办公建筑	24	$\leq 55$	20	$\geq 45$	30
	二类标准办公建筑	26	$\leq 60$	18	$\geq 30$	
	三类标准办公建筑	27	$\leq 65$	18	—	
其他	一般房间	25	$\leq 65$	20	$\geq 30$	见 4.1.3
	大堂、四季厅、过厅	26	$\leq 65$	18	—	10

表 4 医院建筑主要房间新风换气次数 ( $h^{-1}$ )

功能房间	换气次数
门诊室	2
急诊室	2
配药室	5
放射室	2
病房	2

表 5 高密人群建筑每人所需最小新风量 [ $m^3/(h \cdot \text{人})$ ]

建筑类型	人员密度 $PF$ ( $\text{人}/m^2$ )		
	$PF \leq 0.4$	$0.4 \leq PF \leq 1.0$	$PF \geq 1.0$
影剧院、音乐厅、大会厅、多功能厅、会议室	14	12	11
商场、超市	19	16	15
博物馆、展览厅	19	16	15
公共交通等候室	19	16	15
歌 厅	23	20	19
酒吧、咖啡厅、宴会厅、餐厅	30	25	23
游艺厅、保龄球房	30	25	23
体 育 馆	19	16	15
健 身 房	40	38	37
教 室	28	24	22
图 书 馆	20	17	16
幼 儿 园	30	25	23

5.1.5 提倡低温供暖、高温供冷的目的：一是提高冷热源效率；二

是可以充分利用天然冷热源和低品位热源，尤其在利用可再生能源的系统中优势更为明显；三是可以与辐射末端等新型末端配合使用，提高房间舒适度。本条实施的一个重要前提是分析系统设计的技术经济性。例如，对于集中供暖系统，使用锅炉作为热源的供暖系统采用低温供暖不一定能达到节能的目的；单纯提高冰蓄冷系统供水温度不一定合理，需要考虑投资和节能的综合效益。此外，低温供热或高温供冷通常会导致投资的增加，因而在方案选择阶段进行经济技术比较后确定热媒温度是十分必要的。

**5.1.6** 建筑通风被认为是消除室内空气污染、降低建筑能耗的最有效手段。当采用通风可以满足消除余热余湿要求时，应优先使用通风措施，可以大大降低空气处理的能耗。自然通风主要通过合理适度地改变建筑形式，利用热压和风压作用形成有组织气流，满足室内通风要求、减少能耗。复合通风系统与传统通风系统相比，最主要的区别在于通过智能化的控制与管理，在满足室内空气品质和热舒适的前提下，使一天的不同时刻或一年的不同季节交替或联合运行自然或机械通风系统以实现节能。

**5.1.7** 分散设置的空调装置或系统是指单一房间独立设置的蒸发冷却方式或直接膨胀式空调系统（或机组），包括为单一房间供冷的水环热泵系统或多联机空调系统。直接膨胀式与蒸发冷却式空调系统（或机组）的冷、热源的原理不同：直接膨胀式采用的是冷媒通过制冷循环而得到需要的空调冷、热源或空调冷、热风；而蒸发冷却式则主要依靠天然的干燥冷空气或天然的低温冷水来得到需要的空调冷、热源或空调冷、热风，在这一过程中没有制冷循环的过程。直接膨胀式又包括了风冷式和水冷式两类。这种分散式的系统更适宜应用在部分时间部分空间供冷的场所。

当建筑全年供冷需求的运行时间较少时，如果采用设置冷水机组的集中供冷空调系统，会出现全年集中供冷系统设备闲置时间长的情况，导致系统的经济性较差；同理，如果建筑全年供暖需求的时间少，采用集中供暖系统也会出现类似情况。因此，如果集中供

冷、供暖的经济性不好，宜采用分散式空调系统。从目前情况看：建议可以以全年供冷运行季节时间3个月（非累积小时）和年供暖运行季节时间2个月，来作为上述的时间分界线。当然，在有条件时，还可以采用全年负荷计算与分析方法，或者通过供冷与供暖的“度日数”等方法，通过经济分析来确定。分散设置的空调系统，虽然设备安装容量下的能效比低于集中设置的冷（热）水机组或供热、换热设备，但其使用灵活多变，可适应多种用途、小范围的用户需求。同时，由于它具有容易实现分户计量的优点，能对行为节能起到促进作用。

对于既有建筑增设空调系统时，如果设置集中空调系统，在机房、管道设置方面存在较大的困难时，分散设置空调系统也是一个比较好的选择。

**5.1.8** 温湿度独立控制空调系统将空调区的温度和湿度的控制与处理方式分开进行，通常是由干燥的新风来负担室内的湿负荷，用高温末端来负担室内的显热负荷，因此空气除湿后无需再热升温，消除了再热能耗。同时，降温所需要的高温冷源可由多种方式获得，其冷媒温度高于常规冷却除湿联合进行时的冷媒温度要求，即使采用人工冷源，系统制冷能效比也高于常规系统，因此冷源效率得到了大幅提升。再者，夏季采用高温末端之后，末端的换热能力增大，冬季的热媒温度可明显低于常规系统，这为使用可再生能源等低品位能源作为热源提供了条件。但目前处理潜热的技术手段还有待提高，设计不当则会导致投资过高或综合节能效益不佳，无法体现温湿度独立控制系统的优点。因此，温湿度独立控制空调系统的设计，需注意解决好以下问题：

## 1 除湿方式和高温冷源的选择

- 1) 对于潮湿地区[空气含湿量高于 $12\text{g}/(\text{kg}\cdot\text{干空气})$ ]，引入的新风应进行除湿处理，达到设计要求的含湿量之后再送入房间。设计者应通过对空调区全年温湿度要求的分析，合理采用各种除湿方式。如果空调区全年允许的温、

湿度变化范围较大，冷却除湿能够满足使用要求，也是可应用的除湿的方式之一。

- 2) 人工制取高温冷水、高温冷媒系统、蒸发冷却等方式或天然冷源（如地表水、地下水等），都可作为温湿度独立控制系统的高温冷源。因此应对建筑所在地的气候特点进行分析论证后合理采用，主要的原则是：尽可能减少人工冷源的使用。

### 2 考虑全年运行工况，充分利用天然冷源

- 1) 由于全年室外空气参数的变化，设计采用人工冷源的系统，在过渡季节也可直接应用天然冷源或可再生能源等低品位能源。例如：在室外空气的湿球温度较低时，应采用冷却塔制取的16℃～18℃高温冷水直接供冷；与采用7℃冷水的常规系统相比，前者全年冷却塔供冷的时间远远多于后者的时间，从而减少了冷水机组的运行时间。
- 2) 当冬季供热与夏季供冷采用同一个末端设备时，例如夏季采用干式风机盘管或辐射末端设备，一般冬季采用同一末端时的热水温度在30℃/40℃即可满足要求，如果有低品位可再生热源，则应在设计中充分考虑和利用。

### 3 不宜采用再热方式

温湿度独立控制空调系统的劣势即为温度和湿度的控制与处理方式分开进行，因此空气处理时通常不宜采用再热升温方式，避免造成能源的浪费。在现有的温湿度独立控制系统的设备中，有采用热泵蒸发器冷却除湿后，用冷凝热再热的方式。也有采用表冷器除湿后用排风、冷却水等进行再热的措施。它们的共同特点是：再热利用的是废热，但会造成冷量的浪费。

**5.1.9** 温湿度要求不同的空调区不应划分在同一个空调风系统中是空调风系统设计的一个基本要求，这也是多数设计人员都能够理解和考虑到的。但在实际工程设计中，一些设计人员忽视了不同空

调区在使用时间等要求上的区别,出现了把使用时间不同的空调调节区划分在同一个定风量全空气风系统中的情况,不仅给运行与调节造成困难,同时也增大了能耗,为此强调应根据使用要求来划分空调风系统。

## 5.2 冷源与热源

**5.2.1** 冷源与热源包括冷热水机组、建筑内的锅炉和换热设备、蒸发冷却机组、多联机、蓄能设备等。

当前,各种机组、设备类型繁多,电制冷机组、溴化锂吸收式机组及蓄冷蓄热设备等各具特色,地源热泵、蒸发冷却等利用可再生能源或天然冷源的技术应用广泛。由于使用这些机组和设备时会受到能源、环境、工程状况、使用时间及要求等多种因素的影响和制约,因此应客观全面地对冷热源方案进行技术经济比较分析,以可持续发展的思路确定合理的冷热源方案。

**1** 暖通空调系统热源应优先采用废热或工业余热,可变废为宝,节约资源和能耗。当废热或工业余热的温度较高、经技术经济论证合理时,冷源宜采用吸收式冷水机组,可以利用废热或工业余热制冷。

**2** 随着《中华人民共和国可再生能源法》、《中华人民共和国节约能源法》、《民用建筑节能条例》、《可再生能源中长期发展规划》等一系列法规的出台,政府一方面利用大量补贴、税收优惠政策来刺激清洁能源产业发展;另一方面也通过法规,帮助能源公司购买、使用可再生能源。因此,地源热泵系统、太阳能热水器等可再生能源技术应用的市场发展迅猛,应用广泛。但是,由于可再生能源的利用与室外环境密切相关,从全年使用角度考虑,并不是任何时候都可以满足应用需求,因此当不能保证时,应设置辅助冷、热源来满足建筑的需求。

**3** 电动压缩式机组具有能效高、技术成熟、系统简单灵活、

占地面积小等特点，因此在城市电网夏季供电充足的区域，冷源宜采用电动压缩式机组。

4 对于既无城市热网，也没有较充足的城市供电的地区，采用电能制冷会受到较大的限制，如果其城市燃气供应充足的话，采用燃气锅炉、燃气热水机作为空调供热的热源和燃气吸收式冷(温)水机组作为空调冷源是比较合适的。

5 既无城市热网，也无燃气供应的地区，集中空调系统只能采用燃煤或者燃油来提供空调热源和冷源。采用燃油时，可以采用燃油吸收式冷(温)水机组。采用燃煤时，则只能通过设置吸收式冷水机组来提供空调冷源。这种方式应用时，需要综合考虑燃油的价格和当地环保要求。

6 通常来说，当室外空气的露点温度低于15℃时，采用间接式蒸发冷却方式，可以得到接近16℃的空调冷水来作为空调系统的冷源。直接水冷式系统包括水冷式蒸发冷却、冷却塔冷却、蒸发冷凝等。

7 水环热泵空调系统是用水环路将小型的水/空气热泵机组并联在一起，构成一个以回收建筑物内部余热为主要特点的热泵供暖、供冷的空调系统。需要长时间向建筑物同时供热和供冷时，可节省能源和减少向环境排热。

水环热泵空调系统具有以下优点：

- 1) 实现建筑内部冷、热转移；
- 2) 可独立计量；
- 3) 运行调节比较方便，在需要长时间向建筑同时供热和供冷时，能够减少建筑外提供的供热量而节能。

但由于水环热泵系统的初投资相对较大，且因为分散设置后每个压缩机的安装容量较小，使得COP值相对较低，从而导致整个建筑空调系统的电气安装容量相对较大，因此，在设计选用时，需要进行较细的分析。从能耗上看，只有当冬季建筑物内存在明显可观的冷负荷时，才具有较好的节能效果。

**8** 蓄能系统的合理使用，能够明显提高城市或区域电网的供电效率，优化供电系统，转移电力高峰，平衡电网负荷。同时，在分时电价较为合理的地区，也能为用户节省全年运行电费。为充分利用现有电力资源，鼓励夜间使用低谷电，国家和各地区电力部门制定了峰谷电价差政策。

**9** 热泵系统属于国家大力提倡的可再生能源的应用范围，有条件时应积极推广。夏热冬冷地区，空气源热泵的全年能效比较好，因此推荐使用。

**10** 当天然水可以有效利用或浅层地下水能够确保 100%回灌时，也可以采用地表水或地下水水源地源热泵系统，有效利用可再生能源。

**11** 由于可供空气调节的冷热源形式越来越多，节能减排的形势要求下，出现了多种能源形式向一个空调系统供能的状况，实现能源的梯级利用、综合利用、集成利用。当具有多种人工能源以及多种可能利用的天然能源形式时，可采用几种能源合理搭配作为空调冷热源，如“电+气”等。

**5.2.2** 本条中各款提出的是选择锅炉时应注意的问题，以便能在满足全年变化的热负荷前提下，达到高效节能运行的要求。

**1** 供暖及空调热负荷计算中，通常不计入灯光设备等得热，而将其作为热负荷的安全余量。但灯光设备等得热远大于管道热损失，所以确定锅炉房容量时无需计入管道热损失。负荷率不低于 50%即锅炉单台容量不低于其设计负荷的 50%。

**2** 燃煤锅炉低负荷运行时，热效率明显下降，如果能使锅炉的额定容量与长期运行的实际负荷接近，会得到较高的热效率。作为综合建筑的热源往往长时间在很低的负荷率下运行，由此基于长期热效率高的原则确定单台锅炉容量很重要，不能简单地等容量选型。但在保证较高的长期热效率的前提下，又以等容量选型最佳，因为这样投资节约、系统简洁、互备性好。

**3** 冷凝式锅炉即在传统锅炉的基础上加设冷凝式热交换受热

面，将排烟温度降到40℃～50℃，使烟气中的水蒸气冷凝下来并释放潜热，可以使热效率提高到100%以上（以低位发热量计算），通常比非冷凝式锅炉的热效率至少提高10%～12%。燃料为天然气时，烟气的露点温度一般在55℃左右，所以当系统回水温度低于50℃，采用冷凝式锅炉可实现节能。

**5.2.3** 本条为强制性条文。提高制冷、制热设备的效率是降低建筑供暖、空调能耗的主要途径之一。必须对设备的效率提出设计要求。避免能源的高质低用，是节能的重要措施。

锅炉运行效率是长期、监测和记录数据为基础，统计时期内全部瞬时效率的平均值。本标准中规定的锅炉运行效率是以整个供暖季作为统计时间的，它是反映各单位锅炉运行管理水平的重要指标。它既和锅炉及其辅机的状况有关，也和运行制度等因素有关。近些年锅炉设计制造水平有了很大的提高，锅炉房的设备配置也发生了很大的变化，已经为运行单位的管理水平的提高提供了基本条件，只要选择设计效率较高的锅炉，合理组织锅炉的运行，就可以使运行效率满足要求。

国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 强制性条文第4.2.5条规定了名义工况和规定条件下，锅炉的热效率要求。本条在此基础上，对锅炉的热效率进一步提出了更高要求。

**5.2.4** 与蒸汽相比，热水作为供热介质的优势早已被实践证明，所以强调优先以水为锅炉供热介质的理念。但当蒸汽热负荷比例大，而总热负荷不大时，分设蒸汽供热与热水供热系统，往往导致系统复杂、投资偏高、锅炉选型困难，而且节能效果有限，所以此时统一供热介质，技术经济上往往更合理。

超高层建筑采用蒸汽供暖弊大于利，其优点在于比水供暖所需的管道尺寸小，换热器经济性更好，但由于介质温度高，竖向长距离输送，汽水管道易腐蚀等因素，会带来安全、管理的诸多困难。

**5.2.5** 在大中型公共建筑中，或者对于全年供冷负荷变化幅度较大的建筑，冷水（热泵）机组的台数和容量的选择，应根据冷（热）

负荷大小及变化规律确定,单台机组制冷量的大小应合理搭配,当单机容量调节下限的制冷量大于建筑物的最小负荷时,可选一台适合最小负荷的冷水机组,在最小负荷时开启小型制冷系统满足使用要求,这种配置方案已在许多工程中取得很好的节能效果。如果每台机组的装机容量相同,此时也可以采用一台或多台变频调速机组的方式。

对于设计冷负荷大于528kW以上的公共建筑,机组设置不宜少于两台,除可提高安全可靠性外,也可达到经济运行的目的。因特殊原因仅能设置一台时,应选用可靠性高,部分负荷能效高的机组。

变频冷水机组或磁悬浮变频冷水机组是近几年研制开发的高性能的设备,虽然效率高,但价格也较高,因此设计时,是全部选择变频冷水机组还是选择部分变频冷水机组要进行科学的技术经济分析,在技术经济分析过程中编制“冷水机组运行状态表”是十分重要的,因为从冷水机组运行状态表中可以清楚的知道每台冷水机组在不同负荷率情况下的运行状态,这是选择变频冷水机组台数的重要科学依据。

**5.2.6** 本条为强制性条文。从目前实际情况来看,舒适性集中空调建筑中,几乎不存在冷源的总供冷量不够的问题,大部分情况下,所有安装的冷水机组一年中同时满负荷运行的时间没有出现过,甚至一些工程所有机组同时运行的时间也很短或者没有出现过。这说明相当多的制冷站房的冷水机组总装机容量过大,实际上造成了投资浪费。因此,对设计的装机容量作出了本条规定。

对于一般的舒适性建筑而言,本条规定能够满足使用要求。对于某些特定的建筑必须设置备用冷水机组时(例如某些工艺要求必须24h保证供冷的建筑等),其备用冷水机组的容量不统计在本条规定的装机容量之中。

应注意:本条提到的比值不超过1.1,是一个限制值。设计人员不应理解为选择设备时的“安全系数”。

**5.2.7~5.2.8** 第 5.2.7 条是强制性条文。随着人民生活水平的不断提高，建筑业的持续发展，公共建筑中空调的使用进一步普及。

冷水机组是公共建筑集中空调系统的主要耗能设备，其性能很大程度上决定了空调系统的能效。实际运行中，冷水机组绝大部分时间处于部分负荷工况下运行，只选用单一的满负荷性能指标来评价冷水机组的性能不能全面地体现冷水机组的真实能效，还需考虑冷水机组在部分负荷运行时的能效。

水冷活塞/涡旋式冷水机组，冷量主要分布在小于 528kW、528kW~1163kW 的机组只占到该类型总销售量的 2% 左右，大于 1163kW 的机组已基本停止生产，并且根据该类型机组的性能特点，大容量的水冷活塞/涡旋式冷水机组与相同的螺杆式或离心式相比能效相差较大，当所需容量大于 528kW 时，不建议选用该类型机组，因此标准只对容量小于 528kW 的水冷活塞/涡旋式冷水机组作出统一要求。水冷螺杆式和风冷机组冷量分级不变，磁悬浮冷水机组单机头制冷量主要分布在 517kW、1048kW、1572kW、2108kW、2660kW，大于 1000kW 的机组多数以多个机头组合，因此只分两级。

本标准在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 对制冷机组能效分析和规定指标的基础上，并通过调研，根据我省空调市场和经济发展现状，确定节能设计冷水机组的性能系数（*COP*）限值和综合部分负荷性能系数（*IPLV*）限值，主要体现在：

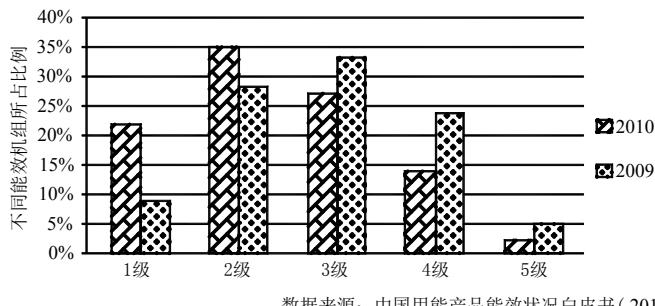
（1）增加了变频螺杆机组、变频离心机组和磁悬浮机组能效限值的要求。（2）总体上我省夏热冬冷和夏热冬暖地区，机组能效分别提升 6% 以上。

1 本标准确定能效最低值时，参考了现行国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB 19577 和《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB 19576。表 6 为摘自现行国家标准《冷水机组能效限定值及能源效率等级》GB 19577 中的能源效率等级指标。图 12 为摘自《中国用能产品能效状况白皮书（2012）》

中公布的冷水机组总体能效等级分布情况。

表 6 冷水机组能效限定值及能源效率等级

类型	名义制冷量 $CC$ (kW)	能效等级 $COP$				
		1	2	3	4	5
风冷式或蒸发冷却式	$CC \leq 50$	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	$CC > 50$	3.40	3.20	3.00	2.80	2.60
水冷式	$CC \leq 528$	5.00	4.70	4.40	4.10	3.80
	$528 < CC \leq 1163$	5.50	5.10	4.70	4.30	4.00
	$CC > 1163$	6.10	5.60	5.10	4.60	4.20



数据来源: 中国用能产品能效状况白皮书(2012)

图 12 冷水机组总体能效等级分布

根据《中国用能产品能效状况白皮书 2012》中的数据显示, 2011 年我国销售的各类型冷水机组中, 四级和五级能效产品占总量的 16%, 三级及以上产品占 84%, 其中节能产品 (一级和二级能效) 则占到了总量的 57%。可见, 当前我国冷水机组的性能已经有了较大幅度的提升。

2 随着变频冷水机组技术的不断发展和成熟, 自 2010 年起, 我国变频冷水机组的应用呈不断上升的趋势。冷水机组变频后, 可有效地提升机组部分负荷的性能, 尤其是变频离心式冷水机组, 变频后其综合部分负荷性能系数  $IPLV$  通常可提升 30% 左右; 但由于变频器功率损耗及电抗器、滤波器损耗, 变频后机组的满负荷性能

会有一定程度的降低。因此，对于变频机组，本标准主要基于定频机组的研究成果，根据机组加变频后其满负荷和部分负荷性能的变化特征，对变频机组的 *COP* 和 *IPLV* 限值要求在其对应定频机组的基础上分别作出调整。

当前我国的变频冷水机组主要集中于大冷量的水冷式离心机组和螺杆机组，机组变频后，部分负荷性能的变化差别较大。因此对变频离心和螺杆式冷水机组分别提出不同的调整量要求，并根据现有的变频冷水机组性能数据进行校核确定。

**3** 对于风冷式机组，计算 *COP* 和 *IPLV* 时，应考虑放热侧散热风机消耗的电功率；对于蒸发冷却式机组，计算 *COP* 和 *IPLV* 时，机组消耗的功率应包括放热侧水泵和风机消耗的电功率。双工况制冷机组制造时需照顾到两个工况工作条件下的效率，会比单工况机组低，所以不强制执行本条规定。

**4** 名义工况应符合现行国家标准《蒸气压缩循环冷水（热泵）机组第 1 部分：工业或商业用及类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T 18430.1 的规定，即：

- 1) 使用侧：冷水出口水温 7℃，水流量为  $0.172\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{kW})$ ；
- 2) 热源侧（或放热侧）：水冷式冷却水进口水温为 30℃，水流量为  $0.215\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{kW})$ ；
- 3) 蒸发器水侧污垢系数为  $0.018\text{m}^2\cdot\text{°C}/\text{kW}$ ，冷凝器水侧污垢系数  $0.044\text{m}^2\cdot\text{°C}/\text{kW}$ 。

目前我国的冷机设计工况大多为冷凝侧温度为 32℃/37℃，而国标中的名义工况为 30℃/35℃。很多时候冷水机组样本上只给出了相应的设计工况（非名义工况）下的 *COP* 和 *NPLV* 值，没有统一的评判标准，用户和设计人员很难判断机组性能是否达到相关标准的要求。

因此，为给用户和设计人员提供一个可供参考方法，基于我国冷水机组名义工况下满负荷性能参数及非名义工况下机组满负荷性能参数，拟合出适用于我国离心式冷水机组的设计工况（非名义

工况)下的  $COP_n$  和  $NPLV$  限值修正公式供设计人员参考。

水冷离心式冷水机组非名义工况修正可参考以下公式:

$$COP = COP_n / K_a \quad (3)$$

$$IPLV = NPLV / K_a \quad (4)$$

$$K_a = A \times B \quad (5)$$

$$A = 0.000000346579568 \times (LIFT)^4 - 0.00121959777 \times (LIFT)^2 + 0.0142513850 \times (LIFT) + 1.33546833 \quad (6)$$

$$B = 0.00197 \times LE + 0.986211 \quad (7)$$

$$LIFT = LC - LE \quad (8)$$

式中:  $COP$ ——名义工况下离心式冷水(热泵)机组的性能系数;

$COP_n$ ——设计工况(非名义工况)下离心式冷水(热泵)机组的性能系数;

$IPLV$ ——名义工况下离心式冷水(热泵)机组的性能系数;

$NPLV$ ——设计工况(非名义工况)下离心式冷水(热泵)机组的性能系数;

$LC$ ——冷水(热泵)机组满负荷时冷凝器出口温度(℃);

$LE$ ——冷水(热泵)机组满负荷时蒸发器出口温度(℃);

上述满负荷  $COP$  值和  $NPLV$  值的修正计算方法仅适用于水冷离心式机组。

**5.2.9** 目前,大型公共建筑中,空调系统的能耗占整个建筑能耗的比例约为40%~60%,所以空调系统的节能是建筑节能的关键,而节能设计是空调系统节能的基础条件。

在现有的建筑节能标准中,只对单一空调设备的能效相关参数限值作了规定,例如规定冷水(热泵)机组制冷性能系数( $COP$ )、单元式机组能效比等,却没有对整个空调冷源系统的能效水平进行规定。实际上,最终决定空调系统耗电量的是包含空调冷热源、输送系统和空调末端设备在内整个空调系统,整体更优才能达到节能的最终目的。这里,提出引入空调系统电冷源综合制冷性能系数( $SCOP$ )这个参数,保证空调冷源部分的节能设计整体更优。

通过对公共建筑集中空调系统的配置及实测能耗数据的调查分析,结果表明:

**1** 在设计阶段,对电冷源综合制冷性能系数(*SCOP*)进行要求,在一定范围内能有效促进空调系统能效的提升,*SCOP*若太低,空调系统的能效必然也低,但实际运行并不是*SCOP*越高系统能效就一定越好。

**2** 电冷源综合制冷性能系数(*SCOP*)考虑了机组和输送设备以及冷却塔的匹配性,一定程度上能够督促设计人员重视冷源选型时各设备之间的匹配性,提高系统的节能性;但仅从*SCOP*数值的高低并不能直接判断机组的选型及系统配置是否合理。

**3** 电冷源综合制冷性能系数(*SCOP*)中没有包含冷水泵的能耗,一方面考虑到标准中对冷水泵已经提出了输送系数指标要求,另一方面由于系统的大小和复杂程度不同,冷水泵的选择变化较大,对*SCOP*绝对值的影响相对较大,故不包括冷水泵可操作性更强。

电冷源综合制冷性能系数(*SCOP*)的计算应注意以下事项:

**1** 制冷机的名义制冷量、机组耗电功率应采用名义工况运行条件下的技术参数;当设计与此不一致时,应进行修正。

**2** 当设计设备表上缺乏机组耗电功率,只有名义制冷性能系数(*COP*)数值时,机组耗电功率可通过名义制冷量除以名义性能系数获得。

**3** 冷却水流量按冷却水泵的设计流量选取,并应核对其正确性。由于水泵选取时会考虑富裕系数,因此核对流量时可考虑1~1.1的富裕系数。

**4** 冷却水泵扬程按设计设备表上的扬程选取。

**5** 水泵效率按设计设备表上水泵效率选取。

**6** 名义工况下冷却塔水量是指室外环境湿球温度28℃,进出水塔水温为37℃、32℃工况下该冷却塔的冷却水流量。确定冷却塔名义工况下的水量后,可根据冷却塔样本查对风机配置功率。

7 冷却塔风机配置电功率, 按实际参与运行冷却塔的电机配置功率计入。

8 冷源系统的总耗电量按主机耗电量、冷却水泵耗电量及冷却塔耗电量之和计算。

9 电冷源综合制冷性能系数(*SCOP*)为名义制冷量(kW)与冷源系统的总耗电量(kW)之比。

10 根据现行国家标准《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》GB/T 18430.1的规定,风冷机组的制冷性能系数(*COP*)计算中消耗的总电功率包括了放热侧冷却风机的电功率,因此风冷机组名义工况下的制冷性能系数(*COP*)值即为其综合制冷性能系数(*SCOP*)值。

11 本条文适用于采用冷却塔冷却、风冷或蒸发冷却的冷源系统,不适用于通过换热器换热得到的冷却水的冷源系统。利用地表水、地下水或地埋管中循环水作为冷却水时,为了避免水质或水压等各种因素对系统的影响而采用了板式换热器进行系统隔断,这时会增加循环水泵,整个冷源的综合制冷性能系数(*SCOP*)就会下降;同时对于地源热泵系统,机组的运行工况也不同,因此,不适用于本条文规定。

**5.2.10** 冷水机组在相当长的运行时间内处于部分负荷运行状态,为了降低机组部分负荷运行时的能耗,对冷水机组的部分负荷时的性能系数作出要求。

*IPLV*是对机组4个部分负荷工况条件下性能系数的加权平均值,相应的权重综合考虑了建筑类型、气象条件、建筑负荷分布以及运行时间,是根据4个部分负荷工况的累积负荷百分比得出的。

相对于评价冷水机组满负荷性能的单一指标*COP*而言, *IPLV*的提出提供了一个评价冷水机组部分负荷性能的基准和平台,完善了冷水机组性能的评价方法,有助于促进冷水机组生产厂商对冷水机组部分负荷性能的改进,促进冷水机组实际性能水平的提高。

*IPLV*规定的工况为现行国家标准《蒸气压缩循环冷水(热泵)

机组 第1部分：工业或商业用及类似用途的冷水（热泵）机组》GB/T 18430.1 中标准测试工况，即蒸发器出水温度为7℃，冷凝器进水温度为30℃，冷凝器的水流量为0.215m<sup>3</sup>/(h·kW)；在非名义工况（即不同于*IPLV*规定的工况）下，其综合部分负荷性能系数即*NPLV*也应按公式（5.2.10）计算，但4种部分负荷率条件下的性能系数的测试工况，应满足现行国家标准GB/T 18430.1中*NPLV*的规定工况。

**5.2.11** 本条为强制性条文。现行国家标准《单元式空气调节机》GB/T 17758已经开始采用制冷季节能效比*SEER*、全年性能系数*APF*作为单元机的能效评价指标，但目前大部分厂家尚无法提供其机组的*SEER*、*APF*值，现行国家标准《单元式空气调节机能效限值及能源效率等级》GB 19576仍采用*EER*指标，因此，本标准仍然沿用*EER*指标。*EER*为名义制冷工况下，制冷量与消耗的电量的比值，名义制冷工况应符合现行国家标准《单元式空调机组》GB/T 17758的有关规定。

本条在国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015强制性条文第4.2.14条设计要求的基础上提高了6%。

**5.2.12** 空气源热泵机组的选型原则。

1 空气源热泵的单位制冷量的耗电量较水冷冷水机组大，价格也高，为降低投资成本和运行费用，应选用机组性能系数较高的产品。此外，先进科学的融霜技术是机组冬季运行的可靠保证。机组在冬季制热运行时，室外空气侧换热盘管低于露点温度时，换热翅片上就会结霜，会大大降低机组运行效率，严重时无法运行，为此必须除霜。除霜的方法有很多，最佳的除霜控制应判断正确，除霜时间短，融霜修正系数高。近年来各厂家为此都进行了研究，对于不同气候条件采用不同的控制方法。设计选型时应对此进行了解，比较后确定。

2 空气源热泵机组比较适合于不具备集中热源的夏热冬冷地区。室外温度过低会降低机组制热量；室外空气过于潮湿使得融霜

时间过长，同样也会降低机组的有效制热量，因此设计师必须计算冬季设计状态下机组的 *COP*，当热泵机组失去节能上的优势时就不应采用。对于性能上相对较有优势的空气源热泵冷热水机组的 *COP* 限定为 2.0；对于规格较小、直接膨胀的单元式空调机组限定为 1.8。冬季设计工况下的机组性能系数应为冬季室外空调或供暖计算温度条件下，达到设计需求参数时的机组供热量 (W) 与机组输入功率 (W) 的比值。

**3** 空气源热泵的平衡点温度是该机组的有效制热量与建筑物耗热量相等时的室外温度。当这个温度高于建筑物的冬季室外计算温度时，就必须设置辅助热源。

空气源热泵机组在融霜时机组的供热量就会受到影响，同时会影响到室内温度的稳定性，因此在稳定性要求高的场合，同样应设置辅助热源。设置辅助热源后，应注意防止冷凝温度和蒸发温度超出机组的使用范围。辅助加热装置的容量应根据在冬季室外计算温度情况下空气源热泵机组有效制热量和建筑物耗热量的差值确定。

**4** 带有热回收功能的空气源热泵机组可以把原来排放到大气中的热量加以回收利用，提高了能源利用效率，因此对于有同时供冷、供热要求的建筑应优先采用。

### 5.2.13 空气源热泵或风冷制冷机组室外机设置要求。

**1** 空气源热泵机组的运行效率，很大程度上与室外机的换热条件有关。考虑主导风向、风压对机组的影响，机组布置时避免产生热岛效应，保证室外机进、排风的通畅，一般出风口方向 3m 内不能有遮挡。防止进、排风短路是布置室外机时的基本要求。当受位置条件等限制时，应创造条件，避免发生明显的气流短路；如设置排风帽，改变排风方向等方法，必要时可以借助于数值模拟方法辅助气流组织设计。此外，控制进、排风的气流速度也是有效避免短路的一种方法；通常机组进风气流速度宜控制在 1.5m/s~2.0m/s，排风口的排气速度不宜小于 7m/s。

**2** 室外机除了避免自身气流短路外，还应避免含有热量、腐

蚀性物质及油污微粒等排放气体的影响,如厨房油烟排气和其他室外机的排风等。

**3** 室外机运行会对周围环境产生热污染和噪声污染,因此室外机应与周围建筑物保持一定的距离,以保证热量有效扩散和噪声自然衰减。室外机对周围建筑产生的噪声干扰,应符合现行国家标准《声环境质量标准》GB 3096 的要求。

**4** 保持室外机换热器清洁可以保证其高效运行,因此为清扫室外机创造条件很有必要。

**5.2.14** 本条为强制性条文。近年来多联机在公共建筑中的应用越来越广泛,并呈逐年递增的趋势。相关数据显示,2011年我国集中空调产品中多联机的销售量已经占到了总量的34.8%(包括直流变频和数码涡旋机组),多联机已经成为我国公共建筑中央空调系统中非常重要的用能设备。数据显示,到2011年市场上的多联机产品已经全部为节能产品(1级和2级),而1级能效产品更是占到了总量的98.8%,多联机产品的广阔市场推动了其技术的迅速发展。

现行国家标准《多联式空调(热泵)机组能效限定值及能效等级》GB 21454 中以  $IPLV(C)$  作为其多联机能效考核指标。因此,本标准采用制冷综合性能指标  $IPLV(C)$  作为能效评价指标。名义制冷工况和规定条件应符合现行国家标准《多联式空调(热泵)机组》GB/T 18837 的有关规定。

表 7 多联式空调(热泵)机组的能效等级对应的制冷综合性能系数限值

制冷量 $CC$ (kW)	制冷综合性能系数				
	1	2	3	4	5
$CC \leq 28$	3.60	3.40	3.20	3.00	2.80
$28 < CC \leq 84$	3.55	3.35	3.15	2.95	2.75
$CC > 84$	3.50	3.30	3.10	2.90	2.70

表 7 为摘录自现行国家标准《多联式空调(热泵)机组能效限定值及能效等级》GB 21454-2016 中多联式空调(热泵)机组

的能源效率等级对应的制冷综合性能系数限值要求。

对比上述要求,表 5.2.14 中规定的制冷综合性能指标限值均超过该标准中的一级能效要求,并比国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的规定提高了 8%。

**5.2.15** 多联机空调系统是利用制冷剂(冷媒)输配能量的,在系统设计时必须考虑制冷剂连接管(配管)内制冷剂的重力与摩擦阻力对系统性能的影响。因此,设计系统时应根据系统的制冷量和能效比衰减程度来确定每个系统的服务区域大小,以提高系统运行时的能效比。设定因管长衰减后的主机制冷能效比(*EER*)不小于 3.0,也体现了对制冷剂连接管合理长度的要求。“制冷剂连接管等效长度”是指室外机组与最远室内机之间的气体管长度与该管路上各局部阻力部件的等效长度之和。

本标准的设计要求相比现行国家标准《多联机空调系统工程技术规程》JGJ 174 及《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 中的相应条文减少了“当产品技术资料无法满足核算要求时,系统冷媒管等效长度不宜超过 70m”的要求。这是因为随着多联机行业的不断发展及进步,各厂家均能提供齐全的技术资料,不存在无法核算的情况。

制冷剂连接管越长,多联机系统的能效比损失越大。目前市场上的多联机通常采用 R410A 制冷剂,由于 R410A 制冷剂的黏性和摩擦阻力小于 R22 制冷剂,故在相同的满负荷制冷能效比衰减率的条件下,其连接管允许长度比 R22 制冷剂系统长。根据厂家技术资料,当 R410A 系统的制冷剂连接管实际长度为 90m~100m 或等效长度在 110m~120m 时,满负荷时的制冷能效比(*EER*)下降 13%~17%,制冷综合性能系数 *IPLV* (C) 下降 10%以内。而随着科技进步,目前市场上优良的多联机产品,其满负荷时的名义制冷能效比均有大幅度提高,可达到 3.30 以上,连接管增长后其满负荷时的能效比(*EER*)均能达到 3.0 以上。设计实践表明,多联机空调系统的连接管等效长度在 110m~120m,已能满足绝大部分大

型建筑室内外机位置设置的要求。然而,对于一些特殊场合,则有可能超出该等效长度,故采用衰减后的主机制冷能效比(*EER*)限定值(不小于3.0)来规定制冷剂连接管的最大长度具有科学性,不仅能适应特殊场合的需求,而且有利于产品制造商提升技术,一方面继续提高多联机的能效比,另一方面探索减少连接管长度对性能衰减影响的技术途径,以推动多联机企业的可持续发展。

此外,现行国家标准《多联式空调(热泵)机组》GB/T 18837及《多联式空调(热泵)机组能效限定值及能效等级》GB 21454均以综合制冷性能系数[*IPLV(C)*]作为多联机的能效评价指标,但由于计算连接管长度时[*IPLV(C)*]需要各部分负荷点的参数,各厂家很少能提供该数据,且计算方法较为复杂,对设计及审图造成困难,故本条使用满负荷时的制冷能效比(*EER*)作为评价指标,而不使用[*IPLV(C)*]指标。

**5.2.16** 本条为强制性条文。本条规定的性能参数略高于现行国家标准《溴化锂吸收式冷水机组能效限定值及能效等级》GB 29540中的能效限定值。表5.2.16中规定的性能参数为名义工况的能效限定值。直燃机性能系数计算时,输入能量应包括消耗的燃气(油)量和机组自身的电力消耗两部分,性能系数的计算应符合现行国家标准《直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组》GB/T 18362的有关规定。

**5.2.17** 对于冬季或过渡季需要供冷的建筑,当条件合适时,应考虑采用室外新风供冷。当建筑物室内空间有限,无法安装风管,或新风、排风口面积受限制等原因时,在室外条件许可时,也可采用冷却塔直接提供空调冷水的方式,减少全年运行冷水机组的时间。通常的系统做法是:当采用开式冷却塔时,用被冷却塔冷却后的水作为一次水,通过板式换热器提供二次空调冷水(如果是闭式冷却塔,则不通过板式换热器,直接提供),再由阀门切换到空调冷水系统之中向空调机组供冷水,同时停止冷水机组的运行。不管采用何种形式的冷却塔,都应按当地过渡季或冬季的气候条件,计算空

调末端需求的供水温度及冷却水能够提供的水温，并得出增加投资和回收期等数据，当技术经济合理时可以采用。也可考虑采用水环热泵等可同时具有制冷和制热功能的系统，实现能量的回收利用。

**5.2.18** 目前一些供暖空调用汽设备的凝结水未采取回收措施或由于设计不合理和管理不善，造成大量的热量损失。为此应认真设计凝结水回收系统，做到技术先进，设备可靠，经济合理。凝结水回收系统一般分为重力、背压和压力凝结水回收系统，可按工程的具体情况确定。从节能和提高回收率考虑，应优先采用闭式系统即凝结水与大气不直接相接触的系统。

回收利用有两层含义：

1 回到锅炉房的凝结水箱；  
2 作为某些系统（例如生活热水系统）的预热在换热机房就地换热后再回到锅炉房。后者不但可以降低凝结水的温度，而且充分利用了热量。

**5.2.19** 制冷机在制冷的同时需要排除大量的冷凝热，通常这部分热量由冷却系统通过冷却塔散发到室外大气中。宾馆、医院、洗浴中心等有大量的热水需求，在空调供冷季节也有较大或稳定的热水需求，采用具有冷凝热回收（部分或全部）功能的机组，将部分冷凝热或全部冷凝热进行回收予以有效利用具有显著的节能意义。

冷凝热的回收利用要同时考虑质（温度）和量（热量）的因素。不同形式的冷凝热回收机组（系统）所提供的冷凝器出水最高温度不同，同时，由于冷凝热回收的负荷特性与热水的使用在时间上存在差异，因此，在系统设计中需要采用蓄热装置和考虑是否进行必要的辅助加热装置。是否采用冷凝热回收技术和采用何种形式的冷凝热回收系统需要通过技术经济比较确定。

强调“常年”二字，是要求注意到制冷机组具有热回收的时段，主要是针对夏季和过渡季制冷机需要运行的季节，而不仅仅限于冬季需要。此外生活热水的范围比卫生热水范围大，例如可以是厨房需要的热水等。

## 5.3 输配系统

### 5.3.1 集中空调冷（热）水系统设计原则。

1 工程实践已充分证明，在季节变化时只是要求相应作供冷/供暖空调工况转换的空调系统，采用两管制水系统完全可以满足使用要求，因此予以推荐。

建筑内存在需全年供冷的区域时（不仅限于内区），这些区域在非供冷季首先应该直接采用室外新风做冷源，例如全空气系统增大新风比、独立新风系统增大新风量。只有在新风冷源不能满足供冷量需求时，才需要在供热季设置为全年供冷区域单独供冷水的管路，即分区两管制系统。对于一般工程，如仅在理论上存在一些内区，但实际使用时发热量常比夏季采用的设计数值小且不长时间存在，或这些区域面积或总冷负荷很小，冷源设备无法为之单独开启，或这些区域冬季即使短时温度较高也不影响使用，如为其采用相对复杂投资较高的分区两管制系统，工程中常出现不能正常使用的情况，甚至在冷负荷小于热负荷时房间温度过低而无供热手段的情况。因此工程中应考虑建筑是否真正存在面积和冷负荷较大的需全年供应冷水的区域，确定最经济和满足要求的空调管路制式。

2 变流量一级泵系统包括冷水机组定流量、冷水机组变流量两种形式。冷水机组定流量、负荷侧变流量的一级泵系统形式简单，通过末端用户设置的两通阀自动控制各末端的冷水量需求，同时，系统的运行水量也处于实时变化之中，在一般情况下均能较好地满足要求，是目前应用最广泛、最成熟的系统形式。当系统作用半径较大或水流阻力较高时，循环水泵的装机容量较大，由于水泵为定流量运行，使得冷水机组的供回水温差随着负荷的降低而减少，不利于在运行过程中水泵的运行节能，因此一般适用于最远环路总长度在 500m 之内的中小型工程。通常大于 55kW 的单台水泵应调速变流量，大于 30kW 的单台水泵宜调速变流量。

随着冷水机组性能的提高，循环水泵能耗所占比例上升，尤其当单台冷水机组所需流量较大时或系统阻力较大时，冷水机组变流量运行水泵的节能潜力较大。但该系统涉及冷水机组允许变化范围，减少水量对冷机性能系数的影响，对设备、控制方案和运行管理等的特殊要求等，因此应经技术和经济比较，与其他系统相比，节能潜力较大并确有技术保障的前提下，可以作为供选择的节能方案。

系统设计时，应重点考虑以下两个方面：

- (1) 冷水机组对变水量的适应性：重点考虑冷水机组允许的变流量范围和允许的流量变化速率；
- (2) 设备控制方式：需要考虑冷水机组的容量调节和水泵变速运行之间的关系，以及所采用的控制参数和控制逻辑。

冷水机组应能适应水泵变流量运行的要求，其最低流量应低于50%的额定流量，其最高流量应高于额定流量；同时，应具备至少每分钟30%流量变化的适应能力。一般离心式机组宜为额定流量的30%~130%，螺杆式机组宜为额定流量的40%~120%。从安全角度上来讲，适应冷水流量快速变化的冷水机组能承受每分钟30%~50%的流量变化率；从对供水温度的影响角度来讲，机组允许的每分钟流量变化率不低于10%（具体产品有一定区别）。流量变化会影响机组供水温度，因此机组还应有相应的控制功能。本处所提到的额定流量指的是供回水温差为5℃时蒸发器的流量。

水泵的变流量运行，可以有效降低运行能耗，还可以根据年运行小时数量来降低冷水输配侧的管径，达到降低初投资的目的。美国ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2004就有此规定，但只是要求300kPa、37kW以上的水泵变流量运行，而到ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2010出版时，有了更严格的要求。ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2010中规定，当末端采用两通阀进行开关量或模拟量控制负荷，只设置一台冷水泵且其功率大于3.7kW或冷水泵超过一台且总功率大于7.5kW时，水泵必须变流量运行，并且其流

量能够降到设计流量的 50%或以下，同时其运行功率低于 30%的设计功率；当冷水机组不能适应变流量运行且冷水泵总功率小于 55kW 时，或者末端虽然有采用两通阀进行开关量或模拟量控制负荷，但是其数量不超过 3 个时，冷水泵可不作变流量运行。

### 3 二级泵系统的选择设计

(1) 机房内冷源侧阻力变化不大，多数情况下，系统设计水流阻力较高的原因是系统的作用半径造成的，因此系统阻力是推荐采用二级泵或多级泵系统的充要条件。当空调系统负荷变化很大时，首先应通过合理设置冷水机组的台数和规格解决小负荷运行问题，仅用靠增加负荷侧的二级泵台数无法解决根本问题，因此“负荷变化大”不列入采用二级泵或多级泵的条件。

(2) 各区域水温一致且阻力接近时完全可以合用一组二级泵，多台水泵根据末端流量需要进行台数和变速调节，大大增加了流量调解范围和各水泵的互为备用性。且各区域末端的水路电动阀自动控制水量和通断，即使停止运行或关闭检修也不会影响其他区域。以往工程中，当各区域水温一致且阻力接近，仅使用时间等特性不同，也常按区域分别设置二级泵，带来如下问题：

一是水泵设置总台数多于合用系统，有的区域流量过小采用一台水泵还需设置备用泵，增加投资；

二是各区域水泵不能互为备用，安全性差；

三是各区域最小负荷小于系统总最小负荷，各区域水泵台数不可能过多，每个区域泵的流量调节范围减少，使某些区域在小负荷时流量过大、温差过小，不利于节能。

(3) 当系统各环路阻力相差较大时，如果分区分环路按阻力大小设置和选择二级泵，有可能比设置一组二级泵更节能。阻力相差“较大”的界限推荐值可采用 0.05MPa，通常这一差值会使得水泵所配电机容量规格变化一档。

(4) 工程中常有空调冷热水的一些系统与冷热源供水温度的水温或温差要求不同，又不单独设置冷热源的情况。可以采用再设

换热器的间接系统，也可以采用设置二级混水泵和混水阀旁通调节水温的直接串联系统。后者相对于前者有不增加换热器的投资和运行阻力，不需再设置一套补水定压膨胀设施的优点。因此增加了当各环路水温要求不一致时按系统分设二级泵的推荐条件。

4 对于冷水机组集中设置且各单体建筑用户分散的区域供冷等大规模空调冷水系统，当输送距离较远且各用户管路阻力相差非常悬殊的情况下，即使采用二级泵系统，也可能导致二级泵的扬程很高，运行能耗的节省受到限制。这种情况下，在冷源侧设置定流量运行的一级泵，为共用输配干管设置变流量运行的二级泵，各用户或用户内的各系统分别设置变流量运行的三级泵或四级泵的多级泵系统，可降低二级泵的设计扬程，也有利于单体建筑的运行调节。如用户所需水温或温差与冷源不同，还可通过三级（或四级）泵和混水阀满足要求。

**5.3.3** 一般换热器不需要定流量运行，因此推荐在换热器二次水侧的二次循环泵采用变速调节的节能措施。

**5.3.4** 由于冬夏季空调水系统流量及系统阻力相差很大，两管制系统如冬夏季合用循环水泵，一般按系统的供冷运行工况选择循环泵，供热时系统和水泵工况不吻合，往往水泵不在高效区运行，且系统为小温差大流量运行，浪费电能；即使冬季改变系统的压力设定值，水泵变速运行，水泵冬季在设计负荷下也可能长期低速运行，降低效率，因此不允许合用。

如冬夏季冷热负荷大致相同，冷热水温差也相同（例如采用直燃机、水源热泵等），流量和阻力基本吻合，或者冬夏不同的运行工况与水泵特性相吻合时，从减少投资和机房占用面积的角度出发，也可以合用循环泵。

值得注意的是，当空调热水和空调冷水系统的流量和管网阻力特性及水泵工作特性相吻合而采用冬、夏共用水泵的方案时，应对冬、夏两个工况情况下的水泵轴功率要求分别进行校核计算，并按照轴功率要求较大者配置水泵电机，以防止水泵电机过载。

**5.3.5** 空调冷(热)水系统耗电输冷(热)比反映了空调水系统中循环水泵的耗电与建筑冷热负荷的关系,对此值进行限制是为了保证水泵的选择在合理的范围,降低水泵能耗。

当采用变频调速泵时,公式中泵的流量和扬程不应按照额定值进行计算,特别指出的是:进行扬程补偿选择的泵往往其流量、扬程、功率比原选择泵3个参数要高,可能出现 $EC(H)R-a$ 值超标,这是不正确的计算方法,因为变频泵大多数时间是在部分流量下运行,所以, $EC(H)R-a$ 应该采用水泵实际运行状态的流量和相对应的扬程值进行计算。可按照假设变频泵10%运行时间在90%额定转速和90%运行时间在70%额定转速两个运行状态计算水泵的流量和扬程:

$$G=G_1 \times 10\% + G_2 \times 90\% \quad (9)$$

式中:  $G$ ——变频泵在某转速下的流量( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$G_1$ ——变频泵10%运行时间在90%额定转速下流量( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$G_2$ ——变频泵90%运行时间在70%额定转速下流量( $\text{m}^3/\text{h}$ )。

$$H=H_1 \times 10\% + H_2 \times 90\% \quad (10)$$

式中:  $H$ ——变频泵在某转速下的扬程( $\text{m}$ );

$H_1$ ——变频泵10%运行时间在90%额定转速下扬程( $\text{m}$ );

$H_2$ ——变频泵90%运行时间在70%额定转速下扬程( $\text{m}$ )。

计算过程应注意:先应用水泵比转速计算公式求得90%和70%额定转速下流量、扬程,再代入公式计算 $EC(H)R-a$ 值。经计算采用变频泵后 $EC(H)R-a$ 值可降低25%~30%。

**5.3.6** 随着工艺需求和气候等因素的变化,建筑对通风量的要求也随之改变。系统风量的变化会引起系统阻力更大的变化。对于运行时间较长且运行中风量、风压有较大变化的系统,为节省系统运行费用,宜考虑采用双速或变速风机。通常对于要求不高的系统,为节省投资,可采用双速风机,但要对双速风机的工况与系统的工况变化进行校核。对于要求较高的系统,宜采用变速风机,采用变速风机的系统节能性更加显著,采用变速风机的通风系统应配备合理

的控制措施。

**5.3.7** 空调系统设计时不仅要考虑到设计工况，而且应考虑全年运行模式。在过渡季，空调系统采用全新风或增大新风比运行，都可以有效地改善空调区内空气的品质，大量节省空气处理所需消耗的能量，应该大力推广应用。但要实现全新风运行，设计时必须认真考虑新风取风口和新风管所需的截面积，妥善安排好排风出路，并应确保室内必须满足正压值的要求。

应明确的是：“过渡季”指的是与室内外空气参数相关的一个空调工况分区范围，其确定的依据是通过室内外空气参数的比较而定的。由于空调系统全年运行过程中，室外参数总是不断变化，即使是夏天，在每天的早晚也有可能出现“过渡季”工况（尤其是全天24h使用的空调系统），因此，不要将“过渡季”理解为一年中自然的春、秋季节。

在条件合适的地区应充分利用全空气空调系统的优势，尽可能利用室外天然冷源，最大限度地利用新风降温，提高室内空气品质和人员的舒适度，降低能耗。利用新风免费供冷（增大新风比）工况的判别方法可采用固定温度法、温差法、固定焓法、电子焓法、焓差法等。从理论分析，采用焓差法的节能性最好，然而该方法需要同时检测温度和湿度，且湿度传感器误差大、故障率高，需要经常维护，数年来在国内、外的实施效果不够理想。而固定温度和温差法，在工程中实施最为简单方便。因此，本条对变新风比控制方法不作限定。

**5.3.8** 本条文系参考美国供暖制冷空调工程师学会标准《Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality》ASHRAE 62.1 中第6章的内容。考虑到一些设计采用新风比最大的房间的新风比作为整个空调系统的新风比，这将导致系统新风比过大，浪费能源。采用上述计算公式将使得各房间在满足要求的新风量的前提下，系统的新风比最小，因此本条规定可以节约空调风系统的能耗。

举例说明式（5.3.8）的用法：假定一个全空气空调系统为表8

中的几个房间送风：

表 8 案例计算表

房间用途	在室人数	新风量 (m <sup>3</sup> /h)	总风量 (m <sup>3</sup> /h)	新风比 (%)
办公室	20	680	3400	20
办公室	4	136	1940	7
会议室	50	1700	5100	33
接待室	6	156	3120	5
合计	80	2672	13560	20

如果为了满足新风量需求最大(新风比最大的房间)的会议室，则须按该会议室的新风比设计空调风系统。其需要的总新风量变成： $13560 \times 33\% = 4475(\text{m}^3/\text{h})$ ，比实际需要的新风量 ( $2672\text{m}^3/\text{h}$ ) 增加了 67%。

现用式 (5.3.8) 计算，在上面的例子中， $V_{ot}$  未知； $V_{st}=13560\text{m}^3/\text{h}$ ； $V_{on}=2672\text{m}^3/\text{h}$ ； $V_{oc}=1700\text{m}^3/\text{h}$ ； $V_{sc}=5100\text{m}^3/\text{h}$ 。因此可以计算得到：

$$Y = V_{ot}/V_{st} = V_{ot}/13560$$

$$X = V_{on}/V_{st} = 2672/13560 = 19.7\%$$

$$Z = V_{oc}/V_{sc} = 1700/5100 = 33.3\%$$

代入方程  $Y=X/(1+X-Z)$  中，得到

$$V_{ot}/13560 = 0.197/(1+0.197-0.333) = 0.228$$

可以得出  $V_{ot}=3092\text{m}^3/\text{h}$

**5.3.9** 根据二氧化碳浓度控制新风量设计要求。二氧化碳并不是污染物，但可以作为评价室内空气品质的指标，现行国家标准《室内空气质量标准》GB/T 18883 对室内二氧化碳的含量进行了规定。当房间内人员密度变化较大时，如果一直按照设计的较大人员密度供应新风，将浪费较多的新风处理用冷、热量。要注意的是，如果只变新风量、不变排风量，有可能造成部分时间室内负压，反而增加能耗，因此排风量也应适应新风量的变化以保持房间的正压。在

技术允许条件下，二氧化碳浓度检测与 VAV 变风量系统相结合，同时满足各个区域新风与室内温度要求。

**5.3.10** 新风系统的节能。采用人工冷、热源进行预热或预冷运行时新风系统应能关闭，其目的在于减少处理新风的冷、热负荷，降低能量消耗；在夏季的夜间或室外温度较低的时段，直接采用室外温度较低的空气对建筑进行预冷，是一项有效的节能方法，应该推广应用。

**5.3.11** 建筑外区和内区的负荷特性不同。外区由于与室外空气相邻，围护结构的负荷随季节改变有较大的变化；内区则由于无外围护结构，室内环境几乎不受室外环境的影响，常年需要供冷。冬季内、外区对空调的需求存在很大的差异，因此宜分别设计和配置空调系统。这样，不仅方便运行管理，易于获得最佳的空调效果，而且还可以避免冷热抵消，降低能源的消耗，减少运行费用。

对于办公建筑而言，办公室内、外区的划分标准与许多因素有关，其中房间分隔是一个重要的因素，设计中需要灵活处理。例如，如果在进深方向有明确的分隔，则分隔处一般为内、外区的分界线；房间开窗的大小、房间朝向等因素也对划分有一定影响。在设计没有明确分隔的大开间办公室时，根据国外有关资料介绍，通常可将距外围护结构 3m~5m 的范围内划为外区，其所包围的为内区。为了满足不同的使用需求，也可以将上述从 3m~5m 的范围作为过渡区，在空调负荷计算时，内、外区都计算此部分负荷，这样只要分隔线在 3m~5m 之间变动，都是能够满足要求的。

**5.3.12** 如果新风经过风机盘管后送出，风机盘管的运行与否对新风量的变化有较大影响，易造成能源浪费或新风不足。

**5.3.13** 粗、中效空气过滤器的性能应符合现行国家标准《空气过滤器》GB/T 14295 的有关规定：

1 粗效过滤器的初阻力小于或等于 50Pa（粒径大于或等于 2.0μm，效率不大于 50%且不小于 20%）；终阻力小于或等于 100Pa；

2 中效过滤器的初阻力小于或等于 80Pa（粒径大于或等于

0.5μm, 效率小于 70%且不小于 20%)；终阻力小于或等于 160Pa。

由于全空气空调系统要考虑到空调过渡季全新风运行的节能要求, 因此其过滤器应能满足全新风运行的需要。

**5.3.14** 由于种种原因一些工程采用了土建风道(指用砖、混凝土、石膏板等材料构成的风道)。从实际调查结果来看, 这种方式带来了相当多的隐患, 其中最突出的问题就是漏风严重, 而且由于大部分是隐蔽工程无法检查, 导致系统不能正常运行, 处理过的空气无法送到设计要求的地点, 能量浪费严重。因此作出较严格的规定。

在工程设计中, 有时会因受条件限制或为了结合建筑的需求, 存在一些用砖、混凝土、石膏板等材料构成的土建风道、回风竖井的情况; 此外, 在一些下送风方式(如剧场等)的设计中, 为了管道的连接及与室内设计配合, 有时也需要采用一些局部的土建式封闭空腔作为送风静压箱。因此本条文对这些情况不作严格限制。

同时由于混凝土等墙体的蓄热量大, 没有绝热层的土建风道会吸收大量的送风能量, 严重影响空调效果, 因此当受条件限制不得已利用土建风道时, 对这类土建风道或送风静压箱提出严格的防漏风和绝热要求。

**5.3.15** 做好冷却水系统的水处理, 对于保证冷却水系统尤其是冷凝器的传热, 提高传热效率有重要意义。

在目前的一些工程设计中, 片面考虑建筑外立面美观等原因, 将冷却塔安装区域用建筑外装修进行遮挡, 忽视了冷却塔通风散热的基本要求, 对冷却效果产生了非常不利的影响, 导致了冷却能力下降, 冷水机组不能达到设计的制冷能力, 只能靠增加冷水机组的运行台数等非节能方式来满足建筑空调的需求, 加大了空调系统的运行能耗。因此, 强调冷却塔的工作环境应在空气流通条件好的场所。

冷却塔的“飘水”问题是目前一个较为普遍的现象, 过多的“飘水”导致补水水量的增大, 增加了补水能耗。在补水总管上设置水流量计量装置的目的就是要通过对补水水量的计量, 让管理者主动地建

立节能意识，同时为政府管理部门监督管理提供一定的依据。

在室内设置水箱存在占据室内面积、水箱和冷却塔的高差增加水泵电能等缺点，因此是否设置应根据具体工程情况确定，且应尽量减少冷却塔和集水箱高差。

多台并联安装时，集水盘之间需安装连通管。其作用主要是用来平衡各冷却塔集水盘之间的水位，保证水流均匀，各塔之间压力接近，不会出现一台水量过大而另一台水量偏小的情况。当某台冷却塔集水盘内的水突然增多时，多余的水就会通过平衡管流到别的冷却塔集水盘，而不至于溢出来。

**5.3.16** 空调系统的送风温度应以 h-d 图的计算为准。对于湿度要求不高的舒适性空调而言，降低湿度要求，加大送风温差，可以达到很好的节能效果。送风温差加大一倍，送风量可减少一半左右，风系统的材料消耗和投资相应可减少 40% 左右，风机能耗则下降 50% 左右。送风温差在 4℃~8℃ 之间时，每增加 1℃，送风量可减少 10%~15%。而且上送风气流在到达人员活动区域时已与房间空气进行了比较充分的混合，温差减小，可形成较舒适环境，该气流组织形式有利于大温差送风。由此可见，采用上送风气流组织形式空调系统时，夏季的送风温差可以适当加大。

**5.3.17** 在空气处理过程中，同时有冷却和加热过程出现，肯定是既不经济也不节能的，设计中应尽量避免。对于夏季具有高温高湿特征的地区来说，若仅用冷却过程处理，有时会使相对湿度超出设定值，如果时间不长，一般是可以允许的；如果对相对湿度的要求很严格，则宜采用二次回风或淋水旁通等措施，尽量减少加热用量。但对于一些散湿量较大、热湿比很小的房间等特殊情况，如室内游泳池等，冷却后再热可能是必要的方式之一。

对于置换通风方式，由于要求送风温差较小，当采用一次回风系统时，如果系统的热湿比较小，有可能会使处理后的送风温度过低，若采用再加热显然降低利用置换通风方式所带来的节能效益。因此，置换通风方式适用于热湿比较大的空调系统，或者可采用二

次回风的处理方式。

采用变风量系统（VAV）也通常使用热水盘管对冷空气进行再加热。

**5.3.18** 由于设计人员并不能完全掌控空调机组的阻力和内部功能附件的配置情况。作为节能设计标准，规定  $W_s$  的目的是要求设计师对常规的空调、通风系统的管道系统在设计工况下的阻力进行一定的限制，同时选择高效的风机。

近年来，我国的机电产品性能取得了较大的进步，风机效率和电机效率得到了较大的提升。本条按照新的风机和电机能效等级标准的规定来重新计算了风道系统的  $W_s$  限值。在计算过程中，将传动效率和电机效率合并后，作为后台计算数据，这样就不需要暖通空调的设计师再对此进行计算。

首先要明确的是， $W_s$  指的是实际消耗功率而不是风机所配置的电机的额定功率。因此不能用设计图（或设备表）中的额定电机容量除以设计风量来计算  $W_s$ 。设计师应在设计图中标明风机的风压（普通的机械通风系统）或机组余压（空调风系统） $P$ ，以及对风机效率  $\eta_F$  的最低限值要求。这样即可用上述公式来计算实际设计系统的  $W_s$ ，并和表 5.3.18 对照来评判是否达到了本条文的要求。

**5.3.19** 本标准附录 J 是管道与设备绝热厚度。该附录是从节能角度出发，按经济厚度和防结露的原则制定。但由于全国各地的气候条件差异很大，对于保冷管道防结露厚度的计算结果也会相差较大，因此除了经济厚度外，还必须对冷管道进行防结露厚度的核算，对比后取其大值。

为了方便设计人员选用，本标准附录 J 针对目前建筑常用管道的介质温度和最常使用、性价比高的两种绝热材料制定，并直接给出了厚度。如使用条件不同或绝热材料不同，设计人员应结合供应厂家提供的技术资料自行计算确定。

按照本标准附录 J 的绝热厚度的要求，在最长管路为 500m 的空调供回水系统中，设计流速状态下计算出来的冷水温升在 0.25°C

以下。对于超过 500m 的系统管路中，主要增加的是大口径的管道，这些管道设计流速状态下的每百米温升都在 0.004℃ 以下，因此完全可以将整个系统的管内冷水的温升控制在 0.3℃（对于热水温降控制在 0.6℃）以内，也就是不超过常用的供、回水温差的 6% 左右。但是，对于超过 500m 的系统管道，其绝热层表面冷热量损失的绝对值是不容忽视的，尤其是区域能源供应管道，往往长达一千多米。当系统低负荷运行时，绝热层表面冷热量损失相对于整个系统的输送能量的比例就会上升，会大大降低能源效率，其绝热层厚度应适当加厚。

保冷管道的绝热层外的隔汽层是防止凝露的有效手段，保证绝热效果。空气调节保冷管道绝热层外设置保护层主要作用有两个：

- 1 防止外力，如车辆碰撞、经常性踩踏对隔汽层的物理损伤；
- 2 防止外部环境，如紫外线照射对于隔汽层的老化、气候变化（雨雪）对隔汽层的腐蚀和由于刮风造成的负风压对隔汽层的损坏。

实际上，空气调节保冷管道绝热层在室外部分是必须设置保护层的；在室内部分，由于外界气候环境比较稳定，无紫外线照射，温湿度变化并不剧烈，也没有负风压的危险。另外空气调节保冷管道所处的位置也很少遇到车辆碰撞或者经常性的踩踏，所以在室内的空气调节保冷管道一般都不设置保护层。这样既节省了施工成本，也方便室内的维修。

**5.3.20 空气-空气能量回收**过去习惯称为空气热回收。空调系统中处理新风所需的冷热负荷占建筑物总冷热负荷的比例很大，为有效地减少新风冷热负荷，宜采用空气-空气能量回收装置回收空调排风中的热量和冷量，用来预热和预冷新风，可以产生显著地节能效益。

现行国家标准《空气-空气能量回收装置》GB/T 21087 将空气热回收装置按换热类型分为全热回收型和显热回收型两类，同时规定了内部漏风率和外部漏风率指标。由于热回收原理和结构特点的

不同，空气热回收装置的处理风量和排风泄漏量存在较大的差异。当排风中污染物浓度较大或污染物种类对人体有害时，在不能保证污染物不泄漏到新风送风中时，空气热回收装置不应采用转轮式空气热回收装置，同时也不宜采用板式或板翅式空气热回收装置。

在进行空气能量回收系统的技术经济比较时，应充分考虑当地的气象条件、能量回收系统的使用时间等因素。在满足节能标准的前提下，如果系统的回收期过长，则不宜采用能量回收系统。

夏热冬冷地区，宜选用全热回收装置。空气热回收装置的空气积灰对热回收效率的影响较大，设计中应予以重视，并考虑热回收装置的过滤器设置问题。

常用空气热回收装置性能和适用对象参见表 9。

表 9 常用空气热回收装置性能和适用对象

项目	热回收装置形式					
	转轮式	液体循环式	板式	热管式	板翅式	溶液吸收式
热回收形式	显热或全热	显热	显热	显热	全热	全热
热回收效率	50%~80%	55%~65%	50%~80%	45%~65%	50%~70%	50%~85%
排风泄漏量	0.5%~10%	0	0~5%	0~1%	0~5%	0
适用对象	风量较大且允许排风与新风间有适量渗透的系统	新风与排风热回收点较多且比较分散的系统	仅需回收显热的系统	含有轻微灰尘或温度较高的通风系统	需回收全热且空气较清洁的系统	需回收全热并对空气有过滤的系统

**5.3.21** 采用双向换气装置，让新风与排风在装置中进行显热或全热交换，可以从排出空气中回收 50%以上的热量和冷量，有较大的节能效果，因此应该提倡。人员长期停留的房间一般是指连续使用超过 3h 的房间。

当安装带热回收功能的双向换气装置时，应注意：

- 1 热回收装置的进、排风入口过滤器应便于清洗；
- 2 风机停止使用时，新风进口、排风出口设置的密闭风阀应

同时关闭，以保证管道气密性。

## 5.4 末端系统

**5.4.1** 面层热阻的大小，直接影响到地面的散热量。实测证明，在相同的供暖条件和地板构造的情况下，在同一个房间里，以热阻为0.02 [m<sup>2</sup>·K/W]左右的花岗石、大理石、陶瓷砖等做面层的地面散热量，比以热阻为0.10 [m<sup>2</sup>·K/W]左右的木地板为面层时要高30%~60%，比以热阻为0.15 [m<sup>2</sup>·K/W]左右的地毯为面层时高60%~90%。由此可见，面层材料对地面散热量的巨大影响。为了节省能耗和运行费用，采用地面辐射供暖供冷方式时，要尽量选用热阻小于0.05 [m<sup>2</sup>·K/W]的材料做面层。

**5.4.2** 蒸发冷却空气处理过程不需要人工冷源，能耗较少，是一种节能的空调方式。对于夏季湿球温度低、温度日较差（即一日内最高温度与最低温度之差值）大的地区，宜充分利用其干燥、夜间凉爽的气候条件，优先考虑采用蒸发冷却技术或与人工冷源相结合的技术，降低空调系统的能耗。

**5.4.3** 风机的变风量途径和方法很多，通常变频调节通风机转速时的节能效果最好，所以推荐采用。本条中提到的风机是指空调机组内的系统送风机（也可能包括回风机）而不是变风量末端装置内设置的风机。对于末端装置所采用的风机来说，若采用变频方式应采取可靠的防止对电网造成电磁污染的技术措施。变风量空调系统在运行过程中，随着送风量的变化，送至空调区的新风量也相应改变。为了确保新风量能符合卫生标准的要求，同时为了使初调试能够顺利进行，根据满足最小新风量的原则，应在设计文件中标明每个变风量末端装置必需的最小送风量。

**5.4.4** 公共建筑采用辐射为主的供暖供冷方式，一般有明显的节能效果。分层空调是一种仅对室内下部人员活动区进行空调，而不对上部空间空调的特殊空调方式，与全室性空调方式相比，分层空调

夏季可节省冷量 30% 左右，因此，能节省运行能耗和初投资。

#### 5.4.5 发热量大房间的通风设计要求。

1 变配电室等发热量较大的机电设备用房如夏季室内计算温度取值过低，甚至低于室外通风温度，既没有必要，也无法充分利用室外空气消除室内余热，需要耗费大量制冷能量。因此规定夏季室内计算温度取值不宜低于室外通风计算温度，但不包括设备需要较低的环境温度才能正常工作的情况。

2 厨房的热加工间夏季仅靠机械通风不能保证人员对环境的温度要求，一般需要设置空气处理机组对空气进行降温。由于排除厨房油烟所需风量很大，需要采用大风量的不设热回收装置的直流式送风系统。如计算室温取值过低，供冷能耗大，直流系统使得温度较低的室内空气直接排走，不利于节能。

### 5.5 监测、控制与计量

**5.5.1** 为了降低运行能耗，供暖通风与空调系统应进行必要的监测与控制。20 世纪 80 年代后期，直接数字控制（DDC）系统开始进入我国，经过 20 多年的实践，证明其在设备及系统控制、运行管理等方面具有较大的优越性且能够较大地节约能源，在大多数工程项目的实际应用中都取得了较好的效果。就目前来看，多数大、中型工程也是以此为基本的控制系统形式的。但实际情况错综复杂，作为一个总的原则，设计时要求结合具体工程情况通过技术经济比较确定具体的控制内容。能源计量总站宜具有能源计量报表管理及趋势分析等基本功能。监测控制的内容可包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、能量计量以及中央监控与管理等。

**5.5.2** 本条为强制性条文。加强建筑用能的量化管理，是建筑节能工作的需要，在冷热源处设置能量计量装置，是实现用能总量量化管理的前提和条件，同时在冷热源处设置能量计量装置利于相对集

中，也便于操作。

供热锅炉房应设燃煤或燃气、燃油计量装置。制冷机房内，制冷机组能耗是大户，同时也便于计量，因此要求对其单独计量。直燃型机组应设燃气或燃油计量总表，电制冷机组总用电量应分别计量。《民用建筑节能条例》规定，实行集中供热的建筑应当安装供热系统调控装置、用热计量装置和室内温度调控装置，因此，对锅炉房、换热机房总供热量应进行计量，作为用能量化管理的依据。

目前水系统“跑冒滴漏”现象普遍，系统补水造成的能源浪费现象严重，因此对冷热源站总补水量也应采用计量手段加以控制。

**5.5.3** 集中空调系统的冷量和热量计量，是一项重要的建筑节能措施。设置能量计量装置不仅有利于管理与收费，用户也能及时了解和分析用能情况，加强管理，提高节能意识和节能的积极性，自觉采取节能措施。目前在出租型公共建筑中，集中空调费用多按照用户承租建筑面积的大小，用面积分摊方法收取，这种收费方法的效果是用与不用一个样、用多用少一个样，使用户产生“不用白不用”的心理，使室内过热或过冷，造成能源浪费，不利于用户健康，还会引起用户与管理者之间的矛盾。公共建筑集中空调系统，冷、热量的计量也可作为收取空调使用费的依据之一，空调按用户实际用量收费是未来的发展趋势。它不仅能够降低空调运行能耗，也能够有效地提高公共建筑的能源管理水平。

当系统负担有多栋建筑时，应针对每栋建筑设置能量计量装置。同时，为了加强对系统的运行管理，要求在能源站房（如冷冻机房、热交换站或锅炉房等）应同样设置能量计量装置。但如果空调系统只是负担一栋独立的建筑，则能量计量装置可以只设于能源站房内。当实际情况要求并且具备相应的条件时，推荐按不同楼层、不同室内区域、不同用户或房间设置冷、热量计量装置的做法。

**5.5.4** 本条为强制性条文。本条文针对公共建筑项目中自建的锅炉房及换热机房的节能控制提出了明确的要求。供热量控制装置的主要目的是对供热系统进行总体调节，使供水水温或流量等参数在保

持室内温度的前提下，随室外空气温度的变化进行调整，始终保持锅炉房或换热机房的供热量与建筑物的需热量基本一致，实现按需供热，达到最佳的运行效率和最稳定的供热质量。

气候补偿器是供暖热源常用的供热量控制装置，设置气候补偿器后，可以通过在时间控制器上设定不同时间段的不同室温节省供热量；合理地匹配供水流量和供水温度，节省水泵电耗，保证散热器恒温阀等调节设备正常工作；还能够控制一次水回水温度，防止回水温度过低而减少锅炉寿命。

虽然不同企业生产的气候补偿器的功能和控制方法不完全相同，但气候补偿器都具有能根据室外空气温度或负荷变化自动改变用户侧供（回）水温度或对热媒流量进行调节的基本功能。

**5.5.5** 供热量控制调节包括质调节（供水温度）和量调节（供水流量）两部分，需要根据室外气候条件和末端需求变化进行调节。对于未设集中控制系统的工程，设置气候补偿器和时间控制器等装置来实现本条第2款和第3款的要求。

对锅炉台数和燃烧过程的控制调节，可以实现按需供热，提高锅炉运行效率，节省运行能耗并减少大气污染。锅炉的热水温度、烟气温度、烟道片角度、大火、中火、小火状态等能效相关的参数应上传至建筑能量管理系统，根据实际需求供热量调节锅炉的投运台数和投入燃料量。

**5.5.6** 本条为强制性条文。本条要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的强制性条文第4.5.6条技术要求一致。

《中华人民共和国节约能源法》第三十七条规定：使用空调供暖、制冷的公共建筑应当实行室内温度控制制度。用户能够根据自身的用热需求，利用空调供暖系统中的调节阀主动调节和控制室温，是实现按需供热、行为节能的前提条件。

除末端只设手动风量开关的小型工程外，供暖空调系统均应具备室温自动调控功能。以往传统的室内供暖系统中安装使用的手动调节阀，对室内供暖系统的供热量能够起到一定的调节作用，但因

其缺乏感温元件及自力式动作元件，无法对系统的供热量进行自动调节，从而无法有效利用室内的自由热，降低了节能效果。因此，对散热器和辐射供暖系统均要求能够根据室温设定值自动调节。对于散热器和地面辐射供暖系统，主要是设置自力式恒温阀、电热阀、电动通断阀等。散热器恒温控制阀具有感受室内温度变化并根据设定的室内温度对系统流量进行自力式调节的特性，有效利用室内自由热从而达到节省室内供热量的目的。

### 5.5.7 冷热源机房的控制要求。

1 设备的顺序启停和连锁控制是为了保证设备的运行安全，是控制的基本要求。从大量工程应用效果看，水系统“大流量小温差”是个普遍现象。末端空调设备不用时水阀没有关闭，为保证使用支路的正常水流量，使得运行水泵台数增加，建筑能耗增大。因此，该控制要求也是运行节能的前提条件。

2 冷水机组是暖通空调系统中能耗最大的单体设备，其台数控制的基本原则是保证系统冷负荷要求，节能目标是使设备尽可能运行在高效区域。冷水机组的最高效率点通常位于该机组的某一部分负荷区域，因此采用冷量控制方式有利于运行节能。但是，由于监测冷量的元器件和设备价格较高，因此在有条件时（如采用了DDC控制系统时），优先采用此方式。对于一级泵系统冷机定流量运行时，冷量可以简化为供回水温差；当供水温度不作调节时，也可简化为总回水温度来进行控制，工程中需要注意简化方法的使用条件。冷水机组在部分负荷下运行效率更高、更节能，所以，在实际工程中应编制不同负荷率情况下“冷水机组运行状态表”，依据冷水机组运行状态表和回水温度对冷水机组运行台数进行控制。

3 冷水机组侧定流量末端侧变流量的一级泵系统宜采用给回水总管之间的旁通管流经的流量进行冷冻泵运行台数的控制。变频变流量一级泵系统宜采用冷冻泵的最低运行频率结合回水温度进行冷冻泵运行台数的控制。水泵的台数控制应保证系统水流量和供水压力/供回水压差的要求，节能目标是使设备尽可能运行在高效

区域。水泵的最高效率点通常位于某一部分流量区域，因此采用流量控制方式有利于运行节能。对于一级泵系统冷机定流量运行时和二级泵系统，一级泵台数与冷机台数相同，根据连锁控制即可实现；而一级泵系统冷机变流量运行时的一级泵台数控制和二级泵系统中的二级泵台数控制推荐采用此方式。由于价格较高且对安装位置有一定要求，选择流量和冷量的监测仪表时应统一考虑。

当冷冻水系统采用主机侧定流量末端侧变流量系统时，供回水总管之间的旁通管上应设置压差控制装置平衡供回水总管之间流量。

压差控制器为定压差（值）控制装置，压差值在现场调试时设定，当供回水总管之间的压差值 $\Delta P$  大于设定值[ $P_1$ （供水总管）大于  $P_2$ （回水总管）]旁通管上的电动两通阀开启， $\Delta P$  值越大，电动阀开启度也越大，此时，旁通管中的冷冻水从供水管向回水总管流动，称为“超流”。随着两边阀门开启度变化，供回水总管之间的压差值变小，当 $\Delta P$  值等于设定值时，两边阀门关闭，旁通管停止作业。相反，当  $P_2$  值（回水总管）大于  $P_1$ （供水总管）时，旁通管中冷冻水从回水总管向供水总管流动，称为“欠流”。调节原理与“超流”时相同。

“欠流”现象严重时会造成供水温度升高，使空调系统失调。

4 二级泵系统水泵变速控制才能保证符合节能要求，二级泵变速调节的节能目标是减少设备耗电量。实际工程中，有压力/压差控制和温差控制等不同方式，温差控制的优点是信号源真实可靠，温差的变化直接反映了空调负荷的变化，可预知系统的变化趋势。缺点是冷冻水要经过一个循环回水温度反映出来，管道越长循环所需要的时间也越长，一般为几分钟，调节时间较长。压差控制的优点是相应时间的滞后性较小，较快的随着流量的变化而变化，调节时间较短。空调负荷的变化与压差之间没有直接的关系，空调负荷的变化不能准确的通过压差来判断，无预知性，且存在各并联支路之间相互耦合以及调节阀的畸变等对压差控制的影响。温差的测

量时间滞后较长,压差方式的控制效果相对稳定。而压差测点的选择通常有两种: (1) 取水泵出口主供、回水管道的压力信号。由于信号点的距离近,易于实施。(2) 取二级泵环路中最不利末端回路支管上的压差信号。由于运行调节中最不利末端会发生变化,因此需要在有代表性的分支管道上各设置一个,其中有一个压差信号未能达到设定要求时,提高二次泵的转速,直到满足为止;反之,如所有的压差信号都超过设定值,则降低转速。显然,方法(2)所得到的供回水压差更接近空调末端设备的使用要求,因此在保证使用效果的前提下,它的运行节能效果较前一种更好,但信号传输距离远,要有可靠的技术保证。但若压差传感器设置在水泵出口并采用定压差控制,则与水泵定速运行相似,因此,推荐优先采用压差设定值优化调节方式以发挥变速水泵的节能优势。

不论是冷水机组侧定流量负荷侧变流量还是变频变流量系统,水泵和冷却泵的运行台数均可采用连锁控制。

5 关于冷却水的供水温度,不仅与冷却塔风机制耗相关,更会影响到冷机制耗。从节能的观点来看,较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比,但会使冷却塔风机制耗增加,因此对于冷却侧能耗有个最优化的冷却水温度。但为了保证冷水机组能够正常运行,提高系统运行的可靠性,通常冷却水进水温度有最低水温限制的要求。为此,必须采取一定的冷却水水温控制措施。通常有三种做法: (1) 调节冷却塔风机运行台数; (2) 调节冷却塔风机转速; (3) 供、回水总管上设置旁通电动阀,通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温高于最低限值。在(1)、(2)两种方式中,冷却塔风机的运行总能耗也得以降低。

6 冷却水系统在使用时,由于水分的不断蒸发,水中的离子浓度会越来越高。为了防止由于高离子浓度带来的结垢等种种弊病,必须及时排污。排污方法通常有定期排污和控制离子浓度排污。这两种方法都可以采用自动控制方法,其中控制离子浓度排污方法在使用效果与节能方面具有明显优点。

**7** 提高供水温度会提高冷水机组的运行能效，但会导致末端空调设备的除湿能力下降、风机运行能耗提高，因此供水温度需要根据室外气象参数、室内环境和设备运行情况，综合分析整个系统的能耗进行优化调节。因此，推荐在有条件时采用。

**8** 设备保养的要求，有利于延长设备的使用寿命，也属于广义节能范畴。

**9** 机房群控是冷、热源设备节能运行的一种有效方式，水温和水量等调节对于冷水机组、循环水泵和冷却塔风机等运行能效有不同的影响，因此机房总能耗是总体的优化目标。冷水机组内部的负荷调节等都由自带控制单元完成，而且其传感器设置在机组内部管路上，测量比较准确和全面。采用通信方式，可以将其内部监测数据与系统监控结合，保证第2款和第7款的实现。

**10** 对于建筑面积超过20000m<sup>2</sup>的工程项目，空调供暖系统由于能源消耗大，故应对空调系统进行自动控制、设定、监测与能耗的分析与管理，以便制定节能的运行策略。需要时建筑的能耗可以向上级平台输送。

### 5.5.8 全空气空调系统的节能控制要求。

**1** 风阀、水阀与风机连锁启停控制，是一项基本控制要求。实践中发现很多工程没有实现，主要是由于冬季防冻保护需要停风机、开水阀，这样造成夏季空调机组风机停时往往水阀还开启，冷水系统“大流量，小温差”，造成冷水泵输送能耗增加、冷机效率下降等后果。应注意在需要防冻保护地区，应设置连锁控制与防冻保护逻辑的优先级。

**2** 绝大多数公共建筑中的空调系统都是间歇运行的，因此保证使用期间的运行是基本要求。推荐优化启停时间即尽量提前系统运行的停止时间和推迟系统运行的启动时间，这是节能的重要手段。

**3** 为了空调系统的节能和提高室内空间环境的舒适性，要求空调负荷变化时，改变流经末端设备的冷冻水流量来满足室内温度

的要求,一般采用室内回风口温度控制末端设备管路上的电动二通阀开度。

**4** 室内湿度要求高的场所,末端设备中需设置蒸汽或点加湿器对被处理过的空气进行加湿后送入室内。

**5** 空气系统一般应用于室内人员较为密集的场所,末端设备所处理的风量和新风量较大,为了保证室内空气品质,在末端设备中设置空气过滤器,空气过滤器在使用的过程中会积累灰尘而造成过滤器的堵塞,应对过滤器进行定期的清洁。采用过滤器前后压差报警的方式。

**6** 人员密集且随着时间变化的场所,是指设计人员密度超过0.25人/m<sup>2</sup>的、CO<sub>2</sub>浓度进行监控,当CO<sub>2</sub>浓度超过国家标准《室内空气中二氧化碳卫生标准》GB/T 17904-1997中规定的1800mg/m<sup>3</sup>时应加大新风量,这样既节能又满足室内空气卫生要求。要求新风量是可调的。

**5.5.9** 推荐设置常闭式电动通断阀,风机盘管停止运行时能够及时关断水路,实现水泵的变流量调节,有利于水系统节能。

通常情况下,房间内的风机盘管往往采用室内温控器就地控制方式。根据《民用建筑节能条例》和《公共机构节能条例》等法律法规,对公共区域风机盘管的控制功能提出要求,采用群控方式都可以实现。

**1** 由于室温设定值对能耗有影响和响应政府对空调系统夏季运行温度的号召,要求对室温设定值进行限制,可以从监控机房统一设定温度。

**2** 风机盘管可以采用水阀通断/调节和风机分档/变速等不同控制方式。采用温控器控制水阀可保证各末端能够“按需供水”,以实现整个水系统为变水量系统。

**5.5.10** 对于排除房间余热为主的通风系统,根据房间温度控制通风设备运行台数或转速,可避免在气候凉爽或房间发热量不大的情况下通风设备满负荷运行的状况发生,既可节约电能,又能延长设

备的使用年限。

**5.5.11** 对于车辆出入明显有高峰时段的地下车库，采用每日、每周时间程序控制风机启停的方法，节能效果明显。在有多台风机的情况下，也可以根据不同的时间启停不同的运行台数的方式进行控制。

采用 CO 浓度自动控制风机的启停（或运行台数），有利于在保持车库内空气质量的前提下节约能源，但由于 CO 浓度探测设备比较贵，因此适用于高峰时段不确定的地下车库在汽车开、停过程中，通过对其主要排放污染物 CO 浓度的监测来控制通风设备的运行。国家相关标准规定一氧化碳 8h 时间加权平均允许浓度为  $20\text{mg}/\text{m}^3$ ，短时间接触允许  $30\text{mg}/\text{m}^3$ 。

**5.5.12** 对于间歇运行的空调系统，在保证使用期间满足要求的前提下，应尽量提前系统运行的停止时间和推迟系统运行的启动时间，这是节能的重要手段。在运行条件许可的建筑中，宜使用基于用户反馈的控制策略（Request-Based Control），包括最佳启动策略（Optimal Start）和分时再设及反馈策略（Trim and Respond）。

# 6 给水排水

## 6.1 一般规定

**6.1.1** 节水、节能是我国的基本国策，节水与节能是密切相关的，为节约能耗、减少水泵输送的能耗，应合理设计给水、热水、排水系统，计算用水量及水泵等设备，通过节约用水达到节能的目的。

工程设计时，建筑给水排水的设计中有关最高日用水定额计算仍按现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 有关规定执行。公共建筑的平均日生活用水定额、全年用水量计算、非传统水源利用率计算等应按现行国家标准《民用建筑节水设计标准》GB 50555 有关规定执行。用水定额选取时应结合我省各地气候条件、水资源条件、建筑标准、卫生器具完善程度等因素综合确定。当采用非传统水源作为杂用水时，应相应减去此部分用水定额。

**6.1.2** 大部分地区不同用水性质的用户其水价是不相同的，对不同用水性质的用户进行独立计量主要的目的是计量收费的需要，也是节约水资源的需要。

冷却塔循环冷却水、游泳池和游乐设施、空调冷（热）水系统等补水管上需要设置用水计量表；公共建筑中的厨房、公共浴室、洗衣房、锅炉房、建筑物引入管等有冷水、热水量计量要求的水管上都需要设置计量水表，控制用水量，达到节水、节能要求。例如公共浴室，包括大学生公寓、学生宿舍的公共浴室，淋浴器使用计流量的刷卡用水管理就具有很好的节水效果。

安装热媒或热源计量表以便控制热媒或热源的消耗，水加热、热交换站室的热媒水仅需要计量用量时，在热媒管道上安装热水表，计量热媒水的使用量；水加热、热交换站室的热媒水需要计量

热媒水耗热量时，可在热媒管道上安装热量表；热媒为蒸汽时，在蒸汽管道上安装蒸汽流量计进行计量；水加热器的热源为燃气或燃油时，需要设燃气计量表或燃油计量表进行计量。

当建筑设有公共能耗监测系统时，应对供水系统的各种计量表进行监测。

**6.1.3** 水泵是耗能设备，应该通过计算确定水泵的流量和扬程，给水泵的选择应在管网水力计算的基础上进行，从而保证水泵选型正确，工作点应在高效区。

给水泵节能评价值是按现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的规定进行计算、查表确定的。水泵节能评价值是指在标准规定测试条件下，满足节能认证要求应达到的泵规定点的最低效率。水泵节能评价值计算与水泵的流量、扬程、比转速有关，工程设计时宜对所选用的给水加压泵提出相应要求，由供货企业根据产品的上述参数，按照国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的规定，校核计算泵节能评价值并保证水泵运行时能够满足要求。通过计算发现，同样的流量、扬程情况下，2900rpm 的水泵比 1450rpm 的水泵效率要高 2%~4%，建议除对噪声有要求的场合外，宜选用转速 2900rpm 的水泵。

水泵的 Q-H 特性曲线，应是随流量增大，扬程逐渐下降的曲线。这样能保证水泵工作稳定、并联使用可靠，有利于节水节能。应根据供水规模、用水量变化，采用单台或多台并联组合供水，并联工作的水泵一般不宜超过 3 台（不含变频泵组的小流量工作泵），并应设有备用泵。

**6.1.4** 本条对节水型生活用水器具的选用作了明确的规定。给排水系统中采用的卫生器具、水嘴、淋浴器等应根据使用对象、建筑标准等因素确定，且性能参数应符合现行国家标准《节水型卫生洁具》GB/T 31436 和现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164 的有关规定。如坐便器宜采用设有大、小便分档一次冲洗水量不大于 5L 的坐便器；小便器、蹲式大便器应配套采用延时自闭式冲洗阀、

感应式冲洗阀、脚踏冲洗阀；公共场所的卫生间洗手盆应采用感应式或延时自闭式水嘴；洗脸盆等卫生器具应采用陶瓷片等密封性能良好耐用的水嘴等。

现行国家标准《节水型卫生洁具》GB/T 31436 和现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164 已经对部分用水器具用水效率等级提出了要求，但并不完整。目前我国已制定了部分用水器具用水效率等级的相关技术标准，为设计提供参考。相关现行国家标准有《水嘴用水效率限定值及用水效率等级》GB 25501、《坐便器用水效率限定值及用水效率等级》GB 25502、《小便器用水效率限定值及用水效率等级》GB 28377、《淋浴器用水效率限定值及用水效率等级》GB 28378、《便器冲洗阀用水效率限定值及用水效率等级》GB 28379 等，今后还将陆续出台其他用水器具的标准。卫生器具选用除了符合现行国家标准《节水型卫生洁具》GB/T 31436、现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164 或附录 K 的有关规定外，还要符合上述相关标准。

**6.1.5** 给排水系统管材及配件选择对系统能耗起至关重要的作用，在工程选用时除了符合国家相关政策和有关标准外，还要综合考虑管材及配件的全生命周期成本。

**6.1.6** 除需要在地下室处理的厨房含油废水、中水原水、间接排水外，地面以上的污水、废水排水宜采用重力流系统直接排至室外管网，这样不需要动力，不需要能耗，而且系统安全可靠。

## 6.2 生活给水

**6.2.1** 为节约能源，减少生活饮用水水质污染，除了有特殊供水安全要求的建筑以外，建筑物底部的楼层应充分利用城镇给水管网的水压直接供水。当城镇给水管网或小区给水管网的水压或水量不足时，应根据卫生安全、经济节能的原则选用储水调节和加压供水方案。

常用的加压供水方式包括高位水箱供水、气压供水、变频调速供水和叠压供水等，四种常用供水方式中高位水箱供水和叠压供水占有优势。但在工程设计中，还需综合考虑各种因素，例如供水的安全性、顶层用户的水压要求、用水的二次污染和市政水压供水条件等。一般情况下，当供水范围较小或用水量较小，且有条件设置高位水箱的工程，宜采用工频泵组和高位水箱联合供水方式；当顶部几层用户用水有水压要求时，可局部采用变频调速供水设备供水。在征得当地供水行政主管部门及供水部门批准认可时，可采用从城镇给水管网吸水的叠压供水系统，当有条件设置高位水箱且允许采用叠压供水的地方，可采用叠压设施+高位水箱的供水方式。当供水范围较大，宜采用水池+变频调速泵组供水方式，在条件允许时，优先选用变压变量调速泵组供水方式。

**6.2.2** 为了减少输送管网的长度，水泵房宜设置在供水范围内的中心部位或靠近用水大户的位置。水泵和贮水池（箱）设置位置应尽量利用市政压力，减少水泵的提升高度，但要注意给水泵房位置还必须满足隔声和隔振等要求。

**6.2.3** 给水系统的水压，既要满足卫生器具所需要的最低水压，又要考虑系统和给水配件可承受的最大水压以及使用时的减压限流措施。

本条要求的各分区的最低卫生器具配水点静水压力与现行相关国家标准一致。但在工程设计时，为简化系统，按最高区水压要求设置一套供水加压泵，然后再将低区（除非该区流量较小）的多余水压采用减压或调压设施加以消除，显然，被消除的多余水压是无效的能耗。当低区用水量大时，宜分区设置加压泵，减少无效能耗。

对于用水点供水压力的限制，是为了节约用水，节省二次加压和热水制备系统的运行能耗。根据实测，DN15 的陶瓷阀芯水嘴静压为 0.37MPa，全开时流量  $Q=0.46L/s$ ，为设计额定流量  $0.15L/s \sim 0.20L/s$  的 3.07 倍～2.30 倍。但要注意设有自闭式冲洗阀的配水支

管,设置减压阀的最小供水压力宜为0.25MPa,即经减压后,冲洗阀前的供水压力不小于0.15MPa,满足使用要求。

**6.2.4** 变频调速泵优化选配的原则是保证水泵能稳定可靠地运行,并长期在高效区运行,水泵转速改变有一定的限度,转速过低不仅运行效率有所降低,还会出现出水阻塞、流量震荡、气蚀等,使机组不稳定运行或不能运行,选泵时要保证在额定转速时的工作点应位于水泵高效区的末端(右侧),根据主泵高效区的流量范围与设计秒流量比较确定水泵数量,一般为二至四台主泵,泵组可配置夜间稳压小泵及气压罐,供小流量用水,避免水泵频繁启动,主泵及备用泵宜为同一型号。

一般大泵效率高于小泵,当给水流量大于10m<sup>3</sup>/h时,变频泵组工作泵宜由2台及2台以上水泵组成比较合理。

当建筑物因功能转换等因素存在两种日用水量变化曲线,且最高用水量数值相差很大时,宜合理搭配大小泵,使泵组尽可能在高效区运行。

供水压力要求严格时,可采用全变频或数字集成全变频控制恒压供水方式。

### 6.3 生活热水

**6.3.1** 用水量较小且分散的建筑如:办公楼、小型饮食店等。热水用水量较大,用水点比较集中的建筑,如:旅馆、公共浴室、医院、疗养院等。办公楼、门诊部等建筑人均最高日用水定额不大于10L,这些场所没有或较少沐浴设备,热水用量较少,洗手盆等卫生器具的一次用水量更小,如设置集中热水供应系统,管道长,热损失大,为保证热水出水水温还需要设热水循环泵,能耗较大。故对于仅设有洗手盆的建筑,不宜设计集中生活热水供应系统。办公建筑内仅有集中盥洗室的洗手盆供应热水时,可采用小型储热容积式电加热热水器供应热水。

对于管网输送距离较远、用水量较小的个别热水用户（如需要供应热水的洗手盆），当距离集中热水站室较远时，亦可以采用局部、分散加热方式，不需要为个别的热水用户敷设较长的热水管道，避免造成热水在管道输送过程中的热损失。

集中热水供应系统的原水的水处理应根据水质、水量、水温、水加热设备的构造、使用要求等因素经技术经济比较后确定。

**6.3.2 热水制备占热水系统的能耗 85%以上，因此热源的选择十分重要。**

余热包括工业余热、集中空调系统制冷机组排放的冷凝热、蒸汽凝结水热等。利用废热和工业余热相对于太阳能利用技术，降低了对天气的依赖程度，且不需消耗大量其他辅助热源的热量，因此有条件时应优先选择。对于空调冷却循环水系统的低温热量可采用板式换热器的方式预热水加热器的进水，这样可有效回收热量。工程设计中经技术经济比较，也可以利用具有冷凝热回收装置的冷水机组在夏季制冷时制备生活热水。蒸汽凝结水具有较高的温度，可以加以回收利用，把蒸汽凝结水送回到锅炉房的凝结水箱或作为生活热水系统的预热或加热。

太阳能是取之不尽，用之不竭的可再生能源，因此利用好太阳能，对于缓解用能紧张的现状是大有作用的。如果能够合理采用太阳能热水系统，采用高效辅助热源，太阳能的加热量即为节省的能量。太阳能系统设计参数要根据我省各地市年日照时数、太阳能辐射量和冬季最冷月平均温度等气象条件经技术经济比较后确定，其中福州、厦门、泉州、莆田、漳州和龙岩等属于太阳能利用条件较好的地区。当采用太阳能热水系统时，为保证热水温度恒定和保证水质，可优先考虑集热与储热设备分开设置的系统。

地热能主要有两种：一种是浅层地热能，需要通过地源热泵增温或降温，实现冬季供热、夏季供冷；应该特别注意的是，采用地源热泵作为生活热水热源应与空调供暖系统统一考虑，要进行经济技术比较后确定。另一种是通过人工钻深井开采利用的地下中深层

地热能，把地下高温地热水抽到地面直接供热或梯级利用，要解决回灌等多种技术问题。

福建大部分地区属于夏热冬暖地区，可推广应用空气源热泵技术。在最冷月平均气温不小于10℃的地区热泵可不设辅助热源；在最冷月平均气温小于10℃且大于0℃的地区热泵宜设置辅助热源。其中南平、三明、宁德最冷月平均气温小于10℃，但均大于9℃。其余地区均大于10℃。同时，在空气源热泵的选用时，应按不同季节的环境温度进行核对，在最不利工况下保证COP值不低于2.0。宜根据季节不同，日耗热量变化的情况，对储热水箱储热容积变化提出运行管理要求，避免能源浪费。为节约能源，储热水箱储水温度可适当降低，但不宜低于55℃，且要保证用水点出水温度不低于45℃。

当采用空气源热泵热水机组制备生活热水时，制热量大于10kW的热泵热水机在名义制热工况和规定条件下，性能系数(COP)不宜低于表10的规定。

表10 热泵热水机性能系数(COP)(W/W)

制热量H(kW)	热水机型式		普通型	低温型
$H \geq 10$	一次加热式		4.40	3.70
	循环加热	不提供水泵	4.40	3.70
		提供水泵	4.30	3.60

为了有效地规范国内热泵热水机(器)市场，加快设备制造厂家的技术进步，现行国家标准《热泵热水机(器)能效限定值及能效等级》GB 29541将热泵热水机能源效率分为1、2、3、4、5五个等级，1级表示能源效率最高，2级表示达到节能认证的最小值。在设计和选用空气源热泵热水机组时，推荐采用达到节能认证的产品。

选用空气源热泵热水机组制备生活热水时应注意热水出水温度，在节能设计的同时还要满足现行国家标准对生活热水的卫生要

求。一般空气源热泵热水机组热水出水温度低于60℃，为避免热水管网中滋生军团菌，需要采取措施抑制细菌繁殖。如定期每隔1周~2周采用65℃的热水供水一天，抑制细菌繁殖生长，但必须有用水时防止烫伤的措施，如设置混水阀等，或采取专用的生活热水消毒装置消毒灭菌。

由于集中热水供应系统采用直接电加热会耗费大量电能。若当地供电部门鼓励采用低谷时段电力，并给予较大的优惠政策时，允许采用利用低谷电加热的蓄热式电热水炉，但必须保证在峰时段和平时段不使用，并设有足够热容量的蓄热装置。这是节约运行费用的好措施，但是该系统本身不节能，低谷电的利用要储存大量的热水，为储存热量又要消耗大量的材料和占地面积，同样需要耗能，因此低谷电的利用要根据“四节”和节能减排的原则，以及经济技术比较，确定是否利用。

以最高日生活热水量5m<sup>3</sup>作为限定值，是以酒店生活热水用量进行了测算，酒店一般最少15套客房，以每套客房2床计算，取最高日用水定额160L/(床·日)，则最高日热水量为4.8m<sup>3</sup>，故当最高日生活热水量大于5m<sup>3</sup>时，尽可能避免采用直接电加热作为主热源或集中太阳能热水系统的辅助热源。

对于最高日生活热水量超过上述限制的建筑，如果无集中供热热源或燃气源，采用煤、油等燃料受到环保或消防限制，应考虑采用太阳能供应热水，如因日照、建筑体型或外观等限制确实不能设置太阳能集热器，且工程无条件采用空气源热泵做热源时，才允许整个工程采用电直接加热制备生活热水。

限制直接电加热是针对集中供应生活热水的“主体热源”，不包括建筑中距离热源或热交换站较远的个别用户的分散热源。

**6.3.3** 集中热水供应系统除有其他用蒸汽要求，且根据本标准第5.2.4条规定蒸汽锅炉可作为热源外，不宜采用燃气或燃油锅炉制备高温、高压蒸汽再进行热交换后供应生活热水的热源方式，是因为蒸汽的热焓比热水要高得多，将水由低温状态加热至高温、高压

蒸汽再通过热交换转化为生活热水是能量的高质低用，造成能源浪费，应避免采用。医院的中心供应中心（室）、酒店的洗衣房等有需要用蒸汽的要求，蒸汽总负荷在总负荷中的比例大于 70% 且总热负荷不大于 1.4MW 时，需要设蒸汽锅炉，这时若分设蒸汽供热与热水供热系统，往往导致系统复杂、投资偏高、锅炉选型困难，而且节能效果有限，此时统一供热介质，采用汽-水热交换器制备热水，在技术经济上往往更合理。

**6.3.4** 用水点尤其是淋浴设施处冷、热水供水压力平衡和稳定，能够减少水温调节时间，避免洗浴过程中的忽冷忽热，对节能节水有利。其保证措施有：冷热水供应系统分区一致；当冷、热水系统分区一致有困难时，可采用配水支管设可调式减压阀减压等措施；在用水点处设置带调节压差功能的混合器、混合阀。

**6.3.5** 为避免使用热水时需要放空大量冷水而造成水和能源的浪费，集中生活热水系统应设循环系统。为减小无循环的供水支管长度，宜就近在用水点处设置供回水管道。当热水配水支管布置较长时，宜设支管循环，或采取支管自控电伴热措施。当热水支管保温措施受限时，应尽量减少支管的敷设距离，为了达到上述出热水时间，不循环的配水支管长度大约控制在 7m 左右。

小区内设有集中热水供应系统的热水循环管网服务半径不宜大于 300m，且不应大于 500m。

**6.3.6** 热水管网采取有效的保温措施是减少热损失的重要技术措施，保温厚度应经计算确定。

屋面热水箱宜设置在水箱间内，保证卫生，同时避免降雨时屋面热水箱热量急剧损失。热水箱应尽量减少液面的比表面积，可以采取增加水池高度的方法来减少液面比表面积。热水箱 24 小时温降不应超过 3℃。

# 7 电 气

## 7.1 一般规定

**7.1.1** 电气节能设计的原则应是在充分满足建筑功能要求的前提下，减少能源消耗，提高能源利用效率。

**7.1.2** 建筑电气设计，特别是在方案设计阶段，就应制定合理的供配电系统方案，优先利用市政提供的可再生能源，并尽量设置变配电所和配电间居于用电负荷中心位置，以减少线路损耗。

节能与智能化控制技术息息相关，应根据现行国家标准《智能建筑设计标准》GB/T 50314 中所列举的各功能建筑的智能化基本配置要求，并从项目的实际情况出发，选择合理的建筑智能化系统。

在方案设计阶段，就应明确各房间或场所选择合适的照度标准，应合理采用节能技术和节能设备，最大化地节约能源。

**7.1.3** 近年来，太阳能光伏发电技术发展很快，随着技术工艺的不断改进、制造成本降低、光电转换效率提高，光伏发电成本已大大降低。风力发电是一种主要的风能利用形式，虽然风力发电较太阳能而言，成本优势明显，但用在建筑上要求：风力发电和建筑应进行一体化设计，在建筑周围设置小型风力发电机不能影响声环境质量。

我省太阳能和风能资源较为丰富，经技术经济比较分析合理或有其它条件允许时，宜采用太阳能光伏发电系统或风力发电系统作为电力能源的补充。

当采用太阳能光伏发电系统或风力发电系统时，应征得有关部门的同意，优先采用并网型系统。因为风能或太阳能是不稳定的、不连续的能源，采用并网型系统与市政电网配套使用，则系统不必

配备大量的储能装置，可以降低系统造价使之更加经济，还增加了供电的可靠性和稳定性。当采用太阳能光伏发电系统和风力发电系统时，建议采用风光互补发电系统，如此可综合开发和利用风能、太阳能，使太阳能与风能充分发挥互补性，以获得更好的社会经济效益。

此外，在条件许可时，景观照明和非主要道路照明可采用小型太阳能路灯和风光互补路灯。

## 7.2 供配电系统

**7.2.1** 本条主要是考虑减少线路电流，以降低线路的电能损耗。民用建筑中 400kW 及以上的用电设备主要是水冷式冷水机组和风冷式热泵机组。根据产品提供的技术要求，可采用中压或低压供电。从节能的角度出发，建议采用中压供电。

**7.2.2** 配变电所要靠近负荷中心，各级配电都要尽量减少供电线路的距离。“配变电所位于负荷中心”，一直是一个概念，通常配变电所位于负荷中心是电气设计专业的要求，但建筑设计需要整体考虑，配变电所设置位置也是电气设计与建筑设计协调的结果，考虑配变电所位于负荷中心主要是考虑线缆的电压降不满足规范要求时，需加大线缆截面，浪费材料资源，同时，供电距离长，线损大，不节能。《2009 全国民用建筑工程设计技术措施——电气》第 3.1.3 条第 2 款规定：“低压线路的供电半径应根据具体供电条件，干线一般不超过 250m，当供电容量超过 500kW（计算容量），供电距离超过 250m 时，宜考虑增设变电所”。且 IEC 标准也在考虑“当建筑面积大于 20000m<sup>2</sup>、需求容量大于 2500kVA 时，用多个小容量变电所供电”。故以变电所到末端用电点的距离不超过 250m 为宜。

**7.2.3** 系统单相负荷达到 20% 以上时，容易出现三相不平衡，且各相的功率因素不一致，故采用部分分相补偿无功功率。

**7.2.4** 根据《国家电网公司电力系统无功补偿配置技术原则》中规

定：100kVA 及以上高压供电的电力用户，在用户高峰时变压器高压侧功率因数不宜低于 0.95；其他电力用户，功率因数不宜低于 0.90。福建省现行地方标准《10kV 及以下电力用户业扩工程技术规范》DB 35/T 1036 也有相应规定。

无功补偿电容应串接电抗器，防止谐波放大。

容量较大的用电设备一般指单台 AC380V 供电的 250kW 及以上的用电设备，功率因数较低一般指功率因数低于 0.8，离配变电所较远一般指距离在 150m 左右。

**7.2.5** 采用高次谐波抑制和治理的措施可以减少电气污染和电力系统的无功损耗，并可提高电能使用效率。目前，现行国家标准有《电能质量、公用电网谐波》GB/T 14549、《电磁兼容限值对额定电流小于 16A 的设备在低压供电系统中产生的谐波电流的限制》GB/Z 17625.1、《电磁兼容限值对额定电流大于 16A 的设备在低压供电系统中产生的谐波电流的限制》GB/Z 17625.3，有关的谐波限值、谐波抑制、谐波治理可参考以上标准执行。

**7.2.6** 供电电压指的是供电点处的线电压或相电压。本条主要是针对建筑的低压配电电源质量情况，当建筑内使用了变频器、计算机等用电设备时，可能会造成电源质量下降，谐波含量增加。谐波电流危害较大，会增加变压器、电机等设备铁心损耗，增加线路能耗与压损，对电子设备的正常工作和安全产生危害。所以，要求建筑的低压配电电源质量(供电电压允许偏差、公共电网谐波电压限值、谐波电流允许值、三相电压不平衡度允许值)符合现行国家标准《电能质量 供电电压偏差》GB/T 12325、《电能质量 电压波动和闪变》GB/T 12326、《电能质量 公用电网谐波》GB/T 14549、《电能质量 三相电压不平衡》GB/T 15543 的相关要求。

**7.2.7** 配电变压器能效现行标准国标为《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052。低损耗变压器即空载损耗和负载损耗低的变压器，应按附录 L 中第 L.0.1 条的规定选用 2 级及以上的变压器。

**7.2.8** 电力变压器经济运行计算可参照现行国家标准《电力变压器经济运行》GB/T 13462。配电变压器经济运行计算可参照现行行业标准《配电变压器能效技术经济评价到则》DL/T 985。

**7.2.9** 乘客电梯宜选用永磁同步电机驱动的无齿轮曳引机，并采用调频调压（VVVF）控制技术和微机控制技术。对于高速电梯，在经济技术条件允许的情况下，应优先采用“能量再生型”电梯。

**7.2.10** 对于自动扶梯与自动人行道，当电动机在重载、轻载、空载的情况下均能自动获得与之相适应的电压、电流输入，保证电动机输出功率与扶梯实际载荷始终得到最佳匹配，以达到节电运行的目的。

感应探测器包括红外、运动传感器等。当自动扶梯与自动人行道在空载时，电梯可暂停或低速运行；当红外或运动传感器探测到目标时，自动扶梯与自动人行道转为正常工作状态。按程序集中调控和群控，可提高电梯调度的灵活性，减少乘客等候时间，并达到节约能源的目的。

**7.2.11** 水泵、风机等电动机设备，及其它电气装置应满足相关现行国家标准的节能评价值要求，如现行国家标准《中小型三相异步电动机能效限定值及能效等级》GB 18613 的节能评价值要求；同时，其控制方式应根据负载的不同种类、性能采用相应的启动、调速等节能措施。中小型三相异步电动机能效等级应符合附录 L 中第 L.0.2 条的规定。

**7.2.12** 电力电缆截面的选择是电气设计的主要内容之一，正确选择电缆截面应包括技术和经济两个方面，国家标准《电力工程电缆设计规范》GB 50217-2018 第 3.6.1 条提出了选择电缆截面的技术性和经济性的要求。但在实际工程中，设计人员往往只单纯从技术条件选择。对于长期连续运行的负荷采用经济电流选择电缆截面，不但可以节约电力运行费和总费用，节约能源，还可以提高电力运行的可靠性。因此，设计人员应根据用电负荷的工作性质和运行工况，并结合近期和长远规划，不仅依据技术条件，还应按经济电流

来选择供电和配电电缆截面。

### 7.3 照 明

**7.3.1** 选择适合的照度指标是照明设计合理、节能的基础。在现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 中，对居住建筑、公共建筑、工业建筑及公共场所的照度指标分别作了详细的规定，同时规定可根据实际需要提高或者降低一级照度标准值。因此，在照明设计中，设计人员应首先根据各房间或场合的使用功能需求来选择适合的照度指标，同时还应根据项目的实际定位进行调整。此外，对于照度指标要求较高的房间或场所，在经济条件允许的情况下，宜采用一般照明和局部照明结合的方式。由于局部照明可根据需求进行灵活开关控制，从而可进一步减少能源的浪费。

**7.3.2** 选用高效照明光源、高效灯具及其节能附件，不仅能在保证适当照明水平及照明质量时降低能耗，而且还减少了夏季空调冷负荷，从而进一步达到节能的目的。下列为光源、灯具及节能附件的一些资料，本标准附录 L 中第 L.0.4 条～第 L.0.9 条也列出了各类光源、灯具及其节能附件的产品性能，供设计人员参考。

#### 1 光源的选择

- 1) 紧凑型荧光灯具有光效较高、显色性好、体积小巧、结构紧凑、使用方便等优点，是取代白炽灯的理想电光源，适合于为开阔的地方提供分散、亮度较低的照明，可被广泛应用于家庭住宅、旅馆、餐厅、门厅、走廊等场所；
- 2) 在室内照明设计时，应优先采用显色指数高、光效高的稀土三基色荧光灯，可广泛应用于大面积区域分散均匀的照明，如办公室、学校、居所、工厂等；
- 3) 金属卤化物灯具有定向性好、显色能力非常强、发光效率高、使用寿命长、可使用小型照明设备等优点，但其价格昂贵，故一般用于分散或者光束较宽的照明，如层

高较高的办公室照明、对色温要求较高的商品照明、要求较高的学校和工厂、户外场所等；

- 4) 高压钠灯具有定向性好、发光效率极高、使用寿命很长等优点，但其显色能力很差，故可用于分散或者光束较宽、且光线颜色无关紧要的照明，如户外场所、工厂、仓库，以及内部和外部的泛光照明；
- 5) 发光二极管（LED）灯是极具潜力的光源，它发光效率高且寿命长，随着成本的逐年减低，它的应用将越来越广泛。发光二极管（LED）适合在较低功率的设备上使用，目前常被应用于户外的交通信号灯、室内指明紧急出口通道的信号灯或者信号条、建筑轮廓灯等。

## 2 高效灯具的选择

- 1) 在满足眩光限制和配光要求的情况下，应选用高效率灯具，灯具效率不应低于国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034-2013 第 3.3.2 条的规定，并满足国家标准《建筑工程施工质量验收规范》GB 50411-2007 中表 12.2.1-1 的规定；
- 2) 应根据不同场所和不同的室空间比 RCR，合理选择灯具的配光曲线，从而使尽量多的直射光通落到工作面上，以提高灯具的利用系数。由于在设计中 RCR 为定值，当利用系数较低（0.5）时，应调换不同配光的灯具；
- 3) 在保证光质的条件下，首选不带附件的灯具，并应尽量选用开启式灯罩；
- 4) 选用对灯具的反射面、漫射面、保护罩、格栅材料和表面等进行处理的灯具，以提高灯具的光通维持率。如涂二氧化硅保护膜及防尘密封式灯具、反射器采用真空镀铝工艺、反射板选用蒸镀银反射材料和光学多层膜反射材料等；

5) 尽量使装饰性灯具功能化。

### 3 灯具附属装置选择

- 1) 自镇流荧光灯应配用电子镇流器。
- 2) 直管形荧光灯应配用电子镇流器或节能型电感镇流器。
- 3) 高压钠灯、金属卤化物灯等应配用节能型电感镇流器。在电压偏差较大的场所,宜配用恒功率镇流器;功率较小者可配用电子镇流器。
- 4) 荧光灯或高强度气体放电灯应采用就地电容补偿,使其功率因数达 0.9 以上。

### 4 照明产品能效标准

为推进照明节能,设计中应选用符合标准的“节能评价值”的产品。到目前为止,我国已正式发布的照明产品能效标准已有 8 项,如下所示:

- 1) 《管型荧光灯镇流器能效限定值及能效等级》GB 17896;
- 2) 《普通照明用双端荧光灯能效限定值及能效等级》GB 19043;
- 3) 《普通照明用自镇流荧光灯能效限定值及能效等级》GB 19044;
- 4) 《单端荧光灯能效限定值及节能评价值》GB 19415;
- 5) 《高压纳灯能效限定值及能效等级》GB 19573;
- 6) 《高压纳灯用镇流器能效限定值及节能评价值》GB 19574;
- 7) 《金属卤化物灯用镇流器能效限定值及能效等级》GB 20053;
- 8) 《金属卤化物灯能效限定值及能效等级》GB 20054。

**7.3.3** 在国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034-2013 中,提出照明功率密度值 (LPD) 不超过现行值的要求,同时提出了 LPD 的目标值,此目标值要求可能在几年之后会变成现行值要求,因此,设计人员宜从前瞻性和引导性的角度考虑,提出主要功能房间或场所的照明功率密度值符合《建筑照明设计标准》GB 50034 规定的目标值要求。

**7.3.4** 本条规定了不同规模和环境区域建筑物立面夜景照明的照明功率密度值 (LPD)。并指出为了在建筑物夜景照明中推广和实

施绿色照明，节约用电，解决目前普遍存在的建筑物立面夜景照明亮度偏高、不按照明标准建设夜景照明的问题，本条强调按标准设计夜景照明的同时，建议还要按建筑物被照面的单位面积功率限值，限制夜景照明的用电量。

建筑物立面夜景照明的表面照度或亮度与表面的反射比及洁净程度有关，同时随背景即环境亮度的高低发生变化。因此，建筑物立面夜景照明功率密度值也同样受建筑物立面材料反射比、洁净度和环境亮度这三个因素的影响。

本规定的建筑物立面夜景照明的照明功率密度值是通过国内外大量建筑物夜景照明工程的调查，并参照国际上一些国家相应的规定制定的。

照明功率密度值的测算，先根据建筑立面夜景照明的照度或亮度标准，计算出照明的用灯数量，再由用灯数量算出照明消耗的总功率，最后用被照面的面积除以照明总功率所得的商为所求得照明功率密度值。

本条的设计要求与国家行业标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163-2008 的第 6.2.2 条的要求一致。

**7.3.5** 室外照明设计应满足现行国家标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163 中有关光污染的限制要求，夜景照明不会对住户和周边建筑物产生光污染。

**1** 强调在保证照明功能和景观要求下，防止夜景照明产生的光污染。

**2** 阐述了限制城市夜景照明光污染的防与治的关系，特别是对刚开始建设城市夜景照明的城市应强调以预防为主，避免出现先污染后治理的现象。

**3** 对已出现光污染的城市则应以防与治相结合为原则，同时做好光污染的防止和治理工作。

**4** 强调做好城市夜景照明设施的运行与管理工作，防止设施在运行过程中产生光污染。

本条的设计要求与国家行业标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163-2008 的第 7.0.1 条要求一致。

**7.3.6** 对于公共停车场等建筑所在区域内的室外照明安装功率, 是参照美国的规定, 并在此基础上略有提高。例如, 美国公共停车场照明为  $1.94\text{W/m}^2$ , 人行道照明为  $1.61\text{W/m}^2$ , 花园、公园和风景区照明为  $1.10\text{W/m}^2$ , 而北京绿色照明节能地方标准规定为  $3.5\text{W/m}^2$ , 浙江省绿色照明节能地方标准规定为  $2.5\text{W/m}^2$ 。考虑到福建省与浙江省类似, 建议采用  $2.5\text{W/m}^2$ 。

**7.3.7** 集中开关控制有许多种类, 如建筑设备监控 (BA) 系统的开关控制、接触器控制 (接触器的吸持功率应符合附录 L.0.3 的规定)、智能照明开关控制系统等, 公共场所照明集中开关控制有利于安全管理。适宜的场所宜采用就地感应控制包括红外、雷达、声波、等探测器的自动控制装置, 可自动开关实现节能控制, 通常推荐采用。但医院的病房大楼、中小学校及其学生宿舍、幼儿园 (未成年使用场所)、老年公寓、酒店等场所, 因病人、儿童、老年人等不具备完全行为能力人, 在灯光明暗转换期间极易发生踏空等安全事故; 酒店走道照明出于安全监控考虑需保证一定的照度, 因此上述场所不宜采用就地感应控制。

人员聚集的体育馆、影剧院、候机厅、候车厅等外来人员较多的场所。智能照明控制包括开、关型或调光型控制, 两者都可以达到节能的目的, 但舒适度、价格不同。

应急照明采用节能自熄开关控制时, 若没有应急/消防时应急点亮的措施, 会出现紧急情况灯不亮, 带来安全隐患。故提出这一要求。

当建筑考虑设置电动遮阳设施时, 照度宜可以根据需要自动调节。

本条要求与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 的第 6.3.8 条要求一致。

**7.3.8** 本条提出了室外照明控制的相关要求:

**1** 考虑到控制分路应满足使用要求，同时避免产生较大的故障影响面，减小对配电系统的电流冲击，做出第1款规定。

**2** 设置平日、节假日、重大节日等不同的开灯控制模式，一是为了营造不同气氛下的景观效果，二是为了节约能源，三是为了有利于限制光干扰。

**3** 对较大的夜景照明系统宜采用智能化控制。采用计算机网络技术实现对各子系统的监控和管理；实现灯光组合变化和照度变化的灵活控制；并可监测记录系统内电气参数的变化，发出故障警报、分析故障原因，也便于系统扩展。

**4** 从便于管理和维护考虑，规定总控制箱宜设在值班室内便于操作处，室外的控制箱应采取相应的防护措施。

**7.3.9** 在照明设计中，应根据照明部位的的自热环境条件，结合天然采光与人工照明的灯光布置形式，合理选择照明控制方式。

当项目经济条件许可的情况下，为了灵活地控制和管理照明系统，并更好的结合人工照明和天然采光设施，宜设置智能照明控制系统以及营造良好的室内光环境、并达到节电目的。如当室内天然采光随着室外光线的强弱变化时，室内的人工照明应按照人工照明的照度标准，利用光传感器自动启闭或调解部分灯具。

导光管采光系统的效率是衡量其性能的重要指标，通过对现有的用于实际工程的导光管系统的测试，大部分产品的效率均在0.50以上。故为提高采光效率，在采光设计中应选择采光性能好的导光管采光系统，系统效率应大于0.50。

## 7.4 能耗监测与建筑设备监控

**7.4.1** 根据《福建省住房和城乡建设厅关于开展公共建筑能耗监测工作的通知》（闽建科〔2018〕7号）文的要求，福建省已建立了省、市、楼宇三级能耗监测管理平台。闽建科〔2018〕7号文对能耗在线监测范围、数据对接、能耗监测系统的安装验收办法等方面进

行了规定,同时还包含4个附件:①福建省楼宇能耗数据和市级公共建筑节能监管平台通信协议;②福建省市级和省级公共建筑节能监管平台能耗数据通信协议;③福建省楼宇能耗监测系统建筑基本信息和能耗数据确认表;④福建省市级与省级节能监管平台开通联网申请表。

本条文中“市能耗监测平台”是指福建省各设区市的市级能耗监测平台。

**7.4.2** 建筑能耗监测系统的主要功能是能耗数据的采集与上传。建筑能耗监测数据的采集与上传设计除了应符合现行地方标准《福建省公共建筑能耗监测系统技术规程》DBJ/T 13-158的相关规定外,还应符合《福建省住房和城乡建设厅关于开展公共建筑能耗监测工作的通知》(闽建科[2018]7号)文的要求。

另外,由于部分建筑能耗监测系统项目中安装的电表、水表等既无产品合格证,也无第三方检测报告,项目建设过程也容易忽视各类计量仪表的测量精度等技术性能要求,造成了测量误差,所监测的数据不能真实的反应建筑的电耗、水耗等数据。所以,在建筑监测系统设计阶段应该明确要求各类计量仪表的精度等性能应符合福建省现行地方标准《福建省公共建筑能耗监测系统技术规程》DBJ/T 13-158的要求。

公共建筑设置建筑能耗监测管理系统,可利用专用软件对以上分项计量数据进行能耗的监测、统计和分析,以最大化地利用资源,最大限度地减少能源消耗。同时,可减少管理人员配置。

**7.4.3** 能耗是对建筑设备运行经济性的重要考核目标,同时也是反映被监控设备本身性能的一项重要指标,是运行状况监测和故障诊断分析的一项基础数据。具体项目的一次能源形式不同,因此能耗监测涉及种类较多。

**7.4.4** 安装能源计量装置是检测、评价可再生能源应用系统运行效果的必要措施。对于太阳能热利用系统,应设置能耗计量装置,具体包括:太阳能集热系统得热量、太阳能集热系统供热量、辅助热

源供热量、系统水泵、风机耗电量等的计量装置。对于太阳能光伏发电系统，应设置发电量计量装置，接入公用电网的光伏发电站的电能计量装置还应经当地质量技术监督机构认可。地源热泵、空气源热泵等系统应设置电量及热量计量装置。

**7.4.5** 当公共建筑中设置有空调机组、新风机组等几种空调系统时，宜设置建筑设备监控管理系统，以实现绿色建筑高效利用资源、管理灵活、应用方便、安全舒适等要求，并可达到节约能源的目的。

**7.4.6** 监控系统的主要功能，需要根据被监控设备种类和实际项目需求进行确定。

暖通空调设备的控制和调节需要根据管路上的温度和/或压力等参数进行，且被监控设备之间具有能量和/或流体的交换，通常需要进行统一的自动控制，监控内容通常包括第1~5款。

供配电设备一般自带专用控制单元，电梯和自动扶梯属于特种机械设备，也自带专用控制单元，监控系统的监控内容往往只有第1款和第2款。

给水排水设备中生活热水的热源往往与暖通空调中的热源统一考虑，照明控制也与空调设备的运行和优化节能相关，通常纳入系统进行远程控制，有条件时也可以实现自动，因此监控内容通常包括第1~3款，有条件时也包括第4款和第5款。

**7.4.7** 自带控制单元的设备纳入系统时，都需要提供标准电气接口或数字通信接口，接口的形式和内容应保证监控功能的实现。

## 8 可再生能源应用

### 8.1 一般规定

**8.1.1** 《中华人民共和国可再生能源法》规定, 可再生能源是指风能、太阳能、水能、生物质能、地热能、海洋能等非化石能源。目前, 可在建筑中规模化使用的可再生能源主要包括浅层地热能和太阳能。《民用建筑节能条例》规定: 国家鼓励和扶持在新建建筑和既有建筑节能改造中采用太阳能、地热能等可再生能源。在具备太阳能利用条件的地区, 应当采取有限措施, 鼓励和扶持单位、个人安装使用太阳能热水系统、照明系统、供热系统、供暖制冷系统等太阳能利用系统。

在进行公共建筑设计时, 应根据《中华人民共和国可再生能源法》和《民用建筑节能条例》等法律法规, 在对当地环境资源条件的分析和技术经济比较的基础上, 结合国家与福建省的引导与优惠政策, 优先采用可再生能源利用措施。

**8.1.2** 《民用建筑节能条例》规定: 对具备可再生能源利用条件的建筑, 建设单位应当选择合适的可再生能源用于供暖、制冷、照明和热水供应等; 设计单位应当按照有关可再生能源利用的标准进行设计。建设可再生能源利用设施, 应当与建筑工程同步设计、同步施工、同步验收。

目前, 公共建筑的可再生能源利用的系统设计(例如太阳能热水系统设计), 与建筑工程设计脱节严重, 因此要求在进行公共建筑设计时, 其可再生能源利用设施也应与建筑工程设计同步, 从建筑及规划开始即应涵盖有关内容, 并贯穿各专业设计全过程。供热、供冷、生活热水、照明系统中应用可再生能源时, 应与相应各专业

节能设计协调一致，避免出现因节能技术的应用而浪费其他资源的现象。

**8.1.3** 2017年3月1日，《住房城乡建设部关于印发建筑节能与绿色建筑发展“十三五”规划的通知》（建科〔2017〕53号）提出要深入推进可再生能源建筑应用、扩大可再生能源建筑应用规模，以及积极拓展可再生能源在建筑领域的应用形式，推广高效空气源热泵技术及产品等要求。

空气源热泵热水系统应用十分普遍，能效一般能达到3.0以上，收到比较好的节能效果；太阳能热利用比较成熟，使用方便，可节约能源。空气源热泵热水系统和太阳能热水系统适合在不具备集中热源的建筑使用，如医院、体育馆、学生宿舍及公共设施等。国家大力倡导可再生能源应用，因此在有条件和经济技术合理时，应引导在福建地区推广使用空气源热泵热水系统和太阳能热水系统。

**8.1.4** 利用可再生能源应本着“自发自用，余量上网，电网调节”的原则。要根据当地日照条件考虑设置光伏发电装置。直接并网供电是指无蓄电池，太阳能光电并网直接供给负荷，并不送至上级电网。

## 8.2 太阳能利用

**8.2.2** 太阳能利用与建筑一体化是太阳能应用的发展方向，应合理选择太阳能应用一体化系统类型、色泽、矩阵形式等，在保证光热、光伏效率的前提下，应尽可能做到与建筑物的外围护结构从建筑功能、外观形式、建筑风格、立面色调等协调一致，使之成为建筑的有机组成部分。

太阳能应用一体化系统安装在建筑屋面、建筑立面、阳台或建筑其他部位，不得影响该部位的建筑功能。太阳能应用一体化构件作为建筑围护结构时，其传热系数、气密性、遮阳系数等热工性能应满足相关标准的规定；建筑光热或光伏一体化系统组件安装在建

筑透光部位时,应满足建筑物室内采光的最低要求;建筑物之间的距离应符合系统有效吸收太阳光的要求,并降低二次辐射对周边环境的影响;系统组件的安装不应影响建筑通风换气的要求。

太阳能与建筑一体化系统设计时除做好光热、光伏部件与建筑结合外,还应符合国家和福建省现行相关标准的规定,保证系统应用的安全性、可靠性和节能效益。目前,国家现行相关标准主要有:

《民用建筑太阳能热水系统应用技术规范》GB 50364、《太阳能供热采暖工程技术规范》GB 50495、《民用建筑太阳能空调工程技术规范》GB 50787、《民用建筑太阳能光伏系统应用技术规范》JGJ 203 等及福建省现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156 等。

**8.2.3** 太阳能保证率是衡量太阳能建筑应用所能提供能量比例的一个关键参数,也是影响太阳能建筑应用系统经济性能的重要指标。实际选用的太阳能保证率与系统使用期内的太阳辐照、气候条件、产品与系统的热性能、供热采暖负荷、末端设备特点、系统成本和开发商的预期投资规模等因素有关。太阳能保证率影响常规能源替代量,进而影响造价、节能、环保和社会效益。本条规定的保证率取值参考现行国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801 的有关规定。

按我国太阳能资源区划指标,我国太阳能资源区划分为: I 类资源丰富区, II 类资源较富区, III 类资源一般区, IV 类资源贫乏区。我省各地太阳能资源均属 III 类资源一般区,年太阳辐照量在 4200~5400 (MJ/m<sup>2</sup>·a) 之间。

**8.2.4** 结合福建省的气候状况,每年 11 月到次年 5 月太阳能辐照量相对较小,生活热水使用量相对增加,应增加该时间段太阳能热水系统得热量,因此太阳能热水系统集热器的最佳安装倾角宜根据每年 11 月到次年 5 月的太阳辐照角度确定。太阳能光伏系统宜按系统全年发电量最大为目标,进行光伏组件安装倾角优化,因此光伏组件的最佳安装倾角应根据全年太阳能辐照量和辐照角度进行

判定。

**8.2.5** 太阳能热水系统在建筑中的应用应安全、可靠。太阳能热水系统中的水泵等用电设备应有剩余电流保护和接地保护措施；同时太阳能热水系统应具备抗击各种自然条件的能力，应采取如防冻、防雷、抗风、抗震等技术措施。

**8.2.6** 太阳能是间歇性能源，在系统中设置其他能源辅助加热/换热设备，其目的是保证太阳能供热系统稳定可靠运行的同时，降低系统的规模和投资。

辅助热源应根据当地条件，尽可能利用空气能、工业余热、废热等低品位能源或生物质燃料等可再生能源。

福建省全年均气温为  $18.9^{\circ}\text{C} \sim 21.1^{\circ}\text{C}$ ，最冷月平均温度  $9.3^{\circ}\text{C} \sim 12.7^{\circ}\text{C}$ ，选用空气源热泵做为太阳能热水系统的辅助热源，节能效果十分明显，选用空气源热泵作为辅助加热能源时，应进行经济分析。

**8.2.7** 太阳能集热器和光伏组件的位置设置不当，受到前方障碍物的遮挡，不能保证采光面上的太阳光照时，系统的实际运行效果和经济性会受到影响，因此对放置在建筑外围护结构上太阳能集热器和光伏组件采光面上的日照时间作出规定。冬至日太阳高度角最低，接收太阳光照的条件最不利，因此规定冬至日日照时间为最低要求。此时采光面上的日照时数，是综合考虑系统运行效果和围护结构实际条件而提出的。

**8.2.8** 医院、宾馆等建筑具有用水需求量大、用水连续性等特点，采用高效的热水系统可大量节约常规能源的消耗。根据福建省太阳能热水系统示范项目的能效测评结果，医院、宾馆等采用太阳能加空气源辅助加热系统的平均项目费效比约为  $0.2 \text{ 元}/\text{kWh}$ ，平均回收期约为 3.5 年。因此，在医院、宾馆等建筑中采用该技术具有很好的节能效益和经济效益。

**8.2.9** 大型会展场馆、商业综合体、体育场馆、机场、车站等公共建筑用电量大，同时这些建筑有较大的屋顶面积，适合安装太阳能

光伏设施，有利于使用光伏电能。

**8.2.10** 太阳能热水系统的控制应以安全可靠为优先的原则，确保人员安全和系统可靠运行。经济实用的原则有利于提高使用单位的积极性，对于太阳能热水系统的推广具有重要意义。无论是作为主要能源或是辅助能源的太阳能热水供应系统，其控制系统的设计都应最大限度的利用太阳能生产热水，使系统达到最节能的运行模式。

**8.2.11** 本条提出了太阳能热水控制系统的相关要求：

1 控制装置的基本功能应符合现行国家标准《太阳能热水系统（储水箱容积大于 0.6m<sup>3</sup>）控制装置》GB/T 28737 的要求；

2 根据福建省使用太阳能热水系统的经验，强制循环系统宜采用温差控制方式。通常情况下，夏季与春秋季节时，温差循环启动值为 8℃，温差循环停止值为 3℃；而冬季太阳辐射强度与环境温度较低，温差循环启动值不宜设置过高，通常温差循环启动值为 5℃，温差循环停止值为 2℃。

3 在贮热与供热分开的双水箱系统中，当太阳能生产的热水不够使用时，辅助热源对贮热水箱进行加热后，再将合格的热水补充至供热水箱。当供热水箱温度降低时，辅助热源应进行保温加热。

4 热水箱和集热器均应设置高温保护措施，一方面防止用户烫伤，另一方面防止高温闷晒损坏集热器；设置防冻措施能有效防止集热器和管道结冰胀裂。

5 控制系统元器件的精度、工作范围等应满足相关标准要求，避免造成控制系统误判从而影响系统正常运行。

### 8.3 地源热泵系统

**8.3.1** 工程场地状况及浅层地热能资源是否能满足地源热泵系统应用的条件。公共建筑地源热泵系统设计前，应进行工程勘察，为地源热泵系统设计提供基础资料。其中，浅层地热能资源勘查包括

地埋管换热系统勘查、地下水换热系统勘查及地表水换热系统勘查。

**8.3.2** 地源热泵系统主要包括地表水地源热泵系统、地下水地源热泵系统以及地埋管地源热泵系统三种形式。根据浅层能勘察资料，福建省地源热泵系统适宜性分析如下：

### 1 福建省地表水地源热泵系统适宜性分析

福建省主要流域1月份平均水温为9.9℃~17.1℃，7月份平均水温为25.8℃~32.1℃，主要流域径流量充沛，较适宜使用地表水地源热泵系统。

### 2 福建省地下水地源热泵系统适宜性分析

依据福建省地下水资源分布情况，我省地下水地源热泵系统适宜性可划分以下3个区域。1区（东部福州、福清、厦门、漳州沿海一线）第四系覆盖层分布相对较广，且达到一定的厚度，岩性主要为砂层、砾卵石层，地下水富水性、岩层渗透性均较好，划分为适宜区。2区（中、西部大部分地区）为侵入岩、火山岩、变质岩及各类碎屑岩等，第四系覆盖层分布极少，且厚度薄，地下水富水性、岩层渗透性差，划分为不适宜区。3区（龙岩盆地）主要为埋藏性岩溶发育区，且埋深较大，富水性好，但分布面积小，占全省面积不到1%，在“省地下水功能区划”中属于集中式供水水源区，因此划分为不建议开发区。

### 3 福建省地埋管地源热泵系统适宜性分析

依据我省地埋管资源分布情况可知，我省地形山岭耸峙，丘陵起伏，山地和丘陵的面积占全省总面积90%以上，这些区域地表第四系薄，大多为基岩出露，会造成地埋管地源热泵施工难，造价高。在这些区域使用地埋管地源热泵系统应慎重考虑。

**8.3.3** 地源热泵系统最大释热量、取热量的计算可依据现行地方标准《福建省地源热泵系统应用技术规程》DBJ/T 13-156相关条文进行计算。

**8.3.4** 地埋管地源热泵系统全年冷、热负荷不平衡，将导致地埋管

区域岩土体温度持续升高或降低,从而影响地埋管换热器的换热性能,降低运行效率。因此,地埋管换热系统设计应考虑全年冷热负荷的影响。当两者相差较大时,宜通过技术经济比较,采用辅助散热(增加冷却塔)或辅助供热的方式来解决,一方面经济性较好,另一方面也可避免因吸热与释热不平衡导致的系统运行效率降低。

我省部分工程区域地下水流动性较好,可以减小或消除地埋管区域岩土的热堆积或者冷堆积,在这种情况下室外换热系统的设计可以少考虑或不考虑冷热平衡问题。

**8.3.5** 地源热泵系统的能效除与水源热泵机组能效密切相关外,受室外热源侧及用户侧循环水泵的输送能耗影响很大,设计时应优化热源侧环路设计,宜采用根据负荷变化调节流量等技术措施。

对于地表水系统和地下水系统,设计时应以提高系统综合性能为目标,考虑取水泵与水源热泵机组能耗间的平衡,确定取水量。取水量增加,水源热泵机组性能系数提高,但取水泵能耗明显增加;相反取水量减少,水源热泵机组性能系数较低,但取水泵能耗明显减少。因此地表水和地下水系统设计应在两者之间寻找平衡点,同时考虑部分负荷下两者的综合性能,计算不同工况下系统的综合性能系数,优化确定取水量。对于地埋管系统,配合变流量措施,可采用分区轮换间歇运行的方式,使岩土体温度得到有效恢复,提高系统换热效率,降低水泵系统的输送能耗。该项工作能有效降低地下水系统运行费用。

表 11 数据摘自国家标准《可再生能源建筑工程评价标准》GB/T 502801-2013 对地源热泵系统能效比的规定,设计时可参考。

表 11 地源热泵系统性能级别划分

工况	1 级	2 级	3 级
制热性能系数 $COP$	$COP \geq 3.5$	$3.0 \leq COP < 3.5$	$2.6 \leq COP < 3.0$
制冷能效比 $EER$	$EER \geq 3.9$	$3.4 \leq EER < 3.9$	$3.0 \leq EER < 3.4$

**8.3.6** 不同地区岩土体、地下水或地表水水温差别较大,设计时应

按实际水温参数进行设备选型。末端设备应采用适合水源热泵机组供、回水温度的特点的低温辐射末端，保证地源热泵系统的应用效果，提高系统能源利用率。

**8.3.8** 夏季运行时，空调水进入机组蒸发器，冷源水进入机组冷凝器。冬季运行时，空调水进入机组冷凝器，热源水进入机组蒸发器。冬、夏季节的功能转换阀门应性能可靠，严密不漏。

## 附录 B 反射隔热饰面太阳辐射吸收系数的修正

**B.0.2** 由于建筑反射隔热涂料在建筑外表面经过一定时间的使用后，外饰面的老化和污染会使得节能效果会有所下降，故在建筑节能设计时，应考虑使用过程中这种节能效果的折减。

本附录引入两种方法计算污染修正后的太阳辐射吸收系数，便于使用者根据需求选择：一种是通过实测大量建筑反射隔热涂料样本在受污染前、后的太阳辐射吸收系数的变化，并对测试结果进行拟合得到污染修正系数的一般规律，利用这种修正规律可以计算出污染修正后的太阳辐射吸收系数；一种依据现行行业标准《建筑反射隔热涂料》JG/T 235 规定的方法获得实验室实测的污染后太阳光反射比，根据太阳光反射比与太阳辐射吸收系数的关系，计算污染修正后的太阳辐射吸收系数。

## 附录 C 窗墙面积比计算方法

**C.0.3** 为了简化窗墙比计算, 本条给出了建筑外墙有凹凸时窗墙面积比计算的具体规则。

对于本条第 1 款, 举例如下: 建筑物外墙面向外凸的情况下(见图 13), 当凸出部分的垂直长度  $L$  小于或等于  $1.5m$  时, a、b、c 面均按 b 面朝向确定; 当凸出部分的垂直长度  $L$  大于  $1.5m$  时, a、b、c 面均按各自朝向确定。

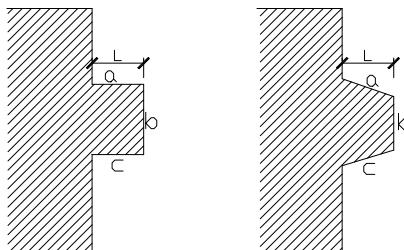


图 13 建筑物外墙外凸示意图

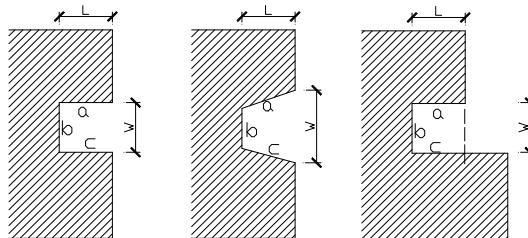


图 14 建筑物外墙内凹示意图

对于本条第 2 款, 建筑物外墙面内凹的情况下(见图 14), 凹入部分的宽度  $W$  小于  $5m$ , 且凹入部分的宽度  $W$  大于或等于凹

入垂直长度  $L$  时, a、b、c 面均按 b 面朝向确定; 凹入部分的宽度  $W$  小于 5m, 且凹入部分的宽度  $W$  小于凹入垂直长度  $L$  时, a、b、c 面外墙和外窗面积均可不计; 凹入部分的宽度  $W$  大于或等于 5m 时, a、b、c 面均按各自朝向确定。

需要指出的是, 本条给出的是窗墙面积比的一种简化算法, 对于不参与窗墙比计算的部分外墙, 其节能措施应与建筑整体节能设计一致。当然, 如果对建筑各部分外墙进行精确的窗墙比计算, 也是符合本标准要求的。

**C.0.4** 回字形天井型式是最常见的一种天井型式, 本条提出存在回字形天井型式时窗墙面积比的一种简化算法。当然, 除了回字形天井外, 还可能存在其他天井的型式, 如三角形、圆形、椭圆形、其他多边形或其他复杂型式的天井, 本条不可能一一列举, 在这种情况下, 可按照本标准第 C.0.1 条、第 C.0.2 条的要求进行窗地面积比。

**C.0.5** 角窗时建筑设计中常见的一种外窗形式, 在外窗设计时, 通常作为一个窗户, 但是在节能设计中应考虑不同朝向对节能的影响。如图 15 所示的角窗, 计算窗墙面积比时, 应将角窗拆分成 A、B 两个部分, 并分别记入 A、B 外墙所在朝向。

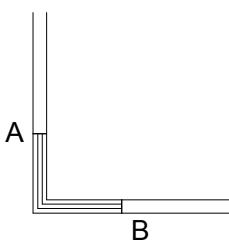


图 15 角窗示意图

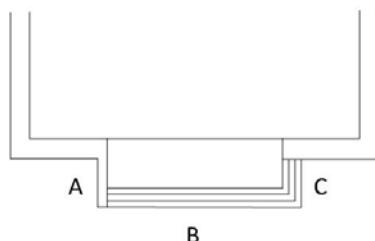


图 16 凸窗示意图

**C.0.6** 考虑到凸窗会增加建筑外围护结构的传热面积, 对节能不利, 所以本条提出凸窗应按照透光部分展开面积来计算窗墙面积比, 这也是多年来福建省一直采用的方法。如图 16 所示: 凸窗左 202

边不透光水泥挡板 A 不参与面积计算，但其节能措施应按本标准节能设计要求执行；凸窗面积应为展开面积，即 B 面与 C 面的面积之和。

## 附录 E 建筑建筑遮阳系数的计算方法

**E.0.2** 本条提出了水平自遮阳构造的建筑遮阳系数计算方法。原则上水平自遮挡构造的遮阳系数仍需按照本标准第 E.0.1 条的规定执行，但是在确定挑出系数时可能存在一些特殊性。

对于某一水平自遮挡构造，可能存在多个外挑系数，如图 17 的  $C_2$  外窗，其外挑系数可以是  $A_1/B_1$ ，也可以是  $A_2/B_2$ 。理论上，挑出系数取最大值能较好体现自遮挡的实际效果，是最合理的取值方法。但是考虑到该做法需对外窗所有的挑出系数进行一一计算，无疑增大了设计人员的工作量，所以本条提出外挑系数可取自遮阳构造的任意一组外挑长度与遮阳构造端部到窗对边距离之比，以简化设计人员工作量，同时计算出来的遮阳系数取值也是相对保守的，不会降低节能效果。本条所指的“一组”是形成自遮挡的外挑构建外挑长度和对应的遮阳构造端部到窗对边距离组成的一对计算参数，如图 17 中的  $A_1$ 、 $B_1$  为一组， $A_2$ 、 $B_2$  为一组。对于  $C_1$  外窗，可以直接按照本标准第 E.0.1 条的规定对建筑遮阳系数进行计算。

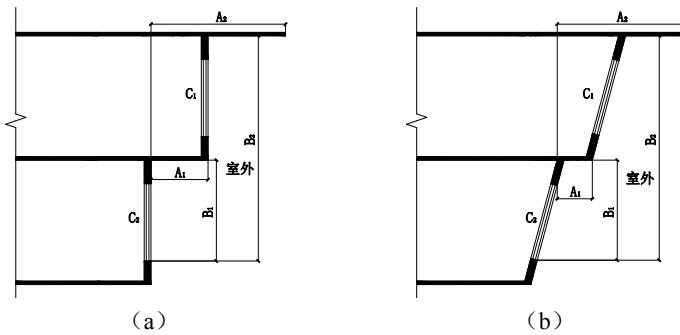


图 17 水平自遮挡构造示意图

需要说明的是,当自遮挡构造与外窗关联不是很密切(即挑出系数较小)的情况下,其遮阳作用已经不显著,在建筑节能设计时,也可以直接忽略这些自遮挡的遮阳效果,从而可以大大简化节能设计,这对建筑节能是偏于保守的,在设计时设计人员可以灵活把握。

**E.0.3** 本条提出了垂直自遮阳构造的建筑遮阳系数计算方法,其挑出系数的确定是本条重点关注的内容。本标准第E.0.1条给出了典型垂直式遮阳的设施的建筑遮阳系数计算方法,垂直自遮挡构造可以看作是垂直遮阳设施的特殊形式,在计算建筑遮阳系数时,本条给出了挑出系数确定的一些补充规定。

**1** 单侧垂直自遮挡构造是建筑中常见的形式,在效果上与双侧遮阳有所差异,本条第1款从可操作性方面对单侧遮阳的挑出系数的确定方法进行了简化,即“外挑长度应按50%计”,遮阳构造端部到窗对边距离的确定方法不变。如图18(a)所示,外挑长度按50%计算,即 $A=L/2$ 。

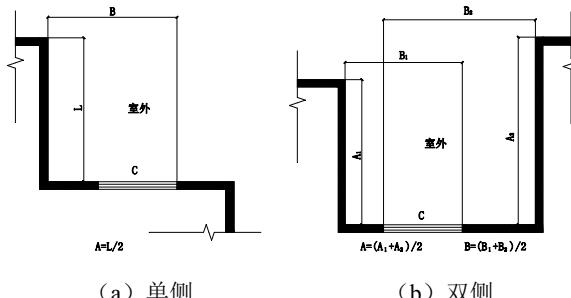


图18 垂直自遮挡构造示意图

**2** 双侧遮阳可能会遇到两侧的外挑长度、遮阳构造端部到窗对边距离不一致的情况,因此本条第2款对这种情况进行了规定,即“外挑长度应按两侧挑出长度的平均值计,遮阳构造端部到窗对边距离应按两侧对应距离的平均值计”,如图18(b)中所示,即 $A=(A_1+A_2)/2$ , $B=(B_1+B_2)/2$ ,从而进一步得出挑出系数。

3 当外窗有多组外挑系数时,为了简化设计工作,本条第3款提出外挑系数可取自遮阳构造的任意一组外挑长度与遮阳构造端部到窗对边距离之比。如图19所示,  $C_1$ 外窗  $A_1$ 、 $B_1$ 可以构成一组外挑系数,  $A_2$ 、 $B_2$ 也可以构成一组外挑系数,节能设计时,取其中任意一组均可。

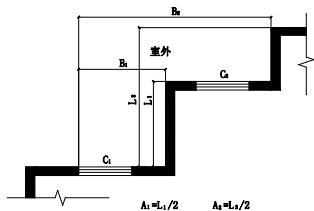


图19 多组外挑系数的确认方法

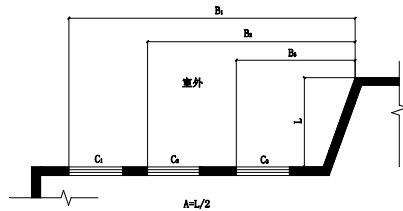


图20 多个外窗自遮挡的确认方法

4 有些情况下垂直自遮挡可能会比较复杂。如某一垂直自遮挡构造同时对多个外窗有自遮挡效果,图20所示的构造同时对  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  形成单侧垂直自遮挡,其挑出长度均为  $A=L/2$ ,相应的遮阳构造端部到窗对边距离分别为  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$ 。; 又如,图21所示的结构,能形成互为遮挡的效果:窗  $C_1$  和窗  $C_5$  所在的墙体对窗  $C_2$ 、窗  $C_3$ 、窗  $C_4$  形成了双侧垂直自遮挡,窗  $C_2$ 、窗  $C_3$ 、窗  $C_4$  所在的墙体对窗  $C_1$  和窗  $C_5$  形成了单侧垂直自遮挡,各窗均可分别按本条第1款和第2款的规定确定外挑系数。

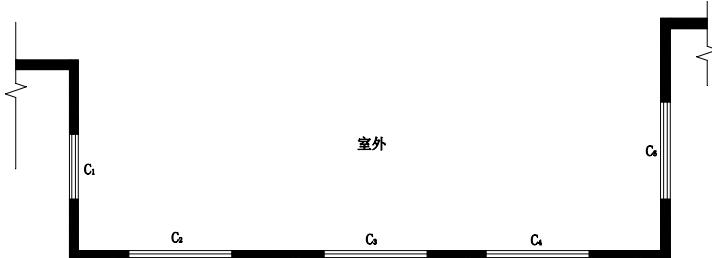


图21 互为遮挡的构造示意图

需要说明的是,在建筑节能设计时也可以直接忽略这些自遮挡

的遮阳效果，以简化设计工作。

**E.0.4** 建筑物外墙内凹构造上的外窗，由于周边围护结构的遮挡，也能形成较好的遮阳效果，也是实际建筑设计中，较为常见的形式。通常情况下，这种内凹构造内的外窗采光效果会有所降低，在这种情况下，再一味地采用固定或活动等建筑遮阳措施，不仅会进一步降低采光效果，也会增加经济成本，所以本条提出这种建筑内凹构造的挑出系数和建筑遮阳系数的计算方法。

在计算挑出系数和建筑遮阳系数时，内凹构造中的外窗  $C_1$ 、 $C_3$  可视为一种特殊形式的挡板式遮阳，同时给出了挑出系数的计算方法。如图 22 所示，对于  $C_1$  窗，其挑出系数为  $A_1/B$ ，对于  $C_3$  窗，其挑出系数为  $A_3/B$ 。对于  $C_2$  窗，其两侧的外墙可视为双侧垂直自遮挡构造。可以按照本标准第 E.0.3 条中垂直自遮挡构造的有关规定计算挑出系数和建筑遮阳系数。

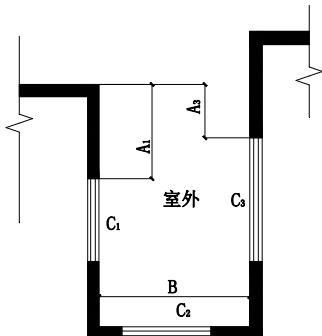


图 22 内凹构造示意图

## 附录 H 保温材料导热系数及蓄热系数的修正系数

本附录提供了常用建筑保温材料导热系数 $\lambda$ 及蓄热系数 $S$ 的修正系数 $a$ 值, 其数值主要参考现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB50176。

为了定量化地确定实际使用中材料导热系数的变化, 首先需要明确主要影响因素; 其次, 是将每个因素对导热系数的影响定量化; 然后, 按照材料具体的使用工况, 选择不同影响因素并按照出现的概率进行组合; 最终计算得出某种材料在某种特定工况下的导热系数修正系数值。

对常用保温材料而言, 在使用中能够对其导热系数产生影响的因素主要有: 温度、湿度及各种应力作用下的应变(如变形、开裂)等。没有考虑材料质量差异、施工误差、建筑构造等因素的影响。

表中, 聚苯板、挤塑聚苯板、岩棉、泡沫玻璃的修正系数是按照上述方法, 通过一系列实验数据归纳确定的。其它保温材料的修正系数值则是在参考上述典型材料的实验数据基础上, 利用以往积累的实测数据和工程经验确定的。