

吉林省工程建设地方标准

公共建筑节能设计标准

(节能 72%)

Design standard for energy efficiency
of public buildings
(energy efficiency 72%)

DB22/T 5160—2024

主编部门：吉林省建设标准化管理办公室

批准部门：吉林省住房和城乡建设厅

吉林省市场监督管理厅

施行日期：2024 年 6 月 12 日

2024·长 春

前 言

根据吉林省住房和城乡建设厅《关于下达〈2022 年全省工程建设地方标准制定（修订）计划（二）〉的通知》吉建设〔2022〕8 号文件要求，编制组会同有关单位，经调查研究，总结实践经验，依据国家相关标准，结合我省实际情况，制定本标准。

本标准主要内容是：1 总则；2 术语和符号；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。

本标准由吉林省建设标准化管理办公室负责管理，吉林省建苑设计集团有限公司负责具体技术内容的解释。

本标准在执行过程中，请各单位注意总结经验，积累资料，随时将意见或建议反馈给吉林省建设标准化管理办公室（地址：长春市贵阳街 287 号建设大厦，邮编：130051，Email:jljsbz@126.com），以便今后修订时参考。

本标准主编单位：吉林省建苑设计集团有限公司

本标准参编单位：吉林省建筑科学研究设计院

吉林省绿翔绿色建筑咨询有限公司

吉林省境和设计工程有限公司

吉林省建研工程项目管理有限公司

长春建业集团股份有限公司

北京绿建软件股份有限公司

本标准主要起草人员：吴雪岭 徐 凯 惠 群 衣建全

徐庆鸿 丁 明 刘晓杰 姚春燕

余 刚 孙 宇 李艳秋 刘宇红

丁军凯 崔永生 于洪洋 刘 强

张 明	姜凤霞	毕 阳	孙艳红
于 航	岳利波	张金乾	徐 波
曲云龙	孔德成	徐任东	
本标准主要审查人员：周 毅	陶乐然	赵英鹏	柳大江
张广平	王金灵	王立光	

目 次

1	总则	1
2	术语和符号	2
2.1	术语	2
2.2	符号	4
3	基本规定	6
4	建筑与建筑热工	7
4.1	一般规定	7
4.2	建筑设计	8
4.3	围护结构热工设计	10
4.4	围护结构的细部设计	13
4.5	围护结构热工性能的权衡判断	13
5	供暖通风与空气调节	15
5.1	一般规定	15
5.2	冷源与热源	16
5.3	输配系统	26
5.4	末端系统	33
5.5	监测、控制与计量	34
6	给水排水	37
6.1	一般规定	37
6.2	给水与排水系统设计	37
6.3	生活热水	38
7	电气	41
7.1	一般规定	41
7.2	供配电系统	41
7.3	照明	42

7.4	电气设备节能与控制	44
7.5	电能监测与计量	46
8	可再生能源应用	47
8.1	一般规定	47
8.2	太阳能利用	47
8.3	地源热泵系统	50
8.4	空气源热泵系统	51
附录 A	围护结构热工性能的权衡计算	52
附录 B	围护结构热工性能审核表	60
附录 C	外墙平均传热系数的计算	64
附录 D	管道与设备保温及保冷绝热层厚度	65
附录 E	吉林省主要城市与太阳能利用相关的气象参数	70
本标准用词说明		71
引用标准名录		72
附：条文说明		73

1 总则

1.0.1 为执行国家有关节约能源、保护生态环境的法律、法规，提高能源资源利用效率，推动可再生能源利用，降低建筑碳排放，营造良好的公共建筑室内环境，满足经济社会高质量发展的需要，统一设计的技术要求，结合吉林省气候特点和具体情况，制定本标准。

1.0.2 本标准适用于新建、改建和扩建的公共建筑节能设计。

1.0.3 公共建筑的节能设计，除应符合本标准外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术语和符号

2.1 术语

2.1.1 透光幕墙 transparent curtain wall

可见光可直接透射入室內的幕墙。

2.1.2 建筑体形系数 shape factor

建筑物与室外空气直接接触的外表面积与其所包围的体积的比值，外表面积中不包括地面和不供暖楼梯间内墙的面积。

2.1.3 单一立面窗墙面积比 single facadewindow to wall ratio

建筑某一个立面的窗户洞口面积与建筑该立面总面积之比，简称窗墙面积比。

2.1.4 可见光透射比 visible transmittance

透过透明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。

2.1.5 围护结构热工性能权衡判断 building envelope trade-off option

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。

2.1.6 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。

2.1.7 性能系数 (COP) coefficient of performance

名义制冷或制热工况下，机组以同一单位表示的制冷（热）量除以总输入电功率得出的比值。

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

基于冷水（热泵）机组或空调（热泵）机组部分负荷时的性能

系数值，经加权计算获得的表示该机组部分负荷效率的单一数值。

2.1.9 全年性能系数(APF) annual performance factor

在制冷季节及制热季节中，机组进行制冷（热）运行时从室内除去的热量及向室内送入的热量总和与同一期间内消耗的电量总和之比。

2.1.10 制冷季节能效比(SEER) seasonal energy efficiency ratio

在制冷季节中，空调机（组）进行制冷运行时从室内除去的热量总和与消耗的电量总和之比。

2.1.11 太阳能热利用系统 solar thermal system

将太阳辐射能转化为热能，为建筑供热水，供热水及供暖，或供热水、供暖或（及）供冷的系统。分为太阳能热水系统、太阳能供暖系统以及太阳能供暖空调等复合应用系统。

2.1.12 地源热泵系统 ground-source heat pump system

以岩土体、地下水或地表水为低温热源，由水源热泵机组、地热能交换系统、建筑物内系统组成的供热空调系统。

2.1.13 空气源热泵系统 air source heat pump system

以空气作为低温热源，由空气源热泵机组、输配系统和建筑物内系统组成的供热空调系统。根据建筑物内系统不同，分为空气源热泵热风系统和空气源热泵热水系统。

2.1.14 集中供暖系统耗电输热比(EHR-h) electricity consumption to transferred heat quantity ratio

设计工况下，集中供暖系统循环水泵总功耗（kW）与设计热负荷（kW）的比值。

2.1.15 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。

2.1.16 电冷源综合制冷性能系数(SCOP) system coefficient of refrigeration Performance

在设计工况下，以电为能源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。

2.1.17 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)。

2.2 符号

E —建筑物供暖和供冷总耗电量；

E_C —建筑物供冷耗电量；

E_H —建筑物供热耗电量；

Q_H —全年累计耗热量；

η_1 —热源为燃煤锅炉的供暖系统综合效率；

q_1 —标准煤热值；

q_2 —上年度国家统计局发布的发电煤耗；

Q_C —全年累计耗冷量；

A —总建筑面积；

COP_C —供冷系统综合性能系数；

K_m —外墙平均传热系数；

K_p —外墙主体部位传热系数；

ϕ —外墙主体部位传热系数的修正系数；

Q —流量；

H —扬程；

n —转速；

n_s —比转数；

G —每台运行水泵的设计流量；

η_b —设计工作点效率；

Q_r —设计冷热负荷；

ΔT —设计供回水温差；
 A_L —与水泵流量有关的计算系数；
 B —与机房及用户的水阻力有关的计算系数；
 ΣL —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；
 α —与 ΣL 有关的计算系数；
 Q_e —冷源设计供冷量；
 E_e —冷源设计耗电功率；
 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；
 V_{st} —总送风量，即系统中所有房间送风量之和；
 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；
 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；
 V_{sc} —新风比需求最大的房间的送风量；
 W_s —风道系统单位风量耗功率；
 P —空调机组的余压或通风系统风机的风压；
 η_{CD} —电机及传动效率；
 η_F —风机效率；
 EAC —用电设备估算的年电能消耗量或计算负荷；
 S —体型系数；
 C —窗墙面积比。

3 基本规定

3.0.1 公共建筑节能应以保证生活和生产所必需的室内环境参数和使用功能为前提,遵循被动节能措施优先的原则。应充分利用天然采光、自然通风,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,降低建筑的用能需求。应充分利用可再生能源,降低建筑化石能源消耗量。

3.0.2 当公共建筑的建筑高度超过 150m 或单栋建筑地上建筑面积大于 200000 m²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。

3.0.3 新建、扩建和改建建筑以及既有建筑节能改造均应进行建筑节能设计。建设项目可行性研究报告、建设方案和初步设计文件应包含建筑能耗、可再生能源利用及建筑碳排放分析报告。施工图设计文件应明确建筑节能措施及可再生能源利用系统运营管理的技术要求。

3.0.4 当工程设计变更时,建筑节能性能不得降低。

3.0.5 应积极推广及应用新技术、新材料在建筑节能及可再生能源利用方面的应用。

3.0.6 公共建筑分类应符合下列规定:

- 1 单栋建筑面积大于300m²的建筑,或单栋面积小于或等于300m²但总建筑面积大于1000m²的建筑群,应为甲类公共建筑;
- 2 单栋建筑面积小于或等于300m²的建筑,应为乙类建筑。

4 建筑与建筑热工

4.1 一般规定

4.1.1 吉林省各地区建筑热工设计区属及采暖度日数 $HDD18$ 应按表 4.1.1 确定。

表 4.1.1 吉林省各地区建筑热工设计区属及采暖度日数 $HDD18$

地区	气候区属	采暖度日数 $HDD18$ $D_{di} (^{\circ}\text{C}\cdot\text{d})$
白城	严寒 B 区	5011
吉林		5007
松原	严寒 C 区	4800
白山		4736
长春		4642
通化		4603
延边		4687
长白山		4988
四平		4308
辽源		4308

注：敦化市属严寒B区，采暖度日数 $HDD18$ 为5221 ($^{\circ}\text{C}\cdot\text{d}$)；

长白县属严寒B区，采暖度日数 $HDD18$ 为5542 ($^{\circ}\text{C}\cdot\text{d}$)。

4.1.2 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最佳朝向或适宜朝向，且宜避开冬季主导风向。

4.1.3 建筑体形宜规整紧凑，避免过多的凹凸变化。

4.1.4 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并集中设置。

4.2 建筑设计

4.2.1 建筑体形系数应符合表4.2.1的规定。

表 4.2.1 建筑体形系数限值

独栋建筑面积A（m ² ）	建筑体形系数
300<A≤800	≤0.50
A>800	≤0.40

4.2.2 甲类建筑单一立面窗墙面积比(包括透光幕墙)均不宜大于0.60。

4.2.3 窗墙面积比的计算应符合下列规定：

- 1 凸凹立面朝向应按其所在立面的朝向计算；
- 2 楼梯间和电梯间的外墙和外窗应参与计算；
- 3 外凸窗的顶部、底部和侧墙的面积不应计入外墙面积；
- 4 当外凸窗顶部和侧面为不透明构造时，窗面积应按窗洞口面积计算；当凸窗顶部和侧面为透明窗时，外凸窗面积应按透明部分实际面积计算；

5 外墙墙面面积中的墙面高度应按室外设计地面至屋面板板上皮的高度计算，不包括屋面面层及女儿墙的高度；坡屋顶的外墙墙面高度应按室外设计地面至檐口的高度计算；

6 设有门斗的外门可按墙面积计入窗墙比，其它外门应按窗面积计入窗墙比。

4.2.4 甲类建筑单一立面的窗墙面积比小于0.40 时，透光材料的可见光透射比应不小于0.60；甲类建筑单一立面的窗墙面积比大于等于0.40 时，透光材料的可见光透射比应不小于0.40。

4.2.5 建筑物立面朝向的划分应符合下列规定：

- 1 北向为北偏西60°至北偏东60°；
- 2 南向为南偏西30°至南偏东30°；

- 3 西向为西偏北30°至西偏南60°(包括西偏北30°和西偏南60°);
- 4 东向为东偏北30°至东偏南60°(包括东偏北30°和东偏南60°)。
- 4.2.6** 甲类建筑屋顶透光部分面积不应大于屋顶总面积的20%，当不能满足本条规定时，必须按本标准规定的方法进行权衡判断。
- 4.2.7** 单一立面外窗（包括透光幕墙）开启扇的有效通风换气面积应满足以下规定：
- 1 甲类建筑外窗（包括透光幕墙）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 乙类建筑外窗有效通风换气面积不宜小于窗面积的30%。
- 4.2.8** 外窗（包括透光幕墙）的有效通风换气面积应为开启扇面积和窗开启后的空气流通界面面积的较小值。
- 4.2.9** 建筑的外门应设门斗或其它减少冷空气进入室内的措施。
- 4.2.10** 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。
- 4.2.11** 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。
- 4.2.12** 人员长期停留房间的内表面可见光反射比宜满足表4.2.12要求：

表 4.2.12 房间内表面可见光反射比要求

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

4.3 围护结构热工设计

4.3.1 根据建筑热工设计气候分区,甲类建筑的围护结构热工性能应符合表4.3.1-1和表4.3.1-2的规定。当甲类建筑不能满足本条文的规定时, 必须进行权衡判断。

表 4.3.1-1 严寒 B 区甲类建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		$S \leq 0.30$ 传热系数 $K [W/(m^2 \cdot K)]$	$0.30 < S \leq 0.50$ 传热系数 $K [W/(m^2 \cdot K)]$
屋面		≤ 0.25	≤ 0.20
外墙 (包括非透光幕墙)		≤ 0.35	≤ 0.30
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤ 0.35	≤ 0.30
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤ 0.50	≤ 0.50
非供暖房间与供暖房间的隔墙		≤ 0.80	≤ 0.80
单一立面外窗 (包括透光幕墙)	$C \leq 0.20$	≤ 2.50	≤ 2.20
	$0.20 < C \leq 0.30$	≤ 2.30	≤ 2.00
	$0.30 < C \leq 0.40$	≤ 2.00	≤ 1.60
	$0.40 < C \leq 0.50$	≤ 1.70	≤ 1.50
	$0.50 < C \leq 0.60$	≤ 1.40	≤ 1.30
	$0.60 < C \leq 0.70$	≤ 1.40	≤ 1.30
	$0.70 < C \leq 0.80$	≤ 1.30	≤ 1.20
	$C > 0.80$	≤ 1.20	≤ 1.10
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$)		≤ 1.80	
围护结构部位		保温材料层热阻 $R [(m^2 \cdot K)/W]$	
周边地面		≥ 1.10	
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥ 1.50	
变形缝 (两侧墙内保温时)		≥ 1.20	

表 4.3.1-2 严寒 C 区甲类建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位		$S \leq 0.30$ 传热系数 $K [W/(m^2 \cdot K)]$	$0.30 < S \leq 0.50$ 传热系数 $K [W/(m^2 \cdot K)]$
屋面		≤ 0.30	≤ 0.25
外墙（包括非透光幕墙）		≤ 0.38	≤ 0.35
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤ 0.38	≤ 0.35
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤ 0.70	≤ 0.70
非供暖房间与供暖空调房间的隔墙		≤ 1.00	≤ 1.00
单一立面外窗 （包括透光幕墙）	$C \leq 0.20$	≤ 2.70	≤ 2.50
	$0.20 < C \leq 0.30$	≤ 2.40	≤ 2.00
	$0.30 < C \leq 0.40$	≤ 2.10	≤ 1.90
	$0.40 < C \leq 0.50$	≤ 1.70	≤ 1.60
	$0.50 < C \leq 0.60$	≤ 1.50	≤ 1.50
	$0.60 < C \leq 0.70$	≤ 1.50	≤ 1.50
	$0.70 < C \leq 0.80$	≤ 1.40	≤ 1.40
	$C > 0.80$	≤ 1.30	≤ 1.20
屋顶透光部分（屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$ ）		≤ 2.30	
围护结构部位		保温材料层热阻 $R [(m^2 \cdot K)/W]$	
周边地面		≥ 1.10	
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥ 1.50	
变形缝（两侧墙内保温时）		≥ 1.20	

4.3.2 乙类建筑的围护结构热工性能应符合表4.3.2的规定。

表 4.3.2 乙类建筑围护结构热工性能限值

围护结构部位	传热系数 K [$W/(m^2 \cdot K)$]	
	严寒B区	严寒C区
屋面	≤ 0.35	≤ 0.45
外墙（包括非透光幕墙）	≤ 0.45	≤ 0.50
底面接触室外空气的架空或外挑楼板	≤ 0.45	≤ 0.50
地下车库与供暖房间之间的楼板	≤ 0.50	≤ 0.70
单一立面外窗（包括透光幕墙）	≤ 2.00	≤ 2.20
屋顶透光部分 (屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$)	≤ 2.00	≤ 2.20

4.3.3 建筑围护结构热工性能参数计算应符合下列规定：

1 外墙的传热系数为包括结构性热桥在内的平均值，平均传热系数的计算应符合本标准附录C的规定；

2 周边地面是指室内距外墙内表面2m以内的地面；

3 外窗(包括透光幕墙)的传热系数计算方法应满足现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176的规定；

4.3.4 供暖建筑的屋面、外墙和地下室热桥部位的内表面温度不应低于室内空气设计温、湿度条件下的露点温度，并应进行热桥部位表面结露验算。供暖建筑的屋面及外墙（包括外墙与室内地面交界处）应进行内部冷凝验算。

4.3.5 建筑外门、外窗的气密性分级应符合现行国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433中的分级规定，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；

3 外门的气密性不应低于4级。

4.3.6 建筑幕墙的气密性应符合现行国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433中的分级规定，且不应低于3级。

4.3.7 当公共建筑入口大堂采用全玻璃幕墙时，全玻璃幕墙中，非中空玻璃的面积不应超过该建筑同一立面透光面积（门窗和玻璃幕墙）的15%，且应按同一立面透明面积（含全玻璃幕墙面积）加权

计算平均传热系数。

4.4 围护结构的细部设计

4.4.1 外墙保温工程应采用预制构件、定型产品或成套技术，并应具备同一供应商提供配套的组成材料和型式检验报告。型式检验报告应包括配套组成材料的名称、生产单位、规格型号、主要性能参数。外保温系统型式检验报告还应包括耐候性和抗风压性能检验项目。

4.4.2 外墙和屋面采用任何保温体系均应对下列部位进行详细构造设计：

1 外墙出挑构件及附墙部件，如：阳台、雨蓬、挑檐、靠外墙阳台栏板、空调室外机搁板、附壁柱、凸窗、装饰线等均应采取隔断热桥和保温、防水措施；

2 窗口外侧四周墙面，应进行保温处理；

3 变形缝处屋面、墙体的缝隙应采用燃烧性能为 A 级的弹性保温材料满塞封堵。

4.4.3 外门和外窗的细部设计应符合以下规定：

1 门、窗框与墙体之间的缝隙应采用高效保温材料填塞，不得采用水泥砂浆填缝；

2 门、窗框四周与抹灰层之间的缝隙，应采用高效保温材料和嵌缝密封膏密封；

3 采用透光幕墙时，幕墙内侧的隔墙、楼板或梁柱的外表面，应粘贴保温材料。

4.5 围护结构热工性能的权衡判断

4.5.1 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 围护结构的传热系数应符合表4.5.1-1的规定；

表 4.5.1-1 围护结构传热系数的基本要求

围护结构部位	传热系数 K [W/(m ² ·K)]	
	严寒B区	严寒C区
外墙	0.40	0.45
外窗（窗墙面积比 ≤ 0.40 ）	2.5	2.6
屋面 K 值，周边地面和地下室外墙 R 值不得降低		

2 当单一立面的窗墙比大于或等于0.40时，透光围护结构的传热系数应符合表4.5.1-2的规定。

表 4.5.1-2 透光围护结构传热系数的基本要求

单一立面外窗(包括透光幕墙)	传热系数 K [W/(m ² ·K)]	
	严寒B区	严寒C区
$0.40 < \text{窗墙面积比} \leq 0.60$	≤ 2.0	≤ 2.1
窗墙面积比 > 0.60	≤ 1.5	≤ 1.7

4.5.2 建筑围护结构热工性能的权衡判断采用对比评定法，其判断指标为总耗电量，并应符合下列规定：

1 总耗电量应为全年供暖和供冷总耗电量；

2 当设计建筑总耗电量不大于参照建筑时，应判定围护结构的热工性能符合本标准的要求；

3 当设计建筑的总能耗大于参照建筑时，应调整围护结构的热工性能重新计算，直至设计建筑的总能耗不大于参照建筑。

4.5.3 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4.2.6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4.2.6条的规定。

4.5.4 参照建筑围护结构的热工性能参数取值应按本标准第4.3.1条的规定取值。参照建筑的外墙和屋面的构造应与设计建筑相一致。

4.5.5 建筑围护结构热工性能的权衡判断应按本标准附录A的规定进行，并按本标准附录B提供相应的原始信息和计算结果。

5 供暖通风与空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 除乙类公共建筑外，集中供暖和集中空调系统的施工图设计，必须对设置供暖、空调装置的每一个房间进行热负荷和逐项逐时冷负荷计算。

5.1.2 严寒B区的公共建筑宜设热水集中供暖系统，对于设置空气调节系统的建筑，不宜采用热风末端作为唯一的供暖方式；对于严寒C区的公共建筑，供暖方式应根据建筑等级、供暖期天数、能源消耗量和运行费用等因素，经技术经济综合分析比较后确定。

5.1.3 供冷、供热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。

5.1.4 当利用通风可以排除室内的余热、余湿或其它污染物时，宜采用自然通风方式。当自然通风不能满足室内通风换气要求时，应采用机械通风或复合通风方式。

建筑物内局部产生热湿以及有害物质的部位，宜采用局部通风或局部通风与全面通风结合方式。

5.1.5 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、供暖时间较短或采用集中供冷、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。

5.1.6 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。

5.1.7 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物规模、用途、建设地点的能源条件、结构、经济性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，但有城市或区域热网的地区，集中式空调系统的供热热源宜优先采用城市或区域热网；

4 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；

5 不具备本条第1款～4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；

6 不具备本条第1款～5款条件的地区，可采用燃煤锅炉房、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；

7 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；

8 天然气供应充足的地区，当建筑的电力负荷、热负荷和冷负荷能较好匹配、能充分发挥冷、热、电联产系统的能源综合利用效率且经济技术比较合理时，宜采用分布式燃气冷热电三联供系统；

9 全年进行空气调节，且各房间或区域负荷特性相差较大，需要长时间向建筑物同时供热和供冷，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；

10 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；

11 中、小型建筑宜采用空气源热泵或土壤源地源热泵系统供冷、供热；

12 有天然地表水资源可供利用，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；

13 具有多种能源的地区，可采用复合式能源供冷、供热。

5.2.2 只有当符合下列条件之一时，应允许采用电直接加热设备作为供暖热源：

1 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，且无法利用热泵供暖的建筑。

2 利用可再生能源发电，其发电量能满足自身电加热用电量需求的建筑。

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 室内或工作区的温度控制精度小于0.5℃，或相对湿度控制精度小于5%的工艺空调系统。

6 电力供应充足，且当地电力政策鼓励用电供暖时。

5.2.3 学校等供暖季利用率较低的建筑（房间），如当地电力充足且有用电政策支持时，通过经济技术比较合理后可采用电供暖。

5.2.4 只有当符合下列条件之一时，应允许采用电直接加热设备作为空气加湿热源：

1 冬季无加湿用蒸汽源，且冬季室内相对湿度控制精度要求高的建筑。

2 利用可再生能源发电，且其发电量能满足自身加湿用电量需求的建筑。

3 电力供应充足，且电力需求侧管理鼓励用电时。

5.2.5 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。

5.2.6 锅炉的选型，应与当地长期供应的燃料种类相适应。在名义工况和规定条件下，锅炉的设计热效率不应低于表5.2.6-1～表5.2.6-3的数值。

表 5.2.6-1 燃液体燃料、天然气锅炉名义工况下的热效率（%）

锅炉类型及燃料种类		锅炉热效率（%）
燃油燃气锅炉	重油	90
	轻油	90
	燃气	92

表 5.2.6-2 燃生物质锅炉名义工况下的热效率（%）

燃料种类	锅炉额定蒸发量 $D(t/h)$ /额定热功率 $Q(MW)$	
生物质	$D \leq 10/Q \leq 7$	$D > 10/Q > 7$
	锅炉热效率（%）	
	80	86

表 5.2.6-3 燃煤锅炉名义工况下的热效率（%）

锅炉类型及燃料种类		锅炉额定蒸发量 $D(t/h)$ /额定热功率 $Q(MW)$	
		$D \leq 20/Q \leq 14$	$D > 20/Q > 14$
		锅炉热效率（%）	
层状燃烧锅炉	III类烟煤	82	84
流化床燃烧锅炉		88	88
室燃（煤粉）锅炉 产品		88	88

5.2.7 当设计采用户式燃气供暖热水炉作为供暖热源时，其热效率应符合表 5.2.7 的规定。

表 5.2.7 户式燃气供暖热水炉的热效率（%）

类型		热效率值（%）
户式供暖热水炉	η_1	≥ 89
	η_2	≥ 85

注： η_1 为户式燃气供暖热水炉额定热负荷和部分热负荷（供暖状态为 30%的额定热负荷）下两个热效率值中的较大值， η_2 为较小值。

5.2.8 除下列情况外，民用建筑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。

5.2.9 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;当小型工程仅设一台时,应选调节性能优良的机型,并能满足建筑最低负荷的要求。

5.2.10 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。

5.2.11 采用分布式能源站作为冷热源时,宜采用由自身发电驱动、以热电联产产生的废热为低位热源的热泵系统。

5.2.12 采用电机驱动的蒸汽压缩循环冷水(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 定频水冷机组及风冷或蒸发冷却机组的性能系数(COP)不应低于表5.2.12-1的数值;

2 变频水冷机组及风冷或蒸发冷却机组的性能系数(COP)不应低于表5.2.12-2中的数值。

表 5.2.12-1 名义制冷工况和规定条件下定频冷水(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)	
			严寒B区	严寒C区
水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	4.30	4.30
	螺杆式	$CC \leq 528$	4.80	4.90
		$528 < CC \leq 1163$	5.20	5.20
		$CC > 1163$	5.40	5.50
	离心式	$CC \leq 1163$	5.50	5.60
		$1163 < CC \leq 2110$	5.90	5.90
		$CC > 2110$	6.00	6.10
风冷或 蒸发冷 却	活塞式 / 涡旋式	$CC \leq 50$	2.80	2.80
		$CC > 50$	3.00	3.00
	螺杆式	$CC \leq 50$	2.90	2.90
		$CC > 50$	2.90	2.90

表 5.2.12-2 名义制冷工况和规定条件下变频冷水(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)	
			严寒B区	严寒C区
水冷	活塞式/ 涡旋式	$CC \leq 528$	4.20	4.20
		$CC \leq 528$	4.37	4.47
	螺杆式	$528 < CC \leq 1163$	4.75	4.75
		$CC > 1163$	5.20	5.20
		$CC \leq 1163$	4.70	4.70
	离心式	$1163 < CC \leq 2110$	5.20	5.20
		$CC > 2110$	5.30	5.30
风冷或 蒸发冷却	活塞式/ 涡旋式	$CC \leq 50$	2.50	2.50
		$CC > 50$	2.70	2.70
	螺杆式	$CC \leq 50$	2.51	2.51
		$CC > 50$	2.70	2.70

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

$$IPLV = 1.2\% \times A + 32.8\% \times B + 39.7\% \times C + 26.3\% \times D \quad (5.2.13)$$

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℃。

5.2.14 当采用电机驱动的蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组时，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5.2.13条的规定；

2 定频水冷机组及风冷或蒸发冷却机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）不应低于表5.2.14-1的数值；

3 变频水冷机组及风冷或蒸发冷却机组的综合部分负荷性能系数（*IPLV*）不应低于表5.2.14-2中的数值。

表 5.2.14-1 定频冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数（*IPLV*）

类型		额定制冷量 CC(kW)	综合部分负荷性能系数 <i>IPLV</i>	
			严寒B区	严寒C区
水冷	活塞式/ 涡旋式	$CC \leq 528$	5.00	5.00
	螺杆式	$CC \leq 528$	5.35	5.45
		$528 < CC \leq 1163$	5.75	5.75
		$CC > 1163$	5.85	5.95
	离心式	$CC \leq 1163$	5.50	5.50
		$1163 < CC \leq 2110$	5.50	5.50
		$CC > 2110$	5.95	5.95
风冷或蒸发冷却	活塞式 / 涡旋式	$CC \leq 50$	3.10	3.10
		$CC > 50$	3.35	3.35
	螺杆式	$CC \leq 50$	2.90	2.90
		$CC > 50$	3.10	3.10

表 5.2.14-2 变频冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数（*IPLV*）

类型		额定制冷量 CC(kW)	综合部分负荷性能系数 <i>IPLV</i>	
			严寒B区	严寒C区
水冷	活塞式 / 涡旋式	$CC \leq 528$	5.64	5.64
	螺杆式	$CC \leq 528$	6.15	6.27
		$528 < CC \leq 1163$	6.61	6.61
		$CC > 1163$	6.73	6.84
	离心式	$CC \leq 1163$	6.70	6.70
		$1163 < CC \leq 2110$	7.02	7.15
		$CC > 2110$	7.74	7.74
风冷或蒸发冷却	活塞式 / 涡旋式	$CC \leq 50$	3.50	3.50
		$CC > 50$	3.60	3.60
	螺杆式	$CC \leq 50$	3.50	3.50
		$CC > 50$	3.60	3.60

5.2.15 空调系统的电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*）不应低于表 5.2.15 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 5.2.15 空调系统的电冷源综合制冷性能系数（*SCOP*）

类型		名义制冷量 <i>CC</i> (kW)	综合制冷性能系数 (W/W)	
			严寒B区	严寒C区
水冷	活塞式/ 涡旋式	$CC \leq 528$	3.30	3.30
	螺杆式	$CC \leq 528$	3.60	3.60
		$528 < CC < 1163$	4.00	4.00
		$CC \geq 1163$	4.00	4.10
	离心式	$CC \leq 1163$	4.00	4.00
		$1163 < CC < 2110$	4.10	4.20
		$CC \geq 2110$	4.50	4.50

5.2.16 电机容量超过3500kW的冷水机组宜采用10kV供电机组。

5.2.17 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能效不应低于表5.2.17-1、表5.2.17-2的数值。

表5.2.17-1 水冷多联式空调（热泵）机组制冷综合部分负荷性能系数（*IPLV*）

名义制冷量 <i>CC</i> (kW)	制冷综合性能系数 <i>IPLV</i>	
	严寒B区	严寒C区
$CC \leq 28$	5.20	5.20
$28 < CC \leq 84$	5.10	5.10
$CC > 84$	5.00	5.00

表5.2.17-2 风冷多联式空调（热泵）机组全年性能系数（APF）

名义制冷量CC (kW)	制冷综合性能系数IPLV	
	严寒B区	严寒C区
$CC \leq 14$	3.60	4.00
$14 < CC \leq 28$	3.50	3.90
$28 < CC \leq 50$	3.40	3.90
$50 < CC \leq 68$	3.30	3.50
$CC > 68$	3.20	3.50

5.2.18 采用电机驱动的单元式空气调节机、风管送风式空调（热泵）机组时，其在名义制冷工况和规定条件下的能效应符合下列规定：

1 采用电机驱动压缩机、室内静压为0Pa（表压力）的单元式空气调节机能效不应低于表5.2.18-1~表5.2.18-3的数值；

2 采用电机驱动压缩机、室内静压大于0Pa（表压力）的风管送风式空调（热泵）机组能效不应低于表5.2.18-4~表5.2.18-6中的数值。

表5.2.18-1 风冷单冷型单元式空气调节机制冷季节能效比（SEER）

名义制冷量 (kW)	制冷季节能效比SEER (Wh/Wh)	
	严寒B区	严寒C区
$7.1 < CC \leq 14.0$	3.65	3.65
$CC > 14.0$	2.85	2.85

表5.2.18-2 风冷热泵型单元式空气调节机全年性能系数（APF）

名义制冷量 (kW)	制冷季节能效比APF (Wh/Wh)	
	严寒B区	严寒C区
$7.1 < CC \leq 14.0$	2.95	2.95
$CC > 14.0$	2.85	2.85

表 5.2.18-3 水冷单元式空气调节机制冷综合部分负荷性能系数（IPLV）

名义制冷量 (kW)	制冷季节能效比 $IPLV$ (W/W)	
	严寒B区	严寒C区
$7.1 < CC \leq 14.0$	3.55	3.55
$CC > 14.0$	4.15	4.15

表5.2.18-4 水冷单元式空气调节机制冷综合部分负荷性能系数（SEER）

名义制冷量 (kW)	制冷季节能效比 $SEER$ (Wh/Wh)	
	严寒B区	严寒C区
$CC \leq 7.1$	3.20	3.20
$7.1 < CC \leq 14.0$	3.45	3.45
$14.0 < CC \leq 28.0$	3.25	3.25

表5.2.18-5 风冷热泵型风管送风式空调机组全年性能系数（APF）

名义制冷量 (kW)	制冷季节能效比 APF (Wh/Wh)	
	严寒B区	严寒C区
$CC \leq 7.1$	3.00	3.00
$7.1 < CC \leq 14.0$	3.05	3.05
$14.0 < CC \leq 28.0$	2.85	2.85
$CC > 28.0$	2.65	2.65

表5.2.18-6 水冷风管送风式空调机组制冷综合部分负荷性能系数（IPLV）

名义制冷量 (kW)	制冷综合部分负荷性能系数 $IPLV$ (W/W)	
	严寒B区	严寒C区
$CC \leq 14.0$	3.85	3.85
$CC > 14.0$	3.65	3.65

5.2.19 风机水泵选型时，风机效率不应低于现行国家标准《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761规定的通风机能效等级的2级。

循环水泵效率不应低于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762规定的节能评价值。

5.2.20 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 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。

5.2.21 除具有热回收功能型或低温热泵型多联机系统外，多联机关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 2.8 的要求。

5.2.22 对冬季或过渡季有供冷需求的建筑，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调冷水或使用具有同时制冷和制热功能的空调（热泵）产品。

5.2.23 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。

5.2.24 对常年有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 集中供暖系统应采用热水作为热媒。

5.3.2 集中供热（冷）的室外管网应进行水力平衡计算，且应在热力站和建筑物热力入口处设置水力平衡或流量调节装置。

5.3.3 在选配集中供暖系统的循环水泵时，应计算集中供暖系统耗电输热比（EHR-h），并应标注在施工图的设计说明中。集中供暖系统耗电输热比应按下式计算：

$$EHR-h = 0.003096 \Sigma (G \times H / \eta_b) / Q_r \leq A_L (B + \alpha \Sigma L) / \Delta T \quad (5.3.3)$$

式中:

$EHR-h$ ——集中供暖系统耗电输热比;

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);

η_b ——每台运行水泵对应的设计工作点效率;

Q_r ——设计热负荷 (kW);

ΔT ——设计供回水温差 ($^{\circ}\text{C}$);

A_L ——与水泵流量有关的计算系数,按本标准表5.3.9-1 选取;

B ——与机房及用户的水阻力有关的计算系数,一级泵系统时 B 取17,二级泵系统时 B 取21;

ΣL ——热力站至供暖末端(散热器或辐射供暖分集水器)供回水管道的总长度 (m);

α ——与 ΣL 有关的计算系数;

当 $\Sigma L \leq 400\text{m}$ 时, $\alpha=0.0115$;

当 $400\text{m} < \Sigma L < 1000\text{m}$ 时, $\alpha=0.003833+3.067/\Sigma L$;

当 $\Sigma L \geq 1000\text{m}$ 时, $\alpha=0.0069$ 。

5.3.4 集中供暖系统采用变流量水系统时,循环水泵宜采用变速调节控制。

5.3.5 集中空调冷、热水系统的设计应符合下列规定:

1 当建筑物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、其它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。

5.3.6 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。

5.3.7 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。

5.3.8 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外，两管制空调水系统应分别设置冷水和热水循环泵。

5.3.9 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：

$$EC(H)R-a = 0.003096 \Sigma(G \times H / \eta_b) / Q_r \leq A_1(B + \alpha \Sigma L) / \Delta T \quad (5.3.9)$$

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 ）；

η_b ——每台运行水泵对应的设计工作点效率；

Q_r ——设计冷（热）负荷（ kW ）；

ΔT ——规定的计算供回水温差（ $^{\circ}\text{C}$ ），冷水系统取 5°C ，热水

系统取 15℃；

A_L ——与水泵流量有关的计算系数，按表 5.3.9-1 选取；

B ——与机房及用户的水阻力有关的计算系数，按表 5.3.9-2 选取；

α ——与 ΣL 有关的计算系数，按表 5.3.9-3 或表 5.3.9-4 选取；

ΣL ——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5.3.9-1 A_L 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_L 值	0.004225	0.003858	0.003749

表 5.3.9-2 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5.3.9-3 四管制冷、热水管道系统的 α 值

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

表5.3.9-4 两管制热水管道系统的 α 值

系统	管道长度 ΣL 范围（m）		
热水	$\Sigma L \leq 400\text{m}$	$400\text{m} < \Sigma L < 1000\text{m}$	$\Sigma L \geq 1000\text{m}$
	$\alpha = 0.009$	$\alpha = 0.0072 + 0.72/\Sigma L$	$\alpha = 0.0059 + 2.02/\Sigma L$
冷水	$\alpha = 0.02$	$\alpha = 0.016 + 1.6/\Sigma L$	$\alpha = 0.013 + 4.6/\Sigma L$

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_L 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 α 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， ΣL 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。

5.3.10 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。

5.3.11 设计定风量全空气空调系统时，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。

5.3.12 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：

$$Y=X/(1+X-Z) \quad (5.3.12-1)$$

$$Y=V_{ot}/V_{st} \quad (5.3.12-2)$$

$$X=V_{on}/V_{st} \quad (5.3.12-3)$$

$$Z=V_{oc}/V_{sc} \quad (5.3.12-4)$$

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)。

5.3.13 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。

5.3.14 当采用人工冷、热源对空调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。

5.3.15 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、外区宜分别设置空调系统。

5.3.16 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。

5.3.17 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 全空气空调系统的过滤器应能满足全新风运行的需要。

5.3.18 空调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。

5.3.19 空调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;

3 冷却塔补水总管上应设置水流量计量装置;

4 当在室内设置冷却水集水箱时,冷却塔布水器与集水箱设计水位之间的高差不应超过8m。

5.3.20 空调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℃。

5.3.21 空调风系统和通风系统的风量大于10000m³/h 时，风道系统单位风量耗功率（W_s）不宜大于表5.3.21的数值。风道系统单位风量耗功率（W_s）应按下式计算：

$$W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \quad (5.3.21)$$

式中：

W_s——风道系统单位风量耗功率 [W/(m³/h)]；

P ——空调机组的余压或通风系统风机的风压（Pa）；

η_{CD}——电机及传动效率（%），η_{CD}取0.855；

η_F——风机效率（%），按照设计图中标注的效率选择。

表5.3.21 风道系统单位风量耗功率 W_s[W/(m³/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

5.3.22 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D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。

5.3.23 通风或空调系统与室外相连接的风管和设施上应设置可自动联锁关闭且密闭性能好的电动风阀，并采取密闭措施。

5.3.24 采用集中新风的空调系统时，除排风含有毒有害高污染成分的情况外，当各系统设计最小总新风量之和大于或等于40000m³/h时，应设置集中排风能量热回收装置。

5.3.25 当设置排风能量热回收装置时，应对能量回收装置的排风侧是否出现结霜或结露现象进行核算。当出现结霜或结露时，应采取预热等保温防冻措施。

5.3.26 有人长期停留且不设置集中新风、排风系统的空气调节区或空调房间，宜在各空气调节区或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 散热器宜明装，散热器的散热面积应根据热负荷计算确定。

5.4.2 直接与室外空气接触的楼板或与不供暖供冷房间相邻的地板作为供暖供冷辐射地面时，必须设置绝热层。

5.4.3 公共建筑内的高大空间、建筑物入口处宜采用地面辐射供暖方式，地面辐射供暖面层材料的热阻不宜大于0.05m²·K/W。

5.4.4 夏季空气调节室外计算湿球温度低、温度日差较大的地区，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。

5.4.5 除温湿度波动范围要求严格的空调区外，在同一个全空气空调系统中，不应有同时加热和冷却过程。

5.4.6 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。

5.4.7 建筑空间高度大于或等于 10m 且体积大于 10000m³ 时,宜采用辐射供冷或分层空气调节系统。

5.4.8 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 集中供暖通风与空调系统,应进行监测与控制。建筑面积大于20000m²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对下列内容进行计量:

- 1 燃料的消耗量;
- 2 供热系统的总供热量;
- 3 制冷机(热泵)耗电量及制冷(热泵)系统总耗电量;
- 4 制冷系统的总供冷量;
- 5 补水量。

5.5.3 集中供暖系统热量计量应符合下列规定:

- 1 锅炉房和换热机房供暖总管上,应设置计量总供热量的热量计量装置;
- 2 建筑物热力入口处,必须设置热量表,作为该建筑物供热

量结算点；

3 用于热量结算的热量计量必须采用热量表。

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自动室温调控装置。

5.5.7 间接供热系统二次侧循环水泵应采用调速控制方式。

5.5.8 当冷源系统采用多台冷水机组和水泵时，应设置台数控制；对于多级泵系统，负荷侧各级泵应采用变频调速控制；变风量全空气空调系统应采用变频自动调节风机转速的方式。大型公共建筑空调系统应设置新风量按需求调节的措施。

5.5.9 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，宜采用冷量优化控制方式；

3 应能进行水泵的台数控制，宜采用流量优化控制方式；

4 二级泵应能进行自动变速控制，宜根据管道压差控制转速，且压差宜能优化调节；

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。

5.5.10 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 采用变风量系统时，风机应采用变速控制方式；
- 4 过渡季宜采用加大新风比的控制方式；
- 5 宜根据室外气象参数优化调节室内温度设定值；
- 6 全新风系统送风末端宜采用设置人离延时关闭控制方式。

5.5.11 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满足下列规定：

- 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。

5.5.12 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。

5.5.13 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。

5.5.14 间歇运行的空调系统，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必须符合《建筑给水排水与节水通用规范》GB 55020 有关规定，还应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 和《民用建筑节能设计标准》GB 50555 有关规定。

6.1.2 计量水表应根据建筑类型、用水部门和管理要求等因素进行设置，并应符合现行国家标准《民用建筑节能设计标准》GB 50555 的有关规定。

6.1.3 有计量要求的水加热、换热站室，应安装热水表、热量表、蒸汽流量计或能源计量表。

6.1.4 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。

6.1.5 卫生间的卫生器具和配件应符合现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ/T 164 的有关规定。

6.2 给水与排水系统设计

6.2.1 给水系统应充分利用城镇给水管网或小区给水管网的水压直接供水，经批准可采用叠压供水系统。

6.2.2 二次加压泵站的数量、规模、位置和泵组供水水压应根据城镇给水条件、小区规模、建筑高度、建筑的分布、使用标准、安全供水和降低能耗等因素合理确定。

二次加压泵站在供水范围内宜居中或靠近用水量大的用户布置。

6.2.3 给水系统的供水方式及竖向分区应根据建筑的用途、层数、使用要求、材料设备性能、维护管理和能耗等因素综合确定。分区压力要求必须符合《建筑给水排水与节水通用规范》GB 55020的有关规定，还应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 和《民用建筑节能设计标准》GB 50555有关规定。

6.2.4 变频调速泵组应根据用水量和用水均匀性等因素合理选择搭配水泵及调节设施，宜按供水需求自动控制水泵启动的台数，保证在高效区运行。

6.2.5 地面以上的生活污水、废水排水宜采用重力流系统直接排至室外管网。

6.3 生活热水

6.3.1 集中热水供应系统的热源，宜利用余热、废热、可再生能源或空气源热泵作为热水供应热源。

6.3.2 集中生活热水供应系统热源应符合下列规定：

1 除有其他用蒸汽要求外，不应采用燃气或燃油锅炉制备蒸汽作为生活热水的热源或辅助热源；

2 除下列条件外，不应采用市政供电直接加热作为生活热水系统的主体热源；

1) 按 60℃计的生活热水最高日总用水量不大于 5m³，或人均最高日用水定额不大于 10L 的公共建筑；

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的建筑；

3) 利用蓄热式电热设备在夜间低谷电进行加热或蓄热，且不在用电高峰和平段时间启用的建筑；

4) 电力供应充足，且当地电力政策鼓励建筑用电直接加热做生活热水热源时。

6.3.3 以燃气或燃油锅炉作为生活热水热源时，其锅炉额定工况下热效率应符合本标准第 5.2.6 条的规定。当公共建筑采用户式燃气热水器或供暖炉为生活热水热源时，其设备能效应符合表 6.3.3 的规定。

表6.3.3 户式热水器和供暖热水炉（热水）热效率

类型		热效率值 (%)
户式热水器/户式供暖热水炉（热水）	η_1	≥ 89
	η_2	≥ 85

注： η_1 为热水器或供暖炉额定热负荷和部分热负荷（热水状态为 50%的额定热负荷）下两个热效率值中的较大值， η_2 为较小值。

6.3.4 当采用空气源热泵热水机组制备生活热水时，热泵热水机在名义制热工况和规定条件下，性能系数（COP）不应低于表 6.3.4 规定的数值，并应有保证水质的有效措施。

表6.3.4 热泵热水机性能系数（COP）（w/w）

制热量 (kW)	热水机型式		普通型	低温型
$H < 10$	一次加热式、循环加热式		4.40	3.60
	静态加热式		4.40	-
$H \geq 10$	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

6.3.5 给水泵设计选型时其效率不应低于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 规定的节能评价值。

6.3.6 当公共建筑采用单个燃烧器额定热负荷不大于 5.23kW 的家用燃气灶具时，其能效限定值应符合表 6.3.6 的规定。

表6.3.6 家用燃气灶具的能效限定值

类型		热效率 η (%)
大气式灶	台式	≥ 62
	嵌入式	≥ 59
	集成灶	≥ 56
红外线灶	台式	≥ 64
	嵌入式	≥ 61
	集成灶	≥ 58

6.3.7 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。水加热、热交换站室宜设置在园区的中心位置。

6.3.8 仅设有洗手盆的建筑不宜设计集中生活热水供应系统。设有集中热水供应系统的建筑，应设热水循环系统，公共建筑配水点出水温度达到最低出水温度的出水时间不应大于 10s。设有集中热水供应系统的建筑中，日热水用量设计值大于等于 5m^3 或定时供应热水的用户宜设置单独的热水循环系统。

6.3.9 集中热水供应系统的供水分区宜与用水点处的冷水分区同区，并应采取保证用水点处冷、热水供水压力平衡和保证循环管网有效循环的措施。

6.3.10 集中热水供应系统的管网及设备应采取保温措施，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确定，也可按本标准附录 D 的规定选用。

6.3.11 集中热水供应系统的监测和控制应符合下列规定：

- 1 对系统热水耗量和系统总供热量宜进行监测；
- 2 对设备运行状态宜进行检测及故障报警；
- 3 对每日用水量、供水温度宜进行监测；
- 4 装机数量大于等于 3 台的工程，宜采用机组群控方式。

7 电气

7.1 一般规定

7.1.1 电气节能设计应在满足建筑功能要求的基础上,做到安全可靠、经济合理、高效节能,减少能源和资源消耗,提高能源利用率。

7.1.2 电气节能设计宜采用技术先进、成熟、可靠、损耗低、谐波含量少、能效高、标准化程度高、经济合理的节能环保产品。

7.1.3 建筑照明装修设计除应符合本标准外,尚应符合国家现行相关标准的规定。

7.2 供配电系统

7.2.1 供配电系统应满足使用功能和系统可靠性的要求,并应进行技术方案比较。系统设计应降低建筑物的单位用电能耗和供配电系统运行的固定损耗。

7.2.2 配变电所应靠近负荷中心或大功率的用电设备处,缩短供电距离,并符合下列规定:

1 根据当地供电条件,合理确定配电系统的电压等级,减少配电级数;

2 配变电所的供电距离不宜大于 200m;

3 当建筑物内有多个负荷中心时,应通过技术分析比较合理设置配变电所;

4 对于用电容量较大的季节性、工艺等负荷宜单独设置变压器;

5 变压器的设计应保证其运行在经济运行参数范围内;

6 对于大专院校及类似场所,在配电系统设计时,相邻变电所(站)低压侧应相互联络,便于在假期停用部分变压器,由邻近的

变电所(站)供电。

7.2.3 在提高自然功率因数的基础上,应在负荷侧合理设置集中或就地无功补偿装置,并应符合下列规定:

1 单相负荷较多的配电系统,在配变电所集中设置的无功补偿装置宜采用部分分相无功自动补偿装置;

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

3 低压并联电容器装置的安装地点和装设容量应符合现行国家标准《并联电容器装置设计规范》GB 50227 中的有关规定。

7.2.4 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谐波源较大设备,其谐波含量应符合现行国家标准《电能质量公用电网谐波》GB/T 14549 的有关规定。应采取相应的谐波抑制及谐波治理措施。当建筑中非线性用电设备较多时,宜预留滤波装置的安装空间。

7.2.5 对引起电网电压波动、闪变的冲击负荷及波动负荷,应采取限制措施。

7.2.6 单相负荷应均匀分布在三相系统中,三相负荷的不平衡度不宜大于 15%,供电系统电压的不平衡度宜小于 2%。

7.3 照明

7.3.1 室内房间或场所的照明功率密度值(LPD)不应低于现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 中规定的限值要求。

7.3.2 建筑物夜景照明的功率密度值(LPD)应符合现行国家标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163 的有关规定。

7.3.3 选用的照明光源、灯具或驱动电源的能效水平不应低于国家现行相关能效标准的节能评价或 2 级值。

7.3.4 照明设计不宜采用间接照明或漫射发光顶棚的照明方式。

7.3.5 一般照明无法满足作业面照度要求的场所，宜采用混合照明。

7.3.6 光源的选择应符合下列规定：

- 1 照明光源无特殊要求时，宜选用 LED 照明产品；
- 2 照明在满足照度均匀度条件下，应选择单灯功率较大、安全、高效、寿命长、稳定的光源；不应选用自镇流荧光高压汞灯；
- 3 室内高大空间和室外场所光源选择应与其安装高度相适应；
- 4 除需满足特殊工艺要求的场所外，不应选用白炽灯。

7.3.7 灯具及其附件的选择应符合下列规定：

- 1 应选用不降低光源光效和光源寿命的镇流器及相关附件；
- 2 除有装饰需要外，应选用直射光通比高、控光性能合理的灯具；
- 3 气体放电灯用镇流器应选用谐波含量低的产品；
- 4 使用电感镇流器的气体放电灯应采取单灯就地无功补偿的方式，补偿后功率因数不应低于 0.9；
- 5 灯具自带的单灯控制装置宜预留与照明控制系统的接口。

7.3.8 照明系统应根据建筑物特点、建筑功能、建设标准、使用要求、天然采光等情况，对系统进行分散与集中、手动与自动、分区与分组相结合的控制，其控制措施符合下列规定：

- 1 建筑的走廊、楼梯间、门厅、电梯厅应设置带有感应控制的灯具或照明控制系统，根据照明的使用要求进行节能控制；
- 2 大型公共建筑的公用照明区域控制应同时满足下列要求：
 - 1) 照明灯具应采取分区、分组控制措施；
 - 2) 照明灯具应根据使用要求、灯具数量等条件设置调节照度的自动节能控制措施。
- 3 对于医院病房楼、中小学校及其宿舍、幼儿园、老年人照料设施、旅馆等灯光明暗转换期间易发生踏空等安全隐患的区域，可采用满足安全要求的感应措施；
- 4 地下停车库照明应采取具有调节照度的自动节能控制措施；
- 5 对于功能复杂、照明环境要求高、多场景场所的公共建筑

应设置智能照明控制系统，并具有分区、分组、光控、时控、人体感应控制等功能，且应设有与建筑设备监控系统的通信接口；

6 有天然采光的场所，其照明控制应根据采光状况和建筑使用条件同时满足下列要求：

1) 照明灯具应采取分区、分组控制措施；

2) 照明灯具应根据使用要求设置按照度或时段调节的自动节能控制措施。

7 体育场(馆)比赛场地照明应根据不同照明模式进行分级控制，并宜做到单灯控制；

8 影剧院、多功能厅、报告厅、会议室及展示厅等公共场所宜采取调光控制；

9 当采用自然光导光设备时，应采用照明控制系统对照明进行自动控制。有条件时可采用智能照明控制系统对照明进行调光控制；

10 当设置电动遮阳装置时，照度控制宜与其联动；

11 建筑物景观照明应设置平时、一般节日、重大节日等多种模式自动控制装置及深夜减光或关灯的措施；

12 道路照明、庭院照明宜采用分区、分时段程序开关控制和光电传感器控制二种组合控制方式；

13 旅馆客房应设置节电控制总开关；

14 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量不宜多于 6 盏。

7.4 电气设备节能与控制

7.4.1 变压器应选择低损耗、低噪声节能型产品，其能效水平不应低于现行国家标准《电力变压器能效限定值及能效等级》GB 20052 中能效等级 2 级的要求。

7.4.2 配电变压器应选用 D，yn11 联结组别的变压器。

7.4.3 电动机能效水平不应低于现行国家标准《电动机能效限定

值及能效等级》GB 18613 中能效等级 2 级的要求。

7.4.4 风机设备能效水平不应低于现行国家标准《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761 中能效等级 2 级的要求，水泵等设备能效水平不应低于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价》GB 19762 规定的节能评价或能效等级 2 级的要求。

7.4.5 交流接触器能效水平不应低于现行国家标准《交流接触器能效限定值及能效等级》GB 21518 规定能效等级 2 级的要求。

7.4.6 建筑面积不低于 20000m² 且采用集中空调的公共建筑，应设置建筑设备监控系统，系统设置内容应符合现行国家标准《智能建筑设计规范》GB 50314、《民用建筑电气设计标准》GB 51348 等相关规定。

7.4.7 电梯应具备节能运行功能。两台及以上电梯集中排列时，应设置群控措施。电梯应具备无外部召唤且轿箱内一段时间无预置指令时，自动转为节能运行模式的功能。

7.4.8 自动扶梯与自动人行道应具有节能拖动及节能装置，并设置感应传感器以控制自动扶梯与自动人行道的启、停，在全线各段均空载时，应能处在暂停或低速运行状态。

7.4.9 建筑物内下列设施应采取节能自动控制措施：

- 1 风机、水泵设备；
- 2 电开水器、电加热供暖、电热风幕等电热设备。

7.4.10 应选用低油耗、效率高、废气排放符合环保要求的柴油发电机组。

7.4.11 为季节性、工艺要求等用电负荷设置的独立变压器，应具有退出运行的措施及相应的管理要求。

7.4.12 公共建筑宜采用建筑智能一体化控制系统，并应预留智慧城市系统的接口。

7.5 电能监测与计量

7.5.1 主要次级用能单位用电量大于等于 10kW 或单台用电设备大于等于 100kW 时，应设置电能计量装置。

7.5.2 公共建筑应按功能区域设置电能监测与计量装置。

7.5.3 公共建筑应按照明插座、空调、电力、特殊用电分项进行电能监测与计量。办公建筑宜将照明和插座分项进行电能监测与计量。

7.5.4 冷热源系统的循环水泵耗电量宜单独计量。

7.5.5 建筑面积不低于 5000m² 的公共建筑应设置建筑能耗监测系统。系统设计应符合现行国家相关标准及吉林省现行标准《公共建筑能耗监测系统技术规程》DB22/T 5081 的相关规定。

8 可再生能源应用

8.1 一般规定

8.1.1 公共建筑的用能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，应用可再生能源。

8.1.2 新建建筑应安装太阳能系统。太阳能建筑一体化应用系统的设计应与建筑设计同步完成。

8.2 太阳能利用

8.2.1 新建建筑安装太阳能系统，应采用下列系统之一或组合：

- 1 太阳能热利用系统；
- 2 太阳能光伏发电系统；
- 3 太阳能光伏光热（PV/T）系统。

8.2.2 在既有建筑上增设或改造太阳能系统，必须经建筑结构安全复核，满足建筑结构的安全性要求。

8.2.3 太阳能系统应做到全年综合利用，根据使用地的气候特征、实际需求和适用条件，为建筑物供电、供生活热水、供暖或（及）供冷。

8.2.4 建筑物上安装太阳能系统不得降低相邻建筑的日照标准。

8.2.5 太阳能系统与构件及其安装安全，应符合下列规定：

- 1 应满足结构、电气及防火安全的要求；
- 2 由太阳能集热器或光伏电池板构成的围护结构构件，应满足相应围护结构构件的安全性及功能性要求；
- 3 安装太阳能系统的建筑，应设置安装和运行维护的安全防护措施，以及防止太阳能集热器或光伏电池板损坏后部件坠落伤人

的安全防护设施。

8.2.6 太阳能热利用系统应对下列参数进行监测和计量：

1 太阳能热利用系统的辅助热源供热量、集热系统进出口水温、集热系统循环水流量、太阳总辐照量；

2 按使用功能分类的下列参数：

1) 太阳能热水系统的供热水温度、供热量；

2) 太阳能供暖空调系统的供热量及供冷量、室外温度、代表性房间室内温度。

8.2.7 太阳能热利用系统应根据不同地区气候条件、使用环境和集热系统类型采取防冻、防结露、防过热、防热水渗漏、防雷、防雹、抗风、抗震和保证电气安全等技术措施。

8.2.8 防止太阳能集热系统过热的安全阀应安装在泄压时排出的高温蒸汽和水不会危及周围人员的的安全的位置上，并应配备相应的设施；其设定的开启压力，应与系统可耐受的最高工作温度对应的饱和蒸汽压力相一致。

8.2.9 太阳能热利用系统中的太阳能集热器设计使用寿命应高于15年。

8.2.10 太阳能热利用系统设计应根据工程所采用的集热器性能参数、气象数据以及设计参数计算太阳能热利用系统的集热效率，且应符合表 8.2.10 的规定。

表8.2.10 太阳能热利用系统的集热效率 η (%)

太阳能热水系统	太阳能供暖系统	太阳能空气调节系统
≥ 42	≥ 35	≥ 30

8.2.11 公共建筑宜采用光热或光伏与建筑一体化应用系统，光热或光伏与建筑一体化系统不应影响建筑外围护结构的建筑功能，并应符合国家现行标准的有关规定。

8.2.12 公共建筑利用太阳能同时供热供电时，宜采用太阳能光伏光热一体化应用系统。

8.2.13 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生物质、地热等其他可再生能源。

8.2.14 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。

8.2.15 当新建建筑设置太阳能光伏发电系统时，屋顶光伏覆盖率不应低于30%。

8.2.16 当新建建筑设置太阳能光伏发电系统时，当屋顶因条件限制无法完成本标准第8.2.15条要求时，宜通过光伏组件效率折算方法在外墙上增设适合墙体安装的太阳能光伏组件。

8.2.17 太阳能光伏发电系统与市政电网接驳的计量装置应独立设置。

8.2.18 当光伏逆变器安装于室外时，其外壳防护等级不应低于IP65，其内部元件器应满足环境温度的要求。

8.2.19 太阳能光伏发电系统应设置监控系统，其监控内容如下：

- 1 系统发电量及组件的电气参数；
- 2 光伏组件背板表面温度；
- 3 室外温度；
- 4 太阳总辐射量；
- 5 系统直流电压、交流电压；
- 6 系统直流电流、交流电流；
- 7 系统过电压保护器的检测。

8.2.20 太阳能光伏发电系统防雷设计应符合国家现行标准《建筑物防雷设计规范》GB 50057、《建筑物电子信息系统防雷技术规范》GB 50343、《建筑电气与智能化通用规范》GB 55024等相关标准的规定。

8.3 地源热泵系统

8.3.1 地源热泵系统方案设计前,应进行工程场地状况调查,并应对浅层或中深层地热能资源进行勘察,确定地源热泵系统实施的可行性与经济性。当浅层地埋管地源热泵系统的应用建筑面积大于或等于 5000m²时,应进行现场岩土热响应试验。

8.3.2 浅层地埋管换热系统设计应进行所负担建筑物全年动态负荷及吸、排热量计算,最小计算周期不应小于 1 年。建筑面积 50000m²以上大规模地埋管地源热泵系统,应进行 10 年以上地源侧热平衡计算。

8.3.3 地源热泵机组的能效不应低于现行国家标准《水(地)源热泵机组能效限定值及能效等级》GB 30721 规定的节能评价价值。

8.3.4 地下水换热系统应根据水文地质勘察资料进行设计。必须采取可靠回灌措施,确保置换冷量或热量后的地下水全部回灌到同一含水层,不得对地下水资源造成浪费及污染。

8.3.5 江河湖水源地源热泵系统应对地表水体资源和水体环境进行评价。

8.3.6 海水源地源热泵系统与海水接触的设备及管道,应具有耐海水腐蚀性,应采取防止海洋生物附着的措施。

8.3.7 冬季有冻结可能的地区,地埋管、闭式地表水和海水换热系统应有防冻措施。

8.3.8 地源热泵系统监测与控制工程应对代表性房间室内温度、系统地源侧与用户侧进出水温度和流量、热泵系统耗电量、地下环境参数进行监测。

8.3.9 地源热泵系统设计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。

8.3.10 水源热泵机组性能应满足地热能交换系统运行参数的要求,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。

8.3.11 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。

8.4 空气源热泵系统

8.4.1 空气源热泵机组的有效制热量，应根据室外温、湿度及结、除霜工况对制热性能进行修正。采用空气源多联式热泵机组时，还需根据室内、外机组之间的连接管长和高差修正。

8.4.2 当室外设计温度低于空气源热泵机组平衡点温度时，应设置辅助热源。

8.4.3 采用空气源热泵机组供热时，冬季设计工况状态下热泵机组制热性能系数（COP）不应小于表 8.4.3 规定的数值。

表 8.4.3 空气源热泵设计工况制热性能系数（COP）

机组类型	严寒地区
冷热风机组	1.8
冷热水机组	2.0

8.4.4 空气源热泵机组在连续制热运行中，融霜所需时间总和不应超过一个连续制热周期的 20%。

8.4.5 空气源热泵系统应采取防冻措施。

8.4.6 空气源热泵室外机组的安装位置，应符合下列规定：

- 1 应确保进风与排风通畅，且避免短路；
- 2 应避免受污浊气流对室外机组的影响；
- 3 噪声和排出热气流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和维修；
- 5 室外机组应有防积雪措施；
- 6 应设置安装、维护及防止坠落伤人的安全防护设施。

附录 A 围护结构热工性能的权衡计算

A.0.1 建筑围护结构热工性能权衡判断计算应采用能按照本标准要求自动生成参照建筑计算模型的专用计算机软件，软件应具有以下功能：

- 1 采用动态负荷计算方法；
- 2 能逐时设置人员数量、照明功率、设备功率、室内温度、供暖和空调系统运行时间；
- 3 能计入建筑围护结构蓄热性能的影响；
- 4 能计算建筑热桥对能耗的影响；
- 5 能计算10个以上建筑分区；
- 6 能直接生成建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告。

A.0.2 建筑围护结构热工性能权衡判断应以参照建筑与设计建筑的供暖和空气调节总耗电量作为判断的依据。参照建筑与设计建筑的供暖耗煤量和耗气量应折算为耗电量。

A.0.3 参照建筑与设计建筑的空气调节和供暖能耗计算应采用相同的计算软件和典型的气象年数据。

A.0.4 计算设计建筑全年累计耗冷量和累计耗热量时，应符合以下要求：

- 1 建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能、建筑构造尺寸、建筑围护结构传热系数、做法、外窗（包括透光幕墙）、窗墙面积比、屋面开窗面积应与建筑设计文件一致；
- 2 建筑空气调节和供暖应按全年运行的两管制风机盘管系统设置。建筑功能区除设计文件明确为非空调区外，均应按照设置供暖和空气调节计算；
- 3 建筑的空气调节和供暖系统运行时间、室内温度、照明功率密度值及开关时间、房间人均占有的使用面积及在室率、人员新风量及新风机组运行时间表、电气设备功率密度及使用率应按表A.0.4-1~表A.0.4-10设置。

表A.0.4-1 空气调节和供暖系统的日运行时间表

类别	系统工作时间	
办公建筑	工作日	7: 00~18: 00
	节假日	--
旅馆建筑	全年	1: 00~24: 00
商场建筑	全年	8: 00~21: 00
医疗建筑-门诊楼	全年	8: 00~21: 00
医疗建筑-住院部	全年	1: 00~24: 00
学校建筑-教学楼	工作日	7: 00~18: 00
	节假日	--

注：1 公共建筑在非工作时间过终端使用的时间内，应采取措施保证室内温度应不低于5℃；

2 为保证建筑围护结构的热工性能权衡判断计算的基础数据一致，规定权衡判断计算节假日的设置应按照2013年国家法定节假日进行设置；学校的暑假假期为7月15日~8月25日，寒假假期为1月15日~3月1日。

表A.0.4-2 空调区室内温度(℃)

			时间											
建筑类别			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、 教学楼	工作日	空调	--	--	--	--	--	--	28	26	26	26	26	26
		供暖	5	5	5	5	5	12	18	20	20	20	20	20
	节假日	空调	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
		供暖	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
宾馆建筑、 住院部	全年	空调	26	26	26	26	26	26	28	26	26	26	26	26
		供暖	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
商场建筑、 门诊楼	全年	空调	--	--	--	--	--	--	--	28	26	26	26	26
		供暖	5	5	5	5	5	5	12	16	18	18	18	18

续表 A.0.4-2

			时间											
建筑类别			13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、 教学楼	工作日	空调	26	26	26	26	26	26	—	—	—	—	—	—
		供暖	20	20	20	20	20	20	18	12	5	5	5	5
	节假日	空调	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		供暖	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
宾馆建筑、 住院部	全年	空调	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26
		供暖	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
商场建筑、 门诊楼	全年	空调	26	26	26	26	26	26	26	26	—	—	—	—
		供暖	18	18	18	18	18	18	18	18	12	5	5	5

注：建筑围护结构热工性能权衡判断计算时应考虑室内温度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的正常波动。

表A.0.4-3 照明功率密度值(W/m^2)

建筑类别	照明功率密度
办公建筑	8.0
旅馆建筑	6.0
商业建筑	9.0
医院建筑--门诊楼	8.0
医院建筑--住院部	6.0
学校建筑--教学楼	8.0

表A.0.4-4 照明开关时间(%)

		时间											
建筑类别		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、 教学楼	工作日	0	0	0	0	0	0	10	50	95	95	95	80
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、 住院部	全年	10	10	10	10	10	10	30	30	30	30	30	30
商场建筑、 门诊楼	全年	10	10	10	10	10	10	10	50	60	60	60	60

续表 A.0.4-4

		时间											
建筑类别		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、 教学楼	工作日	80	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、 住院部	全年	30	30	50	50	60	90	90	90	90	80	10	10
商场建筑、 门诊楼	全年	60	60	60	60	80	90	100	100	100	10	10	10

表 A.0.4-5 不同类型房间人均占有的使用面积(m²/人)

建筑类别	人均占有的使用面积
办公建筑	10
旅馆建筑	25
商业建筑	8
医院建筑--门诊楼	8
医院建筑--住院部	25
学校建筑--教学楼	6

表A.0.4-6 房间人员逐时在室率(%)

		时间											
建筑类别		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、 教学楼	工作日	0	0	0	0	0	0	10	50	95	95	95	80
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、 住院部	全年	70	70	70	70	70	70	70	70	50	50	50	50
商业建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	80	80	80
门诊楼	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	95	80	40

表A.0.4-6 房间人员逐时在室率(%)

		时间												
建筑类别		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
办公建筑、 教学楼	工作日	80	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0	
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
宾馆建筑、	全年	50	50	50	50	50	50	70	70	70	70	70	70	
住院部	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	
商业建筑、	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0	
门诊楼	全年	20	50	60	60	20	20	0	0	0	0	0	0	

表A.0.4-7 不同类型房间的人均新风量 ($\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$)

建筑类别	新风量
办公建筑	30
旅馆建筑	30
商业建筑	30
医院建筑--门诊楼	30
医院建筑—住院部	30
学校建筑--教学楼	30

表A.0.4-8 新风运行情况 (开/关)

		时间											
建筑类别		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、 教学楼	工作日	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、 住院部	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
商业建筑	全年	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
门诊楼	全年	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1

续表 A.0.4-8

		时间											
建筑类别		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、 教学楼	工作日	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、 住院部	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
商业建筑	全年	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
门诊楼	全年	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0

注：1表示新风开启，0表示新风关闭。

表A.0.4-9 不同类型房间电器设备功率密度(W / m²)

建筑类别	电器设备功率
办公建筑	15
宾馆建筑	15
商业建筑	13
医院建筑--门诊楼	20
医院建筑—住院部	15
学校建筑--教学楼	5

表A.0.4-10 电器设备逐时使用率(%)

		时间											
建筑类别		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
办公建筑、 教学楼	工作日	0	0	0	0	0	0	10	50	95	95	95	50
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、 住院部	全年	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
商业建筑	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
门诊楼	全年	0	0	0	0	0	0	0	30	50	80	80	80
	全年	0	0	0	0	0	0	0	20	50	95	80	40

续表 A.0.4-10

		时间											
建筑类别		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
办公建筑、 教学楼	工作日	50	95	95	95	95	30	30	0	0	0	0	0
	节假日	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
宾馆建筑、	全年	0	0	0	0	0	80	80	80	80	80	0	0
住院部	全年	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
商业建筑	全年	80	80	80	80	80	80	80	70	50	0	0	0
门诊楼	全年	20	50	60	60	20	20	0	0	0	0	0	0

A.0.5 计算参照建筑全年累计耗冷量和累计耗热量时，应符合以下要求：

1 建筑的形状、大小、朝向、内部的空间划分和使用功能、建筑构造尺寸应与设计建筑一致；

2 建筑围护结构做法应与建筑设计文件一致，围护结构热工性能参数取值应符合本标准3.3节的要求；

3 建筑空气调节和供暖系统的运行时间、室内温度、照明功率密度及开关时间、房间人均占有的使用面积及在室率、人员新风量及新风机组运行时间表、及电气设备功率密度及使用率应与设计建筑一致；

4 建筑空气调节和供暖应采用全年运行的两管制风机盘管系统。供暖和空气调节区的设置应与设计建筑一致。

A.0.6 计算设计建筑和参照建筑全年供暖和空调总耗电量时，空气调节系统冷源应采用电驱动冷水机组；供暖系统热源应采用燃煤锅炉，并按下式计算：

$$E = E_H + E_C \quad (\text{A.0.6-1})$$

$$E_C = \frac{QC}{A \times COP_C} \quad (\text{A.0.6-2})$$

$$E_H = \frac{Q_H}{A\eta_1 q_1 q_2} \quad (\text{A.0.6-3})$$

式中:

E ——建筑物供暖和供冷总耗电量, (kWh/m²);

E_C ——建筑物供冷耗电量, (kWh/m²);

E_H ——建筑物供热耗电量, (kWh/m²);

Q_H ——全年累计耗热量(通过动态模拟软件计算得到), (kWh);

η_1 ——热源为燃煤锅炉的供暖系统综合效率, 取0.81;

q_1 ——标准煤热值, 取8.14 kWh/ kgce;

q_2 ——上年度国家统计局发布的发电煤耗, (kgce /kWh) ,
取0.330kgce/kWh;

Q_C ——全年累计耗冷量(通过动态模拟软件计算得到), (kWh);

A ——总建筑面积, (m²);

COP_C ——供冷系统综合性能系数; 取3.50;

附录 B 围护结构热工性能审核表

B.0.1 甲类建筑的节能设计，当其围护结构的热工性能符合本标准规定性指标时，应填写《甲类建筑围护结构热工性能审核表》，见表 B.0.1。

表 B.0.1 甲类公共建筑节能设计规定性指标审核表

建设单位名称	(章)		设计单位名称	(章)		
联系人			联系电话			
建设项目名称			结构类型			
建设项目地址			建筑面积 (m ²)			
高度(m)			建筑气候区划			
采用的可再生能源技术	太阳能光伏系统□ 太阳能热水系统□ 太阳能供暖系统□ 太阳能空调系统□ 地源热泵系统□ 空气源热泵系统□ 余热回收系统□ 其他_____			应用面积 (m ²)		
				装机容量(MW)		
				年发电总量 (kW·h)		
项目	独栋建筑面积 A (m ²)	标准限值			设计值	
体形系数	300<A≤800	≤0.50				
	A>800	≤0.40				
围护结构部位		传热系数 K 标准限值[W/(m ² ·K)]				K 设计值 [W/(m ² ·K)]
		严寒 B 区		严寒 C 区		
		S≤0.30	0.30<S≤0.50	S≤0.30	0.30<S≤0.50	
屋面		≤0.25	≤0.20	≤0.30	≤0.25	

续表 B.0.1

外墙（包括非透光幕墙）		≤ 0.35	≤ 0.30	≤ 0.38	≤ 0.35	
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		≤ 0.35	≤ 0.30	≤ 0.38	≤ 0.35	
地下车库与供暖房间之间的楼板		≤ 0.50	≤ 0.50	≤ 0.70	≤ 0.70	
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		≤ 0.80	≤ 0.80	≤ 1.00	≤ 1.00	
单一立面 外窗（包 括透光幕 墙）	窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 2.50	≤ 2.20	≤ 2.70	≤ 2.50	
	$0.20 < \text{窗墙面积比} \leq 0.30$	≤ 2.30	≤ 2.00	≤ 2.40	≤ 2.00	
	$0.30 < \text{窗墙面积比} \leq 0.40$	≤ 2.00	≤ 1.60	≤ 2.10	≤ 1.90	
	$0.40 < \text{窗墙面积比} \leq 0.50$	≤ 1.70	≤ 1.50	≤ 1.70	≤ 1.60	
	$0.50 < \text{窗墙面积比} \leq 0.60$	≤ 1.40	≤ 1.30	≤ 1.50	≤ 1.50	
	$0.60 < \text{窗墙面积比} \leq 0.70$	≤ 1.40	≤ 1.30	≤ 1.50	≤ 1.50	
	$0.70 < \text{窗墙面积比} \leq 0.80$	≤ 1.30	≤ 1.20	≤ 1.40	≤ 1.40	
	窗墙面积比 > 0.80	≤ 1.20	≤ 1.10	≤ 1.30	≤ 1.20	
屋顶透光部分（屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$ ）		≤ 1.80		≤ 2.30		
围护结构部位		保温材料层热阻 $R [(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}]$				R 设计值 $[(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}]$
周边地面		≥ 1.10				

续表 B.0.1

供暖地下室与土壤接触的外墙	≥1.50	供暖地下室与土壤接触的外墙
变形缝 (两侧墙内保温时)	≥1.20	
★图审意见:		
图审机构 (盖章)		

B.0.2 甲类建筑的节能设计，当需要对围护结构热工性能进行权衡判断时，应填写《甲类建筑围护结构热工性能权衡判断审核表》，见表 B.0.2。

表B.0.2 甲类建筑围护结构热工性能权衡判断审核表

建设单位名称	(章)		设计单位名称	(章)	
联系人			联系电话		
建设项目名称			结构类型		
建设项目地址			建筑面积 (m²)		
高度(m)			建筑气候区划		
采用的可再生能源技术	太阳能光伏系统☐ 太阳能热水系统☐ 太阳能供暖系统☐ 太阳能空调系统☐ 地源热泵系统☐ 空气源热泵系统☐ 余热回收系统☐ 其他_____			应用面积 (m²)	
				装机容量(MW)	
				年发电总量 (kW·h)	
项目	独栋建筑面积 A (m²)	标准限值		设计值	
体形系数	300<A≤800	≤0.50			
	A>800	≤0.40			

续表 B.0.2

围护结构部位		传热系数 K 标准限值 $[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$				K 设计值 $[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$
		严寒 B 区		严寒 C 区		
		$S\leq 0.30$	$0.30< S\leq 0.50$	$S\leq 0.30$	$0.30< S\leq 0.50$	
屋面		≤ 0.25	≤ 0.20	≤ 0.30	≤ 0.25	
外墙(包括非透光幕墙)		≤ 0.40		≤ 0.45		
底面接触室外空气的架空或外挑楼板		——		——		
地下车库与供暖房间之间的楼板		——		——		
非供暖楼梯间与供暖房间之间的隔墙		——		——		
单一立面外窗(包括透光幕墙)	窗墙面积比 ≤ 0.40	≤ 2.50		≤ 2.50		
	$0.40<$ 窗墙面积比 ≤ 0.60	≤ 2.00		≤ 2.10		
	窗墙面积比 > 0.60	≤ 1.50		≤ 1.70		
屋顶透光部分(屋顶透光部分面积 $\leq 20\%$)		≤ 1.80		≤ 2.30		
围护结构部位		保温材料层热阻 R $[(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}]$				R 设计值 $[(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}]$
周边地面		≥ 1.10				
供暖地下室与土壤接触的外墙		≥ 1.50				
变形缝(两侧墙内保温时)		——				
建筑能耗值		参照建筑物能耗值 $(\text{kWh}/\text{m}^2\cdot\text{a})$				
		设计建筑物的能耗值 $(\text{kWh}/\text{m}^2\cdot\text{a})$				
★图审意见:						
图审机构(盖章)						

附录 C 外墙平均传热系数的计算

C.0.1 外墙平均传热系数应按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176及《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015的有关规定进行计算。

C.0.2 对于一般公共建筑，外墙平均传热系数可按下式计算：

$$K_m = \phi K_p \quad (\text{C.0.2})$$

式中：

K_m ——外墙平均传热系数， $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；

K_p ——外墙主体部位传热系数， $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；

ϕ ——外墙主体部位传热系数的修正系数。

C.0.3 外墙主体部位传热系数的修正系数 ϕ ，当采用外保温系统和夹芯保温系统时可按1.3取值。

附录 D 管道与设备保温及保冷绝热层厚度

D.0.1 热管道经济绝热层厚度可按表D.0.1-1～表D.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D.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D.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	≥DN1000

续表 D.0.1-2

最高介质温度 (℃)		绝热层厚度 (mm)								
		25	30	35	40	50	60	70	80	90
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D.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
	60	≤ DN50	DN70 ~ DN300	≥ DN350	—	—	—	—	—	—
	80	≤ DN20	DN25 ~ DN70	DN80 ~ DN200	≥ DN250	—	—	—	—	—
	95	—	≤ DN40	DN50 ~ DN100	DN125 ~ DN300	DN350 ~ DN2500	≥ DN3000	—	—	—

续表 D.0.1-3

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

D.0.2 室内空调冷水管道的最小绝热层厚度可按表D.0.2-1、表D.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D.0.2-1 室内空调冷水管最小绝热层厚度（介质温度 $\geq 5^{\circ}\text{C}$ ）(mm)

地 区	柔性泡沫橡塑		玻璃棉管壳	
	管径	厚度	管径	厚度
较干燥地区	$\leq DN40$	19	$\leq DN32$	25
	$DN50 \sim DN150$	22	$DN40 \sim DN100$	30
	$\geq DN200$	25	$DN125 \sim DN900$	35
较潮湿地区	$\leq DN25$	25	$\leq DN25$	25
	$DN32 \sim DN50$	28	$DN32 \sim DN80$	30
	$DN70 \sim DN150$	32	$DN100 \sim DN400$	35
	$\geq DN200$	36	$\geq DN450$	40

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

地区	柔性泡沫橡塑		聚氨酯发泡	
	管径	厚度	管径	厚度
较干燥地区	$\leq DN32$	28	$\leq DN32$	25
	$DN 40 \sim DN80$	32	$DN40 \sim DN150$	30
	$DN100 \sim DN200$	36	$\geq DN200$	35
	$\geq DN 250$	40	—	—
较潮湿地区	$\leq DN50$	40	$\leq DN50$	35
	$DN70 \sim DN100$	45	$DN70 \sim DN125$	40
	$DN125 \sim DN250$	50	$DN150 \sim DN500$	45
	$DN300 \sim DN2000$	55	$\geq DN600$	50
	$\geq DN 2100$	60	—	—

D.0.3 室内生活热水管经济绝热厚度可按表D.0.3-1、表D.0.3-2选用。

表D.0.3-1 室内生活热水管道经济绝热厚度（室内5℃全年≤DN105天）

绝热材料 介质温度	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)
≤70℃	≤DN25	40	≤DN40	32
	DN32~DN80	50	DN50~DN80	36
	DN100~DN350	60	DN100~DN150	40
	≥DN400	70	≥DN200	45

表D.0.3-2 室内生活热水管道绝热厚度（室内5℃全年≤DN150天）

绝热材料 介质温度	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)
≤70℃	≤DN40	50	≤DN50	40
	DN50~DN100	60	DN70~DN125	45
	DN125~DN300	70	DN150~DN300	50
	≥DN350	80	≥DN350	55

D.0.4 室内空调风管绝热层的最小热阻可按表D.0.4选用。

表D.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 $R [(\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{W}]$
	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 E 吉林省主要城市与太阳能利用相关的气象参数

表E 吉林省主要城市与太阳能利用相关的气象参数

城市	北 纬	东 经	年平均室 外气温 (℃)	水平面年太 阳总辐照量 (MJ/m ² ·年)	倾斜表面年太 阳总辐照量 (MJ/m ² ·年)	年日照小 时数 (小时)
长春	43°54′	125°13′	4.9	5000	6904	2600
吉林	43°57′	126°58′	4.4	4700	6488	2300
四平	43°11′	124°20′	5.9	5200	7128	2600
松原	45°11′	124°50′	4.3	5200	7375	2850
延吉	42°53′	129°28′	5.0	4700	6385	2300
通化	41°41′	125°54′	4.9	4800	6408	2350
白城	45°38′	122°50′	5.1	5400	7695	2900
白山	41°56′	126°55′	4.6	4900	6554	2300

注：此表数据根据中国地图出版社出版《吉林省地图集》数据整理。

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，非这样做不可的用词：
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用词：
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用词：
正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”；
- 4) 表示允许有选择，在一定条件下可以这样做的用词，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 《建筑给水排水设计标准》GB 50015
- 2 《建筑照明设计标准》GB 50034
- 3 《建筑物防雷设计规范》GB 50057
- 4 《民用建筑设计热工规范》GB 50176
- 5 《并联电容器装置设计规范》GB 50227
- 6 《智能建筑设计规范》GB 50314
- 7 《建筑物电子信息系统防雷技术规范》GB 50343
- 8 《民用建筑节能设计标准》GB 50555
- 9 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736
- 10 《民用建筑电气设计标准》GB 51348
- 11 《建筑节能与可再生能源通用规范》GB 55015
- 12 《建筑给水排水与节水通用规范》GB 55020
- 13 《建筑电气与智能化通用规范》GB 55024
- 14 《电动机能效限定值及能效等级》GB 18613
- 15 《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761
- 16 《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762
- 17 《电力变压器能效限定值及能效等级》GB 20052
- 18 《交流接触器能效限定值及能效等级》GB 21518
- 19 《水（地）源热泵机组能效限定值及能效等级》GB 30721
- 20 《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175
- 21 《空气过滤器》GB/T 14295
- 22 《电能质量公用电网谐波》GB/T 14549
- 23 《建筑幕墙》GB/T 21086
- 24 《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433
- 25 《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 163
- 26 《节水型生活用水器具》CJ/T 164
- 27 《公共建筑能耗监测系统技术规程》DB22/T 5081

吉林省工程建设地方标准

公共建筑节能设计标准
(节能 72%)

DB22/T 5160-2024

条文说明

制订说明

《公共建筑节能设计标准（节能 72%）》DB22/T 5160-2024，经吉林省住房和城乡建设厅、吉林省市场监督管理局于 2024 年 6 月 12 日以第 651 号通告批准、发布。

公共建筑用能数量巨大，浪费严重。制定并实施公共建筑节能设计节能 72%的标准，是为了执行国家有关节约能源、保护生态环境、应对气候变化的法律、法规，落实碳达峰、碳中和决策部署，提高能源资源利用效率，推动可再生能源利用，降低建筑碳排放，营造良好的公共建筑室内环境，满足经济社会高质量发展的需要。本标准是在我省公共建筑节能 65%的基础上，进一步提高节能标准，以实现公共建筑节能 72%的发展目标。

本标准采取定量与定性相结合的方式，对公共建筑的节能设计提出相应要求。有关建筑围护结构热工性能等提出量化的指标要求，而对可再生能源利用等节能设计，仅提出一般性要求。具体工程应根据实际情况，因地制宜地采用节能技术。

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规程时能正确理解和执行条文规定，本规程编制组按章、节、条顺序编制了本规程的条文说明，对条文规定的目的、依据以及执行中需注意的有关事项进行了说明。但是，本条文说明不具备与标准正文同等法律效力，仅供使用者作为理解和把握本规程规定的参考。

目 次

1	总则	77
2	术语和符号	81
2.1	术语	81
3	基本规定	83
4	建筑与建筑热工	87
4.1	一般规定	87
4.2	建筑设计	89
4.3	围护结构热工设计	96
4.4	围护结构的细部设计	100
4.5	围护结构热工性能的权衡判断	102
5	供暖通风与空气调节	105
5.1	一般规定	105
5.2	冷源与热源	109
5.3	输配系统	132
5.4	末端系统	147
5.5	监测、控制与计量	148
6	给水排水	156
6.1	一般规定	156
6.2	给水与排水系统设计	160
6.3	生活热水	160
7	电气	165
7.1	一般规定	165
7.2	供配电系统	165
7.3	照明	167
7.4	电气设备节能与控制	169

7.5	电能监测与计量	170
8	可再生能源应用	172
8.2	太阳能利用	172
8.3	地源热泵系统	179
8.4	空气源热泵系统	182
附录 A	围护结构热工性能的权衡计算	186
附录 C	外墙平均传热系数的计算	189
附录 D	管道与设备保温及保冷绝热厚度	191

1 总则

1.0.1 本条为本标准的目的和宗旨。

我国建筑用能约占全国能源消费总量的 27.5%，并将随着人民生活水平的提高逐步增加到 30% 以上。节约能源、保护生态环境、应对气候变化是我国重要的国策，是在建筑能源需求不断增长的过程中对能源利用效率、碳排放提出的要求。公共建筑用能数量巨大，浪费严重。制定并实施公共建筑节能设计标准，有利于改善公共建筑的室内环境，提高建筑用能系统的能源利用效率，合理利用可再生能源，降低公共建筑的能耗水平，为实现国家节约能源和保护环境的战略，贯彻有关政策和法规做出贡献。本标准是在《公共建筑节能设计标准（节能 65%）》DB22/JT 149—2016 的基础上，进一步提高节能标准，为达到节能 72% 的目标，并针对吉林省地区的气候特点和工程建设的具体情况制定的。

1.0.2 本条为本标准的适用范围。

公共建筑包括办公建筑（如写字楼、政府部门办公楼、企事业单位办公楼等），商业建筑（如商场、购物中心、超市、卖场、专卖店等），金融建筑（如银行、证券等），酒店建筑（如宾馆、饭店、娱乐场所等），观演建筑（如剧场、电影院、音乐厅、礼堂等），会展博览建筑（如会展中心、博物馆、展览馆、美术馆、科技馆等），科教文卫建筑（包括文化、教育、科研、医疗、卫生、体育建筑等），通信建筑（如邮电、通讯、广播电视用房），以及交通运输建筑（如机场、车站、港口等），旅游建筑等。在公共建筑中，尤其以办公建筑、商业建筑、酒店建筑、医疗卫生建筑、教育建筑等几类建筑，有许多共性，而且能耗特别高，节能潜力也大。

在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%，其它用能设备约占 10%～20%。而在供暖空调能耗中，外围护结构传热所导致的能耗约占 50%。从

目前情况分析，这些建筑在围护结构、供暖空调系统、照明、给水排水以及电气等方面，有较大的节能潜力。

对全省新建、改建和扩建的公共建筑，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，扩建是对原有建筑的功能、形式、规模保留的基础上增加另外的功能，形式，规模，使得增加建筑与原有建筑有相关性的新建建筑，但不包括原有建筑接层，接层的建筑可按照既有建筑节能改造的要求进行节能设计；改建为对原有建筑的功能或者形式做了改变，而建筑的规模和建筑的占地面积均不改变的新建建筑。新建、改建和扩建的公共建筑的装修工程设计也应执行本标准。

关于某些特殊的公共建筑可不执行本标准，其节能要求可参考表 1。

表1 关于特殊公共建筑的节能要求

建筑类型	要 求	备注
临时性建筑	不执行本标准	建筑使用年限不超过 2 年
既有建筑节能改造 (包括既有建筑接层)	不执行本标准	应按既有建筑节能改造相关要求 要求进行节能设计
宗教建筑	不执行本标准及 其他节能标准	
与厂房贴建的生活间	不执行本标准	其围护结构的传热系数及窗 墙面积比等指标可执行居住 建筑节能设计标准。
住宅下的商业网点、单库 眼的汽车库及与住宅贴临 的小商铺	执行本标准	
垃圾站、单独建造的锅炉 房、变配电间、水泵房等 设备用房	执行本标准	按乙类公共建筑要求执行
单独建造的采暖汽车库、 自行车库、独立公厕	执行本标准	对室内控温要求不高的建筑 按乙类公共建筑要求执行
不设置供暖供冷设施的建 筑：如不设置供暖空调设 施的城镇农贸市场、材料 市场等，以及其他没有供 暖、空调设施的公共建筑。	不执行本标准及 其他节能标准	

由于《居住建筑节能设计标准》DB22/T 5034 中的开间窗墙比要求,不适合住宅下商业网点或其他类型小商铺对外墙开窗的方案性需求。故由原条目中执行居住建筑节能设计标准改为执行本标准。

1.0.3 本标准对公共建筑的建筑、热工以及暖通空调、给排水、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，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术语和符号

2.1 术语

2.1.3 单一立面指一道水平凹凸深度不大于2.0m、竖向凹凸深度不大于2.0m的外墙的外立面。本标准中窗墙面积比均是以单一立面为对象，同一朝向不同立面不能合并计算窗墙面积比。**2.1.5** 围护结构热工性能权衡判断是一种性能化的设计方法。为了降低空气调节和供暖能耗，本标准对围护结构的热工性能规定了许多规定性指标。当设计建筑无法满足规定性指标时，可以通过调整设计参数并计算能耗，最终达到设计建筑全年的空气调节和供暖能耗之和不大于参照建筑的能耗的目的。这种方法在本标准中称之为权衡判断。

2.1.6 参照建筑是一个达到本标准要求的节能建筑，进行围护结构热工性能权衡判断时，用其全年供暖和空调能耗作为标准来判断设计建筑的能耗是否满足本标准的要求。

参照建筑的形状、大小、朝向以及内部的空间划分和使用功能与设计建筑完全一致，但围护结构热工参数和体形系数、窗墙比、屋顶透光面积等参数应符合本标准的规定性指标。

2.1.16 冷源综合制冷性能系数。

综合制冷性能系数（SCOP）是终端能源消耗为电的冷源系统单位耗电量所能产出的冷量，反映了冷源系统效率的高低。

终端能源消耗为电的离心式、螺杆式、涡旋/活塞式水冷式机组的综合制冷性能系数SCOP可按下列方法计算：

$$SCOP = \frac{Q_e}{E_e} \quad (1)$$

式中：

Q_e ——冷源设计供冷量（kW）；

E_e ——冷源设计耗电功率 (kW) ;

对于离心式、螺杆式、涡旋/活塞式水冷式机组, E_e 包括冷水机组、冷却水泵及冷却塔的耗电功率。

3 基本规定

3.0.1 本条明确了公共建筑节能目标及实施途径。

建筑节能工作的目标是降低化石能源消耗量,这决定了建筑节能工作的两大技术途径:一是通过节能设计降低建筑自身用能需求、提高用能系统能效及合理使用余热废热,另一方面需要利用可再生能源替代化石能源。

公共建筑的节能设计,必须结合当地的气候条件,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。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,优先考虑优化围护结构保温隔热能力,减少通过围护结构形成的建筑冷热负荷,降低建筑用能需求,继而考虑提高供暖、通风、空调和照明、电气、给水排水等系统的能源利用效率,进一步降低能耗;在此基础上,通过合理利用可再生能源,实现降低化石能源消耗量的目标。

本标准根据我省实际情况,通过经济、技术综合分析,确定我省不同类型公共建筑的最优建筑节能设计方案,进而确定在我省现有条件下公共建筑经济、技术合理的节能目标。并将节能目标逐项分解到建筑围护结构、供暖空调系统、照明系统等,确定本标准的相关指标要求。

基于典型公共建筑模型数据库进行计算和分析,本标准与《公共建筑节能设计标准》DB22/JT 149—2016 相比,由于围护结构热工性能的改善,供暖空调设备和照明设备能效的提高,全年供暖、通风、空气调节和照明的总能耗减少约 20%。该节能率仅体现了围护结构热工性能、供暖空调设备及照明设备能效的提升,不包含热回收、全新风供冷、冷却塔供冷、可再生能源等节能措施所产生的节能效果;由于给水排水、电气和可再生能源应用的相关内容为新增内容,没有比较基准,无法计算此部分所产生的节能率,所以也

未包括在内。

基于对过去 30 年建筑节能工作经验的梳理总结，将逐渐淡化以我国 20 世纪 80 年代建筑能耗水平为基准的静态节能率方式，转化为以标准实施的年代版本为基础的统称，具体量化提高的程度，用相对于上一版本的相对节能率描述。但是，考虑到使用者已习惯采用原有建筑节能率的表述方法，本标准根据公共建筑能耗相对提升比例，分别给出了相对 80 年代基准，不同气候区、不同建筑类型的平均建筑节能率。

3.0.2 本条规定了超高超大建筑的节能设计论证程序。

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省日益增多。这类建筑通常是耗能大户，合理的设计方案对于建筑节能工作尤为重要。因而要求除满足本标准的要求外，应将节能设计方案包括模拟分析计算书等材料提交建设行政主管部门组织相关专家论证，复核其建筑节能设计特别是用能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，除满足本标准要求外，还需对以下内容进行论证，并提交分析计算等支撑材料：

- 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。

3.0.3 本条是根据《建筑节能及可再生能源通用规范》GB 55015-2021 第2.0.5条的要求提出。因为通用规范中并未强制要求施工图阶段进

行碳排放计算及能耗分析,由于设计达到节能要求并不能保证建筑做到真正的节能,实际的节能效益,更是要依靠合理运行才能实现。所以设计文件应为工程运行管理方提供一个合理的、符合设计思想的节能措施使用要求,这既是各专业的设计师在建筑节能方面应尽的义务,也是保证工程按照设计思想来取得最优节能效果的必要措施之一。

节能措施及其使用要求包括以下内容:

1 建筑专业:被动节能措施(如遮阳、自然通风等)的使用方法,建筑围护结构采取的节能措施及做法;

2 机电专业:建筑设备及机电系统(暖通空调、给水排水、电气系统等)的使用方法和采取的节能措施及其运行管理方式,如:

1) 暖通空调系统冷源配置及其运行策略;

2) 季节性(包括气候季节以及商业方面的“旺季”与“淡季”)使用要求与管理措施;

3) 新(回)风风量调节方法,热回收装置在不同季节使用方法,旁通阀使用方法,水量调节方法,过滤器的使用方法等;

4) 设定参数(如:空调系统的最大及最小新(回)风风量表);

5) 对能源的计量监测及系统日常维护管理的要求等。

需要特别说明的是:尽管许多大型公建的机电系统设置了比较完善的楼宇自动控制系统,在一定程度上为合理使用提供了相应的支持。但从目前实际使用情况来看,自动控制系统尚不能完全替代人工管理。因此,充分发挥管理人员的主动性依然是非常重要的节能措施。

太阳能等可再生能源的不稳定性特点对系统建成后的运行管理提出了更高要求,需要在施工图设计阶段就给出相关的运营技术措施,以保障系统能够正常运行,获得预期的节能效益。因此要求在施工图设计文件中给出完整的节能措施及可再生能源系统的设计内容并注明对项目施工与运营管理的要求和注意事项,例如系统

的运行控制措施和监测参数等。

3.0.4 本条是根据《建筑节能及可再生能源通用规范》GB 55015-2021第2.0.7条的要求提出。

由于材料供应、工艺改变等原因，建筑工程施工中可能需要改变节能设计，为了避免这些改变影响节能效果，本条对涉及节能的设计变更严格加以限制。此条保证了节能效果不在后期被降低。

3.0.6 本条为建筑分类。

本条中所指单栋建筑面积，包括半地下建筑面积，但不包括地下建筑面积。对于单栋建筑面积小于等于 300 m²的单栋公共建筑如小商店、小饭馆、企业的大门传达室、值班室、小型汽车站、地铁入口门廊、小侯船室等，与甲类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，同时出于减少建筑节能设计工作量的考虑，故将这类建筑单归为乙类，对这类建筑只给出规定性节能指标，不再要求做围护结构权衡判断。对于本标准中没有注明建筑分类的条文，甲类和乙类建筑应统一执行。

4 建筑与建筑热工

4.1 一般规定

4.1.1 吉林省各地区根据采暖度日数(*HDD18*)划分,大部分地区为严寒 C 区,少部分地区为严寒 B 区,为方便建筑节能设计与管理,本标准仍按吉林省 10 个行政区划分气候区属。敦化虽然隶属延吉地区,但依据现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176-2016 表 A.0.1,敦化的采暖度日数(*HDD18*)已达到 5221,为吉林省之最,为与现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的气候分区一致,故将敦化列入表 4.1.1 中。

4.1.2 本条为建筑规划和朝向要求。

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和场地外表面热损失;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、夏季和过渡季的自然通风、朝向等因素。

建筑总平面布置和设计时,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它孔洞,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。尤其我省地处严寒地区,建筑的规划设计更应有利于利用日照并避开冬季主导风向。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，提高热舒适标准，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和通风的构造措施等，注重穿堂风的形成。

建筑的主朝向宜选择本地区最佳朝向或适宜朝向，我省各地区的最佳朝向为南偏东 15° ~南偏西 10° 适宜朝向为南偏东 45° ~南偏西 30° ，应尽量避免东西向日晒。朝向选择的原则是冬季能获得足够的日照并避开主导风向，夏季和过渡季能利用自然通风并减少太阳辐射。建筑的朝向、方位以及建筑总平面设计还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。

4.1.3 本条为建筑体形的设计原则。

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，在我省各地区应尽可能地减少房间的外围护结构面积，使体形不要太复杂，凹凸面不要过多，避免因体形复杂和凸凹太多形成外墙面积大而提高体形系数。但建筑物过多的凹凸变化会导致室内空间利用效率下降，造成材料和土地的浪费，所以应综合考虑。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 合理控制建筑体型及立面变化。

4.1.4 本条为建筑的总平面与平面布置要求。

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（EC(H)R-a）、集中供暖系统耗电输热比（EHR-h）和风道系统单位风量耗功率（Ws）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和土建投资的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，能效越高。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。因此具有整个建筑物的装机容量较低、综合能效较好的特点。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，因此应尽量减少高低压配电室与用电负荷中心的距离。

4.2 建筑设计

4.2.1 本条为对建筑体形系数的要求。

吉林省地处严寒地区,建筑体形的变化直接影响建筑供暖能耗的大小。建筑体形系数越大,单位建筑面积对应的外表面面积越大,传热损失就越大。但是,体形系数的确定还与建筑造型、平面布局、采光通风等条件相关。随着公共建筑的建设规模不断增大,采用合理的建筑设计方案的单栋建筑面积大于 800m^2 其体形系数一般都不会超过0.50。研究表明,2-4层的低层建筑的体形系数基本在0.40左右,5-8层的多层建筑体形系数在0.30左右,高层和超高层建筑的体形系数一般小于0.25,实际工程中,单栋面积 300m^2 以下的小规模建筑,或者形状奇特的极少数建筑有可能体形系数超过0.50。因此根据建筑体形系数的实际分布情况,从降低建筑能耗的角度出发,本条对建筑的体形系数进行控制。

因此建筑师在确定合理的建筑形状时,必须考虑本地区的气候条件,冬、夏季太阳辐射强度、风环境、围护结构构造等多方面因素,综合考虑,兼顾不同类型的建筑造型,尽可能地减少房间的外围护结构,使体形不要太复杂,凹凸面不要过多,以达到节能的目的。在本条中,建筑面积应按各层外墙外包线围成的平面面积的总和计算,包括半地下室的面积,但不包括地下室的面积。建筑体积应按与计算建筑面积所对应的建筑物外表面和底层地面所围成的体积计算。

4.2.2 本条为建筑窗墙面积比的规定。

窗墙面积比是指每个外墙立面上的窗、阳台门及幕墙的透明部分的总面积与所在建筑立面的外墙面的总面积(包括该朝向上的窗、阳台门及幕墙的透明部分的总面积)之比。

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(包括阳台门的透明部分)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；另外就是窗和幕墙的透明材料(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，通过窗口透光幕墙进入室内的太阳辐射成为空调降温的负荷，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比过大，本条要求窗墙比不宜超过0.60。

与非透明的外墙相比，在可接受的造价范围内，透光幕墙的热工性能相差得较多。因此，不宜提倡在建筑立面上大面积应用玻璃(或其它透光材料)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。

4.2.4 本条为可见光透射比的规定。

玻璃或其它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，从节约能源的角度上讲，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它透光材料。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，本标准确定公共建筑为节约能源，在白天更多的采用自然光，透光围护结构的可见光透射比不得小于0.4，

当窗墙面积比较小时，应不小于0.6。

4.2.6 本条为屋顶透光部分的规定。

夏季屋顶水平面太阳辐射强度最大，屋顶的透明面积越大，相应建筑的能耗也越大，因此对屋顶透明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，大量的建筑中庭的热环境不理想且能耗很大，主要原因是中庭透明围护结构的热工性能较差，传热损失和太阳辐射得热过大。夏季某公共建筑中庭进行测试结果显示，中庭四层内走廊气温达到40℃以上，平均热舒适值 $PMV \geq 2.63$ ，即使采用空调室内也无法达到人们所要求的舒适温度。

对于那些需要视觉、采光效果而加大屋顶透光面积的建筑，其屋顶透光面积突破了标准限值，则必须按本标准第4.5节的规定对该建筑进行权衡判断。权衡判断时，参照建筑的屋顶透光部分面积应符合本条的规定。

透光部分面积是指实际透光面积，不含窗框面积，应通过计算确定。

4.2.7 本条为外窗有效通风换气面积的规定。

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。人们在春、秋季节和冬、夏季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。现行国家标准《民用建筑设计统一标准》GB 50352中规定：“采用直接自然通风的房间……生活、工作的房间的通风开口有效面积不应小于该房间地板面积的1/20。”这是民用建筑需要满足的最低要求。例如通过实测调查与计算机模拟：当室外干球温度不高于28℃，相对湿度80%以下，室外风速在1.5m/s左右时，如果外窗的可开启面积不小于所在房间地面面积的8%，室内大部分区域基本能达到热舒适性水平；而当室内通风不畅或关闭外窗，室内干球温度26℃，相对湿度80%左右时，室内人员仍然感到有些闷热。所以做好自然通风气流组织设计，保证一定的外窗可开启面积，可以减少房间空调设备的运行时间，节约能源，提高舒适性。

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，会造成通风口面积过小。不利于节能。以平层40m×40m的高层办公建筑为例，有效使用面积按67%计，即为1072m²，有效通风面积为该层地板面积5%时，相当于外墙面积的9.3%；有效通风面积为该层地板面积的8%时，相当于外墙面积的15%。考虑对于甲类建筑过大的有效通风面积会给建筑设计带来较大难度，因此取较低值，开启有效通风面积不小于外墙面积的10%对于100m以下的建筑设计均可以做到。当条件允许时应适当增加有效通风面积。

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，因此推荐较高值。房间面积6m（长）×8m（进深）层高3.6m的公共建筑，有效通风面积为房间地板的8%时，相当于外墙面积的17%，以窗墙比0.5计，为外窗面积的34%；以窗墙比0.6计，为外窗面积的28%。因此，本条规定乙类建筑外窗有效通风换气面积不宜小于窗面积的30%。

4.2.8 本条为外窗有效通风换气面积的计算。

目前7层以下建筑窗户多为内外平开、内悬内平开及推拉窗形

式；高层建筑窗户则多为内悬内平开或推拉扇开启；高层建筑的玻璃幕墙开启扇大多为外上悬开启扇，目前也有极少数外平推扇开启方式。推拉窗：开启扇有效通风换气面积是窗面积的50%；

平开窗（内外）：开启扇有效通风换气面积是窗面积的100%；
内悬窗和外悬窗开启扇有效通风换气面积具体分析如下。

根据现行行业标准《玻璃幕墙工程技术规范》JGJ102 要求：“幕墙开启窗的设置，应满足使用功能和立面效果要求，并应启闭方便，避免设置在梁、柱、隔墙等位置。开启扇的开启角度不宜大于30°，开启距离不宜大于300mm。”这主要是出于安全考虑。

以扇宽1000mm，高度分别为500 mm、800 mm、1000 mm、1200 mm、1500 mm、1800mm、2000 mm、2500 mm 的外上悬扇计算空气界面面积，如表2所示。

表 2 悬扇的有效通风面积计算

开启扇面积（m ² ）	扇高（mm）	15°开启角度		30°开启角度	
		空气界面（m ² ）	下缘框扇间距（mm）	空气界面（m ² ）	下缘框扇间距（mm）
0.3	500	0.19	130	0.38	260
0.8	800	0.37	200	0.73	400
1.0	1000	0.52	260	1.03	520
1.2	1200	0.67	311	1.34	622
1.5	1500	0.95	388	1.90	776
1.8	1800	1.28	466	2.53	932
2.0	2000	1.53	520	3.05	1040
2.5	2500	2.21	647	4.41	1294

由表中可以看出，开启距离不宜大于300mm 时，所有的“有效通风换气面积”小于开启扇面积，仅为窗面积的19%～ 67%。

当幕墙、外窗开启时，空气将经过两个“洞口”，一个是开启扇

本身的固定洞口，一个是开启后的空气界面洞口。因此决定空气流量的是较小的洞口。如果以开启扇本身的固定洞口作为有效通风换气面积进行设计，将会导致实际换气量不足，这也是目前市场反映通风量不够的主要原因。另一方面，内开的悬窗角度实际更小，约 15° 左右，换气量更小。

4.2.9 本条为外门的保温隔热要求。

公共建筑的性质决定了它的外门开启频繁。在严寒地区的冬季，外门的频繁开启造成室外冷空气大量进入室内，导致供暖能耗增加。设置门斗可以避免冷风直接进入室内，在节能的同时，也提高门厅的热舒适性。

其它减少冷空气进入室内的措施是指有些公共建筑采用转门，或采用热风幕也可起到门斗的作用。另外，对于在紧急或特殊情况下才开启而平时极少开启的外门，可采用单层保温门，其传热系数不应大于 $1.2\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

4.2.10 本条为建筑中庭的通风要求。

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，具有良好效果的技术措施。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内热环境条件，有利于人们的生理和心理健康，满足了人和大自然交往的心理要求，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”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。

因此，对于建筑中庭空间高大，一般应考虑在中庭上部的侧面开一些窗口或其它形式的通风口，充分利用自然通风，达到降低中庭温度的目的。必要时，应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。

4.2.11 本条为优先利用自然采光的规定。

应优先利用建筑设计自身实现的自然采光。当利用建筑设计自身实现的自然采光不能满足照明要求时，应根据工程的地理位置、日照情况并进行经济、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，不需跟踪太阳；其特点系统效率不如主动式系统高，但结构、控制较简单，造价低廉。自然光导管、反光系统只能用于一般照明的补充，不可用于应急照明。当采用天然光导管或反光系统时，宜采用照明控制系统对人工照明进行自动控制，有条件可采用智能照明控制系统对人工照明进行调光控制。当自然光对室内照明达不到照度要求时，控制系统自动开启人工照明，直到满足照度要求。

4.2.12 本条为重要区域的房间内表面反射比规定。

房间内表面反射比高，对照度的提高有明显作用。可参照国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033的相关规定执行。

4.3 围护结构热工设计

4.3.1-4.3.2 条为建筑围护结构热工性能限值。

采用热工性能良好的建筑围护结构是降低公共建筑能耗的重要途径之一。吉林省分为严寒B、C两个气候区，各地区建筑围护

结构的设计应因地制宜。在经济合理和技术可行的前提下,提高我省公共建筑的节能水平,根据建筑物所处的气候特点和技术情况,确定合理的建筑围护结构热工性能参数。

本标准建筑围护结构的热工性能参数是根据不同类型、不同气候区的典型建筑模型的最优节能方案确定的。并将同一气候区不同类型的公共建筑限值按其分布特征加权,得到该气候区公共建筑围护结构热工性能限值,再经过专家论证分析最终确定。

围护结构热工性能与投资增量经济模型的准确性是经济、技术分析的关键。非透明围护结构(外墙、屋顶)的热工性能主要以传热系数来衡量。通过对多个保温材料厂家进行调研,确定了目前最常用的保温材料价格,经统计分析建立传热系数与投资增量的数学模型。平均传热系数 K 和太阳得热系数 $SHGC$ 是衡量外窗热工性能的两个主要指标,外窗的经济分析模型通过调研常用玻璃的市场价格,对数据进行统计分析构建外窗造价与平均传热系数和太阳得热系数的数学模型。

外墙的传热系数采用平均传热系数,主要是必须考虑围护结构周边混凝土梁、柱、剪力墙等“热桥”的影响,以保证建筑在冬季供暖和夏季空调时,围护结构的传热量不超过标准的要求。

严寒地区冬季室内外温差大、供暖期长,建筑围护结构传热系数对供暖能耗影响很大,主要考虑建筑的冬季保温。因此,以围护结构传热系数规定性指标作为节能设计的主要依据。

当建筑师追求通透、大面积使用透光幕墙时,要根据建筑所处的气候区和窗墙比选择玻璃(或其它透明材料),使幕墙的传热系数和玻璃(或其它透明材料)的热工性能符合本标准的规定。当建筑采用较大的窗墙比时,根据能耗相等的原则,对大于0.60的窗墙比的透光围护结构的热工性能做出了要求,但当窗墙比大于0.60的建筑达到规定的热工性能,需要付出较大的经济代价。相关限值的设定是为了不牺牲建筑设计的灵活性,同时简化设计难度,但建筑应采用合理的窗墙面积比,尽量避免采用大窗墙面积比的设计方案

建筑面积小于 300m^2 的乙类建筑，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。

在严寒地区，如果建筑物地下室外墙的热阻过小，墙的传热量会很大，内表面尤其是墙角部位容易结露。同样，如果与土壤接触的地面热阻过小，地面的传热量也会很大，地表面也容易结露或产生冻脚现象。因此，从节能和卫生的角度出发，要求这些部位必须达到防止结露或产生冻脚的热阻值。因此对地面和地下室外墙的热阻作出了规定。为方便计算本标准只对保温材料层的热阻性能提出要求。计算时，不包括土壤和混凝土地面。

4.3.4 本条为建筑热桥与防结露规定。

由于围护结构中窗过梁、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等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保健方面的基本要求。

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，使围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。同时也避免夏季空调期间这些部位传热过大增加空调能耗。

非透光围护结构热桥部位的表面结露验算应符合以下规定：

1 当冬季室外计算温度低于 0.9°C 时，应对热桥部位进行内表面结露验算。

2 热桥部位的内表面温度计算应符合下列规定：

- 1)** 室内空气相对湿度应取 60% ；
- 2)** 应根据热桥部位确定采用二维或三维传热计算；

3) 距离较小的热桥应合并计算。

4) 外墙热桥部位应包含外墙与地面交界处。

3 当热桥部位内表面温度低于空气露点温度时,应采取保温措施,并应重新进行验算。

严寒地区冬季采暖建筑室内温、湿度高于室外环境,外围护结构受到室内热湿作用,热量和水蒸气经围护结构流向室外,若围护结构内侧构造层为蒸汽渗透系数较大的材料(如加气混凝土和黏土砖等多孔材料),当建筑物室内外存在水蒸气分压力差时,室内水蒸气会进入围护结构内部,如果围护结构外侧有卷材或其他密闭防水层的屋顶结构,以及保温层外侧有密实保护层或蒸汽渗透系数较小的保温层的多层墙体结构时,进入围护结构的水蒸气由于受外侧有密实保护层或蒸汽渗透系数较小的围护结构的阻碍,水蒸气无法穿透围护结构,内部可能出现湿累积问题,会发生冷凝受潮现象,故应进行屋顶、外墙的内部冷凝验算。

4.3.5 本条为外门和外窗气密性的要求。

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,因此对外窗的气密性能要有较高的要求。根据国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433-2015表9中,门窗气密性7级对应的分级指标为:单位缝长空气渗透量 $1.0 \geq q_1[\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})] > 0.5$,单位面积空气渗透量 $3.0 \geq q_1[\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] > 1.5$;门窗气密性6级对应的分级指标为:单位缝长空气渗透量 $1.5 \geq q_1[\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})] > 1.0$,单位面积空气渗透量 $4.5 \geq q_1[\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] > 3.0$ 。门窗气密性4级对应的分级指标为:单位缝长空气渗透量 $2.5 \geq q_1[\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})] > 2.0$,单位面积空气渗透量 $7.5 \geq q_1[\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})] > 6.0$ 。

4.3.6 本条为建筑幕墙气密性要求。

本条适用于现行国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433中所适用的幕墙类型。

考虑幕墙围护结构的结构安全性、日光照射的光环境、隔绝噪声、防止雨水渗透以及防火安全等方面的问题，较少考虑幕墙围护结构的保温隔热、冷凝等热工节能问题。为了节约能源，必须对幕墙的热工性能有明确的规定。这些规定已经体现在本标准4.3.1、4.3.2条文中。

由于透光幕墙的气密性能对建筑能耗也有较大的影响，为了达到节能目标，本条文对透光幕墙的气密性也作了明确的规定。根据国家标准《建筑幕墙、门窗通用技术条件》GB/T 31433-2015表10中，幕墙开启部分气密性3级对应指标为 $1.5 \geq q_L [m^3/(m \cdot h)] > 0.5$ ，建筑幕墙整体气密性3级对应指标为 $1.2 \geq q_A [m^3/(m^2 \cdot h)] > 0.5$ 。

4.3.7 本条为公共建筑入口大堂玻璃幕墙的要求。

由于功能要求，公共建筑的底层入口大堂往往采用玻璃肋式的全玻璃幕墙，这种幕墙形式无法采用中空玻璃，为保证设计师的灵活性，本条仅对底层入口大堂的非中空玻璃幕墙进行特殊要求；为了保证围护结构的热工性能，必须对非中空玻璃的面积提出控制要求，底层大堂非中空玻璃的面积不应超过同一朝向的门窗和透光玻璃幕墙总面积的15%，并对同一朝向的透光围护结构按照面积加权计算平均传热系数，该传热系数应符合本标准第4.3.1条和第4.3.2条的要求。

4.4 围护结构的细部设计

4.4.1 本条规定了对墙体节能工程的基本技术要求，即应采用预制构件、定型产品或成套技术，并应由供应方配套提供组成材料。例如石墨改性保温板、复合聚苯乙烯保温板、内置保温现浇混凝土复合剪力墙、复合保温砌体，各类装配式使用的复合保温外墙板、预制外墙以及塑料门窗、铝合金门窗、铝木复合门窗等吉林省建筑节能技术推广使用的体系性的产品。其目的是防止采用不成熟工艺或质量不稳定的材料和产品。预制构件、定型产品为工厂化生产，质

量较为稳定;成套技术则经过验证,可保证工程的质量和节能效果。采用成套技术现场施工的外墙保温构造做法,是指由施工图设计文件给出外墙外保温具体做法和要求,由施工单位按设计要求进行施工。由于此时施工单位只能控制材料质量和施工工艺,在施工现场难以对完成的工程实体进行安全性、耐久性和节能效果的检验,为了确保采用该设计完成的节能保温工程满足要求,故规定应由相关单位提供型式检验报告。采用非成套技术或采用不是同一个供应商提供的材料,其材料质量、施工工艺不易保持稳定可靠,也难以在施工现场进行检查,工程的安全性、耐久性和节能效果在短期内更是难以判断,因此不得使用。

4.4.2 在各种保温体系中,出挑构件和外侧四周墙面易形成热桥,热损失很大,因此在建筑设计中应特别慎重。原则上应将这些附墙挑件减少到最小程度,也可以将面接触改为点接触,以减少热桥面积。一些非承重的装饰线条,尽可能采用轻质保温材料。为减少热损失,外窗尽可能与保温层相接,减少窗框四周的热桥面积,存在热桥的部位应做保温处理,即基层墙体和混凝土构件不能外露,均应有保温层。

建筑外墙门窗洞口、雨篷、阳台、女儿墙、室外挑板、变形缝、穿墙套管和预埋件等节点应根据《建筑与市政工程防水通用规范》GB 55030 采取防水构造措施,并应根据工程防水等级设置墙面防水层,以保证保温层不会因受潮而导致的保温失效等问题。变形缝处的缝隙采用燃烧性能为 A 级的保温材料是根据《建筑设计防火规范》GB 50016 的要求提出的。

4.4.3 门窗除本身满足热工的基本要求外,还应满足构造要求,以防止门窗和墙之间的热损失。透光幕墙内侧的隔墙等粘贴保温材料后,可以减少建筑能耗,且可降低建筑物的窗面积比,从而降低透光幕墙对传热系数要求,并且降低了建筑的能耗。

4.5 围护结构热工性能的权衡判断

4.5.1 本条为围护结构热工符合本标准要求判定的前提条件。

为防止建筑物围护结构的热工性能存在过弱环节,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。进行权衡判断的甲类建筑首先应符合本标准表4.5.1的性能要求,当不符合时,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按照本节规定进行权衡判断,满足本标准的节能要求。

根据实际工程经验,与非透光围护结构相比,外窗和透光幕墙更容易成为围护结构热工性能的薄弱环节,因此对窗墙比大于0.4的情况,规定了外窗(包括透光幕墙)的基本要求。

根据《民用建筑热工规范》GB 50176中对透光围护结构的定义包含天窗,且《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015中明确了天窗的设置比例和传热系数可进行权衡判断,且给出了透光围护结构的判断指标限值。所以本标准以此确定天窗的传热系数判断指标限值。

4.5.2 本条规定了权衡判断的方法和判定指标,对不同的设计建筑进行权衡判断时采用相同的方法,保证权衡判断结果的可比性。

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4.3.1条的要求。因此,使用建筑围护结构热工性能的权衡判断方法,在确保所设计的建筑能够符合本标准节能要求的同时,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于建筑围护结构,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的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。

自《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2005使用建筑围护结构权衡判断方法以来,该方法已经成为判定本标准建筑物围护结构热工性能的重要手段之一,并得到了广泛地应用,保证了标准的有效性和先进性。但经过几年来的大规模地应用,该方法也暴露出一些不完善之处。主要体现在设计师对方法的理解不够透彻,计算中一些主要参数的要求不够明确,工作量大,导致通过权衡判断的建筑的围护结构整体热工性能达不到标准的要求。本次标准修订通过软件比对、大量算例计算,对权衡判断方法进行了完善和补充,提高了方法的可操作性和有效性。

4.5.3 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 and 实际设计的建筑的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。当实际设计的建筑的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外,其它方面都相同。参照建筑的屋顶透光面积及建筑围护结构的各个方面均应完全符合本标准规定的标准限值。

4.5.4 本条为参照建筑围护结构热工性能参数取值的规定。

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4.3.1条的规定取值。

建筑外墙和屋面的构造都与供暖和空调能耗直接相关,因此参照建筑的这些参数必须与设计建筑完全一致。

4.5.5 本条为权衡判断计算中的参数设置规定。

权衡判断的核心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，为了保证计算的准确性，本标准在附录A中对权衡判断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。本标准在规定这种“标准”工况时尽量使它合理并接近实际工况。权衡判断计算后，设计人员应提供计算依据的原始信息和结果，便于审查及判定。

5 供暖通风与空气调节

5.1 一般规定

5.1.1 负荷计算中，冷热负荷的准确计算对设备选择、管道设计和调试运行都起到关键作用，设计时必须按房间进行负荷计算。强调逐时逐项冷负荷计算，是空调系统节能设计必须遵循的技术规定。

为防止有些设计人员错误地利用设计手册中供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，特作此条规定。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，因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、能耗增加，给国家和投资人造成巨大损失。热负荷、空调冷负荷的计算应符合国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736的有关规定。

在实际工程中，供暖或空调系统有时是按“分区域”来设置的，在一个供暖或空调区域中可能存在多个房间，如果按区域来计算，对于每个房间的热负荷或冷负荷仍然没有明确的数据。为了防止设计人员对“区域”的误解，这里强调的是对每一个房间进行计算而不是按供暖或空调区域来计算。

需要说明的是，对于仅安装房间空调器的房间，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。

本条要求的负荷计算目的在于和末端选型相对应，因此，对于供暖负荷应按每个房间进行计算，冷负荷应按末端设备服务的空调区进行逐时计算。

5.1.2 我省供暖区域包括严寒 B、C 区，严寒 B 区供暖期较长，不论在降低能耗或节省运行费用方面，还是提高室内舒适度，兼顾值

班供暖等方面，通常采用热水集中供暖系统更为合理。

严寒C区公共建筑的冬季供暖问题涉及很多因素，因此要结合实际工程通过具体的分析比较、优选后确定是否另设置热水集中供暖系统。

5.1.3 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冷热媒温度是十分必要的。

5.1.4 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的手段。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。

5.1.5 空调装置或系统分散设置的情况。

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。因此，如果集中供冷的经济性不好，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），来作为上述的时间分界线。当然，在有条件时，还可以采用负荷计算与分析方法，或者通过“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水机组，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。

5.1.6 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，通常是由于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，因此冷源效率得到大幅提升。再者，夏季采用高位末端之后，末端的换热能力增大，冬季的热媒温度明显低于常规系统，这为使用可再生能源等低品位能源作为供热提供了条件。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势。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。对于干燥地区，将室外新风直接引入房间来（干热地区可能需要适当的降温，但不需要专门的除湿措施），即可满足房间的除湿要求。

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），都可能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：尽可能降低人工冷源的需求。

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其它的低品位可再生能源。例如：在室外空气的湿球温度较低时，尽可能采用冷却塔来制取 16°C — 18°C 高温冷水直接供冷；与采用 7°C 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，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 $30/40^{\circ}\text{C}$ 即可满足要求，如果有低品位可再生热源，则在设计中应充分考虑和利用。

3 不能采用再热方式

温湿度独立控制空调系统的优势即为温度 and 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。它们共同的特点是：再热利用的是废热，但会造成冷量的浪费。

5.1.7 空气调节风系统的划分。

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，一些设计人员有时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区划分在同一定风量空调风系统中的情况，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、建筑物内的锅炉和换热设备、蒸发冷却机组、多联机、蓄能设备等。建筑能耗占我国能源总消费的比例已达27.5%，在建筑能耗中，暖通空调系统和生活热水系统耗能比例接近60%。公共建筑中，冷热源的能耗占空调系统能耗40%以上。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 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，可以利用热源制冷。

2 面对全球气候变化，节能减排和发展低碳经济成为各国共识。我国政府于2009年12月在丹麦哥本哈根举行的《联合国气候变化框架公约》大会上，提出2020年我国单位国内生产总值二氧化碳排放比2005年下降40%~45%。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 发展城镇集中热源是我国北方供暖的基本政策，发展较快，较为普遍。具有城镇或区域集中热源时，集中式空调系统应优先采用。

4 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。

5 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。

6 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。

7 在高温干燥地区，可通过蒸发冷却方式直接提供用于空调系统的冷水，减少了人工制冷的能耗，符合条件的地区应优先推广采用。通常来说，当室外空气的露点温度低于 15°C 时，采用间接式蒸发冷却方式，可以得到接近 16°C 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水冷或蒸发冷却、冷却塔冷却、蒸发冷凝等。

8 从节能角度来说，能源应充分考虑梯级利用，例如采用热、电、冷联产的方式。《中华人民共和国节约能源法》明确提出：“推

广热电联产，集中供热，提高热电机组的利用率，发展热能梯级利用技术，热、电、冷联产技术和热、电、煤气三联供技术，提高热能综合利用率”。大型热电冷联产是利用热电系统发展供热、供电和供冷为一体的能源综合利用系统。冬季用热电厂的热源供热，夏季采用溴化锂吸收式制冷机供冷，使热电厂冬夏负荷平衡，高效经济运行。

9 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订了峰谷电价差政策。

10 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。但是，对于缺水、干旱地区，采用地表水或地下水存在一定的困难，因此中、小型建筑宜采用空气源或土壤源热泵系统为主（对于大型工程，由于规模等方面的原因，系统的应用可能会受到一些限制）；当采用土壤源热泵系统时，中、小型建筑空调冷、热负荷的比例比较容易实现土壤全年的热平衡，因此也推荐使用。对于水资源严重短缺的地区，不但地表水或地下水的使用受到限制，集中空调系统的冷却水在全年运行过程中水量消耗较大的缺点也会凸现出来，因此，这些地区不应采用消耗水资源的空调系统形式和设备（例如冷却塔、蒸发冷却等），而宜采用风冷式机组。

11 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源地源热泵系统，有效利用可再生能源。

12 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。当具有电、城市供热、天然气、城市煤气等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”、“电+蒸汽”

等。实际上很多工程都通过技术经济比较后采用了复合能源方式，降低了投资和运行费用，取得了较好的经济效益。城市的能源结构若是几种共存，空调也可适应城市的多元化能源结构，用能源的峰谷季节差价进行设备选型，提高能源的一次能效，使用户得到实惠。

5.2.2 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，公共建筑只有在符合本条所指的特殊情况时才可采用。

1 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，但应在征得消防、环保等部门的批准后才能进行设计。

2 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。

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：目前在一些地区，采用内、外区合一的变风量系统且加热量非常低时，为了防冻需求等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）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 部分地区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 $20\text{W}/\text{m}^2$ 。

5 如果房间因为工艺要求对空气的温度和相对湿度控制精度要求较高时,如博物馆的珍品库房等,通常允许在空调系统中设置末端再加热。由于这些房间往往末端不允许用水系统,因此为提高系统的可靠性和可调性,可采用电加热作为末端再加热的热源。

6 随着我省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,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余、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,允许适当采用电直接加热设备。

5.2.4 本条是对采用电直接加热设备作为空气加湿热源的规定。

1 在冬季无加湿用蒸汽源,但冬季室内相对湿度的要求较高且对加湿器的热惰性能有工艺要求(例如有较高恒温恒湿要求的工艺性房间),或对空调加湿有一定的卫生要求(例如无菌病房等),不采用蒸汽无法实现湿度的精度要求时,才允许采用电极(或电热)式蒸汽加湿器。

2 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需求,则可采用电直接加热设备作为空气加湿热源。

3 如果当地电能富余、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,允许适当采用直接采用电直接加热设备作为空气加湿热源。

5.2.5 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℃，使烟气中的水蒸汽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。

5.2.6 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。本条规定的热效率水平与国家标准《工业锅炉能效限定值及能效等级》GB 24500-2020规定的能效限定值相当，选用设备时必须满足。

5.2.7 本条规定的户式燃气供暖热水炉热效率水平符合国家标准《家用燃气快速热水器和燃气采暖热水炉能效限定值及能效等级》GB 20665中的第2级（即节能评价价值）要求。

5.2.8 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，对蒸汽锅炉的使用作出限制。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、管理上的诸多困难。

5.2.9 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 1 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,应采用可靠性高,部分负荷能效高的机组。

5.2.10 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。同时,由于单台机组装机容量也同时增加,还导致了其在低负荷工况下运行,能效降低。因此,对设计的装机容量作出了本条规定。

目前大部分主流厂家的产品,都可以按设计冷量的需求来提供冷水机组,但也有一些产品采用的是“系列化或规格化”生产。为了防止冷水机组的装机容量选择过大,本条对总容量进行了限制。

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 24 小时保证供冷的建筑等),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”。

5.2.11 分布式能源站作为冷热源时,需优先考虑使用热电联产产生的废热,综合利用能源,提高能源利用效率。热电联产如果仅考虑如何用热,而电力只是并网上网,就失去了分布式能源就地发电

（Site generation）的意义，其综合能效还不及燃气锅炉，在现行上网电价条件下经济效益也很差，必须充分发挥自身电力的高品位能源价值。

采用热泵后综合一次能效理论上可以达到 2.0 以上，经济收益也可提高 1 倍左右。

5.2.12 本条的性能限值根据本标准的整体节能率要求进行了提升。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，我国已成为冷水机组的制造大国，也是冷水机组的主要消费国，直接推动了冷水机组的产品性能和质量的提升。

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出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。发达国家也多将综合部分负荷性能系数（IPLV）作为冷水机组性能的评价指标，例如，美国供暖、制冷与空调工程师学会（ASHRAE）标准ASHARE90.1-2013以COP和IPLV作为评价指标，提供了PathA和PathB两种等效的办法，并给出了相应的限值。因此，本标准对冷水机组的满负荷性能系数（COP）以及综合部分负荷性能系数（IPLV）均作出了要求。

编制组调研了国内主要冷水机组生产厂家，获得不同类型、不同冷量和性能水平的冷水机组在不同城市的销售数据，对冷水机组性能和价格进行分析，确定我国冷水机组的性能模型和价格模型，以此作为分析的基准。根据本标准的节能目标要求进行分解，确定设备能效值。

销售数据显示，市场上的离心式冷水机组主要集中于大冷量，冷量小于528kW的离心式冷水机组的生产和销售已基本停止，而冷量528kW~1163kW的冷水机组也只占到了离心式冷水机组总销售量的0.1%，因此在本标准中，对于小冷量的离心式冷水机组只按小于1163kW冷量范围作统一要求；而对大冷量的离心式冷水机组进行了进一步的细分，分别对制冷量在1163kW~2110kW，

2110kW~5280kW，以及大于5280kW的离心机的销售数据和性能进行了分析，同时参考国内冷水机组的生产情况，冷量大于1163kW的离心机按冷量范围在1163kW~2110kW及大于或等于2110kW的机组分别作出要求。

水冷活塞/涡旋式冷水机组，冷量主要分布在小于528kW，528kW~1163kW的机组只占到了该类型总销售量的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，因此本标准对容量小于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。

现行国家标准《冷水机组能效限定值及能效等级》GB 19577和《单元式空气调节机能效限定值及能效等级》GB 19576为本标准确定能效最低值提供了参考。表1和表2为摘自现行国家标准《冷水机组能效限定值及能效等级》GB 19577中的能源效率等级指标。冷水机组的性能系数及综合部分负荷性能系数实测值应同时大于或等于表1或表2中的能效等级3级所对应的指标值。冷水机组的节能评价值为表1或表2中所对应的能效等级2级所对应的指标值。

表3 能效等级指标（一）

类型	名义制冷量（CC） kW	能效等级			
		1	2	3	
		（IPLV） W/W	（IPLV） W/W	（IPLV） W/W	（IPLV） W/W
风冷式或蒸发 冷却式	CC≤50	3.80	3.60	2.50	2.80
	CC>50	4.00	3.70	2.70	2.90
水冷式	CC≤528	7.20	6.30	4.20	5.00
	528< CC≤1163	7.50	7.00	4.70	5.50
	CC>1163	8.10	7.00	4.70	5.50

表4 能效等级指标（二）

类型	名义制冷量（CC） kW	能效等级			
		1	2	3	
		（IPLV） W/W	（IPLV） W/W	（IPLV） W/W	（IPLV） W/W
风冷式或蒸发 冷却式	$CC \leq 50$	3.20	3.00	2.50	2.80
	$CC > 50$	3.40	3.20	2.70	2.90
水冷式	$CC \leq 528$	5.60	5.30	4.20	5.00
	$528 < CC \leq 1163$	6.00	5.60	4.70	5.50
	$CC > 1163$	6.30	5.80	5.20	5.90

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。

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。

名义工况应符合国家标准《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

18430.1-2007的规定，即：

1 使用侧：冷水出口水温 7°C ，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 30°C ，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 $0.018\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{kW}$ ，冷凝器水侧污垢系数 $0.044\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{kW}$ 。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，因此不在本条适用范围内，不强制执行本条规定。水（地）源热泵不强制执行本条规定。

5.2.13 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，需要对冷水机组的综合部分负荷性能系数（IPLV）作出要求。明确IPLV计算方法，是衡量性能限值的前提，也便于相关条文的执行和检查。

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。

受IPLV的计算方法和检测条件所限，IPLV具有一定适用范围：

1 IPLV只能用于评价单台冷水机组在名义工况下的综合部分负荷性能水平；

2 IPLV不能用于评价单台冷水机组实际运行工况下的性能水平，不能用于计算单台冷水机组的实际运行能耗；

3 IPLV不能用于评价多台冷水机组综合部分负荷性能水平。

IPLV在我国的实际工程应用中出现了一些误区，主要体现在以下几个方面：

1 对IPLV公式中4个部分负荷工况权重理解存在偏差，认为权重是4个部分负荷对应的运行时间百分比；

2 用IPLV计算冷水机组全年能耗，或者用IPLV进行实际项目中冷水机组的能耗分析；

3 用IPLV评价多台冷水机组系统中单台或者冷机系统的实际运行能效水平。IPLV的提出完善了冷水机组性能的评价方法，但是计算冷水机组及整个系统的效率时，仍需要利用实际的气象资料、建筑物的负荷特性、冷水机组的台数及配置、运行时间、辅助设备的性能进行全面分析。本次规范沿用了现行国家标准《公共建筑节能设计规范》GB50189中的我国典型公共建筑模型数据库，数据库包括了各类型典型公共建筑的基本信息、使用特点及分布情况，同时调研了主要冷水机组生产厂家的冷机性能及销售等数据，为建立更完善的IPLV计算方法提供了数据基础。根据对国内主要冷水机组生产厂家提供的销售数据的统计分析结果，选取我国21个典型城市进行各类典型公共建筑的逐时负荷计算。这些城市的冷机销售量占到了统计期（2006年~2011年）销售总量的94.8%，基本覆盖我国冷水机组的实际使用条件。

编制组对我国各气候区内21个典型城市的6类常用冷水机组作为冷源的典型公共建筑分别进行了IPLV公式的计算，以各城市冷机销售数据、不同气候区内不同类型公共建筑面积分布为权重系数进行统计平均，确定全国统一的IPLV计算公式。

现行国家标准《蒸汽压缩循环冷水（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中规定了部分负荷名义工况的温度条件，NPLV表示的是机组在非名义工况（即不同于IPLV规定的工况）下的综合部分负荷性能系数，其公式见式（1），测试条件应符合现行国家标准《蒸汽压缩循环冷水（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/T18430.1的规定。

$$NPLV=1.2\%\times A+32.8\%\times B+39.7\%\times C+26.3\%\times D \quad (2)$$

5.2.14 本条对冷水机组的综合部分负荷性能系数（IPLV）限值提出定量要求，其性能限值根据本标准的整体节能率要求进行了提升，

提升情况详见本标准第 5.2.12 条的条文说明。

5.2.15 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，整体优才能达到节能的最终目的。这里，提出引入空调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。

电冷源系统综合制冷性能系数（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=名义制冷量/名义性能系数；

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，可以根据冷却水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《蒸汽压缩循环冷水（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，因此不适用于本条规定。

5.2.17 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，2017~2018 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近 50%，多联机成为我国中央空调

产品中非常重要的用能设备类型。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%，在这种情况下，多联机产品标准和产品能效标准及时进行了修订，评价更加合理化，也便于和国际接轨。

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 作为水冷式多联机能效考核指标，以 APF 作为风冷式多联机能耗考核指标。本标准与设备能效国家标准协同一致。能效水平方面，与国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 相比，总体提升 40%左右。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 3 和表 4 为摘录自国家标准《多联式空调（热泵）机组能效限定值及能效等级》GB 21454-2021 中多联式空调（热泵）机组的能源效率等级限值要求。

表 5 水冷式多联机能效等级指标值

指标	类型	名义制冷量 (CC) W	能效等级		
			1 级	2 级	3 级
IPLV(C)/ (W/W)	水环式	CC≤28000	7.00	5.90	5.20
		CC>28000	6.80	5.80	5.00
EER/ (W/W)	地埋管式	--	4.60	4.20	3.80
	地下水式	--	5.00	4.50	4.30

表 6 风冷式热泵型多联机能效等级指标

名义制冷量(CC)(W)	能效等级					
	1级		2级		3级	
	EER_{min} (W/W)	APF (W·h)/(W·h)	EER_{min} (W/W)	APF (W·h)/(W·h)	EER_{min} (W/W)	APF (W·h)/(W·h)
$CC \leq 14000$	3.50	5.20	2.80	4.40	2.00	3.60
$14000 < CC \leq 28000$	--	4.80	--	4.30	--	3.50
$28000 < CC \leq 50000$	--	4.50	--	4.20	--	3.40
$50000 < CC \leq 68000$	--	4.20	--	4.00	--	3.30
$CC > 68000$	--	4.00	--	3.80	--	3.20

对比上述要求，表5.2.17中规定的制冷综合性能指标限值相当于该标准中的2级能效至3级能效水平。

5.2.18 本条对单元机、风管机能效比限值提出定量要求。现行国家标准《单元式空气调节机能效限定值及能效等级》GB 19576和《风管送风式空调机组能效限定值及能效等级》GB 37479已经改为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，本标准中相关能效系数的含义、测试方法与现行产品国家标准一致。

5.5.19 本条规定了输配系统中用能设备的节能设计要求。水泵和风机是暖通空调输配系统中最主要的耗能设备，规定水泵和风机的能效水平对于整个输配系统提高能效非常重要。

暖通空调系统中应用的各类通风机应通过计算确定压力系数和比转速等参数，并按现行国家标准《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761中规定的能效等级不低于2级水平选取。

水泵是耗能设备，应该通过计算确定水泵的流量和扬程，合理选择通过节能认证的水泵产品，减少能耗。

循环水泵节能评价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价值》GB 19762的规定进行计算、查表确定的。泵节能评价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。为方便设计人员选用给水泵时了解泵的节能评价价值，参照《建筑给水排水设计手册》中IS型单级单吸水泵、TSWA型多级单吸水泵和DL型多级单吸水泵的流量、扬程、转速数据，通过计算和查表，得出给水泵节能评价价值，见表7~表9。通过计算发现，同样的流量、扬程情况下，2900r/min的水泵比1450r/min的水泵效率要高2%~4%，建议除对噪声有要求的场合，宜选用转速2900r/min的水泵。

表 7 IS 单级单吸给水泵节能评价值

流量（m ³ /h）	扬程（m）	转速（r/min）	节能评价值（%）
12.5	20	2900	62
	32	2900	56
15	21.8	2900	63
	35	2900	57
	53	2900	51
25	20	2900	71
	32	2900	67
	50	2900	61
	80	2900	55
30	22.5	2900	72
	36	2900	68
	53	2900	63
	84	2900	57
	128	2900	52

续表 7

流量 (m ³ /h)	扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价价值 (%)
50	20	2900	77
	32	2900	75
	50	2900	71
	80	2900	65
	125	2900	59
60	24	2900	78
	36	2900	76
	54	2900	73
	87	2900	67
	133	2900	60
100	20	2900	80
	32	2900	80
	50	2900	78
	80	2900	74
	125	2900	68
120	57.5	2900	79
	87	2900	75
	132.5	2900	70
200	50	2900	82
	80	2900	81
	125	2900	76
240	44.5	2900	83
	72	2900	82
	120	2900	79

注：表中所列为节能评价价值大于50%的水泵规格。

表 8 TSWA 型多级单吸离心给水泵节能评价

流量 (m ³ /h)	单级扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价 (%)
15	9	1450	56
18	9	1450	58
22	9	1450	60
30	11.5	1450	62
36	11.5	1450	64
42	11.5	1450	65
62	15.6	1450	67
69	15.6	1450	68
80	15.6	1450	70
72	21.6	1450	66
90	21.6	1450	69
108	21.6	1450	70
119	30	1480	68
115	30	1480	72
191	30	1480	74

表 9 DL 多级离心给水泵节能评价

流量 (m ³ /h)	单级扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价 (%)
9	12	1450	43
12.6	12	1450	49
15	12	1450	52
18	12	1450	54
30	12	1450	61
32.4	12	1450	62
35	12	1450	63

续表 9

流量 (m ³ /h)	单级扬程 (m)	转速 (r/min)	节能评价价值 (%)
50.4	12	1450	67
65.16	12	1450	69
72	12	1450	70
100	12	1450	71
126	12	1450	71

泵节能评价价值计算与水泵的流量、扬程、比转速有关，故当采用其他类型的水泵时，应按现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价价值》GB 19762的规定进行计算、查表确定泵节能评价价值。

水泵比转速按下式计算：

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3)$$

式中：

Q —流量 (m³/s) (双吸泵计算流量时取 $Q/2$)；

H —扬程 (m) (多级泵计算取单级扬程)；

n —转速 (r/min)；

n_s —比转速，无量纲。

按现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价价值》GB 19762的有关规定，查图、表，计算泵规定点效率值、泵能效限定值和节能评价价值。

工程项目中所应用的循环水泵的泵效率应由给水泵供应商提供，并不能小于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价价值》GB 19762的限定值。

5.2.20 风冷制冷机组室外机设置要求。

1 机组的运行效率，很大程度上与室外机与大气的换热条件有关。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3米内不能

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地避免短路的一种方法；通常机组进风气流速度宜控制在 $1.5\text{ m/s}\sim 2.0\text{ m/s}$ ，排风口的排气速度不宜小于 7 m/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它室外机的排风等。

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。

5.2.21 多联机空调系统是利用制冷剂（冷媒）输配能量，在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2.8，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。

本标准相比国家现行标准《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可达到3.30，连接管增长后其满负荷时的能效比(EER)为2.74~2.87。设计实践表明，多联机空调系统的连接管等效长度在110~120m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2.8)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源效率等级》GB 21254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。

5.2.22 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。

5.2.23 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。

5.2.24 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水等。

5.3 输配系统

5.3.1 采用热水作为热媒，不仅对供暖质量有明显的提高，而且便于进行调节。因此，明确规定供暖系统应采用热水作为热媒。

5.3.2 供热系统水力不平衡的现象目前依然很严重，而水力不平衡是造成供热能耗较高的主要原因之一，同时，水力平衡又是保证其其他节能措施能够可靠实施的前提，因此对系统节能而言，首先应做到水力平衡，而且必须强制要求系统达到水力平衡。

当热网采用多级泵系统（由热源循环泵和用户泵组成）时，支路的比摩阻与干线比摩阻相同，有利于系统节能。当热源（热力站）循环水泵按照整个管网的损失选择时，就应考虑环路的平衡问题。

除规模较小的供热系统经过计算可以满足水力平衡外，一般室外供热管线较长，计算不易达到水力平衡。对于通过计算不易达到环路压力损失差要求的，为了避免水力不平衡，应设置静态水力平衡阀，否则出现不平衡问题时将无法调节。而且，静态平衡阀还可以起到测量仪表的作用。静态水力平衡阀在每个入口（包括系统中的公共建筑在内）均应设置。

5.3.3 规定集中供暖系统耗电输热比（*EHR-h*）的目的是为了防止采用过大的循环水泵，提高输送效率。公式（5.3.3）同时考虑了不同管道长度、不同供回水温差因素对系统阻力的影响。本条计算思路与《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26-2010 第5.2.16条一致，但根据公共建筑实际情况对相关参数进行了调整。

居住建筑集中供暖时，可能有多幢建筑，存在供暖外网的可能性较大，但公共建筑的热力站大多数建在自身建筑内，因此，在确

定公共建筑耗电输热比 ($EHR-h$) 时, 需要考虑一定的区别, 即重点不是考虑外网的长度, 而是热力站的供暖半径。这样, 原居住建筑计算时考虑的室内干管部分, 在这里统一采用供暖半径即热力站至供暖末端的总长度替代了, 并同时 B 值进行了调整;

考虑室内干管比摩阻与 $\Sigma L \leq 400\text{m}$ 时室外管网的比摩阻取值差距不大, 为了计算方便, 本标准在 $\Sigma L \leq 400\text{m}$ 时, 全部按照 $\alpha=0.0115$ 来计算。与现行行业标准《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26 相比, 此时略微提高了要求, 但对于公共建筑是合理的。

5.3.4 对于变流量系统, 采用变速调节, 能够更多的节省输送能耗, 水泵调速技术是目前比较成熟可靠的节能方式, 容易实现且节能潜力大, 调速水泵的性能曲线宜为陡降型。一般采用根据供回水管上的压差变化信号, 自动控制水泵转速调节的控制方式。

5.3.5 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, 工程实践已充分证明完全可以满足使用要求, 因此予以推荐。建筑物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。

随着冷水机组制冷效率的提高，循环水泵能耗所占比例上升，尤其是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特殊要求等，因此应经技术和经济比较，与其它系统相比，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水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的变流量运行的要求，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°C 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，冷水泵可不做变流量运行。

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水温不同，还可通过三级（或四级）泵和混水阀满足要求。

5.3.7 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。

5.3.8 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。

5.3.9 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。

与本标准2005版相比，本条文根据实际情况对计算公式及相关参数进行了调整：

1 本标准2005版中，系统阻力以一个统一规定的水泵的扬程 H 来代替，而实际工程中，水系统的供冷半径差距较大，如果用一个规定的水泵扬程（标准规定限值为36m）并不能完全反映实际情况，也会给实际工程设计带来一些困难。因此，本条文在修改过程中的一个思路就是：系统半径越大，允许的限值也相应增大。故把机房及用户的阻力和管道系统长度引起的阻力分别计算，以 B 值反映了系统内除管道之外的其它设备和附件的水流阻力， $\alpha \Sigma L$ 则反映系统管道长度引起的阻力。同时也解决了管道长度阻力 α 在不同长度时的连续性问题，使得条文的可操作性得以提高。公式中采用设计冷（热）负荷计算，避免了由于应用多级泵和混水泵造成的水温差和水量难以确定的状况发生。

2 温差的确定。对于冷水系统，要求不低于5℃的温差是必需的，也是正常情况下能够实现的。同时考虑到了空调自动控制与调节能力的需要。对非常规系统应按机组实际参数确定。

A 值是反映水泵效率影响的参数，由于流量不同，水泵效率存

在一定的差距，因此A值按流量取值，更符合实际情况。根据现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762中水泵的性能参数，并满足水泵工作在高效区的要求，当水泵水流量 $\leq 60\text{m}^3/\text{h}$ 时，水泵平均效率取63%；当 $60\text{m}^3/\text{h} < \text{水泵水流量} \leq 200\text{m}^3/\text{h}$ 时，水泵平均效率取69%；当水泵水流量 $> 200\text{m}^3/\text{h}$ 时，水泵平均效率取71%。

当最远用户为空调机组时， ΣL 为从机房出口至最远端空调机组的供回水管道总长度；当最远用户为风机盘管时， ΣL 应减去100m。

5.3.10 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。

5.3.11 定风量系统的新风设计要求。

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,尽可能利用室外自然冷源,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做限定。

5.3.12 系统的新风量计算公式。

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(5.3.12)的用法:假定一个全空气空调系统为表4中的几个房间送风:

表 10 案例计算表

房间用途	在室人数	新风量(m^3/h)	总风量(m^3/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(5.3.12)计算, 在上面的例子中, V_{ot} =未知; V_{st} =13560 m^3/h ; V_{on} =2672 m^3/h ; V_{oc} =1700 m^3/h ; V_{sc} =5100 m^3/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 $V_{ot} = 3092 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

5.3.13 根据 CO_2 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/T18883 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。我国有的建筑已采用了新风需求控制, 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。

5.3.14 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。

5.3.15 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3~5m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3~5m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3~5m之间变动,都是能够满足要求的。

5.3.16 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。

5.3.17 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2.0 μ m,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0.5 μ m,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。

5.3.18 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,导致系统调试不能正常运行,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。

5.3.19 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。

5.3.20 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。

5.3.21 在执行过程中发现，本标准2005版中风机的单位耗功率的规定中对总效率 η_t 和风机全压的要求方面存在的问题：

1 设计人员很难确定实际工程的总效率 η_t ；

2 对于空调机组，由于内部组合的变化越来越多，且设计人员很难计算出其所配置的风机的全压要求。这些都导致实际执行和节能审查时，存在一定的困难。因此进行修改。

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。本次修订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 η_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5.3.21对照来评判是否达到了本条文的要求。

5.3.22 本标准附录D是管道与设备绝热厚度表。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。但由于全省各地的气候条件有一定差异，对于保冷管道防结露厚度的计算结果也会有一定差距，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，附录D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D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°C 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°C (对于热水温降控制在 0.6°C)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、经常性踩踏对于隔汽层的物理损伤;
- 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于隔汽层的损坏。

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。这样即节省了施工成本,也方便室内的维修。

5.3.23 与风道的气密性要求类似,通风空调系统即使在停用期间,室内外空气的温湿度相差较大,空气受压力作用流出或流入室内,都将造成大量热损失。为减少热损失,靠近外墙或外窗设置的电动风阀设计上应采用漏风量不大于 0.5%的密闭性阀门。随着风机的起停,自动开启或关闭,通往室外风道外侧与土建结构间也应密封

可靠。否则，常会造成大量隐蔽的热损失，严重的甚至会结露、冻裂水管。

5.3.24 严寒和寒冷地区对一定规模以上的大型集中新风系统要求设置排风热回收装置，可以有效降低新风负荷，从而降低空调系统能耗，符合节能的原则。

在室外和室内空气温度差或焓值差较大的情况下，采用排风热回收有明显的节能效果。空调系统风量具有一定规模时进行排风回收节能更加显著，因此对新风量较小的系统不作要求。

5.3.25 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。

在严寒地区宜选用显热回收装置。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。对室外温度较低的地区（如严寒地区），应对热回收装置的排风侧是否出现结霜或结露现象进行核算，当出现结霜或结露时，应采取预热等措施。

常用的空气热回收装置性能和适用对象参见下表：

表 11 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% ~ 85%	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	需要回 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

5.3.26 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 散热器安装要求。

散热器暗装在罩内时，不但散热器的散热量会大幅度减少；而且，由于罩内空气温度远远高于室内空气温度，从而使罩内墙体的温差传热损失大大增加。为此，应避免这种错误做法，规定散热器宜明装。

5.4.2 为减少辐射地面的热损失，直接与室外空气接触的楼板、与不供暖房间相邻的地板，必须设置绝热层。

5.4.3 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 $0.02[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}]$ 左右的花岗岩、大理石、陶瓷砖等做面层的地面散热量，比以热阻为 $0.10[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}]$ 左右的木地板为面层时要高 30% ~ 60%；比以热阻为 $0.15[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}]$ 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，采用地面辐射供暖方式时，要尽量选用热阻小于 $0.05[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}]$ 的材料做面层。

5.4.4 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。

5.4.5 本条为全空气空调系统的基本设计原则之一。一般情况下，除温湿度波动范围要求严格的工艺性空调外，同一个空气处理系统同时有加热和冷却过程，会造成冷热量互相抵消，不符合节能原则。

5.4.6 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，若采用变频方式时，

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。

5.4.7 公共建筑采用辐射为主的供冷方式,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。

5.4.8 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应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配置必要的监测与控制。20 世纪 80 年代后期,直接数字控制(DDC)系统从开始进入我国,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的节约能源,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 本条规定了锅炉房、换热机房和制冷机房应计量的项目。

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。《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。

一次能源/资源的消耗量均应计量。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。制冷系统总电量计量有助于分析能耗构成,寻找节能途径,选择和采取节能措施。循环水泵耗电量不仅是冷热源系统能耗的一部分,而且也反映出输送系统的用能效率,对于额定功率较大的设备宜单独设置电计量。

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。

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 根据《中华人民共和国节约能源法》的规定,新建建筑和既有建筑的节能改造应当按规定安装热计量装置。计量的目的是促进用户自主节能。

楼前热量表是该栋楼与供热(冷)单位进行用热(冷)量结算的依据,而楼内住户则进行按户热(冷)量分摊,所以,每户应该有相应的装置作为对整栋楼的耗热(冷)量进行户间分摊的依据。人体热舒适感存在显著差异,提供分室调节手段可以在保证居室热

环境、提高热舒适度的同时，精确控制能量的消耗。

热量表是实现热计量的重要器具，其准确性关系到热计量的正确实施和效果。供热企业和终端用户间的热量结算，应以热量表作为结算依据。用于结算的热量表应符合相关国家产品标准，且计量检定证书应在检定的有效期内。

5.5.4 本条文针对锅炉房及换热机房提出了节能控制要求。设置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室温来节省供热量；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 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 水泵变频调速实现变流量运行，是目前有效降低运行能耗的成熟方式。由于末端控制阀的安装，用户侧供热系统为变流量系统。直接供热系统循环泵及间接供热系统一次侧循环泵，在热源设备支持变流量工况时，也应采用变频泵。而间接供热系统二次侧循环泵均应为变频泵。

5.5.8 集中式空调系统设计时，应根据全年负荷的变化合理选择冷水机组和对应水泵的台数，并通过设置台数控制，保证系统在过渡季和部分负荷时高效运行。

水泵的变流量运行，可以有效降低运行能耗。对于一次泵系统而言，水泵的变流量应考虑冷水机组性能能否适应水泵变流量的要求，而对于多级泵系统而言，其负荷侧水泵不受冷水机组对流量变化的限制，因此应采用变流量调速控制。

风系统在实际运行时的风量通常小于设备的额定风量，通过人为增加输配系统和末端阻力的方式来调节风量造成能源的浪费。因此要求系统通过风机变速的方式达到调节风量的目的。空调系统过渡季采用增大新风比或全新风运行，即可降低系统的运行能耗，同时也可改善室内空气品质。当系统采用可变新风比或全新风时，应同时设置相应的排风系统，以保证新风和排风之间的平衡。设置在内区或高层机组核心筒内的全空气空调箱，其进新风条件不是很好，要求可调新风比会有困难。其他通常情况下具备条件的系统均应采用可调新风比。

5.5.9 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，导致运行水泵台数增加，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；当供水温度不做调节时，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。

3 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。

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。

5 关于冷却水的供水温度，不仅与冷却塔风机能耗相关，更会影响到冷机能耗。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，但会使冷却塔风机能耗增加，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。

5.5.10 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，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。需要注意在需要防冻保护地区，应设置本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 室内温度设定值对空调风系统、水系统和冷热源的运行能耗均有影响。根据相关文献，夏季室内温度设定值提高1℃，空调系统总体能耗可下降6%左右。因此，推荐根据室外气象参数优化调节室内温度设定值，这既是一项节能手段，同时也有利于提高室内人员舒适度。

4 新建建筑、酒店、高等学校等公共建筑同时使用率相对较低，不使用的房间在空调供冷/供暖期，一般只关闭水系统，过渡季节风系统不会主动关闭，造成能源浪费。

5.5.11 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量系统。

考虑到对室温控制精度要求很高的场所会采用电动调节阀,严寒地区在冬季夜间维持部分流量进行值班供暖等情况,不做统一限定。

5.5.12 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。

5.5.13 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 $30\text{mg}/\text{m}^3$ 。

5.5.14 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“用水定额”计算仍按《建筑给水排水设计标准》GB 50015 的有关规定执行。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按国家现行标准《民用建筑节能设计标准》GB 50555有关规定执行。

6.1.2 现行国家标准《民用建筑节能设计标准》GB 50555 对设置用水计量水表的位置作了明确要求。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。

6.1.3 安装热媒或热媒计量表以便控制热媒或热源的消耗，落实到节约用能。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、热交换室的热媒水需要计量热媒水耗热量时，在热媒管道上需要安装热量表。热量表是一种适用于测量在热交换环路中，载热液体所吸收或转换热能的仪器。热量表是通过测量热媒流量和焓差值来计算出热量损耗，热量损耗一般以“kJ或MJ”表示，也有采用“kWh”表示。在水加热、换热器的热媒进水管和热媒回水管上安装温度传感器，进行热量消耗计量。热水表可以计量热水使用量，但是不能计量热量的消耗量，故热水表不能替代热量表。热媒为蒸汽时，在蒸汽管道上需要安装

蒸汽流量计进行计量。水加热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。

6.1.4 水泵是耗能设备，应该通过计算确定水泵的流量和扬程，合理选择通过节能认证的水泵产品，减少能耗。水泵节能产品认证书由中国节能产品认证中心颁发。

给水泵节能评价是按照现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价》GB 19762的规定进行计算、查表确定的。泵节能评价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。为方便设计人员选用给水泵时了解泵的节能评价，参照《建筑给水排水设计手册》中IS型单级单吸水泵、TSWA型多级单吸水泵和DL型多级单吸水泵的流量、扬程、转速数据，通过计算和查表，得出给水泵节能评价，见表6～表8。通过计算发现，同样的流量、扬程情况下，2900r/min 的水泵比1450r/min 的水泵效率要高2%～4%，建议除对噪声有要求的场合，宜选用转速2900r/min 的水泵。

表12 IS型单级单吸给水泵节能评价

流量 (m³/h)	扬程 (m)	转数 (r/min)	节能评价 值 (%)	流量 (m³/h)	扬程 (m)	转数 (r/min)	节能评价 值 (%)
12.5	20	2900	62	60	24	2900	78
	32	2900	56		36	2900	76
15	21.8	2900	63		54	2900	73
	35	2900	57		87	2900	67
	53	2900	51		133	2900	60
25	20	2900	71	100	20	2900	80
	32	2900	67		32	2900	80
	50	2900	61		50	2900	78
	80	2900	55		80	2900	74

续表 12

流量 (m ³ /h)	扬程 (m)	转数 (r/min)	节能评价 值 (%)	流量 (m ³ /h)	扬程 (m)	转数 (r/min)	节能评价 值 (%)
30	22.5	2900	72		125	2900	68
	36	2900	68	120	57.5	2900	79
	53	2900	63		87	2900	75
	84	2900	57		132.5	2900	70
	128	2900	52	200	50	2900	82
50	20	2900	77		80	2900	81
	32	2900	75		125	2900	76
	50	2900	71	240	44.5	2900	83
	80	2900	65		72	2900	82
	125	2900	59		120	2900	79

注：表中列出节能评价价值大于 50%的水泵规格。

表 13 TSWA 型多级单吸离心给水泵节能评价

流量 (m ³ /h)	单级扬 程 (m)	转数 (r/min)	节能评价 值 (%)	流量 (m ³ /h)	单级扬 程 (m)	转数 (r/min)	节能评价 值 (%)
15	9	1450	56	72	21.6	1450	66
18	9	1450	58	80	15.6	1450	70
22	9	1450	60	90	21.6	1450	69
30	11.5	1450	62	108	21.6	1450	70
36	11.5	1450	64	115	30	1480	72
42	11.5	1450	65	119	30	1480	68
62	15.6	1450	67	191	30	1480	74
69	15.6	1450	68				

表 14 DL 多级离心给水泵节能评价值

流量 (m ³ /h)	单级扬程 (m)	转数 (r/min)	节能评价值 (%)
9	12	1450	43
12.6	12	1450	49
15	12	1450	52
18	12	1450	54
30	12	1450	61
32.4	12	1450	62
35	12	1450	63
50.4	12	1450	67
65.16	12	1450	69
72	12	1450	70
100	12	1450	71
126	12	1450	71

泵节能评价值计算与水泵的流量、扬程、比转数有关，故当采用其它类型的水泵时，应按照现行国家标准《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、查表确定泵节能评价值。

水泵比转数按下式计算：

$$n_s = 3.65n\sqrt{Q}/H^{3/4} \quad (4)$$

式中：Q—流量 (m³/s)（双吸泵计算流量时取 Q/2）；

H—扬程 (m)（多级泵计算取单级扬程）；

n——转速 (r/min)；

n_s —比转数，无量纲。

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 有关规定，计算泵规定点效率值、泵能效限定值和节能评价值。工程项目中所应用的给水泵的泵节能评价值应由给水泵供应商提

供，并不能小于现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价
值》GB 19762的限定值。

6.1.5 卫生间的卫生器具和配件应符合现行行业标准《节水型生活
用水器具》CJ/T 164的有关规定。

6.2 给水与排水系统设计

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或小区
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和
（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（或）加压供水方案。在征得当地供水行政主管部门及供水部门批
准认可时，可采用直接从城镇给水管网吸水的叠压供水系统。

6.2.2 本条依据国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015的
规定。加压站位置与能耗也有很大的关系，如果位置设置不合理，
会造成浪费能耗。

6.2.3 为避免因水压过高引起的用水浪费，给水系统应竖向合理分
区，每区供水压力不大于0.45MPa，合理采取减压限流的节水措施。

6.2.4 当给水流量大于 $10\text{m}^3/\text{h}$ 时，变频组工作水泵由2台以上水泵
组成比较合理，可以根据公共建筑的用水量，用水均匀性合理选择
大泵、小泵搭配，泵组也可以配置气压罐，供小流量用水，避免水
泵频繁启动，以降低能耗。

6.2.5 除在地下室的厨房含油废水隔油器（池）排水、中水源水、
间接排水以外，地面以上的生活污、废水排水采用重力流系统直接
排至室外管网，不需要动力，不需要能耗。

6.3 生活热水

6.3.1 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。

6.3.2 热源的选择有助于从源头上降低热水能耗，本条对集中生活热水供应系统热源的选择提出要求。用常规能源制蒸汽再进行换热制生活热水，是高品质能源低用，应该杜绝。此外，本标准秉承不鼓励电直接供热的原则，除较小规模的系统或其他能源条件受限、可以用峰谷电、电力政策有明确鼓励的条件外，都不得采用市政供电直接加热做集中生活热水系统主体热源。

6.3.3 采用户式燃气炉作为生活热水热源，本条根据现行国家标准《家用燃气快速热水器和燃气采暖热水炉能效限定值及能效等级》GB 20665 对这类热水热源的效率作出规定。

6.3.4 本条对空气源热泵热水机组的能效提出要求。为了有效地规范国内热泵热水机（器）市场，以及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，3、4 级代表了我国多联机的平均能效水平，5 级为标准实施后市场准入值。表 9 中能效等级数据是依据国家标准《热泵热水机（器）能效限定值及能效等级》GB 29541-2013 中能效等级 2 级编制，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。

表 15 热泵热水机（器）能源效率等级指标

制热量 (kW)	型式	加热方式		能效等级 COP (W/W)				
				1	2	3	4	5
$H < 10$	普通型	一次加热式、循环加热式		4.60	4.40	4.10	3.90	3.70
		静态加热式		4.20	4.00	3.80	3.60	3.40
	低温型	一次加热式、循环加热式		3.80	3.60	3.40	3.20	3.00
$H \geq 10$	普通型	一次加热式		4.60	4.40	4.10	3.90	3.70
		循环加热	不提供水泵	4.60	4.40	4.10	3.90	3.70
			提供水泵	4.50	4.30	4.00	3.80	3.60

续表 15

制热量 (kW)	型式	加热方式		能效等级 COP (W/W)				
				1	2	3	4	5
$H \geq 10$	低温型	一次加热式		3.90	3.70	3.50	3.30	3.10
		循环加热	不提供水泵	3.90	3.70	3.50	3.30	
			提供水泵	3.80	3.60	3.40	3.20	

空气源热泵热水机组较适用于夏季和过渡季节总时间较长地区；寒冷地区使用时需要考虑机组的经济性与可靠性，在室外温度较低的工况下运行，致使机组制热 COP 太低，失去热泵机组节能优势时就不宜采用。

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°C ，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°C 的热水供水 1 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，或采取其他安全有效的消毒杀菌措施。

6.3.5 给水排水系统的给水泵是给水排水系统的重要用能设备，给水泵选型说明详见本标准第 5.2.21 条文说明。

6.3.6 限制燃气灶具的能效是降低炊事能耗的重要手段，国家标准《家用燃气灶具能效限定值及能效等级》GB 30720-2014 规定 2 级能效为节能评价价值。本条规定限值与该标准节能评价价值一致。

6.3.7 本条对水加热、热交换站室至最远建筑或用水点的服务半径做了规定，限制热水循环管网服务半径，一是减少管路上热量损失和输送动力损失；二是避免管线过长，管网末端温度降低，管网内容易滋生军团菌。

要求水加热、热交换站室位置尽可能靠近热水用水量较大的建筑或部位，以及设置在小区的中心位置，可以减少热水管线的敷设

长度，以降低热损耗，达到节能目的。

6.3.8 《建筑给水排水设计标准》GB 50015 中规定，办公楼集中盥洗室仅设有洗手盆时，每人每日热水用水定额为 5~10L，热水用量较少，如设置集中热水供应系统，管道长，热损失大，为保证热水出水温度还需要设热水循环泵，能耗较大，故限定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，可采用小型贮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）较远时可以采用局部、分散加热方式，不需要为个别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。

热水用量较大的用户有浴室、洗衣房、厨房等，宜设计单独的热水回路，有利于管理与计量。

集中热水供应的循环系统涉及热水供应的水质、水温、节能及使用效果。因此，凡设集中热水供应系统的建筑均应设热水循环系统。热水循环系统必须采取保证循环效果的有效措施，其具体措施有：热水供回水管道同程布置、设温控循环阀、流量平衡阀、小循环泵、导流三通、大阻力短管等循环阀件、泵、管件。规定配水点最低出水温度出水的时间，公共建筑 $\leq 10s$ ，是为了满足节水、节能和使用要求，其措施是控制入户热水支管的长度，当支管过长时，应采取自调控电伴热保温或支管循环措施。

6.3.9 使用生活热水需要通过冷、热水混合后调整到所需要的使用温度。故热水供应系统需要与冷水系统分区一致，保证系统内冷水、热水压力平衡，达到节水、节能和用水舒适的目的，要求按照现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 和《民用建筑节能设计标准》GB 50555 有关规定执行。

集中热水供应系统要求采用机械循环，保证干管、立管的热水循环，支管可以不循环，采用多设立管的形式，减少支管的长度，

在保证用水点使用温度的同时也要注意节能。

6.3.10 本条规定了热水管道绝热计算的基本原则，生活热水管的保温设计应从节能角度出发减少散热损失。

6.3.11 控制的基本原则是：1 让设备尽可能高效运行；2 让相同型号的设备运行时间尽量接近以保持其同样的运行寿命(通常优先启动累计运行小时数最少的设备)；3 满足用户侧低负荷运行的需求。

设备运行状态的监测及故障报警是系统监控的一个基本内容。

集中热水系统采用风冷或水源热泵作为热源时，当装机数量多于3台时采用机组群控方式，有一定的优化运行效果，可以提高系统的综合能效。

由于工程的情况不同，本条内容可能无法完全包含一个具体的工程中的监控内容，因此

设计人还需要根据项目具体情况确定一些应监控的参数和设备。

7 电气

7.1 一般规定

7.1.1 电气的节能设计及日后的运行,不应以降低使用标准及体验为手段而达到节能的目的,应在经济合理的条件下运用科学的措施达到节能的效果。根据国家能源战略,越来越多的能源类型进入到建筑物供电系统中,提高能源的综合利用与互补尤为重要。

7.1.2 电气产品的节能性对电气节能设计与运行至关重要,设备节能是基础、是根本,故本条对电气产品选择提出了要求。

7.2 供配电系统

7.2.1 供配电系统多方案比较对工程的节能、造价很重要。其中包括系统的配电形式、导体的选择、安装方式及元气件的选择等等均对系统的节能性产生影响,通过技术方案的优化,最终达到降低单位能耗及固定能耗的目的。

7.2.2 由于公共建筑面积不断增大,楼层高,供电距离长,其因线路过长造成的线损与压降不容忽视,应注意其供电过程中不必要的损耗,因此,规定变电所供电范围不宜超过200m。

配变电所靠近负荷中心,主要是减少各级配电供电线路的距离,提高用电质量的要求,减少因供电线路的电压降不满足规范要求时,加大线缆截面,造成材料的浪费。

负荷中心可按下列公式进行计算:

$$(x_b, y_b, z_b) = \frac{\sum_{i=0}^n (x_i, y_i, z_i) EAC_i}{\sum_{i=0}^n EAC_i} \quad (5)$$

其中, (x_b, y_b, z_b) 为负荷中心;

(x_i , y_i , z_i) 为各用电设备的坐标;

EAC_i : 各用电设备估算的年电能消耗量(kWh)或计算负荷(kW)。

在公共建筑中大功率季节性用电设备主要指电制冷的冷水机组。

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, 其对双绕组变压器而言, 变压器最佳经济运行区间为 $1.33\beta_{JZ}^2 \sim 0.75$ 。其中 β_{JZ} 为变压器综合功率经济负载系数。

7.2.3 民用建筑中由于大量使用了单相负荷, 如照明、办公用电设备等, 其负荷变化随机性很大, 容易造成三相负载的不平衡, 即使努力做到三相平衡, 在运行时也会产生较大的三相不平衡。因此, 作为节能建筑的供配电系统设计, 宜采用分相无功自动补偿装置, 否则不但不节能, 反而浪费资源, 而且难以对系统的无功补偿进行有效补偿, 补偿过程中所产生的过、欠补偿等弊端更是对整个电网的正常运行带来了严重的危害。

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, 离配电所较远一般指距离在 150m 左右。

电力电网中的负荷如变压器、电动机等, 很多属于感性负荷, 需向这些设备提供相应的无功功率。在电网中安装并联电力电容器等无功补偿设备以后, 可以提供感性电抗所消耗的无功功率, 减少了电网电源向感性负荷提供、由线路输送的无功功率, 减少了无功功率在电力电网中的流动, 所以可以降低变压器与线路因传输无功功率造成的电能损耗。无功补偿可以提高功率因数, 是一项收效快、投资少的降损节能措施。

7.2.4 对谐波的治理能有效的降低导体过热、过载, 延缓导体绝缘老化的进程, 对于电动机类, 可减少因谐波而造成的额外的铁损和铜损, 消除对其机械效率和稳定转矩的影响。本条大型用电设备、大型可控硅调光设备一般指250kW及以上的设备。

7.2.5 采取的主要措施有:

1 采用专线供电。

2 与其它负荷共用配电线路时，宜降低配电线路阻抗。

3 较大功率的冲击性负荷、冲击性负荷群与对电压波动、闪变敏感的负荷，宜由不同变压器供电。

4 采用动态无功补偿装置或动态电压调节装置。现行国家标准《电能质量电压波动和闪变》GB/T 12326是对公共电网连接点PCC处的电压波动和闪变做出的要求。

7.2.6 “供电系统电压的不平衡度应小于2%”系根据现行国家标准《评价企业合理用电技术导则》GB/T 3485编制而成。

7.3 照明

7.3.1 国家现行标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015对各类公共建筑的照明功率密度值的限值进行了规定。照明设计时，照明功率密度值限值应符合该标准规定的限值。

室内照明设计应避免片面追求形式和不适当选取照度值以及照明方式，在不降低照明质量的前提下，应有效控制单位面积安装功率。

7.3.2 为了丰富人民夜晚生活及经济发展的需要，越来越多城市建设了夜景照明，其用电容量大，为更好的进行节能，在国家现行标准《城市夜景照明设计规范》JGJ/T 1630基础上提出了硬性要求。

7.3.3 对灯具、光源等提出了能效水平的要求。

7.3.4 间接照明或漫反射发光顶棚的照明方式光通量损失较严重，不利于节能。

7.3.5 一般照明主要是保障一般均匀性，而局部照明主要是保障使用照度，但要两者相差不能太大。通道和其他非作业区域的一般照明的照度值不宜低于作业区域一般照明照度值的1/3。

7.3.6 通常同类光源中单灯功率较大者，光效高，所以应选单灯功率较大的，但前提是应满足照度均匀度的要求。例如：对于直管荧光灯，长度为1200mm左右的灯管光效比长度600mm左右(即T8

型18W, T5型14W)的灯管效率高, 再加上其镇流器损耗差异, 前者的节能效果十分明显。

自镇流荧光高压汞灯光效低, 故不应采用。

发光二极管(LED)光源一般功率较低、光效高、寿命长、启动时间短、适合频繁开启及调光控制。

室外景观照明不应采用高强投光灯、大面积霓虹灯、彩灯等高亮度、高能耗灯具, 应优先采用高效、长寿、安全、稳定的光源, 如高频无极灯、冷阴极荧光灯、发光二极管(LED)照明灯等。

国家发展改革委、商务部、海关总署、工商总局、质检总局联合发布的2011年第28号公告明确指出, 从2012年10月1日起我国逐步禁止进口(含从海关特殊监管区域和保税监管场所进口)和销售普通照明白炽灯, 到第五阶段, 即2016年10月1日起, 禁止进口和销售15W及以上普通照明白炽灯, 或视中期评估结果进行调整。因此, 对白炽灯的应用加以限制。

7.3.7 在满足眩光限制和配光要求条件下, 应选用效率高的灯具, 灯具效率不应低于现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034相关规定;

直管形荧光灯应配用电子镇流器或节能型电感镇流器;

按照现行国家标准《电磁兼容限值谐波电流发射限值(设备每相输入电流 $\leq 16\text{A}$)》GB 17625.1对照明设备(C类设备)谐波限值的规定, 对功率大于25W的放电灯的谐波限值规定较严, 不会增加太大能耗;而对 $\leq 25\text{W}$ 的放电灯规定的谐波限值很宽(3次谐波可达86%), 将使中性线电流大大增加, 超过相线电流达2.5倍以上, 不利于节能和节材。所以 $\leq 25\text{W}$ 的放电灯选用的镇流器宜满足下列条件之一: (1)谐波限值符合现行国家标准《电磁兼容限值谐波电流发射限值(设备每相输入电流 $\leq 16\text{A}$)》GB 17625.1规定的功率大于25W照明设备的谐波限值;(2)3次谐波电流不大于基波电流的33%。使用电感镇流器的气体放电灯应采用单灯灯具内补偿方式, 其照明配电系统功率因数不应低于0.9。

7.3.8 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、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、位置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、小孩、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。

智能照明控制系统包括开、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。

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。

建筑红线范围内的建筑物设置景观照明时,应采取集中控制方式,并设置平时、一般节日、重大节日等多种模式。

7.4 电气设备节能与控制

7.4.1 国家标准《电力变压器能效限定值及能效等级》GB 20052-2020是对《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052-2013的修编,新版取消了节能评价值的要求,对变压器能效重新分级,故本标准采用了能效等级,而取消了节能评价值。

7.4.3 《电动机能效限定值及能效等级》GB 18613-2020是对《中小型三相异步电动机能效限定值与能效等级》GB 18613-2012的修编,新版取消了节能评价值的要求,对电动机能效重新分级,故本标准采用了能效限定值,而取消了节能评价值。

7.4.4 现行标准《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761-2020是对《通风机能效限定值及节能评价值》GB 19761-2005的修编,新版取消了节能评价值的要求,对通风机能效重新分级,故本标准采用了能效限定值,而取消了节能评价值。

7.4.5 交流接触器是建筑物控制系统中常用的电气元件,采用满足节能评价价值的产品,降低其待机能耗,能有效的降低系统的能耗。

7.4.6 建筑设备监控系统是将与建筑物有关的暖通空调、给排水、电力、照明、运输等设备集中监视、控制和管理的综合性系统,建立机电设备管理系统,达到对机电设备进行综合管理、调度、监视、操作和控制,并达到节能的目的。

7.4.7 在建筑物中,电梯的用电量仅次于空调,高于照明、供水等的用电量,采用相应的节能控制措施,有助于减少电能的用量。

7.4.8 自动扶梯与自动人行道设置节能措施,减少无用的电能损耗。

7.4.9 电开水器、电热风幕等电热设备为建筑物内耗电大户,对其采取控制措施,对节能具有明显的效果。

7.4.12 采用一体化控制系统可整合常规多类型的控制系统,便于维修与管理,并为智慧城市预留接口。

7.5 电能监测与计量

7.5.1 参照现行国家标准《用能单位能源计量器具配备和管理通则》GB 17167 要求,次级用能单位为用能单位下属的能源核算单位。

电能自动监测系统是节能控制的基础,电能自动监测系统至少包括各层、各区域电量的统计、分析。2007 年中华人民共和国建设部与财政部联合发布的《关于加强国家机关办公建筑和大型公共建筑节能管理工作的实施意见》(建科[2007]245 号)对国家机关办公建筑提出了具体要求。2008 年 6 月住房和城乡建设部发布了《国家机关办公建筑和大型公共建筑能耗监测系统分项能耗数据采集技术导则》,对能耗监测提出了具体要求。

对于公共建筑的空调、动力、照明插座和特殊用电设备,除进行分项计量外,还应根据建筑物的使用功能、业态等进行分区或分层、分户的计量,这些计量数据可为将来运营管理提供便利条件,同时,为专用软件平台进行能耗的监测、统计和分析提供基础数据。

7.5.2 建筑功能区域主要指锅炉房、换热机房等设备机房、公共建筑各使用单位、商店各租户、酒店各独立核算单位、公共建筑各楼层等。

7.5.3 照明插座用电是指建筑物内照明、插座等室内设备用电的总称。包括建筑物内照明灯具和从插座取电的室内设备，如计算机等办公设备、厕所排气扇等。

办公类建筑建议照明与插座分项监测，其目的是监测照明与插座的用电情况，检查照明灯具及办公设备的用电指标。当未分项计量时，不利于建筑各类系统设备的能耗分布统计，难以发现能耗不合理之处。

7.5.4 循环水泵耗电量不仅是冷热源系统能耗的一部分，而且也反映出输送系统的用能效率，对于额定功率较大的设备宜单独设置电计量。

7.5.5 设置能耗监测系统主要目的有两个：一是运营期间对用能系统的监测；二是能够进行采集数据，根据采集数据进行总结分析，为进一步加强节能措施及节能改造提供有效依据。

8 可再生能源应用

8.2 太阳能利用

8.2.1 为完成我省 2030 年达到碳排放高峰，2060 年达到碳中和的目标，必须强化太阳能等清洁可再生能源在建筑中的推广应用力度。太阳能系统可分为太阳能热利用系统、太阳能光伏发电系统和太阳能光伏光热（PV/T）系统，这三类系统均可安装在建筑物的外围护结构上，将太阳辐射能转换为热能或电能，替代常规能源向建筑物供电、供热水、供暖/供冷，既可降低常规能源消耗，又可降低相应的二氧化碳碳排放，是实现我国碳中和目标的重要技术措施。

8.2.2 既有建筑建成的年代参差不齐，有的建筑已使用多年，太阳能系统需安装在建筑物的外围护结构表面上，会加重安装部位的结构承载负荷。为保证建筑物的结构安全，增设或改造太阳能系统时，必须经过建筑结构复核，确定是否可以实施。复核可由原设计单位或其他有资质的设计单位根据原设计施工图、竣工图、计算书等文件进行，以及委托法定检测机构检测，确认不存在结构安全问题；否则，应进行结构加固，以确保建筑结构安全和其他相应的安全性要求。

8.2.3 为充分发挥太阳能系统的功能和效益，系统均应做到能够全年运行工作，特别是与用户季节性需求有密切关联的太阳能热利用系统。

太阳能热利用系统按使用功能可分为热水系统、供暖系统和空调系统。既可向建筑物全年供热水，也可根据不同气候区的需求，兼有供热水、供暖，或供热水、供暖和空调功能。作为永不枯竭的清洁能源，太阳能热利用是我国北方地区大力推广冬季清洁供暖发展战略的重要技术支持措施；而要提高太阳能热利用系统的节能收

益和经济效益，系统就必须要做到能够全年工作使用。

系统功能与用户负荷、集热器倾角、安装面积和蓄热容积等因素相关，对单供热水系统，应综合考虑当地全年的太阳辐射资源，避免因设计不当而导致系统在夏季过热，产生安全隐患。

对可为清洁供暖服务的太阳能供暖系统，其具备全年使用功能就更加重要。在一般情况下，建筑物的供暖负荷远大于热水负荷，为满足建筑物的供暖需求，用于供暖的太阳能热利用系统，需设计安装较大的集热器面积，如果在设计时没有考虑全年综合利用，就会导致在非供暖季产生的热水过剩，不仅浪费投资、浪费资源，还会因系统过热而产生安全隐患。所以，必须强调系统的全年综合利用。可采用的措施有：适当降低系统的太阳能保证率，合理匹配供暖和供热水的建筑面积（同一系统供热水的建筑面积大于供暖的建筑面积），提供夏季的制冷空调，以及进行季节蓄热等。

8.2.4 考虑到吉林省居住建筑冬季有日照标准要求，周边不得因新建建筑遮挡降低其原有日照时数，故确定本条要求。

虽然建筑物上安装的太阳能集热器或光伏组件是有一定角度的，但也应根据当地的日照计算规则相应建模进行计算。当设计阶段无具体实施产品时，应按照最不利情况的规范要求角度及尺寸进行日照模拟计算。若太阳能集热器或光伏组件和屋面的水平成角未达到当地要求的坡屋面参与计算的具体角度或当地无坡屋面参与计算要求时可不参与计算。

8.2.5 本条对太阳能系统的安全性提出了要求。

1 太阳能热利用或太阳能光伏发电系统及其构件应满足结构安全要求，包括结构设计应为太阳能系统安装埋设预埋件或其他连接件；连接件与主体结构的锚固承载力设计值应大于连接件本身的承载力设计值。太阳能集热器的支撑结构应满足太阳能集热器运行状态的最大荷载和作用。此外，与电气及防火安全相关的内容应满足电气和防火工程建设强制性规范的要求，比如太阳能热水、空调系统中所使用的电气设备都应装设短路保护和接地故障保护装置。

2 太阳能集热器和光伏电池板可用于替代围护结构构件,但必须满足其相应的安全性能和功能性要求。例如,直接构成阳台栏杆时,应符合强度及高度的防护要求。根据人体重心和心理因素而定,阳台栏杆应随建筑高度而增高,当构成的围护结构构件为幕墙时,除满足幕墙抗冲击、抗风压等要求外,还应满足气密、水密等要求。

3 建筑设计时应考虑在安装太阳能集热器或光伏电池板的墙面、阳台或挑檐等部位,为防止集热器或光伏电池板损坏而掉下伤人,应采取必要的技术措施,如设置挑檐、入口处设雨篷或进行绿化种植等,使人不易靠近。集热器或光伏电池板下部的杆件和顶部的高度也应满足相应的要求。

8.2.6 从全球范围看,有较好效益的太阳能系统,大多设置了可对系统进行长期性能监测的仪表、设备,还可通过网络远传相关数据,以便及时发现问题,调节系统的工作状态,实现系统的安全、优化运行,从而更好发挥太阳能系统的作用,达到最优的节能目的。

本条规定了对太阳能系统进行监测时的具体检测参数,这些参数可反映系统的运行状态,以及系统工作运行而产生的实际效果和节能效益等;此外,相关参数也关系到太阳能系统的整体运行安全,可成为后续进行系统优化设计时的重要依据,并促进太阳能应用技术的可持续健康发展。

8.2.7 本条规定了太阳能热利用系统在安全性能和可靠性能方面的技术要求。安全性能是太阳能热利用系统各项技术性能中最重要的一项,对于太阳能热水系统,应特别强调内置加热系统必须带有保证使用安全的装置。对于太阳能供暖系统,安装在室外的集热系统可能发生冻结,使系统不能运行甚至破坏管路、部件。即使考虑了系统的全年综合利用,也有可能因其他偶发因素,如住户外出度长假等造成用热负荷量大减少,从而发生系统的过热现象。过热现象分为水箱过热和集热系统过热两种;水箱过热是当用户负荷突然减少,例如长期无人用水时,热水箱中热水温度会过高,甚至

沸腾而有烫伤危险，产生的蒸汽会堵塞管道或将水箱和管道挤裂；集热系统过热是系统循环泵发生故障、关闭或停电时导致集热系统中的温度过高，而对集热器和管路系统造成损坏，例如集热系统中防冻液的温度高于 115°C 后具有强烈腐蚀性，对系统部件会造成损坏等。因此，在太阳能集热系统中应设置防过热安全防护措施和防冻措施。

可靠性能强调了太阳能热利用系统应有适应各种自然条件的能力，强风、冰雹、雷击、地震等恶劣自然条件也可能对室外安装的太阳能集热系统造成破坏；如果用电作为辅助热源，还会有电气安全问题；所有这些可能危及人身安全的因素，都必须在设计之初就认真对待，设置相应的技术措施加以防范。

8.2.8 当发生系统过热安全阀须开启时，系统中的高温水或蒸汽会通过安全阀外泄，安全阀的设置位置不当，或没有配备相应设施，有可能会危及周围人员的人身安全，须在设计时着重考虑。例如，可将安全阀设置在已引入设备机房的系统管路上，并通过管路将外泄高温水或蒸汽排至机房地漏；安全阀只能在室外系统管路上设置时，通过管路将外泄高温水或蒸汽排至就近的雨水口等。

如果安全阀的开启压力大于与系统可耐受的最高工作温度对应的饱和蒸汽压力，系统可能会因工作压力过高受到破坏；而开启压力小于与系统可耐受的最高工作温度对应的饱和蒸汽压力，则使本来仍可正常运行的系统停止工作，所以，安全阀的开启压力应与系统可耐受的最高工作温度对应的饱和蒸汽压力一致，既保证了系统的安全性，又保证系统的稳定正常运行。

8.2.9 太阳能热利用和光伏发电系统的经济效益是通过无偿使用太阳能补偿电费、燃气费等常规能源收费，并最终得以收回系统增加的初投资来实现的。系统工作寿命的长短，将直接影响系统的节能收益，所以必须确保系统能够维持一定的工作寿命。国际上一些效益良好的范例，例如世界第一个 100% 由太阳能供暖的系统，其效益都是因为有较长的系统工作寿命而获取的，故规定本条要求。

为保证太阳能热利用系统能够安全、稳定、高效地工作运行，并维持一定的使用寿命，必须保证系统中所采用设备和产品的性能质量。太阳能集热器是太阳能热利用系统中的关键设备，其性能、质量直接影响着系统的效益。

我国目前有两大类太阳能集热器产品——平板型太阳能集热器和真空管型太阳能集热器，已发布实施的两个国家标准《平板型太阳能集热器》GB/T 6424 和《真空管型太阳能集热器》GB/T 17581，分别对其产品性能质量做出了合格性指标规定。其中对热性能的要求，以太阳能供暖为例，凡是合格产品，在我国大部分供暖地区环境资源条件和冬季供暖运行工况时的集热效率可以达到 40%左右，从而保证系统能够获得较好的预期效益；此外，标准对太阳能集热器产品的安全性等重要指标也有合格限的规定；因此，要求在太阳能热利用系统中使用的产品必须符合现行国家标准规定。

太阳能集热器的性能质量是由具有相应资质的国家级产品质量监督检验中心检测得出，在进行系统设计时，应根据供货企业提供的太阳能集热器全性能检测报告，作为评价产品是否合格的依据。

太阳能集热器安装在建筑的外围护结构上，进行维修更换比较麻烦，正常使用寿命不能太低；此外，系统的工作寿命将直接影响系统的费效比，热性能相同的集热器，使用寿命长则对应的费效比低；而只有降低费效比，才能提高太阳能热利用系统的市场竞争力。目前我国较好企业生产的产品，已经有使用 15 年仍正常工作的实例，因此，本条规定产品的正常使用寿命不应少于 15 年。当然，当采用太阳能与建筑一体化部品时，一般民用建筑整体寿命为 50 年，而太阳能集热器无法达到完全的同寿命，至少应考虑与相应建筑构件同寿命或方便零件的更换。

8.2.10 集热系统效率是衡量太阳能集热系统将太阳能转化为热能的重要指标，受集热器产品热性能、蓄热容积和系统控制措施等诸多因素影响。如果没有做到优化设计，就会导致不能充分发挥集热器的性能，造成系统效率过低，从而既浪费宝贵的安装空间，又制

约系统的预期效益。在世界各国与绿色或生态标识认证制度相关联的一些标准中，都会对太阳能热利用系统的热性能提出具体的指标性要求，因此，为“促进能源资源节约利用”，提高系统效益，必须对集热系统效率提出要求。

本条规定的太阳能集热系统效率量值：针对热水系统，参照了现行国家标准《太阳能热水系统性能评定规范》GB/T 20095 中关于热水工程的性能指标；针对供暖和空调系统，则根据典型地区冬夏季期间的室外平均温度、太阳辐照度、系统工作温度等参数，参照集热器现行国家标准《平板型太阳能集热器》GB/T 6424、《真空管型太阳能集热器》GB/T 17581 中合格产品集热器的性能限值，进行模拟计算，并参考主编单位对数十项实际工程的检测结果而综合确定。

设计人员在完成太阳能集热系统设计后，应根据相关参数模拟计算集热系统效率，并判定计算结果是否符合本条规定；不符合时，应对原设计进行修正。

8.2.11 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、阳台或建筑其它部位，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、气密性应满足相关标准的规定；建筑光热或光伏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。

8.2.12 太阳能光伏光热系统可以同时为建筑物提供电力和热能，具有较高的效率。太阳能光伏光热一体化不仅能够有效降低光伏组件的温度，提高光伏发电效率，而且能够产生热能，从而大大提高了太阳能光伏的转换效率。但会导致供热能力下降，对热负荷大的建筑并不一定能满足用户用热的需求，因而在具体工程应用中应结合实际情况加以分析。另一方面，光伏光热建筑减少了墙体得热，一定程度上减少了室内空调负荷。

光伏光热建筑一体化(BIPV/T)系统的两种主要模式:水冷却型和空气冷却型系统。

8.2.13 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，尽可能利用工业余热、废热等低品位能源或生物质燃料等可再生能源。

8.2.14 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，因而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。

8.2.15 本条提出了屋顶光伏覆盖率的具体比例，提高操作性。根据住房和城乡建设部 国家发展改革委 2022 年 6 月 30 日发布的《城乡建设领域碳达峰实施方案》【建标（2022）53 号文件】中要求：推进建筑太阳能光伏一体化建设，到 2025 年新建公共机构建筑、

新建厂房屋顶光伏覆盖率力争达到 50%。

根据此文件精神，结合我省的实际情况，提出了 30%的比例要求，随着我省“双碳”工作的进一步发展，进而在 2025 年达到国家的要求。

优先采用建筑光伏一体化应用系统是针对建筑本身的特点，传统的光伏组件安装于屋面时，有可能对建筑的外观、屋面防水带来一定的影响。而将光伏组件融入建筑材料中，例如：屋面板、墙体材料、玻璃等，解决了上述的隐患，取得上述优点的同时，现阶段一体化光伏组件整体的转换效率较传统安装的光伏组件要低一些。但随着科学技术的不断发展，效率问题会得到解决。

8.2.16 不同建筑类型的屋面安装光伏组件的条件不一，可能无法满足屋面面积 30%的安装条件，但为保证光伏发电量，可采用其他形式的光伏组件进行补充，例如：光伏墙体材料、光伏玻璃等。

8.2.17 与市政电网接驳的计量装置因涉及到计费、核算问题，故要求独立设置。

8.2.18 吉林省大部分地区属于严寒地区，为保证电气元件的正常运行，提出此要求。

8.2.19 完善的监控系统是太阳能光伏系统高效工作的保障，安全运行的保障，系统数据为后期系统运维优化提供了基础。

8.2.20 太阳能光伏组件设于屋顶时，一般情况下设于 LPZ0A、LPZ0B 区内，须设置防直击雷的措施。在其各防雷分区的分界面应设置防雷击电磁脉冲装置。

8.3 地源热泵系统

8.3.1 工程场地状况及浅层或中深层地热能资源条件是能否应用地源热泵系统的基础。地源热泵系统方案设计前，应根据调查及勘察情况，选用适合的地源热泵系统。考虑到系统安全性，当浅层地埋管地源热泵系统应用建筑面积在 5000m²以上时必须进行岩土热

响应试验,取得岩土热物性参数作为地埋管地源热泵系统设计的基础参数。岩土热物性参数包括岩土体导热系数以及体积比热容等,由于钻孔单位延米换热量是在特定测试工况下得到的数据,受工况影响较大,不能用于地埋管地源热泵系统设计。

工程规模大,负荷越大,所需的换热器布设场地越大,产生地层和换热能力变化的可能性就越大,因此测试孔的数量应随工程建筑规模的增大而增加,且尽量分散布置,使勘察测试结果可以代表换热孔布设区域的地质条件和换热条件。当建筑面积在 1 万 m^2 ~5 万 m^2 时,测试孔应大于或等于 2 个;当建筑面积大于或等于 5 万 m^2 时,测试孔应大于或等于 4 个。

8.3.2 浅层地埋管系统计算周期内的吸热量与排热量平衡是保证系统长期高效运行的前提。

浅层地埋管地源热泵全年总吸热量与总排热量失调,会导致岩土体温度持续升高或降低,从而影响地埋管地源热泵系统的运行效率,因此,设计时需要考虑全年冷热负荷的影响,确保在一个计算周期内岩土体的吸、排热量平衡,从而保证地埋管地源热泵系统的运行能效。浅层地埋管地源热泵系统应用在建筑面积 50000 m^2 以上的大规模项目时,地源侧的冷热平衡对系统的可持续性和能效水平有决定性影响,因此,采用专业软件进行 10 年以上末端负荷与浅层地埋管换热系统的耦合计算,可以从设计层面为系统的节能性、安全性提供保障。对存在内热扰动和用能强度随使用时段显著变化的大规模项目,应计算内热变化情况对岩土体温度场平衡影响。在地源热泵全生命期内,可能存在功能调整的大规模系统,地源热泵系统宜预留系统冷热平衡调节装置接口,以保证建筑功能改变后的岩土体热平衡。

8.3.3 作为地源热泵系统中的核心设备,水(地)源热泵机组的能效达到节能评价值等级,是保证系统节能性的前提和基础。

8.3.4 地下水安全无污染,可靠回灌,是关系人民生活的大事,为“保护生态环境、保障人民生命财产安全、工程安全”,作此条规定。

世界各国在应用地下水源热泵时均对地下水安全问题十分关注，一般在地方法规中予以规定。

可靠回灌措施是指将地下水通过回灌井全部送回原来的取水层的措施，且回灌井要求有持续的回灌能力。同层回灌可以避免污染含水层和维持统一含水层储量，保护地热能资源。热源井只能用于置换地下冷量或热量，不得用于取水等其他用途。抽水、回灌过程中应采取密闭等措施，不得对地下水造成污染。

8.3.5 对水体资源环境进行评估的目的是防止水体温度变化对其生态环境的影响。人为造成的环境水温变化应满足国家标准《地表水环境质量标准》GB 3838-2002 中的规定：周平均最大温升不大于 1°C ，周平均最大温降不大于 2°C 。

8.3.6 海水具有一定的腐蚀性，海水接触到的管道容易附着海洋生物，对海水的输配和利用有一定影响，为避免腐蚀和生物附着带来的不利影响，应采取一定措施。为保证海水源热泵系统能够安全、稳定、高效地工作运行，并维持一定的使用寿命，必须保证系统中与海水接触的设备及管道的寿命及性能。

8.3.7 冬季有可能发生管道冻结的场所，应采取添加防冻剂等措施来避免因管道冻裂造成系统的无法使用。

8.3.8 本条对地源热泵系统的监测和控制提出要求，是保障地源热泵系统安全高效运行的必要条件。其中的关键参数包括代表性房间室内温度，系统地源侧与用户侧进出水温度和流量，热泵系统耗电量需要对热泵主机、输配水泵及辅助设备分别电量计量。代表性房间面积应占总供暖空调面积的 10% 以上。

8.3.9 地源热泵系统的能效除与水源热泵机组能效密切相关外，受地源侧及用户侧循环水泵的输送能耗影响很大，设计时应优化地源侧环路设计，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。对于地下水系统，设计时应以提高系统综合性

能为目标，考虑抽水泵与水源热泵机组能耗间的平衡，确定地下水的取水量。地下水流量增加，水源热泵机组性能系数提高，但抽水泵能耗明显增加；相反地下水流量较少，水源热泵机组性能系数较低，但抽水泵能耗明显减少。因此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，优化确定地下水流量。该项工作能有效降低地下水系统运行费用。

表 10 摘自现行国家标准《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801 对地源热泵系统能效比的规定，设计时可参考。

表 16 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	$EER \geq 3.9$	$3.4 \leq EER < 3.9$	$3.0 \leq EER < 3.4$

8.3.10 不同地区岩土体、地下水或地表水温差别较大，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、回冰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。

8.4 空气源热泵系统

8.4.1 空气源热泵名义制热量，国内外规范中均规定了测试工况，但在具体应用时与测试工况不同，需要进行修正。空气源热泵机组的制热量受室外空气状态影响显著，考虑室外温度、湿度及结霜、融霜状况后，对机组额定工况下制热性能进行修正才是机组真实出力，才能衡量空气源热泵机组是否可以满足需求。

空气源热泵机组的制热量会受到空气温度、湿度和机组本身融霜特性的影响，在设计工况下的制热量通常采用下式进行计算：

$$Q_j = q \times k_1 \times k_2 \tag{6}$$

式中： Q_j ——机组制冷热量（kW）；

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

k_1 ——使用地区室外空气调节计算干球温度修正系数；

k_2 ——机组融霜修正系数。

此外，采用空气源多联式空调（热泵）机组时，连接管长度和高差的增加将导致压力变化使机组制热运行时的冷凝温度降低、制热量减小、能效比降低、制冷剂沉积与闪发，由此会引起系统性能衰减，影响机组的安全、稳定运行，故需考虑管长和高差修正。

8.4.2 当室外设计温度低于空气源热泵当地平衡点温度时，空气源热泵存在无法满足用户供暖需求的情况，因此，为保障正常使用设备，作此条规定。

当空气源热泵系统以供暖为主时，应以供暖热负荷选择系统热源。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，当这个温度比建筑物的冬季室外计算温度高时，就必须设置辅助热源。应根据不同地区的实际条件，进行技术经济比较确定空气源热泵机组和辅助热源承担热负荷的合理比例。

8.4.3 在冬季寒冷、潮湿的地区使用空气源热泵必须考虑机组的经济性和可靠性。室外温度过低会降低机组制热量，室外空气潮湿会使融霜时间过长，同样会降低机组有效制热量，因此设计时应计算冬季设计状态下的 COP ，当热泵机组不具备节能优势时不可采用。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，此条款中设计状态下 COP ，是已经考虑本标准第 8.4.1 条修正后的结果。

在北方地区清洁取暖的国家战略推动下，空气源产品适用范围进一步扩展，产品能效不断提升，结合现行空气源热泵产品国家标准中对机组能效的要求，根据严寒和寒冷地区节能目标，对空气源热泵在此两个地区应用提出了系统应用能效指标。

8.4.4 空气源热泵融霜技术多样，融霜时间过长会影响系统能效，优异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表面温度低于进风空气露点温度且低于 0°C 时，换热翅片上就会结霜，会大大降低机组制热量和运行效率，严重时导致机组无法运行，因此必须融霜。融霜的方法有很多，优异的融霜控制策略应具有判断正确、融霜时间短、融霜修正系数高的特征。

8.4.5 空气源热泵系统在严寒、寒冷地区应用，如发生冻结问题，会导致系统无法使用，造成用户财产损失等危害，为保障安全，在可能存在冻结风险的地区应用空气源热泵系统，要注意采取相关措施，避免冻结造成系统无法使用。可采取主机分体式布置，室外侧仅为室外侧换热器及风扇，压缩机、膨胀阀、冷凝器以及输配水系统等放置于室内侧。

8.4.6 空气源热泵室外机的安装位置、周围环境、室外机维护及气流组织对空气源热泵机组的工作效率影响很大，还会影响用户使用的便捷性和安全性。

1 空气源热泵机组的运行效率，与室外机与大气的换热条件有关。考虑主导风向、风压对室外机的影响，布置时应避免产生热岛效应，保证室外机进、排风的通畅，防止进、排风短路是布置室外机的基本要求。当受位置条件等限制时，应采用设置排风帽、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，避免发生气流短路。此外，控制进、排风的气流速度也是有效地避免短路的一种方法，通常机组进风气流速度应控制在 $1.5\text{m/s}\sim 2.0\text{m/s}$ 范围，排风口的气流速度不应小于 7m/s 。

2 室外机还应避免其他外部含有热量、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影响，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。对周围建筑物产生的噪声干扰，应符合国家现行标准《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十分必要。

5 室外机积雪会严重影响其换热效率，因此应设置必要的防积雪措施。

附录 A 围护结构热工性能的权衡计算

A.0.1 为了提高权衡判断计算的准确性提出上述要求，权衡判断专用计算软件指参照建筑围护结构热工性能指标应按本标准要求固化到软件中，计算软件可以根据输入的设计建筑的信息自动生成符合本标准要求的参照建筑模型，用户不能更改。

权衡判断专用计算软件应具备进行全年动态负荷计算的基本功能，避免使用不符合动态负荷计算要求的、简化的稳态计算软件。

建筑围护结构热工性能权衡判断计算报告应该包含设计建筑和参照建筑的基本信息，建筑面积、层数、层高、地点以及窗墙比、外墙传热系数、外窗传热系数等详细参数和构造，照明功率密度、设备功率密度、人员密度、建筑运行时间表、房间供暖设定温度、房间供冷设定温度等室内计算参数等初始信息，建筑累计热负荷、累计冷负荷、全年供热能耗量、空调能耗量、供热和空调总耗电量、权衡判断结论等。

A.0.2 建筑围护结构的权衡判断的核心是在相同的外部条件和使用条件下，对参照建筑和所设计的建筑的供暖能耗和空调能耗之和进行比较并作出判断。建筑围护热工性能的权衡判断是为了判断建筑物围护结构整体的热工性能，不涉及供暖空调系统的差异，由于提供热量和冷量的系统效率和所使用的能源品位不同，为了保证比较的基准一致，将设计建筑和参照建筑的累计耗热量和累计耗冷量按照规定方法统一折算到所消耗的能源，将除电力外的能源统一折算成电力。最终以参照建筑与设计建筑的供暖和空气调节总耗电量作为权衡判断的依据。具体折算方法详见本标准第A.0.6条。

A.0.3 准确分析建筑热环境性能及其能耗需要代表当地平均气候状况的逐时典型气象年数据。典型气象年是以累年气象观测数据的平均值为依据，从累年气象观测数据中，选出与平均值最接近的12个典型气象月的逐时气象参数组成的假想年。

A.0.4 表A.0.4-2空调区室内温度所规定的温度为建筑围护结构热工性能权衡判断时的室内计算温度,并不代表建筑物内的实际温度变化。目前建筑能耗模拟软件计算时,一般通过室内温度的设定完成供暖空调系统的运行控制,即当室内温度为37℃时空调系统停止工作,室内温度为5℃时为值班供暖,保证室内温度。

为保证建筑围护结构的热工性能权衡判断计算的基础数据一致,规定权衡判断计算节假日的设置应按照2013年国家法定节假日进行设置。学校的暑假假期为7月15日至8月25日,寒假假期为1月15日至3月1日。

室内人体、照明和设备的散热中对流和辐射的比例也是影响建筑负荷计算结果的因素,进行建筑围护结构热工性能权衡判断计算时可表17选择。人员的散热量可按照表18选取。

表 17 人体、照明、设备散热中对流和辐射的比例

热源	辐射比例 (%)	对流比例 (%)
照明	67	33
设备	30	70
人体显热	40	60

表 18 人员的散热量和散湿量

类别	显热 (W)	潜热 (W)	散湿量 (g/h)
教学楼	67	41	61
办公建筑、酒店建筑、住院部	66	68	102
商场建筑、门诊楼	64	117	175

A.0.5 围护结构的做法对围护结构的传热系数、热惰性产生影响。当计算建筑物能耗时采用相同传热系数,不同做法的围护结构其计算结果会存在一定的差异。因此规定参照建筑的围护结构做法应与设计建筑一致,参照建筑的围护结构的传热系数应采用与设计

建筑相同的围护结构做法并通过调整围护结构保温层的厚度以达到4.3节的要求。

A.0.6 由于提供冷量和热量所消耗能量品位以及供冷系统和供热系统能源效率的差异,因此以建筑物供冷和供热能源消耗量作为权衡判断的依据。在建筑能耗模拟计算中,如果通过动态计算的方法,根据建筑负荷计算建筑能耗的过程中,涉及到末端、输配系统、冷热源的效率,存在一定的难度,需要耗费较大的精力和时间,也难于准确计算。建筑物围护结构热工性能能的权衡判断着眼于建筑物围护结构的热工性能,供暖空调系统等建筑能源系统不参与权衡判断。为消除无关因素影响、简化计算、减低计算难度,本标准使用稳态方法计算权衡判断计算中的供暖空调系统能耗。

本条的目的在于使用相同的系统效率将设计建筑和参照建筑的累计耗热量和累计耗冷量计算成设计建筑和参照建筑的供暖耗电量和供冷耗电量,为权衡判断提供依据。

本条针对我省气候区的特点提供了供暖系统和供冷系统形式。空气调节系统冷源应采用电驱动冷水机组;供暖系统热源应采用燃煤锅炉。

需要说明的是,进行权衡判断计算时,计算的并非实际的供暖和空调能耗,而是在标准规定的工况下的能耗,是用于权衡判断的依据,不能用作衡量建筑的实际能耗。

附录 C 外墙平均传热系数的计算

C.0.2、C.0.3 在建筑外围护结构中，墙角、窗间墙、凸窗、阳台、屋顶、楼板、地板等处形成热桥，称为结构性热桥。热桥的存在一方面增大了墙体的传热系数，造成通过建筑围护结构的热流增加，会加大供暖空调负荷；另一方面在严寒地区冬季热桥部位的内表面温度可能过低，会产生结露现象，导致建筑构件发霉，影响建筑的美观和室内环境。

现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176中热桥定义为：围护结构单元中热流强度明显大于平壁部分的节点。也曾称为冷桥。围护结构的热桥部位包括嵌入墙体的混凝土或金属梁、柱，墙体和屋面板中的混凝土肋或金属构件，装配式建筑中的板材接缝以及墙角、屋顶檐口、墙体勒脚、楼板与外墙连接处等部位。

公共建筑围护结构受结构性热桥的影响虽然不如居住建筑突出，但公共建筑的热桥问题应当在设计中得到充分的重视和妥善的解决，在施工过程中应当对热桥部位做重点的局部处理。

国际标准中引入热桥线传热系数的概念计算外墙的平均传热系数，热桥线传热系数通过二维计算模型确定。现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176及《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015中也采用这种方法。对于定量计算线传热系数的理论问题已经基本解决，理论上只要建筑的构造设计完成了，建筑中任何形式的热桥对建筑外围护结构的影响都能够计算。但对普通设计人员而言，这种计算工作量较大，用于分析实际工程中热桥对外墙平均传热系数的影响。热计算要通过人工建模的方式完成。

对于公共建筑，围护结构对建筑能耗的影响小于居住建筑，受热桥影响也较小，在热桥的计算上可做适当简化处理。为了提高设计效率，简化计算流程，本标准提供一种简化的计算方法。经对公共建筑典型构造类型的分析，整理得到外墙主体部位传热系数的修

正系数值 ϕ ， ϕ 受到保温类型、墙主体部位传热系数，以及结构性热桥节点构造等因素的影响，由于对于特定的建筑气候分区，标准中的围护结构限值是固定的，相应不同气候分区通常也会采用特定的保温方式。

需要特别指出的是，由于结构性热桥节点的构造做法多种多样，墙体中又包含多个结构性热桥，组合后的类型更是数量巨大，难以一一列举。C.0.3 给出的 ϕ 值的主要目的是方便计算， $\phi=1.3$ 只是针对一般建筑的节点构造。如设计中采用了特殊构造节点，还应采用现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 及《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 中的计算方法计算平均传热系数。

附录 D 管道与设备保温及保冷绝热厚度

D.0.1 热价35元/GJ相当于城市供热；热价85元/GJ相当于天然气供热。表D.0.1 制表条件为：

1 按经济厚度计算，还贷6年，利息10%，使用期按120d(2880h)。

2 柔性泡沫橡塑导热系数按下式计算：

$$\lambda = 0.034 + 0.00013 t_m; \quad (7)$$

式中： λ —导热系数[W/(m·K)]

t_m —绝热层平均温度℃。

3 离心玻璃棉导热系数按下式计算：

$$\lambda = 0.031 + 0.00017 t_m \quad (8)$$

4 室内环境温度20℃，风速0m/s；

5 室外环境温度0℃，风速3m/s；当室外温度非0℃时，实际采用的绝热厚度按下式修正：

$$\delta' = [(T_o - T_w)/T_o]^{0.36} \cdot \delta \quad (9)$$

式中： δ —室外环境温度0℃时的查表厚度（mm）；

T_o —管内介质室外温度（℃）；

T_w —实际使用期平均环境温度（℃）。

D.0.2 较干燥地区，指室内机房环境温度不高于31℃、相对湿度不大于75%；较潮湿地区，指室内机房环境温度不高于33℃、相对湿度不大于80%；各城市或地区可对照使用。表D.0.2的制表条件为：

1 按同时满足经济厚度和防结露要求计算绝热厚度。冷价按75元/GJ，还贷6年，利息10%；使用期按120d(2880h)。

2 柔性泡沫橡塑、离心玻璃棉导热系数计算公式应符合本标准第D.0.1条规定；聚氨酯发泡导热系数应按下式计算：

$$\lambda = 0.0275 + 0.00009 \, tm \quad (10)$$

D.0.3 表D.0.3的制表条件为:

- 1 柔性泡沫橡塑、离心玻璃棉导热系数计算公式同式(7)、式(8);
- 2 环境温度5℃; 热价85元/GJ, 还贷期6年, 利息10%。

D.0.4 表D.0.4的制表条件为:

- 1 室内环境温度: 供冷风时, 26℃, 供暖风时, 温度20℃;
- 2 冷价75元/GJ, 热价85元/GJ。