

ICS xx.xxx.xx

CCS Pxx

DB21

辽宁省地方标准

DB21/TXXXX—2025

JXXXXX—2025

公共建筑节能与可再生能源应用设计标准  
(征求意见稿)

Practical Design Standard for Energy efficiency of Public Buildings  
and Renewable Energy

2025-xx-xx 发布

2025-xx-xx 实施

辽宁省住房和城乡建设厅  
辽宁省市场监督管理局

联合发布

辽宁省地方标准

公共建筑节能与可再生能源应用设计标准  
(征求意见稿)

Practical Design Standard for Energy efficiency of Public Buildings  
and Renewable Energy

DB21/T xxxx-2025

主编单位：辽宁省建设科学研究院有限责任公司

批准部门：辽宁省住房和城乡建设厅

施行日期：2025年xx月xx日

2025年 沈阳

# 前 言

根据辽宁省住房和城乡建设厅《关于印发〈2024年辽宁省工程建设地方标准编制修订计划〉的通知》（辽住建科〔2024〕40号）的要求，标准编制组经广泛调查研究，认真总结实践经验，参考有关国内标准，并在广泛征求意见的基础上，编制了本标准。

本标准的主要内容包括：1. 总则；2. 术语；3. 建筑；4. 供暖通风与空气调节；5. 给水排水；6. 电气；7. 可再生能源应用。

本标准由辽宁省住房和城乡建设厅和辽宁省市场监督管理局批准，由辽宁省住房和城乡建设厅负责管理，由辽宁省建设科学研究院有限责任公司负责具体内容的解释。本标准的某些内容可能涉及专利，本标准的发布机构不承担识别专利的责任。

本标准执行过程中如有意见或建议，请将有关资料反馈到辽宁省建设科学研究院有限责任公司（地址：辽宁省建设科学研究院有限责任公司，地址：沈阳市和平南大街88号，邮编：110005，E-mail：lsjzpjz@163.com）

本标准主编单位：辽宁省建设科学研究院有限责任公司  
中国建筑第八工程局有限公司

本标准参编单位：中国建筑东北设计研究院有限公司  
辽宁省建筑设计研究院有限责任公司  
辽宁工业大学  
沈阳建筑大学等

本标准主要编制人员：徐向飞、王庆辉、白羽、乔博、郑宝华、房天宇、朱宝旭、侯鸿章、黄凯良、陈文杰、潘志颖、王大欣、孔令杰、高睿阳、王晓岑、王越、宋锦、贾洁、赵薇、王炳希等

本标准主要审查人员：

## 目录

1	总则	1
2	术语	2
3	建筑	4
3.1	一般规定	4
3.2	通风、采光与围护结构性能	4
3.3	建筑幕墙、采光顶及金属屋面	6
3.4	既有建筑节能改造	8
4	供暖通风与空气调节	10
4.1	一般规定	10
4.2	冷源与热源	10
4.3	输配系统	16
4.4	末端系统	23
4.5	监测、控制与计量	23
5	给水排水	26
5.1	系统设计	26
5.2	设备选择	27
6	电气	29
6.1	一般规定	29
6.2	供配电系统	29
6.3	照明系统	30
6.4	能耗监测与计量	32
6.5	建筑设备管理系统	32
6.6	可再生能源应用	33
7	可再生能源应用	34
7.1	一般规定	34
7.2	太阳能利用	34
7.3	地源热泵系统	35
7.4	空气源热泵系统	35

## Contents

1	General Provisions .....	1
2	Terminology .....	2
3	Building .....	4
3.1	General Requirements .....	4
3.2	Ventilation, Daylighting, and Envelope Performance .....	4
3.3	Building Curtain Walls, Skylights, and Metal Roofs .....	6
3.4	Energy Efficiency Retrofitting of Existing Buildings .....	8
4	Heating, Ventilation, and Air Conditioning .....	10
4.1	General Requirements .....	10
4.2	Cooling and Heating Sources .....	10
4.3	Distribution Systems .....	16
4.4	Terminal Systems .....	23
4.5	Monitoring, Control, and Metering .....	23
5	Water Supply and Drainage .....	26
5.1	System Design .....	26
5.2	Equipment Selection .....	27
6	Electrical Systems .....	29
6.1	General Requirements .....	29
6.2	Power Supply and Distribution Systems .....	29
6.3	Lighting Systems .....	30
6.4	Energy Consumption Monitoring and Metering .....	32
6.5	Building Management Systems .....	32
6.6	Renewable Energy Applications .....	33
7	Renewable Energy Applications .....	34
7.1	General Requirements .....	34
7.2	Solar Energy Utilization .....	34
7.3	Ground Source Heat Pump Systems .....	35
7.4	Air Source Heat Pump Systems .....	35

# 1 总则

**1.0.1** 为贯彻国家有关节约能源、保护生态环境、应对气候变化的法律法规和方针政策，推动辽宁省可再生能源的建筑应用，提高能源利用效率，降低建筑能耗及碳排放，制定本标准。

**1.0.2** 本标准适用于新建、扩建和改建民用建筑以及既有民用建筑节能改造工程设计。

**1.0.3** 对于建筑高度超过150m或地上建筑面积大于200000m<sup>2</sup>的单栋建筑，除应符合本标准外，还应组织专家对其节能设计进行专项论证。

**1.0.4** 建筑节能设计采取的技术方法和措施除应符合本标准的规定外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

## 2 术语

### 2.0.1 建筑幕墙 curtain wall

由面板与支承结构体系组成，具有规定的承载能力、变形能力和适应主体结构位移能力，不分担主体结构所受作用的建筑外围护墙体结构或装饰性结构。

### 2.0.2 透光幕墙 transparent curtain wall

可见光可直接透射入室內的幕墙。

### 2.0.3 非透光幕墙 opaque curtain wall

可见光不能直接透射入室內的幕墙。

### 2.0.4 采光顶 transparent roof, skylight

由透光面板与支承体系组成，不分担主体结构所受作用且与水平方向夹角小于 $75^{\circ}$ 的建筑外围护结构。

### 2.0.5 金属屋面 metal roof

由金属面板与支承体系组成，不分担主体结构所受作用且与水平方向夹角小于 $75^{\circ}$ 的建筑外围护结构。

### 2.0.6 光伏幕墙 photovoltaic curtain wall

含光伏构件并具有太阳能光电转换功能的幕墙。

### 2.0.7 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，外表面积不包括地面和不供暖楼梯间内墙的面积。

### 2.0.8 单一立面窗墙面积比 single facade window to wall ratio

建筑某一个立面的窗户洞口面积与该立面的总面积之比，简称窗墙比。

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

通过透光围护结构（门窗或透光幕墙）的太阳辐射室内得热量与投射到透光围护结构（门窗或透光幕墙）外表面上的太阳辐射量的比值。太阳辐射室内得热量包括太阳辐射通过辐射透射的得热量和太阳辐射被构件吸收再传入室内的得热量两部分。

### 2.0.10 可见光透射比 visible transmittance

透过透光材料的可见光光通量与投射在其表面上的可见光光通量之比。

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

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

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

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

**2.0.13** 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。

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

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

**2.0.15** 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)。

**2.0.16** 光伏建筑一体化 building integrated photovoltaic (BIPV)

将光伏电池或光伏组件作为建筑材料或构件进行应用的形式,也称建筑集成光伏发电系统。

# 3 建筑

## 3.1 一般规定

- 3.1.1 新建建筑群的总体规划应采取减轻热岛效应的措施；应有利于夏季组织自然通风，冬季利用日照和减弱主导风向强度。建筑的主朝向宜选择本地区最佳朝向或适宜朝向，且宜避开冬季主导风向。
- 3.1.2 建筑体形系数、围护结构热工性能限值、围护结构热工性能权衡判断等强制性要求，以及建筑分类、单一立面窗墙面积比等参数计算应符合现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015 的规定。
- 3.1.3 建筑总平面布局应控制能源供应输送服务半径，合理规划能源设备机房的位置。单体建筑平面布置的冷热源机房、变配电室等宜位于或靠近负荷中心位置集中设置。
- 3.1.4 建筑面向冬季主导风向的出入口应设门斗等过渡空间，并采取防寒措施。
- 3.1.5 建筑立面、屋顶造型及节点构造应结合所采取的太阳能系统进行一体化设计。
- 3.1.6 装配式建筑宜结合围护结构的保温隔热技术措施进行一体化设计。
- 3.1.7 宜对建筑室内风环境进行计算机模拟，优化自然通风系统方案。

## 3.2 通风、采光与围护结构性能

- 3.2.1 新建建筑或建筑群总平面布局应符合下列规定：
  - 1 建筑单体宜错位布局，避免相互遮挡。
  - 2 位于夏季和过渡季主导风向上游的建筑宜高度偏低；位于冬季主导风向上游的建筑宜高度偏高。
  - 3 建筑宜朝向夏季和过渡季节主导风向。建筑迎风面与夏季主导风向宜成  $60^{\circ} \sim 90^{\circ}$  夹角且不宜小于  $45^{\circ}$ ，同时需兼顾过渡季风向。
- 3.2.2 建筑物的平面布局、空间组织、剖面设计和门窗设置，应有利于组织室内自然通风，并宜有利于自然通风系统的昼夜转换、季节转换和平疫转换。
- 3.2.3 应利用开敞的公共空间组织通风路径形成穿堂风，或利用中庭等高大空

间的热压差形成对流通风；房间平面宜采取有利于形成穿堂风的布局，避免单侧通风的布局。

**3.2.4 建筑可采取下列措施加强建筑内部的自然通风：**

- 1 建筑中可采用导风墙、捕风窗、拔风井、太阳能拔风道等诱导气流的措施。
- 2 设有中庭、天井的建筑宜在适宜季节利用烟囱效应引导热压通风。
- 3 地下室局部设置下沉式庭院；
- 4 地下室设置通风井、窗井。

**3.2.5 当采用通风器时，应有方便灵活的开关调节装置，应易于操作和维修，宜有过滤和隔声功能。**

**3.2.6 重要房间或场所的自然通风路径设计应防止以空气传播为途径的疾病通过通风系统交叉传染。**

**3.2.7 公共建筑建筑外窗、透光幕墙应设开启窗扇，其有效通风换气面积应符合下列规定：**

1 净高不大于6m 的房间或场所，当进深不大于10m 时，其有效通风开口面积不应小于其地面面积的5%；当进深大于10m 时，其有效通风开口面积不应小于其地面面积的10%；

2 净高大于6m 的房间或场所，宜通过风环境模拟分析确定有效通风开口面积；

3 超高层建筑受条件限制无法设置可开启窗扇时，应设置通风器，其房间换气次数不应小于2次/h。

**3.2.8 住宅建筑各部位有效通风换气面积应符合现行国家标准《住宅项目规范》GB55038 的规定。**

**3.2.9 建筑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。**

**3.2.10 主要功能房间的内表面可见光反射比宜符合表 3.2.10 的规定。**

表 3.2.10 主要功能房间的内表面可见光反射比

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

3.2.11 建筑体形宜规整紧凑，避免过多的凹凸变化。

3.2.12 非透光围护结构热桥部位的内表面温度、隔热和防潮设计应符合现行国家标准《建筑环境通用规范》GB55016 的规定。

### 3.3 建筑幕墙、采光顶及金属屋面

3.3.1 建筑幕墙、采光顶及金属屋面应满足保温隔热、采光、通风、安全、防火、气密性、水密性等性能和太阳能系统应用要求。

3.3.2 建筑幕墙、采光顶及金属屋面的专项节能设计文件应包括设计说明、设计图纸和节能计算书，并应符合下列规定：

- 1 设计说明应包含工程概况、系统构成、性能参数及构造设计要点；
- 2 设计图纸中节能部分应包括保温构造、防排水构造、与相邻墙体及洞口边沿间的连接构造等节点详图；
- 3 节能计算书应包含传热系数、遮阳系数、结露性能计算。

3.3.3 建筑幕墙、采光顶及金属屋面气密性设计，应符合下列规定：

- 1 建筑幕墙、采光顶及金属屋面的气密性等级应符合现行国家标准《建筑幕墙》GB/T 21086 的规定，且不应低于 3 级。
- 2 建筑幕墙非结构受力接缝应采用密封材料密封。单元式幕墙的单元间采用对插组合构件时，纵横缝相交处应采取防渗漏封口构造措施。
- 3 开启部位的密封构造应按等压原理进行设计，且不少于两道密封。
- 4 采光顶面板宜高出屋面，采光顶与屋面连接部位、集水槽和排水沟与周边均应做好防水密封处理。

3.3.4 建筑幕墙、采光顶及金属屋面的保温隔热防潮设计，应符合下列规定：

- 1 玻璃幕墙、采光顶及金属屋面应选用断桥隔热型系统。非透光幕墙面板应采用不燃材料保温层。透光幕墙和非透光幕墙交接部位的保温构造应无热桥。开启扇应采用保温隔热构造。
- 2 保温材料应可靠固定，并应采取防水、隔汽措施。防水层应设置在保温材料的室外侧，隔汽层应设置在保温材料的室内侧。
- 3 在设计环境条件下应无结露现象。跨越室内外的连接部位应采取隔断热桥密封措施。

4 采光顶的朝向和倾角，应基于全年节能效果综合确定。采光顶用玻璃应采用夹层中空玻璃，并应设置冷凝水收集和排放系统。

### 3.3.5 透光幕墙和采光顶的遮阳设计应符合下列规定：

1 玻璃幕墙应优先采用遮阳型玻璃，通过玻璃面板自身参数配置设计满足遮阳要求。

2 当设置外遮阳装置时，应与幕墙和采光顶一体化设计，连接部位应无热桥，并满足强度、刚度及稳定性要求。

3 当设置内遮阳装置时，应与幕墙和采光顶一体化设计，并宜采用隐藏型收纳方式。

4 双层玻璃幕墙宜在内、外层幕墙之间设置可调节的活动遮阳装置。

### 3.3.6 建筑幕墙、采光顶及金属屋面的通风换气部位设计时应符合下列规定：

1 建筑幕墙通风管道口部位百叶有效开口面积应保证满足通风要求，通风口周围应密封处理；

2 斜幕墙不宜设开启窗，确需设置时，内倾斜幕墙开启部位下边框室内侧应有导排水构造措施，外倾斜幕墙开启部位应有安全限位和防坠落构造措施；

3 双层玻璃幕墙间层内空气应有序流动，宜采用空气外循环形式；

4 采光顶及金属屋面通风散热开启部位宜采用自动开启方式。

### 3.3.7 建筑幕墙、采光顶及金属屋面的节能计算应符合以下规定：

1 节能计算应包括传热系数、遮阳系数、太阳光总透射比、可见光透射比、抗结露性能等指标。

2 节能计算应依据现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015、《民用建筑设计规范》GB50176 和行业标准《建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程》JGJ151 规定，对典型透光幕墙单元和非透光幕墙单元分别计算。

3 非透光通风开启部位按照外墙面积计入窗墙面积比时，保温性能应满足外墙保温性能限值；非透光通风开启部位按照外窗面积计入窗墙面积比时，保温性能应满足外窗保温性能限值。

4 玻璃幕墙热工计算空气渗透量为零，且采用稳态传热计算方法进行。计算玻璃幕墙定型产品的热工参数时，门窗框或幕墙框与墙的连接界面作为绝热边界条件处理。幕墙框的传热系数、框与面板接缝的线传热系数及抗结露宜采用二

维稳态热传导理论计算。

5 双层幕墙的传热系数应根据空气间层的通风情况按非通风状态、微通风状态或强通风状态进行计算。

6 开放式幕墙或幕墙装饰层与保温层间隔大于 100mm 时，其间隔层和装饰面板不应计入热工计算的热阻。

**3.3.8** 建筑幕墙、采光顶和金属屋面节能检测应包括气密性、传热系数、结露性能。

**3.3.9** 建筑幕墙、采光顶及金属屋面设置光伏与建筑一体化的太阳能利用系统时，力学性能和物理性能应满足《建筑幕墙》GB/T21086、《建筑玻璃采光顶技术要求》JG/T 231-2018、《采光顶与金属屋面技术规程》JGJ255 的相关要求，并应符合下列规定：

1 透明光伏组件面板夹层玻璃的夹片不应采用(乙烯-醋酸乙烯共聚物)EVA 胶片。

2 光伏幕墙不应采用全隐框构造设计。外装饰物在有效日照时间内不应遮挡电池片。

3 立柱横梁设计时应预留拆卸方便的的空腔，供电气管线系统布置，其性能应满足幕墙设计要求。透光区域的光伏玻璃组件宜采用隐藏型接线盒。

## 3.4 既有建筑节能改造

**3.4.1** 既有民用建筑节能改造前，应进行抗震、结构、防火安全评估。

**3.4.2** 既有建筑节能设计方案应根据项目特点和外部配套条件，充分考虑可实施性，合理确定节能标准，并不应低于原标准。

**3.4.3** 既有民用建筑节能改造不得降低原有建筑防火标准，改变外保温材料的建筑，外保温材料防火性能不得低于改造前的性能标准。

**3.4.4** 既有民用建筑新增外保温材料、遮阳设施、太阳能利用设施时，应对安装固定位置的围护结构基层强度进行复核、验算，不满足安全性的，应采取加固措施。

**3.4.5** 既有民用建筑节能改造不得降低原有建筑防水标准，围护结构节能改造应进行防水处理，并应符合现行国家标准《建筑与市政工程防水通用规范》

GB55030的规定。

## 4 供暖通风与空气调节

### 4.1 一般规定

4.1.1 甲类公共建筑的设备选型、冷热源总装机容量、用能设备的能效、供冷供热系统的水力平衡等均应符合现行强制性工程建设规范《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015 的规定。

4.1.2 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》GB50736 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。在过渡季宜使用冷却水或其他天然冷源进行免费供冷。

4.1.3 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、机械通风或复合通风的通风方式，但是应考虑冬季通风的补热与防冻措施。

4.1.4 符合下列情况之一时，宜采用分散设置的空调装置或系统：

- 1 全年所需供冷、供暖时间短或采用集中供冷、供暖系统不经济；
- 2 需设空气调节的房间布置分散；
- 3 设有集中供冷、供暖系统的建筑中，使用时间和要求不同的房间；
- 4 需增设空调系统，而难以设置机房和管道的既有公共建筑。

4.1.5 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。

### 4.2 冷源与热源

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

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

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

热源。

3 不具备本条第1、2款的条件，但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~第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 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。

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

9 经技术经济比较，采用低谷电能够对电网“削峰填谷”和节省运行费用作用明显时，宜采用蓄能系统供冷、供热。

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

11 具有多种能源的地区，可采用复合式能源供冷、供热。

**4.2.2** 对于居住建筑，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 利用蓄热式电热设备在夜间低谷电进行供暖或蓄热，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用电供暖时。

**4.2.3** 对于公共建筑，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 室内或工作区的温度控制精度小于 $0.5^{\circ}\text{C}$ ，或相对湿度控制精度小于5%的工艺空调系统。

4 电力供应充足，且当地电力政策鼓励用电供暖时。

**4.2.4** 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。

**4.2.5** 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水温小于或等于 $50^{\circ}\text{C}$ 时，宜采用冷凝式锅炉。

**4.2.6** 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。

**4.2.7** 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。

**4.2.8** 电动压缩式冷水机组的总装机容量，应按本规范第3.2.1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。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

4.2.8-1 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 4.2.8-2 中的数值。

表 4.2.8-1 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 C 区	寒冷地区
水冷	活塞式/涡旋式	CC≤528	4.30	5.30
		CC≤528	4.90	5.30
	螺杆式	528<CC≤1163	5.20	5.60
		CC>1163	5.50	5.80
		CC≤1163	5.60	5.70
	离心式	1163<CC≤2110	5.90	6.00
		CC>2110	6.10	6.20
CC>2110		6.10	6.20	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	CC≤50	2.80	3.00
		CC>50	3.00	3.00
	螺杆式	CC≤50	2.90	3.00
		CC>50	2.90	3.00

表 4.2.8-2 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 C 区	寒冷地区
水冷	活塞式/涡旋式	CC≤528	4.20	4.20
		CC≤528	4.47	4.47
	螺杆式	528<CC≤1163	4.75	4.85
		CC>1163	5.20	5.23
		CC≤1163	4.70	4.84
	离心式	1163<CC≤2110	5.20	5.20
		CC>2110	5.30	5.39
CC>2110		5.30	5.39	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	CC≤50	2.50	2.50
		CC>50	2.70	2.70
	螺杆式	CC≤50	2.51	2.60
		CC>50	2.70	2.79

4.2.9 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)应按下列式计算：

$$IPLV=1.2\% \times A+32.8\% \times B+39.7\% \times C+26.3\% D \quad (4.2.9)$$

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℃。

**4.2.10** 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) 计算方法应符合本规范第 4.2.9 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 4.2.10-1 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 4.2.10-2 中的数值。

表 4.2.10-1 定频冷水（热泵）机组综合部分负荷性能系数 (IPLV)

类型		名义制冷量 CC (kW)	综合性能系数 IPLV	
			严寒 C 区	寒冷地区
水冷	活塞式/涡旋式	CC≤528	5.00	5.00
		CC>528	5.45	5.45
	螺杆式	528<CC≤1163	5.75	5.85
		CC>1163	5.95	6.20
	离心式	CC≤1163	5.50	5.60
		1163<CC≤2110	5.50	5.60
CC>2110	5.95	6.10		
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	CC≤50	3.10	3.20
		CC>50	3.35	3.40
	螺杆式	CC≤50	2.90	3.10
		CC>50	3.10	3.20

表 4.2.10-2 变频冷水（热泵）机组综合部分负荷性能系数 (IPLV)

类型	名义制冷量 CC (kW)	综合性能系数 IPLV	
		严寒 C 区	寒冷地区

水冷	活塞式/涡旋式	$CC \leq 528$	5.64	6.30
	螺杆式	$CC \leq 528$	6.27	6.30
		$528 < CC \leq 1163$	6.61	6.73
		$CC > 1163$	6.84	7.13
	离心式	$CC \leq 1163$	6.70	6.96
		$1163 < CC \leq 2110$	7.15	7.28
$CC > 2110$		7.74	7.93	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	$CC \leq 50$	3.50	3.60
		$CC > 50$	3.60	3.70
	螺杆式	$CC \leq 50$	3.50	3.60
		$CC > 50$	3.60	3.70

4.2.11 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4.2.11-1、表4.2.11-2的数值。

表 4.2.11-1 水冷多联式空调（热泵）机组制冷综合部分负荷性能系数（IPLV）

热工分区	制冷综合部分负荷性能系数 IPLV		
	$CC \leq 28$	$28 < CC \leq 64$	$CC > 84$
严寒 C 区	5.20	5.10	5.00
寒冷地区	5.50	5.40	5.30

说明：CC 为机组名义制冷量，kW。

表 4.2.11-2 风冷多联式空调（热泵）机组全年性能系数（APF）

热工分区	全年性能系数 APF				
	$CC \leq 14$	$14 < CC \leq 28$	$28 < CC \leq 50$	$50 < CC \leq 68$	$CC > 68$
严寒 C 区	4.00	3.90	3.90	3.50	3.50
寒冷地区	4.20	4.10	4.00	3.80	3.50

说明：CC 为机组名义制冷量，kW。

4.2.12 电机驱动的单位式空气调节机、风管送风式空调（热泵）机组在名义制冷工况和规定条件下的能效，以及除严寒地区外的房间空气调节器的全年性能系数（APF）和制冷季节能效比（SEER）应符合现行强制性工程建设规范《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015的规定。

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

- 1 应确保进风与排风通畅，在排出空气与吸入空气之间不发生明显的气流短路；
- 2 应避免污浊气流的影响；
- 3 噪声和排热应符合周围环境要求；

4 应便于对室外机的换热器进行清扫。

4.2.14 除具有热回收功能型或低温热泵型多联机系统外，多联机空调系统的制冷剂连接管等效长度应满足对应制冷工况下满负荷时的能效比（EER）不低于2.8的要求。

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

4.2.16 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。

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

### 4.3 输配系统

4.3.1 集中供暖系统应采用热水作为热媒。

4.3.2 集中供暖系统的热力入口处及供水或回水管的分支管路上，应根据水力平衡要求设置水力平衡装置。

4.3.3 在选配集中供暖系统循环水泵时，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计算应按下式计算：

$$EHR-h = \frac{0.003096 \sum (G \cdot H / \eta_b)}{Q} \leq \frac{A(B + \alpha \Sigma L)}{\Delta T} \quad (4.3.3)$$

式中  $EHR-h$ ——集中供暖水系统耗电输热比；

$G$  ——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（ $mH_2O$ ）；

$\eta_b$  ——每台运行水泵对应的设计工作点的效率；

$Q$  ——设计热负荷或冷负荷（ $kW$ ）；

$T$  ——规定的供回水温差；

$A$  ——与水泵流量有关的计算系数，按表 4.3.3-1 取值；

$B$  ——与机房和用户的水阻力有关的计算系数，按表 4.3.3-2 取值；

$\Sigma L$  ——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）

$\alpha$  ——与 $\Sigma L$ 有关的计算系数应按下列要求取值：

- 1 当 $\Sigma L \leq 400\text{m}$ 时， $\alpha = 0.0115$ ；
- 2 当 $400\text{m} < \Sigma L \leq 1000\text{m}$ 时， $\alpha = 0.003833 + 3.067 / \Sigma L$ ；
- 3 当 $\Sigma L \geq 1000\text{m}$ 时， $\alpha = 0.0069$ ；

表4.3.3-1 A取值

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

表4.3.3-2 B取值

建筑类型	一级泵	二级泵
居住建筑	20.4	24.4
公共建筑	17	21

4.3.4 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。

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

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

4.3.6 供暖和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。

4.3.7 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。

4.3.8 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。

4.3.9 风机和水泵选型时，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》GB19761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》GB19762规定的节能评价值。

4.3.10 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）比应按下列公式计算：

$$EC(H)R-a = \frac{0.003096 \sum (G \cdot H / \eta_b)}{Q} \leq \frac{A(B + \alpha \Sigma L)}{\Delta T} \quad (4.3.9)$$

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（ $mH_2O$ ）；

$\eta_b$  ——每台运行水泵对应的设计工作点的效率；

$Q$  ——设计热负荷或冷负荷（ $kW$ ）；

$T$  ——规定的供回水温差，取  $15^\circ C$ ；

$A$  ——与水泵流量有关的计算系数，按表 4.3.10-1 取值；

$B$  ——与机房和用户的水阻力有关的计算系数，按表 4.3.10-2 取值；

$\alpha$  ——与  $\Sigma L$  有关的计算系数，按表 4.3.10-3、4.3.10-4 取值；

$\Sigma L$  ——管网供回水管总长度（ $m$ ）。

表 4.3.10-1 A 值

设计水泵流量 $m^3/h$	$\leq 60$	60~200	$> 200$
A 值	0.003803	0.003549	0.003413

表 4.3.10-2 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	26	-
	热水系统	一般系统	20
		热泵系统	26
二级泵	冷水系统	31	-
	热水系统	一般系统	24
		热泵系统	31

表 4.3.10-3 四管制冷、热水管道系统的  $\alpha$  值

系统	管道长度 $\Sigma L$ 范围 (m)		
	$\Sigma L \leq 400$	$400 < \Sigma L < 1000$	$\Sigma L \geq 1000$
冷水	0.015	$0.013 + 0.8/\Sigma L$	$0.010 + 3.8/\Sigma L$
热水	0.014	$0.0125 + 0.6/\Sigma L$	$0.009 + 4.1/\Sigma L$

表 4.3.10-4 两管热水管道系统  $\alpha$  值

系统		管道长度 $\Sigma L$ 范围 (m)		
		$\Sigma L \leq 400$	$400 < \Sigma L < 1000$	$\Sigma L \geq 1000$
热水	严寒	0.0068	$0.0059 + 0.36/\Sigma L$	$0.0045 + 1.71/\Sigma L$
	寒冷	0.0018	$0.0016 + 0.096/\Sigma L$	$0.0012 + 0.456/\Sigma L$
冷水		0.015	$0.013 + 0.8/\Sigma L$	$0.010 + 3.8/\Sigma L$

## 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，当无参考资料时，热泵系统热水供回水可按  $5^{\circ}\text{C}$  温差确定；直接提供高温冷水的机组，冷水供回水温差应按机组实际参数确定。

2) 多台水泵并联运行时，A 值应按较大流量选取。

3) 两管制冷水管道的 B 值应按四管制单冷管道的 B 值选取；热泵系统单热热水管道 B 值应按四管制单冷管道的 B 值选取，热泵系统二管制热水管道 B 值比四管制单冷管道的 B 值减少 1；多级泵冷水系统，每增加一级泵，B 值可增加 5；

多级泵热水系统，每增加一级泵，B 值可增加 4。

4) 两管制冷水系统  $\alpha$  值 计算式应与四管制冷水系统相同；热泵系统  $\alpha$  值与四管制冷水系统相同。

5) 当最远用户为风机盘管时， $\Sigma L$ 应按机房出口至最远端风机盘管的供回水管道总长度减去 100m 确定。

**4.3.11** 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。

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

**4.3.13** 应考虑措施避免空调机组和新风机组的热水盘管在冬季被室外新风冻结损坏。

**4.3.14** 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：

$$Y=X/(1+X-Z) \quad (4.3.12-1)$$

$$Y=V_{ot}/V_{st} \quad (4.3.12-2)$$

$$X=V_{on}/V_{st} \quad (4.3.12-3)$$

$$Z=V_{oc}/V_{sc} \quad (4.3.12-4)$$

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——需求最大的房间的新风比；

$V_{oc}$ ——需求最大的房间的新风量 ( $m^3/h$ )；

$V_{sc}$ ——需求最大的房间的送风量 ( $m^3/h$ )。

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

**4.3.16** 当采用人工冷、热源对空气调节系统进行预热或预冷运行时，新风系统应能关闭；当采用室外空气进行预冷时，应尽量利用新风系统。

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

**4.3.18** 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。

**4.3.19** 空气过滤器的设计选择应符合下列规定：

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

2 宜设置过滤器阻力监测、报警装置，并应具备更换条件；

3 全空气空气调节系统的过滤器应能满足全新风运行的需要；

4 宜选用低阻力空气过滤器。

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

**4.3.21** 空气调节冷却水系统设计应符合下列规定：

1 应具有过滤、缓蚀、阻垢、杀菌、灭藻等水处理功能；

2 冷却塔应设置在空气流通条件好的场所；

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 冷却塔宜选用变速风机，宜选用低压力的喷淋装置。

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

1 送风高度小于或等于 5m 时，送风温差不宜小于 5℃；

2 送风高度大于 5m 时，送风温差不宜小于 10℃。

**4.3.23** 在同一个空气处理系统中，不宜同时有加热和冷却过程。

**4.3.24** 空调风系统和通风系统的风量大于 10000m<sup>3</sup>/h 时，风道系统单位风量耗功率（Ws）不宜大于表 4.3.23 的数值。风道系统单位风量耗功率（Ws）应按下式计算：

$$W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \quad (4.3.22)$$

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

$P$ ——空调机组的余压或通风系统风机的风压 (Pa);

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

$\eta_F$ ——风机效率 (%), 按设计图中标注的效率选择。

表 4.3.22 风道系统单位风量耗功率  $W_s$ [W/(m<sup>3</sup>/h)]

系统形式	$W_s$ 限值
机械通风系统 (不适用兼做排烟系统的车库)	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

**4.3.25** 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/T8175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。

**4.3.26** 严寒和寒冷地区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, 并采取密封措施。

**4.3.27** 设有集中排风的空调系统经技术经济比较合理时, 宜设置热回收新风机组。严寒地区采用空气热回收装置时, 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，应采取预热等保温防冻措施。

**4.3.28** 有人员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。

## 4.4 末端系统

**4.4.1** 除幼儿园、老年人和特殊功能要求的建筑外，散热器应明装；必须暗装时，装饰罩应有合理的气流通道、足够的通道面积，并方便维修。地面辐射供暖面层材料的热阻不宜大于 $0.05\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。

**4.4.2** 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。

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

**4.4.4** 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。

## 4.5 监测、控制与计量

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

**4.5.2** 锅炉房、换热机房和制冷机房的计量设计应符合现行强制性工程建设规范《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015的要求。

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

**4.5.4** 锅炉房和换热机房应设置供热量自动控制装置，并应符合下列规定：

- 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。
- 4.5.5 供暖空调系统末端室温调控要求应符合现行强制性工程建设规范《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015 的要求。
- 4.5.6 冷热源机房的控制功能应符合下列规定：
- 1 应能进行冷水机组的台数控制，宜采用冷量优化控制方式；
  - 2 应能进行水泵的台数控制，宜采用流量优化控制方式；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；
  - 3 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；
  - 4 宜能根据室外气象参数和末端需求采取冷冻水供水温度的优化调节和降低冷却水水温的措施；
  - 5 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。
- 4.5.7 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。
- 4.5.8 风机盘管应采用电动水阀和风速相结合的控制方式，宜设置常闭式电动通断阀。公共区域风机盘管的控制应符合下列规定：
- 1 应能对室内温度设定值范围进行限制；
  - 2 应能按使用时间进行定时启停控制，宜对启停时间进行优化调整。
- 4.5.9 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。

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

# 5 给水排水

## 5.1 系统设计

5.1.1 系统设计应依据项目性质、特点综合利用各种水资源,充分利用再生水、雨水等非传统水源;具备条件时,优先采用循环和重复利用系统。

5.1.2 应充分利用城镇管网的水压直接供水。

5.1.3 卫生器具和配件应符合国家现行有关标准的节水型生活用水器具的规定。

5.1.4 建筑物内的给水、中水系统应符合下列规定:

1 当城镇管网的水压和(或)水量不足时,应根据卫生安全、经济节能的原则选用贮水调节和加压供水方式;

2 当城镇管网水压不足,且经当地供水行政主管部门及供水部门批准认可,满足供水条件时,优先采用叠压供水系统时;

3 系统的分区应根据建筑物用途、层数、使用要求、材料设备性能、维护管理、节约供水、能耗等因素综合确定。

5.1.5 建筑高度不超过 100m 的建筑的生活给水系统,宜采用垂直分区并联供水或分区减压的供水方式;建筑高度超过 100m 的建筑,宜采用垂直串联供水方式;采用串联供水时优先选择重力流供水的方式,合理选择水箱容积,减少传输水泵的开启频率。

5.1.6 小区二次供水加压设施服务半径应符合当地供水主管部门的要求,并不宜大于 500m,宜靠近主要用水负荷区域。

5.1.7 排水温度高于 40℃、稳定、流量大的降温池,公共浴池等应优先考虑热量回收利用措施。

5.1.8 普通住宅、用水点分散、日用水量(按 60℃计)小于 5m<sup>3</sup> 的建筑宜采用局部热水供应系统;耗热量较大且用水时段固定的用水部位,宜设单独的热水管网定时供应热水或另设局部热水供应系统。

5.1.9 集中生活热水系统的热源应符合下列规定:

1 通过技术经济比较,优先选择采用余热、废热、地热、太阳能、空气源热泵、水源热泵等节约性能源;

2 除有其他用途需制备蒸汽外,不应设置专用燃气或燃油锅炉制备蒸汽为生

活热水的热源或辅助热源；

3 除下列条件外，不应采用市政电网直接加热作为集中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 5m<sup>3</sup>，或人均最高日用水量定额不大于 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、消防、市政配套限制，且无条件采用可再生能源的建筑；

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

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。

**5.1.10 集中热水系统：**系统不设灭菌消毒设施时，医院、疗养所等建筑的水加热设备出水温度不应高于 65℃，其他建筑水加热设备出水温度不应高于 60℃；系统设灭菌消毒设施时水加热设备出水最高温度均宜相应降低 5℃。

**5.1.11 局部热水供应系统的具备条件时，**宜采用太阳能、空气源热泵提供热源或作为辅助热源。

**5.1.12 既有建筑当更新生活热水供应系统的锅炉及加热设备时，**更新后的设备应根据设定温度自动调节燃料供给量，且不低于原设备的使用效率。

## 5.2 设备选择

**5.2.1 水泵及泵组的选择应符合下列规定：**

1 给水泵效率应符合现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB19762 的规定；

2 水泵的 Q~H 特性曲线应是随流量增大，扬程逐渐下降的曲线；

3 应根据管网水力计算进行选泵，水泵应在其高效区内运行；

4 变频调速泵在额定转速时的工作点，应位于水泵高效区的末端；

5 变频调速泵组宜配置气压罐；

6 系统正常工作流量参数变化幅度较大的系统，应合理选择水泵的数量，工作泵不宜少于 2 台；

7 当水泵台数大于 3 台并联设置时，系统流量应考虑水泵并联的流量衰减影

响，应采取流量均衡技术措施，减少衰减和损耗。

5.2.2 居住建筑利用电热水器供应热水时，其 24h 固有能耗系数不小于等于 0.7，热水输出率不低于 0.6。

5.2.3 当采用空气源热泵热水机组提供热源时，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 5.2.3 规定的数值，并应设有保证水质的有效措施。

表 5.2.3 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≥10	一次加热式	4.40	3.70	
	循环加热式	不提供水泵	4.40	3.70
		提供水泵	4.40	3.60

# 6 电气

## 6.1 一般规定

6.1.1 电气系统的设计应以安全可靠为前提，结合建筑功能、运维管理要求等综合指标，追求技术先进、经济合理与高效节能的统一。

6.1.2 系统设计应优先选用技术成熟、性能可靠、自身损耗低、谐波发射量少的节能型产品，以全面提升建筑的能源利用效率。

6.1.3 用电设备的控制策略应具备适应峰谷分时电价的能力，通过功率调节实现经济运行。

6.1.4 在技术经济条件允许时，公共建筑的用能系统推荐采用全电气化设计。

6.1.5 设计应符合《建筑电气与智能化通用规范》GB55024、《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015、《民用建筑电气设计标准》GB51348 等规范标准的相关规定。

## 6.2 供配电系统

6.2.1 供电电压等级的确立，应依据本地区供电部门的条件及建筑的负荷容量综合判定。

6.2.2 变配电所应深入负荷中心，或与大功率用电设备组相邻。

6.2.3 电力变压器、电动机、交流接触器及照明设备等主要耗能单元，其能效水平应不低于国家现行相关能效标准中节能评价值或能效等级 2 级的规定。

6.2.4 应通过负荷计算合理选择变压器容量，确保其在大部分运行时间内负载率处于经济运行区间。对于季节性负荷特征明显的建筑，可为其配置专用变压器，并设计相应的退出运行或停运措施。

6.2.5 配电系统三相负荷的不平衡度应控制在 15%以内。对于单相负荷占比较大

的系统，应在变电所或相应配电箱处设置分相无功自动补偿装置。

**6.2.6** 系统的功率因数须符合地方电力主管部门的规定。对容量较大或距离变电所较远的感性负载，推荐采取独立的就地无功补偿措施。

**6.2.7** 对于产生谐波的大型用电设备，如大型可控硅调光设备、变频调速装置等，应就近配置谐波抑制措施。当建筑内非线性用电设备数量较多时，应预留安装集中滤波装置的空间。

**6.2.8** 特定用电设备的节能控制应满足以下要求：

1 电梯系统应具备变频调速功能，并在空载待机时能延时自动关闭轿厢内的照明与通风。对于多部集中布置的电梯，应采用群控调度。超高层建筑的电梯推荐采用能量回馈装置。

2 自动扶梯、自动人行步道应具备感应启动和变频控制功能，在无人使用时能够自动转入低速运行或暂停状态。

3 公共建筑内的电开水器等电热设备，应采用定时控制或与使用需求联动的节能控制方式。

**6.2.9** 在进行电缆选型时，应进行线路损耗计算。对于利用率高且长期运行的设备线路，在技术经济条件合理的情况下，可适当增大电缆导体截面积以降低长期运行的能量损耗。

**6.2.10** 公共建筑应为其配套的停车位配置充电设施或预留安装条件。新建建筑的充电桩配建比例宜达到 1:1，并应具备功率动态调控能力，应充分考虑冬季低温对充电效率及电池加热所需额外负荷的影响。

## 6.3 照明系统

**6.3.1** 各功能场所的照明功率密度（LPD）值，应符合现行国家标准《建筑照明设计标准》GB/T 50034 中的目标值要求以及《建筑节能与可再生能源利用通用

规范》GB 55015 中的限值要求。

### 6.3.2 光源的选择应以高效节能、绿色环保为导向，并满足以下要求：

1 一般照明场所，在保障照度与均匀度的基础上，应优先采用高光效、长寿命的 LED 灯具或细管径直管型三基色荧光灯。

2 人员长期工作或停留的区域，光源的显色指数（Ra）不应低于 80。

3 走道、楼梯间、卫生间、车库等非长期驻留区域，以及疏散指示、出口标志等，均宜选用 LED 光源。

4 严禁使用普通照明白炽灯，并严格限制卤钨灯等低效电光源的应用范围。

### 6.3.3 灯具及其附属装置应满足以下节能要求：

1 在满足眩光限制和配光要求的前提下，应选用高效率灯具。

2 气体放电灯应配备低损耗的节能型镇流器，并推荐采用单灯就地补偿方式，补偿后功率因数不应低于 0.9。

3 灯具自带的单灯控制器，应预留与智能照明控制系统通信的接口。

4 谐波含量符合现行国家标准《电磁兼容 限值 谐波电流发射限值》GB 17625.1 规定的 C 类照明设备的谐波电流限值。

### 6.3.4 照明控制系统的设计应实现精细化与智能化管理，并符合下列规定：

1 应结合天然采光条件与建筑使用模式，对照明实施分区、分组控制。在冬季日照时间短的地区，应强化人工照明与天然光的联动控制策略。

2 公共区域如走廊、楼梯间、门厅、车库等，宜采用人体感应、移动探测或定时集中控制等多种节能控制方式。

3 大开间办公室、多功能厅等多场景场所，推荐采用可编程的智能照明控制系统，实现按需照明。

4 当设置电动遮阳时，照度控制宜与其实现联动。

5 景观照明应设置平日、节假日、深夜等多种模式的自动控制装置。

6 旅馆客房应设置与门锁系统联动的总电源节能控制装置。

6.3.5 夜景照明的照明功率密度（LPD）限值，应符合现行行业标准《城市夜景照明设计标准》JGJ/T 163 中目标值的规定。

## 6.4 能耗监测与计量

6.4.1 公共建筑应构建一套完整的能耗监测与计量系统，并具备能效分析、碳排放分析与管理功能。

6.4.2 独立计费的用户或单台额定功率大于等于 10kW 的设备，应设置独立的电能计量单元。

6.4.3 电能计量应按用电类型进行分项，并建立清晰的编码体系，以实现能耗数据的分类、统计与分析。分项计量应至少包含以下类别：

1 A 类 照明插座用电：包括室内照明与插座、公共区域照明、景观照明等。在办公建筑中，宜将照明与插座用电分开计量。

2 B 类 供暖、通风与空调系统用电：包括冷热源设备（如冷水机组、热泵、电锅炉）、循环水泵、冷却塔风机、空调末端及通风设备等。应将电采暖设备作为重要子项进行独立监测。

3 C 类 动力用电：包括电梯、自动扶梯、生活水泵、非消防类风机等动力设备。

4 D 类 特殊用电：包括信息中心、厨房、洗衣房等有特殊用电需求的区域。

5 E 类 可再生能源：对太阳能光伏等可再生能源系统的发电量与上网电量进行独立计量。

## 6.5 建筑设备管理系统

6.5.1 公共建筑应根据其规模和等级，设置建筑设备管理系统（BMS）。该系统

宜集成建筑设备监控与建筑能效监管功能。

**6.5.2** 建筑设备管理系统的设计应能实现建筑能耗监测、设备运行状态监控和建筑能效监管等核心功能，其监控范围宜涵盖暖通空调、给排水、照明、电气、电梯等主要系统。

**6.5.3** 系统采集的能耗数据应进行长期存储、分类汇总，并能按需展示和导出。数据处理应支持统一折算为电量或标准煤。

**6.5.4** 建筑设备监控系统的节能控制算法，宜根据室内外温度、照度、人员占用等多种信息，对可调节围护结构、暖通空调及照明等系统进行联动与优化控制。

**6.5.5** 公共机构和大型公共建筑的建筑设备管理系统，应具备向建筑能耗远程监测系统远传能耗累计数据的能力。

## **6.6 可再生能源应用**

**6.6.1** 新建公共建筑应积极应用太阳能系统。其光伏组件或太阳能集热器的总安装面积应满足以下要求：

- 1 对于6层及以下的甲类公共建筑，不应少于其屋顶可利用总面积的20%。
- 2 对于6层以上的公共建筑，不应少于其屋顶可利用总面积的15%。

**6.6.2** 太阳能系统的设计应进行精细化分析，通过逐时计算预测系统发电量或集热量，并应充分考虑入射角、阴影遮挡等实际环境因素的影响。

**6.6.3** 建筑光伏系统应优先遵循“自发自用”原则。当光伏发电量占建筑总用电量比例超过20%时，推荐采用直流配电系统，并优先为照明、充电桩、空调等负荷供电。

**6.6.4** 光伏系统设计时，必须对冬季雪荷载进行复核，组件安装倾角和布局应有利于积雪的自然滑落，并为人工清雪提供便利条件。

# 7 可再生能源应用

## 7.1 一般规定

7.1.1 建筑用能方案应根据当地气候特点、环境资源和适用条件，结合地方相关政策，优先采用适宜的可再生能源。

7.1.2 可再生能源利用设施及安装方案应与主体工程同步设计。

7.1.3 建筑室外环境照明和景观亮化宜采用太阳能、风能等发电并配置蓄电池的方式作为照明电源。

7.1.4 可再生能源应用系统的监测和计量，应符合现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015的规定。

## 7.2 太阳能利用

7.2.1 建筑宜采用光热或光伏与建筑一体化系统，且不对围护结构的建筑功能造成不利影响，并应符合国家现行标准的有关规定。

7.2.2 新建建筑应用太阳能系统时宜满足以下要求：

1 6层及以下建筑的太阳能集热面积或光伏组件总安装面积不应少于全部屋面水平投影面积的20%；

2 6层以上建筑的太阳能集热面积或光伏组件总安装面积不应少于全部屋面水平投影面积的15%。

7.2.3 太阳能系统设计应在考虑入射角、阴影遮挡等环境因素影响前提下，逐时计算光伏系统发电量、太阳能集热系统集热量，得出全年太阳能光伏发电自消纳比例和太阳能热利用系统保证率。

7.2.4 太阳能集热器和光伏组件应选择不受自身或建筑本体遮挡的位置设置。并保证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。

7.2.5 建筑光伏发电宜自发自用。光伏供电超过单体建筑20%的用电比例时，宜采用直流配电系统。直流配电系统宜接入照明、充电桩、空调等负载，并设置与市政电网互动的接口。

## 7.3 地源热泵系统

7.3.1 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5000m<sup>2</sup>时，应进行现场岩土热响应试验。

7.3.2 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50000m<sup>2</sup>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。

7.3.3 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》GB30721规定的节能评价值，并宜采取降低循环水泵输送能耗等节能措施，提高地源热泵系统的能效。

7.3.4 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。

7.3.5 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。

7.3.6 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。

7.3.7 有稳定热水需求的公共建筑，应根据负荷特点，采用部分或全部热回收型水源热泵机组。全年供热水时，应选用水源热水机组。

7.3.8 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。

## 7.4 空气源热泵系统

7.4.1 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。

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

7.4.3 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 5.4.3 规定的数值。

表 7.4.3 空气源热泵设计工况制热性能系数（COP）

机组类型	严寒地区	寒冷地区
冷热风机组	1.8	2.2
冷热水机组	2.0	2.4

7.4.4 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%。

7.4.5 当采用冷热水型空气源热泵机组作为冬季热源时，应校核末端供暖设施的供热能力。

7.4.6 空气源热泵系统用于严寒和寒冷地区时，应采取防冻措施。

7.4.7 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。

## 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，非要求这样做不可的：

正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”；

2) 表示很严格，在正常情况下均应这样做的：

正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”；

3) 表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的：正面词采用“宜”，反

面词采用“不宜”；

4) 表示有选择，在一定条件下可以这样做的，采用“可”。

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

## 引用标准名录

辽宁省地方标准

公共建筑节能与可再生能源应用设计标准  
(征求意见稿)

DB21/T xxxx-2025

条文说明

# 1 总则

1.0.1 本条阐述了本标准的编制目的。

1.0.2 本条规定了标准的适用范围。

1.0.3 本条对规模超大的、能源消耗超大的建筑节能设计提出更高要求，规模指标与国家《公共建筑节能设计标准》GB50189 一致。

## 3 建筑

### 3.1 一般规定

3.1.1 随着全球气候变暖和辽宁省人口向城市聚集的趋势，城市热岛效应对建筑环境影响越来越强，夏季制冷能耗需求越来越大。建筑群的总体规划应该采取增加植被覆盖、设置水体、减少硬质路面面积等有效措施积极应对，提高环境舒适度。建筑规划布置方案应充分引导夏季自然通风，冬季充分利用日照并减弱主导风向强度。

3.1.3 供电供暖能源设备机房的位置选择合理，可以缩短能源供应输送距离，降低能源输送损失。建筑群和单体建筑中冷热源机房、变配电室等宜位于或靠近负荷中心位置并集中设置。

3.1.4 辽宁各地区均位于严寒或寒冷地区，建筑面向冬季主导风向的出入口设门斗、旋转门、错位入口等过渡空间，可以大幅度提高建筑入口区域的热舒适度，减少热量损失。

3.1.5 建筑立面、屋顶与该位置的太阳能系统进行一体化设计能够更好地保证造型效果和牢固度。

3.1.6 装配式建筑围护结构与外墙保温隔热技术措施一体化可以提高施工速度，缩短工期，减少施工期碳排放。

3.1.7 通过计算机模拟建筑室内风环境，可以优化自然通风系统方案，改善热工环境。

### 3.2 通风、采光与围护结构性能

3.2.1 建筑总平面布局通过建筑单体位置、高度的设计可以优化外部空间自然通风环境，并为室内充分利用自然通风打下良好基础。

3.2.2 建筑室内自然通风除考虑平时使用外，尚应规划平疫转换预案，切断细菌病毒等有害病原体的传播途径。

3.2.3 本条为建筑内部可以采取的空间布局层面自然通风措施。

3.2.4 本条为建筑内部可以采取的建筑构件层面自然通风措施。

3.2.5 本条为采用通风器时，对建筑构造的要求。考虑到营造优良的室内空气质量和声环境，通风器宜有过滤污染物和关闭后隔离外部环境噪声功能。

3.2.6 本条对重要房间或场所的自然通风路径设计提出要求，避免因设计不当导致以空气传播为途径的疾病通过通风系统传播。

- 3.2.7 本条指标参数要求与《公共建筑节能设计标准》GB/T50189 一致。
- 3.2.9 本条为建筑可以采取的建筑构件层面增加自然光利用措施。
- 3.2.10 本条指标参数要求与《公共建筑节能设计标准》GB/T50189 一致。
- 3.2.11 辽宁各地区均位于严寒或寒冷地区，建筑提醒规整，可以减少围护结构热量损失。

### 3.3 建筑幕墙、采光顶及金属屋面

- 3.3.1 建筑幕墙、采光顶及金属屋面通常在围护结构中面积占比较大，保温隔热、采光、通风、气密性对建筑热工环境影响显著。建筑幕墙、采光顶及金属屋面结构安全、防火、水密性事关建筑安全和使用品质。
- 3.3.3-3.3.6 建筑幕墙、采光顶及金属屋面设计的要求，重点着重于结构安全、热桥部位、防结露措施。
- 3.3.7 本条为建筑幕墙、采光顶及金属屋面的节能计算原则。规定了各部位、各类型建筑幕墙计算要求和方法，重点部位构造处理要求等。
- 3.3.9 本条规定了采用光伏与建筑一体化系统时，保证结构连接安全可靠，维护检修方便的措施要求。

### 3.4 既有建筑节能改造

- 3.4.1 不同建筑由于建设时间不同围护结构材料、质量、破损情况均存在较大差异，新增的节能材料和可再生能源利用措施可能影响抗震、结构、施工防火安全性。必须进行现场检测和安全可靠性评估。
- 3.4.2 本条规定了节能改造标准原则。既有建筑受外部市政供电、供水能力、运输条件限制，甚至由于改造不得影响其他未改造部分，或者改造与内部使用同期进行等因素影响，要合理确定适宜的、可操作的节能标准和方案。
- 3.4.3 本条规定了节能改造防火安全原则。
- 3.4.4 本条规定了节能改造结构安全原则。
- 3.4.5 本条规定了节能改造防水原则。

# 4 供暖通风与空气调节

## 4.1 一般规定

4.1.2 本条规定了冷热媒温度的选取原则，提倡低温供暖、高温供冷。

4.1.3 建筑通风被认为是消除室内空气污染、降低建筑能耗的最有效手段。当采用通风可以满足消除余热余湿要求时，应优先使用通风措施，可以大大降低空气处理的能耗。严寒寒冷地区冬季采用通风消除余热、余湿时，需同时考虑进入室内冷风所产生的热负荷。当选择机械送风系统的空气加热器时，室外空气计算参数应采用供暖室外计算温度；当其用于补偿全面排风耗热量时，应采用冬季通风室外计算温度。

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

当建筑全年供冷需求的运行时间较少时，如果采用设置冷水机组的集中供冷空调系统，会出现全年集中供冷系统设备闲置时间长的情况，导致系统的经济性较差；同理，如果建筑全年供暖需求的时间少，采用集中供暖系统也会出现类似情况。因此，如果集中供冷、供暖的经济性不好，宜采用分散式空调系统。从目前情况看：建议可以以全年供冷运行季节时间3个月(非累积小时)和年供暖运行季节时间2个月，来作为上述的时间分界线。当然，在有条件时，还可以采用全年负荷计算与分析方法，或者通过供冷与供暖的“度日数”等方法，通过经济分析来确定。分散设置的空调系统，虽然设备安装容量下的能效比低于集中设置的冷(热)水机组或供热、换热设备，但其使用灵活多变，可适应多种用途、小范围的用户需求。同时，由于它具有容易实现分户计量的优点，能对行为节能起到促

进作用。

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

4.1.5 本条规定了空调系统划分的基本原则。

## 4.2 冷源与热源

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

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。

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，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 辽宁地区城镇集中热源较为普遍。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 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。

8 水环热泵空调系统是用水环路将小型的水/空气热泵机组并联在一起，构成一个以回收建筑物内部余热为主要特点的热泵供暖、供冷的空调系统。需要长时间向建筑物同时供热和供冷时，可节省能源和减少向环境排热。由于水环热泵系统的初投资相对较大，且因为分散设置后每个压缩机的安装容量较小，使得COP值相对较低，从而导致整个建筑空调系统的电气安装容量相对较大，因此，在设计选用时，需要进行较细的分析。从能耗上看，只有当冬季建筑物内存在明显可观的冷负荷时，才具有较好的节能效果。

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定了峰谷电价差政策。

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

11 由于可供空气调节的冷热源形式越来越多，节能减排的形势要求下，出现了多种能源形式向一个空调系统供能的状况，实现能源的梯级利用、综合利用、集成利用。

4.2.2 建设节约型社会已成为全社会的责任和行动，用高品位的电能直接转换为低品位的热能进行供暖，能源利用效率低，是不合适的。

辽宁地区全年有（4~6）个月供暖期，时间长，供暖能耗占有较高比例。近些年来由于供暖用电所占比例逐年上升，致使一些省市冬季尖峰负荷也迅速增长，电网运行困难，出现冬季电力紧缺。盲目推广没有蓄热配置的电锅炉，直接电热供暖，将进一步劣化电力负荷特性，影响民众日常用电。因此，应严格限制应用直接电热进行集中供暖的方式。

1 对于不在集中供热覆盖范围内，同时由于消防或环保要求无法使用燃气、煤、燃油等各种燃料供暖的建筑，如果受上述条件所限只能采用电驱动的热源供暖时，应采用各种热泵系统。

2 如果建筑本身设置了可再生能源发电系统，例如太阳能发电、生物质发电等，且发电量能够满足建筑本身的电加热需求，不消耗市政电能时，允许这部分

电能直接用于供暖。

3 峰谷电价制度能充分发挥价格的经济杠杆作用，调动用户削峰填谷，缓和电力供需矛盾，提高电网负荷率和设备利用率。因此在实施峰谷电价的地区，允许仅利用夜间低谷电开启电加热设备进行供暖或蓄热；其他时段则不允许开启电加热设备。

4 随着我国电能生产方式的变化，全国各地电能生产呈现多元化趋势，各地的电能供应需求的匹配情况也不同。因此如果建筑所在地区电能富余、电力需求侧有明确的供电支持政策鼓励应用电供暖时，允许使用电直接加热设备作为供暖热源。

电直接加热设备作为供暖热源时，系统惰性小、控制灵活，可以及时呼应房间负荷的变化，如发热电缆、低温电热膜等，应分散设置系统。如果此时采用集中的电锅炉为热源，用电加热水，再用水作为热媒对用户进行供热，会带来初投资的浪费、效率的损失，运行时又因同时使用情况的差异会带来运行能耗的巨大浪费，是典型的高品位能源低用。需要予以禁止。

本条对相应的工程设计作出限制。作为自行配置供暖设施的居住建筑来说，并不限制居住者自行选择直接电热方式进行供暖。

4.2.3 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。考虑到辽宁地区的具体情况，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 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。

4 随着我国电力事业的发展和需求的变化,电能生产方式和应用方式均呈现出多元化趋势。同时,全国不同地区电能的生产、供应与需求也是不相同的,无法做到一刀切的严格规定和限制。因此如果当地电能富余、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。

4.2.4 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。

4.2.5 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 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 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 $40^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$ ,使烟气中的水蒸气冷凝下来并释放潜热,可以使热效率提高到100%以上(以低位发热量计算),通常比非冷凝式锅炉的热效率至少提高10%~12%。燃料为天然气时,烟气的露点温度一般在 $55^{\circ}\text{C}$ 左右,所以当系统回水温度低于 $50^{\circ}\text{C}$ ,采用冷凝式锅炉可实现节能。

4.2.6 在大中型公共建筑中,或者对于全年供冷负荷变化幅度较大的建筑,冷水(热泵)机组的台数和容量的选择,应根据冷(热)负荷大小及变化规律确定,单

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

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

4.2.8 本条规定了蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组的性能系数。辽宁地区热工分区主要包含严寒 C 区和寒冷地区，根据所处区域确定相应蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组性能系数的限制。

4.2.9 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。受 IPLV 的计算方法和检测条件所限，IPLV 具有一定适用范围：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；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；IPLV 不能用于评价多台冷水机组综合部分负荷性能水平。

4.2.10 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

4.2.11 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》GB21454 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效考核指标。本规范与设备能效国家标准协同一致。

4.2.12 现行国家强制性工程建设规范《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015 规定电机驱动的单元式空气调节机、风管送风式空调（热泵）机组以及房间空气调节器的能效要求。单元式空调机主要适用于工艺型单元式空气调节器以及名义制冷量大于或等于 7kW 的舒适性单元式空气调节器，按出风静压可分为直吹型和风管型。风管送风式空调（热泵）机组是一种通过风管向密闭空间、房间或区域直接提供集中处理空气的设备。房间空气调节器从形式上分为整体式、分体式以及一拖多式。《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB55015 规定的房间空气调节器，适用于额定制冷量不大于 14kW 的房间空气调机器。

#### 4.2.13 风冷制冷机组室外机设置要求。

1 风冷、蒸发冷却式冷水（热泵）式机组的运行效率，很大程度上与室外机的换热条件有关。考虑主导风向、风压对机组的影响，机组布置时避免产生热岛效应，保证室外机进、排风的通畅，一般出风口方向 3m 内不能有遮挡。

2 室外机除了避免自身气流短路外，还应避免含有热量、腐蚀性物质及油污微粒等排放气体的影响，如厨房油烟排气和其他室外机的排风等。

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

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

#### 4.2.14 多联机空调系统是利用制冷剂(冷媒)输配能量的，在系统设计时必须考虑制冷剂连接管(配管)内制冷剂的重力与摩擦阻力对系统性能的影响。因此，设计系统时应根据系统的制冷量和能效比衰减程度来确定每个系统的服务区域大小，以提高系统运行时的能效比。设定因管长衰减后的主机制冷能效比(EER)不小于 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。

#### 4.2.15 辽宁地区春秋季节、供暖初期与供暖末期，室外空气湿球温度较低，适合利用新风降温。

#### 4.2.16 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。

#### 4.2.17 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。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。

### 4.3 输配系统

4.3.2 在供暖空调系统中，由于种种原因，大部分输配环路及热(冷)源机组(并联)环路存在水力失调，使得流经用户及机组的流量与设计流量不符。设置水力平衡装置后，可以通过对系统水力分布的调整与设定。保持系统的水力平衡，提高系统输配效率，保证获得预期的供暖效果，达到节能的目的。

4.3.3 本条是对现行行业标准《公共建筑节能设计标准》GB50189和《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ26相关内容的整理。

4.3.5 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，采用两管制水系统完全可以满足使用要求，因此予以推荐。

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

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

系统设计时，应重点考虑以下两个方面：

(1) 冷水机组对变水量的适应性：重点考虑冷水机组允许的变流量范围和允许的流量变化速率；

(2) 设备控制方式：需要考虑冷水机组的容量调节和水泵变速运行之间的关系，以及所采用的控制参数和控制逻辑。

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

### 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。

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

(4) 工程中常有空调冷热水的一些系统与冷热源供水温度的水温或温差要求不同，又不单独设置冷热源的情况。可以采用再设换热器的间接系统，也可以采用设置二级混水泵和混水阀旁通调节水温的直接串联系统。后者相对于前者有

不增加换热器的投资和运行阻力，不需再设置一套补水定压膨胀设施的优点。因此增加了当各环路水温要求不一致时按系统分设二级泵的推荐条件。

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

4.3.8 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。

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

**4.3.13** 流水结冰的原因主要受管内流态及管外壁温度影响，当管内处于层流( $Re < 2300$ )时，当管外温度在 $0^{\circ}\text{C}$ 以下时，管内出现结冰的几率会增加，尤其是靠近管道壁面、盘管转弯处极易结冰。加热管管径 $15\text{mm}$ 时，流速应大于 $0.15\text{m/s}$ 。

辽宁地区冬季室外温度较低，极端室外温度在 $-16^{\circ}\text{C}\sim-28^{\circ}\text{C}$ 不等。当室外低温新风接触热水盘管时，由于盘管内水流流速较低、盘管管径较小、新风冷量较大，往往出现冬季新风热水盘管冻胀现象，进而使得热水盘管损坏的风险。特别的，冬夏季往往共用盘管，但是冬季热水供回水温差是夏季的 $2\sim 4$ 倍，这将导致冬季盘管内水流量偏小，换热面积较大，出水温度较低，容易出现出水温度低于 $0^{\circ}\text{C}$ 的冻结风险。

目前常见的冬季新风防冻措施有电预热防冻、高温水防冻、值班风旁通导流法新风防冻、水循环新风防冻、防冻液式新风防冻、溶液调湿式新风防冻等方法。

(1) 电预热防冻系统简单，运行稳定；但是加热能耗大，运行费用高，往往用于科研实验、医疗净化等连续运行场合。(2) 高温水防冻主要通过预热盘管独立设置高温水系统防冻，需要供水温度通常为70℃以上，往往受热源等现状条件制约。(3) 旁通导流法新风防冻依赖于电动阀的保温性能和室内空气温度，可靠性差。低温室外空气与室内空气混合，会出现结露、结冰现象。适合间歇运行，室内环境要求不高的场所。(4) 水循环新风防冻设置混水循环泵，增强盘管内热水流动，提高并保持紊流流速。水量不容易调节，容易出现新风温度失控的情况，需设置自控系统来保证循环系统的可靠运行。(5) 防冻液式新风防冻利用不同浓度乙二醇等防冻介质热物性，实现低温防冻。需设置换热系统，存在换热损失，循环工质液体的物理化学性质需要特别注意，避免挥发或渗漏污染室内空气环境。适合展厅、体育馆等冻结风险高建筑场所。(6) 溶液调湿式新风防冻与温湿度独立控制系统结合，溶液调湿型空调无需采取防冻措施，冬季防冻性能好。内置热泵循环系统，充分利用热泵系统产生的冷量和热量，能源利用率高。适合全年新风处理要求场所，造价较高。

上述防冻措施的初投资、运行特点对比如下表所示。应根据项目特点选择适宜的防冻方式。也可采用多种防冻方式组合，结合能源方案利用新风热回收、热泵等技术。

表1 常见新风防冻措施

序号	防冻方式	投资大小	控制系统	电耗	可靠性	后期维护
1	电预热	★★	★★	★★★★★	★★★	★★
2	高温水预热	★★	★	★	★★	★
3	旁通导流	★	★★	★★	★	★★
4	混水循环泵	★★★	★★★	★★★	★★★	★★★
5	循环防冻液	★★★	★★★	★★★	★★★★★	★★★★★
6	溶液除湿	★★★★	★★	★★	★★★	★★★★

4.3.15 条件允许时，对于人员密度较大的房间，特别是人员密度波动较大的房间，应根据二氧化碳浓度控制新风量。二氧化碳并不是污染物，但可以作为评价室内空气品质的指标，现行国家标准《室内空气质量标准》GB/T 18883 对室内二氧化碳的含量进行了规定。当房间内人员密度变化较大时，如果一直按照设计的较大人员密度供应新风，将浪费较多的新风处理用冷、热量。

4.3.17 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。

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

4.3.18 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。粗效过滤器的初阻力小于或等于 50Pa(粒径大于或等于 2.0  $\mu\text{m}$ ，效率不大于 50%且不小于 20%)，终阻力小于或等于 100Pa。中效过滤器的初阻力小于或等于 80Pa(粒径大于或等于 0.5  $\mu\text{m}$ ，效率小于 70%且不小于 20%)，终阻力小于或等于 160Pa。

4.3.21 本条规定了冷却水系统的设计要求。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。

4.3.24  $W_s$ 指的是实际消耗功率而不是风机所配置的电机的额定功率。因此不能用设计图(或设备表)中的额定电机容量除以设计风量来计算 $W_s$ 。设计师应在设计图中标明风机的风压(普通的机械通风系统)或机组余压(空调风系统) $P$ ，以及对风机效率  $\eta_F$  的最低限值要求。

4.3.26 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。随着风机的启停，自动开启或关闭，通往室外的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。

4.3.27 本条规定了热回收机组的设计要求，辽宁地区宜选用显热回收装置，如转轮式、液体循环式、板式、热管式热回收装置。

## 4.4 末端系统

4.4.1 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。为了保护儿童、老年人、特殊人群的安全健康，避免烫伤和碰伤，这些场所散热器应暗装。

4.4.3 风机的变风量途径和方法很多，通常变频调节通风机转速时的节能效果最好，所以推荐采用。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。

4.4.5 本条规定了发热量大房间的通风设计要求。

## 4.5 监测、控制与计量

4.5.2 锅炉房、换热机房和制冷机房应对下列内容进行计量：燃料的消耗量、供热系统的总供热量、制冷机（热泵）耗电量及制冷（热泵）系统总耗电量、制冷系统的总供冷量、补水量。

4.5.5 供暖空调系统应设置自动室温调控装置。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。

4.5.6 冷热源机房的控制要求。

1 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。对于一级泵系统冷机定流量运行时，冷量可以简化为供回水温差；当供水温度不作调节时，也可简化为总回水温度来进行控制，工程中需要注意简化方法的使用条件。

2 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。

3 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。

4 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。辽宁地区夏季室外湿球温度较低，可以通过适当降低冷却水温度，从而提高冷水机组的性能系数。因此，推荐在有条件时采用。

5 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。

#### 4.5.7 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。

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 $1^{\circ}\text{C}$ ，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。

6 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 给水排水

## 5.1 系统设计

5.1.1 合理利用水资源,避免水的损失和浪费,充分考虑水源的供给分质、排放减量、再利用、再循环的原则,综合利用各种水资源,可减少市政配套的整体负荷,对于节能、减排有积极作用。

5.1.2 尽可能利用室外给水管网的水压,以直接连接方式供水,非必要不设置二次加压设备。

5.1.3 节水型卫生器具的国家标准是《节水型卫生洁具》(GB/T 31436)。采用节水型卫生器具,可减少系统实际运行负荷,减少污水排放,实现节约水资源,降低整体能耗的作用。

5.1.4 系统型式的合理性、设计参数选择的贴合度等是系统高效、安全、可靠运行的基础,可保障设备在高效段的运行时间。具备条件时,充分利用城镇管网余压,可减少供水设备的功率,较小能源消耗,保证供水水质。采用叠压供水时,应了解城镇管网现状情况,符合相关要求。

5.1.5 建筑高度不超过 100m 的高层建筑,一般低层可利用市政水压直接供水,其他楼层多采用变频调速泵垂直分区并联供水方式,采取措施可保证设备的高效运行。对建筑高度超过 100m 的高层建筑,若仍采用并联供水方式,系统压力大,难以保证设备在高效段运行时间,故采用串联供水、设置中间水箱重力流供水,采用工频转输泵供水,保证主要设备高效运行。

5.1.6 小区二次供水加压设施服务半径不宜大于 500m 的要求,减少管网损失,减小给水加压设施的扬尘,达到机房设置数量和供水半径的平衡,以达到节能运行的目标。

5.1.7 根据现行标准《污水排入城镇下水道水质标准》GB/T31962 规定,污水排入城镇下水道的水温不得超过 40℃。生活排水余热回收利用,视生活排水排放量、稳定性、水温,经技术经济比较合理时理实施。公共浴场、学生集中淋浴房、游泳池等工程,采用余热回收利用节能效果效益明显,应用广泛。对于排水水温高、水量少且不稳定,余热回收利用不合理时,采用降温措施。

5.1.8 普通住宅、用水点分散的建筑，如设置集中热水供应系统一次投资大、热损失大、系统循环能耗高，特别是办公楼，一般只有洗手用热水，其用量少，时间短，用水时很可能洗完手热水还未到位，又耗能又费水。日用水量(按 60℃计)小于 5m<sup>3</sup> 的建筑，因设集中热水供应系统，相应热损失占比更大，耗能多，故宜采用局部热水供应系统。

5.1.9 本条第 1 款对集中热水供应系统的热源，首先利用余热、废热、地热等，并规定了“稳定、可靠”的前提条件。避免不稳定、不可靠时设置两套水加热系统不经济、系统控制、运行管理复杂，很难达到应有的节能效果的情况。本条第 2 款，不单独设置专用燃气或燃油锅炉制备蒸汽作为热源，避免出投资大、多次换热的效率下降、简化系统、以达到节能的需求。本条第 3 款，因用电制备热水节能效果差，故给出选用城市电网作为热源的特殊情况。

5.1.10 系统的供水温度高，会造成整个系统的热损失大，造成能源浪费，故给出在保证使用功能下的出水温度要求。

5.1.11 局部热水供应系统多采用城市电网作为热源，为达到节能效果，故推荐利用可再生能源作为辅助或主热源。

5.1.12 既有建筑改造受原建筑条件的制约，提出更换后节能效果不能低于原技术水平。

## 5.2 设备选择

5.2.1 本条第 1 款依据现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB19762 对水泵的效率提出要求，包括泵能效限定值、泵目标能效限定值、泵节能评价值。本条第 2、3、4 款选择加压水泵时，必须对水泵的 Q~H 特性曲线进行分析，应选择特性曲线为随流量增大其扬程逐渐下降的水泵；选泵时依据管网特性曲线所要求的水泵工作点，应位于水泵效率曲线的高效区内；以保证水泵能长期稳定在高效段运行。本条第 4、5、7 款，选用气压罐可减少水泵的开启时间；多台水泵配置运行灵活，可保证高效段运行时间；多台水泵时宜选用成套设备保证整体的兼容性和效率。

5.2.2 依据建筑《节能与可再生能源利用通用规范》GB55015，对居住建筑利用电热水器的节能参数提出最低要求，其对应《储水式电热水器能效限定值及能效

等级》中的能耗等级为 2 级的产品。

5.2.3 依据建筑《节能与可再生能源利用通用规范》GB55015，对采用空气源热泵热水机组提供热源时的节能参数提出最低要求，满足《热泵热水器》GB/T23137 的相关产品要求。

# 6 电气

## 6.1 一般规定

6.1.1 针对不同的工程项目确定合理的设计方案，保证电气设施运行安全可靠、经济合理、技术先进、维护管理方便这些基本要求，是设计中必须遵守的准则。

6.1.2 节能是一项重要的国策。此条规定的目的，在于强调设计中要从各方面积极采用和推广成熟、有效的节能措施，配合国家发展和改革委员会颁布的《节能中长期专项规划》的落实，努力降低电能消耗。

6.1.3 用户可通过必要的技术手段和管理手段，合理安排用电时间，削峰填谷，提高电力资源的利用效率。

6.1.4 要实现碳中和，就要减少对燃料型能源的依赖，才能充分利用水电、风电、光电、核电这类零碳能源。因此，全面电气化自然成为必然结果，也必将带来能源消费侧的革命性变化和全面技术进步。

## 6.2 供配电系统

6.2.1 建筑物的配变电所为末端的用户站，变压的级数一般不超过二级，多一级变电意味着设备投资的增加，也意味着变电过程中能耗的增多。

6.2.2 强调技术经济比较合理配置变压器或配变电所。建议按照建筑使用功能、业态、大负荷情况、物业管理、避难层/设备层等设置配变电所。

6.2.3 提高产品的能源利用效率是电气和照明节能的基础手段，因此根据“促进能源资源节约利用”的要求，从降低建筑能耗的角度出发，设置此条文。

6.2.4 变压器容量指标可参照《民用建筑电气设计标准》GB 51348-2019 表 24.1.4，节能值是用于衡量建筑电气设计变压器容量的选择是否合理的指标。

6.2.5 系统单相负荷达到 20% 以上时，容易出现三相不平衡，且各相的功率因数不一致，故采用部分分相补偿无功功率。

6.2.6 容量较大的用电设备一般指单台 AC380V 供电的 250kW 及以上的用电设备，功率因数较低一般指功率因数低于 0.8，离配变电所较远一般指距离在 150m 左右。

6.2.7 谐波抑制措施参见现行国家标准《建筑电气工程电磁兼容技术规范》GB 51204 的相关规定。

6.2.8

1 多台电梯集中调度和群控，不仅方便使用，而且优化了运行逻辑，实现良好的节能效果，应推广使用；电梯的能量回收技术逐渐成熟，具有良好的节能效益。

2 自动扶梯和自动人行道在空载时需一定的延时才可停止运行或低速运行，既有利于节能环保，又避免频繁启停。

6.2.9 电缆的选择尚宜根据经济电流密度选择长寿命周期电缆，降低运营成本。

## 6.3 照明系统

6.3.1 设计中应采用平均照度、点照度等计算方法，先计算照度，在满足照度标准值的前提下计算所用的灯数量及照明负荷（包括光源、镇流器、变压器或 LED 驱动电源等灯的附属用电设备），再用 LPD 值作校验和评价。

6.3.2

1 LED 光源、细管径（ $\leq 26\text{mm}$ ）直管形三基色荧灯光效高、寿命长、显色性较好，适用于灯具安装高度较低（通常情况灯具安装高度低于 8m）的房间如办公室、教室、会议室、诊室等房间，以及轻工、纺织、电子、仪表等生产场所。

2 一般显色指数是描述光源显色性的指标，对于显示性不加限制会影响室内光环境质量。

6.3.2

4 建筑照明一般场所不采用普通照明白炽灯，但在特殊情况下，其他光源无法满足要求时方可采用白炽灯。

6.3.3

1 灯具效率不应低于现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 的相关规定。

2 当灯具功率因数低于 0.85 时，均应采取灯内单灯补偿方式。

3 单灯控制则可以使得控制系统具有更大控制灵活性，从而能够更好地满足照明系统使用过程中不断变化的照明需求，提高照明控制系统的精细化管理水平，

预留相应的控制接口，便于系统功能目标的实现。

### 6.3.3

4 现行国家标准《电磁兼容 限值 第1部分：谐波电流发射限值（设备每相输入电流 $\leq 16\text{A}$ ）》GB17625.1中规定了照明产品的谐波限值和测试要求，适用的照明设备包括气体放电灯、LED灯具、LED驱动电源等照明产品。

### 6.3.4

1 在具有天然采光的区域，照明设计及照明控制应与之结合，根据采光状况和建筑使用条件，对人工照明进行分区、分组控制（如办公室、教室、会议室等），其目的就是在充分利用天然光的同时，也不影响此区域正常使用。

3 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。

5 考虑到平日与节假日、深夜对照明效果的不同要求，且不同照明模式下的用电量差别较大，从照明节能出发，特作此规定。

6.4.1 能耗监测与计量系统设计应按照建筑能耗的分类和分项要求，对能耗数据进行归类、统计和分析，并可自动、定时向上级数据中心发送能耗数据信息。

### 6.4.3

1 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。

2 若空调系统末端用电不可单独计量，空调系统末端用电应计算在照明和插座子项中，包括220V排风扇、室内空调末端（风机盘管、VAV、VRV末端）和分体式空调等。

6.5.1 建筑设备管理系统是确保建筑设备运行稳定、安全及满足物业管理的需求，实现对建筑设备运行优化管理及提升建筑用能功效，并且达到节能的建设目标。

6.5.2 建筑内的冷热源、供暖通风和空气调节、给水排水、供配电、照明、电梯等建筑设备以及可再生能源系统等其他建筑设备，当采用自成独立体系的专业化监控系统形式时，应以标准化通信方式纳入建筑设备管理系统。

6.5.3 建筑的分类和分项能耗数据监测应符合现行行业标准《公共建筑能耗远

程监测系统技术规程》JGJ/T285 的有关规定。

6.6.1 为完成我国 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能源在建筑中的推广应用力度。

6.6.2 光伏发电系统的预测发电量可参照《民用建筑电气设计标准》GB 51348-2019 第 25.2.4 条公式进行计算。

6.6.3 开发利用太阳能已成为共识，太阳能光伏发电应用中具有不受地域限制、规模灵活、清洁无污染、安全可靠、运行稳定等优点。利用可再生能源应本着“自发自用，余量上网，电网调节”的原则。要根据当地日照条件考虑设置光伏发电装置。

6.6.4 持久设计状况和短暂设计状况的建筑光伏系统结构构件计算，应包括重力荷载、屋面活荷载、检修荷载、雪荷载、风荷载和温度作用的效应。作用效应组合的计算方法应符合现行国家标准《建筑结构荷载规范》GB 50009 的有关规定。

# 7 可再生能源应用

## 7.1 一般规定

7.1.1 本条规定了选择可再生能源的原则。

7.1.3 本条规定了建筑室外环境照明推荐采用的电源形式。建筑室外环境照明是保证夜景美观、居民生活品质水平和环境安全的重要保障，建筑室外环境照明采用可再生能源有利于降低能耗、减少环境污染。特别是在老旧小区改造时，可操作性强、施工速度快，可以最大限度减少对居民生活的影响。

7.2.1 本条规定了建筑利用太阳能的要求。应最大限度减少对围护结构采光、通风、造型等功能的影响。

7.2.2 本条参照《公共建筑节能设计标准》GB/T50189，并扩展到对所有民用建筑做了要求。

7.2.4 本条规定了太阳能集热器和光伏组件的设置位置要求。

7.2.5 本条规定了光伏发电的推荐配置方式。建议以自用为主，兼顾与市政电网互动。

7.3.1 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。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5000m<sup>2</sup>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。当建筑面积在1万m<sup>2</sup>~5万m<sup>2</sup>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<sup>2</sup>时，测试孔应大于或等于4个。

7.3.2 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。

7.3.3 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。

7.3.4 不同地区岩土体、地下水或地表水水温差别较大，设计时应按实际水温参数进行设备选型。末端设备应采用适合水源热泵机组供、回水温度的特点的低温辐射末端，保证地源热泵系统的应用效果，提高系统能源利用率。

7.3.5 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。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。

**7.3.6** 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。

**7.3.8** 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。代表性房间面积应占总供暖空调面积的10%以上。

**7.4.1** 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：

$$Q=q \times k1 \times k2 \quad (3)$$

式中：Q——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）；

k1——使用地区室外空气调节计算干球温度修正系数；

k2——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。

**7.4.2** 《空气源热泵系统工程技术规程 DB21/T 3384-2021》基于空气源热泵与电辅助热源耦合连续供暖的运行模式，提供部分地区经济平衡点温度。为便于设计选型，提出基于经济平衡点温度的辅助热源比例系数，通常采用下式进行计算：

$$\eta_F = \frac{t_b - t_w}{t_n - t_w}$$

$$Q_F = \eta_F Q$$

式中： $\eta_F$ ——辅助热源比例系数；

$Q_F$ ——辅助热源制热量；

$Q$ ——设计热负荷；

$t_b$ ——平衡点温度， $^{\circ}\text{C}$

$t_n$ ——室内计算温度， $^{\circ}\text{C}$

$t_w$ ——冬季室外计算温度， $^{\circ}\text{C}$

辽宁大部分地区辅助热源比例系数在 12%~18%，并与冬季室外计算温度呈近似线性关系。这一比例关系适用于连续供暖方式的办公建筑。对于其他建筑类型或采用间歇供暖方式的建筑，应重新核算最经济平衡点温度。

辽宁部分城市的最经济平衡点温度

地区	供暖		空调	
	室外温度	平衡点温度	室外温度	平衡点温度
沈阳	-16.9	-11.6	-20.7	-13.9
大连	-9.8	-7	-13	-9.1
鞍山	-15.1	-10.3	-18	-12
抚顺	-20	-13.4	-23.8	-15.6
本溪	-18.1	-12.1	-21.5	-14.1
丹东	-12.9	-8.9	-15.9	-10.9
锦州	-13.1	-9	-15.5	-10.6
营口	-14.1	-9.7	-17.1	-11.7
阜新	-15.7	-10.7	-18.5	-12.3
朝阳	-15.3	-10.6	-18.3	-12.2

说明：本表引自《空气源热泵系统工程技术规程 DB21/T 3384-2021》附录。

**7.4.3** 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，是已经考虑本规范第 5.4.1 条修正后的结果。

应注意冷热水型空气源热泵机组供水温度的选取。当供水温度升高或室外温度降低时，空气源热泵的性能系数将明显下降。特别的，当室外温度低于 $-15^{\circ}\text{C}$ 时，大部分冷热水型空气源热泵产品只有供水温度低于 $50^{\circ}\text{C}$ 时才能保证制热性能系数不低于 2.0。

**7.4.5** 常见的供暖末端有散热器、地面辐射供暖和风机盘管。为了满足第 5.4.3 条的要求，冷热水型空气源热泵机组的冬季供水温度往往低于 $50^{\circ}\text{C}$ ，通常提供 $45^{\circ}\text{C}$ 热水。散热器的标准工况为 $95/70^{\circ}\text{C}$ 的供回水温度，换热温差 $64.5^{\circ}\text{C}$ ，当供水温度降低至 $45^{\circ}\text{C}$ 时（换热温差 $24.5^{\circ}\text{C}$ ），供热能力通常仅为标准工况的 30%。为了避免因水温过低导致散热器组数过多，可以选用适应低温工况的强制对流型散热器。地面辐射供暖和风机盘管供暖可以适应这种低供水温度，但是风机盘管的供热能力也有一定的折减。

**7.4.6** 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。

对于冷热水型空气源热泵机组，还应注意室外供暖管道的防冻。对于容易出现长时间停机的空气源热泵系统，即停机 2 天以上，需要校核系统水容量的防冻特性。通常当空气源热泵停机时，应保持至少一台循环水泵开启，利用系统水容量防止室外管路冻结。对于系统水容量无法保证室外管路冻结的情况，可采用防冻液或增加水温监控系统。

**7.4.7** 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度和安全性。

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  $7\text{m/s}$ 。

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》GB3096 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。