

天津市工程建设标准



DB/T 29-311-2024

备案号: J17440-2024

天津市区域综合能源站技术规程

Tianjin technical specification for district

Integrate energy station

2024-02-05 发布

2024-05-01 实施

天津市住房和城乡建设委员会 发布

天津市工程建设标准

天津市区域综合能源站技术规程

Tianjin technical specification for district
integrate energy station

DB/T 29-311-2024
J17440-2024

主编单位：天津市建筑设计研究院有限公司
批准部门：天津市住房和城乡建设委员会
实施日期：2024 年 05 月 01 日

2024 天 津

天津市住房和城乡建设委员会文件

津住建设函〔2024〕29号

市住房城乡建设委关于发布《天津市区域综合 能源站技术规程》的通知

各有关单位：

根据《市建委关于下达 2016 年天津市建设系统工程建设地方标准编制计划的通知》（津建科[2016]477 号）要求，天津市建筑设计研究院有限公司等单位编制完成了《天津市区域综合能源站技术规程》，经市住房城乡建设委组织专家评审通过，现批准为天津市工程建设地方标准，编号为 DB/T29-311-2024，自 2024 年 5 月 1 日起实施。各相关单位在实施过程中如有意见和建议，请及时反馈给天津市建筑设计研究院有限公司。

本规程由天津市住房和城乡建设委员会负责管理，天津市建筑设计研究院有限公司负责具体技术内容的解释。

天津市住房和城乡建设委员会
2024 年 2 月 5 日

前 言

根据《市建委关于下达 2016 年天津市建设系统工程建设地方标准编制计划的通知》(津建科[2016]477 号)的要求,编制组经广泛调查研究,认真总结实践经验,参考国内外相关先进标准,并在广泛征求意见的基础上,制定本规程。

本规程共分 12 章,主要技术内容是:总则、术语、规划与建筑、冷热负荷计算、冷热源系统、供暖通风与空气调节设计、给排水设计、电气及智能化设计、监测与控制、施工与验收、试运行与调适、运行管理。

本规程由天津市住房和城乡建设委员会负责管理,由天津市建筑设计研究院有限公司负责具体技术内容的解释。

本规程在执行过程中,请各单位注意总结经验、积累资料,随时将相关意见和建议反馈至天津市建筑设计研究院有限公司(地址:天津市河西区气象台路 95 号;邮编 300074;电话 022-23543064;电子邮箱:jjdianyanfa@126.com)。

本 规 程 主 编 单 位: 天津市建筑设计研究院有限公司

本 规 程 参 编 单 位: 天津市供热燃气管理事务中心

天津大学

天津城建大学

中国市政工程华北设计研究总院有限公司

中发建筑技术集团有限公司

天津创业环保集团股份有限公司

天津佳源兴创新能源科技有限公司
杭州源牌科技股份有限公司
约克（中国）商贸有限公司
同方节能装备有限公司

本标准主要起草人员：伍小亭 王 砚 宋 晨 田 铖
秦小娜 董璐璐 王 丹 马旭升
刘 娜 芦 岩 邓立军 刘月琴
王建旺 李 君 穆志刚 田 喆
刘洪俊 尹宝泉 杨 红 康 方
殷国艳 陈 颖 李云杰 蔡磊丹
王晓丽 邢金城 凌继红 郭春梅
李 培 卢 灿 刘 南 唐福生
张 健 李 伟 张巧麟 李 利
黄庆阳 高 冲 王连胜 李福祥
周立国 卢 文
本标准主要审查人员：张志刚 吕 强 朱 元 王 勇
曾梅香 刘 卫 田雨辰 马 松

目 次

1	总 则	1
2	术 语	2
3	规划与建筑	5
3.1	一般规定	5
3.2	规划选址	5
3.3	总平面	6
3.4	建筑设计	6
4	冷、热负荷计算	8
4.1	一般规定	8
4.2	单体建筑冷、热负荷计算	8
4.3	能源站冷、热负荷计算	11
5	冷热源系统	14
5.1	一般规定	14
5.2	复合式埋管地源热泵系统	16
5.3	复合式污水源地源热泵系统	18
5.4	复合式地热水地源热泵系统	20
5.5	多源复合式地源热泵系统	22

5.6	工业余热水源热泵系统	23
5.7	蓄热与蓄冷	24
5.8	冷热水系统与水质	29
5.9	冷却水系统	32
6	供暖通风与空气调节设计	35
6.1	一般规定	36
6.2	供暖通风与空气调节	36
7	给排水设计	39
7.1	一般规定	39
7.2	给水	39
7.3	排水	40
8	电气及智能化设计	41
8.1	一般规定	41
8.2	供配电	41
8.3	照明	42
8.4	防雷接地	43
8.5	智能化	43
9	监测与控制	44
9.1	一般规定	44
9.2	传感器与执行器	47
9.3	冷热源及其水系统监测与监控	49

10	施工与验收	52
10.1	一般规定	52
10.2	施工	52
10.3	工程检验	60
10.4	工程验收	61
11	试运行与调适	64
11.1	试运行	64
11.2	调适	68
12	运行管理	70
12.1	管理要求	70
12.2	技术要求	72
附录 A	热泵机组及系统性能系数测试方法	75
本规程用词说明		80
引用标准名录		81
条文说明		85

Contents

1	General Provisions	1
2	Terms	2
3	Planning and Building	5
3.1	General Requirement.....	5
3.2	Planning and Site Selection	5
3.3	Master Plan.....	6
3.4	Architectural Design	6
4	Cooling & Heating Load Calculation	8
4.1	General Requirement.....	8
4.2	Cooling & Heating Load Calculation of Served Buildings	8
4.3	Cooling & Heating Load Calculation of Station Building.....	11
5	Cooling & Heating Source System	14
5.1	General Requirement.....	14
5.2	Composite Ground Source Heat Pump System Based on Ground Heat Exchanger	16
5.3	Composite Ground Source Heat Pump System Based on City Sewage	18
5.4	Composite Ground Source Heat Pump System Based on Geothermal Water.....	20
5.5	Multi-Source Composite Ground Source Heat Pump System	22
5.6	Ground Source Heat Pump System Based on Industrial Waste Hot	

	Water.....	23
5.7	Thermal Storage	24
5.8	Chilled & Hot Water System and Water Quality Controlling	29
5.9	Cooling Water System	32
6	Design of Heating,Ventilation and Air Conditioning.....	36
6.1	General Requirement.....	36
6.2	Heating,Ventilation and Air Conditioning.....	36
7	Design of Water Supply and Drainage.....	39
7.1	General Requirement.....	39
7.2	Water Supply.....	39
7.3	Drainage.....	40
8	Design of Electric and Intelligent	41
8.1	General Requirement.....	41
8.2	Power Supply and Distribution	41
8.3	Lighting	42
8.4	Lightning Protection Grounding	43
8.5	Intelligent	43
9	Monitoring & Control.....	44
9.1	General Requirement.....	44
9.2	Transducer and Actuator	47
9.3	Monitorring and Controlling of Heating & Cooling Source and Water System	49
10	Construction and Acceptance	52

10.1	General Requirement	52
10.2	Construction	52
10.3	Project Inspection.....	60
10.4	Project acceptance	61
11	Trial Running and Commissioning.....	64
11.1	Trial Running.....	64
11.2	Commissioning.....	68
12	Operation and Management	70
12.1	Management Requirement	70
12.2	Technical Requirement	72
	Appendix A Test Method of Heat Pump and System Performance	75
	Explanation of Wording in This Code	80
	List of Quoted Standards	81
	Addition: Explanation of Provisions.....	85

1 总 则

1.0.1 为规范区域综合能源站的设计、施工、验收、试运行与调适和运行管理，做到安全适用、技术先进、经济合理、节能环保，保证工程质量和运行效果，制定本规程。

1.0.2 本规程适用于基于热泵技术，综合利用可再生能源、工业余热、常规能源的区域综合能源站。

1.0.3 区域综合能源站的设计、施工、验收、试运行与调适和运行管理，除应执行本规程外，尚应符合国家、行业和地方现行有关标准的规定。

2 术 语

2.0.1 区域综合能源站 district integrate energy station

安装了基于热泵技术，综合利用可再生能源、工业余热、常规能源的建筑冷热源系统并通过区域管网对外供热（冷）的建筑，简称为区域能源站或能源站。

2.0.2 区域设计热负荷 district design heating load

在给定的设计条件下，由区域能源站供热的各建筑热负荷的综合最大值。

2.0.3 能源站设计热负荷 energy station design heating load

在给定的设计条件下，单位时间需由能源站输出的热量。

2.0.4 区域设计冷负荷 district design cooling load

在给定的设计条件下，由区域能源站供冷的各建筑逐时冷负荷的综合最大值。

2.0.5 能源站设计冷负荷 energy station design cooling load

在给定的设计条件下，单位时间需由能源站输出的冷量。

2.0.6 复合式地源热泵系统 composite ground-source heat pump system

由地源热泵系统与辅助冷热源设备组成的供热（冷）系统。

2.0.7 多源复合式地源热泵系统 multi-source composite ground-source heat pump system

由不同形式的地源热泵系统与辅助冷热源设备集成的供热（冷）系统。

2.0.8 地表水直接换热式系统 direct closed-loop surface water system

地表水直接进入热泵机组的蒸发器或冷凝器进行放热或取热的系统。

2.0.9 地表水间接换热式系统 indirect closed-loop surface water system

地表水不直接进入热泵机组的蒸发器或冷凝器，通过换热器与中间传热介质换热，再由中间传热介质在热泵机组的蒸发器或冷凝器进行放热或取热的系统。

2.0.10 分布式水泵供热（冷）系统 distributed pumps heating/cooling system

在用户换热站一次侧设置二级循环水泵的供热（冷）系统。

2.0.11 地热尾水 exhaust geothermal water

提取热量后进入回灌井的地热水。

2.0.12 三工况热泵机组 heat pump unit with ice thermal storage function

以土壤或地表水为热源（汇），可以实现制热、蓄冷以及空调制冷三种运行工况的热泵机组。

2.0.13 污水换热器 sewage heat exchanger

在污水源热泵系统中由中间介质自污水中取热或向污水排热的换热器。

2.0.14 防阻设备 wastewater clog-proof device

污水源热泵系统中阻隔污水悬浮物的装置。

2.0.15 调适 commissioning

为使冷热源系统满足用户需求，同时实现高效、低能耗运行而进行的系统调整与运行策略优化工作。通常包括根据实际需求变化而进行的局部调整和根据负荷变化特征逐步优化运行策略。

2.0.16 调峰热负荷/调峰热源 peak-regulating heating load/peak-regulating heat source

系统总热负荷与热泵系统承担热负荷之差称为调峰热负荷，提

供调峰热负荷的供热设施称为调峰热源。

2.0.17 辅助冷负荷/辅助冷源 auxiliary cooling load/ auxiliary cool source

系统总冷负荷与热泵系统承担冷负荷之差称为辅助冷负荷，提供辅助冷负荷的供冷设施称为辅助冷源。

3 规划与建筑

3.1 一般规定

3.1.1 能源站建设应符合区域能源专项规划或研究的要求并与相关的城市基础设施专项规划协调。

3.1.2 能源站设计应取得项目所在地气象、地质、水文和市政设施等有关基础资料。

3.1.3 能源站建设不应对环境产生不利影响。

3.1.4 能源站设计应符合现行国家标准《建筑设计防火规范》GB 50016 的有关规定。

3.2 规划选址

3.2.1 能源站选址应符合天津市城乡规划建设控制要求。

3.2.2 场地选址应综合考虑生态保护、环境保护、土地利用、城市空间、城市交通等相关规定要求。

3.2.3 场地应无洪涝、滑坡、泥石流等自然灾害的威胁，无危险化学品、易燃易爆危险源的威胁，无电磁辐射、含氡土壤等危害。

3.2.4 应根据城乡规划与区域负荷发展预测确定是否预留扩建用地。

3.2.5 能源站宜独立建设。不能独立建设时，宜优先考虑与周边区域的公共服务设施、市政基础设施、公共交通设施等集约化建设和共享。

3.2.6 能源站选址应靠近负荷中心及热源接（汇）入点，不能兼顾时，应首选靠近热源接（汇）入点。

3.3 总平面

- 3.3.1 独立建设的能源站场地应进行绿化，绿地率不宜小于 20%。
- 3.3.2 能源站场地出入口位置应便于维修车辆出入。
- 3.3.3 能源站场地地坪应高于周边道路。
- 3.3.4 能源站应根据实际需要设置停车位，并设置合理数量的充电桩。
- 3.3.5 能源站场地内应留有设备运输车辆通道和设备更换用装卸场地。
- 3.3.6 新建能源站房建筑面积可依据表 3.3.6 估算，用地面积根据相关规划要求确定。

表 3.3.6 建筑面积表（㎡）

能源形式	服务建筑面积（㎡）				
	20 万	40 万	60 万	80 万	100 万
地源热泵 （耦合蓄能的复合系统）	3000 ~3500	5000 ~5500	7000 ~7500	8000 ~8500	9000 ~10000
再生水污水源热泵 （耦合蓄能的复合系统）	3500 ~4000	5500 ~6000	7500 ~8000	8500 ~9000	9500 ~10500
原生污水源热泵 （耦合蓄能的复合系统）	4000 ~4500	6000 ~6500	8000 ~8500	9000 ~9500	10000 ~10500
深层地热梯级利用 （耦合燃气锅炉）	2000 ~2500	3000 ~3500	4000 ~4500	5000 ~5500	6000 ~6500

3.4 建筑设计

3.4.1 能源站的功能布局 and 空间组合应紧凑合理、分区明确、工艺流程顺畅、运输方便、有利于安装和检修。与公共设施建筑共享建

设的能源站，还应符合下列规定：

- 1 电力、燃气等由市政网路独立引入；
- 2 工作通道独立设置；
- 3 设备运行与检修不应应对公共设施营运产生影响。

3.4.2 独立建设的能源站建筑造型应简洁大方，与周围环境相协调。

3.4.3 能源站的柱网尺寸和建筑高度，在满足工艺设备布局要求的前提下，宜符合现行国家标准《厂房建筑模数协调标准》GB/T 50006 的规定。

3.4.4 能源站的外窗应设有开启扇。

3.4.5 能源站建筑设计应充分考虑设备运输和安装要求，留有可供大型设备运输、安装和维修的孔洞及通道。

3.4.6 能源站应合理布置工艺流程和设备分组，减少管道穿越防火墙的数量。

3.4.7 能源站应避免将产生较高噪声的房间与噪声敏感的房间贴邻布置。

3.4.8 能源站主机房及水泵间的地面应防滑耐磨，墙面应做防潮处理。

3.4.9 露天布置冷却塔、空气源冷（热）水机组等产生的噪声达不到环境噪声标准要求时，应采取有效的降噪措施。

3.4.10 能源站需要设置烟囱时应符合环保要求。

3.4.11 能源站内的燃气锅炉（热水机组）间的设计应满足现行国家标准《锅炉房设计标准》GB50041 的有关规定。

3.4.12 能源站应结合规模、重要性与管理要求设置相应的附属功能房间。

3.4.13 能源站的防火、节能设计应满足现行国家标准的相关规定。

4 冷、热负荷计算

4.1 一般规定

4.1.1 能源站冷、热负荷计算应包括设计日冷、热负荷(kW)与年总冷、热负荷(kWh),并应在单体建筑空调系统冷、热负荷计算的基础上进行。

4.1.2 仅在方案设计或初步设计阶段可使用冷、热负荷指标与平均负荷率进行设计日冷、热负荷(kW)与年总冷、热负荷(kWh)的计算。

4.1.3 当能源站服务对象包含既有建筑时,既有建筑空调系统的冷、热负荷应根据设计计算与实际运行数据综合确定。

4.1.4 计算年总冷、热负荷和供暖季逐时热负荷与供冷季逐时冷负荷计算依据的起始日期应符合相关规定与服务对象特征,冷热源系统的日运行时间应根据现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 确定。

4.2 单体建筑冷、热负荷计算

4.2.1 施工图设计阶段应对服务区域内各单体建筑冬季逐时热负荷和空调系统夏季逐时冷负荷进行计算。

4.2.2 供暖季逐时热负荷与总热负荷、供冷季逐时冷负荷与总冷负荷应通过软件模拟方法计算。

4.2.3 采用冷、热负荷指标进行能源站冷、热负荷估算时,建筑冷、

热负荷指标宜根据能源站服务规模按表 4.2.3 选取。

表 4.2.3 冷热负荷估算指标

建筑类型	冷负荷指标 W/m^2	热负荷指标 W/m^2
住宅	30~50	25~35
办公	70~90	60~70
商业	80~110	75~90
旅馆	85~100	70~85
医院	90~120	80~100
学校	80~100	50~65
文化场馆	90~110	80~100

4.2.4 单体建筑空调系统冷、热负荷计算所需的建筑设计文件不具备或不完整时，应采用按建筑功能类型划分的模型建筑法计算其冷、热负荷。

4.2.5 通过模型建筑计算拟建建筑空调系统冷、热负荷时，模型建筑的构建应符合以下要求：

- 1 根据区域修建性详细规划，按建筑功能进行归类，主要包括住宅、办公、商业、旅馆、教育、医疗、科研、体育、文化、观赏等；
- 2 每类建筑的模型数量不应少于 1 个；
- 3 根据区域修建性详细规划确定建筑规模、形体轮廓、层数及朝向；
- 4 建筑的窗墙面积比与围护结构热工性能限值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》GB 55015 的规定。

4.2.6 单体建筑的冬季逐时热负荷和空调系统夏季逐时冷负荷计算应按现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的要求进行，并应符合下列规定：

- 1 室内空气设计参数、室外设计计算参数应按现行国家标准

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的规定取值；

2 房间人均占有建筑面积、照明功率密度值以及电器设备功率密度值应根据现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 确定；

3 夏季冷负荷应按末端设备设有自动控制装置确定。

4.2.7 建筑空调系统的夏季附加冷负荷按照其占建筑各空调区逐时冷负荷综合最大值的百分率确定。不同接入方式下的百分率宜按下列规定的数值选用：

1 区域冷、热管网以直接方式接入单体建筑按 1%~1.5%；

2 区域冷、热管网以间接方式接入单体建筑按 2%~3%。

4.2.8 间歇运行的建筑空调系统计算典型设计日总冷负荷（kWh）时，应考虑间歇运行附加。

4.2.9 建筑空调区冬季热负荷计算时的室内热源散热量扣除，宜按下列规定的数值选用。

表 4.2.9 热负荷计算室内热源散热量扣除估算指标

建筑类型	室内热源散热量扣除指标 W/m ²
住宅	3.8
办公	8
旅馆	6
商业	10
医院门诊楼	12
学校教学楼	5

注：上表单位面积指标按空调区建筑面积计。

4.2.10 采用软件模拟方法计算供暖季逐时与总热负荷、供冷季逐时与总冷负荷时，应符合下列原则：

1 供暖空调区室内温度根据现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 确定；

2 室外模拟计算参数采用《中国建筑热环境分析专用气象数

据集》的数据：

3 房间人均占有建筑面积、照明功率密度值以及电器设备功率密度值，根据现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 确定；

4 空气调节和供暖系统的日运行时间、照明开关时间、房间人员逐时在室率、新风系统运行情况、电器设备逐时使用程度应根据现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 确定；

5 供暖季和供冷季起始日期，应符合天津市相关规定与能源服务合同约定。

4.2.11 逐时冷、热负荷与总冷、热负荷模拟计算采用的新风量应根据现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 确定，当以面积风量指标的形式计入时，应按下列规定的数值选用。

- 1 办公建筑的新风量取值为 $3.0 \text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ ；
- 2 医院建筑的新风量取值为 $6.0 \text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ ；
- 3 商业建筑的新风量取值为 $2.5 \text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ ；
- 4 旅馆建筑的新风量取值为 $3.0 \text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 。

4.3 能源站冷、热负荷计算

4.3.1 区域冷热源系统冷、热负荷计算，除应包括服务范围内各单体建筑外，还应包括能源站建筑自身。

4.3.2 冷热源系统为蓄能型系统时，应计算蓄冷(热)—释冷(热)周期的逐时冷(热)负荷，并应计入此周期内蓄能装置与环境的换热；对蓄冷，还应计入水泵运行产生的热量。

4.3.3 基于地源热泵的区域冷热源系统除应计算夏季冷负荷与冬季热负荷外，还应计算以下负荷：

1 热泵系统设计工况的夏季冷凝器侧排热量、冬季蒸发器侧取热量 (kW);

2 热泵系统设计日的夏季冷凝器侧排热量、冬季蒸发器侧取热量 (kWh);

3 热泵系统夏季冷凝器侧排热量、冬季蒸发器侧取热量 (kWh)。

4.3.4 冷热源系统的夏季冷负荷, 应符合下列规定:

1 按各单体建筑逐时冷负荷的综合最大值确定;

2 计入附加冷负荷;

3 考虑各单体建筑的同时使用系数 β_1 ;

4 考虑建筑内热源得热不均匀分布系数 β_2 。

4.3.5 冷热源系统的夏季冷负荷附加、同时使用系数与建筑内热源得热不均匀分布系数, 宜按以下要求确定:

1 由管网温升引起的附加冷负荷, 应根据管网冷输送效率 η_c 计算, 取 $\eta_c = 0.98$;

2 由循环水泵耗功引起的附加冷负荷, 根据单位冷负荷水泵轴功率 N_s 计算, 按照供冷建筑面积规模大小取 $N_s = 0.015 \sim 0.025$ (kW/kW);

3 根据供冷建筑面积确定同时使用系数 $\beta_1 = 0.7 \sim 0.9$;

4 根据建筑使用要求确定建筑内热源得热不均匀分布系数 $\beta_2 = 0.8 \sim 0.9$ 。

4.3.6 冷热源系统的冬季热负荷, 应按各单体建筑热负荷的累计值确定。

4.3.7 冷热源系统因管网“温降”产生的附加热负荷, 应根据管网热输送效率 η_h 计算, η_h 取值宜按以下要求确定:

1 供热温度高于 55°C 时, $\eta_h = 0.96$;

2 供热温度不高于 55°C 时, $\eta_h = 0.97$ 。

4.3.8 冷热源系统总冷负荷 Q_{Tc} , 应按下式计算:

$$Q_{Tc} = Q_c \times \beta_1 \times \beta_2 \times (1 + n_s) / \eta_c \quad (4.3.8)$$

式中： Q_c —— 单体建筑逐时冷负荷的综合最大值（kW）；

β_1 —— 同时使用系数；

β_2 —— 建筑内热源得热不均匀分布系数；

η_c —— 管网冷输送效率；

n_s —— 循环水泵耗功附加冷负荷（kW/kW）。

4.3.9 冷热源系统总热负荷 Q_{Th} ，应按下式计算：

$$Q_{Th} = Q_h / \eta_h \quad (4.3.9)$$

式中： Q_h —— 冷热源系统的冬季热负荷（kW）；

η_h —— 管网热输送效率。

5 冷热源系统

5.1 一般规定

5.1.1 热源与空调冷源应根据建筑物规模、用途、建设地点的能源条件、结构、价格及国家和地方节能减排和环保政策的相关规定等，通过综合论证确定，并应符合下列规定：

- 1 有工业余热资源时，热源宜优先采用工业余热；
- 2 当具有水热型地热、地表水、浅层地能等多种形式可再生能源时，热源宜优先采用水热型地热；
- 3 当采用可再生能源受到气候、资源容量等原因的限制无法保证设计需求时，应设置辅助冷热源；
- 4 供冷有低温需求或执行分时电价且峰谷价差较大的项目，经技术经济分析，采用低谷电能实现满足工艺要求、对电网“削峰填谷”并节约运行费用时，应采用蓄能型供冷供热系统。

5.1.2 热源与空调冷源系统设计应考虑分期建设的可行性。

5.1.3 具有多种能源资源的地区宜采用多源复合型冷热源系统。

5.1.4 当可再生能源或余、废热资源可靠且容量充裕时，应通过技术经济分析确定是否设置调峰、辅助热源与冷源，并应符合下列规定：

- 1 冷热源为埋管或海水地源热泵时，应设调峰热源与冷源；
- 2 冷热源为河水、湖水、污水地源热泵时，宜设辅助热源；
- 3 冷热源为原生污水地源热泵时，应设辅助冷源；
- 4 热源为工业冷却水时，可不设辅助热源。

5.1.5 冷热源系统的能效、能耗以及碳排放应满足国家和地方相关限定性要求的规定，并在设计阶段根据年总冷、热负荷进行校核计算。

5.1.6 冷热源系统设计前应取得经勘查、测试或调研确认的热源（汇）的特征信息，包括赋存条件、容量、品位以及利用约束等。

5.1.7 区域能源站应靠近负荷中心设置，供能半径不宜大于 3km。

5.1.8 冷热源系统制冷（制热）机组台数与制冷量（制热量）的选择，应能适应冷、热负荷全年变化规律。机组台数不应少于 2 台，不宜多于 6 台。

5.1.9 冷水（热泵）机组总装机容量的确定，应符合下列规定：

1 直接根据冷热源系统总冷（热）负荷选型，不另做冷（热）负荷附加；

2 设计条件下，当机组的规格不能符合计算总冷（热）负荷的要求时，所选机组的总装机容量与计算总冷（热）负荷的比值不应超过 1.05；

3 冷热源系统设有常规能源调峰热源时，热泵机组的总供热装机容量应按热源系统总热负荷减去调峰热源承担的热负荷值计算。

5.1.10 冷水（热泵）机组的选型应采用名义工况性能系数（COP）较高的产品，系统机组台数多于 3 台时，宜优先选择满负荷工况 COP 值较高的产品，少于等于 3 台时宜综合考虑满负荷和部分负荷工况时的性能系数，并应符合现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 的有关规定。

5.1.11 作为辅助热源的燃气锅炉（热水机组）设计选型应符合下列规定：

1 单台锅炉（热水机组）的设计容量应保证实际运行负荷率不低于 50%；

2 宜采用冷凝式真空或微压相变锅炉（热水机组）；

3 锅炉（热水机组）的热效率应符合现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 的有关规定；

4 锅炉（热水机组）的大气污染物排放应符合现行天津市地方标准《天津市锅炉大气污染物排放标准》DB 12/151 及现行天津市环保法规的有关规定。

5.1.12 冷热源系统的电冷源计算工况综合制冷性能系数（SCOP）不应低于 3.3。

5.1.13 供冷（热）水系统应采用变流量系统。变流量系统的形式应根据机组性能、管理要求经技术经济分析确定，条件允许时可采用分布式二级泵系统。

5.1.14 热源侧换热系统设置原则应符合下列规定：

1 热泵机组蒸发器、冷凝器材质适应热源水水质时，宜采用直接式换热；反之，应采用间接式换热；

2 热源侧回水（液）设计温度应根据热源温度、热容量、换热器形式、用户侧供水温度及热泵机组性能等综合确定；

3 宜采用与热泵机组台数适配的定流量系统；

4 热源水不应采用化学水处理方式控制水质。

5.1.15 应设置能源与供冷（热）计量、自动控制以及能耗监管系统。

5.2 复合式地埋管地源热泵系统

5.2.1 复合式地埋管地源热泵系统宜用于全年有冷、热负荷需求，且冷、热负荷强度相近的建筑。

5.2.2 设计前应对埋管区域进行包括场地、地质以及土壤热物性测试的工程勘察。

5.2.3 地埋管换热器的传热介质应采用清水。

5.2.4 地源热泵机组应采用电机驱动的蒸气压缩式冷水（热泵）机

组。

5.2.5 系统应由地埋管地源热泵系统承担冷热源系统的基本热负荷，其他冷热源承担调峰热负荷与辅助冷负荷。

5.2.6 调峰热源供热能力与辅助冷源供冷能力的确定，应符合下列规定：

- 1 调峰热源供热能力宜为热源系统总热负荷的 20%~30%；
- 2 辅助冷源供冷能力应为冷源系统总冷负荷与热泵系统承担的冷负荷之差；
- 3 辅助散热负荷宜为冷源系统总散热负荷与 0.7~0.8 倍地埋管换热器承担散热负荷之差；
- 4 当全年地下计算热不平衡率大于 20%时，调峰热源和辅助散热装置容量还应计入维持全年地下热平衡所需的负荷。

5.2.7 地埋管换热器计算用额定冷、热负荷取值，应符合下列规定：

- 1 设有调峰热源时，应取热源系统总热负荷与调峰热源承担的热负荷之差 Q_h 作为计算地埋管换热器的热负荷；
- 2 热泵系统设计工况制冷量 Q_c 大于冷热源总冷负荷 Q_{Tc} 时，应取 Q_c 作为计算地埋管换热器的冷负荷。

5.2.8 地埋管换热器的设计计算宜根据土壤及回填材料热物性参数、额定冷/热负荷、热泵机组制冷/热性能系数、供热/制冷运行份额、钻孔和换热管的几何尺寸以及运行周期等，采用专业软件进行，也可按现行天津市地方标准《天津市地埋管地源热泵系统应用技术规程》DB/T 29-178-2018 附录 A 浅层地热能计算方法进行计算。

5.2.9 地埋管换热器的面积（长度）宜按供热设计工况热负荷计算的面积（长度）取值。

5.2.10 热泵机组设计工况应结合用户需求与埋管场地条件经技术经济分析确定，并应符合下列规定：

- 1 空调制热工况，冷凝器出水温度不宜高于 48℃，进出水温差不宜小于 8℃；

2 蓄热工况，冷凝器出水温度应经技术经济分析确定并不宜高于 60℃，进出水温差不宜小于 10℃；

3 制热工况，蒸发器出水温度不宜低于 5℃，进出水温差宜为 3℃~5℃；

4 空调制冷工况，蒸发器出水温度不宜低于 6℃，进出水温差不宜小于 6℃；

5 蓄冷制冷工况，水蓄冷时蒸发器出水温度宜为 4℃~5℃，进出水温差宜为 5℃。冰蓄冷时蒸发器出水温度不宜低于-6℃，进出水温差不宜小于 3.5℃；

6 制冷工况，冷凝器出水温度不宜高于 30℃，进出水温差宜为 5℃。

5.2.11 调峰热源、辅助冷源及辅助散热装置的形式应符合下列规定：

1 调峰热源应采用冷凝式燃气锅炉（热水机组）、燃气热水机组或锅炉；

2 辅助冷源宜采用电机驱动的蒸汽压缩式冷水机组；

3 与地埋管并联的辅助散热装置宜采用闭式冷却塔。

5.2.12 地埋管换热器侧，宜采用定流量一级泵系统。

5.3 复合式污水源地源热泵系统

5.3.1 复合式污水源地源热泵系统宜用于全年有冷、热负荷需求的建筑，可用于全年以热负荷为主的建筑。

5.3.2 设计前应对污水资源状况进行包括流量、温度、水质、管线以及取水与退水点的工程勘察。工程勘察应符合现行天津市地方标准《天津市污水源热泵系统应用技术规程》DB/T 29-206 的有关规定。

5.3.3 污水为原生污水时应采用间接换热式系统，污水为再生水时

可采用直接换热式系统。采用直接换热式系统时，宜采用冷媒侧切换的热泵机组，与污水接触的热泵机组换热器应特殊设计。

5.3.4 原生污水进入取水管线前应设置孔径不大于 40mm 的自动过滤装置，污水换热设备前应设满足换热设备使用要求的连续除污过滤装置；再生水进入换热器前应设过滤器，其过滤孔径宜为 2mm~3mm。

5.3.5 应采用电机驱动的蒸汽压缩式冷水（热泵）机组。

5.3.6 复合式污水源热泵系统的热泵机组供热能力、调峰热源供热能力与辅助冷源供冷能力的确定，应符合下列规定：

- 1 热泵机组供热能力宜等于热源系统总热负荷；
- 2 调峰热源供热能力宜为热源系统总热负荷的 10%~20%；
- 3 辅助冷源供冷能力应为冷源系统总冷负荷与热泵机组承担的冷负荷之差。

5.3.7 调峰热源和辅助冷源应结合资源条件、能源价格经技术经济分析后确定。

5.3.8 水系统设计参数应结合用户需求、污水流量与温度以及污水处理工艺要求等经技术经济分析确定，并应符合下列规定：

- 1 制热工况，机组冷凝器出水温度不宜高于 48℃，不应高于 65℃，进出水温差应根据出水温度确定，并不宜小于 10℃；
- 2 制热工况，机组蒸发器出水温度不宜低于 5℃，供回水温差宜为 3℃~5℃；
- 3 制冷工况，机组蒸发器出水温度不宜低于 5℃，进出水温差宜为 6℃~7℃；
- 4 制冷工况，机组冷凝器出水温度不宜高于 30℃，进出水温差宜等于 5℃；
- 5 污水换热器换热算数平均温差不宜小于 2℃。

5.3.9 热泵机组水源侧，宜采用定流量一级泵系统。

5.3.10 原生污水取水与退水系统设计，应符合下列规定：

1 取水口应设置在污水渠最低水位以下，取水口底部距取水池底的距离不宜小于 300mm；

2 采用重力流管线取水时，宜在取水口设置闸门井，并设置冲洗装置；

3 设计工况流量下，取水和退水流速不应低于 0.7m/s；

4 取水和退水主管道的公称管径不宜小于 300mm，不应小于 200mm；

5 取水泵额定流量取值应计入防阻设备的旁泄流量；

6 取水与退水管道管内壁应光滑，可采用水泥管、焊接钢管、PE 管及其它耐腐蚀及耐压管材。

5.3.11 原生污水换热器应选用不易堵塞与积污的宽通道、可拆卸式高效换热器。

5.3.12 污水直接式换热系统中，与污水接触的热泵机组换热器应设置在线自动清洗装置。

5.3.13 原生污水取水泵结构形式的选择应符合下列规定：

1 污杂物直径及纤维长度小于 10mm 时，宜采用半开式叶轮；

2 污杂物主要为污泥时，宜采用涡旋式叶轮；

3 污杂物直径在 80mm 至 150mm 时，宜采用流道式叶轮；

4 污杂物直径较大时，污水泵叶轮前端宜设置绞刀。

5.4 复合式地热水地源热泵系统

5.4.1 复合式地热水地源热泵系统宜用于全年以热负荷为主的建筑，可用于全年有冷、热负荷需求的建筑。

5.4.2 设计前应取得相关管理部门提供的资源可采储量及地热井参数，包括地热流体稳定条件下的温度、流量、水质、压力（水位）等。

5.4.3 设计工况地热水热利用率不应小于 80%，并应按下式计算：

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_{max}} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_0} \quad (5.4.3)$$

式中： η ——设计工况地热水热利用率；

Q_s ——设计工况地热水供热量（kW）；

Q_{max} ——地热水名义工况供热量（kW）；

t_1 ——地热水稳定流量出水温度（℃）；

t_2 ——地热水回灌温度（℃）；

t_0 ——当地年平均温度（气温）（℃）。

5.4.4 地热水回灌温度应根据地热资源容量、利用强度限值要求、热泵机组性能及系统供热效率等因素，经技术经济分析确定。设计工况下，地热水回灌温度不宜低于 10℃，不应低于 6℃。

5.4.5 地热尾水应“原水全量”同层回灌。当采用异层回灌时，必须进行回灌水对热储及水质的影响评估，并应满足相关规范的规定。

5.4.6 系统宜采用电机驱动的蒸气压缩式冷水（热泵）机组，可采用燃气直燃吸收式热泵机组。

5.4.7 供热系统设计，应符合下列规定：

- 1 应采用换热直接供热与热泵供热结合的地热水梯级利用供热系统；
- 2 换热直接供热时，换热后的地热水出水温度不宜高于 40℃；
- 3 换热直接供热系统与热泵供热系统宜并联；
- 4 采用电热泵机组且设计工况地热利用率较高时，宜设调峰热源，其容量宜为地热梯级利用供热系统热负荷的 15%~20%。

5.4.8 当地热水流量较小、温度较低时，宜设置蓄能系统。

5.4.9 调峰热源宜采用冷凝式燃气锅炉（热水机组）。当供热系统平均负荷率较低时，可采用蓄热系统作为调峰热源。

5.4.10 热源侧应采用间接换热系统，换热器材质应据地热水水质确定。

5.4.11 地热水系统应采用变流量一级泵系统，水泵应采用变频调

速；热泵机组水源侧宜采用定流量一级泵系统。

5.5 多源复合式地源热泵系统

5.5.1 多源复合式地源热泵系统宜用于全年有冷、热负荷需求的建筑，可用于全年以热负荷为主的建筑。

5.5.2 应按冷热源系统热负荷确定热泵系统容量。当冷热源系统冷、热负荷之比不大于 1.2 时，可按冷负荷确定热泵系统容量。

5.5.3 辅助冷源宜采用冷却塔散热，冷却塔散热负荷应附加 20% 热泵机组总散热负荷。

5.5.4 系统的每种形式源（汇）容量均较充裕时，应优先采用技术经济相对最佳的地源热泵形式。

5.5.5 “地埋管+污水源”地源热泵系统，宜设调峰热源，调峰热源容量宜为冷热源系统总热负荷的 15%~25%。

5.5.6 宜采用电机驱动的蒸气压缩冷水（热泵）机组，可采用燃气直燃吸收式热泵机组。

5.5.7 宜采用蓄能装置作为调峰热源，可采用冷凝式燃气锅炉（热水机组）或燃气锅炉（热水机组）作为调峰热源。

5.5.8 “地埋管+污水源”地源热泵系统，地源侧水系统宜采用隔断并联的方式。

5.5.9 “地埋管+地热水”地源热泵系统，地源侧水系统宜采用间接串联的方式。

5.5.10 “污水源+地热水”地源热泵系统，地源侧水系统应各自独立设置。

5.5.11 各类型地源热泵系统源侧水系统形式，宜按本规程 5.2.12、5.3.9、5.4.11 的要求确定。

5.5.12 系统的各冷热源机组用户侧宜并联，供能参数有特定要求或经技术经济分析合理时可串联。

5.6 工业余热水源热泵系统

5.6.1 工业余热水源热泵系统宜用于全年有冷、热负荷需求的建筑，可用于全年以热负荷为主的建筑。

5.6.2 系统设计前应取得包括冷却对象、冷却时序、冷却水流量与温度随时间的变化规律以及冷却水水质等冷却工艺特征和参数。

5.6.3 工业余热水源热泵能源站宜贴近余热热源建设。

5.6.4 余热水温度高于 50℃时，宜采用直接换热供热与热泵供热相结合的梯级利用形式，其系统设计应符合下列规定：

- 1 直接换热供热后的余热水出水温度不宜高于 40℃；
- 2 余热供热系统的余热水回水温度应满足冷却工艺要求，冷却工艺无要求时，不宜高于 10℃，不应低于 6℃；
- 3 直接换热供热系统与热泵机组供热系统宜并联。

5.6.5 系统设计参数应结合用户需求与余热资源容量经技术经济分析确定，并应符合下列规定：

- 1 系统供回水温差不应小于 10℃；
- 2 热泵机组蒸发器出水温度不宜低于 10℃，进出水温差宜为 6℃~7℃；
- 3 余热水换热器对数平均温差不宜小于 2℃。

5.6.6 系统采用的水源热泵机组类型应根据余热资源容量及驱动能源条件经技术经济分析确定，并应符合下列规定：

- 1 具有温度不低于 80℃的余热时，应采用余热驱动型吸收式热泵（冷水）机组；
- 2 余热资源量不能满足系统热负荷时，宜采用燃气直燃型吸收式热泵；
- 3 余热水最高温度低于 80℃但余热资源量充足时，应采用电机驱动的蒸汽压缩式冷水（热泵）机组。

5.6.7 宜采用间接换热利用工业余热；有保障冷却工艺可靠运行的

技术措施且水质允许时，可直接利用余热。

5.6.8 用于间接换热的换热器形式和材质、热泵机组与余热水接触的换热器材质应根据余热水水质确定。

5.6.9 余热利用源侧应采用工艺冷却运行不受余热利用影响的二级泵系统，系统设计应符合下列规定：

- 1 应在供回水总管之间设置平衡管，其管径不应小于总供回水管管径；
- 2 一级泵的性能参数与控制方式应根据工业设备的冷却工艺要求确定；
- 3 二级泵宜与余热利用设备一一对应设置；
- 4 二级泵应采用变频调速。

5.7 蓄热与蓄冷

5.7.1 符合以下条件之一，且经综合技术经济分析合理时，宜采用蓄冷（热）系统供冷（热）：

- 1 执行分时电价且峰谷电价差较大的区域，或有其他用电鼓励政策时；
- 2 热泵系统额定制热量小于建筑逐时热负荷最大值，但热泵系统设计日总制热量与建筑设计日热负荷相近时；
- 3 热泵系统实际制热量存在低于其设计工况制热量风险，且可能性较大时；
- 4 供热（冷）距离较长或因有多次换热而需要较高（低）的供热（冷）温度时；
- 5 供热（冷）逐时负荷参差度较大，低负荷运行时间较长时。

5.7.2 蓄冷（热）方式与介质应根据供冷（热）温度参数和能源站空间条件等，经综合技术经济分析确定，并应符合下列规定：

- 1 冷、热兼供且供热需求占比较大时，宜采用水蓄能；

2 设计供冷温度不高于 5°C ，且供冷需求占比较大时，宜采用各种形式冰蓄冷；

3 冷、热兼供，且设计供冷温度不高于 5°C 时，宜采用冰晶（流态冰）蓄冷；

4 需设置蓄能系统但空间受限时，可采用合成相变材料蓄热（冷）。

5.7.3 蓄冷（热）系统设计应符合下列规定：

1 除应计算蓄冷（热）— 释冷（热）周期的逐时及周期总冷（热）负荷外，还应进行全年逐时冷（热）负荷计算；

2 蓄冷（热）系统形式应根据冷、热年负荷值分别在年冷、热负荷总和值中的占比确定；

3 蓄冷（热）系统的额定蓄能量应根据设计蓄冷（热）— 释冷（热）周期内的总负荷与逐时值、电价政策、蓄能装置安装空间等因素，经技术经济分析后确定；

4 蓄冷（热）装置罐（槽）体的形式、材质、外观等，应根据蓄冷（热）技术要求、能源站场地条件、城市景观要求等因素，经综合分析确定，并宜采用非“土建”构造。

5.7.4 蓄冷时段仍需供冷，且符合下列情况之一时，冰蓄冷系统宜设置基载机组：

1 蓄冰时段，基载冷负荷大于蓄冷—释冷周期冷负荷的 15% 时；

2 基载冷负荷超过 1000kW 时；

3 蓄冷时段，系统供冷量超过 5000kWh 时。

5.7.5 蓄热时段仍需供热，且热负荷超过 1000kW 时，高温蓄热系统宜设基载热泵。

5.7.6 热泵机组设计蓄热工况时的性能系数（COP）应满足下列要求：常温蓄热时，COP 应大于 4.2；高温蓄热时，COP 应大于 3.0。

5.7.7 蓄冷（热）装置和制冷（热）机组的容量确定，应符合下列

规定:

1 蓄冷(热)时段内制备与蓄存满足设计要求的总蓄冷(热)量(kWh);

2 部分负荷蓄能时,主机与蓄能装置联合运行的总供热(冷)量应满足设计日逐时负荷需求;

3 蓄冷(热)装置的释冷(热)能力,除应满足设计日供冷(热)需求外,还应根据分时电价特征,适度考虑“移峰”运行需要;

4 冰蓄冷装置和制冷机组的容量,可按现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 附录 J 蓄冰装置容量与双工况制冷机的空调标准制冷量的规定确定。

5.7.8 蓄冷(热)系统的供水温度及供回水温差应根据终端用户需求、供冷(热)距离、系统能效及蓄能系统形式等因素,经综合分析确定,并应符合下列规定:

1 多次换热供冷(热)时,供冷温度不宜低于 5℃,供回水温差不宜小于 8℃。供热温度不宜高于 48℃,供回水温差不宜小于 8℃;

2 内融冰蓄冷系统供冷温度不宜低于 5℃,供回水温差不宜小于 7℃;

3 外融冰(流态冰)蓄冷系统供水温度不宜低于 3℃,供回水温差不宜小于 9℃;

4 水蓄能系统,供冷温度不宜低于 5℃,供回水温差不宜小于 7℃。供热温度不宜高于 48℃,供回水温差不宜小于 8℃。

5.7.9 冰蓄冷系统宜采用主机位于上游的主机与蓄冰装置串联的流程模式。

5.7.10 水蓄冷与常温水蓄热系统宜采用主机与蓄能装置并联的流程模式。

5.7.11 高温水蓄热系统宜采用主机位于上游的主机与蓄热装置串联的流程模式。

5.7.12 盘管蓄冰装置的释冷形式应根据系统供冷温度、运行策略及能源站空间条件等因素，经综合分析确定，并应符合下列规定：

- 1 系统供冷温度不高于 4℃时，应采用外融冰释冷；
- 2 释冷负荷（kW）超过蓄冰装置名义蓄冷量的 15%时，应采用外融冰释冷；
- 3 供冷温度不低于 5℃，且释冷负荷（kW）低于蓄冰装置名义蓄冷量 15%时，宜采用内融冰释冷。

5.7.13 冰蓄冷溶液循环系统与外融冰释冷循环系统设计应符合下列规定：

- 1 溶液循环宜采用可变流量设定值的定流量一级泵系统；
- 2 溶液循环泵宜按工况分别设置，可合并设置。合并设置时，溶液循环泵宜采用变频调速改变流量设定值；
- 3 外融冰释冷应采用变流量一级泵系统，水泵应采用变频调速。

5.7.14 水蓄冷（热）装置形式应根据能源站场地条件、站内空间及蓄能容量等因素综合确定，并应符合下列规定：

- 1 蓄能水池（槽）宜为开式；
- 2 条件允许时，水蓄冷（热）装置宜采用圆柱形金属结构，且高度与直径比值宜大于 1.5，不应小于 1.0；
- 3 混凝土结构水蓄能水槽宜采用分层式蓄热，可采用“迷宫”式蓄热。分层式蓄热时，水体有效深度不宜小于 4.0m；
- 4 蓄能水池（槽）为分层蓄热时，应设置池（槽）内布水装置；
- 5 开式蓄能水池（槽）的最低水位应高于与其连通的水系统最高点，其高差不应少于 1.5m。
- 6 开式蓄能水池（槽）应设空气隔离装置。

5.7.15 冰蓄冷载冷剂选择及管路设计、水蓄能系统设计、布水器设计应符合现行行业标准《蓄能空调工程技术标准》JGJ 158 的有

关规定。

5.7.16 多台同规格蓄冷（热）装置并联时，应采用同程式配管；当采用异程式配管时，每台蓄冷（热）装置进液（水）管应设置静态流量平衡阀。

5.7.17 冰蓄冷溶液（载冷剂）系统的防冻措施应符合下列规定：

- 1 供冷换热器溶液进出管设置工况转换联动电动关断阀与旁通阀；
- 2 蓄冰池冰盘管分组设置与防过度冻结温度传感器联动的电动关断阀。

5.7.18 采用合成相变材料（SPCM）蓄热（冷）时，蓄热介质的选择应符合下列规定：

- 1 凝结温度高，液化温度低；
- 2 单位质量潜热值高、导热系数大、凝固过冷度小、相变过程体积变化小；
- 3 无毒、无腐蚀、无爆炸性、不易燃烧、相变材料变形小；
- 4 化学稳定性好、不发生分解、使用寿命长。

5.7.19 现场制作开式蓄冷（热）槽式时，材料可采用钢板、混凝土或玻璃钢，并符合下列规定：

- 1 蓄冷（热）槽必须满足承压要求，埋地蓄冷（热）槽还应承受土壤等荷载；
- 2 蓄冷（热）槽应严密、无渗漏；
- 3 蓄冷（热）槽内部部件应做耐腐蚀处理；
- 4 蓄冷（热）槽应进行槽体结构和保温结构设计。

5.7.20 蓄冷（热）系统的绝热与防腐设计除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 的有关规定外，还应符合下列规定：

- 1 制热系统除水泵和常温设备外，涉及的所有设备、装置、管道及阀门等均应进行保温；

- 2 制冷系统除常温设备外，涉及的所有设备、装置、管道及阀门等均应进行保冷与隔汽；
- 3 冷热共用系统的绝热设计，按保冷优先原则进行；
- 4 保冷层表面温度不应低于 30℃。

5.8 冷热水系统与水质

5.8.1 空调冷水、空调(供暖)热水参数应考虑终端用户温度需求、供冷(热)管网规模、冷热源装置效率、循环水泵功率等因素，经综合分析确定，并应符合下列规定：

- 1 采用冷水(热泵)机组直接供冷时，空调冷水供水温度不宜低于 5℃，供回水温差不宜小于 8℃；

- 2 采用冷水(热泵)机组供热时，空调(供暖)热水供水温度不宜高于 48℃，供回水温差不宜小于 10℃，不应小于 8℃；

- 3 采用冷水(热泵)机组蓄冷(热)时，空调冷(热)水供水温度与供回水温差应根据蓄能介质和蓄能、释能方式分别确定，并应符合本规程第 5.7.8 条的规定；

- 4 采用高温热泵供热时，空调(供暖)热水供水温度不宜高于 65℃，供回水温差不宜小于 15℃。

5.8.2 直接供出的空调冷水、空调(供暖)热水宜经终端换热器间接接入用户空调(供暖)系统。

5.8.3 空调冷水、空调(供暖)热水系统的选择，应符合下列规定：

- 1 应采用变流量一级泵系统。制冷(热)设备支持变流量运行时，宜采用制冷(热)设备变流量的变流量一级泵系统；

- 2 设计水流阻力大于 35mH₂O，或水温(温差)要求不同时，宜采用分布式变流量二级泵系统；

- 3 用户换热站(间)不具备设置冷(热)源二级泵条件时，二级泵可集中设置于能源站；

4 供冷（热）系统规模较大，终端用户数量较多或水温（温差）要求不同时，可采用多级泵系统。

5.8.4 空调冷水、空调（供暖）热水系统终端用户换热器一次侧应设电动两通调节阀。

5.8.5 空调冷水、空调（供暖）热水系统二次泵应采用变频调速。

5.8.6 变流量一级泵系统、二级泵以及多级泵系统的设计应符合现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 的规定。

5.8.7 供冷与供热循环泵宜分别设置，当供冷与供热的水流量差小于 15%时，供冷与供热循环泵可合并设置。

5.8.8 二级泵系统的一级泵宜与制冷（热）机组一对一串联连接，一级泵系统循环水泵宜并联后与制冷（热）机组串联连接。

5.8.9 应按现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 的有关规定，计算供冷（热）水系统的耗电输冷（热）比 $ECH(R)$ 。

5.8.10 空调冷水、空调（供暖）热水系统循环泵台数应符合下列规定：

1 定流量运行的一级泵，其设置台数和流量应与制冷（热）机组的台数和流量对应；

2 变流量运行的一级泵，其设置台数和流量应与制冷（热）机组的台数和流量对应；

3 分布式二级泵的台数不应少于 2 台，不宜超过 4 台，其中一台应为备用泵；

4 集中设置的二级泵台数不宜多于 4 台。

5.8.11 能源站水系统的定压、膨胀、补水设计应符合下列规定：

1 闭式地源水系统和介质水系统宜优先采用高位膨胀水箱定压；

2 空调冷水、空调（供暖）热水系统应采用自动囊式气压罐补水定压装置定压；

3 直接供冷（热）水系统，当设有开式蓄能设备（设施），且其最低水位高于水系统最高点 1.5m 以上时，应采用蓄能设备（设施）定压；

4 高位膨胀水箱补水管设计流量宜为管道系统水容积的 5%；

5 补水泵不应少于 2 台，其中 1 台为备用泵。除备用泵外，补水泵总流量宜为系统水容量的 3%~6%；

6 除本条文第 2 款规定外，供冷（热）水系统定压、膨胀设计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 50736-2012 第 8.5.18 的有关规定。

5.8.12 能源站供冷（热）系统循环水、介质循环水、闭式循环冷却水及补水水质宜符合表 5.8.12 的规定。

表 5.8.12 供冷（热）系统循环水、介质循环水、闭式循环冷却水及补水水质要求

检测项	单位	补充水	循环水
pH（25℃）		7.5~9.5	7.5~10
浊度	NTU	≤5	≤10
电导率（25℃）	μS/cm	≤600	≤2000
CL-	mg/L	≤250	≤250
检测项	单位	补充水	循环水
总铁	mg/L	≤0.3	≤1.0
钙硬度（以 CaCO ₃ 计）	mg/L	≤300	≤300
总碱度（以 CaCO ₃ 计）	mg/L	≤200	≤500
溶解氧	mg/L	—	≤0.1
有机磷（以 P 计）	mg/L	—	≤0.5

5.8.13 能源站工艺水系统水处理、除污、脱气及自动清洗装置的设置应符合下列规定：

1 供冷（热）循环水系统，供热温度高于 50℃时，宜分设软化水和加药装置；供热温度低于 50℃时，可只设加药装置；

2 闭式地源水系统、溶液循环系统及采用冷却塔降温的冷却水系统应设加药装置；

3 非经换热供冷（热）的循环水系统宜在能源站内设两级水过滤器（除污器），安装与运维管理有保证时，可设一级水过滤器（除污器）；

4 经换热供冷（热）的循环水系统、闭式地源水系统宜设一级水过滤器（除污器）；

5 开式水系统应设两级水过滤器（除污器）；

6 地热水系统应设四级水过滤器（除污器），其中两级设在回灌管路上；

7 介质水系统可不设水过滤器（除污器）；

8 仅设一级水过滤器（除污器）时，其目数不应低于 60；设两级水过滤器（除污器）时，下游过滤器（除污器）的目数不应低于 60；地热水回灌水过滤器（除污器）的滤网孔径应根据水质与回灌目的层的特征确定；

9 水过滤器（除污器）宜采用低阻力型产品；

10 供冷（热）循环水系统宜设脱气装置；

11 与开式水系统直接换热的冷水（热泵）机组蒸发器、冷凝器宜设在线清洗装置。

5.9 冷却水系统

5.9.1 冷却塔应按每台（组）与冷水（热泵）机组一一对应配置，且宜在每台（组）进/出水支管设电动两通关断阀。

5.9.2 冷却水系统宜采用逆流型冷却塔；安装空间受限时，可采用横流型冷却塔。

5.9.3 冷却塔防火性能、能效等级应满足现行国家标准《机械通风冷却塔》GB/T 7190 相关要求。

5.9.4 冷却塔布水系统应具有低流量运行工况下保证均匀布水的功能。

5.9.5 冷却塔设计计算所采用的室外计算湿球温度不应低于 27℃。

5.9.6 冷却塔设置环境，应符合下列规定：

1 进排风通畅、风阻较小、排风与进风之间不发生明显的气流短路；

2 噪声和排热符合周围环境要求；

3 便于维护与清洗。

5.9.7 冷却塔设置有下列情形时，应对室外计算湿球温度进行附加。

1 冷却塔邻近有高大障碍物；

2 冷却塔采用多排布置；

3 冷却塔采用下沉式安装。

5.9.8 冷却塔采用下沉式安装时，应符合下列规定：

1 宜通过 CFD 模拟分析确定冷却塔的安裝空间要求；

2 安装空间受限时，宜采用鼓风式冷却塔；

3 冷却塔竖向进风通道的断面风速不宜大于 2m/s；

4 冷却塔集水盘最低液位高度应保证冷却塔至冷却循环水泵吸水口的管路不倒空；

5 冷却水系统额定流量运行时，冷却循环水泵吸水口压力不应低于大气压。

5.9.9 冷却塔设计工况运行产生的噪声超过现行国家标准《声环境质量标准》GB 3096 允许的噪声控制限值时，应采取必要的消声降噪措施。

5.9.10 冷却塔采取的消声降噪措施应根据环境噪声与景观要求，结合安装实施条件经技术经济分析确定。可采用下列消声降噪措施中的一项或同时采用其中的几项：

- 1 冷却塔进排风设置消音、吸声装置；
- 2 冷却塔基础设置隔振装置；
- 3 冷却塔周围设置隔声吸音屏障；

5.9.11 冷却塔进排风设置消音、吸声装置时，应计算其产生的附加风阻，并作为冷却塔风扇的选型依据。

5.9.12 冷却塔风机宜设置振动开关及报警装置，集水盘宜设置高液位报警装置，报警信号接至运行值班室。

5.9.13 冷却塔循环管道低点应设置泄水阀。循环冷却水系统排污水应排入污水系统。

5.9.14 冬季运行冷却塔防冻设计，应符合下列规定：

- 1 冷却塔集水盘设置电加热装置；
- 2 冷却塔室外明露的进水管、出水管、补水管设置电伴热装置；
- 3 电加热装置、电伴热装置均配套设置温度传感器及加热自动控制装置。

5.9.15 冷却水系统应在冷却塔出水管设置过滤器，采用冷却塔/埋管换热器双母管形式时，应设置高目数的两级过滤。

5.9.16 开式循环冷却水水质宜符合表 5.9.16 的规定。

表 5.9.16 开式循环冷却水水质

检测项	单位	补充水	循环水
pH (25℃)		6.5~8.5	7.5~9.5
浊度	NTU	≤10	≤20
			≤10 (当换热设备为板式、翅片管式、螺旋板式)
电导率 (25℃)	μS/cm	≤600	≤2300
钙硬度 (以 CaCO ₃ 计)	mg/L	≤120	—
总碱度 (以 CaCO ₃ 计)	mg/L	≤200	≤600
钙硬度+总碱度 (以 CaCO ₃ 计)	mg/L	—	≤1100

续表 5.9.16

检测项	单位	补充水	循环水
CL-	mg/L	≤100	≤500
总铁	mg/L	≤0.3	≤1.0
NH ₃ -N*	mg/L	≤5	≤10
游离氯	mg/L	0.05~0.2 (管网末梢)	0.05~1.0 (循环回水总管处)
COD _{Cr}	mg/L	≤30	≤100
异养菌总数	个/mg	—	≤1×10 ⁵
有机磷 (以 P 计)	mg/L	—	≤0.5
*当补充水水源为地表水、地下水或再生水回用时, 应对本指标进行检测与控制			

6 供暖通风与空气调节设计

6.1 一般规定

6.1.1 能源站供暖、通风与空气调节系统的设置应根据房间功能、使用特点以及管理要求确定。

6.1.2 供暖、通风与空气调节系统的防火与防烟排烟设计应符合现行国家标准《建筑设计防火规范》GB 50016 与《建筑防烟排烟系统技术标准》GB 51251 的规定。

6.2 供暖通风与空气调节

6.2.1 能源站的室内环境设计参数应满足表 6.2.1 中的规定。

表 6.2.1 能源站房间室内设计参数表

房间名称	夏季室内 设计温度 (℃)	夏季 室内设计 相对湿度 (%)	冬季室内 设计温度 (℃)	冬季 室内设计 相对湿度 (%)	新风量 (m³/h·人)	备注
办公室	≤28	≤70	≥18	—	30	
值班室	≤28	≤70	≥18	—	30	
消控室	≤28	≤70	≥18	—	30	
维修间	≤30	≤70	≥16	—	—	
走道	≤30	—	≥10	—	—	
控制机房	18-27	≤60	18-27	≤60	—	露点温度 5.5-15℃

6.2.2 能源站下列房间应设供暖或值班供暖系统：

- 1 办公室、维修间（机具间）、淋浴室、卫生间应设供暖系统；
- 2 无设备散热与人员长期停留的生产工艺房间应设值班供暖系统；
- 3 有设备散热的房间，当其散热量不能保证本规程规定的冬季室内设计温度时，应设供暖系统。

6.2.3 能源站供暖系统设计应符合下列规定：

- 1 热源宜与能源站供热系统热源合用；
- 2 宜采用竖向双管系统；
- 3 供暖散热器宜设自力式恒温阀；
- 4 应设置独立的供暖系统热计量。

6.2.4 能源站办公室、休息室、值班室、控制机房以及通风排热不能保证室温上限值要求的电气设备间（变电室、强电间、弱电间）应设空调系统。

6.2.5 能源站办公室、休息室、值班室宜采用变制冷剂流量多联机空调系统；控制机房宜采用直膨型机房空调；电气设备间（变电室、强电间、弱电间）宜采用直膨型单元式空调。

6.2.6 能源站制冷（热泵）主机房、水泵间、锅炉间等工艺房间的通风换气次数应符合表 6.2.6 的规定。

表 6.2.6 能源站生产工艺房间通风换气次数表

房间名称		通风换气次数（次/h）	
		正常通风	事故通风
能源站房		≥4	≥12
蓄能间		≥4	—
燃气 锅炉间	设于首层、半地下或半地下室	≥6	≥12
	设于地下或地下室	≥12	≥12
变电室（设气体灭火时）		≥6	≥12
弱电机房		≥4	—

续表 6.2.6

房间名称	通风换气次数（次/h）	
	正常通风	事故通风
消控室	≥ 4	—
值班室	≥ 2	—
维修间	≥ 2	—
库房	≥ 2	—
卫生间	≥ 10	—
淋浴间	≥ 10	—
走道	—	—

6.2.7 能源站应首先考虑采用自然通风消除工艺房间的余热、余湿和气味。当自然通风不能满足要求时，应设置机械通风或自然通风与机械通风相结合的复合式通风系统。

6.2.8 设有机械通风的房间应考虑保障进排风基本平衡的措施，设计进风量不应小于排风量的 80%。

6.2.9 燃气锅炉（热水机组）间通风系统设计应符合下列要求：

- 1 通风系统应独立设置；
- 2 排风机应采用防爆型产品；
- 3 当送风机置于含有易燃易爆环境中时，应采用防爆型产品。

6.2.10 设置有事故排风的场所不具备自然进风条件时，应同时设置补风系统，补风量宜为排风量的 80%，补风风机与事故排风机联动。

6.2.11 设置事故通风的房间应设置气体泄漏探测报警装置，并控制事故通风设备连锁运行。

6.2.12 排除、输送有燃烧或爆炸危险混合物的通风设备和风管，均应采取防静电接地措施（包括法兰跨接），不应采用容易积聚静电的绝缘材料制作。

7 给排水设计

7.1 一般规定

7.1.1 能源站工艺设备机房应设置地面排水设施。

7.1.2 地下能源站房应设置防水淹措施。

7.2 给水

7.2.1 能源站工艺给水应优先采用市政自来水等可靠水源。

7.2.2 能源站工艺给水可设置一根进水管。供水流量应按工艺系统最大小时用水量与系统初次充水设计小时流量较大者确定。

7.2.3 能源站工艺给水水源应取得相应的水质参数，宜满足生活饮用水卫生标准。采用非传统水源时，当水质不能符合现行国家标准《采暖空调系统水质》GB/T 29044 的有关规定时应采取相应的水质处理措施。

7.2.4 能源站给水管道布置应满足以下要求：

1 给水管道直接向工艺设备补水时应有防回流污染措施，并应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 的有关规定；

2 蓄能装置应设置补水管；

3 阀门、水表等的设置位置应便于操作。

7.2.5 能源站给水总管、冷却塔补水主管、管网补水管等应分别设

置可接入能耗监测系统的数字水表,其他用水部位水表的设置应满足分级计量要求。

7.3 排水

7.3.1 能源站设备机房应在制冷(热泵)主机与循环水泵布置区域设置排水沟,其布置应满足以下要求:

- 1 应便于设备工艺排水管的就近接入;
- 2 不应影响设备的运输与检修;
- 3 不宜穿越防火隔墙。

7.3.2 排水沟形式应根据地面构造做法、工艺需求确定。

7.3.3 能源站工艺连续排水温度大于 40℃时应设降温池,并应符合现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 的有关规定。

7.3.4 能源站设备机房应设置排水泵等压力排水设施,并满足以下要求:

- 1 排水泵电源宜采用双电源供电;
- 2 排水泵应配置备用泵;
- 3 排水泵应设置液位自动启闭装置;
- 4 集水坑应设置超警戒水位报警装置,并应将报警信号上传运行值班室。

7.3.5 地下设备机房压力排水流量除满足工艺排水外,应考虑事故排水需求,事故排水量应满足以下要求:

- 1 工艺补水管故障时的溢水排水需求;
- 2 管网检修时的泄空流量。

7.3.6 能源站地下部分设有敞开楼梯、基坑等开口部位时,开口部位设计排水流量应按不低于 50 年暴雨重现期计算。

8 电气及智能化设计

8.1 一般规定

8.1.1 能源站的供配电、照明、防雷接地、工艺自动控制等电气系统的设计，应与工艺系统设计紧密配合，选择合理的设计方案。

8.1.2 能源站设有燃气系统时，电气与智能化系统的设计应符合现行国家标准《爆炸危险环境电力装置设计规范》GB 50058 的有关规定。

8.2 供配电

8.2.1 能源站应根据其工程规模、重要性等因素合理确定负荷等级，且不应低于二级。

8.2.2 能源站宜采用双回路供电。当负荷较小或地区供电条件困难时，可由一回 6kV 及以上专用的架空线路供电。

8.2.3 能源站的供配电系统设计应以所在地区市政电力系统现状及发展规划为依据，经技术经济论证，合理确定供电点、供电系统接线方案、供电容量、供电电压、供电回路数及无功补偿方式等。

8.2.4 能源站的电气负荷计算应根据工艺系统设计方案，按照不同运行模式分别计算，并对所有运行模式的电气负荷进行分析比较后，确定合理的电气负荷作为供配电系统的设计依据。

8.2.5 能源站宜设置专用变配电站，并宜采用放射式配电方式。当

单台设备额定功率大于 550kW 时，应采用中压（6kV 或 10kV）供电。变配电站位置应深入或靠近负荷中心。

8.2.6 配电系统应符合现行国家标准《20kV 及以下变电所设计规范》GB 50053、《35kV~110kV 变电站设计规范》GB 50059、《低压配电设计规范》GB 50054 中对配电线路与管道净距的有关规定，并宜采用桥架、线槽或钢管敷设，在进入电机接线盒处应设置防水弯头或金属软管。

8.2.7 能源站的水泵与水泵控制柜（箱）异地设置时，应在设备附近设置便于维护及保障安全的措施。

8.2.8 用于能源站的电气设备和控制设备的防护等级应与所在场所的环境条件相适应。

8.3 照明

8.3.1 照明系统的设计应符合现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 中关于照度和照明功率密度的有关要求。

8.3.2 应根据不同使用功能区域的要求，采用与环境和使用功能相适应的灯具。应根据机电设备和管线的布局，合理确定照明灯具的安装位置，并采取分层、分区、分组的控制措施。在重要的仪表、阀门、机电设备安装位置宜设置局部照明。

8.3.3 应急照明系统设计应符合现行国家标准《民用建筑电气设计标准》GB 51348、《建筑照明设计标准》GB 50034、《建筑设计防火规范》GB 50016、《消防安全标志 第 1 部分：标志》GB 13495.1、《消防应急照明和疏散指示系统》GB 17945、《消防应急照明和疏散指示系统技术标准》GB 51309 的有关规定。

8.4 防雷接地

8.4.1 防雷系统设计应符合现行国家标准《建筑物防雷设计规范》GB 50057 的相关要求。

8.4.2 接地系统设计应符合现行国家标准《民用建筑电气设计标准》GB 51348 中“电气装置接地和特殊场所的安全防护”章节、《电气装置安装工程接地装置施工及验收规范》GB 50169 的有关规定。

8.5 智能化

8.5.1 能源站应根据其工程规模、建筑布局、站房分布、工艺设备组成等因素，合理确定智能化系统的等级、架构和主要功能。

8.5.2 智能化系统宜包括且不限于如下内容：信息接入系统、综合布线系统、火灾自动报警系统、入侵报警系统、视频安防监控系统、出入口控制系统、电子巡查系统、工艺自动控制系统、能源管理系统、智能信息集成系统等。

8.5.3 智能化系统设计应符合现行国家标准《智能建筑设计标准》GB 50314、《数据中心设计规范》GB 50174、《综合布线系统工程设计规范》GB 50311、《安全防范工程技术标准》GB 50348、《入侵报警系统工程设计规范》GB 50394、《视频安防监控系统工程设计规范》GB 50395、《出入口控制系统工程设计规范》GB 50396、《火灾自动报警系统工程设计规范》GB 50116 的有关规定。

8.5.4 智能化系统机房应满足设备操作及维修要求，并合理预留系统升级发展空间。

9 监测与控制

9.1 一般规定

9.1.1 冷热源系统应设置监测与控制设备或系统，并应符合下列规定：

1 监测与控制内容应包括设备状态和重要运行参数显示、运行参数监测、设备连锁与自动保护、工况自动转换、自动调节与控制、能量计量以及集中监控与管理等；

2 监测与控制系统具体内容和方式应根据冷热源系统的类型、冷热源服务对象要求、冷热源系统运行能效限定值以及能源站运行主体的管理要求等因素，通过技术经济分析后确定；

3 监测与控制系统应采用实现冷热源系统安全与自动运行的集散型架构；

4 集中监控系统除应具有冷热源系统安全自动运行功能外，宜同时具有冷热负荷预测、冷热源设备故障预警、控制策略在线优化等智慧管理功能。

9.1.2 冷热源系统的参数监测应符合下列规定：

1 反映设备和管道系统在启停、运行及事故处理过程中安全和经济运行的参数，应进行监测；

2 反映系统工况状态的参数，应进行监测；

3 系统整体冷热负荷、能源消耗以及能效参数，应进行监测；

4 用于设备和系统主要性能计算和经济分析所需要的参数，宜进行监测；

5 监测仪表的选择和设置应与报警、自动控制和过程可视化监视等内容综合考虑，不宜重复设置。就地监测仪表应设在便于观察的地点。

9.1.3 采用集中监控系统控制的动力设备，应设就地手动控制装置，并通过远程 / 就地转换开关实现远距离与就地手动控制之间的转换；远程 / 就地转换开关的状态应为监控系统的监测参数之一。

9.1.4 冷热源系统的设备设置联动、连锁等保护措施时，应符合下列规定：

1 当采用集中监控系统时，联动、连锁等保护措施应由集中监控系统实现；

2 当采用就地自动控制系统时，联动、连锁等保护措施应为自控系统的一部分或独立设置；

3 当无集中监控或就地自动控制系统时，应设置必要的联动、连锁等保护措施。

9.1.5 纳入监测控制系统的设备所采用的标准通信协议应符合监测控制系统的规定。

9.1.6 冷热源系统的能量计量应符合下列规定：

1 应计量燃料的消耗量；

2 应计量外部热源供热量；

3 应计量耗电量；

4 应计量供热/冷量；

5 冷水（热泵）机组、循环水泵耗电量宜单独计量；

6 应计量补水量。

9.1.7 中央级监控管理系统功能应符合下列规定：

1 应能以多种方式显示各系统运行参数和设备状态的当前值与历史值；

2 应能以与现场测量仪表相同的时间间隔与测量精度连续记录，显示各系统运行参数和设备状态。存储介质和数据库应能保存

连续两年以上的运行参数数据；

3 应能计算和定期统计系统的能量消耗、设备连续和累计运行时间，并能以多种形式显示；

4 应能改变控制器的设定值、受控设备的“自动/手动”状态，并能对设置为“自动”状态的设备直接进行启停和调节；

5 应根据预定的时间表，或依据节能控制程序自动进行系统或设备的启停；

6 应设立安全机制、设置操作者不同权限，对操作者的各种操作进行记录、存储；

7 应具有参数越限报警、事故报警及报警记录、系统故障诊断功能，宜具有设备故障诊断功能；

8 宜兼有信息管理（MIS）系统功能，为所管辖的设备建立设备档案；

9 应设置可与建筑其他弱电系统和上一级管理系统数据共享的集成接口。

9.1.8 中央级监控管理系统软件的工艺控制功能应符合下列规定：

1 自动决定系统的工作状态，包括进入运行、退出运行、制冷或供热、蓄能或释能等；

2 自动运行保证冷热源主机系统安全的设备连锁启停程序；

3 无论何种工况，冷热源系统能根据主机实测负荷率，辅之以由总回水温度判断的负荷变化趋势，自动决定主机及相应循环泵的投入与退出；

4 根据气候补偿原理和用户需求，在线设定冷热源主机供水温度；

5 根据系统能效或其他目标最优化原则，自动决定多能互补冷热源系统各子系统的负荷分配；

6 根据系统能效最大化原则，自动决定部分负荷时投入运行的主机、水泵与其他用能设备；

7 宜采用数据挖掘技术实现系统与主要设备的故障诊断。

9.1.9 设有直燃型冷热源设备、燃气冷热电联供系统的冷热源系统检测与监控除应符合本规程要求外，尚应符合现行规范的有关规定。

9.1.10 能源站防排烟系统的检测与监控，应执行国家现行有关防火规范的规定。

9.2 传感器与执行器

9.2.1 传感器的选择应符合下列规定：

1 当以安全保护和设备状态监视为目的时，宜选择温度开关、压力开关、水流开关、压差开关、水位开关等以开关量输出的传感器，不宜选用连续量输出的传感器；

2 传感器测量范围和精度应与二次仪表匹配，并高于工艺要求的控制和测量精度；

3 易燃易爆环境应采用防爆型传感器。

9.2.2 温度、湿度传感器的设置，应符合下列规定：

1 温度、湿度传感器测量范围宜为测点温度变化或湿度变化范围的 1.2~1.5 倍；

2 供、回水管温差的两个温度传感器应成对选用，且温度偏差系数应同为正或负；

3 空气温度、湿度传感器应安装在空气流通、避免阳光直射、能反映室外环境或被控设备进风空气状态的位置；

4 插入式水管温度传感器温度测量探头应处于水流主流区内，安装位置附近不应有热源。

9.2.3 流量传感器的设置，应符合下列规定：

1 常用流量宜为系统设计流量的 0.8 倍，传感器量程宜为系统最大工作流量的 1.1~1.2 倍；

2 宜选用电磁式、超声波式等测量探头水流阻力较低的产品；

- 3 除输出累计流量值外，还应具有输出瞬时流量值的功能；
- 4 流量测量探头应处于水流主流区内且安装位置前后应留有符合产品技术文件规定的管道安装条件；
- 5 管道式超声波流量计的水流量测量探头应与水管道外壁紧密接触。

9.2.4 压力（压差）传感器的设置，应符合下列规定：

- 1 压力（压差）传感器的工作压力（压差）应大于该点可能出现的最大压力（压差）的 1.5 倍，量程宜为该点压力（压差）正常变化范围的 1.2~1.3 倍；
- 2 在同一建筑层的同一水系统上安装的压力（压差）传感器宜处于同一标高；
- 3 测压点的设置应根据系统需要和介质类型确定，设在管内流动稳定的位置并满足产品需要的安装条件。

9.2.5 非完全冻结式冰蓄冷系统应设置蓄冰量和结冰传感器，其形式、规格以及设置点应符合蓄冰装置产品的技术要求。

9.2.6 自动调节阀阀权度 S 的选择，应符合下列规定：

- 1 S 的确定应综合考虑调节性能和输送能耗的影响；
- 2 水路两通阀 S 值应为 0.25~0.45，最末端环路 S 值宜小于 0.3；
- 3 水路三通阀 S 值应为 0.5；
- 4 蒸汽调节阀 S 值应为 0.4~0.8。

9.2.7 自动调节阀的口径，应根据使用对象要求的流通能力以及全开时的压力损失，通过计算选择确定，调节阀全开时的压力损失应按下式计算。

$$\Delta p_{min} = S \times \Delta p \quad (9.2.7)$$

式中： S —— 阀权度；

Δp_{min} —— 调节阀全开时的压力损失（Pa）；

Δp —— 调节阀所在串联支路的总压力损失（Pa）。

9.2.8 调节阀的流量特性应根据调节对象特性和阀权度选择, 应符合下列规定:

- 1 安装于旁通水路的两通调节阀应为直线流量特性, 其他水路两通调节阀均应为等百分比流量特性;
- 2 水路三通阀宜为抛物线流量特性, 可选择等百分比流量特性;
- 3 蒸汽调节阀, 当 $S < 0.6$ 时宜选择等百分比流量特性; 当 $S \geq 0.6$ 时, 宜选择直线流量特性或等百分比流量特性。

9.2.9 大口径水路两通调节阀宜采用球形阀体, 不宜采用蝶阀。

9.2.10 蒸汽两通阀应采用单座阀。三通分流阀不应作三通混合阀使用; 三通混合阀不宜作三通分流阀使用。

9.2.11 当仅以开关形式用于设备或系统水路切换时, 应采用通断阀, 不得采用调节阀。

9.3 冷热源及其水系统监测与监控

9.3.1 冷热源制冷(热)装置及其水系统, 应对下列参数进行监测:

- 1 冷水(热泵)机组蒸发器进、出口水温、压力;
- 2 冷水(热泵)机组冷凝器进、出口水温、压力;
- 3 锅炉(热水机组)进、出口水温、压力、排烟温度;
- 4 地热水水质、水位;
- 5 地热井出水温度、流量;
- 6 地热井回灌温度、流量;
- 7 热交换器一、二次侧进/出口温度、压力;
- 8 分、集水器温度、压力(或压差);
- 9 水泵进、出口压力;
- 10 水过滤器前、后压差;
- 11 冷水(热泵)机组、锅炉、水泵、冷却塔风机等设备的启停状态。

9.3.2 蓄冷（热）系统应对下列参数进行监测：

- 1 制冷（热）装置的进、出口介质温度；
- 2 蓄冷（热）装置的进、出口介质温度；
- 3 蓄冷（热）装置内部监测点温度；
- 4 蓄冷（热）装置的液位；
- 5 蓄冰量；
- 6 调节阀的阀位；
- 7 蓄冷（热）量、释冷（热）量的瞬时值和累计值；
- 8 故障报警。

9.3.3 制冷（热）设备宜根据其部分负荷性能，并结合系统供冷（热）量需求进行运行台数优化控制；采用自动方式运行时，冷（热）源系统中各相关设备及附件与制冷（热）机组应进行电气连锁，顺序启停。

9.3.4 冰蓄冷系统的二次冷媒侧换热器应设防冻保护控制。

9.3.5 变流量一级泵系统冷水机组定流量运行时，空调水系统总供、回水管之间的旁通调节阀应采用压差控制。

9.3.6 二级泵和多级泵空调水系统中，各级负荷侧水泵运行台数宜采用流量控制方式；水泵变速宜根据系统压差变化控制。

9.3.7 水泵采用压差控制变速时，其压差测点宜设置在管网最不利环路处，可设置在管网供回水母管之间。

9.3.8 变流量一级泵系统冷水（热泵）机组变流量运行时，冷（热）水系统的控制应符合下列规定：

- 1 总供、回水管之间的旁通调节阀宜采用流量控制，可采用压差控制；
- 2 水泵的台数和变速控制应符合本规范第 9.3.6 条的要求；
- 3 采用精确控制流量和降低水流量变化速率的控制措施，包括：
 - 1) 采用高精度的流量或压差传感器；
 - 2) 冷水（热泵）机组的电动隔断阀选择“慢开”型；

3) 采用线性流量特性的旁通阀。

9.3.9 冷却水系统的控制调节应符合下列规定：

1 冷却塔风机开启台数或转速应根据冷却塔出水温度控制，其温度值宜根据系统能效最大化原则，由集中监测控制系统在线设定；

2 冷却塔供回水总管间设置旁通调节阀时，应根据冷水机组安全运行允许的最低冷却水温度调节旁通水量；

3 冷却水系统变流量运行时，水泵运行台数宜采用流量控制；水泵变速宜采用温差控制；

4 应根据水质检测情况进行排污控制。

9.3.10 集中监控系统与冷热源设备控制器之间应建立通信联系，实现集中监控系统中央主机对冷热源设备运行参数的监测与监控。

10 施工与验收

10.1 一般规定

10.1.1 施工及验收应满足现行国家施工质量验收规范及现行标准的有关规定。

10.1.2 工程所使用的主要原材料、成品、半成品和设备的材质、规格及性能应符合设计文件和国家现行标准的规定，应进场验收合格，并应做好验收记录和验收资料归档。

10.1.3 施工前，建设单位应组织设计、施工、监理等单位对设计文件进行交底和会审，形成书面记录，并应由参与会审的各方签字确认。

10.2 施工

10.2.1 冷水（热泵）机组的基础施工应满足设计要求和相关标准规定，并应符合下列规定：

- 1 型钢或混凝土基础的规格和尺寸应与机组匹配；
- 2 混凝土基础预留螺栓孔的位置、深度、垂直度应满足螺栓安装的要求。

10.2.2 冷水（热泵）机组的运输和吊装应符合下列规定：

- 1 运输和吊装前应制定操作方案；
- 2 核实设备与运输通道的尺寸，保证设备运输通道通畅。

10.2.3 冷水（热泵）机组就位安装应符合下列规定：

1 安装位置应符合设计要求，同规格设备成排就位时，相应就位尺寸应一致；

2 减振装置的种类、规格、数量及安装位置应符合设计及产品技术文件的要求。采用弹簧隔振器时，应设有防止机组运行时水平位移的措施；

3 采用垫铁调整机组水平度时，垫铁位置应正确，接触应紧密；

4 吸收式热泵（冷水）机组的真空泵就位后，应找正、找平。抽气连接管应采用管径与真空泵吸气口直径相同的金属管。采用橡胶管时，宜采用真空胶管，并对管接头处采取密封措施；

5 吸收式热泵（冷水）机组的屏蔽泵就位后，应找正、找平，其电线接头处应采取防水密封措施。

10.2.4 冷水（热泵）机组与水系统的连接安装应符合下列规定：

1 管道与机组连接后，不宜再进行焊接和气割操作，必须进行时应拆下管道或采取防止焊渣进入管道的措施；

2 机组与冷水（冷却水）管道的连接应在管道冲（吹）洗合格后进行；

3 机组与管道连接时，应设置软连接，管道应设独立的支吊架。

10.2.5 板式换热器安装应遵循相关标准规范的规定，并应符合下列规定：

1 进出口法兰密封面，不得有影响密封性能的缺陷；

2 上、下导杆的滑动表面，应清洗干净并涂抹润滑脂；

3 压紧板上的滚动轴承应清洁、转动灵活。检查合格后，应加足润滑脂。如安装在防爆环境中，应采用防爆润滑脂；

4 当压紧全部板片时，管片侧面的斜对角线标志，应形成一条完整的直线；

5 组装后，管片侧面板边端处应平齐。

10.2.6 蓄能设备的安装应遵循相关标准规范的规定，并应符合下列规定：

1 整体式蓄冰槽、蓄冰盘管的吊装就位应符合下列规定：

- 1) 临时放置时，不应拆卸冰槽下的垫木；
- 2) 吊装前，应清除蓄冰槽内或封板上的水、冰及其他残留物；
- 3) 蓄冰槽就位前，应确定设备找正、调平的定位基准线；
- 4) 应将蓄冰盘管吊装至预定位置，找正、找平。

2 蓄能设备的接管应满足设计要求，并应符合下列规定：

- 1) 温度和压力传感器的安装位置应预留检修空间；
- 2) 现场制作蓄能罐时，其焊接应符合现行国家标准《立式圆筒形钢制焊接储罐施工规范》GB 50128、《钢结构工程施工质量验收标准》GB 50205 和《现场设备、工业管道焊接工程施工规范》GB 50236 的有关规定。

10.2.7 水泵安装应遵循相关标准规范的规定，并应符合以下规定：

1 水泵就位时，水泵纵向中心轴线应与基础中心线重合对齐，并找正、找平；

2 地脚螺栓应有防松动措施；

3 吸入管水平段应有沿水流方向连续上升的不小于 0.5% 的坡度；

4 与水泵吸入口水平连接的变径管应采用管顶上平的偏心变径形式；

5 出水管段安装顺序应依次为变径管、软连接、短管、止回阀、闸阀（蝶阀）；

6 出水管变径应采用同心变径形式；

7 并联水泵出水管接入总管，应采用顺水流斜向插接的连接形式，夹角不应大于 60°；

8 吸入管、出水管均应设置独立的管道支、吊架。

10.2.8 附属设备就位安装应符合设计及产品技术文件的要求，并应符合下列规定：

1 附属设备支架、底座应与基础紧密接触，安装平正、牢固，地脚螺栓应垂直拧紧；

2 附属设备的安装位置应正确并便于维修和清理。

10.2.9 水系统管道与附件安装应遵循相关标准规范的要求，并应符合下列规定：

1 支、吊架的型钢材料应按管材、部件、设备的规格和重量选用，并应符合设计规定；当设计无明确规定时，吊架的型钢规格应符合现行国家标准《通风与空调工程施工规范》GB 50738 的有关规定；

2 型钢应采用机械开孔，开孔尺寸应与螺栓匹配；

3 机房内 300mm 管径以上的单根管道支、吊架或 250mm 管径以上的多根管道支、吊架，其型钢规格应经结构受力计算确定；

4 支、吊架宜与结构梁、柱固定，避免直接吊装于楼板上；

5 装配式管道吊架应按设计要求及相关技术标准选用。

10.2.10 管道连接应遵循相关标准规范的规定，并符合下列规定：

1 管道穿过地下室或地下构筑物外墙时，应采取防水措施，并应符合设计要求；

2 管道穿越地下墙体采用的套管应为柔性防水套管；

3 管道相邻的焊口间距宜大于等于 300mm；

4 管道法兰连接应满足下列要求：

1) 法兰应焊接在长度大于 100mm 的直管段上，不应焊接在弯管或弯头上；

2) 支管上的法兰与主管外壁净距应大于 100mm，穿墙管道上的法兰与墙面净距应大于 200mm；

3) 法兰不应埋入地下或安装在套管中。不通行地沟内的法兰处应设检查井。

10.2.11 管道与设备的连接应遵循相关标准规范的要求，并应符合以下规定：

1 管道与设备的连接，应在设备安装完毕、外观检查合格且冲洗干净后进行；

2 与水泵、冷水（热泵）机组的接管应采用软连接，其公称压力不应低于系统工作压力。

10.2.12 阀门与附件安装应遵循相关标准规范的要求，并应符合下列规定：

1 阀门与附件的安装位置应符合设计要求，并应便于操作和观察；

2 并排水平管道设计间距过小时，阀门应错开安装；并排垂直管道上的阀门应安装于同一高度上，手轮之间的净距不应小于100mm；

3 电动阀门安装应符合下列规定：

1) 安装前，应进行模拟动作和压力试验；

2) 执行机构的供电电压、控制信号及接线方式应符合系统功能和产品技术文件的要求；

3) 电动阀门安装时，应将执行机构与阀体一体安装，执行机构和控制装置应灵敏可靠，无松动或卡涩现象；

4) 有阀位指示装置的电动阀，其阀位指示装置应面向便于观察的方向。

4 过滤器安装位置符合设计要求。

10.2.13 仪表与传感器安装应满足相关标准规范的要求，并应符合下列规定：

1 压力表应安装在便于观察的位置，并防止受高温、冰冻和振动的影响；

2 压力表宜安装内径不小于10mm的缓冲管；

3 压力表和缓冲管之间应安装阀门，蒸汽管道安装压力表时

不得用旋塞阀；

4 压力表的量程，当设计无要求时，应为工作压力的 1.5~2 倍；

5 压力表的安装不应影响设备和阀门的安装、检修、运行操作；

6 压力表与温度计靠近安装时，二者之间的距离不宜小于 300mm。压力表安装高度低于 2m 时，宜采用 $\Phi 150\text{mm}$ 表盘，超 2m 时，宜采用 $\Phi 200\text{mm}$ 表盘；

7 各类套管温度计应安装在便于观察的部位，其底部应插入能正确显示介质温度的区域。温度计的安装不应影响设备和阀门的安装、检修、运行操作；

8 压力（压差）取源部件与温度取源部件安装在同一管段上时，应安装在温度取源部件上游侧；

9 压力（压差）传感器与温度传感器的安装除应符合本条文压力表与温度计的相关安装要求外，还应符合产品技术文件的安装规定；

10 管道上仪表与传感器取源部件的开孔和焊接应在管道安装前进行。无法避免在已安装的管道上开孔时，管内因切割产生的异物应清除干净。

10.2.14 管道与设备防腐层施工应满足相关标准规范的要求，并符合下列规定：

1 管道与设备面层与底层涂料的品种宜相同，不同时应确认其亲溶性格后方可施工；

2 防腐施工的环境温度宜高于 5℃，相对湿度宜低于 85%；

3 防腐施工前应对金属表面进行除锈、清洁处理，可采用人工除锈或喷砂除锈方法；

4 管道与设备表面除锈后不应有残留锈迹、焊渣和积尘，除锈等级应符合设计及防腐涂料产品技术文件的要求；

5 管道与设备的油污宜采用碱性溶剂清除，之后应进行清洗、

干燥:

6 涂刷防腐涂料时,应控制涂刷厚度,保持均匀,不应出现漏涂、起泡等现象。

10.2.15 管道与设备绝热层施工应满足相关标准规范的要求,并应符合下列规定:

1 绝热层施工应在管道系统水压试验合格、防腐施工完成后进行;

2 绝热材料与管道或设备粘接时,胶粘剂应涂抹均匀,固定宜一次完成,并应按胶粘剂使用技术要求,暴露若干时间后,进行绝热材料粘接操作。粘接操作应保证对绝热材料全表面均匀施力;

3 绝热材料厚度大于 50mm 时,应分层施工。同层拼缝应错开,各层拼缝不应重合且水平间距不宜小于 150mm,圆周间距不宜小于 50mm;

4 绝热管壳应采用防腐金属丝捆扎或专用胶带绑贴安装,每节绝热管壳不少于 2 道,其间距宜为 300mm~350mm,捆扎或绑贴应紧密,无滑动、松弛与断裂现象;

5 硬质或半硬质绝热管壳用于热水管道时,拼接缝隙不应大于 5mm,用于冷水管时不应大于 2mm。拼接缝隙应用粘接材料勾缝,纵缝应错开,外层纵缝应设在侧下方;

6 管道阀门、过滤器及法兰部位的绝热结构应能单独拆卸,且不影响其操作;

7 管道穿楼板或穿墙处的绝热层应连续。

10.2.16 管道与设备防潮层施工应满足相关标准规范的要求,并应符合下列规定:

1 防潮层(包括绝热层的端部)应完整且封闭良好。水平管道防潮层纵向搭接缝应位于侧下方;竖向管道防潮层应自下而上施工,环向搭接缝口应朝下;

2 采用卷材防潮材料螺旋形缠绕施工时,卷材的搭接宽度应

为 30mm~50mm;

3 采用玻璃钢防潮层时,与绝热层应结合紧密,封闭良好,不应有虚粘、气泡、褶皱、裂缝等缺陷;

4 带有防潮层、隔气层绝热材料的拼缝处,应用胶带密封,胶带的宽度不应小于 50mm。

10.2.17 管道与设备保护层施工应满足相关标准规范的要求,并应符合下列规定:

1 采用金属材料作为保护层时,保护层应平整,紧贴防潮层,不应有脱壳、褶皱、强行接口等现象,端头应封闭;

2 保护层搭接宽度应符合下列规定:

1) 平搭接时,搭接宽度宜为 30mm~40mm;

2) 凸筋加强搭接时,搭接宽度宜为 20mm~25mm。

3 保护层采用自攻螺钉固定时,螺钉不应刺破防潮层,且应均匀布设;

4 竖向管道保护层的施工应自下而上进行,环向搭接缝口应朝下;水平管道保护层的施工应从管道标高低点向高点进行,环向搭接缝口应朝向低标高处,纵向搭接缝应位于管道的侧下方,缝口应朝下。

10.2.18 能源站中燃气管道的安装施工要求应符合下列规定:

1 燃气系统管道与机组的连接不得使用非金属软管;

2 供气管道压力大于 5kPa 时,燃气管道焊缝无损检测应按设计要求执行;当设计无规定时,应对全部燃气管道焊缝进行无损检测;

3 燃气管道吹扫和压力试验的介质应采用空气或氮气,严禁采用水。

10.2.19 控制柜、控制箱的金属框架及基础型钢应与保护导体可靠连接;对于装有电器的可开启门,门和金属框架的接地端子间应选用截面积不小于 4mm²的黄绿色绝缘铜芯软导线连接,并应有标识。

10.2.20 配电柜（箱）等配电装置应有可靠的防电击保护；配电装置应设辅助等电位连接。当设计未做要求时，连接导体最小截面积应符合现行国家标准《低压配电设计规范》GB 50054的有关规定。

10.2.21 电气设备的外露可导电部分应单独与保护导体相连接，不得串联连接，连接导体的材质、截面积应符合设计要求。

10.3 工程检验

10.3.1 应查验现场批量制作或外购风管所采用制作工艺关联的风管强度与严密性试验报告书。

10.3.2 应抽检不同规格金属风管的板材厚度。当风管材料为镀锌钢板时，还应抽检其镀锌层重量。

10.3.3 水系统阀门进场后，应进行强度与严密性试验。阀门的强度试验压力为公称压力的1.5倍，严密性试验压力为公称压力的1.1倍。

10.3.4 水系统管道安装完毕，外观检查合格后，应进行水压试验。

10.3.5 冷凝水管道系统安装完毕，外观检查合格后，应进行通水试验。

10.3.6 水系统管道水压试验合格后，在与制冷机组、空调设备连接前，应进行管道系统冲洗试验。

10.3.7 开式水箱（罐）在连接管道前，应进行满水试验；换热器及密闭容器在连接管道前，应进行水压试验。

10.3.8 通风设备进场检验时，应进行电气检测与试验。

10.3.9 检测与试验前应具备下列条件：

- 1 检测与试验方案已批准；
- 2 检测与试验所使用的测试仪器和仪表齐备，已检定合格，并在有效期内；其量程范围、精度应能满足测试要求；
- 3 参加检测与试验的人员应经过培训，熟悉检测与试验内容，

掌握测试仪器与仪表的使用方法：

4 所需用的水、电、蒸汽、压缩空气等满足检测与试验要求；

5 检测与试验的项目外观检查合格；

6 检测与试验时，应根据检测与试验项目选择相应的测试仪器与仪表；

7 检测与试验宜在监理工程师或建设单位代表的监督下进行，并应形成书面记录。检测与试验结束后，应提供完整的检测与试验报告，并签字齐全；

8 检测与试验用水应清洁，试验结束后，试验用水应排入指定地点。水压试验的环境温度不宜低于 5℃，当环境温度低于 5℃时，应有防冻措施。试验后应排净管道内积水，并用 0.1MPa～0.2MPa 的压缩空气吹扫管道存水。

10.3.10 各项检验的做法应满足现行国家标准《通风与空调工程施工规范》GB 50738、《建筑电气工程施工质量验收规范》GB 50303、《智能建筑工程质量验收规范》GB 50339 的有关规定。

10.4 工程验收

10.4.1 能源站竣工验收时，应检查竣工验收的资料，包括下列文件及记录：

1 图纸会审记录、设计变更通知书和竣工图；

2 主要材料、设备、成品、半成品和仪表的出厂合格证明及进场检（试）验报告；

3 隐蔽工程检查验收记录；

4 工程设备、风管系统、管道系统安装及检验记录；

5 管道试验记录；

6 设备单机试运转记录；

7 系统无负荷联合试运转与调试记录；

- 8 分项工程质量验收记录;
- 9 观感质量综合检查记录;
- 10 安全和功能检验资料的核查记录。

10.4.2 能源站电气验收应符合现行国家标准《建筑电气工程施工质量验收规范》GB 50303 的有关规定。

10.4.3 能源站弱电系统验收应满足下列要求:

1 施工单位提供的工程质量隐蔽工程验收资料、工程施工记录 and 调试记录、系统调试报告;

- 2 对现场设备进行安装质量和性能抽查;
- 3 传感器抽检率 5%, 小于 10 台 100%抽查;
- 4 执行器抽检率 5%, 小于 10 台 100%抽查;
- 5 直接数字控制器抽检率 5%, 小于 10 台 100%抽查。
- 6 应进行系统功能测试, 测试内容包括:
 - 1) 画面切换响应时间的测试;
 - 2) 日报、月报、报警自动打印功能测试;
 - 3) 各种图形、曲线显示功能测试;
 - 4) 报警时间和画面响应时间的测试;
 - 5) 数据采集的实时性测试;
 - 6) 数据统计功能的测试;
 - 7) 直接数字控制器功能测试, 抽检率 10%, 小于 10 台 100%抽查;
 - 8) 模拟量信号精度测试;
 - 9) 开关量信号测试;
 - 10) 控制功能测试;
 - 11) 能源控制回路 100%测试;
 - 12) 其他回路 10%测试;
 - 13) 实时性能测试;
 - 14) 系统维护功能测试;

15) 全部测试与抽样测试的综合结论为合格，则检验结论为合格。

11 试运行与调适

11.1 试运行

11.1.1 综合能源站交付使用前，应进行单机、分系统和整体系统的调试与试运行。

11.1.2 试运行与调试的条件与程序，应符合下列规定：

1 施工单位应编制试运行与调试方案，并报送专业监理工程师审核批准；

2 试运行与调试应有系统集成商、主要设备厂商以及业主单位的配合；

3 单机试运行与调试前，应完成机组安装、各系统管路连接、电气及控制系统接线、通风以及消防系统安装工程的验收；

4 各分系统试运行与调试前，应完成该系统验收及设备单机试运行；

5 整体系统试运行与调试前，应进行整体系统验收及各分系统调试；

6 试运行与调试用测试仪器、仪表，其精度等级及最小分度值应满足设计要求，并应符合国家有关计量法规的规定；

7 试运行与调试的环境和工业卫生条件（温度、湿度、防静电、电磁干扰等）应符合国家及行业相关标准的规定。

11.1.3 试运行与调试应包括以下内容：

1 整体系统：

1) 设备单机试运转及调试；

- 2) 系统无负荷联合试运行及调试;
- 3) 系统带负荷联合试运行及调试。
- 2 设备单机:
 - 1) 冷水(热泵)机组、锅炉(热水机组)等;
 - 2) 水泵 —— 冷热水循环泵、冷却水循环泵、介质循环水泵、溶液循环泵、定压补水泵等;
 - 3) 冷却塔;
 - 4) 蓄能装置 —— 整体式蓄冰槽、金属蓄能水罐(槽)、蓄冰盘管等。
- 3 控制系统:
 - 1) 控制系统受控设备点对点调试 —— 数字量输入/输出测试、模拟量输入/输出测试;
 - 2) 现场控制器功能测试 —— 冷水(热泵)机组、锅炉(热水机组)、冷热水泵、冷却水泵、冷却塔、蓄能装置等相关设备;
 - 3) 控制中心及系统软硬件功能调试 —— 系统接线、系统通信、系统功能。
- 4 无负荷联合试运行与调试:
 - 1) 各分系统水力平衡调试 —— 冷热水系统、冷却水系统、锅炉(热水机组)系统、蓄能系统、用户换热站系统等;
 - 2) 各分系统无负荷联合试运行及调试 —— 制冷系统、制热系统、蓄能/释能系统等;
 - 3) 控制系统联合试运行与调试:
 - ①显示、处理、操作、控制、报警、诊断、通信、冗余、打印、拷贝等基本功能的测试;
 - ②控制方案、控制和联锁程序测试。
 - 4) 整体系统无负荷联合试运行及调试 —— 设备联动、运行模式转换、系统保护动作、自控系统的运行状态等。

5 系统带负荷联合试运行与调试:

- 1) 控制精确性调试;
- 2) 负荷变化时, 工况转换功能测试;
- 3) 负荷变化时, 主机负荷调节及台数控制调试;
- 4) 负荷变化时, 水泵、冷却塔等变台数与变频调试;
- 5) 主要控制参数的设计合理性验证。

11.1.4 试运行与调试应包括但不限于对以下状态、动作以及参数的监测:

- 1 系统供(冷)热量、供/回水温度、供/回水压力(压差);
- 2 主要设备的状态、工况参数与联动运行、数据记录与故障报警;
- 3 系统与设备预定时间表自动启停和节能优化自动启停功能的实现与转换;
- 4 换热器负荷调节与水泵变频调速运行时控制对象与调节设备的随动状态、联锁动作、控制精度;
- 5 蓄能—释能周期内的负荷变化、运行模式自动切换能力、蓄能/释能温度参数、蓄能/释能能量匹配程度、控制策略合理性;
- 6 能源与水资源耗量 —— 耗电量、耗气量、耗水量监测。

11.1.5 试运行与调试的判定, 应符合下列规定:

- 1 设备单机试运行与调试:
 - 1) 冷水(热泵)机组应符合设备技术文件和现行国家标准《制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范》GB 50274 的有关规定, 正常运转不应少于 8h;
 - 2) 水泵叶轮旋转方向正确、无异常振动和声响、紧固连接部位无松动、电机运行功率值处于技术文件规定的区间。水泵连续运转 2h 后, 滑动轴承外壳最高温度不得超过 70℃、滚动轴承不得超过 75℃。水泵壳体密封处不应渗漏, 普通填料密封允许泄漏量不应大于 60mL/h, 机械密封不应大于 5mL/h;

3) 冷却塔本体应稳固、无异常振动,其噪声应符合设备技术文件的规定。冷却塔风机叶轮旋转方向正确、运转平稳、无异常振动与声响,其电机运行功率应符合设备技术文件的规定。冷却塔风机与冷却水系统循环试运行 2h 后,滑动轴承外壳最高温度不应超过 70℃,滚动轴承不应超过 80℃;

4) 蓄能装置的安装状况应符合设计与产品技术文件要求。载冷剂或蓄热体的性能参数应符合设计文件;

5) 控制器、输入输出组件和监控点元件的硬件及接线位置和软件的地址、型号、状态等应一致。各类受控设备的控制应安全、可靠,工作正常。

2 系统无负荷联合试运转与调试:

1) 系统经水力平衡调整后,空调冷(热)水、冷却水流量测试值与设计值的偏差不应大于 10%。同规格制冷(制热)/换热机组并联运行时,各台机组对应水(溶液)系统的流量应相近;

2) 各用户换热站一次侧水系统的实测水流量与设计值的偏差不应大于 10%;

3) 水泵运行稳定后,电机电流不应大幅波动、运行噪声不应高于产品技术文件承诺的数值;

4) 蓄能系统的蓄能量和释能量、蓄能速率和释能速率应符合设计要求,载冷剂流量、压力(压差)、温度应符合设计要求;

5) 控制系统与监测元件和执行机构通信正常,状态参数应能实时采集、显示、记录和保存,设备联锁、自动调节、自动保护、控制策略应能正确动作。

3 系统带负荷联合试运转与调试:

1) 管路无泄漏、外表面无凝露;

2) 单体设备及主要部件联动符合设计要求,动作协调、正确、无异常;

3) 各运行模式下, 系统运行正常、平稳, 运行参数满足设计要求;

4) 运行模式转换时, 动作正确、灵敏, 系统各项保护措施反应及时;

5) 自控系统监测元件及执行机构工作正常, 对各项参数的反馈及动作正确、及时。

4 整体系统试运行连续时间不宜小于 72h, 当不能连续满负荷运行时, 应在试运行与调试方案中明确试运行负荷要求。

5 对整体系统启动试运行中发现的系统性缺陷应在试运行后及时整改。试运行与调试结束后, 必须提供完整的试运行与调试记录和报告。

11.2 调适

11.2.1 调适工作应由具有暖通空调工艺与自动控制(弱电)安装、调试及运行经验的专业团队承担; 应在调适工作开始前提提交调适计划, 调适工作完成后提交调适报告, 其主要内容包括但不限于以下各项:

- 1 项目概况及负荷现状;
- 2 调适步骤及内容;
- 3 各系统调适数据记录;
- 4 主机、水泵、系统能效分析;
- 5 系统控制参数及策略优化及验证;
- 6 问题分析及改进建议。

11.2.2 调适开始前, 应完成以下准备工作:

- 1 根据调适所需对系统设置的温度、压力、流量等传感器及就地仪表进行校准与整定;
- 2 检查管路系统所有过滤设备、自动排气阀及排污阀正常工

作。

11.2.3 调适过程应监测规定工况下系统的供/回水温度、压力（压差）、流量以及供热（冷）量；计量能源站输入能源总量。

11.2.4 冷热源系统与冷（热）用户需求的匹配程度应根据系统的供/回水温度、流量以及供热（冷）量监测值判断，并据此优化系统运行策略。

11.2.5 设有蓄能系统时，应监测蓄能—释能周期中的蓄能/释能初状态与终状态参数、制冷（热）主机蓄冷（热）能力、蓄能装置释能特性，并据此优化系统运行策略。

11.2.6 对冰蓄冷装置应进行冰槽水位调零；对外融冰蓄冰装置应分别进行溶液管路和融冰水管路的平衡调试。

11.2.7 运行工况的匹配性测试应根据末端实际负荷情况进行，并提交测试报告。

11.2.8 控制策略验证性测试，主要应包括以下各项：

- 1 制冷（热）主机群控；
- 2 锅炉（热水机组）群控；
- 3 循环水泵泵组群控；
- 4 冷却塔组群控。

11.2.9 主机能效比（空调及制冰工况）、系统综合能效比、水泵输送能效比、冷却塔能效等指标的计算应根据各设备电耗及各环路冷热量实测值进行，并明确相应的测试工况。

12 运行管理

12.1 管理要求

12.1.1 运行管理应包含但不限于以下主要工作内容：

- 1 建立能源站运行质量、安全、设备及设施维保等规章制度；
- 2 制定设备操作规程以及供冷（热）期日常运行调节规定；
- 3 建立与经济效益挂钩的运行管理与节能激励机制；
- 4 定期检查、检测和维护消防水、电系统，并保证在任何情况下系统联动正常；
- 5 定期检查、检测和维护冷水（热泵）机组制冷剂泄漏报警装置，当报警装置与通风系统连锁时，应保证联动正常；
- 6 建立化学品采购记录和使用登记制度，并编制使用手册；
- 7 建立运营消耗类用品采购制度。对采购日期、产品来源、产品合格证书等信息进行存档备案并定期跟踪审查；
- 8 建立日常巡检制度，并根据冷（热）负荷变化与用户反馈，及时调整供冷（热）参数与节能运行策略；
- 9 建立能源审计和能源报表制度，并通过能源数据分析，进行节能诊断，制定节能目标；
- 10 采用垂直埋管地源热泵系统时，应建立地温场监测制度，并根据监测数据评估、调整冷（热）源系统运行方案；
- 11 应建立运行质量管理与用户满意度调查制度，定期开展面对用户的运营满意度调查；
- 12 与用户签订的供能服务合同中，应包含约束用能行为与鼓

励节能的相关条款。

12.1.2 能源站日常管理应符合以下规定：

1 运营管理部门应配备具有冷（热）系统运行经验的管理人员及技术人员；

2 供暖季、供冷季开始前，运营管理部门应对系统进行检查与保养，并应给予住户相应的提示；

3 运营管理部门应按现行国家和天津市地方标准的要求，编制各系统日常巡检工作规程，明确系统各类设备设施及构筑物巡检内容与频次、保养内容、保养方法及各项质量要求，并应符合下列规定：

1) 对各种现场仪表和传感器，如热泵机组、工艺管道、换热器等设备设施的压力传感器/压力表、温度传感器/温度计和流量传感器或能量计量装置应定期检查；

2) 给水系统每月应进行分类分项用水量统计，进行合理用水程度分析；

3) 定期对工艺水系统进行水质检测，按照水质要求采取措施进行水质处理，确保各水系统水质达标；

4) 定期对配电系统进行巡检，确保配电室、配电柜内清洁，确保配电系统运行安全；

5) 对能源站核心设备、电气、智能化系统，应每年至少保养一次。

12.1.3 能源站运营管理人员技术能力培训包括但不限于以下内容：

1 编制运营管理部门管理及技术手册；

2 建立完善的培训制度和人员培训档案；

3 制定和落实培训计划，培训主要内容应包括：

1) 运行管理相关制度培训；

2) 系统工艺专业培训；

3) 电气专业培训；

- 4) 监测与自动控制专业培训;
- 5) 数字智能化管理与能源站运行信息管理平台的操作;
- 6) 消防、安全、特种设备管理及操作培训。

12.2 技术要求

12.2.1 系统安全运行应符合以下规定:

- 1 制冷剂充填和冷水(热泵)机组试运转过程中,严禁向周围环境排放制冷剂;
- 2 应定期检查制冷剂泄露报警装置,当报警装置与通风系统连锁时,应进行联动测试;
- 3 安全防护装置的工作状态应定期检查,并应对各种化学危险物品和油料等存放情况进行定期检查;
- 4 能源站设备的电气控制及操作系统应安全可靠,接线应牢固。接地措施应符合现行国家标准,不得有超载运转现象;
- 5 能源站消防系统的防火阀及其感温、感烟控制元件应定期检查、维护;
- 6 能源站设备机房内应保持干燥清洁,严禁放置易燃、易爆和有毒危险物品;
- 7 冷水(热泵)机组的运行工况应符合产品技术文件要求,不应有超温、超压现象。

12.2.2 系统节能运行应符合下列规定:

- 1 运行管理人员应了解系统实际能耗状况,定期分析系统节能潜力;
- 2 运行管理人员应根据系统实际冷(热)负荷分布特征及能源价格,经技术经济分析,制订全年节能运行方案;
- 3 运行管理部门应定期进行系统能效(COP)的测算,测算方法应按本规范附录 A 执行,测算结果应作为对系统能效与能耗

进行分析的依据：

4 能源站用户侧使用功能和负荷特征发生变化时，应及时调整运行策略，并重新进行调适；

5 冷热源系统进行预冷（热）运行时，宜滞后启动二次侧系统；

6 二级泵系统的一级泵水系统定流量运行，且供/回水温差小于设计值时，宜采取不影响水力平衡的降流量措施；

7 并联运行的同类设备，应根据用户负荷变化，自动或手动调整运行台数；

8 变频调速水泵应根据保证被控参量数值不超出设定值区间的原则“随动”运行，控制参数设定值不唯一时可“定点”运行；

9 定流量冷却水系统，其冷却塔风扇应按保证冷水机组安全运行，并提高系统能效的原则，根据冷却塔出水温度变化进行调节；

10 变流量冷却水系统应按保证冷水机组安全运行，并提高系统能效的原则，确定冷却水循环泵与冷却塔风扇的运行策略；

11 冷热源系统间歇运行时，应根据用户冷（热）负荷需求特征、气象条件变化以及建筑热惰性，确定开机/停机时间；

12 用户有值班供冷（热）需求时，值班供冷（热）时段宜提高（降低）供冷（热）温度；

13 能源站运行在融冰供冷或空调制冷与融冰联合供冷工况时，宜采用大温差小流量的运行策略；

14 冷却塔运行期间，应每日检测冷却水电导率，监测冷却水系统补水量；

15 应定期对设备及管道的保温与保护进行检查和维修；

16 应定期对能源站各循环水系统水质进行检测和分析，并采取有效措施，确保水质要求；

17 应定期检查冷水（热泵）机组、锅炉（热水机组）以及各换热器的热交换性能，必要时应进行清洗保养；

- 18 循环水泵显著偏离高效率区运行时，应适时采取纠正措施；
- 19 应每日检查水过滤器、水系统排气装置以及水处理器的工作状态。

12.2.3 系统节能检查应符合下列规定：

- 1 系统无跑、冒、滴、漏、堵等现象，管道及附件的绝热层不应脱落和破损，表面不应结露、腐蚀或虫蛀；

- 2 对于系统中的温度、压力、流量、冷（热）量、耗电量、燃料消耗量等计量监测仪表，应定期检验、标定和维护。仪表工作应正常，失效或漏装的仪表应更换或增设；

- 3 应定期检查冷水（热泵）机组冷凝器、蒸发器的进出口压差与温度；

- 4 应定期检查与维护能源站自控设备和控制系统，校验传感器和控制器。及时按照工况变化，调整参数设定与运行策略；

- 5 对系统的设备进行更换更新时，应选用节能环保型产品，不得采用国家已明令淘汰的产品；

- 6 每日应定时观察与分析系统能效与能耗，及时查找能效与能耗数据异常的原因；

- 7 每日应定时检查各系统水（溶液）过滤器的工作状态，并及时清理。

12.2.4 系统节能保养应包括以下内容：

- 1 冷水（热泵）机组、锅炉（热水机组）、水泵以及冷却塔等耗能设备应按各自产品技术文件要求，定期检查、维护和保养；

- 2 定期检查冷水（热泵）机组、锅炉（热水机组）、换热器（换热机组）等设备换热表面的污垢程度，必要时应采取正确的清洗养护措施；

- 3 系统中的换热器、除污器应定期进行清理或反冲洗；

- 4 非运行季，所有闭式水（溶液）系统均应带压充水（溶液）保养。

附录 A 热泵机组及系统性能系数测试方法

A.0.1 天津地区热泵机组及系统分别需要测试夏季性能系数和冬季性能系数。结合建筑功能选取检测周期，对一般公共建筑和居住建筑，系统运行周期一般至少为一昼夜即 24h。

A.0.2 数据处理方法：

选取测试运行周期内的瞬时值进行累计计算，以热泵机组及系统累计输出能量与累计输入能量的比例，作为评价热泵机组及系统的性能参数。

1 瞬时数据分析

机组蒸发器换热量可由下式计算：

$$\dot{Q}_e = \rho_{e,w} \dot{V}_e c_{e,w} (T_{e,in} - T_{e,out}) / 3600 \quad (\text{A.0.2-1})$$

系统蒸发器侧换热量可由下式计算：

$$\dot{Q}_{e,s} = \rho_{e,w} \dot{V}_{e,s} c_{e,w} (T_{e,in,s} - T_{e,out,s}) / 3600 \quad (\text{A.0.2-2})$$

式中： $\dot{Q}_e$ ——机组蒸发器换热量，kW；

$\dot{Q}_{e,s}$ ——系统蒸发器侧换热量，kW；

$\rho_{e,w}$ ——蒸发器侧水密度，kg/m³；

$\dot{V}_e$ ——机组蒸发器侧流体的体积流量，m³/h；

$\dot{V}_{e,s}$ ——系统蒸发器侧流体的体积流量，m³/h；

$c_{e,w}$ ——蒸发器侧水的定压比热，kJ/(kg·K)；

$T_{e,in}, T_{e,out}$ ——机组蒸发器侧流体的进、出口温度，℃；

$T_{e,in,s}, T_{e,out,s}$ ——系统蒸发器侧流体的进、出口温度，℃。

机组冷凝器换热量可由下式计算：

$$\dot{Q}_c = \rho_{c,w} \dot{V}_c c_{c,w} (T_{c,out} - T_{c,in}) / 3600 \quad (\text{A.0.2-3})$$

系统冷凝器侧换热量可由下式计算：

$$\dot{Q}_{c,s} = \rho_{c,w} \dot{V}_{c,s} c_{c,w} (T_{c,out,s} - T_{c,in,s}) / 3600 \quad (\text{A.0.2-4})$$

式中： $\dot{Q}_c$ ——机组冷凝器换热量，kW；

$\dot{Q}_{c,s}$ ——系统冷凝器侧换热量，kW；

$\rho_{c,w}$ ——冷凝器侧水密度，kg/m³；

$\dot{V}_c$ ——机组冷凝器侧流体的体积流量，m³/h；

$\dot{V}_{c,s}$ ——系统冷凝器侧流体的体积流量，m³/h；

$c_{c,w}$ ——冷凝器侧水的定压比热，kJ/(kg·K)；

$T_{c,in}, T_{c,out}$ ——机组冷凝器侧流体的进、出口温度，℃；

$T_{c,in,s}, T_{c,out,s}$ ——系统冷凝器侧流体的进、出口温度，℃。

系统耗电量可由下式计算：

$$\dot{W}_{s,t} = \frac{W_s \times 60}{\Sigma \Delta t} + \frac{Q_F \times 60}{\Sigma \Delta t} + \frac{Q_M}{T_{QM}} \quad (\text{A.0.2-5})$$

式中： $\dot{W}_{s,t}$ ——热泵系统总输入功率（包括辅助能源耗电量），kW；

W_s ——热泵系统耗电量，kWh；

Δt ——数据采集时间间隔，min；

$\Sigma \Delta t$ ——数据采集计算时间段的累计时间，min；

Q_F ——（监测系统采集）辅助能源耗电量，kWh；

T_{QM} ——人工定期输入辅助能源耗电量的时间段，h；

Q_M ——（人工定期输入）辅助能源耗电量，kWh。

机组瞬时供冷性能系数（ $COP'_{hp,cooling}$ ）被定义为：

$$COP'_{hp,cooling} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{hp}} \quad (A.0.2-6)$$

系统瞬时供冷性能系数（ $COP'_{s,cooling}$ ）被定义为：

$$COP'_{s,cooling} = \frac{\dot{Q}_{e,s}}{W_{s,t}} \quad (A.0.2-7)$$

机组瞬时供热性能系数（ $COP'_{hp,heating}$ ）被定义为：

$$COP'_{hp,heating} = \frac{\dot{Q}_c}{W_{hp}} \quad (A.0.2-8)$$

系统瞬时供热性能系数（ $COP'_{s,heating}$ ）被定义为：

$$COP'_{s,heating} = \frac{\dot{Q}_{c,s}}{W_{s,t}} \quad (A.0.2-9)$$

2 累计数据分析

机组蒸发器累计换热量可由下式计算：

$$Q_e = \Delta t \sum \dot{Q}_e \quad (A.0.2-10)$$

系统蒸发器侧累计换热量可由下式计算：

$$Q_{e,s} = \Delta t \sum \dot{Q}_{e,s} \quad (A.0.2-11)$$

式中： Q_e ——计算时间段的机组蒸发器侧累计换热量，kWh；

$Q_{e,s}$ ——计算时间段的系统蒸发器侧累计换热量，kWh；

Δt ——数据采集时间间隔。

机组冷凝器累计换热量可由下式计算：

$$Q_c = \Delta t \sum \dot{Q}_c \quad (A.0.2-12)$$

系统冷凝器侧累计换热量可由下式计算：

$$Q_{c,s} = \Delta t \sum \dot{Q}_{c,s} \quad (\text{A.0.2-13})$$

式中： Q_c ——计算时间段的机组冷凝器累计换热量，kWh；

$Q_{c,s}$ ——计算时间段的系统冷凝器侧累计换热量，kWh；

热泵机组累计耗电量可由下式计算：

$$W_{hp} = \Delta t \sum \dot{W}_{hp} \quad (\text{A.0.2-14})$$

系统累计耗电量可由下式计算：

$$W_{s,t} = W_s + Q_F + \frac{Q_M \times \sum \Delta t}{T_{QM} \times 60} \quad (\text{A.0.2-15})$$

式中： W_{hp} ——计算时间段的热泵机组累计耗电量，kWh；

$W_{s,t}$ ——计算时间段的系统累计总耗电量(包括监测系统采集和人工输入的辅助能源耗电量)，kWh。

机组平均供冷性能系数 ($COP_{hp,cooling}$) 被定义为：

$$COP_{hp,cooling} = \frac{Q_e}{W_{hp}} \quad (\text{A.0.2-16})$$

系统平均供冷性能系数 ($COP_{s,cooling}$) 被定义为：

$$COP_{s,cooling} = \frac{Q_{e,s}}{W_{s,t}} \quad (\text{A.0.2-17})$$

式中： $COP_{hp,cooling}$ ——计算时间段的机组平均供冷性能系数；

$COP_{s,cooling}$ ——计算时间段的系统平均供冷性能系数。

机组平均供热性能系数 ($COP_{hp,heating}$) 被定义为:

$$COP_{hp,heating} = \frac{Q_c}{W_{hp}} \quad (A.0.2-18)$$

系统平均供热性能系数 ($COP_{s,heating}$) 被定义为:

$$COP_{s,heating} = \frac{Q_{c,s}}{W_{s,t}} \quad (A.0.2-19)$$

式中: $COP_{hp,heating}$ ——计算时间段的机组平均供热性能系数;

$COP_{s,heating}$ ——计算时间段的系统平均供热性能系数。

本规程用词说明

1 为便于在执行本标准条文时区别对待，对要求严格程度不同的用词说明如下：

- 1) 表示很严格，非这样做不可的：
正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”；
- 2) 表示严格，在正常情况下均应这样做的：
正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”；
- 3) 表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的：
正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”；
- 4) 表示有选择，在一定条件下可以这样做的，采用“可”。

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

引用标准名录

- | | |
|----------------------------|------------|
| 1 《声环境质量标准》 | GB 3096 |
| 2 《低压成套开关设备和控制设备第 1 部分：总则》 | GB 7251.1 |
| 3 《消防安全标志 第 1 部分：标志》 | GB 13495.1 |
| 4 《消防应急照明和疏散指示系统》 | GB 17945 |
| 5 《建筑给水排水设计标准》 | GB 50015 |
| 6 《建筑设计防火规范》 | GB 50016 |
| 7 《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》 | GB 50019 |
| 8 《城镇燃气设计规范》 | GB 50028 |
| 9 《建筑照明设计标准》 | GB 50034 |
| 10 《锅炉房设计标准》 | GB 50041 |
| 11 《20kV 及以下变电所设计规范》 | GB 50053 |
| 12 《低压配电设计规范》 | GB 50054 |
| 13 《建筑物防雷设计规范》 | GB 50057 |
| 14 《爆炸危险环境电力装置设计规范》 | GB 50058 |
| 15 《35kV~110kV 变电站设计规范》 | GB 50059 |
| 16 《火灾自动报警系统设计规范》 | GB 50116 |
| 17 《民用建筑隔声设计规范》 | GB 50118 |
| 18 《立式圆筒形钢制焊接储罐施工规范》 | GB 50128 |
| 19 《电气装置安装工程接地装置施工及验收规范》 | GB 50169 |
| 20 《数据中心设计规范》 | GB 50174 |
| 21 《公共建筑节能设计标准》 | GB 50189 |
| 22 《钢结构工程施工质量验收标准》 | GB 50205 |
| 23 《现场设备、工业管道焊接工程施工规范》 | GB 50236 |

24 《制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范》	GB 50274
25 《建筑电气工程施工质量验收规范》	GB 50303
26 《综合布线系统工程设计规范》	GB 50311
27 《智能建筑设计标准》	GB 50314
28 《智能建筑工程质量验收规范》	GB 50339
29 《安全防范工程技术标准》	GB 50348
30 《地源热泵系统工程技术规范》	GB 50366
31 《入侵报警系统工程设计规范》	GB 50394
32 《视频安防监控系统工程设计规范》	GB 50395
33 《出入口控制系统工程设计规范》	GB 50396
34 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》	GB 50736
35 《通风与空调工程施工规范》	GB 50738
36 《燃气冷热电联供工程技术规范》	GB 51131
37 《工业建筑节能设计统一标准》	GB 51245
38 《建筑防烟排烟系统技术标准》	GB 51251
39 《消防应急照明和疏散指示系统技术标准》	GB 51309
40 《民用建筑电气设计标准》	GB 51348
41 《建筑节能与可再生能源利用通用规范》	GB 55015
42 《机械通风冷却塔》	GB/T 7190
43 《设备及管道绝热设计导则》	GB/T 8175
44 《采暖空调系统水质》	GB/T 29044
45 《污水排入城镇下水道水质标准》	GB/T 31962
46 《厂房建筑模数协调标准》	GB/T 50006
47 《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》	JGJ 26
48 《蓄能空调工程技术标准》	JGJ 158
49 《天津市锅炉大气污染物排放标准》	DB 12/151
50 《天津市居住建筑节能设计标准》	DB 29-1

- 51 《天津市公共建筑节能设计标准》 DB 29-153
- 52 《天津市地埋管地源热泵系统应用技术规程》 DB/T 29-178
- 53 《天津市污水源热泵系统应用技术规程》 DB/T 29-206
- 54 《城镇地热供热工程技术规程》 CJJ 138
- 55 《城镇供热直埋热水管道技术规程》 CJJ/T 81

天津市工程建设标准

天津市区域综合能源站技术规程

DB/T 29-311-2024
J17440-2024

条文说明

2024 天 津

制 订 说 明

本规程编制过程中，编制组进行了广泛的调查研究，认真总结了天津市及国家其他地区诸多区域综合能源站设计、施工、运行经验的基础上，参考国外先进标准和国内相关标准规程，并在广泛征求意见的基础上，制定了本规程。

为便于设计、施工、科研、学校等单位有关人员在使用本标准时能正确理解和执行条文规定，编制组按章、节、条顺序编制了本标准的条文说明，对条文规定的目的、依据以及执行中需要注意的有关事项进行了说明。但本条文说明不具备与规程正文同等的法律效力，仅供使用者作为理解和把握规程规定的参考。

目 次

3	规划与建筑	91
3.1	一般规定.....	91
3.2	规划选址.....	91
3.3	总平面	92
3.4	建筑设计.....	93
4	冷、热负荷计算	96
4.1	一般规定.....	96
4.2	单体建筑冷、热负荷计算.....	98
4.3	能源站冷、热负荷计算.....	105
5	冷热源系统	112
5.1	一般规定.....	112
5.2	复合式地埋管地源热泵系统.....	122
5.3	复合式污水源地源热泵系统.....	127
5.4	复合式地热水地源热泵系统.....	133
5.5	多源复合式地源热泵系统.....	137
5.6	工业余热水源热泵系统.....	140
5.7	蓄热与蓄冷.....	144
5.8	冷热水系统与水质.....	154
5.9	冷却水系统.....	162
6	供暖通风与空气调节设计.....	167
6.1	一般规定.....	167

6.2	供暖通风与空气调节	167
7	给排水设计	172
7.1	一般规定	172
7.2	给水	172
7.3	排水	174
8	电气及智能化设计	176
8.1	一般规定	176
8.2	供配电	176
8.3	照明	178
8.5	智能化	179
9	监测与控制	180
9.1	一般规定	180
9.2	传感器和执行器	189
9.3	冷热源及其水系统监测与监控	195
10	施工与验收	201
10.1	一般规定	201
10.2	施工	201
10.3	工程检验	204
10.4	工程验收	205
11	试运行与调适	207
11.1	试运行	207
11.2	调适	209

12	运行管理	213
12.1	管理要求.....	213
12.2	技术要求.....	214

3 规划与建筑

3.1 一般规定

3.1.1 综合能源站属于“新生”的城市能源基础设施，只有通过与传统城市能源基础设施统一协调规划，才能顺利实施。本条文规定基于三方面考虑：①建设能源站是区域能源专项规划或研究的结论；②能源站承载了区域能源专项规划或研究规定的区域能源系统性能化目标；③能源站建设离不开城市能源基础专项规划的支撑。城市供能应当明确各能源站的服务范围，同一区域供能系统不得重复设置，不同供能系统的管网不得重复敷设。能源站的选址应充分结合地区供能管线规划，宜在选址用地周边预留绿化带等可供自身管线进出的充足空间，避免为自身管线进入造成困难。

3.2 规划选址

3.2.4 预留扩建用地，虽然可以为未来发展提供灵活性，但也会造成土地资源与资金占压。为保证扩建用地预留的合理性，则必须强调以“城乡规划与区域负荷发展预测”作为是否预留扩建用地的前提。

3.2.5 能源站是市政设施的一部分，其运营和管理工作具有相对独立性。所以，能源站独立设置能够更好地保证对用户的供冷（热）服务。在土地权属关系明确的情况下，不具备独立建设条件的能源

站可与公交场站、公园广场等市政工程结合建设，以达到提高土地利用效率的目的，无论是我市还是国内其他地区均有合建的先例。从安全可靠的角度，能源站作为市政设施，原则上以地上建设为佳，但当规划条件不允许时，可建于地下，但应充分考虑相应的防灾设施。

3.2.6 能源站靠近负荷中心及热源接（汇）入点建设，利于投资与输配能耗的降低。二者不能兼顾时，由于热泵系统源侧流量大于用户侧，能源站选址靠近热源接（汇）入点，其经济性与节能性更佳。

3.3 总平面

3.3.1 本条文参考《天津市城市规划管理技术规定》中对排水泵站绿地率的要求，独立建设能源站房的绿地率取为 20%。与其他建筑合建的能源站，其绿化面积应在总体设计时统一规划。

3.3.2 能源站运营期内会有大型设备分期安装、维修以及更换的可能性，因此场地设计必须考虑大型设备的运输条件。

3.3.4 能源站停车位及其尺寸应考虑：

- 1 大型设备运输车辆；
- 2 日常运维与管理用车辆；
- 3 能源站附属办公功能配套车辆；
- 4 业务办理的社会车辆；
- 5 新能源汽车保有量日益增加，设置专用充电桩既彰显节能环保理念，又方便了能源站员工。

3.3.5 能源站的场地设计必须充分考虑生产需要，即必须保障站内各种设备，特别是大型设备维修、更换所需的车辆通行、设备装卸、吊车就位等需求。建议在能源站场地设计阶段，利用 BIM 与计算机仿真软件进行场地平面与空间优化，在保证运输、装卸、吊装需求的前提下，最大限度减少场地面积。

3.3.6 表格中的能源站房建筑面积包括主机房、变配电间、水处理间、维修工具间以及必要的管理用房等。表格数据中“服务建筑面积”中所指的建筑主要功能为办公建筑（其他类型建筑按办公建筑负荷指标折算），站房面积是根据大量的工程项目总结得出的。能源站房的建筑面积与能源形式、直接/间接供能、是否蓄能、机组数量等密切相关，具体项目应根据实际情况具体分析。

用地面积应根据具体项目的规划要求、消防要求等确定。本条中按照能源站房地上 2 层设置，建筑长宽比 2:1 左右，建筑轮廓线四周外扩 10 米取整，估算用地面积如表 1，供参考。

表 1 用地面积估算表（m²）

能源形式	服务建筑面积（m ² ）				
	20 万	40 万	60 万	80 万	100 万
地源热泵 （耦合蓄能的复合系统）	6000 ~6500	8500 ~9000	11000 ~11500	12000 ~12500	13500 ~14000
再生水污水源热泵 （耦合蓄能的复合系统）	6500 ~7000	9000 ~9500	11500 ~12000	13000 ~13500	14000 ~14500
原生污水源热泵 （耦合蓄能的复合系统）	7000 ~7500	9500 ~10000	12000 ~12500	13500 ~14000	14500 ~15000
深层地热梯级利用 （耦合燃气锅炉）	4500 ~5000	6000 ~6500	7000 ~7500	8500 ~9000	10000 ~10500

本条中的各类热泵复合系统，综合考虑了蓄能（水蓄能、冰蓄冷）、冷热调峰设备（冷却塔、燃气热水机组）等，深层地热梯级利用也考虑了耦合燃气热水机组。实际应用中，应根据具体情况增、减站房建筑面积及用地面积。

3.4 建筑设计

3.4.2 简洁大方的造型不仅能突出能源站应有的科技美感，更利于室内空间的优化利用。与周围环境协调是建筑设计的基本要求。由

于能源站建筑不可避免的会有“大尺度”的附属设施（如冷却塔、蓄能罐、烟囱等）与之相伴，所以更应强调。

3.4.3 能源站建筑是为工艺服务的，所以满足工艺设备与管道的安装与检修要求是确定其柱网尺寸与建筑高度的前提，而在此前提下，尽量使其符合 GB/T 50006 的有关规定，有利于建筑建造效率的提高与建材利用的优化。

天津市已建成和正在建设的大、中型能源站表明：能源站主机房的柱网宜为 6~8.4m，净高宜为 5.5~7.0m；变配电间柱网宜为 8.0~9.0m，净高不宜小于 4.5m。

3.4.4 计算与运行实践均表明，天津地区能源站主机房夏季采用自然通风，基本能满足人员与设备对环境温湿度的要求。因此，应尽量通过建筑处理，创造自然通风与采光条件，降低能源站的自身能耗。但同时应指出的是，高发热量的变配电间、弱电控制机房（竖井）以及严重潮湿的水泵间、污水换热器间等，当自然通风不能满足环境要求或不节能时，应辅助非“自然”环境控制措施。

3.4.5 本条文的提出，源于设计中往往会忽视能源站工艺设备尺度上的“超大”特征，而遗漏对设备运输、吊装以及更换条件的预留，造成设备安装与更换困难。地上能源站可利用可拆卸的幕墙作为设备检修口，地下的能源站房宜预留可拆卸天窗作为设备吊装孔。

3.4.7 使噪声源远离需要严格控制环境噪声房间是最可靠且最经济的控噪措施。能源站主要噪声源为制冷（热泵）主机、锅炉（热水机组）、水泵以及冷却塔等；需要严格控制噪声的控制室、设有音响报警的场所、办公室及值班室等，室内允许噪声级应符合现行国家标准《民用建筑隔声设计规范》GB 50118 的规定。

3.4.8 条文强调建筑布局“干湿分离”，首先保证各电气机房的人员与设备安全，其次缩小水隐患区域的范围。水隐患区域地面与墙面的排水、防滑、防潮措施目的在于创造安全生产与卫生健康的工作环境。

3.4.9 本条文基于居民对冷却塔、空气源冷（热）水机组噪声的投诉常有发生的现象而提出。目的在于提醒设计师，当采用上述设备时，应进行额定工况运行下的环境噪声是否达标的分析。不达标时，可采用的降噪措施包括：调整安装位置、要求设备制造商承诺额定工况噪声值不高于设计规定值、设置隔声屏障。同时应注意的是，无论采用何种降噪措施，均不应降低设备冷却（制热）能力。

3.4.12 条文所谓的“附属功能房间”通常指独立于日常运行所需的办公用房（能源公司办公场所、区域用户服务……）、能源公司集中监控室以及面向社会的科普性展览与展示空间等。这类房间与空间的设置应充分听取能源站建设委托方的意见。

3.4.13 能源站的建设情况多种多样，有独立建设的，有与公共建筑合建的，也有与市政设施合建的等等。能源站的定性应根据项目的具体情况，由相关规划单位确认后确定。其防火、节能设计应满足相关规范的要求。

4 冷、热负荷计算

4.1 一般规定

4.1.1 能源站冷、热负荷计算内容规定。

设计日冷、热负荷 (kW) 是冷热源系统设计的依据, 而年总冷、热负荷 (kWh) 是冷热源经济技术比较、项目财务分析以及节能环保效益计算所必须。与单体建筑自建冷热源系统不同, 区域综合能源站建设必须在规划设计阶段进行经济技术比较、项目财务分析以及节能环保评价, 所以条文规定, 除设计日冷、热负荷 (kW) 外, 还必须计算年总冷、热负荷 (kWh), 即年供热量与供冷量。

强调能源站冷、热负荷计算应在单体建筑空调系统冷、热负荷计算的基础上进行, 其目的在于:

1 避免将服务范围内所有建筑作为一幢对待, 而使负荷计算结果偏离实际的程度加大;

2 既然单体建筑空调系统冷、热负荷是能源站冷、热负荷的基础, 就意味着除此之外, 还应在确定能源站冷、热负荷时考虑“其他因素”——不同单体建筑的冷、热负荷分布特征、内热源得热的不均匀性、热量对热负荷的折减以及区域管网的热损失等。另外需要说明的是“单体建筑空调系统冷、热负荷”中的热负荷, 包括建筑供暖系统。

4.1.2 冷、热负荷指标与平均负荷率法计算冷、热负荷的限定。

多年的实践表明, 套用经验性的冷、热负荷指标与平均负荷率计算设计日冷、热负荷 (kW) 与年总冷、热负荷 (kWh), 往往误

差很大,以此作为能源站设计依据,很可能导致系统设计的不合理,所以在能源站施工图设计阶段不应采用。而在方案设计或初步设计阶段,负荷计算更多是配合建筑规划预留建设与能源需求条件,此阶段套用经验性冷、热负荷指标与平均负荷率计算设计日冷、热负荷(kW)与年总冷、热负荷(kWh),通常不会影响系统设计的合理性。

4.1.3 既有建筑空调系统的冷、热负荷确定方法的规定。

既有建筑的冷、热负荷确定有两个有利条件,一是建筑的各项与冷热负荷计算相关的围护结构热工参数、房间人均占有建筑面积、照明功率密度值以及电气设备功率密度值、室内空气设计参数以及使用时间规律等均为“真实值”,由此计算得到的冷热负荷计算值,更符合实际使用情况;二是由于往往能获得建筑空调供暖系统实际运行数据,借此以对冷热负荷计算值进行修正,会使确定的该既有建筑冷热负荷更合理,所以规定能源站服务对象中的既有建筑冷、热负荷应根据设计计算与实际运行数据综合确定。

4.1.4 逐时负荷计算的年起始时期与日运行时刻的规定。

制定本规定,是因为设计实践中年总冷、热负荷和供暖季逐时热负荷与供冷季逐时冷负荷计算采用的起始日期与“作息”时间相对随意、不尽统一,而影响冷、热负荷计算结果的合理性与可比性。

显然,设计阶段计算年总冷、热负荷和逐时负荷所依据的起始日期和时刻与能源站建成后的运行时间安排越吻合,计算结果对系统优化设计的支撑效果就越好。符合管理部门相关规定与服务对象需求特征,是保证“两个时期”的一致性的前提。

通常,供暖运行时间不能低于供热管理部门的要求,医院建筑必须考虑过渡季供暖,而高档酒店对全年的冷热供应均有更高的时间要求等。天津市能源站系统的运行季起始日期可参考本规程**4.2.9**条文说明;冷热源系统的日运行时间,按现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 有关规定执行,以体现计算结果的

权威性与可比性。

4.2 单体建筑冷、热负荷计算

4.2.1 施工图设计阶段单体建筑空调冷、热负荷确定方法规定。

运行数据表明，冷热源系统设计容量大于实际需求的程度，能源站比单体建筑更高。而简单套用冷、负荷指标估算是造成这种现象的主要原因。由于在方案设计或初步设计阶段，能源站负荷计算更多是配合建筑规划预留建设与能源需求条件，因此允许套用经验性的冷、热负荷指标。而在施工图阶段仍然套用冷、热负荷指标确定能源站的冷热源容量，很容易造成因冷热负荷计算过于保守而增加能源站投资与降低运行能效。

4.2.2 施工图阶段应计算单体建筑季节逐时冷热负荷与总冷热负荷的规定。

服务区域内单体建筑年逐时冷、热负荷与总冷、热负荷是能源站年逐时冷、热负荷与总冷、热负荷的基础，还可以作为单体建筑换热设备与二次泵或分布泵配置的依据，因此明确对它们的计算要求。施工图阶段是指综合能源站施工图设计阶段，此时若负荷计算所需的单体建筑设计文件不具备或不完整，则应按本规程 4.2.4 的规定方法进行计算。

要求通过软件模拟方法计算年逐时冷、热负荷与总冷、热负荷的原因在于尽管采用度日值（HDD/CDD）法与温频法（BIN）可以计算能源站年总冷、热负荷与不同负荷率的出现频率，但无法获得年逐时负荷分布，而且由于计算只与室内外温度关联，所以得到的年总、冷热负荷数值精度不高，特别是冷负荷更是如此。而通过负荷模拟软件获得能源站供暖季逐时热负荷分布与供冷季逐时冷负荷分布，在算法与机器计算速度高度发展的今天，通过软件模拟计算年逐时负荷“轻而易举”，计算结果精度高，速度快。

市场已有数款成熟的能耗模拟软件被业界广泛接受，如，Energy Plus、eQuest、Dest、IES 等，能够熟练运用这些软件的专业人员也越来越多，所以要求能源站冷热源系统逐时负荷通过软件模拟法确定。

4.2.3 建筑冷、热负荷指标取值建议。

目前能在相关文献上查到的建筑冷、热负荷指标，由于项目所处地域、建设年代、样本数量以及统计口径等原因，其数值范围较宽，而本规程表 4.2.3 给出的冷、热负荷指标，源于对天津市近 10 年几十个项目设计值的统计分析，同时结合了一些项目的实际运行数据分析。

统计结果表明，往往单体建筑规模越大，其计算冷、热负荷指标越低，因此建议按服务对象总建筑面积，即小于 15 万平方米、15-30 万平方米、大于 30 万平方米，分别取表 4.2.3 所列冷、热负荷指标的上限值、中值与下限值。

4.2.4 设计文件不具备或不完整时，空调系统冷、热负荷计算方法规定。

能源站施工图设计阶段，由于在时间点上，往往先于区域内单体建筑设计，可能无法获得供冷、热负荷计算所需的建筑设计文件。而本规程又规定，此阶段不能用冷、热负荷指标与平均负荷率计算设计日冷、热负荷（kW）与年总冷、热负荷（kWh）。所以，条文提出采用模型建筑法计算拟设计单体建筑的冷、热负荷。

所谓模型建筑法，即根据区域控制性详细规划给出的功能划分和建筑指标，构造若干幢建筑特征符合规划要求、窗墙面积比与围护结构热工性能符合我市相关建筑节能设计标准的计算建筑。以此为对象，按相关规范要求计算其设计日冷、热负荷（kW）与年总冷、热负荷（kWh）。对比分析表明，据此得到的负荷数据与实际建筑负荷计算数据的一致性可达 90%以上。

4.2.5 计算空调系统冷、热负荷用模型建筑构建要求。

模型建筑的数量能与区域控制性详细规划一致，当然最好，因为由此得到的负荷计算结果与项目实施后的实际更吻合，但当同一特征建筑为一幢以上，或多幢建筑特征相似度高时，就没必要“一幢一建模”，允许每类只建一个模型建筑，并根据其计算得到的冷、热负荷面积指标计算各单体建筑的冷、热负荷。

强调模型建筑的建筑规模、形体轮廓、层数及朝向与区域修建性详细规划一致的目的在于使模型建筑的特征与设计建筑尽量一致，以保证据此计算的冷、热负荷与实际更吻合。

因为拟建建筑的窗墙面积比与围护结构热工性能必须满足天津市相关建筑节能设计标准的要求，所以模型建筑构造也必须满足同样要求，其目的是为了保证模型建筑与拟建建筑冷、热负荷计算结果具有较好的一致性与可比性。

另外需要说明的是，本条文中所说的建筑均为新建建筑，对于既有建筑应满足条文 4.1.3 的有关规定。

4.2.6 单体建筑空调系统的冬季热负荷和夏季逐时冷负荷计算规定。

首先，单体建筑冷、热负荷计算是能源站冷、热负荷计算的基础，采用统一的方法有助于保证能源站设计负荷的确定在方法上的一致性与结果上的可比性。而这种统一的方法需具有权威性，《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 正是这种权威性的体现。其次，作为冷、热负荷计算基础的设计参数、计算参数、内热源取值以及末端设备控制方式，在设计实践中有一定的“随意性”，故本条款给出了明确要求，其理由：

1 首先 GB 50736 给出的室内空气设计参数与室外设计计算参数完全满足冷、热负荷计算的需要；其次，到目前为止，天津市地方标准并未给出异于 GB 50736 的参数数值；再其次，尽管区域内某些建筑可能会提出高于 GB 50736 的室内空气设计参数要求，但由此产生的对能源站总冷、热负荷的影响往往很小，而且即便有，

也完全可以被能源站冷、热负荷计算的偏大所“包容”；

2 规划建设的建筑必须遵从现行的建筑节能设计标准，因此作为负荷计算依据的房间人均占有建筑面积、照明功率密度值以及电器设备功率密度值采用这些标准给出的数值理所当然；另外，由于现行国家标准《天津市公共建筑节能设计标准》DB 29-153 推荐的以上参数数值与国家标准要求基本一致，并无更高要求，所以明确要求采用现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 推荐的数据；

3 考虑到稍有规模的建筑的空调系统末端设备绝大多数都会设自动控制装置，因此规定确定单体建筑空调系统夏季冷负荷时，按空调末端设备设有自动控制装置考虑，即按各空调区逐时冷负荷的综合最大值确定单体建筑空调系统夏季冷负荷。

4.2.7 附加冷负荷的确定方法与附加冷负荷计算用百分率取值建议。

1 按 GB 50736 的要求，建筑空调系统冷负荷计算应计入因风机、水泵耗功与风、水管道温升等非等温得热产生的冷负荷附加。冷负荷附加值应根据空调系统设计通过计算确定，但由于能源站冷负荷计算在时间上的前置性，根据空调系统设计计算冷负荷附加确有困难，所以本条款提出“百分率法”；

2 百分率的取值与单体建筑接入区域冷、热管网的方式、建筑规模以及空调末端主要形式有关，单体建筑规模较大且空调末端形式以全空气为主时，取上限值，反之取下限值；

3 直接方式是指区域冷、热管网不经换热器直接接入单体建筑的空调系统，间接方式是指区域冷、热管网经换热器接入单体建筑的空调系统。间接接入方式的附加百分率数值高，是因为计入了二次泵耗功冷负荷，而直接接入方式，只包括风机耗功与风、水管道温升，所以附加百分率数值相对低些。

4.2.8 典型设计日总冷负荷计算。建筑空调系统不运行时段内，会

因得热（主要为传热）而形成一定的蓄热量，而这是需要由建筑空调系统承担的，因此计算空调系统典型设计日总冷负荷时，应对此进行附加。空调非运行时段由自然温升引起附加冷负荷可参见现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012 条文说明表 12。

4.2.9 空调区冬季热负荷计算用室内热源散热量扣除量的建议取值。

制定本条款的目的在于明确要求计算建筑空调热负荷时扣除室内热源散热量，并给出了具体数值以利设计计算时选用。对此有如下分析：

1 单体建筑自设热源系统时，由于服务规模相对较小，即便计算热负荷时不扣除室内热源散热量，也不会对建筑热源装机负荷容量造成显著影响，这也是尽管 GB 50736-2012 第 4.2.13 条有明确规定，但实际中很少执行的原因所在。另一原因则是规范提出了原则要求，并未给出方法与数值，使设计计算难于“操作”；

2 对于服务规模动辄十几万、几十万平方米的区域综合能源站，如果仍然忽略室内热源散热量，则会造成热源装机负荷容量显著大于实际需求。一些建成项目的运行数据表明装机热负荷偏大的现象非常普遍，而且偏大的程度多在 15%以上，有的甚至可达 30%。然而装机热负荷偏大意味着热源系统投资浪费与低效率运行；

3 尽管造成能源站装机热负荷大于实际所需的原因是多方面的，但在热负荷计算中将内热源散热 100%作为容量安全因素考虑是主要原因。

综上，对于区域综合能源站的热负荷计算必须强调扣除部分室内热源得热并且为便于“操作”，应给出与建筑分类相关的“建议扣除值”。条款中室内热源散热量扣除值 Q 的确定方法与依据如下：

1 与空调冷负荷计算一样，热负荷计算时也不应将照明与房间电气设备输入功率视为 100%的瞬时得热，其在空调运行时段内某

时刻的得热量可以按照冷负荷计算中的冷负荷系数法确定；

2 室内热源 —— 包含室内照明与房间电器设备。灯具考虑为暗装，电器设备考虑为无罩；

3 由照明与房间电气设备产生的得热量 $Q(W/m^2)$ 计算如下：
 $Q=(\text{照明功率密度} \times \text{负荷系数} + \text{设备功率密度} \times \text{负荷系数}) \times 0.75$ (1)
式中：

照明功率与房间电器设备功率密度值，根据现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015-2021 附录 C 表 C.0.6-3 与表 C.0.6-11 确定；

4 住宅建筑的内部得热量数值来源于现行天津市标准《天津市居住建筑节能设计标准》DB 29-1，同时该数据与现行国家标准《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26 一致；

负荷系数等同于空调冷负荷计算中照明与设备负荷计算中的冷负荷系数，其数值可在中国建筑工业出版社出版，中国电子工程设计院主编的《空气调节设计手册》查取，具体为：根据建筑类型确定空调系统运行时间并设定开灯后的 0 小时与设备开始使用后 1 小时为得热量计算参照时刻。0.75 为考虑到技术进步可能带来的灯具与房间电器设备功率密度值降附加的“安全系数”。

4.2.10 软件模拟方法计算季节逐时与总冷热负荷时，相关参数的确定。

制定本条款的目的在于规范模拟计算涉及的各项参数取值，以提高计算精度并使计算结果具有可比性，改变空调负荷模拟参数取值较随意的现状。具体解释条款各项原则制定的目的和理由如下：

1 现行国家标准《建筑节能与可再生能源利用通用规范》GB 55015 给出的数据不仅具有权威性，而且体现了最新的研究成果，能使模拟结果与系统未来实际运行表现更贴近；

2 明确室外模拟计算参数采用《中国建筑热环境分析专用气象数据集》数据，目的是强调基础数据来源的一致性和权威性，改变

目前常用模拟软件多采用“自备”气象数据库的状况。因为比对不同模拟软件“自备”气象数据库会发现气象参数数值因软件不同而异的现象：

5 关于“供暖季和供冷季起始日期，应符合管理部门相关规定与能源服务合同约定”以及“空气调节和供暖系统的日运行时间根据现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 确定”的解释，参考条文 4.1.4 的条文说明。

模拟分析时，如能源站运营方未给出具体供暖季和供冷季起始日期，可参考如下建议：

供暖期：

医院 —— 11 月 1 日 ~ 4 月 10 日

商业、办公、旅馆、住宅 —— 11 月 5 日~3 月 25 日

供冷期：

医院 —— 5 月 15 日 ~ 9 月 30 日

办公 —— 6 月 15 日 ~ 9 月 15 日

商业、旅馆 —— 5 月 30 日 ~ 9 月 30 日。

4.2.11 逐时与总冷、热负荷模拟计算用新风量确定方法与建议取值。

每人所需新风量要求按现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 确定取值，而非现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 取值，是因为相对而言，前者给出的数值更符合运行实际，而这一点对于根据模拟结果分析能源站经济性至关重要。要求以面积指标形式计入新风量是为了方便模拟分析计算，而条文给出的新风量面积指标值是根据 GB 50736-2012 之表 3.0.6-1~4 给出的新风量取值与现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 之表 B.0.4-5 给出的不同类型房间人均占有的建筑面积综合确定的。

4.3 能源站冷、热负荷计算

4.3.1 区域冷热源系统冷、热负荷计算范围。

首先从负荷计算的严谨性角度，应该“全覆盖”；其次实际中，区域冷热源系统负荷计算时，能源站建筑自身的负荷确实容易被忽略，而由于能源站建筑相对于单体建筑冷热源机房其规模要大的多，忽略它的冷、热负荷会对系统容量设计产生不应忽视的影响

4.3.2 蓄能型冷热源系统负荷计算规定。

首先需要指出的是，各间歇运行单体建筑典型设计日逐时与总冷（热）负荷是冷热源系统逐时与总冷（热）负荷计算的基础。冷热源系统蓄冷（热）— 释冷（热）周期逐时冷（热）负荷是确定制冷/热主机与蓄能装置容量的基础。由于一个蓄冷（热）— 释冷（热）周期至少为 24 小时，所以蓄能装置与环境累计的换热量不能忽视；同样，蓄冷过程水泵运行产生的热量会影响蓄冷量，也不应忽略，否则会造成制冷/热主机和蓄能装置容量不足。方案与初步设计阶段，该两项热损失可取蓄冷（热）— 释冷（热）周期负荷（日负荷）的 5~8%。

4.3.3 地源热泵区域冷热源系统负荷计算内容。

本条款所谓“基于热泵的区域冷热源系统”，指区域冷热源系统负荷的相当比例是由地源热泵系统提供的，该系统可能是纯粹的热泵系统，也可能是以热泵为主的复合能源系统。对本条款的理解，重点在于：

1 条文针对的是区域冷热源系统中热泵系统的负荷计算，因此采用以热泵为主的复合能源系统时，应特别注意；

2 计算设计工况的夏季冷凝器侧排热量、冬季蒸发器侧取热量，

是因为其直接关系热泵系统“源侧”资源强度是否满足的判断，如埋管面积、地表水（污水、海水、地热水）流量等，也关系到“源侧”设施的容量设计，如地表水的取、退水管道的管径、换热器面积以及地埋管数量等；

3 要求计算设计日冷凝器总排热量/蒸发器总取热量的目的在于判断：当污水、地热水类的热源（汇）的逐时吸（放）热能力，在一日内的某些时刻不满足热泵系统排（取）热负荷需求时，是否存在通过蓄能，保证热源（汇）时时满足热泵系统排（取）热需求的可能性；

4 计算热泵系统夏季冷凝器侧总排热量、冬季蒸发器侧总取热量，主要用于评价埋管地源热泵系统埋管区域土壤体年度取放热的不平衡率。也可用于判断批准的地热年开采量是否满足年热负荷要求。

由于在负荷计算阶段，主机设备往往并未选定，即便选定，实际采购到的设备参数与设计选型未必完全一致，因此设计阶段可按热泵机组供冷工况 $\text{cop}=5.5$ 、供热工况 $\text{cop}=4.5$ 估算冷凝器排热负荷与蒸发器取热负荷。

4.3.4 综合能源站冷热源系统夏季冷负荷计算要求。

1 在计算区域综合能源站冷热源系统的夏季冷负荷时，主要有两种不同算法，一是取各单体建筑逐时冷负荷的综合最大值，即各单体建筑逐时冷负荷相加后的最大逐时值；二是取各单体建筑逐时冷负荷的累计值，即单体建筑逐时冷负荷最大逐时值相加，而不考虑其是否同时发生。因此第二种算法的负荷值高于第一种。由于现代建筑空调系统末端普遍设有室温自动控制装置，同时能源站冷热源系统也均具有随单体建筑负荷变化进行总负荷调节的能力，所以能源站冷热源系统的夏季冷负荷应采取各单体建筑逐时冷负荷的综合最大值。此规定的原则与现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 第 7.2.11 条关于建筑空调系统

的夏季冷负荷确定原则是一致的：

2 附加冷负荷指与区域管网得热、输配水泵耗功以及间歇运行等非建筑得热形成的冷负荷。

3 同时使用系数 β_1 （以下简称 β_1 ），按现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 第 7.2.11 条文解释，其实质是考虑各空调区使用时间上的不同对空调系统冷负荷的影响，因此在冷负荷计算中必须予以考虑。而实际中的情况是要么冷负荷时不考虑 β_1 ，要么虽然考虑，但对其取值往往随意而主观。

也有观点认为，目前的冷负荷计算已将房间人均占有建筑面积、照明功率密度值以及电器设备功率密度值作为时间变量进入冷负荷计算，理论上冷负荷计算不应再考虑 β_1 。然而这其实是对 β_1 的作用的误解，因为 β_1 的出发点在于认为冷负荷计算覆盖区域的各空调区的末端不可能在“规定工作时段”内均处于工作状态，而且末端的自主调控性越好、服务区域越小、建筑整体规模越大，则不同时工作状态越明显。如采用风机盘管系统的非敞开式办公建筑的末端不同时工作程度相对采用全空气系统的敞开式办公建筑要更高，规模 100000m² 空调建筑各空调区的不同时使用程度肯定大于 50000m² 空调建筑。

建成空调系统冷源装机冷量大于实际需求的现象非常普遍。而且不仅以往由冷负荷指标计算空调系统冷负荷的系统会出现这种情况，近几年严格采用逐时计算方法的系统也普遍出现此现象。尽管其原因是多方面的，但冷负荷计算或是没有考虑 β_1 的影响，或是即便考虑，但对其取值研究的不充分，也应是主要原因之一。

上述分析表明，空调系统冷负荷计算必须重视 β_1 的影响。如果说对规模不大的单体建筑，空调系统冷负荷计算不考虑 β_1 的影响尚可接受，但对规模较大的单体建筑和区域能源系统，不考虑 β_1 的影响，会明显增加冷源系统容量，造成投资的增加与能效的降低。

设计实践中面对的困难的是，现有文献给出的 β_1 取值不仅宽

泛，且针对性不强。本规程条文 4.3.5 根据专题研究，给出了 β_1 的建议取值。

4 本条文所谓建筑内热源得热不均匀分布系数 β_2 ，定义为：

$$\beta_2 = \frac{\text{冷源容量计算用建筑内热源得热}}{\text{空调末端容量计算用建筑内热源得热}} \quad (2)$$

定义借鉴了魏庆芃等“关于考虑室内尖峰热负荷密度空间分布不均性的冷机选型方法计算”的研究成果（参见《建筑节能常见问题分析》一书）。 β_2 的意义在于明确了这样一个事实，即冷源容量计算用建筑内热源得热不应等同于空调末端，而且 β_2 的数值总是小于 1，简单分析如下：

- 1) 建筑内热源得热，包括人员、照明与设备，在空调冷负荷计算中是以“尖峰”数值体现的，因为要使其作为空调末端容量确定的依据；
- 2) 人均占有建筑面积、照明功率密度以及电器设备功率密度的“尖峰”值不可能百分之百发生（即不可能每一平方米建筑均为“尖峰”值），而且建筑规模越大，同时发生的概率越低；
- 3) 建筑内热源得热，在空调冷负荷计算中是以“尖峰”数值体现的说法与房间人均占有建筑面积、照明功率密度值以及电器设备功率密度值作为时间变量进入冷负荷计算的现实并不矛盾，因为所谓“时间”变量也是以“尖峰值”的比例形式体现的。

4.3.5 附加冷负荷计算规定，明确了附加冷负荷、同时使用系数、内热源得热不均匀分布系数取值范围。

1 条文“1”冷负荷附加的目的是通过放大制冷系统容量，抵消管网自环境得热对供冷能力的影响，保证各单体建筑“足额”获得其所需的冷负荷。此项附加冷负荷以管网热输送效率 η 表达，其取值范围是在参考现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 和《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ-26-2018 有

关管网保温层厚度计算规定,通过多个案例计算与数据调研确定的。某较大规模供冷管网案例计算条件与结果如下:

- 1) 案例管网 —— 外护为高密度聚乙烯管的聚氨酯直埋保温管(钢管);
- 2) 钢管管径/保温层 —— 300mm~1000mm/53mm 聚氨酯发泡;
- 3) 管中心埋深/埋深处自然地温 —— -1.6m/20.6℃;
- 4) 供/回水温度 —— 5℃/13℃、3℃/11℃;
- 5) 热损失计算公式(W/m) —— 现行国家标准《城镇供热直埋热水管道技术规程》CJJ/T 81-2013 条文 3.2.3;
- 6) η_c 值计算 —— $\eta_c = (1 - \text{管网总散热/能源站最大供出负荷}) \times 100\%$;
- 7) 计算结果 —— $\eta_c = 0.995 \sim 0.993$ 。

由以上计算条件与结果可推算出,即便管网供冷负荷与管网规模均扩大一倍,其 η_c 值也不会超过 0.986。因此,在保温管制作与安装质量合规的前提下,天津地区直埋敷设直埋保温管供冷的管网冷损失可以忽略不计,即 $\eta_c = 100\%$ 。

但考虑到,首先理论上无论数值大小,管网吸热客观存在,其次实际中难免存在保温效果、埋深、供回水温度、敷设方式等绝热条件的不利偏离。从保证供冷容量安全的角度,条文仍规定冷源系统冷负荷计算时,应考虑管网吸热产生的冷负荷附加。 $\eta_c = 0.98$ 这一取值是结合实际管网散热量检测数据与多个案例计算结果提出的。

2 冷水通过循环水泵温升引起的附加冷负荷取值范围,是在符合现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 关于空调冷(热)水系统耗电输冷(热)比规定与计算公式要求的基础上,通过案例计算分析得出的。计算表明区域综合能源站服务建筑面积为 10~100 万 m^2 时,其耗电输冷比(ECR) = 40~70,即 $N_s \approx 0.015 \sim 0.025$ (kW/kW)。供冷建筑面积规模与取值关系: ≤ 10 万 m^2

→ 0.015、>10 万 m^2 ~30 万 m^2 → 0.02、>30 万 m^2 → 0.025。

3 规定同时使用系数 β_1 应根据供冷建筑面积确定的理由，在于二者之间存在明显的负相关性。但值得指出的是 β_1 的本质在于体现建筑空调区“同时使用程度”对空调冷源冷负荷的影响程度，既与建筑规模有关，也与空调系统形式有关，还与建筑使用属性有关。

一般情况下，总面积越大、业态越复杂（如商业综合体）、越是发展初期，“同时使用程度”相对越低；空调系统形式越利于其末端调控（如风机盘管加新风系统）、业态的行政色彩越浓厚（如政府办公建筑、央企和大型国企的总部办公建筑），“同时使用程度”相对越低。

计算分析表明，当按面积计算的同时使用系数为 0.6、0.7、0.8、0.9 时，计算冷负荷用的同时使用系数：

全空气系统为主时， $\beta_1 = 0.65、0.74、0.82、0.9$ ；

风机盘管系统为主时， $\beta_1 = 0.75、0.81、0.88、0.94$ 。

综上建议取 $\beta_1 = 0.7\sim 0.9$ 。规模较大，且业态的行政色彩较浓厚（如政府办公建筑、央企和大型国企的总部办公建筑）时，取低值；反之，取高值。

4 条文所谓“建筑使用要求”特指建筑使用者对冷热源系统保证率的要求，而关于 β_2 的含义在 4.3.4 条文说明中已有分析，此处不再赘述。本条文给出的 β_2 的取值是根据内热源不均匀分布系数与冷热源系统保障率要求综合确定的。其下限数值对应的保证率约为 0.95，上限数值对应的保证率约为 0.99。

4.3.6 冷热源系统冬季热负荷计算规定。

不同于空调冷负荷最大值出现时刻容易不一致的特征，各单体建筑热负荷最大值出现的时刻高度一致，所以可以通过最大热负荷累计确定能源站热源系统的热负荷。

4.3.7 冷热源系统管网散热附加热负荷计算规定。

热负荷附加的目的是通过放大热源系统容量，抵消管网向环境

放热对供热能力的影响, 保证各单体建筑“足额”获得其所需的热负荷。此项附加以管网热输送效率 η_h 表达。供热管网散热量计算可参考本规程条文说明 4.3.5 第一款的供冷管网案例计算, 二者的差别仅在于管内介质温度和埋深处土壤温度不同, 使供热管网与环境的传热温差大于供冷管网。

通过不同管内介质温度下, 供热管网散热量计算分析, 可以求出 η_h 的取值范围。分别计算 45°C/37°C、55°C/40°C、65°C/45°C 管网的 η_h , 结果为 $\eta_h = 0.97 \sim 0.98$ 。考虑一定的安全余量, 供热温度高于 55°C 时, $\eta_h = 0.96$; 供热温度不高于 55°C 时, $\eta_h = 0.97$ 。

4.3.8 冷热源系统夏季冷负荷计算公式。

冷热源系统夏季冷负荷 Q_{Tc} 是考虑了所有冷负荷附加后的冷负荷值, 是确定冷源系统容量的依据。公式 (4.3.8) 明确了 Q_{Tc} 与单体建筑逐时冷负荷的综合最大值 Q_c 与各项冷负荷附加之间的数学关系。

4.3.9 冷热源系统冬季热负荷计算公式。

冷热源系统冬季热负荷 Q_{Th} 是考虑了热负荷附加后的热负荷值, 是确定热源系统容量的依据。公式 (4.3.9) 明确了 Q_{Th} 与各单体累计热负荷 Q_h 与热负荷附加之间的数学关系。

5 冷热源系统

5.1 一般规定

5.1.1 热源与空调冷源确定原则。

热源与空调冷源的确定，本质上是基于需求的多因素评价，其宗旨体现为：满足使用、符合国家与地方相关政策法规、节能与经济性相对最优。

1 废热与工业余热热容量大、热品位高（通常高于 20°C ）、便于利用且能效较高，具有相对较佳的节能效果与利用经济性，因此作为热源应优先采用；

2 相对于地表水与浅层地能，水热型地热作为热源具有热容量大、品位高、化石能源替代明显且经济性相对较佳。因此当多种可再生能源资源并存时，应优先并充分利用水热型地热；

3 可再生能源的容量通常会受到气候条件影响，如地表水温度、原始地温等。从系统能效与经济性原则出发，通常不应以极端温度作为系统源侧设计参数，但这就可能造成冷热源容量不足，或出现极端温度时，供能参数达不到要求。而设置辅助冷热源则是应对此种情况有效且经济的措施；

4 所谓供冷有低温需要，指服务对象有“超高层”建筑的综合能源站，为避免水系统超压，除了建筑地下室（底层）接入换热外，还需一至两次“层间”换热，这将使空调末端的冷水供水温度至少升高 $2^{\circ}\text{C}\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。而为保证末级供水温度不高于 $7^{\circ}\text{C}\sim 8^{\circ}\text{C}$ ，则要求能源站供出的水温低至 5°C 以下。 5°C 以下冷水由冷水机组直供，既不

“安全”也不节能，更不经济。而通过冰蓄冷，能实现冷水机组“常温”运行工况下，能源站供出低温水。此时蓄能的作用体现为满足供冷工艺要求。

蓄能系统除可以满足以上供冷工艺要求外，最大的优势在于节约能源，降低运行能源费用。节约能源体现在，通过“削峰填谷”，提高电力系统效率、通过解耦时时负荷，提高冷热源机组效率。降低运行能源费用体现在“可观”的峰、谷电价差与主体负荷发生在日间的冷、热负荷特征。

5.1.2 热源与空调冷源系统设计要求。

综合能源站服务的建筑区域较大，往往负荷发展周期较长且可能受到房地产市场波动影响。这种情况下，如将系统安装一步到位，可能造成部分设备长期闲置而占压资金和无效折旧，较理想的方式是土建设施、管网等一次完成，而部分主机、水泵等预留安装条件，根据区域负荷发展逐渐安装投入。但这这就要求土建与系统设计“预留”便于设备分期安装的条件，避免出现大量现场拆改。

5.1.3 多源复合型冷热源系统形式要求。

所谓多种能源资源，指存在不止一种形式的传统能源（电力、燃气、城市热力）和可再生能源（浅层地能、水热型地热、地表水等）冷热源系统可以更充分的利用区域资源条件，提高系统可靠性，降低能源价格风险：

1 多源复合可以提高冷热源系统可靠性与弹性 —— 地源热泵的源（土壤、地热、污水等）等均具有“热储”不易准确预测以及“弹性”较差的特征。以埋管地源热泵为例，如果不与传统能源耦合，很有可能产生运行风险，例如蓄热土壤体的“冷堆积”和“热堆积”；

2 融入传统冷热源，既可提高系统的经济性 —— 其造价显著低于可再生能源冷热源；又不至于过多牺牲系统的节能性 —— 传统冷热源在总冷/热热量中占比较低，通常仅为 20%~30%；

3 有助于提高热泵系统能效 —— 高品位传统热源的融入，降

低了热泵机组的供热温度而使其能效提高。例如热源供热参数为 50℃/40℃时，如果先由热泵加热至 46℃，再由锅炉提温至 50℃，比由热泵直接加热至 50℃，能效将提高约 10%以上。

5.1.4 可再生能源或余、废热资源容量充裕时，调峰、辅助热源与冷源的设置原则。

所谓“充裕”指在设计工况下，资源容量满足冷热源系统负荷要求。本条文在于强调“即便可再生能源或余、废热资源容量充裕，设置辅助热源与冷源也往往是必要的”，因为并入辅助热源与冷源，既可以提高地源热泵系统的可靠性与经济性，又不会因此显著影响系统的节能表现。但对于不同类型冷热源，辅助热源与冷源所起的作用是不同的。简单分析如下：

1 对于埋管地源热泵，并入辅助热源与冷源（辅助散热装置）首先是为了供能效果的长期可靠，因为借此可以弥补因设计假定与实际情况间可能存在的差异（如土壤热物性、终端负荷需求等）造成的源侧能力不足；其次由于埋管地源热泵作为冷热源，其单位负荷综合投资远高于常规冷热源（以天津为例，约 2.5 倍）。因此，当埋管地源热泵系统规模较大时，即便能实现全年地下热平衡，也应采用并入辅助热源与冷源的复合式系统；

对于海水地源热泵，并入辅助热源不仅可以提高系统应对极端气候的能力，同时能避免因热泵机组按海水极端最低温度选型，而显著增加投资；数值上超出热负荷的那部分冷负荷，用海水源热泵承担，比用常规冷源（冷水机组+冷却塔）承担，投资将至少增加 70%；

2 河、湖水、污水（污水处理厂达标一级 A 出水）地源热泵也应并入辅助热源的理由，与上关于海水源热泵的分析相同，此处不再赘述。而由于河、湖水、污水地源热泵承担数值上超出热负荷的那部分冷负荷，比用常规冷源（冷水机组+冷却塔）承担，投资基本相同。所以条文未对河、湖水、污水地源热泵提出并入辅助冷源

的要求；

3 原生污水地源热泵系统单纯用于空调制冷时，尽管，其造价比常规空调制冷系统约高出 50%~60%，但能效并无优势。所以，条文建议采用常规空调制冷系统作为辅助冷源；

4 首先作为低温热源的工业冷却水的热容量充裕且温度稳定，不存在极端天气问题；其次工业冷却水地源热泵系统的寿命期成本低于常规热源，所以通常无需设置辅助热源。

5.1.5 明确设计阶段应校核节能减排目标要求。

条文明确要求综合能源站应进行以能效、能耗以及碳排放的性能化设计。因为，只有经过基于性能化设计，才有可能使综合能源站实现预期的能效、能耗以及碳排放目标。

1 国家和地方正在陆续出台有关建筑能耗、能效的要求。设计阶段通过目标验证保证系统与措施的合理是实现预期能效、能耗以及碳排放限值的前提。条文体现了性能化设计的理念。实践证明，仅满足现行设计标准相关节能条文的规定，不一定保证预期的能效与能耗目标，而在设计阶段以预期效果为目标进行设计优化，由“合规设计”转变为“性能化设计”才有可能将节能目标落在实处。

2 能耗、能效与碳排放计算的前提是能源站全年运行消耗的能源总量，其基础是运行季逐时冷热负荷。因为，能源站全年运行消耗的能源总量等于满足全年逐时冷热负荷需要所消耗一次能源的总和，这在理论上决定了能效、能耗以及碳排放计算必须通过模拟软件计模拟实现。

5.1.6 冷热源系统设计前应取得的源（汇）侧特征信息的规定。

对于基于地源热泵的冷热源系统，没有对源（侧）特征的详细了解，很难设计出既满足供热（冷）需求，又节能、经济的冷热源系统。以地源热泵为例，不了解土壤热物性、原始地温等，如何确定土壤换热器面积、蒸发（冷凝）温度；又如以污水为热源（汇）时，如果不了解其水量、水温，就无法正确判断其是否可以满足系

统冷、热负荷的需要。

5.1.7 能源站适宜供冷（热）距离推荐。

供冷（热）距离指供冷（热）管网自能源站至最远端用户热力入口的单程长度。此距离越长，供冷（热）系统输配能耗就越高。计算分析表明：由于能源站供冷（热）管网的平均管径较大（大于500mm），当管内平均流速控制在2.0m/s左右时，以30m水柱作为管网总阻力上限值，则供冷（热）距离可以到3km，即管网最远环路管线总长可以到6km。同时，工程实例统计表明，当供冷（热）距离为3km左右时，单一能源站服务的总建筑面积可达50万平方米~100万平方米，恰恰是区域能源站的常见供冷（热）建筑规模。

5.1.8 制冷（制热）机组台数与制冷量（制热量）的选择原则。

1 根据冷、热负荷全年变化规律配置机组容量与台数，目的在于使在役机组尽量运行在高效率区间，有利于提高冷热源系统的运行能效，因为冷热源设备，特别是制冷、热泵机组的COP与负荷率密切相关，如下图所示。

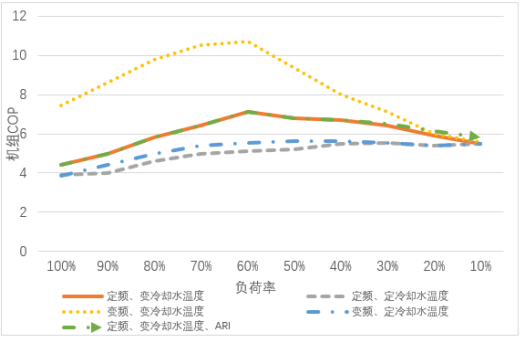


图1 机组COP与负荷率关系曲线图

2 机组台数不应少于两台是基于系统可靠性考虑，这里的机组指的是分类设备，如热泵机组、制冷机组、辅助冷源机组或辅助热源机组，不能视同整体来理解台数限值要求。机组台数不宜多于6

台是基于优化机房面积需求、降低单位制冷（制热）能力投资以及利于并联设备水力平衡的考虑。当系统负荷很大，而单台机组容量受限时，机组台数完全可以根据需求增加。

5.1.9 冷水（热泵）机组装机容量确定要求。

本条文参考引用现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 条文 8.2.2 提出，目的在于约束对冷热源设备的选型容量附加。

1 条文意在强调冷水（热泵）机组的总装机容量时，不应另做附加，因为从实际情况看，几乎所有运行的能源站都不存在总供冷（热）量不足的问题，反倒是总容量显著大于需求的现象屡见不鲜。如此不仅增加了不必要的投资，还会造成机组长期低负荷、低效率运行；

2 由于区域综合能源站总供冷（热）负荷较大，机组数量多，容易实现冷水（热泵）机组总装机容量与计算负荷值的匹配。因此，将所选机组的总装机容量与计算总冷（热）负荷的比值限定为不超过 1.05。

5.1.10 冷水（热泵）机组的性能参数要求。

参考引用现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 条文 8.2.3 提出，目的在于提高能源站全年运行能效。综合能源站的机组台数多于 3（如 4 台以上）时，只要控制策略得当，单台机组接近满负荷运行的时间较长，此时满负荷性能尤为重要；而当机组台数少于 3 时，单台机组部分负荷运行时间权重较大，于是需要综合考虑满负荷和部分负荷因素。应该指出的是，名义工况性能系数（COP）高的机组，设计工况下不一定也高，理想的做法是：根据设计工况、单台机组经常负荷率、制冷（热）设备的变工况性能（能效），基于提高能源站全年运行能效的原则，确定对机组能效性能的要求。

5.1.11 锅炉（热水机组）效率与排放要求规定。

条文的宗旨在于使所选择的锅炉（热水机组）高效运行，排放达标。

1 实际运行负荷率指多数时间内，锅炉（热水机组）实际热负荷与额定热负荷的比值，过低的实际运行负荷率会造成运行效率下降。应通过热负荷动态分布结合锅炉（热水机组）台数，以实际运行负荷率高于 50%为判据，选择单台锅炉（热水机组）的额定热负荷；

2 与非冷凝、非相变式锅炉（热水机组）相比，冷凝式真空或微压相变锅炉（热水机组）具有热效率高（相对非冷凝产品约可提高 10%）、运行安全（负压锅筒，承压换热）、热容量小，启动时间短、本体无需补水与日常水质管理的优点。另外基于热泵的复合式热源系统，因系统回水温度通常低于 40℃，非常利于系统中燃气锅炉（热水机组）运行时，实现烟气冷凝，而节能；

3 现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 条文 4.2.5 给出了对锅炉热效率的规定；

4 由于国家与地方往往会颁布大气污染物排放限值严于现行相关标准的法规，天津市此方面的要求又往往高于国家规定，所以条文规定锅炉（热水机组）的大气污染物排放应符合现行天津市“环保”法规及天津市现行标准《天津市锅炉大气污染物排放标准》DB 12/151 的要求。

5.1.12 电驱热泵冷热源的系统综合制冷（制热）性能系数限值要求。

参考现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 条文 4.2.12 提出。目的在于促进电驱热泵冷热源系统节能设计整体更优化，重视热源（热汇）输配能效的提升与参数优化。SCOP 综合考虑了冷水（热泵）机组、热源（热汇）侧水泵、换热器（间接取、放热）以及冷却塔之间的匹配性，体现了由单纯关注单体设备能效，到关注冷热源的系统整体能效的转变，由于条文给出的

SCOP 限值，是按热源（热汇）设有换热器的情况计算得出的，因此适用于除地热水和工业余热热泵热源外的其他任何类型的以地源热泵为主体的冷热源的系统。

电驱热泵冷热源的系统综合制冷（制热）性能系数 SCOP 的计算应注意以下事项：

- 1 条文适用对象不包括地热水和工业余热热泵热源系统；
- 2 不包含用户侧输送泵（冷、热水循环泵）能耗；
- 3 根据天津市各类型地源热泵系统热源（热汇）温度范围，计算工况按如下要求确定：

- 1) 制冷 —— 蒸发器出/进水温度：7°C/12°C；冷凝器进/出水温度，取设计工况值；

- 2) 制热 —— 冷凝器出/进水温度：45°C/40°C；蒸发器进/出水温度，取设计工况值。

- 4 制冷（热泵）热泵机组能耗应按设计选用产品对应计算工况的样本参数选用。产品样本没有对应计算工况性能参数时，应根据计算工况对样本工况性能参数进行修正；

- 5 水泵的流量、扬程应按设计流量、扬程选取，水泵效率按设备表水泵效率选取；

- 6 冷热源系统的总耗电量（kW）按系统满负荷时运行的制冷（热泵）主机、水泵及其他热源（热汇）耗电设备（如冷却塔）耗电量（kW）之和计算；

- 7 电驱热泵冷热源的系统综合制冷（制热）性能系数 SCOP 为计算工况制冷（制热）量（kW）与冷热源系统的总耗电量（kW）之比。

5.1.13 供冷（热）水系统形式确定原则。

本条文给出了供冷（热）水系统（用户换热器一次侧水系统）选择的一般性原则，更具体的要求见本规程第 5.8.9 条的有关规定。

- 1 变流量系统可以显著降低水泵输送能耗；

2 因为目前市售冷热源主机设备多数支持变流量运行，加之变流量运行控制装置与策略日趋成熟，所以，理论上可以采用任何形式的变流量系统，如一级泵变流量系统、二级泵设在能源站的二级泵变流量系统以及二级泵设在用户换热站的分布泵变流量系统；

3 一级泵变流量系统需要冷热源主机设备支持变流量运行；分布泵变流量系统需要供需双方协商；

4 不同形式变流量系统的经济性，适用性不同。

通常能源站供能半径较小、服务“户数”较少且冷热源主机设备支持变流量运行时，宜采用主机变流量的变流量一级泵系统；反之，宜采用二级泵设在用户换热站的分布泵变流量系统。

5.1.14 热源侧换热系统设计应遵循的基本原则。

本条文给出了热源侧换热系统设计的一般原则，更具体的要求，详见本规程第 5.2～5.6 节相关条款的规定。条文所谓的热源是指热泵机组自其中取热或向其放热的岩土体、各种形式的地表水、城市污水、地热水以及工业冷却水等环境实体；而热源水顾名思义就是指作为热泵机组热源（汇）的水体。

1 不经换热器从热源中直接取（放）热，提高了蒸发温度（或降低了冷凝温度），省却了换热泵耗，相对热源间接换热，可使热泵系统能效提高约 3%～5%。但值得注意的是热泵机组“两器”材质可能不适合某些热源水的水质，如海水、原生污水及某些地区的地热水等。此种情况下若采用热源水直接换热系统，热泵机组“两器”就应采用较特殊的材质，如“海军铜”、钛金属等。然而，采用特殊材质制造的热泵机组“两器”，相对于“常规材质”，其换热性能可能下降而影响机组能效。如此，尽管实现了热源直接换热，但并未达成提高热泵系统能效的初衷。所以，采用热源直接换热系统的充要条件是“热泵机组两器材质适用于热源水水质且通过直接换热可以提高热泵系统能效”。所以条文对采用热源直接换热给出了推荐但不“强求”的建议；

2 热源回水（液）温度的高低不仅影响热源能力的发挥，同时影响热泵机组安全运行与能效、源侧输配能耗。以供热为例，回水（液）温度越高，热泵系统能效越高，但热源能力下降。因此热源热容量足够时，应取较高的热源回水（液）温度，提高热泵系统能效；反之，可取较低的热源回水（液）温度，扩大热源容量。但热源回水（液）温度的低限值受到若干因素的影响，如热泵机组的运行安全、换热器是否支持某种程度的相变运行（相变性污水源换热器）以及热泵机组的能效。所以条文规定，应综合多种因素确定热源侧的回水温度；

3 分析表明，尽管热源侧随负荷变化的变流量运行可以降低输配能耗，但以单台机组为对象的定流量运行，可以提高蒸发温度，降低冷凝温度，提高热泵机组能效，后者的节能程度往往高于前者且控制简单。此处的“定流量”对象是热泵机组，而非热泵系统，系统仍然是与在役机组对应的变流量运行（机组运行，对应的水泵运行）；

4 首先，采用化学方法进行热源水质处理存在不可预知的环境风险，特别是对于江、河、湖、海等地表水体，更应格外慎重；其次，对非循环性用水进行化学水处理，费用巨大，因此有本条文第4款的规定。

5.1.15 设置计量与控制系统的要求。

冷热源处设置能量计量装置是实现用能量化管理的前提，而用能量化管理是建筑节能的基础。现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 第4.5.2条强制要求冷热源设施进行能量计量。基于热泵的综合能源站系统复杂、工况多变、设备众多，完全依赖人工管理难于保证系统运行的安全、稳定、高效。在这种情况下，自动控制以及能源管理优化系统之于能源站冷热源系统已不再是“奢侈品”，而是“必需品”，其重要性应引起足够的重视。

5.2 复合式地埋管地源热泵系统

5.2.1 复合式地埋管地源热泵系统的应用场景。

全年有冷、热负荷需求，且冷、热负荷强度相近是地埋管地源热泵系统技术经济合理的前提。单纯制热与制冷或虽然全年既有热负荷也有冷负荷，但二者相差悬殊时，既无法实现地埋管系统埋管区域的年热量平衡，而保证长期可靠运行，又可能经济性极差，同时并未实现节能。如制冷负荷比例很大时，采用地埋管地源热泵系统制冷，首先地埋管换热器投资是冷却塔的 10 倍以上，其次平均冷凝温度二者相近，显然，既不经济也不节能。计算分析表明，当热、冷负荷之比不小于 70% 时，可以视为设计工况冷、热负荷相近。

5.2.2 复合式地埋管地源热泵系统设计前期要求。

工程场地状况及浅层地热能资源特点是保证地源热泵系统正确设计和顺利实施的先决条件。现行国家标准《地源热泵系统工程技术规范》GB 50366 与现行天津市工程建设标准《天津市地埋管地源热泵系统应用技术规程》DB/T 29-178 均给出了地埋管地源热泵系统工程勘察的具体要求。对地埋管换热器设计而言，重要的工程勘察内容是场地热物性测试；对地埋管换热器施工而言，重要的工程勘察内容是场地勘察与地质勘察。

5.2.3 传热介质要求。

尽管相关规范标准并未规定只能采用清水作为传热介质，但类似防冻液类型的传热介质只适于小规模，非复合式地源热泵系统，目的在于通过低蒸发温度运行，提高“有限数量”换热孔的供热能力。但对于复合式地源热泵系统，首先由于调峰（辅助）热源的存在，无需靠低蒸发温度运行，提高换热孔供热能力，其次采用“防冻液”会降低系统能效、增加系统运维难度、增加投资。

5.2.4 埋管地源热泵机组类型规定。

分析计算与实际运行数据表明，天津市埋管地源热泵系统热泵

机组较合理的制热工况蒸发器出水(液)温度为 $4^{\circ}\text{C}\sim 5^{\circ}\text{C}$, 高于 5°C 尽管可以提高制热 COP, 但由于埋管换热器传热温差过小, 需要的换热面积过大, 不仅不经济, 场地条件往往也不允许。在此前提下, 相较于其他类型冷水(热泵)机组, 如吸收式热泵机组, 因能适应较低的蒸发温度, 电机驱动的蒸气压缩式冷水(热泵)机组更安全、更高效,

5.2.5 复合式地埋管地源热泵系统中, 地埋管地源热泵和其他冷热源各自承担负荷类型的规定。

本条文的提出, 其目的在于使复合式地埋管地源热泵冷热源系统在保证供冷(热)需求的前提下, 相对非复合式系统, 更可靠、更经济, 同时仍具有良好的节能性。条文的理解重点在于:

1 地埋管地源热泵系统承担基本热负荷及其对应的热泵机组所能提供的冷负荷, 既能充分发挥地埋管地源热泵的投资作用, 又由于不必承担系统高品位供能区段负荷而具有更高的运行能效, 还可实现“低成本”的高可靠性;

2 调峰热负荷、辅助冷负荷应基于设置调峰冷源、辅助热源的目的确定。应理解为“调峰冷负荷、辅助热负荷值或其在系统总负荷中的占比多少”应取决于设置调峰冷源、辅助热源的目的。此处所谓“目的”, 通常体现为两点: ① 调峰热源承担供热系统高温区段负荷(量与质)、② 辅助冷源“补偿”地埋管换热器实际散热能力不足或在“地温”偏高时段减少向地下的排热;

3 辅助冷负荷是确定辅助冷源容量的依据, 其数值在于满足两方面考虑一是补偿地埋管地源热泵系统设计工况制冷能力的不足(即能源站冷负荷与热泵系统设计工况下能承担的冷负荷差值); 二是提供维持地埋管系统全年地下热不平衡率在合理范围内所需的散热能力。这两方面应在均应设计阶段进行评估, 而确定合理的辅助冷源容量。

4 调峰热源与辅助热源、调峰散热源与辅助冷源散热虽然设

置目的不同，但系统往往宜统一，即调峰热源与辅助热源合并为调峰（辅助）热源；调峰散热与辅助冷源散热合并为调峰（辅助）散热系统。

5.2.6 调峰热负荷（kW）与辅助冷负荷（kW）设计规定。

1 调峰热负荷的建议取值，是根据天津市冬季热负荷延续特征，结合节能性与经济性分析提出的。为提高地埋管地源热泵系统的运行效率，调峰热源应承担供/回水温度的高温段负荷。例如，当热源系统供/回水温度为 $47^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 时，则辅助热源承担的温度品位应等价于 $44^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ ，即高于 $44^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}$ 的温度是由调峰热源提升的。

2 由于多数情况下，复合式地埋管地源热泵冷热源系统的热泵机组容量是根据其承担的基本热负荷确定的，所以不存在对制冷能力的调峰。但按基本热负荷确定的热泵机组设计工况下的制冷量通常小于冷热源系统总冷负荷，二者的差值需要由辅助制冷（单冷机）弥补。

3 规定了辅助散热负荷的确定原则，即不仅要满足辅助冷源的冷凝排热，同时要能够承担地埋管换热器所担负热泵机组冷凝排热的 $20\%\sim 30\%$ ，其目的在于弥补可能发生的地埋管换热器实际承担的热泵机组冷凝排热能力的不足，同时也为地埋管换热系统可靠、高效运行与整个冷却系统的优化运行创造条件。

通常在设计“正确”的前提下，多重不确定性因素造成的地埋管换热器承担冷凝排热能力的不足程度不会超过 $10\%\sim 20\%$ ，而建议取 $20\%\sim 30\%$ 是因为，冷却塔系统单位排热量的投资不及地埋管换热器的十分之一。所以，通过有限的增量投资获得的系统冷却塔能力增加，能使制冷系统更可靠、调节更灵活、运行更高效。

4 针对维持全年地下热平衡要求，需要的调峰热源与辅助散热装置容量，与 1、2、3 款确定的负荷为并列关系，即条文 1、2、3 确定的负荷加上条款 4 确定的负荷为调峰热源与辅助散热装置负

荷。

5.2.7 地埋管换热器额定冷/热负荷确定原则。

地埋管换热器额定冷/热负荷 (Q_h 与 Q_c)，即热泵系统设计工况冷/热负荷，是计算地埋管换热器换热面积的依据。应注意 Q_h 与 Q_c 不是地埋管换热器应承担的热泵系统释热量与散热量，因为无论是计算软件还是公式，输入的地埋管换热器计算负荷均为热泵系统设计工况的冷/热负荷。条文的采用应注意以下几点：

1 Q_h 一般应根据本规程条文 5.2.6 条款 1 确定，即等于冷热源系统总热负荷的 70%~80%。当地埋管场地规模受限，无法满足冷热源系统热负荷需求时，可根据场地可容纳换热孔数量与换热孔单位深度取热能力估算 Q_h 。

2 这里强调的是不能将冷源系统总冷负荷作为 Q_c 。因为由条款 1 选定的热泵系统在设计制冷工况下的冷负荷作为 Q_c ，既提高了热泵机组的利用率，也避免了用地埋管换热器替代冷却塔。

3 按热负荷选定的热泵机组在设计制冷工况下的冷负荷小于等于冷热源系统总冷负荷 Q_{Tc} 时，用 Q_{Tc} 作为 Q_c 计算制冷所需地埋管换热器面积，可以正确判断是否应设辅助散热装置。

5.2.8 地埋管换热器设计计算方法规定。

条文规定的计算方法适合竖直埋管换热器。地埋管换热器的传热是复杂的多变量非稳态过程，很难用简单的公式进行解析求解。目前，国际上通常是采用基于线热源传热模型的模拟软件进行地埋管换热器的计算，并在此基础上提出了针对数值埋管换热器的显函数解析公式（现行天津市地方标准《天津市地埋管地源热泵系统应用技术规程》DB/T 29-178-2018 附录 A 公式），以简化设计计算。由于前者的精度高于后者，加之市场已有若干款用于计算地埋管换热器的专业软件，所以条文建议“宜采用专业计算，可采用附录公式计算”。

应指出的是，采用热响应实验得到的换热孔单位长度放热量与

取热量数值计算地埋管换热器的方法并不可取,因为有限孔数,短时间测试得到的“放热量与取热量”不能精确反映井群长周期、变负荷运行特征。

5.2.9 地埋管换热器的面积(长度)确定原则。

因为前提是复合式地源热泵系统,所以地埋管换热器面积(长度)满足供热工况的放热要求即可,排热量的不足可以由辅助散热装置承担。这样既可以减少换热井群对场地规模的要求,又提高了冷热源系统经济性。

需要提醒的是,按供热设计工况计算确定地埋管换热器的面积(长度),不等于无需计算设计制冷工况时所需面积(长度),因为二者的差值是确定辅助散热负荷的依据。

5.2.10 复合式地埋管地源热泵系统水系统设计参数约束性要求。

水系统设计参数的影响是系统性的,同时关系到系统的供能功能的实现、运行能耗高低以及投资大小。因此,必须用系统的观点加以对待,所以条文强调“应结合用户需求与埋管场地条件经技术经济分析确定”。

条文第 1~6 款给出的参数建议是根据天津市式地埋管地源热泵系统用户侧供能参数需求、场地平均初始地温、电机驱动蒸汽压缩式冷水(热泵)机组性能现状以及实际工程运行数据观察提出的,兼顾了运行可靠、系统能效以及投资等三方面因素。

5.2.11 调峰热源、辅助冷源及辅助散热装置形式要求。

1 采用传统能源设备制热,实现多能互补、提高系统可靠性、减少系统投资。而根据条文 5.2.10 关于系统供回水温度的建议,燃气热水机组(锅炉)在此温度下,易实现冷凝热回收。

2 采用电机驱动的蒸汽压缩式冷水机组,在投资、能效、运行费用以及维护保养诸方面均优于其他形式冷水机组。

3 因为用于辅助散热,热泵机组冷却系统会在冷却塔与埋管换热器间切换运行,采用闭式冷却塔能够有效避免污杂物进入地埋

管。如果采用开式冷却塔,则应采取防止杂物进入地埋管的措施,如设置板式换热器、采用双冷凝器热泵机组,或设置可靠的水过滤设备等。

5.2.12 地埋管换热器侧(热泵机组源侧)水系统形式建议。

定流量一级泵系统,形式简洁,调控简单,主要不足在于,相对变流量系统,水泵能耗较高。但对于地埋管换热器侧水系统,我们关心的是综合水泵与热泵机组的“源侧系统能效”。

分析与案例实测研究表明,采用定流量一级泵系统,使地埋管换热器流量只随水泵在役台数分阶段变化。即,除满负荷工况外,源侧始终处于相对的“大流量、小温差”运行状态,此种状态相比源侧在部分负荷时,运行在小流量大温差状态,往往使热泵机组的蒸发温度提高、冷凝温度降低,COP提高。此时,尽管相对时时变流量运行,水泵能耗有所增加,但源侧系统能效(热泵机组+源侧输配泵)并未下降,某些情况下,甚至有所提高。

5.3 复合式污水源地源热泵系统

5.3.1 复合式污水源热泵系统的应用场景。

虽然不像地埋管地源热泵系统有维持地下年热平衡的需要,但全年有冷、热负荷需求可以显著提高热泵系统的经济性。而全年以热负荷为主时,系统的经济性会相对变差。需要指出的是:全年以冷负荷为主时,不适合采用污水源热泵系统。首先,天津制冷季污水温度与冷却塔出水温度相比并无优势;其次,相对冷却塔冷却,污水作为冷却水投资会提高(如原生污水,投资约增加2.5倍以上),管理要求也更高。

5.3.2 复合式污水源热泵系统设计前期要求。

污水资源状况是保证污水源热泵系统正确设计和顺利实施的先决条件。现行天津市工程建设标准《天津市污水源热泵系统应用

技术规程》DB/T 29-206 规定了污水源热泵系统工程勘察的具体要求。其中最重要的是获得污水全年流量变化、温度变化以及水质状况。

5.3.3 热泵机组与污水间换热方式的规定。

条文是基于热泵机组安全可靠运行提出的。理论上，直接换热（即污水直进热泵机组“两器”），由于提高/降低蒸发温度/冷凝温度与减少输配环节，可以提高制热/制冷约 5%以上，且系统简洁，投资相对较低，在保证热泵机组安全可靠运行的前提下，应为首选；但由于原生污水难免会有大颗粒污物，如果采用“直接换热”，无法保证热泵机组安全运行。

符合国家与天津市标准的再生水，因其较高标准的排放水质，使污水源热泵系统源侧采用“直接换热”成为可能。采用“直接换热”系统时，需注意：

- 1 应尽量减少与污水接触的热泵机组换热器数量，最理想的方式是采用冷媒侧切换的热泵机组，即只有一个换热器与污水接触热泵机组。市场虽有此类产品，但目前单机制热量相对较小，用于能源站时，机组台数过多；

- 2 热泵机组与污水接触的换热器要特殊设计，主要体现在使换热器材质要适应再生水水质。再生水与清水相比，氯根与氨氮含量高，容易对热泵机组换热器常用材质紫铜产生腐蚀，所以需要耐腐蚀更好的材质，如铜镍合金（白铜）、钛合金替代。

5.3.4 原生污水取水与再生水进水过滤装置要求。

- 1 城市原生污水往往含有较多“大尺寸”污杂物，尽管原生污水换热器普遍采用宽流道设计，但仍有被堵塞的可能，所以取水管线上应设置过滤装置，其孔径应满足过滤后的污水顺利通过换热器，工作方式应自动连续，以保证取水量时时满足热泵系统工作要求；

- 2 再生水含有小粒径颗粒物和纤维类污物，进入换热器（热泵机组“两器”、污水换热器）前也必须设置可靠的过滤装置，只是孔

径应更小。

5.3.5 污水源热泵机组类型要求。

分析计算与实际运行数据表明，天津市污水处理后的再生水平均温度约 12℃，原生污水约 14℃，按利用温差 5℃计算，热泵机组制热工况蒸发器出水（液）温度 6℃~7℃。尽管可以通过增加污水流量，提高蒸发器出水（液）温度，但资源条件往往不允许，而且也不经济。6℃~7℃的蒸发器出水温度“约束”下，电机驱动的蒸汽压缩式冷水（热泵）机组相对更适合——安全、高效。而热力驱动的吸收式热泵机组，其蒸发器出水（液）温度宜高于 10℃。

5.3.6 复合式污水源地源热泵系统调峰热源供热能力与辅助冷源供冷能力的确定。

1 污水作为热泵热源的容量保障程度往往优于埋管，温度稳定性更好，除非极端天气（如连续降雪）。同时，相对常规形式热源的投资增加不是很显著，所以用热泵机组承担总热负荷，从技术经济的角度更合理。当然这仅是对热泵机组承担热负荷的建议，用于弥补极端天气热泵供热能力不足的调峰热源，完全有可能在非极端天气加入运行，以提高经济性；

2 本规程条文 5.1.4 及其说明给出了污水源热泵设置调峰热源的要求和理由。以往的污水监测数据表明，发生较大强度降雪或寒潮时，污水温度较正常天气大约降低 2℃，而 2℃的污水温度降幅，叠加同时段用户端热负荷的增加，等价于按设计工况确定的热泵系统，出现了约 10%~15%的供热能力“缺口”。按此总热负荷的 10%~20%确定调峰热源，完全可以弥补极端天气工况时，热泵系统供热能力的不足；

3 由本规程条文 5.1.4 知，设置辅助冷源，是对原生污水源热泵系统的要求，道理很简单，即用原生污水源热泵系统解决“单冷”需求，既不经济，也不节能。其中，“单冷”需求即冷热源系统总冷负荷与热泵机组制冷能力之差。

5.3.7 复合式污水源地源热泵系统调峰热源、辅助冷源系统形式要求。

调峰热源、辅助冷源的系统形式应结合资源条件、能源价格经技术经济分析后确定，以实现多能互补、提高系统可靠性、减少系统投资的目的。

5.3.8 复合式污水源热泵水系统各项设计温度规定。

水系统设计温度参数的影响是系统性的，同时关系到系统供能功能的实现、资源容量的约束、运行能耗高低以及投资大小，所以条文强调“结合用户需求、污水流量与温度、以及污水处理工艺要求等经技术经济分析确定”。

条文 1~4 款给出的参数建议是根据天津市用户侧供能参数需求、污水流量与温度平均值、电机驱动蒸汽压缩式冷水（热泵）机组性能现状以及实际工程运行数据观察提出的，兼顾了运行可靠、系统能效以及投资三方面因素。总的原则是“低温供热”，以提高热泵系统 COP 减少投资。应用本条文时，应注意以下几点：

1 机组冷凝器出水温度不宜高于 48℃ —— 可以采用最常规的电驱热泵机组，投资低、能效高。同时，当供热对象为非散热器供热、供热距离小于 1km 时，48℃既满足供热参数要求，又能实现一定程度的“大温差”运行；

2 当供热对象为散热器供热时，通常需要较高的供热水温，但考虑到：

- 1) 天津市供暖季城市污水（再生水）平均温度约 12℃，此工况下，不仅冷凝器出水温度高于 65℃的热泵机组生产厂家较少，难于形成竞争性采购，而且制热性能系数较低，不节能；
- 2) 天津市已实现居住建筑“四步节能”，从满足散热器安装空间角度，65℃供热水温完全能满足散热器供热要求。

综上 1)、2) 所述原因，条文规定“制热工况，热泵机组冷凝器出水温度不应高于 65℃”。当有特殊需求且水源温度较高时，

经技术经济分析后，可适当提高出水温度。

3 因为热泵机组的供热温度越低，其能效越高，所以在“可接受的”低供热温度工况下，热泵机组冷凝器进出水温差越大，热泵供热系统（机组+循环水泵）能效越高。计算分析表明，天津市的热泵供热系统，即便在 48℃供热温度下，也完全可以实现不小于 10℃温差供热，所以条文将 10℃作为热泵机组冷凝器进出水温差的下限值；

4 规定热泵机组供热工况蒸发器出水温度不宜低于 5℃，是出于非“防冻溶液”循环热泵机组的安全运行考虑。3℃~5℃的本意在于，不刻意为了降低水泵能耗，加大温差，因为计算分析证明，在污水资源量充足的前提下，“小温差”的“源侧”系统 COP 高于“大温差”。当污水资源量不充足时，可以采用上限值；

5 污水换热器由于特殊的宽流道设计，传热系数较低，传热温差如过小，造成所需换热器面积过大，系统投资成本增加显著。根据天津市污水温度的平均值计算，算数平均温差宜为 2.5℃~3.5℃。

5.3.9 热泵机组水源侧水系统形式推荐。

水源侧水系统，包括污水侧和传热介质侧。定流量一级泵系统，形式简洁，调控简单，主要不足在于，相对变流量系统，水泵能耗高。但热泵机组部分负荷工况下，蒸发器为满负荷工况流量运行比部分负荷工况流量运行的 COP 高，即综合考虑水泵能耗增加与热泵机组能耗下降时，蒸发器输出流量不随负荷变化的“定流量”运行，相对更节能。此结论同样适用于热泵机组制冷运行。以下 3 点有助于对条文规定的理解：

1 定流量一级泵系统 —— 源侧水泵（污水、介质水）在役台数随热泵机组调控，水泵工频运行；热泵机组“两器”水侧，除满负荷工况外，始终处于相对“大流量、小温差”运行状态；

2 源侧水泵变流量运行，即在役水泵随热泵机组负荷变化进

行变流量调节（通常为变频调节），热泵机组的蒸发/冷凝温度提高/降低，COP 提高。数据分析表明，由于热泵机组能耗在源侧总能耗中的权重通常不小于 0.8，水泵能耗相对变流量运行的增加值，低于热泵机组定流量运行时的能耗的降低值，源侧系统能耗下降；

3 对于污水源热泵系统，定流量运行的一大优势在于可以保证与污水接触的换热器始终处于利于“自清洁”的流速下。

5.3.10 取水与回水系统设计要求。

基本要求是通过正确的设计，保证取水与回水系统运行顺畅，以下几点应注意：

1 污水渠管长时间运行后，易在底板部位产生板结化的污物堆积层，取水口高于底板 300mm，可有效避免污物堆积层堵塞取水口；

2 较低的污水流速会造成污物堆积，进而堵塞管道，所以应保持污水有适当的流速；同时管道规格过小也会造成管道堵塞，因此污水管道的规格不应过小；

3 通常情况下，连续清污的防阻过滤设备都存在一定程度的旁泄流量，水泵选型时，如未因此进行流量附加，会造成热泵源侧流量小于设计工况需求，而影响供热（冷）能力。当防阻过滤设备不能提供旁泄流量数值时，可按设计流量的 10%作为水泵选型流量附加。

5.3.11 污水换热器（中间换热器）形式要求。

通道内无支撑的宽通道是保证不易堵塞与积污的基本结构特征；因为换热器污水侧不可避免存在由生物粘泥构成的软垢，需要定期清洗（除），所以应可拆卸。适用于污水换热的换热器技术与产品仍在不断发展中，就目前的技术水平而言，各种结构形式中，壳管式“宽通道”换热器的制造质量相对更容易保证。

5.3.12 热泵机组与污水接触的换热器应设自动清洗装置的规定。

实践证明在线自动清洗装置能持久保持开式冷却水系统的换

热效果,污水污染换热器表面的机理与开式冷却水类似,程度更甚,所以更有必要设置在线自动清洗装置。常用在线自动清洗装置有胶球型与管刷型。

5.4 复合式地热水地源热泵系统

5.4.1 复合式地热水地源热泵系统的应用场景。

地热水不能用作冷水(热泵)机组冷凝散热冷却水,只能作为直热供热和热泵供热的热源,适合于以供热需求为主的建筑。由于热泵机组,特别是电压缩式热泵机组,同时具有供冷功能,当建筑有供冷需求时,以冷却塔冷却水系统配合热泵供冷,可以提高热泵机组的利用率。

需要特别指出的是当地热水地源热泵同时用于供热与供冷时,其选型在制热/制冷能效上的考虑应兼顾冷/热负荷(kWh)在总冷/热负荷中的权重以及供热供冷季的电价差异,以年总能耗或电费最低为判定目标。

5.4.2 设计对地热资源信息要求。

设计前应依据行政审批的采矿许可证,根据地热井用途、开采层位、生产规模及地热井参数进行设计。地热井参数包括地热流体稳定条件下的温度、流量、水质、压力(水位)等。地热井流量、温度用于评价单井供热能力;可采储量用于判断供热系统设置(热源与储热)与运行策略;出水温度用于判断系统配置(直换与热泵供热的容量匹配);水质用于确定与井水直接接触设备(如蒸发器、冷凝器或换热器)的抗腐蚀能力要求。

5.4.3 设计工况地热利用率规定。

本条文参考现行行业标准《城镇地热供热工程技术规程》CJJ138与天津市地热供暖工程实践提出。设计工况地热利用率表示了地热资源的热利用程度(强度)。条文的应用宜注意以下几点:

1 规定设计工况地热水热利用率的 η 下限值的目的在于充分利用地热资源；

2 设计工况 —— 地热供暖系统承担的额定（最大）热负荷以及对应的地热水设计排水温度；

3 天津市年平均温度（气温）为 12.7°C ；

4 条文可以用于计算设计工况下的地热水排放温度，也可用于判断地热水设计排水温度是否合理。

5.4.4 地热水排水温度规定。

要求综合多个因素，经技术经济分析确定排水温度。因为，虽然排水温度越低，地热资源能力发挥越充分，系统经济性越好，但过低的地热水排水温度会影响热泵机组安全运行，同时也会影响其能效。原则上，地热资源充分时，可以适当提高排水温度，以利于热泵机组安全运行与制热 COP 提高。

排水温度高于 10°C ，地热资源热利用率偏低；低于 6°C ，考虑合理的换热温差后，热泵机组的蒸发温度可能接近 4°C 或更低，不再适合用清水作为地热水换热介质，热泵 COP 也不理想。

5.4.5 地热尾水回灌要求。

本条文参考现行行业标准《城镇地热供热工程技术规程》CJJ 138-2010 提出，目的在于确保热储与水质环境安全。“原水”—— 只经必要的颗粒过滤处理的地热水；“全量”—— 由地热井抽出的全部水量。地热尾水回灌尚应满足现行行业标准《城镇地热供热工程技术规程》CJJ 138、《地热资源地质勘查规范》GB/T 11615 的有关规定。

5.4.6 水源热泵机组类型推荐。

1 目前电驱压缩式热泵在地热水地源热泵系统合理工况下的 COP 约为 5，供电煤耗按 320g/kWh 计，则以标煤计算的一次能源效率为 1.92，略高于吸收式热泵机组的 1.7；

2 尽管吸收式热泵机组要求的蒸发器出水温度下限值高于电

机驱动冷水(热泵)机组约 3°C , 从而降低地热资源利用率约 $3\%\sim 8\%$ (对应地热出水温度 $95^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$), 但采用吸收式热泵机组, 相对电驱热泵机组, 可以将系统供热能力提高约 $15\%\sim 25\%$ (地热出水温度越低, 提高程度越大), 从而显著提高系统的经济性;

3 由于吸收式热泵机组驱动能源供热比例较大(供热 $\text{COP}\approx 1.7$), 因此系统供热可靠性相对更高, 并在选型合理时(补燃型吸收式热泵)兼具调峰作用。

5.4.7 复合式地热水地源热泵供热系统设计要求。

条文规定的目的在于高效利用地热, 合理设计系统:

1 梯级利用能够提高地热供热系统的供热热效率, 与非梯级利用(不分高温段与低温段, 全部供热由热泵实现)相比可以提高约 $25\%\sim 100\%$ (对应地热出水温度 $50^{\circ}\text{C}\sim 90^{\circ}\text{C}$);

2 地热水供热换热后的出水温度 40°C , 既能满足低温供热系统(如 $48^{\circ}\text{C}/38^{\circ}\text{C}$)的最低回水温度要求, 又最大限度提高了系统供热热效率;

3 用户侧并联可以提高直换供热比例, 进而提高系统热效率, 同时系统简洁, 调控简单;

4 与燃气吸收式热泵不同, 电热泵机组不具备独立于地热资源最大供热潜力的调峰能力(即地热资源能力不足时, 通过加大驱动能源输入, 增加供热能力), 不能应对可能存在的地热资源实际能力偏离设计预期, 而需通过调峰热源, 提高系统可靠性的情景。基于此, 有本条文第4款的规定。

理论上, 调峰热源的供热能力应根据地热资源与供热需求的匹配程度确定, 天津市近年来的地热供热实践表明, 取调峰热源供热能力为地热梯级利用供热系统热负荷的 $15\%\sim 20\%$, 能够保证系统的供热可靠性。正因为前述调峰热源设置目的, 所以其供热能力不计入系统设计负荷, 即未出现地热资源供热能力不足的情况时, 调峰热源不投入使用。

5.4.8 设置蓄能的前提条件。

应用得当前提下，蓄能之于复合式地热水地源热泵系统的价值在于弥补地热资源强度（小时最大热负荷）的不足、降低能源费用以及扩大地热资源的供热能力。确定是否采用蓄能时应注意：

1 通过设置蓄能系统弥补地热资源强度不足时，应该计算典型设计日地热资源日放热能力(kWh)与负荷侧日负荷(kWh)需求；根据二者间的热平衡计算蓄能容量(kWh)并校核是否满足逐时热负荷需求(kW)；

2 地热出水温度较高时，由于直接换热供热的份额高，所以采用蓄能降低能源费用的意义不明显，除非蓄能装置的造价很低；

3 通过蓄能系统扩大复合式地热水地源热泵系统供热能力，往往具有较高的性价比，同时可以充分发挥地热资源的潜力，值得格外重视。

5.4.9 调峰热源形式规定。

冷凝式燃气热水机组或锅炉调节灵活且技术经济性较好，适合作为调峰热源。当供热系统逐时负荷需求变化较大，同时地热资源又能满足最大小时负荷时，则全天必有较大的资源量与供热能力富余，这种情况下，完全有可能将逐时富余供热能力蓄存起来作为调峰热源，这样既可以起到调峰作用，同时，在执行峰谷电价的情况下，还可以节约供热电费。

5.4.10 地热水换热形式与换热器材质确定原则。

天津市地热水通常酸根离子含量较高，对普通金属有较大的腐蚀性，采用直接换热方式自地热水取热，存在因金属腐蚀而“损毁”供热系统的风险。采用间接换热，尽管增加了特殊金属材质换热器，但与直接换热相比，不仅能保障供热系统安全运行，而且系统寿命期经济性反而更好。因此，条文强调“采用间接供热系统”。

天津市不同热储层（馆陶、雾迷山、明华镇）的水质不尽相同，对换热器材质的要求也不应相同。条文强调“地热水换热器材质宜

根据地热水水质确定”目的在于避免换热器材质选用不当，如采用不锈钢即可时，却采用了钛金属，造成投资增加 50%以上。

需要指出的是，当地热水水质符合供热水质标准，或供热系统及末端装置采用内表面抗腐蚀材料（如非金属材料、金属与非金属复合材料）时，可考虑采用地热直接供热系统。

5.4.11 地热水与热泵机组水源侧水系统形式要求。

地热水换热器均设有自动调节阀，其调节逻辑通常为“改变地热水流量以稳定二次侧出水温度”，又由于换热器地热水侧变流量运行不存在安全问题，所以条文推荐“地热水系统应采用一级泵变流量系统”，以降低地热井泵能耗；条文建议水泵变频调速以及热泵机组水源侧，推荐采用定流量一级泵系统的理由，可参见本规程条文说明 5.3.9。

5.5 多源复合式地源热泵系统

5.5.1 多源复合式地源热泵系统适用对象的规定。

通常多源复合式地源热泵系统中，由水源热泵承担负荷的占比比较大，所以用于全年有冷、热负荷需求的建筑时，系统的经济性好；而多源复合式的地源热泵系统用于全年以热负荷为主的建筑，由于非单一热源，所以供热可靠性更高。

5.5.2 热泵机组容量计算规定。

热泵机组容量指设计工况（地源侧与用户侧设计参数）热泵机组的供热量（kW）与制冷量（kW），用冷热源系统热负荷确定热泵机组容量，可以避免用成本较高且并无明显能效优势的地源热泵系统承担“纯冷负荷”（即冷热源系统冷负荷与热负荷的差值）。而当冷热源系统冷、热负荷之比不大于 1.2 时，按冷热源系统冷负荷确定热泵机组容量，由于“纯冷负荷”很小，对系统的节能与经济性影响不大，但可简化系统。

5.5.3 辅助冷源散热装置及其容量的规定。

条文的理解主要在于以下两点：

1 辅助冷源不应采用土壤埋管或污水散热（作为辅助冷源冷凝热的热汇），其原因在于，与采用冷却塔散热相比，此方式既不经济，也无明显能效优势；

2 冷却塔散热负荷附加 20%热泵机组总散热负荷的目的在于，使冷却系统具有对“地源”系统的冷却调峰能力，以应对相对设计工况的冷却能力偏差或极端气候风险。

5.5.4 不同形式地源热泵在总负荷中的分担原则。

不同形式源（汇）容量均较充裕，指各自均能承担系统总负荷 50%以上。毫无疑问，在此种情况下，应充分发挥项目可采用的不同形式地源热泵系统中，技术经济性相对最好的地源热泵系统的负荷承担能力。

5.5.5 调峰热源设置要求。

设置调峰热源的目的在于提高系统的可靠性与经济性，具体分析参见本规程条文说明 5.2.5、5.2.6，调峰热源容量取热源系统热负荷的 15%~25%是综合分析得到的结果。

5.5.6 热泵机组类型规定。

综合本规程相关条文说明 5.2.4、5.3.5、5.4.6 所述，除非希望通过采用燃气吸收式热泵机组扩大冷热源系统的供热能力，否则系统更适合采用电机驱动的蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组。但当地热水热泵系统可承担总热负荷的较大份额时，可通过采用燃气吸收式热泵机组扩大冷热源系统的供热能力、提高系统的经济性。

5.5.7 多源复合式地源热泵系统调峰热源形式建议。

多源复合式地源热泵系统，容易形成供热能力在某些时刻出现盈余。蓄存盈余热量，用作调峰，比采用燃气热水机组或锅炉，无论从经济、系统简化以及环保角度均具有优势。当执行峰谷电价时，作为调峰的蓄能装置还可以投入日常运行，以降低冷热源系统能源

费用。

5.5.8 两种地源热泵（地埋管+污水）源侧水系统的关联原则。

“地埋管+污水”，即埋管地源热泵系统+污水地源热泵系统复合而成的冷热源系统。实践表明，不同地源热泵系统并联，系统简洁、调控简单。另外，由于此两种地源的温度品位相近，没有通过“串联”以梯级利用的“空间”，所以从能源利用角度，它们的并联无不当。所谓“隔断”指在正常情况下，并联母管上用隔断阀将两系统各自独立，特殊情况时，隔断阀打开，热泵主机借助母管互备。

5.5.9 两种地源热泵（地埋管+地热水）源侧水系统的关联原则。

“地埋管+地热水”，即埋管地源热泵系统+地热水地源热泵系统复合而成的冷热源系统。所谓“间接”串联指地热水经“直换”与热泵利用后的低温尾水，经换热加热埋管换热器地源侧出水，以提高埋管地源热泵的蒸发温度。“间接”串联的目的在于实现地热水热能的梯级利用，提高多源复合式地源热泵系统的整体能效。

5.5.10 两种地源热泵（污水+地热水）源侧水系统关联原则。

“污水+地热水”，即污水源地源热泵系统+地热水地源热泵系统复合而成的冷热源系统。由于将两种水源并联存在相互污染的可能，尤其需要提防的风险是污水污染深层地下水，所以要求将其独立设置，物理隔离。

5.5.11 源侧水系统形式的规定。

多源复合式地源热泵系统中，由于各种地源热泵系统源侧水系统形式的预期在本规程条文 5.2.12、5.3.9、5.4.11 有明确规定，因此本条文不再一一累述，同理，相应的解释可参考对应的条文说明 5.2.13、5.3.9、5.4.11。

5.5.12 冷热源机组用户侧工艺关系的规定。

设计分析表明，天津市的地源热泵系统只要供热温度高于 45℃，其供热温差可大于 8℃，这样不仅可以实现较长距离供热，同时也能实现较高的系统能效，而且此温度、温差下，由于无需大

型热泵机组“串联”运行，可以简化系统、节省机房建筑面积、降低管道系统投资并利于运行管理。基于此，同时因为冷热源机组“串联”运行的节能效果非常有限，所以条文推荐“冷热源系统中各冷热源机组用户侧宜并联”。

当能源站供热距离较长，采用大于 10°C 的供、回水温差可能产生系统节能效果，或降低外网投资时，可采用冷热源机组“串联”运行的系统形式，但前提是必须经过技术经济分析。

5.6 工业余热水源热泵系统

5.6.1 工业余热水源热泵系统适用对象的规定。

本规程指向的工业余热为温度低于 80°C 的工艺冷却水所蕴含的热能，如空压机冷却水、高炉冲渣水以及数据机房冷却水等。因为不像埋管地源热泵有源侧年热平衡要求，所以工业余热水源热泵系统可仅用于向建筑供热。但由于热泵机组的冷、热共用特性以及天津地区建筑的冷、热负荷特征，用于全年有冷、热负荷需求的建筑时，由于热泵机组的全年利用率显著提高，而使系统的经济性大为提高。因此，条文推荐工业余热水源热泵系统优先用于全年有冷、热负荷需求的建筑。

5.6.2 设计对工业余热资源信息要求。

准确的余热资源信息是工业余热水源热泵系统设计的前提。工业余热资源因冷却工艺而异，有些是稳态的，如空压机冷却；有些是非稳态的，如炼钢高炉冲渣水。对于非稳态的工业余热，只有了解其对应供暖期的逐时分布规律（如流量、温度），才能据此构造满足供热负荷需求的水源热泵系统。例如，根据冷却对象特征，可以判断供热系统形式（热源与储热）与运行策略；冷却水水温度用于判断系统配置（直换与热泵供热的容量匹配）；冷却水质用于判断换热方式与换热器材质，例如高炉冲渣水余热，就不宜采用显热

换热，而适合采用潜热换热。

5.6.3 能源站建设地点规定。

通常能产生大量工业余热的企业均距供能对象较远，所以需要在两种取热/供热方式之间进行选择。一是，就近取热，远距离供热；二是，远距离取热，就近供热。综合考虑冷却工艺安全性、取热供热管道投资以及系统输配能耗（取热+供热）的分析表明，就近取热，远距离供热相对更合理。因此，工业余热水源热泵能源站宜贴近余热源建设。

5.6.4 工业余热水源热泵供热系统设计要求。

条文规定的目的在于高效、充分地利用余热资源，合理设计系统：

1 梯级利用能够提高余热供热系统的热效率，与非梯级利用（不分高温段与低温段，全部供热均由热泵实现）相比可以提高约25%~80%（对应余热水温度50℃~80℃）；

2 余热水换热后的水出水温度40℃，既能满足低温供热系统（如48℃/38℃）最低回水温度要求，又最大限度提高了系统供热热效率；

3 余热利用的前提是不影响冷却工艺，而某些冷却工艺恰恰对进水温度是有下限要求的，所以强调利用后的水温不应低于冷却工艺要求。而当冷却工艺对进水温度无要求时，余热水回水温度（余热利用的出水温度）的确定，则应兼顾充分利用余热资源与提高系统热效率；

4 用户侧并联可以提高直换供热比例，进而提高系统热效率，同时系统简洁，调控简单。

5.6.5 工业余热水源热泵系统水系统设计参数规定。

水系统设计参数同时关系到系统功能的实现、运行能耗高低以及投资大小，因此须用系统的观点加以对待，所以条文强调“水系统设计参数应结合用户需求与余热资源容量经技术经济分析确定”。

条文 1、2、3 款给出的参数建议是根据工业余热水源热泵系统用户侧供能参数需求、工业余热的平均温度品位、电机驱动蒸汽压缩式冷水(热泵)机组性能现状以及实际工程运行数据观察提出的,兼顾了运行可靠、系统能效以及投资三方面因素。条文规定的主旨在于,工业余热的平均温度品位相较其他类型低温热源高且容量也往往较充裕,有可能也有必要加以利用,以提高系统的 COP、降低投资。

5.6.6 水源热泵机组建议类型的规定。

条文目的在于:在热泵机组驱动能源不唯一的情况下,合理选择所采用的驱动能源及与之匹配的热泵机组类型,以提高系统能效、弥补余热资源缺口以及提高系统经济性。

1 从原理与工程经济的角度,温度高于 80°C 的余热完全可以用于驱动型吸收式热泵机组。尽管由于驱动热源品位较低,机组制热性能系数(COP)与名义工况制冷性能系数(COP)均不高。制冷 COP 约 0.9 左右,制热 COP 仅为 0.5~0.7,但因为驱动能源为余热,所以实际性能系数(COP)并不低;

2 所谓余热资源量不能满足系统热负荷,指的是根据余热容量设计的电驱热泵系统的供热能力不满足能源站热负荷。而采用燃气吸收式热泵,系统的供热能力相对电驱热泵至少可提高 30%以上,而通过额外补燃,供热能力还可进一步提高。但燃气吸收式热泵用于夏季供热,相对电驱冷水机组,能效低、运行费用高;

3 没有高于 80°C 的余热资源可用,但低温余热资源量充足时,采用电驱冷水(热泵)机组无疑是理想选择——相对吸收式热泵,能效高、投资低、运行稳定、便于维护。

5.6.7 热泵机组与余热水换热方式规定。

条文规定的目的在于确保冷却工艺安全。尽管就水质而言,多数工艺冷却水均可以与热泵机组直接换热,从而降低余热利用系统投资,提高热泵机组 COP,但相对间接换热,工艺冷却管路系统的

运行隐患。从确保冷却工艺安全角度，间接换热式系统更可靠。

当有余热提供方与利用方共同确认的技术保证与管理措施保障工艺冷却水安全运行，同时水质允许时，提倡采用直接换热系统。

5.6.8 工业余热水源热泵系统换热器材质的确定原则。

余热水水质包括水中颗粒物特征与相关化学物质浓度。前者影响换热器形式选择，后者影响换热器材质选择。换热器形式与材质直接关系到余热利用系统的设备成本。设计应根据工艺余热水质，选择与之适应的换热器形式与材质，做到既保证换热器使用可靠，又避免安全过度而增加投资。如高炉冲渣水，采用常规板式换热器，就很难保证使用；又如空压机冷却水系统换热器，本可采用不锈钢S304，而采用了钛板，两者的成本相差50%以上。因此条文规定换热器形式和材质，需根据余热水水质确定。

5.6.9 余热利用水系统的设计要求。

条文规定的核心在于通过两级泵系统实现冷却工艺侧与余热利用设备侧流量的解耦，确保冷却工艺侧流量不受余热利用设备侧流量调节的干扰。之所以需要实现“两侧”流量解耦，缘于冷却工艺需要稳定的冷却水流量，而余热利用设备流量则往往需要根据负荷变化进行调节。一级泵系统不可能实现“两侧”流量解耦，要想冷却工艺冷却水流量稳定，余热利用设备流量就不能随负荷变化调节，所以余热利用水系统必须是两级泵系统。用空调二级泵水系统类比，被冷却的工艺设备相当于冷水（热泵）机组，余热利用设备（换热器、热泵机组）相当于空调末端，所以要求冷却工艺设备定流量，就相当于两级泵空调水系统中与机组一一对应的一级泵定流量。系统设计应注意：

1 保证工艺冷却安全运行的二级泵系统设计要点：

- 1) 工艺冷却与余热利用“两侧”分界处必须设平衡管；
- 2) 一、二级泵之间的平衡管两侧接管端点，即为一级泵与二级泵承担管网阻力的分界点；

3) 为在任何情况下, 保证一级泵系统流量的稳定, 则平衡管管径不应小于总供回水管管径。这样即便二级泵系统流量为零, 仍可保证工艺冷却设备所需的流量。

2 一级泵的性能参数与控制方式应根据工业设备的冷却工艺要求确定, 是保证工艺冷却设备安全运行的前提;

3 首先, 余热利用设备水阻力各不相同, 二级泵据此一一对应选型, 更符合节能原则; 其次, 不同类型余热利用设备的调节方式与幅度不同, 一一对应设置, 更利于独立的负荷调节, 也更加节能;

4 通常, 二级泵随负荷变化变频调节可以降低水泵自身电耗, 但余热利用设备, 如热泵机组, 变负荷定量运行的 COP 可能会高于变流量运行, 此时计入设备能耗的余热系统能效, 有可能二级泵定流量运行, 反而高于变流量运行。因此, 严格意义上, 二级泵是否适合采用变频调速, 需要通过基于系统能效的计算分析确定, 这一点不同于二级泵空调水系统。

5.7 蓄热与蓄冷

5.7.1 蓄冷(热)系统选择原则。

对于基于热泵的综合能源站冷热源系统, 设置蓄能系统除具有通常的对电网“削峰填谷”实现“宏观”节能以及降低系统运行电费的作用外, 更重要的作用体现在弥补低温热源负荷强度的不足, 或扩大“有限”低温热源的供热能力、降低系统应对极端天气条件的代价、满足特定的供热(冷)温度要求以及将热泵机组运行负荷与逐时供热负荷解耦, 以提高热泵机组运行 COP。

实际工程运行数据表明, 设置蓄能系统的综合能源站的经济性往往高于设计预期。蓄能系统的具体设计要求应符合现行行业标准《蓄能空调工程技术标准》JGJ 158 的规定。以下几点在设计蓄能

系统时应予以重视:

1 通常,天津市各区域均执行“峰谷”电价,且峰谷电价差较大,以 10 千伏以上等级,商业用电为例,“峰谷”电价差值约 0.54 元/kWh。一般认为“峰谷”电价比是蓄能是否经济的判据,但其实决定的因素在于“峰谷”电价差值。以天津为例,假定蓄冷系统的增量投资回收期为 5~7 年,则“峰谷”电价差值不小于 0.35~0.25 元/kWh 即可,而如果蓄能系统冷热兼蓄,则其经济性更理想;

2 低温热源(污水、地热水、工业余热等)往往逐时热负荷强度(供给热泵机组蒸发器的热量)不能满足热泵机组逐时制热量的要求,但此时如果低温热源日负荷可以满足热泵机组日制热量需求,采用蓄热系统则可化解源侧与用户侧热负荷不同步的矛盾,即将用户侧热负荷的一部分转移到低负荷或零负荷时段生产;

3 热泵供热系统低温热源的负荷或与气候密切相关(如污水、河湖水),或难于准确预测(如土壤换热器、地热),无论何种原因,都会出现所谓低温热源负荷值低于额定设计工况值的现象,除非按极端气候或极端不利情况确定低温热源负荷,但这样做势必带来热源投资的显著提高与浪费。而如果利用供热逐时负荷的参差性,将一些时段“富余热量”蓄存起来以应对前述热源负荷不足风险,即提高了系统的可靠性与适应性,而且在非极端天气时,还具有节能效果;

4 供热距离较长或多次换热(如服务对象有超高层建筑)均需相对更高(低)的供热(冷)温度。而基于逆卡诺循环原理的冷热源,提高供热温度与降低供冷温度均会使 COP 降低、电耗增加,基于此,如果采用低谷电价蓄能提高供热温度或降低供冷温度,可以减少为满足冷热源“特殊”温度品位需求付出的电费;

5 供热(冷)逐时负荷参差度较大,且低负荷运行时间较长时,采用蓄能的经济性更加明显,因为谷电价格提供的冷热量在总冷热量中所占比例会更大。

6 通过设置蓄能系统,可以扩大供热能力,往往具有较高的性价比,同时可以充分发挥资源的潜力,应格外重视。

5.7.2 蓄冷(热)方式与介质选择原则。

基于热泵的蓄冷(热)方式主要包括水蓄冷(热)、盘管式蓄冰(内融冰、外融冰)、封装式(冰球、冰板)蓄冰、冰片滑落式蓄冰、冰晶(流态冰)蓄冰,大型冷热源系统较为常用的是水蓄热(冷)、盘管式蓄冰(内融冰、外融冰),冰晶(流态冰)蓄冰兼水蓄热的案例也开始出现;水是最常用的蓄热(冷)介质,共晶盐(优态盐)与合成相变材料(SPCM)亦有采用。蓄热(冷)方式与介质的选择与供热(冷)温度、可占用的站房空间以及系统经济性密切相关,总的原则是相对更多地“消减”主机容量、提高单位空间蓄能密度、增加蓄能装置全年使用小时数以及降低蓄能对空间的占用。

1 就天津地区的建筑冷热负荷特征而言,采用水蓄能有两点明显优势,一是蓄能装置可以两季发挥作用,二是制冷主机容量相对冰蓄冷约可减少30%,因此系统的经济性最佳,缺点是不能提供低温水,不适合要求低温供冷的项目;

2 冷水机组在非谷电时段出水温度低于5℃即不节能也不经济,因此需要蓄冷装置提供0℃左右的冷源,以保证主机与蓄冷装置联合供冷模式下,系统供出低于5℃的冷水。而就技术成熟程度与经济性而言,各种形式的冰蓄冷目前仍然是提供0℃左右冷水的最适合方式。当能源站全年供能负荷以热负荷为主,供冷负荷较低时,从经济性角度考虑,就不再适合选择只能蓄冷而不能蓄热的蓄能方式;

3 冰晶(流态冰)蓄冷即可满足系统的低温要求,又能兼顾冬季蓄热。最近几年,冰晶(流态冰)蓄冷技术趋于成熟,开始出现几万平米,甚至十几万平米的工程案例,其造价高于水蓄冷,与盘管蓄冰接近;

4 合成相变材料(SPCM)的温度操作范围-40℃~120℃,蓄

能质量密度约为水蓄冷的 15 倍，冰蓄冷的 1.6 倍，蓄放循环次数可达 15000 次，缺点是成本较高。因此当站房空间受限，同时系统又确需蓄能时可考虑采用合成相变材料（SPCM）蓄能。

5.7.3 蓄冷（热）系统负荷计算要求与蓄能方式、比例（全负荷蓄能还是部分负荷蓄能）、蓄能罐（槽）体的形式与材质确定要求。

考虑间歇附加的蓄冷（热）— 释冷（热）周期冷（热）负荷和全年冷（热）负荷分布是正确设计蓄冷（热）系统的前提，考虑多重因素的综合比较则是蓄冷（热）系统设计的必要步骤。对本条文规定的理解重点在于：

1 本规程 4.2.7 条与 4.3.2 条明确了蓄冷（热）— 释冷（热）周期的逐时冷（热）负荷与总冷（热）负荷的计算要求，条文 4.2.7 规定对象为间歇运行单体建筑，而条文 4.3.2 则针对能源站，应注意二者的逻辑关系。通过能源站蓄冷（热）— 释冷（热）周期的逐时与总冷（热）负荷可以确定主机与蓄能装置的容量配置，但正确选择蓄冷（热）方式，需要了解全年冷（热）负荷分布情况。所以本条文要求除计算蓄冷（热）— 释冷（热）周期的负荷外，还应计算全年逐时冷（热）负荷，而负荷模拟计算软件则是成熟高效的全年负荷模拟工具；

2 蓄能方式直接关系冷热源系统的功能实现与经济性。例如，全年总负荷中冷负荷比例较小并且又需低温供冷时，采用盘管蓄冰，由于蓄能罐（槽）不能“两用”，降低了蓄能系统的经济性。而此种情况下如果采用冰晶（流态冰）蓄冷，则能因同时兼顾低温供冷与供热季水蓄热，而提高蓄能系统经济性。又如，当供暖季热泵供热执行单一优惠电价（不分峰谷的全日优惠电价）时，就不必考虑采用冷热兼顾型蓄能装置。所以蓄能方式的确定，需要综合总冷（热）负荷占比、电价政策以及供冷（热）温度要求等因素，进行经济技术比较；

3 设计研究与实践表明，能源站冷热源系统更适合采用部分

负荷蓄能，即典型设计日蓄能只满足总负荷量中的一部分，非典型设计日则有可能转化为全负荷蓄能。冷热兼蓄的蓄能系统宜以夏季典型设计日分析部分负荷蓄能的比例。由于分析涉及的变量多，过程复杂，建议采用首先根据“释能+主机全时段满负荷供能”的原则，由热平衡初步求出蓄能比例与相应的主机容量配置，并在此基础上按一定“步长”，构造不同蓄能比例收益与成本曲线并求出平衡点对应的蓄能比例，即为综合分析后的“最佳”蓄能比例；

4 通常盘管蓄冰要求蓄能槽（池）呈矩形，而流态冰对蓄能槽（池）形状无严格要求，方便利用不规则的地下空间；金属蓄能槽（罐）的质量相对土建水池更有保证。

5.7.4 冰蓄冷系统基载机的配置要求。

基载机，顾名思义是承担基载冷负荷的制冷主机，其在冰蓄冷系统中的配置目的，主要在于“避免低能效供冷”并降低运行电费，因为蓄冷时段的供冷负荷（基载负荷）如果通过冰蓄冷提供，其能效至少降低 25%以上。但当基载负荷较小或蓄冷时段总冷量不高时，考虑制冷主机容量的一致性以及简化制冷工艺系统，可以不设基载机。

5.7.5 热泵蓄热系统基载机配置要求。

本条文对象为以热泵为热源的蓄热系统，因为热泵机组能效随冷凝器出水温度升高，下降明显。所谓“高温蓄热”指蓄热温度高于热泵供热温度 5℃以上。高温蓄热系统配置基载热泵的作用类似冰蓄冷系统配置基载机，是为了“避免低能效供热”并降低运行电费。而且温度品位较低的地源热泵，高冷凝器出水温度还意味着加大热泵机组投资。而当设计蓄热时段的供热负荷较低时，不设基载供热机组，采取“边蓄边供”的运行方式，则可以简化供热工艺系统，降低运维复杂性。同时，由于高温供热的总量较小，对系统的节能性与运行费用的影响并不明显。

5.7.6 蓄热工况时热泵机组性能系数（COP）要求。

本条文规定，出于对节能的考虑。目前，国家与行业的相关设计规范与节能设计标准均未给出水源热泵机组制热性能系数（COP）的限制要求，本条文规定的热泵机组 COP 限值要求，是根据天津市冬季地源热泵系统常温和高温制热典型工况，结合热泵机组产品能效现状提出的。研究与实践表明，天津市冬季地源热泵系统的典型工况宜为：冬季设计常温蓄热工况为蒸发器出水（液）温度 5℃，冷凝器出水温度 45℃；高温蓄热工况为蒸发器出水（液）温度 5℃，冷凝器出水温度 60℃。

5.7.7 蓄冷（热）装置和制冷（热）机组的容量与释冷（热）特性确定原则。

条文借鉴了现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 - 2012 第 8.7.3 条的规定。条文规定的提示意义在于：

1 制冷（热）机组在典型设计日蓄冷（热）——释冷（热）周期内按蓄冷（热）工况与供热工况运行的总制冷（热）量与冷（热）源系统典型设计日日负荷 —— 冷（热）“产、供”平衡；

2 蓄冷（热）装置和制冷（热）机组的容量需相互匹配，即制冷（热）机组在蓄能时段（低谷电价时段）完成设计要求的蓄能量 —— 蓄能工况制冷（热）机组能力与蓄能装置蓄能特性匹配，即蓄能时段，制冷（热）与蓄冷（热）必须平衡；

3 制冷（热）机组在典型设计日非蓄能时段的制冷（热）能力与蓄能装置的释冷（热）能力之和应满足同期供冷（热）的逐时负荷需求。条文之条款 3 在于提示需对系统逐时总供冷（热）能力进行校核计算；

4 蓄冷（热）装置和制冷（热）机组的容量与释冷（热）特性的确定，是“迭代求解”的过程，其初始结果是通过典型设计日“产、需”热平衡计算获得，以此为基础校核逐时负荷满足程度，通过修正“初始结果”最终确定主机容量和蓄能设备的释能特性。现行国家

标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 附录 J 给出的方法所确定的恰是蓄冷（热）装置容量的初始结果；

5 蓄能系统计算需要了解制冷（热）机组的蓄冷（热）工况和供冷（热）工况下的性能、蓄冷（热）装置相应机组蓄冷（热）工况的蓄能特性（如蓄冷速率）、蓄冷（热）装置相应供冷（热）工况的释能特性（如释冷速率）。蓄能特性的定义会因蓄能装置的形式而异，应引起注意，如盘管蓄冰装置的释冷速率定义为“单位时间可释出的冷量与名义总蓄冷量的比值%”，而封装式蓄冰装置的释冷速率则定义为“某单位时间释出的冷量与该时刻装置实际蓄存冷量的比值%”。

5.7.8 蓄冷（热）系统供冷（热）温度与温差规定。

蓄冷（热）系统供冷（热）温度与温差并非由单一因素决定，在多个影响因素中，首先要满足终端用户的温度需求，并在此基础上尽量利用由蓄能产生的温度品位优势，增大供回水温差，降低循环水泵功耗。

5.7.9 冰蓄冷系统流程模式规定。

所谓主机上游，即系统回水先经主机降温后再经蓄冰装置进一步降温。国内国际项目实践表明，主机上游的主机与蓄冰装置串联流程更适合规模较大的区域供冷系统。串联利于提高制冷主机供冷工况 COP、增大供冷温差，降低长距离供冷的泵耗；只有主机上游才能实现“串联利于提高制冷主机供冷工况 COP”的初衷。

5.7.10 水蓄冷与常温水蓄热系统流程模式规定。

水蓄冷与常温水蓄热不会因采用串联流程而“提升供冷（热）品位”，反而会使释能速率受限。所以水蓄冷与常温水蓄热更适合采用主机与蓄能装置并联的流程模式——系统简洁、调控便利。所谓常温水蓄热指蓄热温度等于或略高于（高出温度低于 5℃）热泵供热温度。

5.7.11 高温水蓄热系统流程模式规定。

规定的目的在于通过合理流程,提高热泵机组 COP。道理与冰蓄冷系统相似,只是温度变化方向相反,即系统回水先经主机升温后再经蓄热装置进一步升温。

5.7.12 盘管蓄冰应采用的释冷方式规定。

相对而言,内融冰系统简单、融冰充分,但释冷出液温度偏高($\geq 3^{\circ}\text{C}$)且最大释冷速率通常不会超过其名义蓄冷量的 15%;外融冰系统复杂(增加了融冰系统)、有出现融冰“死区”可能,但释冷出水温度低(可实现接近 0°C 供冷)且可以实现较高的释冷速率。

条文规定正是基于以上所述内融冰与外融冰系统性能特点提出的。应该注意的是“移峰”运行负荷(kW)值应根据运行策略确定,数值上与峰值电价时段的冷负荷不一定相等。

5.7.13 冰蓄冷溶液系统与外融冰释冷水系统形式规定。

1 “变定流量”的含义 —— 冰蓄冷系统的主机需要工作在多个工艺状态下(如蓄冰制冷、空调制冷,对于三工况主机还有制热),对应每一种工艺状态,溶液系统的设计流量都是不同的,分析表明在确定的工艺状态下,以相应的设计流量定流量运行,主机运行安全、便于调控、系统能效与变流量运行相近。简言之不主张溶液泵变流量运行;

2 理论上溶液系统也可以采用将主机溶液循环与蓄冰装置和供冷换热器溶液循环解耦的二级泵系统。但由于对蓄冰装置和供冷换热器进行随负荷变化的变流量调节,其节能效果并不明显,所以溶液系统宜采用一级泵形式 —— 系统简单、易于控制;

3 由于溶液系统每种工艺状态相应的设计流量与水力阻力均不同,如有条件按工艺状态分置循环泵,肯定比用一种型号的水泵覆盖几种工艺状态对应的流量与扬程的水泵效率高,也更便于运行调节。所以有场地条件且不介意水泵投资增加时,宜采用分置的做法。但有时确实会受到场地条件限制以及成本控制要求,也完全可以合并设置,通过“定点变频”适应不同工艺状态的流量和扬程。案

例分析表明多数情况下合并设置相对分置，其水泵效率下降通常不会超过 5 个百分点；

4 融冰换热器的负荷调节逻辑应为稳定用户侧出水温度以适应负荷变化，因此融冰换热系统采用一级泵变频调速控制简洁、运行节能。

5.7.14 水蓄冷（热）装置形式确定要求。

总的原则是“能做罐，不做槽（池）”，“能金属结构，不土建结构”，“能做深，不做浅”。

1 大型“土建结构”水槽的防水往往不容易做好，且造价略高于金属结构蓄能罐；相对水槽，圆形蓄能罐的蓄能利用更充分；

2 “高径比”是指蓄能罐的高度与底面直径之比。蓄能罐较大的“高径比”以及水池较大的有效深度利于分层的实现和减少斜温层容积占比，提高蓄能率。

5.7.15 现行行业标准《蓄能空调工程技术标准》JGJ 158 对冰蓄冷载冷剂选择及管路设计、水蓄能系统设计、布水器设计有明确规定和解释，因此本规程不再赘述。

5.7.16 蓄能溶液（水）系统的设计要求。

达到设计流量要求是保证蓄能效果的前提。对于同规格蓄冷（热）装置并联，同程式配管，由于每个蓄冷（热）装置水阻力相同，所以容易实现装置间的阻力平衡而保证设计流量；对于异程式配管，即便蓄冷（热）装置自身水阻力相同，但环路阻力并不相同，可能产生蓄能装置间的流量不平衡，所以需要设流量平衡阀。值得指出的是，因为蓄能溶液（水）系统通常定流量运行，所以采用静态流量平衡阀即可，但最好带有压差测量孔，以利系统投产初期的流量平衡调节。

5.7.17 冰蓄系统的防冻措施。

蓄冰工况时段，溶液（载冷剂）温度低于零度，有使换热器二次测冻结的可能，因此需设置工况联动电动关断阀和旁通阀。外融

冰盘管蓄冰，由于冰池规模较大，可能发生非均匀性的“欠释冷”，造成蓄冰时段某些区域的冰盘管先于其他区域“冻结”，如果不能及时切断域内盘管溶液循环，可能造成局部过度冻结而损坏冰盘管。因此需要按区域划分溶液系统，并设与防过度冻结温度传感器联动的电动关断阀。

5.7.18 相变材料性质要求。

凝结温度高，液化温度低利于提高制冷(热)设备的性能系数，目前 SPCM 的温度操作范围约 $-40^{\circ}\text{C}\sim 120^{\circ}\text{C}$ ；单位质量潜热值，相变过程体积变化小利于减少蓄能系统对站房空间的要求，某些 SPCM 的蓄能质量密度约为水蓄冷的 15 倍，冰蓄冷的 1.6 倍；较长的寿命可以提高相变材料蓄能的经济性；化学安全性和稳定性是对任何一种工程材料的基本要求，SPCM 应由低毒化学品组成且应满足：非致癌和生殖毒素、在各种测试物种中不具有生态毒性、不具有生物累积性和环境蓄积性。

5.7.19 蓄冷(热)槽设计要求。原文引自现行行业标准《蓄能空调工程技术标准》JGJ 158。蓄冷(热)槽的构造设计是保证其质量的基础，值得特别重视。

5.7.20 蓄冷(热)系统绝热与防腐设计。

1 能源站蓄冷(热)系统，管道规格大、散热面积大，由绝热不佳造成的能量损失不可忽视，特别像冰蓄冷与高温蓄热，由于与环境的换热温差大，其热损失更不能忽视；

2 目前的能源站实践中存在绝热覆盖不完整的情况，既造成能源损失增大，也常因为表面结露造成金属表面锈蚀；

3 基于热泵的蓄冷(热)系统，按保冷计算的绝热层厚度大于按保温计算的绝热层厚度，因此应按保冷工况计算绝热；

4 实践表明，按现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 规定的空气露点温度计算保冷，仍可能出现结露现象，因此建议将计算露点温度增加 2°C 。

5.8 冷热水系统与水质

5.8.1 综合能源站空调冷热水参数的确定原则。

条文参考现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 第 8.5.1 条提出，具体原则与参数值根据天津市综合区域能源站供冷（热）系统形式以及终端用户一般性要求提出。能源站空调冷热水参数应保证技术可靠、满足终端用户对空调冷（热）水温度要求、提高系统能效、经济合理。本条中数值适用于以热泵制热，冷水（热泵）机组制冷，通过管网以间接方式向建筑空调（供暖）系统供冷（热）。

1 冷水机组直接供冷，基于安全的供冷温度下限值约为 4°C 。采用 5°C 供冷，既能保证冷水机组的稳定运行，也能保证间接供冷用户侧冷水温度不低于 $7^{\circ}\text{C}\sim 8^{\circ}\text{C}$ 的要求，同时能够实现 6°C 以上的供回水温差，降低远距离输配泵耗；

2 天津市地源热泵系统供热典型设计日工况对应的蒸发器出水（液）温度为 $5^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，成本经济的常规热泵机组（螺杆式、离心式）此温度下的冷凝器出水温度约为 $45^{\circ}\text{C}\sim 48^{\circ}\text{C}$ ，能够满足多次换热后空调系统对热水温度的要求，并能实现不小于 8°C 的供回水温差。如此工况参数下，热泵 $\text{COP} > 4.0$ ，耗电输热比宜可控制在合理范围。热泵供热温度每提高 1°C ， COP 约降低 2%，因此当换热次数较少时，供热温度取下限值，反之，取上限值；

3 基于冷水（热泵）机组的蓄冷（热），因为靠“牺牲”效率换取的高温度品位，所以应“高质高用”，本规程条文 5.7.7 的规定正是这一规定的体现；

4 供热对象为散热器供暖时，需要的供热温度显著高于空调供暖，但由于天津市热泵循环低温热源的品位限制，热泵高温供热，会使热泵 COP 显著降低。兼顾二者以及热泵产品技术能力现状，热泵高温供热的供热温度以不高于 65°C 为宜。此温度既满足散热

器供暖需要，也不至于显著降低热泵制热 COP (>3)，还可以实现约 15°C 的供回水温差。但应该注意的是，应在综合分析的基础上，尽量降低供热温度，毕竟现阶段“四步节能”居住建筑散热器供暖对热水温度的要求较低。

5.8.2 能源站冷热水接入用户空调（供暖）系统的原则。

所谓“直接供出”—— 供冷（热）管网水进入制冷（热）设备；“间接供出”—— 供冷（热）管网水不进入制冷（热）设备。尽管，从提高系统能效的角度，能源站冷热水接入用户空调（供暖）系统是有利的，但从管网水力平衡与冷热源系统安全运行角度，间接接入用户空调（供暖）系统更有利，也更符合能源站供冷（热）系统的管理能力与权属现状。冷热源为蓄能系统时，冷（热）经换热器供出，终端用户对冷热源系统影响不大，因此可以“直接供出”。应该指出的是，当全系统（源、网、终端）工程质量与运行管理有保障时，无论空调冷水、空调（供暖）热水自能源站直接供出还是间接供出，都可以直接接入用户空调（供暖）系统。

5.8.3 能源站空调冷水、空调（供暖）热水系统的选择原则。

条文参考现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 第 8.5.4 条提出，并结合能源站的特点提出。其主要观点有二：一是，供冷（热）规模不是很大时，推荐采用制冷（热）机组变流量运行的变流量一级泵系统；二是，供冷（热）规模较大时，推荐采用分布式变流量二级泵系统。

1 定流量一级泵系统尽管形式简单，但整个水系统不具备时时变化设计流量的能力，无法做到根据末端冷（热）量时时变需求的系统总流量按需供给，系统低负荷运行时还存在在役末端流量不足的风险。显然这样的系统不适合供冷（热）规模较大，末端较多的能源站供冷（热）；

变流量一级泵系统有两个基本特征：一是，系统全部阻力由“一组”水泵承担，没有扬程“接力”；二是，管网流量因阻力系数变化时

时变化。变流量一级泵系统包括制冷（热）主机定流量运行与变流量运行两种形式，前者水泵定流量运行、系统简单、制冷（热）主机运行稳定、控制系统相对简单，因此应用广泛。但相对主机变流量运行，水泵能耗偏高，制冷（热）设备能效也略有减低；后者需要制冷（热）设备具有变流量运行性能，控制系统相对复杂，但目前多数制冷（热）设备均支持变流量运行，控制系统软硬件日趋成熟，稳定运行案例逐渐增多，所以主机变流量运行的一级泵系统值得推荐。其设计应着重考虑以下三点：

- 1) 了解制冷（热）主机的允许变流量范围以及流量变化速率；
- 2) 了解制冷（热）主机的性能系数、容量调节与流量变化的关系；
- 3) 明确最低（安全）流量保证措施 —— 系统管路设置与变频运行策略。

2 系统阻力较大是采用二级泵或多级泵的充要条件，而分布式二级泵系统相对集中设置二级泵系统更加节能，且当二级泵设于用户换热器一次侧时，还能代替调节阀并在一定程度上起到动态平衡阀的作用；

3 所谓用户换热站（间）不具备设置冷（热）源二级泵条件，通常指用户不愿向能源公司提供二级泵动力电源。此时，二级泵集中设置在能源站，依然能发挥二级泵系统的优点——避免循环泵扬程过高、实现系统流量按需供给、解耦制冷（热）主机与用户侧流量变化，简化变流量控制；

4 系统规模过大、用户过多时，即便采用二级泵系统，仍有可能二级泵扬程过高，不利于运行能耗降低。此种情况下，可以将二级泵按干管主要分支设置，而在用户换热站（间）设三级泵。当各用户水温（温差）不一致时，可以将三级泵用作混水泵。

5.8.4 能源站空调冷水、空调（供暖）热水系统自控阀门设置要求。

终端用户换热器一次侧设温度自动控制两通阀，是系统时时变

流量的充要条件。设于换热器一次水路的自动控制两通阀应为调节型两通阀，其调节动作使管网总阻力系数变化，连带产生系统压力（压差）变化，从而实现以控制点压力或压差为对象的水泵变速调节，实现“按需”供给的变流量节能运行。

5.8.5 二次泵调节形式的规定。

首先，在能源站冷热源系统换热器一次侧介质的温度范围内，换热器二次侧变流量运行不存在二次侧介质“相变”安全隐患，其次水泵变速调节比单纯台数调节更节能，同时变频调速技术的软硬件已成熟，且成本可接受。

5.8.6 变流量一级泵、二级泵、多级泵系统的设计要求。

现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 的条文及条文说明 8.5.8、8.5.9、8.5.10 中规定的目的明确，解释清楚，不再赘述。唯一需要指出的是，条文不仅对冷水机组适用，对热泵机组以及热水机组（锅炉）同样适用。

5.8.7 供冷（热）循环泵设置的规定。

1 能源站供冷供热系统很难做到供冷、供热工况下流量、管网阻力特性以及水泵特性相吻合，如果合并设置，水泵势必按“大流量、高阻力”选型，在“低流量、低阻力”工况下很可能脱离高效率区运行。另外，就水泵投资与电价而言，冷热循环泵分置增加的水泵投资，由于分置使水泵均在高效区运行，所以回收期很短；

2 分析研究表明，当供冷与供热流量差小于 15% 时（相对低流量），如果制冷和制热设备的内的水阻相近，则按“大流量、高阻力”选型的水泵，在“低流量、低阻力”工况下，仍可处于高效率区运行。此种情况下供冷（热）循环泵可以合并设置。

5.8.9 选择水泵，要求计算 $ECH(R)$ 。

此要求在综合能源站设计中容易被忽略。本规程提出此规定，一是因为综合能源站供冷（热）水系统就是空调水系统，理当执行现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015；二是，

该标准关于 ECH(R) 计算方法适合能源站供冷（水系统）特点，其计算结果多数可以满足限定值要求。当能源站采用间接方式供冷（热）时，可以只计算能源站换热器二次侧水系统的耗电输热比。

5.8.10 循环水泵设置要求。

条文参考现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 第 8.5.13 条提出。合理设置水泵可以保证制冷（热）设备安全运行、保障冷热供给以及减少“并联”损失。

1 无论水泵定流量运行还是变流量运行，与制冷（热）设备一对一连接均具有以下优点：

- 1) 便于实现冷（热）设备台数调节，控制逻辑清晰；
- 2) 确保冷（热）设备得到所需流量，无需流量平衡措施；
- 3) 确保冷（热）设备水路无需设置保证台数调节所需的电动两通隔断阀；
- 4) 水泵“带阻力”并联使台数调节对在役水泵的影响更小。

2 分布式二级泵，数量过少运行不可靠，过多调节与管理困难。台数少于 3 台，一台有故障时，对供冷（热）保障影响过多；

3 集中设置的二级泵台数过多会“减低”变频调速的价值以及使调节敏感性变差。

5.8.11 能源站工艺水系统定压、膨胀、补水的设计要求。

首先需要说明的是，就本节题目（空调冷热水系统与水质）而言，本条文不应涉及能源站除空调冷（热）水外的其他水系统，但由于定压、膨胀、补水属于工艺水系统所含各子系统的共性问题，不便放到 5.2~5.7 各节中，而形成多次重复。所以只好让本条文内容“越界”，好在并不影响对条文规定的理解。

工艺水系统包括地源（埋管、污水、工业余热等）水系统、介质（间接换热、冰蓄冷）水系统和供冷（热）水系统（用户侧系统），其中每个系统均应进行定压、膨胀、补水设计。

1 高位膨胀水箱定压简单、可靠、节能。条件允许时，应优

先采用。能源站的闭式地源水系统（如地埋管水系统）和介质水系统往往具备采用高位膨胀水箱定压、膨胀、补水的条件——站房内具有满足高位膨胀水箱设置要求的安装空间、介质温度变化区间窄（ $\Delta t_{\text{MAX}} \leq 30^{\circ}\text{C}$ ）、系统容积有限、泄露隐患点少。同时，也是由于系统介质温度变化区间窄以及容积有限，所以可以直接利用膨胀水箱向系统补水；

2 能源站往往处于供冷（热）水系统的低点，即便在设计阶段能保证处于高点，也不能保证未来不出现处于低点的情况，所以供冷（热）水系统应采用“低位”定压。在各种形式的“低位”方式中，自动囊式气压罐补水定压装置定压具有闭式（罐体容积选择合理时，“膨胀”水不外泄）、安全、稳定、自动化程度高的特点，因此在大型空调水系统中被广泛采用；

3 对于闭式地源水和介质水系统，以其容积的 5%作为补水小时流量可以涵盖事故补水需求；

4 设置 2 台补水泵出于补水安全的考虑。补水泵总小时流量未采用相关规范、标准要求的系统水容积 5%~10%，是因为：

1) 实践表明能源站冷（热）水系统单位制冷（热）量的水容量约比楼宇空调系统高 30%~40%；

2) 由于能源站供冷（热）间接接入用户，所以泄露隐患远低于楼宇空调系统；

3) 尽管能源站供冷（热）外网规模与规格较大，但运行实践表明：系统事故“跑水”强度并非与其成正比。由于补水泵常用作系统初次充水，基于初次充水时间的考虑，补水泵总小时流量，当系统水容量小于 1000m^3 时，取 3%；不小于 1000m^3 时，取 6%；

5 系统定压、膨胀、补水关系系统运行的安全、稳定以及安全、稳定前提下的节能节水。现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012 第 8.5.18 条对此有明确规定，

应参照执行。

5.8.12 能源站循环水系统及其补水的水质要求。

条文规定参考现行国家标准《采暖空调系统水质》GB/T 29044-2012 提出。能源站各水系统的水质管控值得重视，设计需根据项目所在地水源水质条件和循环水温度范围设置相应的水质管控系统（设备与自控）。通常冷热共用的空调水系统宜设置自动软水装置和自动加药装置，前者控制循环水总硬度，后者管控循环水的腐蚀性和对藻类生成的抑制。应注意容水量较大的系统，单靠运行补水软化，很难控制循环水的总硬度。这种情况下配置的软水装置负荷应满足系统在规定时间内充水量要求，而非仅满足运行补水量要求。

5.8.13 工艺水系统水处理、除污、脱气及自动清洗装置的设置要求。

设置软化水装置的目的在于抑制换热器表面结垢；设置加药装置的目的在于减缓金属腐蚀，抑制藻类生成；设置过滤（除污）器的目的在于保护制冷（热）系统设备免于被循环介质中的污物堵塞和减轻固体颗粒物对换热器的机械腐蚀；设置脱气装置的目的在于减少循环水游离气体，保证水系统稳定运行；设置在线清洗装置在于持续保证（热泵）主机换热表面清洁，提高运行能效。条文涉及各装置的设置均应考虑水系统特征、水质、温度范围、换热器材质以及安装与运维管理水平等因素。以下几点值得重视：

- 1 供冷系统无需软化水装置（用软化水甚至有害）；
- 2 即便能源站供热温度超过 50℃，如果自来水硬度不高，也可不设软化水装置；

3 条文规定的过滤器设置要求，指的是“永久性”设置。从降低水泵能耗的角度，过滤器设置级数越少越好（地热水除外），但工程实践中有“多多益善”的倾向。理论上对于闭式水系统，只要保证投入运行前将管网冲洗干净并且运行系统水质管控良好，则无需

设置保护系统制冷（热）系统设备的水过滤器。安装后投入运行前的管网冲洗，可以通过隔离旁通或设临时性水过滤（除污）装置保护设备。但考虑到安装冲洗以及运维管理可能存在的风险，确保设备使用，条文仍然根据工艺系统各子系统特点给出了水过滤器（除污器）设置建议。关于“介质水系统可不设水过滤器（除污器）”规定的理由：首先，系统管路简单，只涉及低温热源（汇）换热器二次侧与冷水（热泵）机组“两器”；其次，几乎不存在水质管控问题，只要一次充水达标、保证温度变化、不泄水即可。在此情况下，只要保证投入运行前将管网冲洗干净，就无设置水过滤（除污）装置的必要；

4 系统只设一级水过滤器（除污器）时，宜设置在总管道上、宜采用“在线排污”型产品、宜 2~3 台并联设置，一台故障时的“剩余”流量应大于系统额定流量的 65%；

5 目前空调（供热）水系统采用的水过滤器（除污器）装置多为内置滤网“污物阻挡”型水过滤器（如 Y 型过滤器），尽管其“清洁状态” ζ 值较低（ ≈ 3 ），但滤网一旦有污物，阻力上升较快，通常情况运行阻力值均在 50kPa 以上。而低阻力水过滤器（除污器），尽管额定（清洁状态）阻力与常用水过滤器（除污器）相近，甚至可能略高，但由于除污机理的不同（惯性沉降），运行阻力不会污物沉积而显著增加，通常为 10kPa~20kPa。需要强调的是，尽管低阻力水过滤器（除污器）投资高，但因此产生的节能效果显著，增量投资回收期并不长；

6 目前的空调水系统设计对“脱气”重视不够。及时排除系统的游离气体，有益系统的安全与节能运行。空调水系统脱气装置通常有两种类型，一种专事“脱气”，如真空脱气装置，另一种兼顾脱气与除污，如微泡排气除污装置。前者工作原理基于亨利定律，在装置内创造稳定的“真空”环境以促使游离气体“逃逸”并排出；后者通过降低流体在装置内的流动速度来降低其气泡携带能力使其在

装置芯体上吸附→聚集→排出。流体在装置内的流动速度降低，同样促使所含颗粒物惯性沉降而起到除污效果。脱气装置的选型需注意：

- 1) 真空脱气装置需要按管道系统容积配置，配置过小很难发挥作用；
- 2) 微泡排气除污装置应根据系统流量与允许水阻选择，允许水阻不宜超过 20kPa；
- 3) 脱气装置不能替代系统的“高点放气”措施。

7 理论上通过设置在线清洗装置，使开式水系统制冷（热）设备的换热器表面保持“清洁”状态，降低污垢热阻，提高机组 COP。但是否设置仍应综合系统水质管理水平、制冷（热）设备换热器特性及其运行总时间等因素综合确定，毕竟此类装置的投资较高。目前常用的在线清洗装置主要有“胶球型”和“管刷型”两种，以后者的使用可靠性相对更好些。

5.9 冷却水系统

5.9.1 冷却塔与冷水机组匹配形式与电动阀门设置的规定。

冷却塔与冷水机组按一一对应关系配置，利于运行管理，为目前大型冷却水系统普遍采用的方式。需要指出的是：

1 规定每台（组）冷却塔进/出水支管设电动两通关断阀的目的在于“避免冷却水系统卸载运行时，产生旁通混流，致使在役机组的冷却水温度升高”。但当所采用的水系统形式能避免此问题时，不一定必须设置。所以，条文用词为“宜”而非“应”；

2 不可将本条文的规定，理解为“冷却塔与冷水机组只能一一对应运行”，相反鼓励冷却水系统在部分负荷时段，具有充分利用冷却塔换热面积的能力，以提高制冷系统能效，节约能源。

5.9.2 关于冷却塔形式的规定。

本条文规定的目的在于鼓励采用换热流程相对更合理的逆流型冷却塔。长期以来，受制于安装条件，民用建筑制冷站普遍习惯选用恒流型冷却塔。久之，不少设计师“淡忘”了逆流塔的优势，在具有安装条件的能源站项目中，也往往习惯性的选用恒流塔。相同规格下，换热流程相对更合理的逆流型冷却塔能获得更低的出水温度，有利于机组能效的提高。

5.9.3 冷却塔塔体的复合材料件，包括玻璃钢构件、PVC 构件、填料等应满足阻燃要求，氧指数应不小于 28%。

根据现行国家标准《机械通风冷却塔》GB/T 7190，冷却塔能效等级分为 5 级，如表 2 所示。

表 2 冷却塔能效等级表（单位：千瓦时/立方米）

能效等级	能 效				
	1 级	2 级	3 级	4 级	5 级
标准工况I	≤0.028	≤0.030	≤0.032	≤0.034	≤0.035
标准工况II	≤0.030	≤0.035	≤0.040	≤0.045	≤0.050

标准工况I：湿球温度 28℃，干球温度 31.5℃，进水温度 37℃，出水温度 32℃。

标准工况II：湿球温度 28℃，干球温度 31.5℃，进水温度 43℃，出水温度 33℃。

有条件时应优先选用高效冷却塔。

5.9.4 对冷却塔布水性能的要求。

强调冷却塔低流量运行工况下的均匀布水功能，主要针对可以降低冷却水泵电耗的变流量冷却水系统。此种冷却水系统存在低流量的运行工况，如果冷却塔布水系统未考虑低流量运行时的均匀布水措施，则会产生冷却效果降低，而提高制冷机组能耗。不仅不能实现变流量冷却水系统的节能预期，反而会造成能耗的增加。

5.9.5 冷却塔选型用室外空气湿球温度值规定。

室外空气湿球温度值是冷却塔选型的重要参数，理论分析与运行实践表明“适当放大冷却塔容量，有助于冷水机组能效的提高，尽管会使冷却塔投资有所提高，但其增量投资的回收期往往仅为

2~3 个冷季”。天津地区年平均不保证 50h 的湿球温度为 26.8℃，此湿球温度值应理解为保证冷却塔出水温度达标的容量选型上限值。但当仅作为调峰冷却时，可采用历年平均不保证 5d 的湿球温度。

5.9.6 能源站冷却塔设置条件规定。

能源站冷却塔容量通常较大，冷却塔安装空间局促。因此，强调冷却塔的设置应充分考虑保证有效通风、控制噪声扰民、便于维护保养。

5.9.7 冷却塔容量选型时的设计湿球温度附加。

对室外计算湿球温度进行附加的目的，在于通过放大冷却塔容量“冲抵”不利运行因素对其排热能力的影响。其原因是不利的安装条件导致一定程度的冷却塔通风“短路”，使进风湿球温度实际值高于不保证 50h 的设计值，而使冷却塔排热能力降低，出水温度提高。造成冷却塔通风“短路”的安装环境通常体现为：

- 1 冷却塔下风侧有障碍物时，排出的湿热空气随风向移动，被障碍物阻挡，部分回流至冷却塔进风侧；
- 2 冷却塔多排布置时，间距较小或塔排长度较大时，进风侧受相邻冷却塔影响，湿热空气会部分回流至进风侧；
- 3 下沉式安装时，基坑口部排风、进风两种气流共存，且距离较近，也会出现进、排风混合。

出现以上情况时，可建议采用 CFD 等气流模拟软件进行分析，并以此作为冷却塔选型计算依据。不具备气流模拟条件时，室外计算湿球温度进行附加可取 0.5℃~1.0℃。通风条件较好时取下限，反之取上限。

5.9.8 冷却塔下沉式安装的规定。

冷却塔设置在敞开的下沉基坑内，通风条件较差且冷却循环泵吸水口的淹没高度值较小，以下措施将有助于克服这两个问题：

- 1 对冷却塔通风状况进行模拟分析，并以此确定冷却塔与下

沉空间的位置关系，总的原则是保证额定通风量并避免出/进风短路；

2 鼓风式冷却塔相对吸风式冷却塔，更适合于通风阻力较大的安装方式，而下沉式安装就属于通风阻力较大的安装方式；

3 冷却塔进风面与下沉空间侧壁间的断面风速超过 2m/s 时，对进风量有一定不利影响，因此应控制此断面进风风速；

4 下沉安装时，冷却塔集水盘液位与水泵吸水口高差通常较小。设计时，应对二者的位置关系进行复核，以保证水泵吸水口中心标高低于冷却塔集水盘液位 300mm 以上；

5 冷却塔积水盘最低液位应保证水泵以额定流量运行时，泵腔叶轮进口处为正压，以防止发生系统进气与汽蚀。这里需要说明的是，水泵允许一定的吸上真空高度，汽蚀余量一般为 6-8m，对应的允许吸上真空高度为 4-2m，因此仅从避免水泵叶轮汽蚀的角度看，可以允许水泵进水口出现不低于允许吸上真空高度的负压值，但实际工程中由于计算与实际运行的偏差以及经常出现的实际流量大于设计流量，而造成实际负压值低于计算值。所以，为安全运行起见，条文规定“5 冷却水系统额定流量运行时，冷却循环水泵吸水口压力不应低于大气压。”

5.9.11 冷却塔风扇选型的提示。

冷却塔出厂配置的风扇，其全压仅根据塔体风侧总阻力确定，不包括塔体之外通风阻力。而为消声降噪设置的装置，必然形成塔体之外的附加通风阻力，如在冷却塔风扇全压确定时，忽略附加通风阻力，将会影响冷却塔的冷却效果。

5.9.12 冷却塔监测项目设置要求。

冷却塔在室外环境工作，风机或进水阀故障时，如不及时发现，常出现风机损坏、溢水等情况。设置必要的监测及报警装置可及时发现故障进行维修。

5.9.13 冷却塔设置泄水阀的规定。

在最低点设置泄水阀的要求，适用于任何水系统，冷却水系统当然不能例外。泄水阀的设置有两点应与重视：

- 1 由于能源站冷却水系统的集水盘与管网容积均较大，所以泄水阀的规格不宜过小，通常不宜小于 Dg150；

- 2 便于泄水操作，并有序排放。

5.9.14 冬季运行冷却塔的防冻措施。

冷却塔冬季间歇运行时，电加热装置的主要作用是，当冷却塔停止工作时，保持集水盘及管道中水的不发生冻结。计算电加热装置热负荷时，可取 $3^{\circ}\text{C}\sim 5^{\circ}\text{C}$ 为最低防冻温度，冷却塔集水盘工作水位外表面积（含冰面面积）与室外露明管道外表面积之和为传热表面积，电加热装置热负荷不宜小于传热负荷的 1.2 倍。

5.9.15 冷却水系统过滤器的设置要求。

冷却塔设置于室外环境，往往水质较差，因此应设置物理过滤措施，如 Y 型过滤器、自动反冲洗过滤器等。特别是当冷却塔系统和地埋管换热系统以双母管形式接入制冷（热泵）主机时，由于埋管换热器末端支管规格较小，仅为 dn32，必须对可能混入的固体悬浮（沉淀）物采取严格控制措施，应特别注意采用高目数的两级过滤。

6 供暖通风与空气调节设计

6.1 一般规定

6.1.1 能源站内供暖、通风与空气调节系统的设置原则。

条文意在强调供暖、通风与空气调节系统设置需在分析各房间（区域）热环境需求与得（失）热特征的基础上确定。如地下部分房间、有热散发的房间就不一定需要设置供暖系统。又如变电间，夏季完全依赖机械通风系统维持室内温度低于限值可能并不节能，此种情况下就需要设空调系统。

6.1.2 能源站内供暖、通风与空气调节系统防火与防烟排烟设计应依据相关规定实施。

6.2 供暖通风与空气调节

6.2.1 能源站主要房间空调室内设计参数与最小新风量规定。

条文规定重点在于区别舒适性空调和工艺性空调。工艺性空调室内设计参数取决于控制管理系统硬件设备对环境的要求，其取值参考了现行国家标准《数据中心设计规范》GB 50174-2017。

明确提出能源站主要房间每人所需最小新风量要求，是由于能源站不属于公共建筑，新风需求容易被忽视，而实际上由于能源站人员长期逗留房间很可能位于地下室，所以新风问题更应重视。

6.2.2 能源站供暖系统设置要求。

能源站供暖系统设置，往往容易被忽视，而无论从长期逗留人员的热舒适角度，还是室内系统防冻的角度，均不应忽视设置供暖系统的必要性并应注意：

1 对于人员长期逗留，并设有空调的房间也以设置供暖系统为好；

2 非人员长期逗留，且冬季无设备散热或散热量很小时，应根据室内设施对最低室温的要求决定是否应设值班供暖；

3 不能忽视安装有冷水管空间（如外走廊）的防冻。

6.2.3 能源站供暖系统设计要求。

1 能源站供暖系统热源与供热系统热源合用，站内系统简洁，易于管理。但应注意当供热与供暖时间段不同步或由于系统阻力差距过大，难于进行水力平衡调节时，能源站供暖系统可独立设置热源；

2 竖向双管式供暖系统易于系统平衡和散热量调节。主要不足是，垂直高差较大时，容易产生竖向失调，恰恰能源站供暖系统垂直高差往往不大；

3 值班供暖房间多为工艺房间，散热器外部环境可能不佳（碰撞、潮湿），铸铁散热器“耐受性”相对最好；

4 室温可控是供暖系统节能的基础，而且自力式恒温阀早已不是价格高昂的“奢侈品”，应采用；

5 设置能源站自身供暖系统热计量是综合能源站能源管理的需要，此热计量系统应纳入能源站能源管理系统。

6.2.4 空调系统设置要求。

能源站办公用房、休息室、值班室设置空调系统的必要性，不言而喻。条文所谓控制机房是自动控制、信息管理、网络通讯等机房的总称，设置于此类房间的设备发热密度大，且对室内空气环境要求也高，需要设置工艺性空调予以满足。

了解设备发热量是控制机房空调设计的基础。所谓通风排热不

能保证室温上限值要求，严格意义上，应理解为：当室外空气温度较高时，仅靠通风排热满足室温上限值要求，不安全、不节能、不现实，此种情况下，可以采用并行设置通风降温与空调降温系统，室外温度不超过夏季通风室外计算温度时，优先运行通风系统；超过时，运行循环风空调系统。

6.2.5 能源站各类房间空调系统形式规定。

能源站各类房间空调系统形式选择应注意：

1 由于空调系统冷负荷过小，加之控制室、电气设备间不希望水管路进入，所以不主张采用以能源站供冷为冷源的冷水型集中空调；

2 非工艺房间 VRF 多联机空调系统应为“热泵型”（即便房间设有供暖系统）；

3 电气设备间（强电、弱电）直膨型单元式空调系统设计，应考虑与通风系统的协同。

6.2.6 能源站生产工艺房间通风换气次数的规定。

能源站生产工艺房间通风的主要目的在于排除余热、余湿、不良气味。电气设备间、控制机房、锅炉间以排除余热为主；制冷（热泵）主机房同时排热排湿；水泵间以排除湿气为主；污水换热间以排除湿气和不良气味为主。

严格意义上，各工艺房间的通风换气次数应基于主要通风目的经计算确定。由于诸如设备散热量、房间湿负荷以及异味“强度”的不确定性以及简化通风量计算，条文给出了经计算与实践证明“包的住”的换气次数。

条文给出的锅炉间（热水机组）的通风换气次数要求引用了现行国家标准《锅炉房设计标准》GB 50041-2020 第 15.3.7 条。需要注意的是，按锅炉（热水机组）间通风换气次数计算的通风量中不包括燃烧所需空气量。锅炉燃烧所需风量，扩散式燃烧 $1.33\text{m}^3/\text{kW}$ 容量（过量空气系数 1.2，热效率 90%）；表面式燃烧可按 $1.7\text{m}^3/\text{kW}$

容量（过量空气系数 1.5，热效率 90%）。

6.2.7 能源站通风方式的选择。

本条文参考现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736- 2012 第 6.1.3 条提出。应注意有事故通风要求的房间不能采用自然通风；能源站内部空间通常不产生污染物，但可能有气味产生，如污水源热泵系统，此种情况也宜采用机械通风。

6.2.8 机械通风房间风量平衡的要求。

一些设计存在“设计了排风系统即等于有效通风的误区”，因此在通风设计中忽略“风量平衡”，造成通风效果不佳。所谓通风中的“风量平衡”指的是排风量和补风量的协调。特别应避免设了机械排风，但忽略了与机械排风量匹配的补风的实现措施。补风可以是机械的，如设置补风机、风道和风口；也可以是非机械的，如与室外想通的孔洞，或周边区域的“富余”空气通过孔洞进入排风区域。

6.2.9 设置在能源站内的燃气锅炉（热水机组）间设计应满足《锅炉房设计标准》GB50041 的有关规定，防火、防爆措施应尤其关注。

由于存在燃气自管路系统附件泄漏的可能，易产生爆炸危险，故要求通风系统独立设置并采用防爆型产品。

6.2.10 事故排风场所的补风要求。

事故排风的目的，在于通过足够风量新风的“稀释”作用，降低排风空间的危险及有毒有害气体浓度至安全值。而不具备自然进风条件，同时又未设置补风系统时，排风区域将无法获得保证安全的通风量。

需要强调的是，对“事故排风场所是否具备自然进风条件”的判断应根据规范要求的补风量，核算拟作为自然进风通路的进风能力。

6.2.11 事故通风房间通风系统的控制要求。

对此条文的理解，除明确规定的“设置气体泄漏检测报警装置，并控制事故通风设备连锁运行”外，还应注意：

- 1 设计应明确给出气体泄漏检测报警装置的选型要求；
- 2 设计应明确给出气体泄漏检测报警装置的安装位置；
- 3 向电气控制专业提出通风设备联锁的控制要求。

7 给排水设计

7.1 一般规定

7.1.2 为防止地下能源站房产生水患，一般应考虑以下防水淹措施：

1 应根据建筑防洪要求，设置必要的挡水设施，防止外来雨水侵入；

2 能源站管网水容积巨大，应有针对管网产生事故性漏水的应对预案。

3 污水源热泵系统、地表水源热泵系统当采用重力引水时，重力引水管不宜直接接入地下能源站房，可在地下能源站房外单独设置集水池。

7.2 给水

7.2.1 能源站水源的确定原则。

原则上能源站水源可采用市政自来水、市政中水、自备中水、地下水等，但由于市政自来水取用方便，供水安全性高，无水质与环境风险，应优先选用。

7.2.2 根据工程调研，能源站均会设有一定容积的补水水箱，其储水量通常能够满足进水管故障修复时间段的用水需求，因此条文建议可只设置一根进水管。

工艺系统最大用水量一般包括管网补水量与冷却塔补水量等。

管网初次充水小时流量应按以下公式确定：

$$Q = V/T \quad (3)$$

其中： Q —— 管网初次充水小时流量 (m^3/h)

V —— 设备及管网总容积 (m^3)

T —— 最大允许充水时间 (h)

设备及管网总容积 V 应根据设计所选设备的总容水量、能源站水系统以及一次网总容水量之和确定；最大允许充水时间 T ，应根据管网规模及运行管理要求确定，一般为 24 小时，管网规模较大时取 48 小时。

7.2.3 强调能源站设计应取得工艺给水的水质参数，并参考现行国家标准《采暖空调系统水质》GB/T 29044 确定应采用的水处理措施。

能源站给水水质是设备选用、确定水处理工艺的基础依据。主要水质参数应包括：钙硬度、总硬度、电导率、Ph 值、 Cl^- 、 $\text{NH}_3\text{-N}$ 等。

市政自来水、市政中水可咨询供水企业或通过供水企业的信息公示平台等获取相应水质信息。

自建中水、地下水等水源也可通过取样送检方式取得水质资料。

7.2.4 能源站工艺给水管道的布置要求。

能源站工艺给水系统除了便于操作、安全美观等常规设置要求外，同时应充分考虑能源站工艺需求特点。

1 能源站工艺用水一般包括：冷却塔补水、工艺水箱补水，蓄能设施补水等，根据现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015，回流污染危害程度均为中、高级别，应根据回流污染危害程度选用适用的防回流设施；

2 能源站设置蓄冰槽、蓄能水罐等蓄能设施，因难免存在水的蒸发、泄露以及清洗维护，所以有工艺补水需求，应设置补水管。

7.3 排水

7.3.1 能源站制冷（热泵）主机与循环水泵布置区域排水沟设置规定。

制冷（热泵）主机与循环水泵布置区域设置排水沟的目的在于需要时能快速排放大型设备与水系统的正常与非正常泄水，以避免地面积水。显然，排水沟应贴近制冷（热泵）主机与循环水泵基础设置，并且应尽量避免穿越大型设备运输通道。

7.3.2 排水沟一般采用设置算子的明沟形式，地面做法通常需土建专业预先设置 250~300mm 的后垫面层。

当后垫面层厚度不满足以上要求时，可考虑设置地面排水浅沟形式。

7.3.3 排污降温池的设置规定。

根据现行国家标准《污水排入城镇下水道水质标准》GB/T 31962：“工业废水排入城市排水管道的污水温度应不大于 40℃”，这一规定的实质是“不能持续向城市排水管道排入高于 40℃的污水”。

当能源站运行无连续工艺排水，仅为检修排水或泄空排水时，可不设置降温池。

7.3.4 能源站地下设备机房排水设施设置规定：

该条文的核心在于“确保位于地下的能源站设备机房免于水患，保障工作人员与设备系统的安全”。

1 尽管条文未“强制”要求排水泵必须双电源供电，但如果排水区域内仅设一台排水泵时，就应理解为必须采用双电源供电；

2 “排水泵应配置备用泵”，这里备用泵可以采用“冷备用”方式，即库存 1~2 台同型号潜水泵，用以随时替换故障泵。

7.3.5 事故排水量确定原则。

本条文的目的在于地下设备机房的排水能力应考虑引起短时

间大量泄水的两种情况，即工艺补水管控制装置发生故障，造成持续性溢水。此时，溢水流量应按最大管径补水管溢出流量确定；能源站供水管网需泄空抢修时，泄水点通常设于地下设备机房。此时应根据欲泄空管网的容积及泄空时间确定泄水流量。显然，事故排水量不是前述二者之和，而是其中的大者。

7.3.6 能源站地下部分开口部位设计排水量规定。

本条文参考现行国家标准《建筑给水排水设计标准》GB 50015 提出，能源站地下敞口部位的排水能力，一旦考虑的不充分，如出现积水，其后果将十分严重，所以取标准上限，即设计排水流量按不低于 50 年暴雨重现期计算。

8 电气及智能化设计

8.1 一般规定

8.1.1 能源站电气系统基本设计原则。

工艺设备系统是区域综合能源站的核心。因此电气专业在设计全过程中，应充分了解工艺系统的结构、特点及运行规律，采取有针对性的技术措施，在保障人员和设备安全的前提下，设计可靠、高效的能源站电气系统，其核心在于“吻合工艺设备运行特征”。

8.2 供配电

8.2.1 能源站的电力负荷等级要求。

能源站作为区域性供暖供热中心，中断供电后将对供热区域的民生产生较大的影响。为保障供电的可靠性，参照现行国家标准《民用建筑电气设计标准》GB 51348 中有关规定，本规程确定其负荷等级不应低于二级。

8.2.2 能源站供电可靠性规定。

能源站项目停电后影响较大，参照现行国家标准《民用建筑电气设计标准》GB 51348 的有关规定，宜由两回线路（由一个城网变电所引来的两个配出回路）供电。只有当负荷较小或地区供电条件困难时，才允许由一回 6KV 及以上的架空线路供电。

8.2.3 能源站供配电方案确定原则。

能源站项目的总配电容量较大，且包含多台大容量热泵机组，通常需要采用 10KV 或更高等级电压进行供电。因此需要与供电部门协商确定具体供电方案（例如：供电容量、供电电压、开闭站位置、进线回路数、高压电机启动方式等等），并依据该方案进行后续设计。

8.2.4 能源站电气负荷计算原则。

根据天津地区多个已投运的区域综合能源站项目统计，工艺电气负荷约占总电气负荷的 90% 以上，因此工艺电气负荷计算是能源站电气负荷计算的核心。

工艺电气负荷在不同运行模式下差异较大，必须根据工艺设计方案分别计算（例如：制冷模式、制热模式、蓄能模式等等），并对各种模式下的电气负荷进行分析比较，以此作为供配电系统的设计依据。

8.2.5 能源站变配电与电压等级设计原则。

能源站的配电容量较大，且设有较多的冲击性负荷（例如：热泵机组等），为避免冲击性负荷对与电压波动、闪变敏感的用电负荷（例如：电子计算机系统等）的不利影响，因此建议区域综合能源站宜设置专用变配电站。

能源站内的工艺设备（例如：热泵机组、水泵等）均为独立运行，且额定功率较大。为保障工艺设备的供电安全及运行要求，因此建议采用放射式配电。

为降低大型机电设备的启动电流、降低电缆规格，参照现行天津市标准《天津市公共建筑节能设计标准》DB 29-153 的规定，本规程要求对于大功率机电设备采用中高压供电。

8.2.6 能源站配电系统设计原则。

能源站内，尤其是热泵机房内各专业的机电设备、管线高度密集，为保障人员、机电设备的安全，电气管线与其它专业的管线净距必须严格执行相关规范标准的要求。

8.2.7 能源站水泵与水泵控制柜（箱）异地设置时的要求。

能源站的水泵控制柜（箱）通常设置于变配电室内，通过电缆或母线为工艺站房内的水泵供电，变电室作为特殊管理区域非经授权人员不得入内。通过设置就地控制按钮，操作人员可在不进入变配电室内的情况下，实现对水泵的启动、停止、急停等基本操作，从而有效保障操作人员和设备的安全。

8.2.8 能源站电气与控制设备防护等级确定原则。

能源站包含多个不同使用功能的场所，例如：变配电室、热泵机房、锅炉房、走道、消防控制室、监控中心等等。电气设备和控制设备的防护等级需要与场所要求相适应。变配电站、配电间内低压电气设备的防护等级不应低于 IP4X；热泵机房、水箱间、水泵房等潮湿场所电气设备的防护等级不应低于 IP65。

8.3 照明

8.3.2 能源站照明设计的规定。

变配电站、配电间等区域采用直管型照明灯具；消防控制室、监控中心、办公室等区域宜采用格栅灯具；热泵机房、水箱间、水泵房等潮湿区域应采用防潮防尘型灯具；燃气锅炉房内应采用防爆型灯具。

8.3.3 能源站照明灯具确定原则。

能源站内，尤其是热泵机房内各个专业的机电设备、管线高度密集。因此照明灯具的设计需结合工艺设备、管道的安装位置、高度、走向等因素合理布置。避免出现照明灯具被工艺设备、管道遮挡，导致操作区域内照度不满足规范的情况发生。对于关键部分仪表、阀门、机电设备，宜设置局部照明装置，以有利于操作人员的运行和维护。

8.5 智能化

8.5.4 本条是为了确保智能化系统设备的操作及检修空间满足相关标准和规范的要求，考虑当前智能化系统技术发展较快，应适当预留智能化系统升级发展所需的空間。

9 监测与控制

9.1 一般规定

9.1.1 空调冷热源监测与控制系统设置、主要监测与控制内容、具体监测与控制内容和方式确定原则；监测与控制系统架构及其重要功能要求。

监测与控制系统之于空调冷热源系统的重要性不言而喻，借此可实现系统运行安全可靠、参数直观可视、工况自动切换、能效主动管理、趋势自动分析以及报表自动生成。实践表明对于冷热负荷动辄 10 余兆瓦的综合能源站，离开完善的监测与控制系统将很难实现可靠与高效运行。以下说明将有助于对本条文的理解：

1 监测与控制内容 —— 参数检测，包括参数的就地检测及遥测两类。就地参数检测是现场运行人员管理运行设备或系统的依据；参数的遥测是监控或就地控制系统制定监控或控制策略的依据；

- 1) 参数和设备状态显示。通过集中监控主机系统的显示或打印单元以及就地控制系统的声、光等器件显示某一参数是否达到规定值或超差；或显示某一设备运行状态；
- 2) 自动调节。使某些运行参数自动地保持规定值或按预定的规律变化；
- 3) 自动控制。使系统中的设备及元件按规定的程序启停；
- 4) 工况自动转换。指在多工况运行的系统中，根据节能及参数运行要求实时从某一运行工况转换到另一运行工况；
- 5) 设备连锁。使相关设备按某一指定程序顺序启停；

6)自动保护。指设备运行状况异常或某些参数超过允许值时,发出报警信号或使系统中某些设备及元件自动停止工作;

7)能量计量。包括计量系统的冷热量、水流量、能源消耗量及其累计值等,它是实现系统以优化方式运行,更好地进行能量管理的重要条件;

8)能效管理。主系统与主要子系统时时能效计算与趋势显示、能效对标与异常报警、能效影响因素分析;

9)中央监控与管理。是指以微型计算机为基础的中央监控与管理系统,是在满足使用要求的前提下,按既考虑设备,更着重系统的节能原则,使系统主要用能设备系统整体运行在高效率状态。中央监控与管理系统是一个包括管理功能、监视功能和实现总体运行优化的多功能系统。

2 监测与控制系统内容和方式的确定 —— 监测与控制系统可采用就地仪表手动控制、就地仪表自动控制和计算机远程控制等多种方式。监测与控制系统内容和方式,应根据系统节能目标、建筑物的功能和标准、系统的类型、运行时间和管理要求等因素,经技术经济分析定,并切忌“过度”设置。得益于数据采集、传输和处理技术的飞速发展及低成本趋势,基于计算机远程控制,同时合理融合就地仪表自动/手动控制的监测与控制系统已经成为大型冷热源系统的主流形式;

3 监控系统架构 —— 监控系统架构即监控系统的结构形式,通常有三种基本形式,分散性、集中型和集散型(DCS)。

分散型的优点在于将控制风险高度分散,但无法实现子系统间的协调管理;集中型的优点在于可以实现子系统间的高度协调,但控制风险高度集中,任何一点的控制风险都是整体系统的风险;集散型的优点在于即可以将控制风险分散又可以实现子系统间的协调管理,因此具有可靠性高、开放性好、组态灵活、易于维护、可实现整体协调优化、控制功能齐全、算法丰富的特点。由此不难看出

出集散型的控制系统架构非常适合综合能源站系统的监测与控制。

集散型控制系统 DCS 是一种基于计算机的分布式控制系统，其特征是“集中管理，分散控制”。系统通常由现场控制器/数据采集器、I/O（O/I）转换模块、通讯网络、操作站、图形及编程软件等 5 个部分组成。其主要优势 体现在：

- 1) 高可靠性 —— 由于将系统控制功能分散在各现场控制器/数据采集器实现，系统结构采用容错设计，因此某一台现场控制器/数据采集器的故障不会导致系统其它功能的丧失。此外，各台现场控制器/数据采集器承担的任务单一，可以针对需求采用可靠性更高的特定结构和软件专用现场控制器/数据采集器。
- 2) 开放性 —— 采用开放式、标准化、模块化和系列化设计，系统中各台现场控制器/数据采集器采用局域网实现信息传输，当需要改变或扩充系统功能时，可将新增现场控制器/数据采集器，方便地接入系统通信网络或从网络中卸下。
- 3) 灵活性 —— 通过组态软件根据不同的流程应用对象进行软硬件组态，即确定测量与控制信号及相互间连接关系，从控制算法库选择适用的控制规律以及从图形库调用基本图形组成所需的各种监控和报警画面，从而方便地构成所需的控制系统。
- 4) 易于维护 —— 功能单一的现场控制器/数据采集器具有维护简单、方便的特点，当某个现场控制器/数据采集器出现故障时，可以在不影响整个系统运行的情况下在线更换。
- 5) 协调性 —— 各现场控制器/数据采集器间通过网络传送各种数据，整个系统信息共享，协调工作，以完成控制系统的总体功能和优化处理。
- 6) 控制功能齐全 —— 控制算法丰富，集连续控制、顺序控制和批处理控制于一体，可实现串级、前馈、解耦、自适应和

预测控制等先进控制，并可方便地加入所需的特殊控制算法。

DCS 的物理构成方式灵活，可由专用的管理计算机站、操作员站、工程师站、记录站、现场控制站和数据采集站等组成，也可由通用的服务器、工业控制计算机和可编程控制器构成。

用于冷热源系统的 DCS 的工作逻辑为：处于底层的过程控制级一般由分散的主机现场控制器、水泵现场控制器、辅助设备现场控制器、系统工艺参数采集站等就地实现数据采集和控制，并通过数据通信网络传送到生产监控级计算机。生产监控级对来自过程控制级的数据进行集中操作管理，如各种优化计算、统计报表、故障诊断、显示报警等并同时发出系统工作指令“指导”现场控制器工作、变更控制参数。

由以上对 DCS 优势的分析可知其每一项均应为大型冷热源监测与控制系统所具备。

能源站作为公共服务设施，其监测与控制系统必须满足以下基本要求：

- 1) 可靠性供能；
- 2) 因为整体工艺系统是由若干相互耦合的工艺子系统和设备构成，所以必须实现他们之间的协同工作；
- 3) 由于时变的负荷特征与能效影响因素，所以必须强调总体功能的实现与优化；
- 4) 由于服务对象需求和热特性的不唯一，所以需要控制功能齐全，控制算法丰富。

由以上 4 点不难看出，就目前的控制理论与技术水平而言，集散型的控制系统架构非常适合综合能源站系统的监测与控制。

4 安全运行是对任何监测与控制系统的最基本要求，而自动运行使安全运行更有保障，所以条文将二者并列提出。同时自动运行也是实现冷热源系统节能的前提。难以想象服务对象负荷时时变化、能效影响参数时时变化的能源站工艺系统，可以依赖手动控制

实现动态最佳的运行工况。

另外，基于计算机与网络通信的控制技术和产品的发展也为自动运行提供了现实的技术保障，能实现自动运行的能源站冷热源系统也已不再鲜见。

9.1.2 参数监测及就地监测仪表的设置原则。

参数监测的目的在于随时向管理系统/操作人员提供设备和系统的运行状况与控制参数以作为控制操作的依据。实测能源站冷热源系统负荷容量大且时时变化、系统形式复杂且相互耦合、设备数量众多且规格庞杂、变量多维且相互关联、系统热惰性大。欲使其安全运行、供能可靠、高质量供冷（热），同时实现高效运行（经济运行），显然离不开对系统相关参数的时时监测。

1 反映设备和管道系统的安全和状态的参数。至少应包括系统用能设备的工作状态、供水温度、供水压力、定压压力、瞬时负荷、补水量、系统时时能效等。其中，除时时能效外均应通过监测仪表直接实现，时时能效可通过相关参数监测间接实现；

2 反映系统工况的参数。至少应包括：

- 1) 供冷（热）系统的供回水温度、压力及流量；热源（汇）水系统的供回水温度、压力及流量；
- 2) 室外空气的干/湿球温度；
- 3) 蓄能装置的负荷率、进出水温度及流量；
- 4) 排烟温度；
- 5) 输入能源与水的瞬时和累积负荷。

以上，除蓄能装置的负荷率外，均应设置仪表直接监测。蓄能装置的负荷率可通过相关监测仪表数据间接获得。除此之外，用于设备和系统主要性能计算和经济分析所需的参数，有条件时也应设置仪表进行监测；

3 之所以强调“应监测系统整体冷热负荷、能源消耗以及能效参数”，因为他们是实现冷热源系统节能运行、经济运行的基础信

息。所谓“系统整体”指由所有设备和子系统构成的整体冷热源系统；

4 尽管对所有单体设备与子系统进行分析“局部”性能的参数监测，对提高整体系统能效，快速查找与分析运行问题有利，但毕竟需要更多的投资，因此条文对“用于设备和系统主要性能计算和经济分析所需要的参数”的监测要求是建议性的；

5 冷热源系统规模较大，系统复杂时，参数监测付出的投资成本往往较高。因此，在满足自动运行与能源管理的基础上，应根据监控系统的内容和范围综合考虑，精简配置，减少重复设置。

是否设置就地监测仪表，应视具体情况确定，若集中监控或就地控制系统设置的遥测仪表具有就地显示环节且该测量值不参与就地控制时，则可不必再设就地监测仪表。就地式仪表应设在便于观察的位置，这一点在设计实践中往往被忽视。

9.1.3 就地手动控制装置的设置。

条文参考相关规范提出。为使动力设备安全运行及便于维修，采用集中监控系统时，应在动力设备附近的动力柜上设置就地手动控制装置及远程/就地转换开关，并要求能监视远程/就地转换开关状态。为保障检修人员安全，在开关状态为就地手动控制时，不能进行设备的远程启停控制。

9.1.4 连锁、联动等保护措施的设置。

参考相关规范提出，目的在于充分发挥集中监控系统的优势以及提高连锁、联动等保护措施的可可靠性。

1 采用集中监控系统时，设备联动、连锁等保护措施应直接通过监控系统的下位机的控制程序或点到点的连接实现，尤其联动、连锁分布在不同控制区域时，更应如此；

2 采用就地控制系统时，设备联动、连锁等保护措施应为就地控制系统的一部分或分开设置成两个独立的系统；

3 对于不采用集中监控与就地控制的系统，出于安全目的时，联动、连锁应独立设置。

9.1.5 冷热源设备、水泵控制系统等设备通信接口采用标准通信协议的规定。

冷热源设备、水泵控制系统等设备需由通信接口与监测控制系统实现信息交互，这种信息交互通过特定“语言”实现，即通常所谓的标准通信协议。工作在一个监测控制系统的各设备需要采用相同且符合统一要求的标准通信协议，才能顺利实现信息交互。实践中，经常出现由于各设备采用的标准通信协议不统一，而给监测控制系统调试造成极大困难。因此强调纳入在一个监测控制系统中的各设备采用的标准通信协议必须符合监测控制系统的统一约定。

制冷空调常用的标准通信协议有 Modbus RTU、Modbus Tcp、BACnet、LonWorks 等。

9.1.6 综合能源站计量项目的规定。

冷（热）生产量和能源/资源消耗量的准确计量是综合能源站能源管理的基础。条文所给出的能源/资源消耗是与冷（热）生产相关的能源/资源消耗，其中能源既包括一次能源，如煤炭、天然气；也包括二次能源如电力、外部热源供热等。

除作为能源管理的基础数据外，能源/资源消耗量计量与供热/供冷量计量有助于分析系统能效能耗构成，发现运行问题，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，如主机与循环水泵单独计量，有助于提高节能运行管理水平。

9.1.7 中央级监控管理系统应具有的功能要求。

能源站中央级监控管理系统，也被称为冷热源站房“集控”系统或“群控”系统。据此实现冷热源系统的自动运行、数据存储与可视、故障诊断与报警。

条文指出了中央级监控管理系统应具有的基本操作功能。包括监视功能、显示功能、操作功能、控制功能、数据管理辅助功能、

安全保障管理功能等。它是由监控系统的软件包实现的，各厂家的软件包虽然各有特点，但功能类似，均具有实现条文规定的各项功能的能力。实际工程中，由于没有按照条文中的要求去做，致使所安装的集中监控系统功能欠缺，管理不善的例子屡见不鲜。例如，不设立安全机制，任何人都可进入修改程序的级别，就会造成系统运行故障；不定期统计系统的能量消耗并加以改进，就达不到节能的目标；不记录系统运行参数并保存，就缺少改进系统运行性能的依据等。

随着智能建筑技术的发展，以管理冷热源系统为主的集中监控系统只是综合能源站建筑的弱电子系统之一，同时作为公用设施综合能源站往往需要纳入城区级能源管理系统，因此强调与建筑各弱电子系统和上一级管理系统的信息共享。实现信息共享，就要求各子系统间（例如消防子系统、安全防范子系统等）有统一的通信平台，因而应考虑预留与统一的通信平台相连接的接口。

9.1.8 中央级监控系统软件应实现的工艺控制要求。

中央级监控管理系统具有强大的数据采集、通讯、运算与处理功能，结合恰当的软件系统完全有可能实现冷热源系统的自动运行和智慧运行。软件恰当与否的直观体现就是实现工艺提出的控制要求。

条文提出的 7 项规定可视为工艺控制要求，在此基础上应根据不同冷热源系统的自身运行特点，进行定制化完善与提升。

1 自动实现多个工况的转换是冷热源系统自动运行的基本保证，特别是当工况转换很难用手动操作方式保证工艺安全时，如冰蓄冷系统；

2 冷热源系统设备间连锁启停要求，主要是为保证冷热源主机的安全，如冷水机组压缩机启动时必须首先建立“两器”的安全水流量。以制冷主机收到中央监控系统开机指令为例：

制冷系统启动逻辑为 —— 系统循环泵、冷却水泵启动 → 开

启机组水路隔离阀 → 冷却塔风机根据冷却水水温启动或停止 → 制冷主机自动启动；

3 冷热源系统当前负荷值及变化趋势是决定加减机组和相关循环泵的依据，由机组自身控制系统采集的在役机组负荷率可以判断系统的当前负荷，而根据系统回水温度由特定算法可获得系统未来时刻的负荷变化趋势。根据在役机组负荷率判断系统当前负荷，虽简单可行，但精度不高。而具有完善的供热（冷）量监测时，得到的系统当前负荷往往更准确。另外值得注意的是，究竟应该运行多少台机组更理想，不仅取决于当前负荷及变化趋势，还与主机的效率（COP）随负荷变化的特性有关。如4台等容量机组构成的系统，当系统当前负荷为总负荷的75%且不呈持续降低趋势时，有可能卸载一台机组为3台机组满负荷运行，不如4台机组部分负荷运行的能效高；

4 冷热源系统用户对供冷（热）温度要求随冷（热）负荷的降低而提高（降低），而用户冷（热）负荷大小与气候密切相关，热负荷尤为明显；同时，制冷（热泵）主机的能效也与供冷（热）温度密切相关，通常每变化1℃对能效的影响为2%~3%。所谓气候补偿是指根据自控系统采集的气候参数，由一定的预测方法给出“下一时刻”合理的供冷（热）温度，以期在保证用户室内温度需求的同时，提高制冷（热泵）主机的能效；

5 对于多能互补冷热源系统，所谓系统能效最优，指不论各子系统的供能量的份额多少，以总供能量计的一次能源消耗最低。以地热水地源热泵供暖系统为例，深层地热部分根据预设程序自动实现热泵机组以及直接换热系统的开启，控制原则为：充分利用直接换热系统的供热能力，减少热泵机组开启时间，以降低电耗、节约运行费用；

6 系统能效最大化的核心在于，部分负荷工况时，使包括主机、循环水泵、冷却塔风扇等同时运行的所有用能设备的总耗能最

低，并以此为目标自动决定需要投入运行的主机与相关设备。系统能效涉及负荷率、供冷（热）温度、在役机组数量及用能设备变负荷性能等诸多因素，其系统能效的时时计算与分析离不开“海量”数据的采集与处理；

7 由于集中监控系统可以在线获得“海量”运行数据，如同人体，这些数据表征了系统和设备的“健康”状况，对其的挖掘处理可以实现早期诊断，指导处置，使冷热源系统始终处于“健康”状态。

9.1.9 冷热源系统设有燃气直燃装置时的监控要求。

常用直燃冷热源设备包括燃气锅炉（热水机组）、燃气吸收式冷温水机等；燃气冷热电联供系统的核心设备为燃气发电机组（燃气内燃机、燃气轮机），其共同特征是以燃气为驱动能源，而机房引入燃气设备，对安全的要求更严格，需要增加与燃气系统安全相关的检测与监控要求，所以条文要求“……尚应符合相关规范的规定”，相关规范包括现行国家标准《锅炉房设计标准》GB 50041、《燃气冷热电联供工程技术规范》GB 51131 等。

9.1.10 防排烟系统的检测与监控规定。

本条文之所以未直接“转录”国家现行有关防火规范的规定，原因在于防排烟系统的检测与监控涉及消防安全，恐因“转录”而挂一漏万。相关规范包括现行国家标准《建筑设计防火规范》GB 50016、《建筑防排烟系统技术标准》GB 51251。

9.2 传感器和执行器

9.2.1 选择传感器的基本要求。

9.2.2 温度、湿度传感器设置的条件与要求。

各种传感器是能源站工艺系统实现安全、可靠、节能运行的必要条件，但并非充分条件。这里所谓充分条件指传感器正确设置，否则不能发挥应有的作用。条文各条款规定的目的在于确保传感器

获得“真实”物理量并使其数值处于要求的精度范围内。

1 测点温度变化或湿度变化范围指测量点的传热介质在整个运行期间内温度或湿度数值的变化区间（最低值，最高值），合理的传感器测量范围既要“包容”介质参数的全域变化，又不至于因“包容”过度而影响测量精度与分辨率。条款 1 应理解为传感器测温范围为前述变化区间的 1.2~1.5 倍；

2 测量温差的两个温度传感器应配对选用，且温度偏差系数应同向，相对“非配对，不同向”可以提高温差测量精度；

3 能源站设置的空气温度、湿度传感器通常为两方面用途，一是为“气候补偿”运行提供依据；二是指导冷却设备，如冷却塔运行调节，无论那个用途，均需通过传感器的合理设置保证空气温、湿度测量值的准确；

4 由于实际中忽略传感器测温头在管道中的位置，而可能造成“大管径水系统”测温“失真”，故提醒注意“温度测量探头应处于水流主流区内”。

9.2.3 流量传感器设置的要求。

1 由于多数流量计均有相对流量越小精度越低的特征，因此应尽量避免选型流量偏高。多数情况下系统运行在设计流量的情形很少，因此建议以 0.8 倍的设计流量作为流量计的常用流量；

2 推荐选用低阻产品，降低水系统阻力，减少水泵耗电；

3 瞬时流量值可以直接获得系统当前流量；

4 对流量测量探头的位置要求，目的在于提高流量测量精度。能源站水系统管径往往较大，容易在实际安装中出现测量探头偏离主流区的现象，而造成测量精度变差。另外同样由于能源站流量传感器规格较大、所需的安装空前直管段长度，安装空间因其形式和规格而异，所以强调预留的安装条件应满足产品技术文件提出的安装要求；

5 对测量探头为非植入型的管道式超声波流量计，“与水管道

外壁紧密接触”意味接触点应清洁、无锈、涂抹导热油脂，其目的同样在于保证测量效果。

9.2.4 压力（压差）传感器设置的条件。

本条中第 2 款，当不处于同一标高时需对测量数值进行高度修正，以保证压力（差）特征点测量数值的一致性与可比性。

9.2.5 蓄冰量与结冰传感器的设置要求。

1 非完全冻结式蓄冰装置无法单纯根据温度变化判断装置的性能与结冰状态，因此需要设置与自控系统关联的蓄冰量传感器，这种传感器通常有水位式与重力式两种。结冰传感器用于防止盘管的过度冻结。无论是重力式蓄冰量传感器，亦或是防止盘管过度冻结的结冰传感器，其形式和安装均与冰盘管形式密切相关，因此应重视蓄冰装置制造商提出的相关技术要求。

9.2.6 自动调节阀阀权度的取值原则。

为实现预期的调节效果，提高调节行为的质量，保证装置在全范围内变负荷运行的有效，正确选择调节阀十分重要。调节阀的正确选择包括阀门规格（口径）、流量特性、经常工况下的阀权度 S 。

系统中由于配管阻力的存在、阀权度 S 值的不同，调节阀的工作流量特性不可能等于理想流量特性。但通过对被控水环路各“部件”的水阻力分配，实现合理的阀权度 S 值，可以使阀门的工作流量特性接近理想流量特性，保证预期的调节效果。因此在设计阶段首先要明确 S 的取值，确定阀门全开时的阻力，进而通过计算确定调节阀的规格。确定 S 值的前提是分析实际负荷变化范围内，需要调节阀实现的最大可调比 R' 。尽管 R' 越大，调节精度越高，但同时也意味着 S 取值的提高以及阀门能耗的增加，而超出流量变化范围的 R' 取值并无实际意义。实际上，合理的阀权度 S ，应该是满足实际可调比要求下的较低值，即以较小的调节阀能耗，获得较理想的调节性能。

由于当 $S < 0.3$ 时，阀门工作流量特性近似为快开特性，等百

分比特性会畸变为接近线性特性,使可调比显著减小,因此通常是不希望 $S < 0.3$ 。而 S 值过高则可能导致通过阀门的水流速过高和 / 或水泵输送能耗增大,不利于设备安全和运行节能,因此管路设计时选取的 S 值一般不宜大于 0.7。

理论上,调节阀的阀权度取值越高,调节性越好,即实际可调比就越高,但同时消耗于其上的能耗也就越高。所以合理的阀权度,应该是满足实际可调比要求下的较低值,即以较低的阀门能耗获得较理想的调节特性。

2 通常空调水系统调节阀的额定可调比(理论可调比)为 $R=30$, 而其调节对象水—水换热器、水—空气换热器实际所需可调比 R' 约为 $10 \sim 20$, 由阀权度 $S = (R'/R) / 2$, 有 $S=0.11 \sim 0.25$ 。考虑一定余量后, S 取值范围以 $0.2 \sim 0.4$ 为宜。

之所以给出的 S 值范围明显小于现行规范手册推荐值,原因在于首先 $0.2 \sim 0.4$ 完全满足实际可调比的需要。例如当 $S=0.4$ 时, $R=19$, 而能源站各种换热器负荷变化相应的最小流量,很少低于额定设计流量的 10%;其次,由于能源站板式换热器多为低温差换热,具有较高的水阻,因此提高 S 值,产生的调节阀水阻与水系统能耗会明显增加。以设计流量下水头损失为 $8\text{mH}_2\text{O}$ 的板式换热器为例:如 S 值由 0.2 取为 0.4, 则阀门全开时,环路压降增加 $3.5\text{mH}_2\text{O}$, 若 $S=0.2$ 时,对于换热器水系统总阻力 $30\text{mH}_2\text{O}$, 则 $S=0.4$ 时,其循环水泵选型轴功率约增加 17%。

多台支路设调节阀的设备并联时,最末端设备调节阀 S 取值对循环水泵扬程影响最大,因此条文规定以 0.3 作为其 S 的上限值。

需要指出的是,虽然并联水系统最末端环路两通调节阀的 S 值越小,水泵扬程越低,系统越节能,但当 $S < 0.3$ 时,理想线性流量特性的调节阀,工作流量特性会畸变为近似为快开特性,等百分比特性也会畸变为接近线性特性,使可调比显著减小,因此,综合调节阀性能与节能两方面因素, S 的取值范围宜为 $0.25 \sim 0.3$, 相关设

计规范给出了 $S = 0.3 \sim 0.7$ 的推荐。但由于能源站调节阀的实际流量最小值很少会低于额定设计流量的 10%，即便考虑实际最大流量会高于额定设计流量。但幅度很少大于 150%，因此所需实际可调比为 $R' = 15$ ，相应所需 $S = (R'/R)^2 = (15/30)^2 = 0.25$ 。

3 水路“三通”调节的设计原则是保证通过三通调节阀的压差与通过调节阀支路的压差相等，显然此时其 S 值应为 0.5，当不能通过三通调节阀自身实现 $S = 0.5$ 时，则应通过限制旁通管直径或在旁通管设置两通调节阀来保证实现此要求。

4 通常蒸汽换热装置的阻力相对较低，且提高调节阀 S 值不会提高供气压力，因此提高了 S 值下限以及变化范围，以利调节精度的提高。

9.2.7 自动调节阀口径的确定原则。

自动调节阀口径选择是否得当，直接关系到调节目的的实现和调节质量的保证，也与水系统能效密切相关。只有通过正确的计算方法，才能得到合理的调节阀口径。遗憾的是，在供热空调水系统设计中，对此并未给与应有的重视。一些设计或是粗放地将调节阀口径取为接管管径，或是凭经验按小于接管管径 1#~2#的原则确定。如果说后者用于额定设计流量流量较低的空调末端尚可接受的话，而用于额定设计流量很大的能源站水系统时，其偏差依然非常明显，因此本条文给出了调节阀口径需通过计算确定的原则。

9.2.8 调节阀流量特性的选择原则。

为实现预期的调节效果，提高调节行为的质量，保证装置在全范围内变负荷运行的有效，正确选择调节阀十分重要。调节阀的正确选择包括阀门规格（口径）、流量特性、经常工况下的阀权度，这几个参数均需在设计文件中明确表达。其中流量特性选择的宗旨是“与被控对象调节特征适应”。

1 由于安装于旁通水路的两通调节阀的 S 值近似等于 1，所以采用直线流量特性的两通阀，调节性相对最佳。而空调水系统中

非旁通水路两通调节阀均用作各种换热器的负荷调节,如水—水换热器、水—空气换热器。此类换热器均具有类似调节阀“快开”特性的静态热特性,该特性与调节阀的等百分比流量特性配合,可以获得近似于直线特性的换热量与阀门开度关系,非常利于换热器的负荷调节。因此条文建议“其他水路两通调节阀均应为等百分比流量特性”;

2 关于水路三通阀流量特性的选择,恰恰抛物线特性的三通阀当 $S=0.3\sim 0.5$ 时,其总流量变化较小,在设计上一般常使三通阀的压力损失与热交换器和管道的总压力损失相同,即 $S=0.5$,此时无论从总流量变化角度,还是从三通阀的工作流量特性补偿热交换器的静态特性考虑,均以抛物线特性的三通阀为宜,当系统压力损失较小,通过三通阀的压力损失较大时,亦可选用等百分比特性三通阀;

3 关于蒸汽两通阀的选择,如果蒸汽加热中的蒸汽作自由冷凝,那么加热器每小时所放出的热量等于蒸汽冷凝潜热和进入加热器蒸汽量的乘积。当通过加热器的空气量一定时,经推导可以证明,蒸汽加热器的静态特性是一条直线,但实际上蒸汽在加热器中不能实现自由冷凝,有一部分蒸汽冷凝后再冷却使加热器的实际特性有微量的弯曲,但这种弯曲可以忽略不计。从对象特性考虑可以选用线性调节阀,但根据配管状态当 $S<0.6$ 时工作流量特性发生畸变,此时宜选用等百分比特性的阀。

9.2.9 大口径水路两通调节阀阀门类型推荐。

本条文所指“大口径”可以理解为调节阀口径大于 DN150。传统调节阀通常口径只能做到 DN150,大于 DN200 时,实践中常将蝶阀用作调节阀。但蝶阀调节性较差且阻力系数也较大,只适用于于双位调节与隔离作用,不适合用作连续调节。而球形调节阀相比传统阀座阀芯型调节阀具有构造简单,泄漏量低,全开时阻力小,便于维护的优点,而且特别是口径可以做到很大,恰恰适合能源站所

需的调节阀口径动辄需要大于 DN200 情况。

9.2.10 蒸汽两通阀、三通阀采用的要求。

条文规定的目的在于使阀门处于安全、稳定的工作状态。由于蒸汽属于高温介质，双座阀不易保证上下两阀芯同时关闭，因而泄漏量大。尤其是阀芯和阀座为两种材料，膨胀系数不同，泄漏更大。故规定蒸汽流量控制阀应采用单座阀。

由于三通混合阀和分流阀的内部结构不同，为了使流体沿流动方向使阀芯处于开启状态并运行稳定，两者不能互为代用。但对于公称直径小于 80mm 的阀，由于不平衡力小，混合阀亦可用作分流。如果配套执行器能够提供上下双向驱动力，其他口径的混合阀亦可用作分流。

9.2.11 水路切换应选用通断阀。

在关断状态下，通断阀比调节阀的泄漏量小，更有利于设备运行安全和节能。

9.3 冷热源及其水系统监测与监控

9.3.1 冷热源制冷(热)装置及其水系统空调冷热源参数监测规定。

本条文规定的冷热源及其水系统监测点，应理解为保证系统安全可靠运行的最低要求。设计时应根据系统设置、优化运行策略以及运行管理要求，增加必要的检测参数，如系统水质、地理管区域地温、地热井动水位、冷(热)用户典型室内温度以及项目所在地室外气象参数等。

9.3.2 蓄冷(热)热系统检测参数设置的规定。

条文给出的蓄冷(热)系统检测参数设置规定为最低要求。设计应根据蓄冷(热)系统设置和运行控制策略增加必要的参数测点，如增加对蓄能罐(池)的水质监测、流态冰蓄冰槽(罐)结冰状态(在线影像观察)、蓄冷(热)罐内竖向温度分布、外融冰蓄冰槽

“疑似”融冰不完善区域的水温等，目的在于使蓄冷（热）系统的安全高效运行。

9.3.3 制冷（热）设备控制方式推荐及连锁的控制要求。

所谓冷（热）量优化控制运行台数，是指根据当前系统冷（热）负荷值，即热用户的冷（热）量需求以及变化趋势，结合制冷（热）设备的效率—负荷率关联特性，以使其工作在高效区为原则，决定投入运行的设备台数，而非目前常采用的总回水温度控制。由于冷水（热泵）机组、锅炉的最高效率点通常位于某个部分负荷区域，因此采用冷（热）量控制的方式比单纯采用温度控制的方式更利于使它们运行在高效区而节能，是较理想的节能的控制方式，故推荐采用。

台数控制的基本原则是：①使设备尽可能处于高效区运行；②相同型号的设备的运行时间尽量接近以保持相近的运行寿命（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。

由于制冷（热）设备运行时，要保证换热器（如蒸发器和冷凝器）有足够的水量流过，为此，水系统中其他设备，如冷水泵、冷却水泵、电动两通隔离水阀等应先于它们启动运行，停机时则相反。通常通过水流开关检测制冷（热）设备与相应水泵及电动隔离水阀的连锁状态。

9.3.4 冰蓄冷系统二次冷媒侧换热器防冻保护要求。

空调系统夜间负荷很小，甚至为零时，释冷板换水侧流体几乎处于静止状态，但冰蓄冷系统处于蓄冰运行状态时，温度低于 0℃ 的溶液易引起板换二次水冻结。因此，必须时时监测板式换热器一次侧的溶液温度，联动有关电动调节阀。

9.3.5 机组定流量运行的变流量一级泵系统供、回水总管旁通调节阀的控制要求。

空调水系统供、回水总管旁通调节阀与各用户换热器一次侧调

节阀为并联关系。换热器一次侧调节阀的调节动作，引起供、回水总管旁通调节阀两侧压差发生变化。为保证无论各用户换热器如何调节，机组蒸发器流量保持恒定，旁通调节阀必须采用恒定阀两侧压差的控制逻辑。

9.3.6 二级泵和多级泵空调水系统水泵运行台数及变速控制规定。

二级泵和多级泵空调水系统的流量仅由末端负荷决定，而且其调节变化不会对制冷（热）设备的安全运行造成不利影响。同时由于流量控制属于最直接的控制方式，所以推荐根据流量控制二级泵等负荷侧各级水泵的运行台数；

9.3.7 水泵采用压差控制变速时，压差测点位置的规定。

条文规定的出发点在于充分发挥水泵变速调节的节能效益制定的节能效果。因为，理论分析表明压差测点位置越靠近最不利环路，其变频调速的节能空间越大，反之，越靠近管网供、回水母管，节能空间相对越小。因此推荐将压差测点设置在管网最不利环路处。

考虑到工程实践中难免出现最不利环路处不具备压差测点安装条件，或虽具备安装条件，但压差信号有线传输困难，此种情况允许将压差测点设在管网供、回水母管之间。而且通过恰当的变频调速策略和调适，同样也能获得较理想的节能收益。

9.3.8 变流量一级泵系统冷水机组变流量运行时，水泵运行台数及变速控制规定。

本条文参考现行国家标准《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736 提出。

1 变流量一级泵系统在总供、回水管之间设置旁通调节阀的目的在于保证机组在变流量运行时的安全，即在任何调节状态下保证每台在役冷水（热泵）机组的流量不低于其技术文件规定的最小流量值。显然，直接以机组最小流量的最大值为目标，控制旁通调节阀的开度，最直接，也最安全，因此推荐采用。又因为在冷热水系统中，冷水（热泵）机组的蒸发器（冷凝器）为定阻力系数元件，

其进出口之间的压力差与流量存在一一对应数值关系,显然据此压差控制旁通调节阀,同样可以保证在役机组的最小流量需求。所以,条文允许采用压差控制旁通调节阀,而且此方法的另一优点是控制投资低且便于安装。理论上,通过温差控制旁通调节阀也可以保证冷水(热泵)机组的安全流量需求。但因为温差与流量并非单纯的一一对应关系,需要同时考虑影响系统温差的其它参数,控制方法相对流量法和压差法要复杂,所以不建议采用;

2 在保证冷水(热泵)机组最低流量大于安全流量的前提下,变流量一级泵系统冷水机组变流量运行时,其水泵的调节与二级泵和多级泵系统一样,不会对制冷(热)设备的安全运行造成不利影响。所以,条文规定该系统水泵台数与变速控制要求与条文 9.3.6 完全相同;

3 精确控制流量和降低水流量变化速率的目的在于保证冷水(热泵)机组在变流量运行状态下的安全,这对于冷水机组尤其重要,因为过快降低蒸发器流量,可能造成其某些区域冻结:

1) 传感器的精度是保证控制效果的基本条件,所以条文予以强调,通常用于控制旁通调节阀的流量与压差传感器的精度等级不应低于 1.5;

2) 采用“慢开”型电动隔断阀的目的在于控制冷水(热泵)“两器”的流量变化速率不至于过快。通常电动隔断阀全开的时间不宜少于 30s;

3) 变流量一级泵系统的总供、回水管之间设旁通调节阀的目的就是要保证通过阀门的流量为设定值。而流量与开度呈线性关系时,调节阀的流量控制最易实现。

9.3.9 冷却水系统基本控制要求。

本条文所指冷却水系统的散热装置为冷却塔,规定的控制要求是基于冷水机组安全运行与提高冷水机组能效提出的。

1 冷却塔的风量直接影响其出水温度。冷却水流量一定时,

风量越大出水温度与机组能耗越低，但风机能耗增大。理想的控制策略是以二者能耗之和最低为原则确定冷却塔出水温度。显然此控制策略离开集中监测控制系统无法实现。此控制逻辑的控制目标为系统能效（制冷量/机组能耗+冷却塔风扇能耗）、调节对象为冷却塔风扇；

2 虽然降低冷却水温度，可以提高冷水机组 COP，降低制冷能耗，但并非越低越好，过低机组不能安全运行，正因为此，往往需要在冷却塔供回水总管间设置旁通调节阀，其控制目标是保证冷水机组的冷却水进水温度不低于机组安全运行要求的最低冷却水温度。

需要说明的是，冷却塔出水温度的调节通常有三种方法：①调节冷却塔风机运行台数；②调节冷却塔风机转速；③当室外气温很低，即使停开风机也不能满足最低水温要求时，可在供、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。①、②方式可以降低冷却塔风机总能耗。而方式③可控制进入冷水机组的冷却水温度在安全设定范围内，是冷水机组的一种保护措施；

3 冷却水变流量运行的目的在于，部分负荷时降低冷却水泵电耗。由于其与变流量运行的变流量一级泵系统类同且机组运行安全性更高，所以，条文推荐的控制方法与其相似是水泵的变速运行宜根据出水温度控制。以冷却水系统温差作为循环水泵变频控制目标是避免在部分负荷工况时，冷却水系统“大流量、低温差”运行而形成输配能耗相对增加，另外这也是相对简单的控制方法。需要指出，冷却循环泵变频控制的最佳策略是以制冷过程最高能效 COP（制冷量/机组电耗+冷却泵电耗+冷却塔风扇电耗）为目标。但由于 COP 涉及室外空气湿球温度、机组与冷却塔变工况性能，因此实现起来有较大难度；

4 冷却水系统在使用时，由于水分的不断蒸发，水中离子浓

度会逐渐升高。为防止由于高离子浓度造成的换热表面结垢，必须及时排污。排污方法通常有定期排污和根据离子浓度排污，两种方法都可以通过自动控制实现，其中控制离子浓度上限值的自动排污的效果、节能与节水表现相对更优异。

9.3.10 集中监控系统与冷水机组控制器之间的通信要求。

机组控制器通信接口的设立，可使集中监控系统的中央主机系统能够监控冷水机组的运行参数以及使冷水系统能量管理更加合理。条文中的冷热源设备包括冷水（热泵）、锅炉等生产冷水和热水的设备。复杂的能源站冷热源系统，只有依赖集中监控系统和冷热源设备间的可靠通讯才能实现自动运行、能效提升、能源管理和设备管理。

依目前的集中监测和设备自动控制水平，实现设备控制器之间的通信连接“轻而易举”，需要强调的是各个设备必须采用集中监测系统认可的标准通信协议。

10 施工与验收

10.1 一般规定

10.1.2 工程所使用的主要原材料、产成品、半成品和设备的质量将直接影响到工程的整体质量,所以本规范规定工程所使用的应为国家强制性标准的产品,且在其进入施工现场时应进行实物到货验收且验收合格方可使用。

10.1.3 设计交底及施工图会审是工程施工前的一项技术工作,由建设单位、监理、设计和施工等单位有关人员共同参加。通过设计交底和施工图审查,可以有效解决施工图本身及施工图中各专业之间存在的问题,设计交底及施工图会审记录可以作为以后办理变更洽商的依据,也是工程结算依据之一。

10.2 施工

10.2.1 基础施工前,应对所安装的设备先进行开箱检查,核对设备基础图与设备底座及孔洞的实际尺寸是否相等,不同厂家的设备基础不尽相同,基础的尺寸以实际设备尺寸为准,保证设备的安装精度。

10.2.2 制冷(热泵)在安装场地的运输与吊装预备工作的规定。

条文目的在于提醒重视大型设备运输与吊装前准备工作。根据制定的操作方案,提前规划运输路线及确认吊装站车位置等技术要

点,避免因为路基承载力不够和设备吊装操作不合理等原因发生的质量安全事故,保障工作进行顺利。

10.2.4 水系统与设备连接安装规定。

各项规定的目的在于避免由于安装操作不当,造成对设备的损害,如:

1 焊渣及因冲洗不到位残留的杂质在管道系统中会进入机组内部,对蒸发器、冷凝器等造成破坏;

2 管道与机组连接,应在机组安装完毕后进行,与机组的接管必须为柔性连接等,均为避免机组运行时将震动传递到管道系统中;

3 机组不得承受设计以外的附加载荷,所以管道应设独立支吊架。

10.2.7 水泵安装应重点注意的事项。

相关要求,条文正文已清晰、详细表答,这里不再赘述。但应强调的是能源站水泵规格较大,其安装应格外重视。其中吸入管水平段连续上升坡度要求与水泵吸入口水平连接应采用的变径管应采用管顶上平偏心变径的要求,其目的在于防止气体在水泵入口集聚而影响其正常运行。

10.2.9 空调水系统的安装规定。

本条文是基于能源站水系统管道直径普遍较大,提出的特别注意事项。当能源站项目未给出管道系统支吊架的详细设计时,遵循本条文提出的规定尤为重要。

1 必须按重量确定吊架型钢规格,而且重量是包括容水在内的管材、部件、设备总重量;

2 型钢之所以应采用机械开孔,是因为气割开孔会影响型钢的机械强度;

3 300mm 管径以上时的单根管道或 250mm 管径以上时的多根管道,自身重量加上容水重量,其荷载很大,所以必须通过受力

计算确定型钢规格；

4 支、吊架，优先选择结构梁、柱固定，无法避免时，可选用楼板，但管径过大或者楼板承重强度不够时，不可吊挂于楼板上；

5 楼板承受吊架荷载的能力相对较弱，并且容易传递噪声与振动，所以建议在其上设置管道吊架。

10.2.13 仪表与传感器的安装要求。

本条文提出的有关仪表与传感器的安装要求，其目的在于使其正常工作并便于查看。其中关于压力（压差）取源部件与温度取源部件安装在同一管段上的位置关系的规定是为避免紊流造成压力表读数不准而提出的。流量计（传感器）的安装必须符合产品技术文件的规定，并以尽量安装在流态稳定处为佳。

10.2.18 条文参考现行国家标准《城镇燃气设计规范》GB 50028-2006 的相关条文提出，目的在于保证能源站燃气管道系统的安全。

10.2.19 设计时对保护导体的规格、是否要重复接地、继电保护等已作出选择和安排，而施工时要保证各连接可靠，正常情况下不松动，且标识明显，使人身、设备在通电运行中确保安全，施工操作时虽工艺简单，但其施工质量是至关重要的；连接导线的规格大小是按机械强度和允许的最小导体截面积来考虑的；连接导线要求采用绝缘铜芯软导线而非裸铜软线，旨在避免带有电器的柜、台、箱可开启门活动时触及电器连接点而引起电击事故的发生。

10.2.20 现行国家标准《低压配电设计规范》GB 50054 对保护导体最小截面积作出了明确规定，且符合现行国家标准《低压成套开关设备和控制设备第 1 部分：总则》GB 7251.1-2013/IEC 61439—1:2001 第 8.4 节电击防护规定，低压成套设备要符合该标准第 8.4.3.2.2 款表 3 的要求，且指明保护接地导体（PE）材料和相线导体材料不同时，要将保护接地导体（PE）截面积的确定，换算至与表 3 相同的导电要求。其理由是使载流容量足以承受流过的接地故障电流，使保护器件动作，在保护器件动作电流和时间范围内，不

会损坏保护接地导体（PE）或破坏它的电连续性。当然也不应在发生故障至保护器件动作这个时段内危及人身安全。这个规定的原则适用于供电系统各级保护接地导体（PE）截面积的选择。

10.2.21 电气设备的外露可导电部分应与保护导体单独连接，也就是要求与保护导体直接连接，本规范所涉及的电气设备的外露可导电部分与保护导体的连接均应符合本条规定。要求电气设备的外露可导电部分单独与保护导体相连接是确保电气设备安全运行的条件，需要强调的是，单独连接也就是要求不得串联连接，而是要求与保护导体干线连接。施工时应首先确认与电气设备连接的保护导体应为保护导体干线，在建筑物设备层等电气设备集中的场所，有可能选用断面为矩形的钢或铜母线做接地干线，可在其上钻孔后，将每个电气设备的接地线与钢或铜母线接地干线直接连接，电气设备移位或维修拆卸都不会使钢或铜母线接地干线中断电气连通。同样情况，建筑工程中的每一插座（灯具）回路的保护接地导体（PE）在插座（灯具）接线盒内也不应剪断与插座（灯具）连接，当然末端插座（灯具）的保护接地导体（PE）连接时是要剪断的。连接导体的材质、截面积设计是根据电气设备的技术参数、所处的不同环境和条件进行计算和选择的，施工时应严格按设计要求执行。

10.3 工程检验

10.3.1 条文的目的在于保证能源站采用风管的制作质量。风管主要为安装单位现场制作时，可委托第三方对其制作的样管进行强度与严密性试验并提供报告；风管主要为外购时，应由制造商提供其所采用风管制作工艺生产的风管强度与严密性试验报告。

10.3.2 条文是针对普遍存在的风管制作采用的镀锌钢板质量不满足相关规范要求的现象提出的。提醒重视的原因，在于镀锌钢板质量直接影响风管的安装质量与使用寿命。

10.3.6 条文制定目的在于进行管道通水试验时，冲洗水中的污染物不进入水系统相连接的各种设备（过滤器除外）。比较好的措施是在水系统与设备连接处设冲洗旁通管，冲洗作业完成拆除，或确保关断，以避免投入运行时，形成短路。

10.3.9 本条文提出的各项规定，其目的在于规范现场检测行为、保证检测过程安全与检测质量。其中“检测与试验应在监理工程师（建设单位代表）的监督下进行，并应形成书面记录，签字应齐全；检测与试验结束后，应提供完整的检测与试验报告”对保证检测质量，保护安装单位尤为重要。

另外值得注意的是：往往由于工期的制约，使得检测工作不得不在环境温度较低的情况下进行，此时如未重视在检测结束后及时排水，往往会造成管道与设备的冻裂损害，因此有本条文第8款之规定。

10.4 工程验收

10.4.1 能源站竣工验收资料要求。

安装过程资料的完整是竣工验收工作质量的保证，也是未来运行、维修以及养护的基础，其中隐蔽工程检查验收记录、系统无负荷联合试运转与调试记录、安全和功能检验资料的核查记录应给与特别重视。

10.4.3 能源站弱电系统验收项目规定。

能源站弱电系统是工艺系统安全运行、自动运行、高效运行的基础，目前的现状是建设过程普遍对其重视程度不够，造成能源站系统投入运行使用后，弱电系统故障不断，甚至出现“弃之不用，改为手动”的现象。

因此，本条文根据能源站弱电系统的物理架构与单项功能，细化其验收项目要求。并且此验收前，应完成系统自检，试运行时间

不少于 30 天。

11 试运行与调适

11.1 试运行

11.1.1 本条文的核心在于强调能源站工艺系统在正式投入运行前必须进行以调试为主的试运行。实际情况往往是重视安装后，运行前的调试，而忽略试运行的重要性，造成投入运行后的很长一段时间，系统不能进入正常运行状态。此现象产生的原因在于：空调冷热源系统的建设过程，没有“强制”要求的试运行环节，视联动开机为试运行。

试运行是通过一系列的调试实现的，这里的调试不是简单地“联动开机”，而是在保证正常“联动开机”的基础上，将设备、子系统以及整体系统调整到规定工况（参数）的过程。此试运行的价值在于，能在系统正式投入运行前发现问题，及时整改。

11.1.2 试运行与调试应具备的条件。

条文提出的调试与试运行条件，其核心在于规定了调试与试运行工作与安装全过程其工作的逻辑关系；调试与试运行工作的基本管理要求；调试与试运行过程中单机、分系统以及整体系统间的关系；调试与试运行的外部条件等。

条文第“6”款，对试运行与调试用测试仪器、仪表提出的要求，当被测量参数与外部计量或法定监管无关时，可以适当放宽要求。

11.1.3 能源站系统调试与试运行的重点与难点体现在：

1 系统水力平衡调试 —— 保证所有设备正常工作并充分发挥其能力；

2 分系统联合试运行及调试 —— 发现底层问题，提高整体系统试运行及调试效率；

3 整体系统试运行及调试 —— 验证系统设计、暴露底层问题；

4 控制系统 —— 验证安全联锁可靠性、是否能实现“手、自动”运行转换、设备状态与系统参数是否“可视”。重点在于：

1) 控制系统受控设备点对点调试；

2) 现场控制器功能测试；

3) 控制中心及系统软硬件功能调试。

5 带负荷联合试运行及调试 —— 重点发现控制系统的控制与调节功能的实现程度。

以上各项以控制系统的联合试运行及调试的难度最大，因为毕竟能源站集控系统属于新生事物，加之工艺专业与弱电专业的分工割裂。做好控制系统调试与试运行离不开工艺专业与弱电专业的合作。

11.1.4 试运行与调试的重点监测项目规定。

本条文针对采用较高程度自动控制系统的能源站提出，因为“到位”的结合工艺进行的自动控制系统的试运行与调试是保证自动控制系统真正发挥预期的作用的保障，但遗憾的是这一点在实践中往往做的非常不到位，投资不菲的自动控制系统仅仅作“花瓶”，甚至弃之不用。

条文根据能源站自动控制系统应具有的功能特点，强化了在试运行与调试过程中与工艺功能、设备运行以及变工况调节密切相关的功能实现性、自动加（减）机、联动控制、随动调节的监测要求。

需要强调的是本条文提出的各项监测要求必须在工艺专业人员的紧密配合下进行。由于每个能源站项目的工艺不尽相同，本条文提出的监测项目不一定符合所有工艺流程的要求，因此针对具体项目，工艺工程师应在此基础上提出重点监测项目补充要求。

11.1.5 试运行与调试的判定要求。

此条文在于保证试运行与调试的效果。如果试运行与调试能基本达到条文各项规定的要求,意味着该能源站工艺系统能投入正常运行,并能保证系统与设备运行安全、可靠、满足设计要求的各项参数。

设备单机试运行与调试的目的在于单机设备(包括控制设备)工作正常;系统无负荷联合试运转与调试的目的,首先在于保证各个子系统、系统整体以及所有并联设备的水力平衡;其次确认控制系统与监测元件和执行机构通信正常,设备联锁、自动调节、自动保护、控制策略能正确动作;系统带负荷联合试运转与调试的目的在于确认在带负荷运行的状态下,系统的整体表现是否正常、单体设备及主要部件的联动是否可靠、运行模式转换是否及时正确、自控系统对各项参数的反馈与指令的发出是否准确。

11.2 调适

11.2.1 调试团队能力的要求。

从技术角度,调适工作对能力的要求高于工程安装与一般运行管理。调试人员不仅应熟练了解工艺与自控系统的构成,还应具备系统运行经验与运用监测参数,通过科学方法判定系统性能、分析问题所在、提出改进建议的能力。所以条文规定“调适工作应由具有暖通空调工艺与自动控制(弱电)安装、调试及运行经验的专业团队承担”。

11.2.2 调适准备的工作要求。

本节所谓“调适”是指在11.1“试运行”一节规定的试运行工作完成的基础上,所进行的目的在于使系统状态与供冷(热)对象特征进一步吻合、了解系统变工况运行特征以及降低系统运行能耗与提高其能效的测试、调整、验证等不同于以往调试与试运行的一系列工作。因为调适工作的基础是准确的参数监测,而准确的参数监测

离不开各传感器处于正常的工作状态，所以 11.2 调适一节的第一个条文就提出了重视“对温度、压力、流量等传感器进行校准与整定”的要求。

11.2.4 基于运行策略优化目的的监测要求。

“匹配程度”指热源提供的参数与热用户需求之间的吻合度、适应程度。

“调适”的两个主要目的之一是降低系统能耗、提高系统能效，此目的的实现离不开系统运行策略的持续优化。而运行策略持续优化的前提是通过监测系统的供/回水温度、流量以及供热（冷）量在满足供冷（热）需求前提下的动态数据。

本条文的关键在于“通过对系统关键参数动态数据的监测，分析与冷（热）用户需求的匹配的最佳控制值”，以此最佳控制值最为运行策略的基础。

11.2.5 运行实践表明，对于能源站蓄能系统“成功”与否的判别在于是否充分发挥了其最大的节能与电费节约效果。

以一个蓄—释能周期为例，应保证：蓄的满（蓄能装置容量与蓄能机组的匹配）、放的尽（新蓄能时段开始前蓄能被完全利用）、保负荷（不能出现主机容量+剩余蓄能容量<各时段负荷需求）、最经济（满足各时段负荷需求前提下，在电价差最大时段充分释能）。

以上保证“成功”的前提是通过“调适”了解蓄—释能周期的初状态和终状态参数、制冷（热）主机蓄冷（热）能力、蓄能装置释能特性，因为对于具体实施的系统，无论设计方向如何“到位”也无法保证设计依据的边界条件与实际完全一致。

11.2.6 冰蓄冷装置的调适目的在于使其处于良好的工作状态。大型能源站冰蓄冷系统通常采用冰盘管外融冰形式。由于此类冰蓄冷装置的特点是盘管外蓄冰和管外释冷，所以蓄冰槽内水位与冰盘管顶部位置的相对关系以及槽内水水平与垂直方向的均匀性直接影响其工作状态，于是条文提出了与之相关的三项“调适”内容。

11.2.7 “匹配性测试”是指基于整体能效最高目标，摸索最佳的系统供回水参数。本条文目的在于提示能源站“调适”不能忽略末端实际负荷需求特征，实现源、输配、末端的最佳匹配。能源站能效提升的一个主要途径就是随末端实际负荷合理调整主机运行台数、保证末端负荷处理能力前提下尽量降低冷（热）水能量品位、实现合理的“小流量、大温差”运行。

11.2.8 控制策略的验证是调试工作的重要内容，而控制策略的核心是能源站的“集控”，即集中控制，其基本特征是能源站工艺制冷（制热）系统与建筑机电系统实现自动运行。根据智能化程度的不同，可将能源站自动运行划分为三个层次：

1 简单自动运行 —— 自动实现各种联锁/连动、制冷（热）系统自动加减机、自动实现工艺/工况转换、系统与设备故障报警、参数监测、存储、显示等。有人进行值班性巡视，故障排查、状态分析；

2 无人值守运行 —— 简单自动运行所有功能、自动实现值班性巡视，故障排查、状态分析、自动执行固定的运行策略；

3 智慧化运行 —— 无人值守运行所有功能、自动优化运行策略、自学习与专家功能。

实践表明，无论是简单自动运行，还是智慧化运行都离不开正确的控制策略，而控制策略的核心是安全可靠运行基础上的，以整体系统能效最高为目标的群控。由于整体系统以子系统为基础，所以条文强调指出了控制策略验证，应予以重视 4 个子系统。

11.2.9 本条文核心在于强调：

1 主机能效比（空调及制冰工况）、系统综合能效比、水泵输送能效比、冷却塔能效等指标必须根据实测冷（热）量与相应耗电量计算，这里关键在于“必须为实测值”；

2 调适报告中给出的各能效等指标，必须明确其对应的工况—— 负荷率、供/回水温度、室外空气干/湿球温度、水泵的流量/扬

程等。当需要提供指定工况的能效指标，但指定工况与实测工况不一致时，可按相关标准规定方法由实测工况得到的实测值，推算指定工况下的能效指标。

12 运行管理

12.1 管理要求

12.1.1 能源站运行管理主要工作内容的规定。

与单体建筑自建冷（热）源系统不同，能源站的供冷（热）服务具有社会化与商业化两项主要特征，因此需要格外强调供冷（热）服务的安全、可靠、达标、节能及环保，此目标的实现离不开高质量、高水平的管理。条文规定的能源站运行管理主要工作内容是根据对实际运行能源站运行管理经验调研基础上提出的，具有较高的可操作性。

12.1.2 能源站日常管理规定。

运行管理实践表明规范化的日常管理是能源站保障系统运行安全、供冷（热）可靠、降低运行能耗、延长设备设施寿命的关键所在。条文提出的各项日常管理规定，源于对运行实践的总结，其中任何一条均应给予重视，特别是第3条的第1)、3)款，往往容易被忽视，而恰恰它们对系统运行至关重要。

12.1.3 能源站人员培训要求。

能源站工艺系统复杂、工况时时变化、自动控制水平较高，与输配管网和冷（热）用户耦合密切，加之工艺系统涉及多个专业，因此对运行管理人员提出了较高的综合技术能力要求，条文的各项培训内容就是针对这一特点提出的。

12.2 技术要求

12.2.1 系统安全运行的规定。

之所以提出本条文,是因为实际中对能源站运行中的安全问题往往重视不足。重视不足的原因主要是因为能源站的服务对象为建筑空调供暖系统,因此就将其等同视为单体建筑冷、热机房,但实际上,二者除制冷(热)工艺相近或相同外,其他方面有着明显差异。譬如,由于服务对象由本单位变为买方,因此必须保证可靠供应;由于从单位部门变为能源服务商,因此一旦出现安全问题,其不良影响由限于内部变为扩散至社会;由于庞大很多的规模,一旦发生安全问题,必然会对周围环境造成影响。因此条文就系统安全运行,给出了具体要求。

12.2.2 能源站节能运行应参考的运行调节技术措施。

本条文的 19 项条款均围绕能源站供冷(热)系统的节能运行提出,具体运行实践中应根据所管理系统的用户需求、负荷变化特征、具体系统形式等,有所选择,并鼓励创新。能源站,特别是利用可再生能源的能源站,其节能潜力主要体现在:

- 1 与冷(热)用户充分沟通,在保证供能品质的前提下,尽量提高(降低)供冷(供热)温度,以提高冷水(热泵)机组能效、利于实现烟气冷凝热回收、提高地热直供份额;

- 2 关注所有循环水泵的流量、扬程数据,据此判断相应水泵是否严重偏离高效率区间,如是,则需及时分析原因并提出整改方案,提高水泵运行效率;

- 3 用户侧水系统的供/回水温差与设计值的负偏离较大时,及时提出相应的技术措施,以纠正大流量小温差运行,降低循环水泵电耗;

- 4 通过系统能效实测数据,及时发现低能效现象,并对其进行分析并提出相应的能效提升措施;

5 并联运行的制冷（热）设备、循环水泵根据用户负荷需求变化进行调节的方式原理清晰、策略简单。但不能简单理解为“只要系统负荷降低值接近单台制冷（热）设备额定容量，就立刻卸载（关机）一台设备。”因为在一定的区间内，设备非满负荷运行的效率往往可能高于满负荷运行，特别是当设备采用变频调节时，这种趋势更明显；

6 对于二级泵系统，应尽量避免“平衡管”内出现明显的旁路水流，特别是流向二级泵的旁路水流。因为这不仅会造成用户供水温度偏离约定值，恶化空调末端效果；更会使二级泵持续高速运转，而增加电耗；

7 所谓变频调速水泵的“随动”运行，是指变频器输出频率值可随时改变，以保证被控参量（压差、温差等）实际值落在规定的设定值区间内；而所谓“定点”运行，往往是指不设置控制参量，或虽设置了控制参量传感器，但并未与变频控制器关联，于是水泵总是运行在某恒定频率对应的转速。对于用户侧循环水泵，由于负荷是时时变化的，“随动”运行比“定点”运行更节能。目前，能源站变水量系统控制策略往往是变频调速水泵“随动”运行时，其被控参量设定值运行期内恒定不变。但这并非不能改变，某些情况下，运行期内根据需要重置设定值可能比维持不变更节能。需要指出的是，这样的运行方式仍属于本条文所谓的“随动”。另有一种情况是水（溶液）系统流量、扬程周期性改变，而这种改变又处于通过同一水泵变转速调节允许的频率范围内（实现所需的两组流量/扬程，并且未明显牺牲效率），这种情况下的变频调速泵可以“随动”亦可“定点”运行。采用何种策略应具体问题具体分析；

8 条文第 9 款所谓“系统能效”指相同冷却水温下，冷水机组能耗与冷却塔风扇能耗之和计算的能效；

9 系统水质（包括用户侧和环境侧）对系统能效的影响往往被忽略，良好的水质是提高系统能效的重要因素之一，同时也是保

证可靠运行、减少维保工作量、延长设备与系统寿命的关键所在。因此，条文对系统水质管理提出了明确要求。

另一方面，水质不断摸索的过程，实践中水质的控制与标准表中不完全一致，例如，下表是某能源站的日常水质控制要求。

表 3 能源站各循环水系统水质控制标准

项目	单位	冷却塔冷却水	冰槽水	系统水	地源水
pH 值 PH25℃		6.8~9.5	≥8.0	≥8.0	≥8.0
电导率	us/cm	<1600	<1000	<1000	<1000
钙离子 Ca2+	mg/L	<160	<100	<100	<100
镁离子 Mg2+	mg/L	<100	<80	<80	<80
氯离子 Cl-	mg/L	<300	<200	<200	<200
M-碱度	mmol/L	<10.0	-	-	-
浊度	NTU	<20.0	-	-	-
总磷	mg/L	3.0~6.0	-	-	-
异养菌总数	个/mL	<1×105	<1×105	<1×105	<1×105

12.2.3 系统节能检查的规定。

对于已经建成，并投入日常运行的能源站能否实现高效能，能否充分挖掘节能潜力，日常的、规范化的系统节能检查是关键。条文给出的 7 项条款中，第 2、4、6 容易被忽视，但其对真正实现运行节能很重要。

第 2 款，强调了保证各种参数监测与计量仪表工作正常的重要性，因为实践中，此类问题常有发生；

第 4 款的提出，是基于能源站自动控制系统虽投资不菲，但由于缺乏良好的日常管理，能良好发挥作用的不多的现状提出的。另外，像传感器、控制器等工作一段时间后，产生漂移是必然的，因此需要定期检查、纠正。而对于服务对象的不断变化的需求，同样需要工况参数设定值与系统运行策略的顺势调整；

第 6 款，之所以提出要对系统能效与能耗均进行日常分析，因为作为对系统节能性的评价，二者的节能含义并不完全相同。前者指的是系统供冷（热）量与消耗的总能量之比，在供冷（热）量相

同且用户侧与环境侧工况参数完全一致的前提下，比值越高，能效越高，系统越节能。但也会存在另一种情况，即服务对象需求并未改变，服务质量用户满意，但由于理想的运行策略导致降低了供冷（热）量，此时即便能效不是最高，但同样有节能效果。

由以上分析可知，在保证供冷（热）质量的前提下，从节能的角度，应该同时追求供冷（热）量的降低与系统能效的提高。

12.2.4 系统节能保养要求。

严格意义上，对系统的任何保养行为都有利于节约能源，但条文提出的 4 项条款，其内容与节能的关系更直接，更明显。条款 1、2、3 容易理解，不再赘述。条款 4 是针对闭式水系统普遍存在的“干式”保养提出的。所谓“干式”保养，即在非运行季放空系统水，运行季重新充水。此种做法不仅严重浪费水资源，更糟糕的是，由于管道系统内部长期处于潮湿空气环境，腐蚀严重，因此条文明确要求“非运行季，所有闭式水（溶液）系统均应带压充水（溶液）保养”。