

ICS 点击此处添加 ICS 号

CCS 点击此处添加 CCS 号

# 团 标 准

T/DZJZ ??—2025

## 高效集中式空调机房能效模拟及优化控制 标准

Standard for energy efficiency simulation  
and optimum control of central high-performance plant

(送审稿)

2024-11-01 发布

2024-12-31 实施

中国电子节能技术协会 发布



## 目 次

前言 .....	11
1 范围 .....	1
2 规范性引用文件 .....	1
3 术语和定义 .....	1
4 基本规定 .....	2
5 机房模型 .....	2
5.1 冷水机组 .....	2
5.2 冷却塔 .....	2
5.3 水泵 .....	3
6 机房能效模拟 .....	4
6.1 一般规定 .....	4
6.2 能效模拟流程 .....	5
7 设计优化 .....	6
7.1 水系统形式优化 .....	6
7.2 冷水机组优化 .....	6
7.3 6.3 冷却塔优化 .....	6
7.4 冷冻水泵优化 .....	7
7.5 冷却水泵优化 .....	7
7.6 需求侧响应设备选型优化 .....	7
7.7 管路优化 .....	7
7.8 末端优化 .....	7
7.9 BIM 设计、预制和装配式安装 .....	7
7.10 水系统可靠性分析 .....	7
8 机房运行 .....	8
8.1 冷水机组控制策略优化 .....	8
8.2 冷却塔控制策略优化 .....	8
8.3 冷冻水泵控制策略优化 .....	8
8.4 冷却水泵控制策略优化 .....	9
8.5 蓄冷系统控制策略优化 .....	9
8.6 需求侧响应策略优化 .....	9
8.7 系统监控 .....	10
附录 A (资料性) 机房监控系统监测的数据 .....	13
附录 B (资料性) 机房模型 .....	13
附录 C (资料性) 机房能效模拟 .....	13
附录 D (资料性) 设计优化 .....	13
附录 E (资料性) 机房运行的条文说明	13

## 前　　言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利，本文件的发布机构不承担识别这些专利的责任。

本文件由中国电子节能技术协会提出并归口。

本文件起草单位：中国电子节能技术协会。

本文件主要起草人：

# 高效集中式空调机房能效模拟及优化控制标准

## 1 范围

本标准适用于新建、改建、扩建的集中式空调制冷系统能效模拟和优化控制。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

- GB 50243 《通风与空调工程施工质量验收规范》
- GB 50339 《智能建筑工程质量验收规范》
- GB 50365 《空调通风系统运行管理标准》
- GB/T 50392 《机械通风冷却塔工艺设计规范》
- GB 50738 《通风与空调工程施工规范》
- GB 50736 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》
- T/CECS 1012-2022 《高效制冷机房技术规程》

## 3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

### 3.1 高效制冷机房 *high performance chilled-water plant*

冷源系统全年能效比符合一定标准的制冷机房，简称高效机房。

### 3.2 机房能效模拟 *chilled-water energy efficiency simulation*

机房能效模拟以预定机房运行效率为控制目标，通过全年动态负荷计算获取逐时负荷，根据所选冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵、蓄冷水泵、冷却塔设备的能耗数学模型，采用优化算法求解当前状态的最佳控制参数，模拟高效运行工况并计算能效。

### 3.3 控制策略 *control strategy*

根据控制指令和监控参数的变化，采用一定的控制逻辑和算法，设置制冷机、蓄冷装置、水泵、冷却塔、阀门等设备的运行状态，以达到某种控制目标的方法。

### 3.4 动态负荷计算 *dynamic load calculation*

通过建立建筑及其内部热源传热过程数学模型，将标准年逐时气象参数作为环境变量并设置包括人员、设备、灯光等内部热源，计算建筑全年逐时负荷值的方法。

### 3.5 制冷系统全年设计能效比 *annual design energy efficiency ratio of refrigeration system*

在设计阶段，考虑全年气象条件、负荷特性变化的基础上，按照制冷系统运行策略，计算得到的制冷机房系统全年累计总制冷量与全年累计总用电量的比值。

### 3.6 需求侧响应机房 *demand response plant*

利用蓄冷和AI技术，适应动态电价，主动调整运行方式，高效使用低价电力，综合考虑机房的费用、能效、碳排放等指标，实现性价比高的低碳机房。

## 3. 7

**蓄冷装置 cool storage device**

由蓄冷设备及附属阀门、配管、传感器等相关附件组成的蓄存冷量的装置。

## 4 基本规定

4.1 集中式空调制冷系统能效模拟和优化控制需要暖通专业人员从原理出发，理解模拟软件背后机理的基础上灵活应用。

4.2 集中式空调制冷系统能效模拟和优化控制是不可分割的二部分，能效模拟时采用的控制策略应在今后项目实施过程中应用。

## 5 机房模型

## 5. 1 冷水机组

5.1.1 冷水机组基于制造商提供的性能数据，二次线性回归以下模型：

1) 制冷量-水温曲线，该公式参数化制冷量随冷水出水温度和冷却水进水温度的变化。

$$ChillerCapFTemp = a + b(T_{cwl}) + c(T_{cwl})^2 + d(T_{conde}) + e(T_{conde})^2 + f(T_{cwl})(T_{conde}) \dots \dots \dots \quad (1)$$

式中：

$ChillerCapFTemp$  ——不同水温下制冷量与额定制冷量的比值；

$T_{cwl}$  ———冷冻水出水温度，℃；

$T_{conde}$  ———冷却水进水温度，℃。

2) COP -水温曲线，该公式参数化 COP 随冷水出水温度和冷却水进水温度的变化。

$$ChillerCOPFTemp = a + b(T_{cwl}) + c(T_{cwl})^2 + d(T_{conde}) + e(T_{conde})^2 + f(T_{cwl})(T_{conde}) \dots \dots \dots \quad (2)$$

式中：

$ChillerCOPFTemp$  ——不同水温下COP与额定COP的比值；

$T_{cwl}$  ———冷冻水出水温度，℃；

$T_{conde}$  ———冷却水进水温度，℃。

3) COP -PLR 曲线，该公式参数化 COP 随部分负荷的变化。

$$ChillerCOPFPLR = a + b(PLR) + c(PLR)^2 \dots \dots \dots \quad (3)$$

式中：

$ChillerCOPFPLR$  ———部分负荷下COP与额定COP的比值；

$PLR$  (Partial Load Ratio) ——部分负荷率，PLR范围：0.41-1.06。

上述公式中参数采用最小二乘法拟合，水温及负荷率均有一定的上下限，公式只在此范围内成立。且针对某固定冷冻水和冷却水流量，当流量变化时，参数需要重新修正。

5.1.2 用于寻优控制时，参数需要根据实测运行数据修正。

## 5. 2 冷却塔

5.2.1 冷却塔性能模拟，应使用设计条件下的湿球温度、逼近温度、相应的水流量、空气流量和风机功率来确定。

5.2.2 冷却塔逼近度与进出水温差、空气流量比、水流量比、湿球温度拟合公式如下：

$$\text{Approach} = C_1 + C_2 \cdot FRair + C_3 \cdot (FRair)^2 + C_4 \cdot (FRair)^3 + C_5 \cdot FRwater + C_6 \cdot FRair \cdot FRwater + C_7 \cdot (FRair)^2 \cdot FRwater$$

$$\begin{aligned}
& \text{FRwater} + C_8 \cdot (\text{FRwater})^2 + C_9 \cdot \text{FRair} \cdot (\text{FRwater})^2 + C_{10} \cdot (\text{FRwater})^3 \\
& + C_{11} \cdot \text{Twb} + C_{12} \cdot \text{FRair} \cdot \text{Twb} + C_{13} \cdot (\text{FRair})^2 \cdot \text{Twb} + C_{14} \cdot \text{FRair} \cdot \text{Twb} + C_{15} \cdot \text{FRair} \cdot \text{FRwater} \cdot \text{Twb} + \\
& C_{16} \cdot (\text{FRwater})^2 \cdot \text{Twb} + C_{17} \cdot (\text{Twb})^2 + C_{18} \cdot \text{FRair} \cdot (\text{Twb})^2 + C_{19} \cdot \text{FRwater} \cdot (\text{Twb})^2 + C_{20} \cdot (\text{Twb})^3 + C_{21} \cdot \text{Tr} + C_{22} \cdot \\
& \text{FRair} \cdot \text{Tr} + C_{23} \cdot (\text{FRair})^2 \cdot \text{Tr} + C_{24} \cdot \text{FRwater} \cdot \text{Tr} + C_{25} \cdot \text{FRwater} \cdot \text{FRair} \cdot \text{Tr} + C_{26} \cdot (\text{FRwater})^2 \cdot \text{Tr} + C_{27} \cdot \\
& \text{Twb} \cdot \text{Tr} + C_{28} \cdot \text{FRair} \cdot \text{Twb} \cdot \text{Tr} + C_{29} \cdot \text{FRwater} \cdot \text{Twb} \cdot \text{Tr} + C_{30} \cdot (\text{Twb})^2 \cdot \text{Tr} + C_{31} \cdot (\text{Tr})^2 + C_{32} \cdot \\
& \text{FRair} \cdot (\text{Tr})^2 + C_{33} \cdot \text{FRwater} \cdot (\text{Tr})^2 + C_{34} \cdot \text{Twb} \cdot (\text{Tr})^2 + C_{35} \cdot (\text{Tr})^3 \quad \dots \quad (1)
\end{aligned}$$

式中：

*Approach* —逼近度, °C;

*F<sub>rai</sub>* ——运行风量与额定风量之比;

$FR_{water}$  ——运行水量与额定水量之比;

$T_{wb}$  ——湿球温度, °C;

$Tr$  ——进出水温差,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$C_1 - C_{35}$  的取值见附录 B。

5. 2. 3 冷却塔散热量按 Braun 模型的公式如下：

$$\begin{aligned}
 Q &= \varepsilon_a m_a (h_{a,w,i} - h_{a,i}) \\
 \varepsilon_a &= \frac{1}{m^*} \left( 1 - \exp \left( -m^* (1 - \exp(-NTU)) \right) \right) \\
 NTU &= c \left( \frac{m_w}{m_a} \right)^{1+n}; m^* = \frac{m_a C_s}{m_{w,i} C_{p,w}}; C_s = \frac{h_{s,w,i} - h_{s,w,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \dots \\
 T_{w,o} &= \frac{m_{w,i} C_{p,w} T_{w,i} - Q}{m_{w,o} C_{p,w}}
 \end{aligned} \tag{2}$$

式中：

$Q$  ——冷却塔散热量, kW;

$\varepsilon_a$  ——空气侧传热效率；

$m_a$  ——干空气的质量流量, kg/s;

$NTU$  ——传热单元数;

$h_{a,w,I}$  ——冷却水入口处湿空气焓值, kJ/kg;

$m^*$  ——空气和水的热容比率

$m_w$  ——冷却水流量, kg/h;

$c$ ,  $n$  —经验系数  $0.5 \leq c \leq 5$ ,  $-1.1 \leq n \leq -0.35$ ;  
 $C_s$  —饱和比热容  $J/(kg \cdot K)$  —常数

$\eta_{\text{h}}$  进水流量  $\text{L} \cdot \text{s}^{-1}$

$C$  ——水的比热容， $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$

$C_{p,w}$  ——水的比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  
 $h$  ——湿空气入口焓值,  $\text{kJ/kg}$ .

$h_{s,w,I}$  湿土(入口焓值,  $\text{kJ/kg}$ );  
 $h$  湿空气出口焓值  $\text{kJ/kg}$

$T$  ——冷却塔水入口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T$  ——水冷却塔出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ .

#### 4 风机功率与风量的三次方的修正

3.2.4 风机功率与风量的三次方的修正值成正比。

$$P_{fan} \equiv \left( P_{fan,design} \right) \left( FanPLR \right) \left( FRair \right) \quad (3)$$

式中：

$P_{\text{fan}}$  —— 风机功率 (kW) ;

$P_{\text{fan, design}}$  —— 风机额定功率 (kW);  
 $FanPLR$  —— 部分风量功率修正系数;  
 $Frair$  —— 风量与额定风量之比;

5.2.5 当设定冷却塔出水温度时，变频冷却塔模型应按照以下步骤模拟出口水温度，以保证出水温度维持在设定点温度：

- 1) 设定的出水温度高于额定风量下的出水温度，风机工频运行；
  - 2) 设定出水温度高于风扇关闭的“自然对流”的出水温度，风扇停止运行；
  - 3) 风扇最小空气流量比率（最低频率）下工作时出水温度低于设定出水温度时，风扇将循环开关以维持出水设定点温度；
  - 4) 不满足以上三条，风扇变频运行满足设定出水温度的需求。

### 5.3 水泵

5.3.1 水泵运行工况点是水泵流量-扬程曲线与管网特性曲线的交点。管网特性曲线如下：

式中：

$H$  — 管网总阻力,  $\text{m}$ ;  
 $Q$  — 管网总流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  
 $S$  — 管网总阻抗,  $\text{h}^2/\text{m}^5$

5.3.2 同一台水泵变速运行时满足比例定律，即：变频水泵流量与频率成正比，扬程与频率的平方成正比，在转速变化不大时，水泵的效率不变。

5.3.3 根据系列水泵运行工况点采用最小二乘法拟合流量-扬程特性曲线公式。

$$H = aO^2 + bO + c \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

式中：

$H$  ——扬程, m;  
 $Q$  ——流量,  $m^3/h$ ;

5.3.4 根据水泵系列运行工况点采用最小二乘法拟合流量-效率特性曲线公式。

式中*i*

*Efficiency* ——水泵效率;  
 $Q$  ——流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

5.3.5 水泵变频运行时功率与流量采用最小二乘法拟合三次多项式如下：

式中：

*FractionFullLoadPower*——水泵功率与额定功率的比值;  
*PLR*————水泵流量与额定流量之比。

本条款的解释见附录B。

## 6 机房能效模拟

## 6.1 一般规定

6.1.1 高效机房主要有三大组成部分，一是高效源侧设备，主要包括冷水机组、水泵、冷却塔等制冷机房主要的能耗设备；二是高效输配系统，保证在系统运行过程中既能够满足所有的末端需求，又能以低能耗输出的动力设备；三是高效控制系统，包括可靠的末端执行设备，高精度的传感设备、高性能控制器以及智能优化运行策略。

6.1.2 蓄冷系统可实现对电网的“削峰填谷”，夜间蓄冷工况时湿球温度低于日间，改善了冷水机组冷凝器的工作条件，冷水机组的效率有所提升；蓄冷系统可用作应急冷源，提高供冷的保障度。在执行分时电价的地区，蓄冷系统可节省运行费用。水蓄冷比冰蓄冷运行效率高、初投资低、运行管理简单，具备设置蓄冷水罐条件的建筑宜优先使用。

6.1.3 高效制冷机房能效模拟是一个基于目标的迭代过程，以“保证供冷需求、满足预期能效”为原则。不能满足系统性能目标要求时，应对相关参数或措施重新进行调整直至满足为止。

6.1.4 能效模拟阶段由于缺乏历史数据，采用白箱模型为主的建模方法。

6.1.5 能效模拟应采用面向对象的程序设计方法，实现模块化、平台化、可视化。用于优化可对接负荷计算程序及智能控制程序接口，具备良好的可维护性和可扩展性。

6.1.6 能效模拟分析统计应通过饼图、柱状图、曲线图等方式对机房总能耗、总制冷量、冷水机组性能系数、机房设备能耗趋势、能耗与温度关系、冷水机组、冷却塔风机、冷却水泵、冷冻水泵等各类设备分项能耗占比展示。

6.1.7 报表输出可选择 PDF、Excel、Word 等常见格式。

6.1.8 在冷源配置方面需实现负荷需求与源侧供给的匹配，装机总容量应能覆盖建筑的综合最大值负荷，以满足使用需求，合理确定设计负荷。在确定冷源设备总容量时，应根据服务对象的功能、人流活动规律，合理确定各区域、各时刻的使用系数，获得与实际使用需求趋于一致的空调总负荷需求。

6.1.9 能效模拟应在不同负荷、不同工况、不同控制策略条件下实现模拟计算。冷水机组、冷却塔和水泵等设备制造商应根据能效模拟的要求提供设备变工况性能参数。

6.1.10 通过冷水机组数学能耗模型，可以计算出冷水机组在不同的冷冻水进出水温、冷却水进出水温、部分负荷率等各种系统工况下冷水机组的能耗。

6.1.11 通过水泵数学能耗模型，可以计算出水泵在不同的流量、扬程、运行频率等各种运行工况下的能耗。

6.1.12 依据冷却塔在不同的冷却水进出水温、冷却水流量、进出空气焓值、流体热容等各工况下的运行参数，通过冷却塔热湿交换模型可计算出冷却塔散热量。

6.1.13 能效模拟采用的设计参数和控制策略应与末端设备相协调，保证其热湿处理能力能够满足室内负荷需求。

6.1.14 高效机房能效模拟所采用的控制策略应实现源侧与负荷侧的协同，实现按需供给，以系统整体节能为原则，避免空气处理机组、输配系统、冷源制备各组块分别设定孤立的控制目标情况。根据使用需求，全年动态地设定优化参数，以降低负荷需求和提高设备运行效率；在保障冷量供应的前提下，实现系统能耗最低的运行。

6.1.15 大型区域制冷站的服务规模较大，负荷难以一步到位，存在分步实施、分期建设的可能性。针对“满负荷”工况指定的机组配置方案往往不能适应分期的“部分负荷”工况，造成系统能效长期处于较低的水平。应对分期负荷特点进行研究，针对性地进行机组配置，模拟仿真系统的高效运行。

6.1.16 高效机房应当以运行费用、碳排放、能耗三者为综合目标进行设计，在条件允许的情况下应进行蓄冷系统的设计。

6.1.17 除了利用废热、余热且技术经济合理可采用吸收式冷水机组以外，其余情况下的新建项目宜采用电动压缩式冷水机组。在技术经济合理的前提条件下，宜采用浅层地热能、太阳能等可再生能源；有天然地表水或浅层地下水等资源可供利用且技术经济合理及满足环保要求时，可采用地表水或地下水水源热泵；对于夏季室外空气设计露点温度较低的地区，宜采用间接蒸发冷却冷水机组。

## 6.2 能效模拟流程

6.2.1 高效机房能效模拟应按下列流程：

- 1) 逐时负荷计算；
- 2) 负荷分析；
- 3) 典型工况确定；
- 4) 冷源设备、水泵选型与性能验证；
- 5) 典型工况控制策略寻优；
- 6) 能效计算。

6.2.2 动态负荷计算通过专用负荷计算软件，采用标准年逐时气象参数，计算建筑的全年逐时负荷值。

### 6.2.3 能效模拟的时间间隔宜取1小时。

高效机房能效模拟应以系统主机、系统循环、控制设备等为对象，分别设计流程优化控制策略。

本条款的解释见附录C。

## 7 设计优化

### 7.1 水系统形式优化

7.1.1 冷水系统形式根据项目规模、输配距离、输配温差、管网近远端的水力平衡和故障工况下的保障性、冷源和末端设备形式、数量及容量等因素确定。优先采用变流量一次泵系统。

7.1.2 系统作用半径较大且各环路设计阻力相差较大、各系统水温或温差不同、分期建设时可采用二级泵系统，二级泵应采用变频泵。

7.1.3 有条件时尽可能采用直接供能的方式，减少温降和压力损失。

### 7.2 冷水机组优化

7.2.1 冷水机组的选型与配置，根据全年负荷的模拟计算确定，实现建筑负荷动态需求和冷水机组动态特性的合理匹配。以最长运行时段的工况选择效率最高的冷水机组，兼顾需求侧响应及蓄冷工况。

7.2.2 冷负荷变化范围大或制冷季较长且室外空气湿球温度变化范围大时，优先采用变频调速型冷水机组。具备直流供电条件时，优先采用直流-交流低压变频器。

7.2.3 选择活塞式、螺杆式冷水机组时，宜优先选用多机头自动联控的冷水机组。

7.2.4 无专用机房位置或空调改造加装工程可考虑选用模块式冷水机组。

7.2.5 冷却水温较低或中温冷水工况运行时宜采用磁悬浮离心机或全变频冷水机组。

7.2.6 冷水机组蒸发器和冷凝器的压降不宜大于60kPa。

### 7.3 冷却塔优化

7.3.1 在项目通风良好的情况下宜选用低噪声方形横流式冷却塔，通风条件满足不了横流式冷却塔要求时考虑采用逆流式塔。冷却塔的容量应按照冷水机组的冷却水要求进出水工况及当地湿球温度、通风场地、塔组布置、主机负荷率等因素酌情1.1~1.3倍的余量选型。

7.3.2 宜选用高效变流量冷却塔，在30%~100%冷却水变流量供水工况下，塔组填料都能布水均匀，水膜率高，充分利用所有冷却塔填料的换热面积，获得尽可能温度低的冷却水。

7.3.3 冷却塔实际耗电比宜小于等于0.030kW/(m<sup>3</sup>/h)，冷却塔动力推荐采用永磁直驱变频动力系统。

7.3.4 冷却塔集水盘应确保开关机时有足够的容积，多塔并联运行时应有配管水力平衡措施，不使冷却水溢出。

7.3.5 大型工程或冷却塔与制冷机房距离较远时，冷却水供回水采用大温差。

7.3.6 冷却塔塔体尽可能选用高度较低的型号。

### 7.4 冷冻水泵优化

7.4.1 宜采用变频离心泵，配变频专用电机，推荐永磁同步电机。

7.4.2 变频泵采用压差控制应考虑压差传感器位置对于能耗的影响。

7.4.3 水泵选型应保证大部分工作时间冷冻水进回水温差应为5~8°C，且在高效区运行，在高效区运行，在额定转速时的工作点应位于水泵高效区的末端。在不增大电机和变频器容量的前提下，宜选择较大的叶轮直径。

7.4.4 采用智能化水泵设备，通过对泵组机械结构设计和控制优化实现系统高效、智能、稳定运行。

### 7.5 冷却水泵优化

7.5.1 宜采用变频离心泵。

7.5.2 水泵扬程不宜大于25m，流量按冷水机组冷凝器额定流量选取。

7.5.3 采用定速泵时，宜选取性能曲线为平坦型的水泵，变频泵宜选取性能曲线为陡降型的水泵。

## 7.6 需求侧响应设备选型优化

- 7.6.1 冷水机组具备快速响应能力，采用变流量冷水机组时蒸发器每分钟许可流量变化率宜大于 25%。  
 7.6.2 变频水泵可大范围调节，但不得低于冷水机组最小流量要求。  
 7.6.3 风机变频运行范围宽，可超频运行。

## 7.7 管路优化

- 7.7.1 干管比摩阻宜取 30~100Pa/m，支管比摩阻取 100~200 Pa/m。  
 7.7.2 水力平衡优化设计，应通过管路排布和管径优化降低支管之间的静态不平衡程度，在空间容许的情况下应采用局部同程配管以减少静态平衡阀的使用。  
 7.7.3 优化管道系统阻力，应选用低阻力的设备及阀部件，减少不必要的阀门和管件，优化管道路由布置及弯头、三通的连接方式。  
 7.7.4 过滤器、止回阀、平衡阀等部件的制造商应提供阻力特性等参数。

## 7.8 末端优化

- 7.8.1 空调末端设备的选型参数和控制策略应与高效制冷机房冷源系统设计方案相匹配。应进行末端表冷器选型计算，在不增加风阻的前提下适当放大换热面积，适应变水温和大温差运行。  
 7.8.2 采用可靠的末端控制设备，避免重复使用大阻力调节阀。  
 7.8.3 末端控制宜支持区域温度重设。

## 7.9 BIM 设计、预制和装配式安装

- 7.9.1 宜通过 BIM 协同设计，实现阀门、传感器精确定位，避免管线重叠，减少后期修改。  
 7.9.2 机房宜采用高效绿色节能的数字化加工设备和厂级制作工艺及模块化、装配式施工等建造技术，实现精细化、工厂化、标准化、产品化、规模化，减少现场的调试工作量和施工周期。

## 7.10 水系统可靠性分析

- 7.10.1 空调制冷机房的设计一般是对标最不利工况，往往有较大的设备余量，实际运行时绝大部分时间设备是处于部分负荷下运行，随着运行年限的增加不可避免出现老化现象，导致自身性能劣化，并可能使关联设备偏离最佳工况，运维需要根据建筑的负荷变化灵活调节系统的运行策略，采用智能化方法使系统实现自我调节，应避免冷水机组配置过大、控制不当、水泵扬程过大、冬夏共用、大流量小温差、管道堵塞、冷却塔溢水等。为维持机房高效运行，必须进行水系统的水质处理，须确保所处理的水系统在运行期间的水质达到规定要求，降低管道系统内产生锈蚀和防止结垢积聚的产生，延长管道系统和设备的使用寿命。

7.10.2 冷水机组蒸发器的污垢系数按  $0.018(m^2 \cdot ^\circ C)/kW$  选型，冷凝器的污垢系数按  $0.044(m^2 \cdot ^\circ C)/kW$  选型，但冷水机组冷凝器的换热管表面形成污垢，使冷凝器的传热恶化，趋近温度高，效率降低。冷凝温度每增加  $1^\circ C$ ，冷水机组的 COP 下降约 3%。冷却水泵变频将导致冷凝器管束内的流速降低，使得冷却水中的污垢易于附着在换热管上，降低换热效率。

7.10.3 冷却塔内部结垢导致传热效果下降，内部积水，会阻碍空气的流动，空气流量不足也会导致传热效率下降。此外，淋水填料和喷嘴破损、脱落，配水槽局部阻塞破损，配水不均，水槽溢流或水深过浅，均会导致冷却塔换热能量下降。

7.10.4 冷冻水供水温度设定过高会使空调末端的换热能力急剧下降，特别是除湿能力的下降。盘管结垢，会导致传热系数下降。过滤器发生堵塞或者盘管结垢造成风阻变大，风管与盘管的连接松动造成漏风等均会导致盘管进风量偏小，影响换热能力。

7.10.5 传感器需要定期标定，冷水、冷却水传感器的温度的准确测量对优化控制起到非常关键的作用，需要定期保养和维护传感器。根据制冷机房系统能效比的计算公式和测量不确定的原理，制冷机房系统能效比为间接测量值，其不确定度分别是水流量、水温、用电量。对于高效系统，传感器的测量精度对于测试结果影响很大。水温度最大容许误差  $0.1^\circ C$ ，水流量 2%，用水量 1%，空气温度  $0.2^\circ C$ ，空气湿度 3%。PID 控制回路需要定期监测，观察其稳定性。系统监测仪表、温控器、传感器、上位机、监测装置等关键器件，应每年进行至少一次校准和维护。过滤器两端的压差应每天记录，当压差超过一定限值时应及时清洗过滤器。

水质变差等原因导致泵壳积垢或者腐蚀，造成泵体容积缩小、流道粗糙、抽水量减少、增加水头损失、水利效率与容积效率下降。水泵经过长期运行后，机械磨损会有漏失产生与阻力增大的情况。叶轮叶片背水面运行时与负压产生，当压力小于规定值时，会产生气蚀，这些均会导致水泵效率下降。

本条款的解释见附录D。

## 8 机房运行

### 8.1 冷水机组控制策略优化

8.1.1 冷水机组应根据不同冷却水温、不同冷水温度以及不同负荷率下的全工况 COP，确定冷水机组的高效运行策略，合理调整冷水流量及温差，根据负荷变化及室外温度对冷水供水温度进行重设。

8.1.2 在确定冷源供水温度时，应结合末端设备的供冷能力与供冷负荷需求综合考虑，通过合理分析运行数据，来优化供水温度。（改成运行优化）。

8.1.3 台数控制应结合冷水机组的性能曲线，在保证提供舒适度的情况下提升冷水机组效率。在低负荷工况下，应实现冷机的间歇供冷，在低负荷时，关闭冷机，保持冷冻泵运行；在室内温度升高或者供水温度过高时，再开启冷机运行，保证冷机处于高效运行区间。

8.1.4 冷水机组控制系统应响应机房群控系统的要求，机组应自带开放式的通信接口和协议，与群控系统联网通信。

### 8.2 冷却塔控制策略优化

8.2.1 风机频率可根据冷却水出水温度调节或逼近度控制法调节，控制策略应考虑制冷系统整体效率最优。

8.2.2 冷却塔出水温度，宜根据室外湿球温度动态设定。部分负荷下，冷却塔宜在保证均匀布水，不影响换热效率的条件下充分使用冷却塔容量。在低负荷工况下，应实现冷机的间歇供冷，在低负荷时，关闭冷机，保持冷冻泵运行；在室内温度升高或者供水温度过高时，再开启冷机运行，保证冷机处于高效运行区间。

8.2.3 设置冷却塔免费供冷功能时，根据室外湿球温度来实现常规制冷与冷却塔免费供冷的切换，湿球温度的上限和下限可根据冷冻水供水温度与免费供冷板换的换热温差联合决定。

8.2.4 变流量运行时，最大流量取设计流量，最小流量取冷却塔最低流量、冷水机组冷却水最低流量、冷却水泵最低流量三者的最大值。

### 8.3 冷冻水泵控制策略优化

8.3.1 冷冻水系统宜选用水泵变速运行的变流量系统。

8.3.2 变频泵的控制宜采用压差控制与温差控制相结合的方式，在刚开机阶段，采用压差控制，在运行稳定阶段，采用压差与温差相结合的控制方式，在控制中，应充分结合室内温度与设定值偏差，动态调整压差设定值与温差设定值。

8.3.3 末端设有能量阀时，可用来设定变频冷冻水泵运行台数及频率。

8.3.4 全变频并联运行时应采用最优化法调节水泵运行台数。

### 8.4 冷却水泵控制策略优化

8.4.1 冷却水变流量运行时，应确定合理的流量变化范围。

8.4.2 冷却水流量控制策略应考虑制冷系统整体效率最优，宜根据冷却水温差变频调节，冷却水温差设定值宜选取设计温差。

8.4.3 冷却水变流量控制的设定温差可根据实际制冷系统效率优化。

8.4.4 全变频并联运行时应采用最优化法调节水泵运行台数。

### 8.5 蓄冷系统控制策略优化

8.5.1 应根据典型日逐时空调冷负荷曲线、电网峰谷时段以及电价、建筑物可设置蓄冷设备的空间等

因素，经技术经济综合比较后确定蓄冷系统的蓄冷率。

8.5.2 根据项目特点，优先选用水蓄冷兼顾蓄热，条件受限时选用蓄冰系统。

8.5.3 应结合分时电价和蓄冷-释冷周期进行空调冷负荷逐时计算、能耗和运行费用分析、全年移峰电量计算，制冷系统全年设计能效比应不低于 3.0，负荷调节比例不宜低于 20%。

8.5.4 应能满足蓄冷、蓄冷装置供冷、蓄冷装置协同制冷机联合供冷、制冷等运行工况。

8.5.5 放冷工况运行时控制稳定的回水温度，减少水蓄冷的斜温层。

8.5.6 蓄冷工况运行时选用满载运行效率较高的冷水机组。

8.5.7 水蓄冷采用可变界限温度控制技术，根据不同季节的干、湿球温度分布，系统自动调整蓄、放冷的界限温度，蓄冷系统在空调部分负荷季节期间能够储存超过额定设计能力的冷量，提高用户的全年综合收益。

8.5.8 供回水温差不宜小于 6°C。

8.5.9 蓄冷装置的设计，应符合下列要求：

- 1) 应保证电网低谷时段内能完成全部预定蓄冷量；
- 2) 释冷速率应满足供冷需求，冷水温度应基本稳定；
- 3) 蓄冷装置的选择应满足大温差低温供水的运行需求；
- 4) 冷量损失不应超过总蓄冷量的 2%。

8.5.10 应对不同运行模式下蓄冷装置与制冷机的进出介质温度进行校核，确保蓄冷系统各工况运行稳定高效；

8.5.11 配有蓄冷、蓄热的能源站运行方式灵活多变，除了当下使用较多的固定时段蓄放冷热，尚需要考虑如下模式：

- 1) 日负荷预测和时负荷预测，与微电网互动，接受电网调度；
- 2) 适应动态峰谷电价的运行模式；
- 3) 虚拟电厂的主动让电模式。

8.5.12 蓄冷槽进、出管之间设置比例三通阀（或两个蝶阀）控制的旁通回路，实现以下功能：

- 1) 确保蓄冷时回槽水温恒定，斜温层厚度最小化。
- 2) 确保蓄冷时主机始终处于综合能效最高的满载运行状态。
- 3) 确保放冷时回槽水“冷量用尽才回”，避免了负荷变动时的冷量浪费和斜温层损失。

8.5.13 蓄冷装置控制系统宜能根据历史记录和实时监测数据对用户负荷进行预测，并根据预测的用户负荷以及当前的电力峰谷时段、蓄冷装置状态、负荷率等数据，自动切换不同的运行模式，实现节约运行费用或其他控制目标。

8.5.14 蓄冷系统运行模式为制冷机单独供冷时，应根据冷负荷需求和制冷机的制冷性能系数曲线，采用效率优先原则控制制冷机运行台数。

8.5.15 运行模式为制冷机与蓄冷装置联合供冷时，宜根据系统效率、运行费用及系统流程，选择采用比例控制、制冷机优先、蓄冷装置优先的控制策略。

8.5.16 运行模式为融冰供冷时，融冰水泵应采用变流量控制。

8.5.17 采用间接连接的冰蓄冷系统，换热器二次水侧应设置防冻保护控制措施，宜根据载冷剂温度信号控制二次侧水泵启停。

## 8.6 需求侧响应策略优化

8.6.1 空调系统是重要的需求侧响应资源，可利用建筑物本身、室内物体等蓄热性和空调系统的动态性质，减少或转移空调系统的峰值负荷。需求侧响应控制策略分为末端控制策略和需求侧响应机房控制策略；

8.6.2 空调需求侧响应应能匹配电力需求和供应。

- 1) 利用蓄冷蓄热和 AI 技术，适应动态电价，主动调整运行方式，尽可能高效使用低品位低价电力，实现性价比高的低碳机房；
- 2) 刚性高效转变为柔性高效，实现机电协同。

8.6.3 在需求响应时段之前，尽可能降低室内温度设定值，增大末端与冷机出力，向空间蓄冷；在需求响应时段，尽可能提高室内温度设定值，减少末端与冷机出力。

8.6.4 冷机控制策略：提高冷冻水出水温度、间歇式停机、关闭部分冷水机组；

- 8.6.5 冷冻泵控制策略：在保证冷机最小流量要求下，尽可能降低冷冻泵频率；
- 8.6.6 冷机控制策略：提高冷冻水出水温度、间歇式停机、关闭部分冷水机组等；
- 8.6.7 采用系统缓慢复原、序列的设备运行复原、延长需求侧响应的控制时间等规避反弹；
- 8.6.8 采用线性温度重设、指数式温度重设、步进式温度重设等调整温度设定点预冷。
- 8.6.9 采用水蓄冷、冰蓄冷等主动蓄冷技术可以有效地转移峰值负荷。
- 8.6.10 需求侧响应机房需要实时、高速、双向、集成的通信，实现如下功能：
  - 1) 安全、可靠的双向通信基础设施，接受并确认上位机的需求响应信号；
  - 2) 将需求响应事件转化为持续的互联网信号，实现需求响应的自动化，与能源管理、控制系统、其它终端应用控制实现互操作；
  - 3) 外部信号的接收启动自动化操作，通过预编程实现需求侧响应策略；
  - 4) 通过完整的数据模型，以传递动态电价或需求侧响应激励信息的激活信号；
  - 5) 为各种形式的需求侧响应项目、终端使用和动态报价提供可扩展的通信架构；
  - 6) 基于开放标准的互联网协议和 web 服务形成通信模型的基础。

## 8.7 系统监控

- 8.7.1 高效机房应设置集中监控系统，包括冷源参数监测、设备状态及故障显示、自动调节和控制、工况自动转换、设备连锁与自动保护、能量计量、能效评价要求等。
- 8.7.2 高效机房监控系统宜以系统整体能效为目标，结合冷源系统形式、设备配置、设备特性、气候以及负荷特点制定合理的控制策略，实现系统的高效运行。
- 8.7.3 集中管理层可部署在本地服务器或云端，预留与第三方系统或者统一平台进行数据共享的通信接口。用户通过高效空调制冷机房集中管理层对整个机房进行管理，实现设备实时运行监控、数据收集、能耗分析、设备信息管理，以及输出各类能耗报表、设备运行报表、报警报表、优化控制等。
- 8.7.4 现场层控制包括标准控制逻辑、设备启停顺序、PID 回路、设备保护以及报警。支持制冷、发电和储能设备与系统的整体优化。优化控制提供最优的控制参数，无需操作人员手动操作，实现机房系统无人值守，自动优化运行。随着系统性能和运营环境的变化，自动并连续调整控制参数，以实现能源及运营成本的优化。

- 8.7.5 能效分析主要指标及展现形式：
  - 1) 机房按月或年总能耗、总冷量、机房 COP 柱图、室外干、湿球温度曲线；
  - 2) 机房设备能耗占比饼图；
  - 3) 各冷机电量统计柱图、电量占比饼图、运行时间占比饼图、供冷量统计柱图、冷量占比饼图、COP(年)排名；
  - 4) 各水泵电量柱图、电量占比饼图、输送效率对比饼图、运行时间占比饼图；
  - 5) 各冷塔电量柱图、电量占比饼图、冷却量占比饼图、运行时间占比饼图；
  - 6) 故障报警排名、报警分类统计；
  - 7) 以前一年能耗为基准计算节能率；
  - 8) 对当前总 COP 及各冷机 COP 指标做综合评价；与前一年 COP 均值对比分析；
- 8.7.6 冷源系统全年能效比测量结果的不确定度应在 5%以内。
- 8.7.7 监测与控制系统应能实现下列联锁保护功能：
  - 1) 根据设备故障或水流开关信号关闭冷水机组；
  - 2) 冷水机组最低冷却水温保护；
  - 3) 冷水机组最低流量保护；
  - 4) 冬季冷却塔防冻保护；
  - 5) 离心机喘振保护；
  - 6) 水泵电流过载保护；
  - 7) 冷水机组电流限定保护；
  - 8) 冷水机组开机启动电流过载保护；
  - 9) 冷媒泄露与区域排风联锁保护。
- 8.7.8 监测与控制系统应能实现下列远程控制和自动启停：
  - 1) 水泵和冷却塔风机等设备的启停；

- 2) 监测和设定冷却塔和冷水机组电动阀的开度；
  - 3) 通过设备自带控制单元实现冷水机组的启停；
  - 4) 冷水机组、冷却塔、冷却水泵、冷冻水泵以及阀门的顺序联动启停；
  - 5) 按照时间表启停冷水机组、冷却塔、冷却水泵以及冷冻水泵等设备。
- 8.7.9 监测与控制系统应能实现下列自动调节和节能优化控制功能：
- 1) 冷水机组、冷却塔、水泵运行台数和转速的自动调节；
  - 2) 按照累计运行时间进行被监控设备的轮换；
  - 3) 冷水供水温度自动重设；
  - 4) 冷却水供水温度自动重设；
  - 5) 冷水压差自动重设；
  - 6) 电动阀门的自动调节；
  - 7) 当设置免费供冷功能时，冷水机组供冷/免费供冷/部分免费供冷工况转换；
  - 8) 二次泵系统应设置可靠控制措施，保证一次泵和二次泵之间的流量平衡。
- 8.7.10 机房监控系统应能实时采集的信息参见附录 A。
- 8.7.11 控制软件应实现以下主要功能：
- 1) 收集分钟级的最新数据，每 15min 完成一次计算及自动操作，实现中央机房无人值守，并优化能源成本；
  - 2) 基于数学模型优化以及人工智能（机器学习、深度学习）算法，选择最佳的设备运行组合与设定点，最大限度节省成本；
  - 3) 利用多个来源作为其预测算法的输入变量，例如设备性能模型、能源（电、水、天然气等）费率、负荷预测、天气预报、事件日历和维护计划等；
  - 4) 集合专家知识库，帮助操作人员完成复杂的实时计算，提升日常工作效率，降低机房设备的操作风险；
  - 5) 优化工具与仿真工具联动，实现模型的自我调适与更新。
- 8.7.12 控制系统宜具有负荷预测的优化控制功能，负荷预测功能应能在系统运行过程中自动调整和纠偏。负荷预测实现前馈控制，克服水系统本身存在大惯性、大滞后特性的影响。负荷预测通常采用黑箱方法，主要分为经典预测方法和人工智能预测方法两大类。
- 1) 经典预测方法包括指数平滑法、时间序列法、回归分析法和相似日法。
  - 2) 人工智能预测方法包括人工神经网络法、模糊逻辑法、支持向量机法等。
- 8.7.13 控制系统可采用人工智能调优控制、云边协同控制、无人值守控制技术，合理利用数据处理资源，实现运行数据驱动和控制策略、能效的持续优化，功能设计宜包括：
- 1) 基于系统、子系统、设备等的分级控制功能的智能控制架构设计；
  - 2) 基于室外参数的自动预测功能的优化控制设计；
  - 3) 基于系统、主机的阶梯负荷调优功能的优化控制设计；
  - 4) 基于需求侧响应的智能优化控制设计；
  - 5) 运用智能优化及 AI 自学习方法来构建高效、实时、全局、可自我更新的控制策略。AI 控制策略的实现基于数字孪生的专家级节能优化控制架构，实现“监测—诊断—建议—优化—建模”的闭环，并不断提升训练模型的精准度。
- 8.7.14 控制系统应符合安全性要求，包括：
- 1) 通信采集网络与外网通讯网络隔离设计；
  - 2) 数据存储采用备份机制设计。
- 8.7.15 控制系统报警与诊断功能包括：
- 1) 系统自诊断和故障自动隔离、自动唤醒、故障报警功能，当设备出现故障时，能够判断发生故障的位置，并对其产生的原因进行分析和记忆；
  - 2) 参数超限报警和执行保护动作的功能。

本条款的解释见附录E。

附录 A  
(资料性)  
机房监控系统监测的数据

A.1 对冷水机组，电机、压缩机、蒸发器、冷凝器等内部设备的自动控制和安全保护一般均由制冷机自带的控制系统进行监控，集中监控系统应具有与之进行数据交换的数据总线通信接口。包括下列参数：

- a 蒸发器进、出口温度及压力；
- b 冷凝器进、出口温度及压力；
- c 蒸发器、冷凝器的水流量；
- d 制冷剂蒸发压力及温度；
- e 制冷剂冷凝压力及温度；
- f 压缩机运行功率、电流、功率因素、累计电量；
- h 冷水机组负载率、设定温度；
- i 蒸发器和冷凝器侧的流量开关状态；
- j 冷水机组启停和故障状态；
- k 冷水机组报警状态；
- l 冷水机组运行时间、运行次数。

A.2 对冷却塔，应监测下列参数：

- A 冷却水进、出塔水温；
- b 环境干、湿球温度；
- c 集水盘液位；
- d 风机变频器的频率或档位；
- e 冷却塔风机电流、电压及功率、耗电量；
- f 风机的运行状态、手/自动状态和故障报警。

A.3 对冷冻水泵、冷却水泵，应监测下列参数：

- a 水泵的运行状态、手/自动状态和故障报警；
- b 冷冻水系统循环流量；
- c 冷却水系统循环流量；
- d 水泵频率；
- e 水泵电流、电压及功率、耗电量；
- f 水泵的进出口压力。

A.4 对板式换热器，应监测下列参数：

- a 板式换热器一、二次侧的进、出口温度；
- b 板式换热器一、二次侧的进、出口压力。

A.5 对蓄冷装置，应监测下列参数：

- a 蓄冷装置的进、出口温度和流量，瞬时蓄冷量、瞬时释冷量和剩余冷量，液位和补水量；
- b 冰蓄冷装置冰量、冰厚，水蓄冷装置斜温层。

A.6 对电动阀门，应监测下列状态：

- a 电动二通阀的开闭状态、手自动模式；
- b 电动调节阀的实际开度。

A.7 对水处理装置、补水定压装置及其他附属设施的具体监测参数包括但不限于：

A.7.1 化学加药类装置

- 1 循环水系统电导率，酸碱度；
- 2 缓蚀阻垢类药剂浓度；
- 3 碳钢腐蚀挂片、铜腐蚀挂片。

A.7.2 电化学类、物理类水处理装置

- 1 电化学设备工作电解电压及电流;
- 2 循环水系统电导率, 酸碱度;
- 3 过滤类设备的进出水压差值。

**A. 7.3 定压补水类装置**

- 1 补水点运行压力;
- 2 补水泵启停压力、泄压电磁阀启闭压力;
- 3 补水泵运行状态。

## 附录 B (资料性) 机房模型的条文说明

**注：本附录内容为正文第5条的条文说明**

### B.1 冷水机组

#### B.1.1

以某品牌4396kW机组为例，额定COP=6.63，出水温度6.67°C，冷却水进水温度26.67°C，冷水流量196L/s，冷却水流量246L/s。

制冷量与水温的关系：

$$+0.1223355(T_{\text{conde}}) - 0.005368259(T_{\text{conde}})^2 + 0.01035036(T_{\text{cwl}})(T_{\text{conde}})$$

COP与水温的关系：

$$+0.03987353(T_{\text{conde}}) - 0.0008176694(T_{\text{conde}})^2 + 0.001457994(T_{\text{cwl}})(T_{\text{conde}})$$

上面二个公式中，冷冻水出水温度T<sub>cwl</sub>范围：4.44~7.78°C，冷却水进水温度T<sub>conde</sub>范围：12.78~26.67°C。

$$\text{ChillerCOPFPLR} = 0.302107 + 0.0310397(\text{PLR}) + 0.669726(\text{PLR})^2$$

PLR范围：0.41~1.06。

上述公式中参数采用最小二乘法拟合，水温及负荷率均有一定的上下限，公式只在此范围内成立。

上述公式均针对某固定冷冻水和冷却水流量，当流量变化时，参数需要重新修正。

### B.2 冷却塔

B.2.1 该模型主要的使用场景是已知冷却水的供回水温差。湿球温度25.6°C，冷却水35°C进水，29.4°C出水，每kW散热量流量为0.043L/s时的参数取值可参考如下。

$C_1 = 0.5204970836241$	$C_2 = -10.617046395344$	$C_3 = 10.7292974722538$
$C_4 = -2.74988377158227$	$C_5 = 4.73629943913743$	$C_6 = -8.25759700874711$
$C_7 = 1.57640938114136$	$C_8 = 6.51119643791324$	$C_9 = 1.50433525206692$
$C_{10} = -3.2888529287801$	$C_{11} = 0.02577861453538$	$C_{12} = 0.18246428931525$
$C_{13} = -0.08189472914009$	$C_{14} = -0.21501000399629$	$C_{15} = 0.01867413096353$
$C_{16} = 0.053682417759$	$C_{17} = -0.00270968955115$	$C_{18} = 0.00112277498589$
$C_{19} = -0.00127758497498$	$C_{20} = 0.0000760420796602$	$C_{21} = 1.43600088336017$
$C_{22} = -0.5198695909109$	$C_{23} = 0.11733957691051$	$C_{24} = 1.50492810819924$
$C_{25} = -0.13589890592697$	$C_{26} = -0.15257758186651$	$C_{27} = -0.05338438281146$
$C_{28} = 0.00493294869566$	$C_{29} = -0.00796260394174$	$C_{30} = 0.00022261982862$
$C_{31} = -0.05439520015681$	$C_{32} = 0.00474266879162$	$C_{33} = -0.01858546718156$
$C_{34} = 0.00115667701294$	$C_{35} = 0.00080737066446$	

### B.3 水泵

B.3.1 并联运行的水泵，扬程相等，流量相加，采用扬程-流量特性曲线公式 $Q=aH^b+c$ 的形式，更方便求得效率最优解。多台全变频水泵并联运行时，在满足同样流量、扬程

的情况下，台数较多的低频运行水泵可能会比台数较少的较高频率运行节能。需要根据水泵工况点，不同台数水泵的运行工况能效比较后选取。

## 附录 C (资料性)

### 机房能效模拟的条文说明

**注：本附录内容为正文第6条的条文说明**

#### C. 1 一般规定

C. 1. 1 正确的空调系统冷负荷计算分析是能效模拟准确的基础，避免出现装机容量过大带来的系统低效和设备闲置现象。源侧的冗余不仅造成设备投资增加，而且造成主机的配置难以满足部分负荷段的高效运行。

#### C. 2 能效模拟流程

C. 2. 1 本条文介绍的是一种简化的高效机房能效模拟方法，按下列流程进行：

（1）高效机房能效模拟首先需要进行动态逐时负荷计算；

（2）负荷占比结构、全年和典型日逐时负荷分布、负荷累积概率分布等特征是设备选型的基础；合理确定最大时负荷 $L_{max}$ ，将逐时负荷 $Load_i$ 按照 $L_{max}$ 归一化，即 $Load_i / L_{max}$ ，制冷总小时数 $T_{total}$ ，累计负荷 $Load_{total}$ ；

$$Load_{total} = \sum_{i=1}^{T_{total}} \left( \frac{Load_i}{L_{max}} \right)$$

（3）典型工况确定：

将归一化的负荷从大到小排序，依次选取归一化的负荷累加，直到其和大于0.1倍 $Load_{total}$ ，取其和为 $Load_{t1}$ ，其个数为 $T_1$ 。第一组负荷均值为 $Load_{avg1}=Load_{t1} / T_1$ ，干球温度均值为 $Db1$ 。从剩余的 $T_{total}-T_1$ 负荷中选取归一化的负荷累加，直到其和大于0.1倍 $Load_{total}$ ，取其和为 $Load_{t2}$ ，其个数为 $T_2$ 。第二组负荷均值为 $Load_{avg2}=Load_{t2} / T_2$ ，干球温度均值为 $Db2$ 。重复以上各步骤，获取第3到第10组，其负荷均值为 $Load_{avg3}$ 、 $Load_{avg4}$ 、 $Load_{avg5}$ 、 $Load_{avg6}$ 、 $Load_{avg7}$ 、 $Load_{avg8}$ 、 $Load_{avg9}$ 、 $Load_{avg10}$ 。干球温度均值为 $Db3$ 、 $Db4$ 、 $Db5$ 、 $Db6$ 、 $Db7$ 、 $Db8$ 、 $Db9$ 、 $Db10$ 。再根据湿球温度将以上10组数据细分为三组，分组方法如下，按照湿球温度从大到小组内排序，依次选取湿球温度较大者，其归一化负荷之和 $Load_a = 0.0333$ 倍的 $Load_{total}$ 作为a组，a组的湿球温度平均值 $Wb_a$ ，其个数为 $T_a$ ，其负荷均值为 $Load_{avg_a}=Load_a / T_a$ 。去除 $T_a$ 后，依次选取湿球温度较大者，其归一化负荷之和 $Load_b = 0.0333 * Load_{total}$ 作为b组，b组的湿球温度平均值 $Wb_b$ ，其个数为 $T_b$ ，其负荷均值为 $Load_{avg_b}=Load_b / T_b$ 。剩余部分为c组，其平均负荷为 $Load_{avg_c}$ 、平均湿球温度为 $Wb_c$ 。以上30个工况确定为典型工况，代表了不同负荷和不同湿球温度；

（4）冷源设备、水泵选型与性能验证：

根据预设的冷源系统全年能效比设计值，确定冷水机组和冷却塔型号及台数、水泵型号及台数，利用仿真工具分别搭建冷水机组、冷却塔、水泵性能仿真模型；

（5）典型工况控制策略寻优：从制冷机房系统整体出发，以安全性、稳定性以及节能经济性为原则，根据上述30个典型工况分别制定优化控制策略，湿球温度与冷却水出水温度相关，冷水机组出水温度与负荷率和每组的平均干球温度关联；

（6）能效计算：上述30种典型场景的能效的平均值作为冷源系统全年能效比设计值的平均值，若计算所得的能效平均值小于设计值，调整设备或控制策略，进行反复迭代计算，直到能效平均值大于设计值。

## 附录 D (资料性) 设计优化的条文说明

**注：本附录内容为正文第 7 条的条文说明**

### D. 1 冷水机组容量优化

D. 1. 1 变频电机在转速下降时，功耗会接近三次方下降，故电机转速下降是变频节能的关键所在。决定变频离心机电机转速是否下降的关键因素并不是机组的负荷，而是冷却水温度。离心机叶轮转速降低，会导致冷媒的流量和压头同时下降，压头的下降幅度更大，按转速的平方下降。而对于离心机来说，冷媒的流量代表离心机的制冷量，而冷媒的压头代表冷却水与冷水之间温差，也就是运行工况。所以离心机变频运行，更多的是调节运行工况，而不是调节机组负荷。由流体机械变频的特性可见，流量（冷量）与转速呈一次方关系，而压头（冷却水温度）与转速呈平方关系。因此，运行工况（压头）才是影响转速的关键，如果机组的压头（运行工况）不能改善，电机转速就降不下来。

D. 1. 2 由于磁悬浮离心机更宽广的变频适应性，相对于常规变频机组能适应更低的冷却水温度。常规离心机不能在低于 10° C 冷却水进水温度下稳定运行，而磁悬浮离心机可在 5° C 冷却水进水温度下运行，这意味着机组可以获得超高的制冷系数。磁悬浮离心机的节能效果主要来自超级变频技术，而非磁悬浮轴承，其效率优势主要体现在运行工况较好的非设计工况或者中温冷水工况运行；在运行工况较差的情况下，磁悬浮离心机并不能体现出明显的效率优势。

### D. 2 冷却塔优化

D. 2. 1 横流冷却塔不推荐塔体内部配管，过多的弯头增大塔组压降。

## 附录 E (资料性) 机房运行的条文说明

**注：本附录内容为正文第8条的条文说明**

### E. 1 冷水机组控制策略优化

E. 1. 1 中央空调系统冷水的设计供水温度是在设计工况时的设定温度，在部分负荷下，可以提高冷水供水温度，以此来提高冷水机组的COP，实现节能运行。

提高冷水供水温度有以下两种方法：

(1) 在部分负荷时，监测一些具有代表性的空气处理机组水管出口处电动调节阀的阀位。由这些阀是否处于100%全开，来决定供水温度值的增减。这种控制方法需要阀位数据可靠。阀门可能卡在打开位置，或者阀位指示器有故障。这个问题需要通过监测机组的送风温度来解决，用它们作为阀门位置的关联数据。

控制方法如下：

- 1) 如果所有水阀都没全开或机组送风温度低于设定值，提高冷水设定温度。
- 2) 如果超过一个阀门100%全开，且机组送风温度高于其设定值点，降低冷水温度。

为了实现上述调节，增加或降低冷水温度时，采用较小的增量可以得到更稳定的控制。

(2) 在部分负荷时，监测冷水机组的负荷率，再检测水泵的运行状态，控制方法如下：

- 1) 冷水机组负荷率低于某一设定值时；
- 2) 对定频泵系统，检测旁通阀的状态，如果是开启状态，则可提高供水温度；
- 3) 对变频泵系统，检测变频泵的运行频率，如果低于某一设定值，则可提高供水温度。

冷水供水温度的重新设定值有上限和下限限制。下限一般是设计工况的供水温度。而上限就是保证空调房间的相对湿度不超标时的供水温度。因为随着供水温度的升高，盘管的除湿能力将会下降，这将导致房间的相对湿度增加。

对于变频泵系统，由于供水温度的提高，导致供回水温差降低，在输送的冷量相同时，流量就增大，水泵的转速增大，能耗增加。需要找到一个变频冷冻水泵的能耗增加与冷水机组能耗减少的平衡点。

### E. 2 冷却塔控制策略优化

E. 2. 1 减小冷却水的逼近温度、降低冷却塔出水温度可以为冷水机组提供更好的工作条件，从而提升冷水机组的运行能效。冷却塔的换热效果与风一水比和等效换热系数有关，风一水比、等效换热系数越大，换热越充分，逼近温度越小，可获得更低的冷却水供水温度。但风一水比的提高也造成风机能耗增大，冷却塔风机输送系数降低。因此，应权衡二者之间的能耗关系，以系统整体能效最高作为冷却水供水温度及风一水比择优的平衡点。在系统运行中，也应以此原则进行设备的调控。综合考虑冷水机组、冷却塔的运行性能曲线，针对不同的负荷率、湿球温度，设定适宜的冷却水温度，通过冷却塔台数与风机频率的调控，满足冷却需求，实现冷水机组与冷却水系统整体运行性能的最优。如：部分冷水机组开启时，冷却塔的运行数量可多于冷水机组运行数量，充分利用冷却塔填料的换热面积；此时每台冷却塔分配的水量减少，可适当降低冷却塔风机频率，这样一方面增大了冷却塔的等效换热系数，另一方面通过降低风机频率减少了风机能耗。冷却塔的换热效果还

与水量分配均衡性有关，变流量工况时布水不均会导致换热效果大幅下降，冷却塔选型时应关注其变流量工况的布水特性。另外，冷却塔所处空间的“微环境”对其冷却效果存在很大的影响，应合理布置冷却塔，避免群集布置塔组的热岛效应；布置应方向、间距合理及进排风通畅，避免短路。宜采用气流模拟对冷却塔的实际运行仿真，并指导冷却塔的布置。

**E. 2. 2** 通常采用冷却塔的出水温度来控制冷却塔风机的开启台数或运行转速，保证进入冷水机组冷凝器的水温恒定。这样的控制可以保证冷水机组运行稳定，但不节能，可采用以下优化控制策略：

#### (1) 逼近度控制

如果采用保持恒定的温差来控制冷却塔风机的开启台数或运行转速，将会使空调系统节能运行。这个温差就是冷却塔的出水温度与环境湿球温度的差值，即：保证冷却塔的出水温度与环境湿球温度的逼近度恒定（一般为 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ ）。这样就能使得冷水机组的冷凝温度始终处于能够达到的最低值，从而提高冷水机组的 COP。采用这种控制策略需限定冷却塔的最低出水温度，因为冷水机组的冷凝器有一个最低进水温度限制。

#### (2) 冷却水最优进水温度控制

当室外温度低于设计温度，同时冷却塔采用变频风机时，通过变频器提高冷却塔风机转速加强换热，可以降低冷却水温度，这样就可以提高机组的制冷量、降低机组的耗电量，但是冷却塔风机会耗能将增加。为了平衡二者的得失，需要寻找一个冷却塔最佳回水温度。

### E. 3 冷冻水泵控制策略优化

**E. 3. 1** 降低部分负荷工况下水泵的能耗。采用电动调节阀进行室内温度控制的空调末端，所需流量随着空调负荷的减少而减小，循环水泵可进行变流量运行。水泵轴功率随着水泵转速的降低将大幅度减小。冷冻水泵定流量系统适用于冷水机组采用“大小机搭配”的配置方式，在机组台数相同的条件下，“大小机搭配”的配置方式下的水泵的能耗将低于冷水机组同规格配置方式。旁通管和压差控制旁通阀的设计流量按最大单台冷水机组的额定流量确定。

**E. 3. 2** 冷水机组与水泵的连接方式有水泵集管连接和水泵与机组一一对应连接两种。集管连接方式用于冷水机组规格一致的场合，其优点是当水泵发生故障时能够自动、快速启动备用水泵，并且水泵启动过程中不需要关闭冷水机组，因此适用于对供冷可靠性要求比较高的建筑。设有多台冷水机组时，应尽量采用相同规格的机组，冷水机组配置电动关断阀，冷水机组和水泵的台数可不必一一对应，启停可分开控制。水泵与机组一一对应连接方式常用于冷水机组台数较多或者机组“大小机搭配”的场合，当水泵为立式离心式水泵时，水泵与冷水机组之间的管道非常短，因而可减少水泵与机组之间的手动关断阀、冷水机组出口处电动关断阀以及冷水机组入口过滤器，可降低水阻力。一一对应连接方式有两大缺点：一是备用水泵需人工手动启动，并且与发生故障的水泵对应的冷水机组需重新启动；二是水泵变速运行的控制较复杂。

### E. 4 蓄冷系统控制策略优化

**E. 4. 1** 今后的机房将不再单纯强调高效，会更注重低碳。需求侧响应意味着低碳，同时兼顾高效。让设备在低碳电力下略低效工作远胜过让设备在高碳电力下高效工作。需求侧

响应机房的本质是多种储能的互补、机电耦合。制冷机房可以作为微电网的核心，虚拟电厂的先锋。

## E. 5 需求侧响应策略优化

E. 5. 1 机房负荷是最大的可转移负荷，需求侧响应的数量和质量高。数量高体现在空调负荷大，质量高体现在由于空调水系统、维护结构等具有良好的热惰性，实时需求侧响应成本低，效果好。

E. 5. 2 预冷是作为需求侧响应的常见做法，建筑物在冷负荷峰值或峰值电价之前进行预冷，然后以线性温度重设、指数式温度重设、步进式温度重设等调整温度设定点，控制建筑围护结构吸收的冷量，减小峰值冷负荷。

## E. 6 系统监控

E. 6. 1 冷水机组是暖通空调系统中能耗最大的单体设备，而一般的制冷系统由多台冷水机组组成，让冷水机组的运行台数随着冷负荷的变化而实时地调整，并且保证系统及机组均是高效率运行，这就需要冷水机组的群控。冷水机组群控系统通过对多台中央空调冷水机组和外围设备（包括冷冻水一、二次水泵、冷却水泵和冷却塔等）的自动化控制使制冷系统达到节能、精确控制和操作维护方便的功效。

冷水机组群控系统采集和控制各类输入输出信号，可实现多台冷水机组的远程管理控制，同时也把冷冻水泵、冷却水泵和冷却塔等联锁控制纳入管理。冷水机组群控系统中的上位计算机监测和控制这些设备的各种重要参数，并作为管理者的操作界面。在该界面上，可通过对设备的运行状态了解，设定或修改各类运行参数，如设定冷水机组运行时间表、修改冷水机组的出水温度控制值等。

### 冷水机组台数控制

《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2015 要求对冷水机组运行台数的控制宜采用冷量优化控制方式，目前有三种方式。

**方式1：**根据公式： $Q = V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta t$  可知，只要分别测量冷水的总流量和供回水温差，就可以求得供冷系统的总冷负荷。再根据冷负荷确定需要运行的冷水机组的台数。这种方式存在温度、流量的测量误差。由于流量计通常要求入口端要有5倍管径的直管段，出口端要有3倍管径的直管段，因此，这种方式还存在能否找到合适直管段用作流量测量点的问题。

**方式2：**针对定流量系统，只测温差，将水泵的设计流量作为定值代入计算，显然这种方式不仅存在测量误差，而且水泵实际运行的流量也不会是设计流量。

**方式3：**根据冷水机组压缩机的电机实际运行电流占额定电流的百分比来确定机组的实际输出冷量是精度较高的方式。由于实时监控压缩机运行电流，对机组也有较好的保护。压缩机运行电流占额定电流的百分比是冷水机组的重要参数，一般都会在机组的控制屏上显示。这种运行台数的控制方式分为加载流程和卸载流程。

#### (1) 主机加载流程

- 1) 当前运行的机组有足够的时间由 0% 负载至接近 100 % 负载；
- 2) 当主机内的温度传感器所测的冷水供水温度高于当前的冷水供水温度设定点与一个可调整的温度偏差值相加后的所得值；
- 3) 运行机组的负载大于某个设定值（一般为 90%~95%）；
- 4) 运行冷水机组的温度降低速率小于 0. 5° C/min；

以上1~4均能满足，才进入以下机组加载程序：

- 5) 新冷水机组启动的延迟时间已经结束（延迟时间可以设定）；
- 6) 新冷水机组禁止运行的命令未激活；
- 7) 新冷水机组没有处于出错、斜坡加载或处于断电重启阶段。

以上7均能满足，新冷水机组立即启动。

## (2) 主机卸载流程

- 1) 目前运行的机组台数多于一台；
- 2) 运行机组的平均负载小于某个设定值；
- 3) 当主机内的温度传感器所测的冷水供水温度小于当前的冷水供水温度设定点与一个可调整温度偏差值的 0.6 倍相加后的所得值；

以上1~3均能满足，才进入以下机组卸载程序：

- 4) 机组停机的延迟时间已经结束（延迟时间可以设定）。

以上1~4均能满足，设定机组马上停机。

冷水机组使用的先后次序也可以依据每台冷机的累积运行时间，每周自动排序一次，比较使用时间，系统优先加载使用时间最短的机组，加载顺序一般按照先开小冷水机组，再开大冷水机组。

加载下一台冷水机组时，系统设置延迟时间，用以稳定、可靠地判断系统是否的确需要更多的冷量，同时也让正运行的冷水机组有时间达到满负荷（100%）的运行工况，也就是当冷水机组达到最大制冷量时，仍需要更多的冷量时再加载另一台待命机组。这种方式假定冷水机组在同一冷却水温条件下，单台冷机满负荷时的 COP 值是最高的。

群控系统同时提供软开机功能，当加载下一台机组时，系统将当前运行的冷水机组的负荷降低到 50%，这样可以减小新开机组对电网的冲击，同时新开机组可以较快地运行到高效工作区域。

运行时可以设定冷水总供水温度，或可以依据室外温度来自动微调供水温度，以达到节能的目的。

冷水机组在运行过程中如发生故障，会自动投入待命冷水机组。已发生故障的冷水机组会被锁定，直到该冷水机组故障被排除，且物业管理人员在监控电脑上确认后，该冷水机组才会加入以后的加、卸载队列。

冷水机组在启动前会确认是否有足够的冷水、冷却水流量，及冷水机组自检是否通过，条件满足才会最终开启压缩机。

变频冷冻水泵应用于一级泵变流量系统及二级泵系统，冷冻水泵的运行频率由供回水管路的压差信号控制，保证控制点的压差恒定不变。压差信号的获取位置与水泵的节能效果关系密切，压差信号离空调制冷机房越远、越靠近最不利环路的末端设备，冷冻水泵越节能。

**E. 6.2 智能控制与运维管理**是实现冷源系统节能的重要手段。传统的控制技术以单点反馈控制技术为主，控制策略缺乏自学习、自更新、自适应的最新控制理论和技术；硬件设备选型方面以传统 PLC、DDC 为主，缺少关于控制器配置的要求；在软件功能方面以本地化控制为主，对于大系统多设备支持较弱。基于物联网的云平台运维管理通过充分运用新控制理论和技术，基于物联网技术、负荷预测、机房群控、人工智能技术，结合数据挖掘、数据驱动技术及 BIM 技术运维，立足感知、整合、分析、优化系统运行的一系列分析方法，突破传统连锁控制技术，在云平台技术基础上，从局部优化到整体优化，从而实现整个空调制冷机房的高效能运维管理。

AI 预测：利用数学优化算法及框架，基于机房设备的物理—数学模型和模型预测控制(MPC) 技术、机器学习算法，预测未来每天每小时制冷、供热和/或电力负荷。该预测将基于历史负荷、天气预报、当前日期，当前时间，建筑时间表和特殊事件。

优化控制软件将根据上述参数预测作出决策。提供两种操作模式：“驾驶导航”（提供最优的控制参数，由操作人员手动操作）和“自动驾驶”（能源站系统无人值守，自动优化运行），随着系统性能和运营环境的变化，自动并连续地调整能源站的控制参数，实现能源及运营成本的优化。空调制冷机房运行过程中会产生大量的数据，这些数据中蕴藏着系统及设备的内在规律，为数据挖掘和 AI 自学习技术提供了良好的基础。在空调制冷机房的控制运维中往往存在系统耦合度高、设备运行特性不清、故障类型难以确定等问题。因此可提高控制运维过程的智能化程度，利用数据挖掘获得设备特性及规则，为控制决策提供支持。

采用智能优化算法求解最佳控制参数。常见的智能算法有遗传算法、粒子群算法、蚁群算法等。这些算法以智能方式在寻优空间中搜索，可在寻优空间中寻找到全局最优解。

**E. 6. 3** 不同于传统被动式“反馈”类控制系统因信号不断反馈滞后而出现的振荡不稳。控制系统采用“前馈”模式，智能、主动地按需来给建筑物供冷，控制系统实时协调制冷站内各子设备的运行模式，实现全自动化操作。在控制系统的电脑芯片中保存了冷水机组、水泵和冷却塔风机“最高效率运行曲线”，随着系统负荷的变化而主动调整系统的供冷量，并实时比较系统的总综合效率线是否接近“最高效率运行曲线”，以作为判据向冷水机组、水泵和冷却塔风机发出控制指令。

- 1) 传统冷源控制系统只能实现机组的群控与启停，控制系统还可以控制冷水机组实际输出制冷量的大小（要求冷水机组公开其可以读写的相关代码接口）：通过设定冷水机组额定最大电流来控制冷水机组的冷量输出，通过设定冷水机组的出水温度来提高冷水机组的效率；
- 2) 传统冷源控制系统是被动式“反馈”类控制系统。其信号不断反馈滞后会出现振荡不稳。冷源控制系统采用“前馈”模式时，可智能、主动地按需为建筑物供冷；
- 3) 冷源的控制系统是集成式的，制冷站内所有设备均处于“统一指挥”之下，其控制逻辑的核心是在满足系统供冷的前提下 系统的总电力消耗量最小。

**E. 6. 4** 模型预测控制是多变数的AI控制算法，利用程序的内在动态模型和过去的控制信号，针对滚动预测域的最佳费用函数，来计算最佳的控制信号。在自动模式下自动做出调度决策，在咨询模式下，由操作人员确认是否接受系统的优化控制建议。

可自学习的无人值守智能控制运维技术是高效空调制冷机房的一个发展方向，“可自学习”指在运行过程中控制策略不断自我完善，不断提高控制、排障的精度和效果。采用这种技术最终可以实现高效空调制冷机房的无人值守、控制参数实时智能优化、更新控制运维策略等功能，此技术最大的优势和特点为：

- 1) 可实现全自动无人值守控制，采用整体性控制，由集中的智能控制平台实现各控制策略。
- 2) 采用数据挖掘、自学习技术从历史数据中发掘系统运行规律，采用智能优化算法等先进技术实现控制参数实时优化，提高系统运行能效；采用数据挖掘、自学习技术建立排障规则，运行阶段进行智能故障诊断，保证系统安全。
- 3) 运行过程中不断更新历史数据库，采用自学习的方式不断更新自身的控制策略及排障规则。运行时间越长，控制运维的效果越好、稳定性越高。

智能优化过程 需要使用到基于数据的模型来计算目标函数。构建准确的模型往往需要大量的历史运行数据，而随着系统的运行，所积累的数据越来越多，需要采用自学习的方式来更新相应的模型。

对于基于设备模型的智能控制方法来 其所使用的基于数据的模型在构建时往往采用机器学习技术，常见的符法有支持向量机、线性回归、神经网络等 。机器学习本身就是一种自学习方法。通过不断迭代自我更新得到最为准确的学习效果. 构建相对最准确的设备模型，这是自学习技术在高效空调制冷机房控制中的第一层应用。第二层应用则是对控制策略进行更新，根据系统的整体运行数据定期更新建模数据库 建立更精准的模型并应用于智能优化控制策略中实现智能优化控制策略的自我学习自我更新。