

UDC

中华人民共和国国家标准



P

GB 51245 – 2017

工业建筑节能设计统一标准

Unified standard for energy efficiency design
of industrial buildings

2017 – 05 – 27 发布

2018 – 01 – 01 实施

中华人民共和国住房和城乡建设部
中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局

联合发布

中华人民共和国国家标准

工业建筑节能设计统一标准

Unified standard for energy efficiency design
of industrial buildings

GB 51245 - 2017

主编部门：中国冶金建设协会

批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部

施行日期：2 0 1 8 年 1 月 1 日

中国计划出版社

2017 北 京

中华人民共和国国家标准
工业建筑节能设计统一标准
GB 51245-2017

☆

中国计划出版社出版发行

网址：www.jhpress.com

地址：北京市西城区木樨地北里甲 11 号国宏大厦 C 座 3 层

邮政编码：100038 电话：(010) 63906433 (发行部)

北京市科星印刷有限责任公司印刷

850mm×1168mm 1/32 4 印张 101 千字
2017 年 12 月第 1 版 2017 年 12 月第 1 次印刷

☆

统一书号：155182·0164

定价：24.00 元

版权所有 侵权必究

侵权举报电话：(010) 63906404

如有印装质量问题，请寄本社出版部调换

中华人民共和国住房和城乡建设部公告

第 1571 号

住房和城乡建设部关于发布国家标准 《工业建筑节能设计统一标准》的公告

现批准《工业建筑节能设计统一标准》为国家标准,编号为 GB 51245—2017,自 2018 年 1 月 1 日起实施。其中,第 4.1.11、4.1.12、4.3.2、4.4.1、5.5.2、5.5.4、5.5.8、5.5.9 条为强制性条文,必须严格执行。

本标准由我部标准定额研究所组织中国计划出版社出版发行。

中华人民共和国住房和城乡建设部

2017 年 5 月 27 日

前 言

本标准是根据住房和城乡建设部《关于印发〈2007 年工程建设标准规范制订、修订计划〉的通知》(建标〔2007〕126 号)的要求,由中冶建筑研究总院有限公司、西安建筑科技大学会同有关单位共同编制完成的。

本标准在编制过程中,编制组经广泛调查研究,认真总结工程实践经验,参考了国内外相关技术标准,在广泛征求意见的基础上,最后经审查定稿。

本标准共分 8 章和 3 个附录,主要技术内容包括:总则、术语、基本规定、建筑与建筑热工、供暖通风空调与给排水、电气、能量回收与可再生能源利用、监测与控制等。

本标准中以黑体字标志的条文为强制性条文,必须严格执行。

本标准由住房和城乡建设部负责管理和对强制性条文的解释,由中国冶金建设协会负责具体管理,由中冶建筑研究总院有限公司负责具体技术内容的解释。执行过程中如有意见和建议,请寄送中冶建筑研究总院有限公司(地址:北京市海淀区西土城路 33 号;邮政编码:100088)。

本标准主编单位、参编单位、主要起草人和主要审查人:

主 编 单 位:中冶建筑研究总院有限公司

西安建筑科技大学

参 编 单 位:清华大学

中国恩菲工程技术有限公司

机械工业第六设计研究院有限公司

中国建筑科学研究院

国家钢结构工程技术研究中心

中国五洲工程设计集团有限公司

辽宁省建筑设计研究院

沈阳建筑大学

山东奇威特人工环境有限公司

安徽恒瑞新能源股份有限公司

主要起草人:岳清瑞 王 怡 侯兆新 林波荣 罗 英
许远超 蔡昭昫 孟晓静 任兆成 宋 波
李 亨 赵 炬 刘喻石 董霄龙 曹 辉
冯国会 谢 洁 张 群 张秀湘 秦国鹏
余 娟 杨玉忠 闫 磊 邓琴琴 夏建军
王存政 郑 云 于 靛 黄艳秋 林 莉
李 文 宋红涛

主要审查人:刘加平 王清勤 郭启蛟 虞永宾 寇九贵
由世俊 李德英 晁 阳 陈海风 张 泉
袁艳平

目 次

1	总 则	(1)
2	术 语	(2)
3	基本规定	(4)
3.1	节能设计分类与基本原则	(4)
3.2	节能设计环境计算参数	(4)
4	建筑与建筑热工	(6)
4.1	总图与建筑设计	(6)
4.2	自然通风和天然采光	(7)
4.3	围护结构热工设计	(8)
4.4	工业建筑围护结构热工性能的权衡判断	(15)
5	供暖通风空调与给排水	(18)
5.1	一般规定	(18)
5.2	供暖	(19)
5.3	通风除尘	(21)
5.4	空气调节	(22)
5.5	冷热源	(27)
5.6	给水排水	(32)
6	电 气	(34)
6.1	一般规定	(34)
6.2	照明	(34)
6.3	电力	(35)
7	能量回收与可再生能源利用	(37)
7.1	一般规定	(37)
7.2	能量回收	(37)

7.3 可再生能源利用	(37)
8 监测与控制	(39)
8.1 一般规定	(39)
8.2 监测	(39)
8.3 控制	(39)
附录 A 工业建筑能耗的范围和计算	(43)
附录 B 工业建筑金属围护结构典型构造传热系数	(44)
附录 C 工业建筑体积、面积与高度计算原则	(46)
本标准用词说明	(47)
引用标准名录	(48)
附:条文说明	(49)

Contents

1	General provisions	(1)
2	Terms	(2)
3	Basic requirements	(4)
3.1	Category and basic principle of energy efficiency design	(4)
3.2	Environment calculation parameter of energy efficiency design	(4)
4	Building and building thermal	(6)
4.1	General drawing and architecture design	(6)
4.2	Natural ventilation and daylighting	(7)
4.3	Building envelope thermal design	(8)
4.4	Building envelope thermal performance trade-off	(15)
5	HVAC, water supply and drainage	(18)
5.1	General requirements	(18)
5.2	Heating	(19)
5.3	Ventilation and dust removal	(21)
5.4	Air conditioning	(22)
5.5	Heating and cooling source	(27)
5.6	Water supply and drainage	(32)
6	Electric	(34)
6.1	General requirements	(34)
6.2	Lighting	(34)
6.3	Electric power	(35)
7	Energy recovery and renewable energy utilization	(37)
7.1	General requirements	(37)

7.2	Energy recovery	(37)
7.3	Renewable energy utilization	(37)
8	Monitor and control	(39)
8.1	General requirements	(39)
8.2	Monitor	(39)
8.3	Control	(39)
Appendix A	Calculation for energy consumption of industrial buildings	(43)
Appendix B	Calculation of volume, area and height for industrial buildings	(44)
Appendix C	Heat transfer coefficient of metal envelope	(46)
	Explanation of wording in this standard	(47)
	List of quoted standards	(48)
	Addition; Explanation of provisions	(49)

1 总 则

1.0.1 为规范工业建筑节能设计,统一节能设计标准,做到节约和合理利用能源资源,提高能源资源利用效率,制定本标准。

1.0.2 本标准适用于新建、改建及扩建工业建筑的节能设计。特殊行业和有特殊要求的厂房或部位的节能设计,应按其专项节能设计标准执行。

1.0.3 本标准针对工业建筑中建筑与建筑热工、供暖通风空调与给排水、电气、能量回收与可再生能源利用等专业提出通用性的节能设计要求,规定相应的节能措施,指导工业建筑节能设计。

1.0.4 工业建筑节能设计除应符合本标准的规定外,尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术 语

2.0.1 工业建筑 industrial building

由生产厂房和生产辅助用房组成,其中生产辅助用房包括仓库及公用辅助用房等。

2.0.2 工业建筑能耗 energy consumption of industrial building

工业建筑在使用过程中所消耗各类能源的总量。包括为保证工业建筑中生产、人员所需的室内环境要求,及其为满足向室外大气排放标准所产生的各种能源耗量,还包括建筑供水系统及其水处理所产生的各种能源耗量等。

2.0.3 工业建筑节能 industrial building energy efficiency

在工业建筑规划、设计和使用过程中,在满足规定的建筑功能要求和室内外环境质量的前提下,通过采取技术措施和管理手段,实现零能耗或降低运行能耗、提高能源利用效率的过程。

2.0.4 余热强度 intensity of waste heat

室内人员、照明以及生产工艺过程中产生并放散到室内空间环境中的热量,以建筑单位体积热量计算(W/m^3)。

2.0.5 总窗墙面积比 total window to wall ratio

建筑物各立面透光部分和非透光外门窗的洞口总面积之和,与各立面总面积之和的比值。

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

当工业建筑设计不能完全满足规定的围护结构热工设计要求或计算条件时,而进行的围护结构的总体热工性能是否符合节能设计或室内环境要求的计算。

2.0.7 参照建筑 reference building

进行一类工业建筑围护结构热工性能权衡判断时,作为计算满足标准要求的全年供暖和空调能耗用的基准建筑。

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

在名义工况下,以电为能源的空调冷源系统(包括制冷机、冷却水泵及冷却塔或风冷式的风机)的额定制冷量与其净输入能量之比。

3 基本规定

3.1 节能设计分类与基本原则

3.1.1 工业建筑节能设计应按表 3.1.1 进行分类设计。

表 3.1.1 工业建筑节能设计分类

类别	环境控制及 能耗方式	建筑节能设计原则
一类 工业建筑	供暖、空调	通过围护结构保温和供暖系统节能设计,降低冬季供暖能耗;通过围护结构隔热和空调系统节能设计,降低夏季空调能耗
二类 工业建筑	通风	通过自然通风设计和机械通风系统节能设计,降低通风能耗

3.1.2 工业建筑所在地的热工设计分区应符合现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的有关规定。

3.1.3 工业建筑所在地的光气候分区应符合现行国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033 的有关规定。

3.1.4 工业建筑能耗的范围和计算原则应符合本标准附录 A 的规定。

3.2 节能设计环境计算参数

3.2.1 工业建筑中体力劳动强度级别可按表 3.2.1 进行分类。

表 3.2.1 工业建筑中体力劳动强度级别

体力劳动 强度级别	劳动强度 指数 n	职业描述
I (轻劳动)	$n \leq 15$	坐姿:手工作业或腿的轻度活动;立姿:操作仪器,控制、查看设备,上臂用力为主的装配工作

续表 3.2.1

体力劳动强度级别	劳动强度指数 n	职业描述
Ⅱ(中等劳动)	$15 < n \leq 20$	手和臂持续动作(如锯木头等);臂和腿的工作(如卡车、拖拉机或建筑设备等运输操作等);臂和躯干的工作(如锻造、风动工具操作、粉刷、间断搬运中等重物等)
Ⅲ(重劳动)	$20 < n \leq 25$	臂和躯干负荷工作(如搬重物、铲、锤锻、锯刨或凿硬木、挖掘等)
Ⅳ(极重劳动)	$n > 25$	大强度的挖掘、搬运,快到极限节律的极强活动

注:劳动强度指数(n)测量方法应符合现行国家标准《工作场所物理因素测量 第10部分:体力劳动强度分级》GBZ/T 189.10的有关规定。

3.2.2 冬季室内节能设计计算温度应按表 3.2.2 确定。

表 3.2.2 冬季室内节能设计计算温度

体力劳动强度级别	温度(℃)
轻劳动	16
中等劳动	14
重劳动	12
极重劳动	10

3.2.3 夏季空气调节室内节能设计计算参数应按表 3.2.3 确定。

表 3.2.3 夏季空气调节室内节能设计计算参数

参数	计算参数取值
温度	28℃
相对湿度	$\leq 70\%$

4 建筑与建筑热工

4.1 总图与建筑设计

4.1.1 厂区选址应综合考虑区域的生态环境因素,充分利用有利条件,符合可持续发展原则。

4.1.2 建筑总图设计应避免大量热、蒸汽或有害物质向相邻建筑散发而造成能耗增加,应采取控制建筑间距、选择最佳朝向、确定建筑密度和绿化构成等措施。

4.1.3 建筑总图设计应合理确定能源设备机房的位置,缩短能源供应输送距离。冷热源机房宜位于或靠近冷热负荷中心位置集中设置。

4.1.4 厂区总图设计和建筑设计应有利于冬季日照、夏季自然通风和自然采光等条件,合理利用当地主导风向。

4.1.5 在满足工艺需求的基础上,建筑内部功能布局应区分不同生产区域。对于大量散热的热源,宜放在生产厂房的外部并与生产辅助用房保持距离;对于生产厂房内的热源,宜采取隔热措施,并宜采用远距离控制或自动控制。

4.1.6 建筑设计应优先采用被动式节能技术,根据气候条件,合理采用围护结构保温隔热与遮阳、天然采光、自然通风等措施,降低建筑的供暖、空调、通风和照明系统的能耗。

4.1.7 建筑设计应充分结合行业特征和特殊性,统筹兼顾,积极采用节能新技术、新材料、新工艺、新设备。

4.1.8 有余热条件的厂区应充分考虑实现能量就地回收与再利用的设施。

4.1.9 建筑设计应充分利用工业厂区水、植被等自然条件,合理选择绿化和铺装形式,营建有利的区域生态条件。

4.1.10 严寒和寒冷地区一类工业建筑体形系数应符合表 4.1.10 的规定。

表 4.1.10 严寒和寒冷地区一类工业建筑体形系数

独栋建筑面积 $A(\text{m}^2)$	建筑体形系数
$A > 3000$	≤ 0.3
$800 < A \leq 3000$	≤ 0.4
$300 < A \leq 800$	≤ 0.5

4.1.11 一类工业建筑总窗墙面积比不应大于 0.50,当不能满足本条规定时,必须进行权衡判断。

4.1.12 一类工业建筑屋顶透光部分的面积与屋顶总面积之比不应大于 0.15,当不能满足本条规定时,必须进行权衡判断。

4.2 自然通风和天然采光

4.2.1 工业建筑宜充分利用自然通风消除工业建筑余热、余湿。

4.2.2 对于二类工业建筑,宜采用单跨结构。

4.2.3 在多跨工业建筑中,宜将冷热跨间隔布置,宜避免热跨相邻。

4.2.4 在利用自然通风时,应避免自然进风对室内环境的污染或无组织排放造成室外环境的污染。

4.2.5 在利用外窗作为自然通风的进、排风口时,进、排风面积宜相近;当受到工业辅助用房或工艺条件限制,进风口或排风口面积无法保证时,应采用机械通风进行补充。

4.2.6 当外墙进风面积不能保证自然通风要求时,可采用在地面设置地下风道作为进风口的方式;对于年温差大、地层温度较低的地区,宜利用地道作为进风冷却方式。

4.2.7 热压自然通风设计时,应使进、排风口高度差满足热压自然通风的需求。

4.2.8 当热源靠近厂房的一侧外墙布置,且外墙与热源之间无工作地点时,该侧外墙的进风口宜布置在热源的间断处。

4.2.9 以风压自然通风为主的工业建筑,其迎风面与夏季主导风向宜成 $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$,且不宜小于 45° 。

4.2.10 自然通风应采用阻力系数小、易于开关和维修的进、排风口或窗扇。不便于人员开关或需要经常调节的进、排风口或窗扇,应设置机械开关或调节装置。

4.2.11 建筑设计应充分利用天然采光。大跨度或大进深的厂房采光设计时,宜采用顶部天窗采光或导光管采光系统等采光装置。

4.2.12 在大型厂房方案设计阶段,宜进行采光模拟分析计算和采光的节能量核算。可节省的照明用电量宜按下列公式计算:

$$U_e = W_e/A \quad (4.2.12-1)$$

$$W_e = \sum(P_n \times t_D \times F_D + P_n \times t'_D \times F'_D)/1000 \quad (4.2.12-2)$$

式中: U_e ——单位面积上可节省的年照明用电量 $[(\text{kW} \cdot \text{h})/(\text{m}^2 \cdot \text{a})]$;

W_e ——可节省的年照明用电量 $[(\text{kW} \cdot \text{h})/\text{a}]$;

A ——照明的总面积 (m^2) ;

P_n ——房间或区域的照明安装总功率 (W) ;

t_D ——全部利用天然采光的时数 (h) ;

F_D ——全部利用天然采光时的采光依附系数,取 1;

t'_D ——部分利用天然采光的时数 (h) ;

F'_D ——部分利用天然采光时的采光依附系数,在临界照度与设计照度之间的时段取 0.5。

4.3 围护结构热工设计

4.3.1 进行围护结构热工计算时,外墙和屋面的传热系数 (K) 应采用包括结构性热桥在内的平均传热系数 (K_m) 。工业建筑金属围护结构典型构造形式的传热系数见本标准附录 B。

4.3.2 根据建筑所在地的气候分区,一类工业建筑围护结构的热工性能应分别符合表 4.3.2-1~表 4.3.2-8 的规定,当不能满足本条规定时,必须进行权衡判断。

表 4.3.2-1 严寒 A 区围护结构传热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$		
		$S \leq 0.10$	$0.10 < S \leq 0.15$	$S > 0.15$
屋面		≤ 0.40	≤ 0.35	≤ 0.35
外墙		≤ 0.50	≤ 0.45	≤ 0.40
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 2.70	≤ 2.50	≤ 2.50
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.30$	≤ 2.50	≤ 2.20	≤ 2.20
	总窗墙面积比 > 0.30	≤ 2.20	≤ 2.00	≤ 2.00
屋顶透光部分		≤ 2.50		

注: S 为体形系数。

表 4.3.2-2 严寒 B 区围护结构传热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$		
		$S \leq 0.10$	$0.10 < S \leq 0.15$	$S > 0.15$
屋面		≤ 0.45	≤ 0.45	≤ 0.40
外墙		≤ 0.60	≤ 0.55	≤ 0.45
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 3.00	≤ 2.70	≤ 2.70
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.30$	≤ 2.70	≤ 2.50	≤ 2.50
	总窗墙面积比 > 0.30	≤ 2.50	≤ 2.20	≤ 2.20
屋顶透光部分		≤ 2.70		

注: S 为体形系数。

表 4.3.2-3 严寒 C 区围护结构传热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$		
		$S \leq 0.10$	$0.10 < S \leq 0.15$	$S > 0.15$
屋面		≤ 0.55	≤ 0.50	≤ 0.45
外墙		≤ 0.65	≤ 0.60	≤ 0.50
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 3.30	≤ 3.00	≤ 3.00
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.30$	≤ 3.00	≤ 2.70	≤ 2.70
	总窗墙面积比 > 0.30	≤ 2.70	≤ 2.50	≤ 2.50
屋顶透光部分		≤ 3.00		

注: S 为体形系数。

表 4.3.2-4 寒冷 A 区围护结构传热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$		
		$S \leq 0.10$	$0.10 < S \leq 0.15$	$S > 0.15$
屋面		≤ 0.60	≤ 0.55	≤ 0.50
外墙		≤ 0.70	≤ 0.65	≤ 0.60
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 3.50	≤ 3.30	≤ 3.30
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.30$	≤ 3.30	≤ 3.00	≤ 3.00
	总窗墙面积比 > 0.30	≤ 3.00	≤ 2.70	≤ 2.70
屋顶透光部分		≤ 3.30		

注: S 为体形系数。

表 4.3.2-5 寒冷 B 区围护结构传热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$		
		$S \leq 0.10$	$0.10 < S \leq 0.15$	$S > 0.15$
屋面		≤ 0.65	≤ 0.60	≤ 0.55
外墙		≤ 0.75	≤ 0.70	≤ 0.65
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 3.70	≤ 3.50	≤ 3.50
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.30$	≤ 3.50	≤ 3.30	≤ 3.30
	总窗墙面积比 > 0.30	≤ 3.30	≤ 3.00	≤ 2.70
屋顶透光部分		≤ 3.50		

注: S 为体形系数。

表 4.3.2-6 夏热冬冷地区围护结构传热系数和太阳得热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	
屋面		≤ 0.70	
外墙		≤ 1.10	
外窗		传热系数 K [$W/(m^2 \cdot K)$]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西/北向)
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 3.60	—
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.40$	≤ 3.40	$\leq 0.60/-$
	总窗墙面积比 > 0.40	≤ 3.20	$\leq 0.45/0.55$
屋顶透光部分		≤ 3.50	≤ 0.45

表 4.3.2-7 夏热冬暖地区围护结构传热系数和太阳得热系数限值

围护结构部位		传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$	
屋面		≤ 0.90	
外墙		≤ 1.50	
外窗		传热系数 K [$W/(m^2 \cdot K)$]	太阳得热系数 $SHGC$ (东、南、西/北向)
立面 外窗	总窗墙面积比 ≤ 0.20	≤ 4.00	—
	$0.20 < \text{总窗墙面积比} \leq 0.40$	≤ 3.60	$\leq 0.50/0.60$
	总窗墙面积比 > 0.40	≤ 3.40	$\leq 0.40/0.50$
屋顶透光部分		≤ 4.00	≤ 0.40

表 4.3.2-8 不同气候区地面热阻限值和地下室外墙热阻限值

气候分区	围护结构部位		热阻 $R[m^2 \cdot K/W]$
严寒地区	地面	周边地面	≥ 1.1
		非周边地面	≥ 1.1
	供暖地下室外墙(与土壤接触的墙)		≥ 1.1
寒冷地区	地面	周边地面	≥ 0.5
		非周边地面	≥ 0.5
	供暖地下室外墙(与土壤接触的墙)		≥ 0.5

注:1 周边地面系指据外墙内表面 2m 以内的地面;

2 地面热阻系指建筑基础持力层以上各层材料的热阻之和;

3 地下室外墙热阻系指土壤以内各层材料的热阻之和。

4.3.3 根据建筑所在地的气候分区,二类工业建筑围护结构的热工性能宜符合表 4.3.3-1~表 4.3.3-5 的规定。

表 4.3.3-1 严寒 A 区围护结构传热系数推荐值[$W/(m^2 \cdot K)$]

换气次数 n	围护结构 部位	余热强度 $q(W/m^3)$						
		$q \leq 20$	$20 < q \leq 35$			$35 < q \leq 50$		
			$20 < q \leq 25$	$25 < q \leq 30$	$30 < q \leq 35$	$35 < q \leq 40$	$40 < q \leq 45$	$45 < q \leq 50$
$n=1$	屋面	0.50	0.70	0.90	0.90	0.90		
	外墙	0.50	1.25	3.43	6.30	6.30		
	外窗	3.00	3.50	5.70	6.50	6.50		

续表 4.3.3-1

换气次数 n	围护结构 部位	余热强度 $q(W/m^3)$						
		$q \leq 20$	$20 < q \leq 35$			$35 < q \leq 50$		
			$20 < q \leq 25$	$25 < q \leq 30$	$30 < q \leq 35$	$35 < q \leq 40$	$40 < q \leq 45$	$45 < q \leq 50$
$n=2$	屋面	0.50	0.50			0.50	0.90	0.90
	外墙	0.50	0.45			0.46	2.30	5.20
	外窗	2.50	3.00			3.00	5.00	6.50

表 4.3.3-2 严寒 B 区围护结构传热系数推荐值 $[W/(m^2 \cdot K)]$

换气次数 n	围护结构 部位	余热强度 $q(W/m^3)$						
		$q \leq 20$	$20 < q \leq 35$			$35 < q \leq 50$		
			$20 < q \leq 25$	$25 < q \leq 30$	$30 < q \leq 35$	$35 < q \leq 40$	$40 < q \leq 45$	$45 < q \leq 50$
$n=1$	屋面	0.55	0.70	0.90	0.90	0.90		
	外墙	0.60	2.53	5.38	6.30	6.30		
	外窗	3.00	5.00	6.50	6.50	6.50		
$n=2$	屋面	0.50	0.50			0.70	0.90	0.90
	外墙	0.60	0.45			2.42	5.28	6.30
	外窗	2.80	3.00			5.00	6.50	6.50

表 4.3.3-3 严寒 C 区围护结构传热系数推荐值 $[W/(m^2 \cdot K)]$

换气次数 n	围护结构 部位	余热强度 $q(W/m^3)$						
		$q \leq 20$		$20 < q \leq 35$			$35 < q \leq 50$	
		$q \leq 10$	$10 < q \leq 15$	$15 < q \leq 20$	$20 < q \leq 25$	$25 < q \leq 30$		$30 < q \leq 35$
$n=1$	屋面	0.60	0.65	0.90	0.90			0.90
	外墙	0.70	0.70	2.99	6.30			6.30
	外窗	3.00	3.00	5.00	6.50			6.50
$n=2$	屋面	0.60		0.50	0.90	0.90	0.90	
	外墙	0.70		0.45	2.48	6.30	6.30	
	外窗	3.00		3.00	3.50	6.50	6.50	

表 4.3.3-4 寒冷 A 区围护结构传热系数推荐值[W/(m²·K)]

换气次数 <i>n</i>	围护结构 部位	余热强度 q (W/m ³)						
		$q \leq 20$			$20 < q \leq 35$			$35 < q \leq 50$
		$q \leq 10$	$10 < q \leq 15$	$15 < q \leq 20$	$20 < q \leq 25$	$25 < q \leq 30$	$30 < q \leq 35$	
<i>n</i> = 1	屋面	0.70	0.70	0.90	0.90			0.90
	外墙	0.80	1.67	6.30	6.30			6.30
	外窗	3.00	3.50	6.50	6.50			6.50
<i>n</i> = 2	屋面	0.70			0.90	0.90	0.90	0.90
	外墙	0.80			2.58	6.30	6.30	6.30
	外窗	3.20			3.50	6.50	6.50	6.50

表 4.3.3-5 寒冷 B 区围护结构传热系数推荐值[W/(m²·K)]

换气次数 <i>n</i>	围护结构 部位	余热强度 q (W/m ³)				
		$q \leq 20$			$20 < q \leq 35$	$35 < q \leq 50$
		$q \leq 10$	$10 < q \leq 15$	$15 < q \leq 20$		
<i>n</i> = 1	屋面	0.75	0.90	0.90	0.90	0.90
	外墙	0.85	3.70	6.30	6.30	6.30
	外窗	3.00	5.00	6.50	6.50	6.50
<i>n</i> = 2	屋面	0.75	0.75	0.70	0.90	0.90
	外墙	0.85	0.85	1.17	6.30	6.30
	外窗	3.20	3.50	4.00	6.50	6.50

4.3.4 生产车间应优先采用预制装配式外墙围护结构,当采用预制装配式复合围护结构时,应符合下列规定:

- 1 根据建筑功能和使用条件,应选择保温材料品种和设置相应构造层次;
- 2 预制装配式围护结构应有气密性和水密性要求,对于有保温隔热的建筑,其围护结构应设置隔汽层和防风透气层;
- 3 当保温层或多孔墙体材料外侧存在密实材料层时,应进行内部冷凝受潮验算,必要时采取隔气措施;
- 4 屋面防水层下设置的保温层为多孔或纤维材料时,应采取

排气措施。

4.3.5 建筑围护结构应进行详细构造设计,并应符合下列规定:

1 采用外保温时,外墙和屋面宜减少出挑构件、附墙构件和屋顶突出物,外墙与屋面的热桥部分应采取阻断热桥措施;

2 有保温要求的工业建筑,变形缝应采取保温措施;

3 严寒及寒冷地区地下室外墙及出入口应防止内表面结露,并应设防水排潮措施。

4.3.6 建筑围护结构采用金属围护系统且有供暖或空调要求时,构造层设计应采用满足围护结构气密性要求的构造;恒温恒湿环境的金属围护系统气密性不应大于 $1.2\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。

4.3.7 外门设计应符合下列规定:

1 严寒和寒冷地区有保温要求时,外门宜通过设门斗、感应门等措施,减少冷风渗透;

2 有保温或隔热要求时,应采用防寒保温门或隔热门,外门与墙体之间应采取防水保温措施。

4.3.8 外窗设计应符合下列规定:

1 无特殊工艺要求时,外窗可开启面积不宜小于窗面积的30%,当开启有困难时,应设相应通风装置;

2 有保温隔热要求时,外窗安装宜采用具有保温隔热性能的附框,气密性等级应符合现行国家标准《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T 7106 的有关规定。

4.3.9 以排除室内余热为目的而设置的天窗及屋面通风器应采用可关闭的形式。

4.3.10 位于夏热冬冷或夏热冬暖地区,散热量小于 $23\text{W}/\text{m}^3$ 的厂房,当建筑空间高度不大于8m时,宜采取屋顶隔热措施。采用通风屋顶隔热时,其通风层长度不宜大于10m,空气层高度宜为0.2m。

4.3.11 夏热冬暖、夏热冬冷、温和地区的工业建筑宜采取遮阳措施。当设置外遮阳时,遮阳装置应符合下列规定:

1 东西向宜设置活动外遮阳,南向宜设水平外遮阳;

2 建筑物外遮阳装置应兼顾通风及冬季日照。

4.4 工业建筑围护结构热工性能的权衡判断

4.4.1 当一类工业建筑进行权衡判断时,设计建筑围护结构的传热系数最大限值不应超过表 4.4.1 的规定。

表 4.4.1 建筑围护结构的传热系数最大限值

气候分区	围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$
严寒 A 区	屋面	0.50
	外墙	0.60
	外窗	3.00
	屋顶透光部分	3.00
严寒 B 区	屋面	0.55
	外墙	0.65
	外窗	3.50
	屋顶透光部分	3.50
严寒 C 区	屋面	0.60
	外墙	0.70
	外窗	3.80
	屋顶透光部分	3.80
寒冷 A 区	屋面	0.65
	外墙	0.75
	外窗	4.00
	屋顶透光部分	4.00
寒冷 B 区	屋面	0.70
	外墙	0.80
	外窗	4.20
	屋顶透光部分	4.20
夏热冬冷地区	屋面	0.80
	外墙	1.20
	外窗	4.50
	屋顶透光部分	4.50

续表 4.4.1

气候分区	围护结构部位	传热系数 $K[W/(m^2 \cdot K)]$
夏热冬暖地区	屋面	1.00
	外墙	1.60
	外窗	5.00
	屋顶透光部分	5.00

4.4.2 在送入新风无法使房间维持足够正压的情况下,一类工业建筑参照建筑的换气次数应按表 4.4.2 的规定取值。

表 4.4.2 一类工业建筑参照建筑的换气次数取值

房间容积 (m^3)	<500	201~1000	1001~1500	1501~2000	2001~2500	2501~3000	>3000
换气次数 (次/h)	0.70	0.60	0.55	0.50	0.42	0.40	0.35

注:表中数据适用于一面或两面有门、窗、暴露面的房间,当房间有三面或四面有门、窗、暴露面时,表中数值应乘以系数 1.15。

4.4.3 一类工业建筑参照建筑的形状、大小、朝向、窗墙面积比、内部的空间划分、使用功能、使用特点应与设计建筑完全一致。参照工业建筑的所有计算取值,应完全按照本标准的规定限值。当设计建筑的窗墙面积比或屋顶透光部分面积大于本标准第 4.1.11 条或第 4.1.12 条的规定时,参照建筑的窗墙面积比和屋顶透光部分的面积取值应按本标准第 4.1.11 条和第 4.1.12 条的规定取值。

4.4.4 一类工业建筑围护结构热工性能权衡判断计算应采用参照建筑对比法,步骤应符合下列规定:

1 应采用统一的供暖、空调系统,计算设计建筑和参照建筑全年逐时冷负荷和热负荷,分别得到设计建筑和参照建筑全年累计耗冷量 Q_c 和全年累计耗热量 Q_H ;

2 应采用统一的冷热源系统,计算设计建筑和参照建筑的全年累计能耗,同时将各类型能源耗量统一折算成标煤比较,得到所设计建筑全年累计综合标煤能耗 $E_{\text{设}}$ 和参照建筑全年累计综合标

煤能耗 $E_{\text{参}}$ ；

3 应进行综合能耗对比,并应符合下列规定:

1)当 $E_{\text{设}}/E_{\text{参}} \leq 1$ 时,应判定为符合节能要求;

2)当 $E_{\text{设}}/E_{\text{参}} > 1$ 时,应判定为不符合节能要求,并应调整建筑热工参数重新计算,直至符合节能要求为止。

4.4.5 当进行一类工业建筑围护结构热工性能权衡判断优化时,宜根据经济成本投资回收期进行优化方案的设计比较。

4.4.6 二类工业建筑围护结构热工性能计算可采用稳态计算方法,当实际换气次数与余热强度等不符合表 4.3.3-1~表 4.3.3-5 的条件时,可根据热量平衡关系式计算所对应的传热系数推荐值。

5 供暖通风空调与给排水

5.1 一般规定

5.1.1 供暖通风空调方式应根据工艺需求、生产班制、建筑功能及规模、所在地区气象条件、能源状况、能源政策、环保、经济等要求,通过方案比较确定。

5.1.2 供暖和空调设计时,应对每个房间进行热负荷和逐项逐时的冷负荷计算。

5.1.3 生产工艺余热宜进行热回收,并应符合下列规定:

- 1 应采用生产工艺控制优先的控制策略;
- 2 余热回收增加的投资,其静态投资回收期不宜超过 5 年。

5.1.4 通风、空调系统风机选型应根据系统计算风量、总阻力及风机性能曲线确定,并应符合下列规定:

- 1 风机的能效等级不宜低于 2 级;
- 2 风机设计工作点应位于风机经济工作区之内,风机应与系统“流量-压力”特性匹配;
- 3 通风、空调系统的风量变化较大时,风机宜变频调速;
- 4 单台风机能满足系统要求时,不宜采用两台风机并联。确需两台风机并联时,宜选择同型号、同规格的风机。

5.1.5 供暖、空调系统水泵选型应根据系统计算流量、总阻力及水泵性能曲线确定,并应符合下列规定:

- 1 水泵的额定工况效率应符合现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的有关规定;
- 2 水泵设计工作点应位于水泵经济工作区之内,循环水泵应与系统的“流量-扬程”特性匹配;
- 3 水泵的运行调节应能满足系统运行工况变化的要求,水泵

的工作点宜位于经济工作区之内；

4 水泵并联时，各台水泵的扬程应接近。水泵串联时，上一级与下一级水泵的总流量应相近。

5.1.6 热水、冷冻水及空调风管供应系统的管网及设备应保温，且应符合现行国家标准《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175 的有关规定。热水、冷冻水及空调风管保温及保冷厚度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。

5.1.7 高温高压蒸汽宜采用梯级综合利用方式，不宜直接减压减温供热。

5.2 供 暖

5.2.1 位于集中供暖区的工业建筑，当工艺对室内温度无特殊要求，且每名工人占用的建筑面积超过 100m^2 时，不宜采用全面供暖系统，宜在固定工作地点设置局部供暖，工作地点不固定时应设置取暖室。

5.2.2 集中供暖系统的热媒应根据建筑物的用途、供热情况和当地气候特点等条件，经技术经济比较确定，并应符合下列规定：

1 厂区只有供暖用热或以供暖用热为主时，应采用热水作热媒；

2 厂区供热以工艺用蒸汽为主时，生产厂房、生产辅助用房可采用蒸汽作热媒；

3 利用余热或可再生能源供暖时，热媒及其参数可根据具体情况确定。

5.2.3 供暖热源的配置应便于供暖量调节，并应配备供热调节装置，根据气象条件、用户侧需求进行供暖调节。

5.2.4 建筑物热力入口处应设置压力平衡装置。

5.2.5 室内热水供暖系统总供回水压差不宜大于 50kPa 。应减少热水供暖系统各并联环路之间的压力损失的相对差额，当其超

过 15% 时,应设置调节装置。

5.2.6 热水供暖系统热力入口处供回水温差不宜小于 25℃。有条件时应提高供水温度,加大供回水温差。

5.2.7 工业建筑供暖时,应采取减小建筑垂直温度梯度的技术措施。

5.2.8 选择散热器时,应采用外表面刷非金属性涂料的散热器。散热器应明装。对于需要分室自动控制室温的散热器供暖系统,散热器前应安装恒温控制阀。

5.2.9 严寒及寒冷地区的工业厂房不宜单独采用热风系统进行冬季供暖,宜采用散热器供暖、辐射供暖等系统形式。

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

$$EHR-h=0.003096 \sum(GH/\eta_b)/Q \leq A(B+\alpha \sum L)/\Delta T \quad (5.2.10)$$

式中:EHR-h——集中供暖系统的循环水泵的耗电输热比;

G ——单台水泵流量(m^3/h);

H ——水泵扬程(m 水柱);

η_b ——水泵对应工作点效率;

Q ——供暖热负荷(kW);

A ——流量系数,按本标准表 5.2.10 选取;

B ——阻力常数,一级泵系统取 17,二级泵系统取 21;

$\sum L$ ——室外管网供回水管道的总长度(m);

ΔT ——供回水温差($^{\circ}C$);

α ——管长系数,按下列选取或计算:

当 $\sum L \leq 400m$ 时, $\alpha = 0.0115$;

当 $400m < \sum L < 1000m$ 时, $\alpha = 0.003833 + 3.067/\sum L$;

当 $\sum L \geq 1000m$ 时, $\alpha = 0.0069$ 。

表 5.2.10 电机和传动部分的效率及循环水泵的耗电输热比计算系数

热负荷 $Q(\text{kW})$		<2000	≥ 2000
电机和传动部分的效率 η	直联方式	0.87	0.89
	联轴器连接方式	0.85	0.87
计算系数 A		0.0062	0.0054

5.3 通风除尘

5.3.1 当自然通风不能满足卫生或生产工艺要求时,应采用自然与机械的复合通风或机械通风方式。

5.3.2 通风空调的风口形式及参数应优先选择已有的经典气流组织计算公式进行计算确定。当没有气流组织计算公式或经气流组织计算公式计算不满足要求时,可采用计算机模拟软件进行优化分析。

5.3.3 对于有集中热源、集中污染源或操作岗位固定的工业建筑,宜采用局部通风系统。

5.3.4 集中热源上部设置局部排风罩时,其罩口高度宜在距热源表面 1 倍~2 倍热源直径或 1 倍~2 倍长边尺寸高度处。

5.3.5 槽宽大于 700mm 时,宜采用双侧或环形槽边排风罩;槽宽小于或等于 700mm 时,宜采用单侧槽边排风罩。

5.3.6 局部排风罩的设置应靠近污染源,其形状和尺寸应与污染源对应。

5.3.7 当污染源离吸风口较远时,宜采用吹吸式通风系统。

5.3.8 热源集中在上部的高大厂房,当下部工作区有供暖需求时,可采用通风机将上部热空气送至下部工作区。

5.3.9 排风应经过净化,并应符合国家现行标准《工业企业设计卫生标准》GBZ 1 和《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50019 的有关规定,可排风至室内。

5.3.10 满足工艺要求时,宜选用高效低阻的除尘器及净化设备。

5.3.11 选用袋式除尘器时,应采用合理的流通结构、清灰方法和

过滤风速,并选用低阻的滤料。袋式除尘器宜采用压差自动控制技术进行清灰,终阻力不应超过 1500Pa。

5.3.12 通风系统风管应符合下列规定:

1 管道布置应通过合理走向、减小长度、减少局部构件个数及减小阻力系数的方法来降低风管阻力;

2 风管宜采用表面光滑的材料制作;

3 矩形风管宽高比应符合现行国家标准《通风与空调工程施工质量验收规范》GB 50243 的有关规定;

4 通风系统风管不应超过风管限制流速,其限制流速应符合现行国家标准《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50019 的有关规定。

5.3.13 电机功率大于 300kW 的大型离心式通风机,宜采用高压供电方式。

5.3.14 严寒及寒冷地区设有供暖系统的厂房安装有大风量的空气压缩机、锅炉引风机等设备时,其设备取风口宜直接从室外取风。

5.3.15 不同时工作的除尘点宜设置与工艺设备连锁的启闭阀,控制系统风量。

5.4 空气调节

5.4.1 在满足工艺要求的条件下,应减少空调区的面积。当采用局部空调能满足要求时,不应采用全面空调。

5.4.2 全空气空调系统应符合下列规定:

1 温度、湿度基数不同或使用时间不同的空调区,不应划分在同一空调系统中;

2 新风管及排风系统应满足在过渡季时全新风或加大新风比的需求;

3 全空气系统宜采用单风管送风方式;

4 设有排除余热的局部排风系统时,空调系统不应直接从有

较大发热量的区域回风。

5.4.3 热湿比较小或全年的热湿比变化较大的空调区,宜采用温湿度独立调节空调系统,并应符合下列规定:

- 1 应采用高温冷水空调供冷和新风除湿方式;
- 2 宜采取全年应用天然冷源的措施;
- 3 温湿度独立调节空调系统不应采用再热空气处理方式。

5.4.4 全空气空调系统的空气处理机组的风机宜采用变频装置。

5.4.5 定风量空调系统宜采用新风与回风的焓值控制方法。

5.4.6 风机盘管加新风系统宜将新风直接送入空调区,不宜经过风机盘管再送出。

5.4.7 当工艺条件允许及技术经济合理时,空调系统宜设置热回收装置。

5.4.8 排风热回收装置的额定热回收效率应符合表 5.4.8 规定。

表 5.4.8 排风热回收装置的额定热回收效率

类型	效率(%)	
	制冷	制热
全热回收效率	>50	>55
显热回收效率	>60	>65

5.4.9 排风热回收系统的净回收效率应符合下列规定:

- 1 当采用全热回收时,系统的净回收效率不应小于 48%;
- 2 当采用显热回收时,系统的净回收效率不应小于 55%;
- 3 当溶液循环式热回收时,系统的净回收效率不应小于 40%。

5.4.10 空调机组的空气过滤器宜设置过滤器阻力监测、报警装置,其阻力应符合下列规定:

- 1 粗效过滤器的初阻力不应大于 50Pa,终阻力不应大于 100Pa;
- 2 中效过滤器的初阻力不应大于 80Pa,终阻力不应大于 160Pa;

3 高中效过滤器的初阻力不应大于 100Pa,终阻力不应大于 200Pa;

4 亚高效过滤器的初阻力不应大于 120Pa,终阻力不应大于 240Pa。

5.4.11 空调系统的送、回风不宜采用土建风道。

5.4.12 空调水系统应设置膨胀水箱,不得将系统膨胀水直接排泄。

5.4.13 空调冷却水系统应符合下列规定:

- 1 应设置水处理装置;
- 2 补水管上应设流量计量装置。

5.4.14 舒适性空调系统采用上送风气流组织时,应加大送风温差,并应符合下列规定:

- 1 送风高度不大于 5m 时,送风温差宜小于 5℃;
- 2 送风高度大于 5m 时,送风温差宜小于 10℃。

5.4.15 建筑空间高度大于 10m,且体积大于 10000m³时,宜采用分层空调,建筑空间高度的计算应按本标准附录 C 的规定计算确定。

5.4.16 符合下列条件之一时,宜采用蒸发冷却空调系统:

- 1 室外空气计算湿球温度小于 23℃的干燥地区;
- 2 显热负荷大,但散湿量较小或无散湿量,且全年需要以降温为主的高温车间;
- 3 要求湿度较高或湿度无严格限制的生产车间。

5.4.17 中、大型空调系统的空气处理方式不宜采用冷热抵消的处理过程。

5.4.18 通风、空调系统作用半径不宜过大。当风量大于 10000m³/h 时,风管系统的单位风量耗功率(W_s)不宜大于表 5.4.18 的规定。风管系统的单位风量耗功率(W_s)应按下列式计算:

$$W_s = P / (3600 \times \eta_{CD} \times \eta_F) \quad (5.4.18)$$

式中： W_s ——单位风量耗功率[W/(m³/h)]；

P ——空调机组的余压或通风系统风机的全压(Pa)；

η_{CD} ——电机及传动效率(%)， η_{CD} 取 0.855；

η_F ——风机效率(%)。

表 5.4.18 风管系统的单位风量耗功率限值 W_s

系统形式	W_s [W/(m ³ /h)]
新风系统	0.24
定风量系统	0.27
变风量系统	0.29
全空气系统	0.30
通风系统	0.27

5.4.19 空调冷(热)水泵应计算耗电输冷比(ECR - a)和耗电输热比(EHR - a)，水泵的耗电输冷比和耗电输热比应符合下列规定：

1 耗电输冷比(ECR - a)和耗电输热比(EHR - a)应按下列公式进行计算：

$$ECR - a = 0.003096 \sum (GH/\eta_b) / \sum Q_0 \leq A(B + \alpha \sum L) / \Delta T \quad (5.4.19-1)$$

$$EHR - a = 0.003096 \sum (GH/\eta_b) / \sum Q_R \leq A(B + \alpha \sum L) / \Delta T \quad (5.4.19-2)$$

式中：ECR - a——水泵的耗电输冷比；

EHR - a——水泵的耗电输热比；

G ——单台水泵流量(m³/h)；

H ——单台水泵扬程(m 水柱)；

η_b ——单台水泵工作点效率(%)；

Q_0 ——空调系统冷负荷(kW)；

Q_R ——空调系统热负荷(kW)；

ΔT ——供回水温差(°C)，按表 5.4.19-1 选取；

- A——流量系数,按表 5.4.19-2 选取;
 B——阻力常数,按表 5.4.19-3 选取;
 α ——管长系数,按表 5.4.19-4 或表 5.4.19-5 选取;
 ΣL ——室外管网供回水管道的总长度(m)。

表 5.4.19-1 ΔT 值($^{\circ}\text{C}$)

系统	冷水	热水			
地区	—	严寒	寒冷	夏热冬冷	夏热冬暖
$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	5	15	15	10	5

表 5.4.19-2 A 值

$G(\text{m}^3/\text{h})$	$G \leq 60$	$60 < G \leq 200$	$G > 200$
A	0.004225	0.003858	0.003749

表 5.4.19-3 B 值

系统		四管制冷热管道 B 值	二管制热水管道 B 值
一级泵	冷水	28	—
	热水	22	21
二级泵	冷水	33	—
	热水	27	25

表 5.4.19-4 四管制冷热热水管道系统的 α 值

系统	管道长度 ΣL 范围(m)		
	$\Sigma L \leq 400$	$400 < \Sigma L < 1000$	$\Sigma L \geq 1000$
冷水	0.020	$0.016 + 1.6/\Sigma L$	$0.013 + 4.6/\Sigma L$
热水	0.0140	$0.0125 + 0.6/\Sigma L$	$0.0090 + 4.1/\Sigma L$

表 5.4.19-5 两管制冷热热水管道系统的 α 值

系统	地区	管道长度 ΣL 范围(m)		
		$\Sigma L \leq 400$	$400 < \Sigma L < 1000$	$\Sigma L \geq 1000$
热水	严寒	0.0090	$0.0072 + 0.721/\Sigma L$	$0.0059 + 2.02/\Sigma L$
	寒冷			
	夏热冬冷	0.0240	$0.0060 + 0.16/\Sigma L$	$0.0016 + 0.56/\Sigma L$
	夏热冬暖	0.0320	$0.0026 + 0.24/\Sigma L$	$0.0021 + 0.74/\Sigma L$
冷水	—	0.020	$0.016 + 1.6/\Sigma L$	$0.009 + 4.1/\Sigma L$

2 水泵的耗电输冷比和耗电输热比计算参数应符合下列规定：

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

5.5 冷 热 源

5.5.1 除符合下列情况外，不得采用电作为直接供暖或空调的热源：

1 采用燃油、燃煤设备受环保或消防严格限制，且无生产余热或无区域热源及气源时；

2 有峰谷电价的区域，仅在夜间利用低谷电价时段蓄热时；

3 远离集中供热的分散独立建筑，无其他可利用的热源，且无法利用热泵供热时；

4 不允许采用热水或蒸汽直接供暖，且不能间接供暖的重要配电用房；

5 利用可再生能源及余热发电，且发电量能满足电热供暖时；

6 恒温恒湿区域及室内湿度精度要求较高，且无蒸汽源区域的加湿。

5.5.2 锅炉额定工况下热效率不应低于表 5.5.2 的限值。

表 5.5.2 锅炉额定工况下热效率限值

锅炉 类型	燃料 种类	锅炉额定工况热效率 η (%)					
		锅炉额定蒸发量 D (t/h) 或额定热功率 Q (kW)					
	烟煤	$D < 1$ 或 $Q < 0.7$	$1 \leq D < 2$ 或 $0.7 \leq Q < 1.4$	$2 \leq D < 6$ 或 $1.4 \leq Q < 4.2$	$6 \leq D < 8$ 或 $4.2 \leq Q < 5.6$	$8 \leq D < 20$ 或 $5.6 \leq Q < 14.0$	$D \geq 20$ 或 $Q \geq 14.0$
层状 燃烧 锅炉	Ⅱ类	73	76	78		79	80
	Ⅲ类	75	78	80		81	82
抛煤 机链 条炉 排锅 炉	Ⅱ类	—	—	—	80		81
	Ⅲ类	—	—	—	82		83
流化 床燃 烧锅 炉	Ⅱ类	—	—	—	82		83
	Ⅲ类	—	—	—	84		84
燃油 燃气 锅炉	重油	86		88			
	轻油	88		90			
	燃气	88		90			

5.5.3 锅炉的选择应符合下列规定：

- 1 锅炉台数不宜少于 2 台，且各台锅炉的容量宜相等；
- 2 设置单台锅炉时，应在最大热负荷及最小热负荷时都能高效运行；
- 3 锅炉的回水温度不应小于 50℃。

5.5.4 电机驱动的蒸汽压缩冷水(热泵)机组，在名义工况下，其额定制冷量的性能系数(COP)限值不应低于表 5.5.4 的规定。

表 5.5.4 冷水(热泵)机组额定制冷量的性能系数(COP)限值

类型		额定制冷量(kW)	性能系数(W/W)
水冷	活塞式、涡旋式	<528	4.10
	螺杆式	<528	4.60
		528~1163	5.00
		>1163	5.20
	离心机	<1163	5.00
		1163~2110	5.30
>2110		5.70	
风冷或 蒸发冷却	活塞式、涡旋式	≤50	2.60
		>50	2.80
	螺杆式	≤50	2.70
		>50	2.90

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

$$IPLV=1.2\%A+32.8\%B+39.7\%C+26.3\%D \quad (5.5.5)$$

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

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

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

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

5.5.6 定频式水冷冷水机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)不应低于表 5.5.6 的限值,其他机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)应符合下列规定:

1 水冷变频离心式冷水机组不应低于表 5.5.6 限值的 1.3 倍;

2 水冷变频螺杆式冷水机组不应低于表 5.5.6 限值的

1.15 倍。

表 5.5.6 冷水(热泵)机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)限值

类型		额定制冷量(kW)	综合部分负荷性能系数(W/W)
水冷	活塞式、涡旋式	<528	4.90
	螺杆式	<528	5.00
		528~1163	5.75
		>1163	5.90
	离心式	<1163	5.15
		1163~2110	5.40
		>2110	5.95
风冷或蒸发冷却	活塞式、涡旋式	≤50	3.10
		>50	3.35
	螺杆式	≤50	2.90
		>50	3.10

5.5.7 空调冷源综合制冷性能系数(SCOP)限值不应低于表 5.5.7 的规定。冷源综合制冷性能系数(SCOP)可按下式计算:

$$SCOP = \sum Q / \sum N \quad (\text{kW/kW}) \quad (5.5.7)$$

式中: $\sum Q$ ——制冷机的额定制冷量之和(kW);

$\sum N$ ——冷源的净输入功率之和(kW),包括冷水机组、冷却水泵及冷却塔或风冷式的风机的输入功率。

表 5.5.7 空调冷源的综合制冷性能系数(SCOP)限值

类型		额定制冷量(kW)	综合制冷性能系数
水冷	活塞式、涡旋式	<528	3.30
	螺杆式	<528	3.60
		528~1163	4.00
		>1163	4.00
	离心式	<1163	4.00
		1163~2110	4.10
		>2110	4.50

5.5.8 额定制冷量大于 7100W 的电机驱动压缩机的单元式空调机及风管式、屋顶式空调机,在制冷名义工况和规定条件下,其能效比(EER)不应低于表 5.5.8 的规定。

表 5.5.8 单元式空调机及风管式、屋顶式空调机能效比(EER)限值

类型		能效比(W/W)
风冷式	不接风管	2.65
	接风管	2.45
水冷式	不接风管	3.25
	接风管	3.00

5.5.9 蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组及直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组,在名义工况下的性能参数限值不应低于表 5.5.9 的规定。

表 5.5.9 溴化锂吸收式冷水机组的性能参数限值

机型	蒸汽压力(MPa)	名义工况			性能参数	使用范围(MPa)	
		冷(温)水进/出水温度(°C)	冷却水进水温度(°C)	冷却水出水温度(°C)	单位制冷量 加热源耗量 [kg/(kW·h)]		
蒸汽单效	0.1	12/7	32(24~34)	40	2.17	0.087~0.12	
蒸汽双效	0.4			38	1.19	0.35~0.45	
	0.6				1.11	0.50~0.65	
	0.8	1.09	0.65~0.85				
直燃	—	12/7	出口 60	30	35	1.30(W/W)	—
	—					—	—

5.5.10 空气源热泵机组的设计应符合下列规定:

- 1 融霜时间总和不应超过运行周期时间的 20%;
- 2 冬季设计工况时的机组性能系数(COP),冷热风机组及直接膨胀的单元式空调机组不应小于 1.80,冷热水机组不应小于 2.00;
- 3 室内温度稳定性要求较高时,空调宜设置辅助热源;

4 同时供冷、供暖的建筑,宜采用热回收式热泵机组。

5.5.11 多联式空调(热泵)系统额定制冷量的能效比(EER)不应低于2.8。

5.5.12 多联式空调(热泵)机组名义工况的制冷综合性能系数IPLV(C)限值不应低于表5.5.12的规定。

表 5.5.12 多联式空调(热泵)机组名义工况的
制冷综合性能系数 IPLV(C) 限值

额定制冷量 CC(kW)	制冷综合性能系数 IPLV(C) 限值(W/W)
$CC \leq 28$	3.80
$28 < CC \leq 84$	3.75
$CC > 84$	3.65

5.5.13 冷水(热泵)机组单台容量及台数的选择应满足工艺要求及空调部分负荷的需求。当冷负荷大于528kW时,冷水机组不宜少于2台。

5.5.14 蒸汽凝结水应回收,并应采用闭式凝结水回收系统。

5.5.15 冬季或过渡季有供冷需求时,可利用空调冷却塔提供冷水。

5.5.16 制冷机房、锅炉房的位置宜靠近供暖、通风及空调冷热负荷中心布置。

5.6 给水排水

5.6.1 用水计量水表和耗热量表设置应符合现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 和《民用建筑节能设计标准》GB 50555 的有关规定。

5.6.2 给排水系统器材、器具宜采用低阻力、低水耗产品。

5.6.3 给水系统应符合下列规定:

- 1 应充分利用市政供水压力或厂区供水压力;
- 2 应合理控制各用水点处的水压。

5.6.4 市政管网给水压力不能满足供水要求的多层、高层建筑的

各类供水系统时,应竖向分区,并应符合下列规定:

1 各分区的最低卫生器具配水点的静水压力不宜大于0.45MPa;

2 当系统用水量较大时,各加压供水分区宜分别设置加压泵,不宜采用减压阀分区;

3 分区内低层部分应设减压设施保证用水点供水压力不大于0.20MPa,且不应小于用水器具要求的最低压力。

5.6.5 供水加压泵选型应符合下列规定:

1 应根据管网水力计算选择和配置,并应保证水泵工作时高效率运行;

2 所选水泵在设计工况时的效率应符合现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的有关规定;

3 应选择具有水流量增大而扬程逐渐下降特性的供水加压泵。

5.6.6 热水系统应符合下列规定:

1 热水供应系统应根据已有的热水设计条件、使用要求、用水点的分布、热源情况合理选择;

2 当厂区热源站与水加热设备站只设一套时,宜合建或贴邻布置;当厂区内有多个加热设备站(室)而只有一个热源时,热源站宜居中布置;

3 加热设备站(室)宜靠近最大负荷;

4 最不利点配水点温度与加热设备出口温度的温差不得大于10℃;

5 热水用水量较小且用水点分散时,宜采用局部热水供应系统;热水用水量较大、用水点集中时,应采用集中热水供应系统,并应设置完善的热水循环系统。

5.6.7 地面以上的污废水应采用重力流系统直接排入室外管网。

6 电 气

6.1 一 般 规 定

6.1.1 电气系统的设计应经济合理、高效节能。

6.1.2 电气系统宜选用技术先进、成熟、可靠、损耗低、谐波发射量少、能效高、经济合理的节能产品。

6.2 照 明

6.2.1 室内照明功率密度值(LPD)应符合现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034 的有关规定。

6.2.2 当同一场所的不同区域有不同照度要求时,应采用分区一般照明;对于作业面照度要求较高,只采用一般照明不合理的场所,宜增加局部照明,采用混合照明。

6.2.3 光源的选择应符合下列规定:

1 宜选择单灯功率较大、光效较高的光源,不宜选用卤钨灯和荧光高压汞灯;

2 除需满足特殊工业要求的场所外,不应采用白炽灯;

3 无人长时间逗留,只进行检查、巡视和短时操作的场所的灯具宜采用发光二极管灯。

6.2.4 单灯功率不大于 25W 的气体放电灯,除自镇流荧光灯外,其镇流器宜选用谐波含量低的产品。

6.2.5 使用电感镇流器的气体放电灯应在灯具内设置电容补偿,荧光灯功率因数不应低于 0.90,高强气体放电灯功率因数不应低于 0.85。

6.2.6 照明控制宜符合下列规定:

1 生产场所宜按车间、工段或工序分组控制;

- 2 在有可能分隔的场所,宜按有可能分隔的场所分组控制;
- 3 所控灯列可与侧窗平行;
- 4 除设单个灯具的房间外,每个房间照明控制开关不宜少于2个;
- 5 走廊、楼梯间等场所的照明,宜按建筑使用条件和天然采光状况采取分区、分组控制措施;
- 6 可利用天然采光的场所,宜随天然光照度变化自动调节照度;
- 7 大型工业建筑可采用智能照明控制系统;
- 8 厂区道路照明宜采用分区集中控制,采用光控和时间控制相结合的控制方式,根据所在地区的地理位置和季节变化合理确定开关灯时间。

6.2.7 工业建筑照明宜利用导光管、光导纤维等导光和反光装置将天然光引入室内进行照明。

6.3 电 力

6.3.1 变配电所设置宜接近负荷中心。

6.3.2 供电电压偏差应符合现行国家标准《电能质量 供电电压偏差》GB/T 12325 的有关规定。

6.3.3 单相用电设备接入 220V/380V 系统时,宜使三相平衡。供配电系统中在公共连接点的三相电压不平衡度允许限值,应符合现行国家标准《电能质量 三相电压不平衡》GB/T 15543 的有关规定。

6.3.4 设备选择应符合下列规定:

- 1 变压器和电动机能效限定值及能效等级应符合相关能效标准的要求;

- 2 有连续调速运行要求的电动机采用变频调速装置时,变频器的谐波限值、能效等级应符合相关能效标准的要求。

6.3.5 动力与照明宜共用变压器,当季节性负荷或专用设备较多

时,宜设专用变压器。低压电网中,配电变压器的接线组别宜选用(D,Yn11)。

6.3.6 当采用提高自然功率因数的措施后,仍达不到电网合理运行要求时,应采用并联电力电容器作为无功补偿装置。

6.3.7 用于电流较大且长期稳定的供电回路的电缆,宜按经济电流密度校验导体截面。

6.3.8 采用并联电力电容器作为无功补偿装置时,宜就地平衡补偿,并符合下列规定:

- 1 低压部分的无功功率应由低压电容器补偿;
- 2 高压部分的无功功率宜由高压电容器补偿;
- 3 容量较大、负荷平稳且经常使用的用电设备的无功功率宜单独就地补偿;
- 4 补偿基本无功功率的电容器组应在配变电所内集中补偿。

6.3.9 当注入电网的谐波超过允许值时,应根据不同行业的要求、谐波源的特点采取相应的滤波措施。

7 能量回收与可再生能源利用

7.1 一般规定

7.1.1 供暖、通风、空调和生活热水等用能需求应通过对当地环境资源条件的分析与技术经济比较,优先采用可再生能源。

7.1.2 当采用可再生能源时,可再生能源系统应纳入建筑工程设计,统一规划、同步设计。条件允许时,宜与建筑工程同步施工,同时投入使用。

7.1.3 热水供应的热源应优先选择工业可回收热量、太阳能,有条件时可利用地热能 and 风能。

7.2 能量回收

7.2.1 对生产过程中产生的能源物质宜采取回收和再利用措施。

7.2.2 空调与供暖系统冷热源应靠近负荷中心。冷(热)水机组或供暖、换热设备的选择应根据使用特点及空调或供暖系统的规模,结合可利用生产余热情况,以及当地能源价格政策、环保要求确定,并应符合下列规定:

- 1 生产余热或热电厂余热宜作为供暖或空调的热源;
- 2 热电厂或生产余热蒸汽或高温水宜作为溴化锂冷水机组的冷源;
- 3 电厂余热应采用溴化锂吸收式热泵技术回收作为供暖空调热源。

7.3 可再生能源利用

7.3.1 采用太阳能等可再生能源时,供暖、空调、热水系统宜集成设计,提高系统的利用率。

7.3.2 太阳能热水系统及太阳能辅助供暖系统应设置自动控制系统,自动控制系统应保证最大限度地利用太阳能。

7.3.3 在工业建筑上增设或改造太阳能光热或光伏发电系统时,宜采用光热或光伏与建筑一体化系统。

7.3.4 太阳能光伏发电系统接入电网前应明确上网电量和用网电量计量点,每个计量点均应装设电能计量装置。

7.3.5 用能需求稳定且达到一定规模的工业建筑,在天然气供应充足的地区,宜应用分布式热电冷联供和燃气空气调节技术供冷、供热;具有热、电、天然气等多种能源时,宜采用复合式能源供冷、供热技术;具有地热源可利用时,宜采用水源或地源热泵供冷、供热技术。一次能源利用率宜在 70% 以上。

8 监测与控制

8.1 一般规定

8.1.1 在满足功能的要求下,应制订合理的节能监测与控制方案,提高能源利用率。

8.2 监测

8.2.1 用能设备和设施的计量应符合现行国家标准《用能单位能源计量器具配备和管理通则》GB 17167 的有关规定。

8.2.2 建筑电能计量应分级、分项计量。

8.2.3 电能计量装置的选择应符合下列规定:

- 1 应根据变配电设备和负载特性确定仪表监测参数;
- 2 宜选用现场总线传输相关监测数据。

8.2.4 采用区域性冷源和热源时,在每栋工业建筑的冷源和热源入口处应设置冷量和热量计量装置,同时应进行补水量的计量。采用集中供暖空调系统时,不同使用单位或区域宜分别设置冷量和热量计量装置。

8.2.5 人员聚集的厂房,设有机械通风系统、集中或半集中式空调系统时,宜根据探测器的监测结果联动控制相关区域的通风、空调设备。

8.2.6 合理选择监测装置量程,进行过程控制时,测量精度应高于要求的过程控制精度 1 个等级。

8.3 控制

8.3.1 侧窗和天窗宜采用定时控制、光感控制、温感控制和综合集成控制等节能控制方式。

- 8.3.2** 照明设备应根据自然采光效果进行控制。
- 8.3.3** 多台电梯集中排列时,应具有按规定程序集中调度和控制的群控功能。
- 8.3.4** 变频调速泵组应根据用水量和用水均匀性等因素合理选择搭配水泵及调节设施,宜按供水需求自动控制水泵启动的台数。
- 8.3.5** 电机的调速方式应根据实际的节能效果进行选择。
- 8.3.6** 在不影响配电网络及相关设备的情况下,笼型电机启动宜采用全压启动的方式。
- 8.3.7** 风机变风量控制宜采用变速控制方式。
- 8.3.8** 变频器、逆变器宜采用能量回馈单元。
- 8.3.9** 采用两台以上的冷水机组或总制冷量大于 2000kW 的集中供暖通风与空气调节系统宜设置直接数字监测与控制系统。
- 8.3.10** 冷热源机房的控制功能宜符合下列规定:
- 1 可进行冷水(热泵)机组、水泵、电动阀门、冷却塔等设备的顺序启停和连锁控制,在顺序启停和连锁排查有故障时,应能报警并启动下一组设备;
 - 2 可进行冷水机组的台数控制,并宜采用冷量优化控制方式;
 - 3 可进行水泵的台数控制,并宜采用流量优化控制方式;
 - 4 二级泵可进行自动变速控制,宜根据供回水水管路上压差控制转速,且压差宜能优化调节;
 - 5 可进行冷却塔风机的台数控制,宜根据室外气象参数进行变速控制;当采用冷却塔免费供冷时,采用冷却塔供应空调冷水时的供水温度控制,可进行冷却塔的自动排污控制;
 - 6 工艺环境允许且技术经济合理时,可进行供水温度的优化;
 - 7 宜能按照累计运行时间进行设备的轮换使用;
 - 8 对于装机容量较大、设备台数较多的冷热源机房,宜采用机组群控方式;当采用群控方式时,应与冷水机组自带控制单元建

立通信连接。

8.3.11 锅炉房和热交换站应具备供热量控制功能,且应符合下列规定:

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

8.3.12 全空气空调系统的控制功能宜满足下列要求:

- 1 工艺生产环境允许时,宜采用变频控制;
- 2 宜进行风机、风阀和水阀的启停连锁控制;
- 3 宜按照使用时间进行定时启停控制,对启停时间进行优化调整;
- 4 过渡季宜有加大新风比的控制方式;
- 5 宜根据室外气象参数优化调节室内温度设定值;
- 6 室内空气温度可监测与控制;
- 7 过滤器宜设置超压报警。

8.3.13 车间大型风机盘管的控制功能应符合下列规定:

- 1 精密空调车间宜采用电动水阀和风速相结合的控制方式;
- 2 车间舒适性空调宜优先采用台数控制;
- 3 经济技术合理时过渡季宜设置加大新风比的控制方式;
- 4 室内空气温度可监测与控制;
- 5 过滤器宜设置超压报警。

8.3.14 间歇运行的空气调节系统宜设自动启停控制装置,控制装置宜具备按预定时间表、按服务区域进行设备启停的功能。

8.3.15 散热器供暖系统应检测热力入口处热媒温度和压力、过滤器前后压差、工作点温度及供热量。供暖系统应设置调控车间温度的装置。

8.3.16 燃气辐射供暖系统宜根据室内温度控制辐射器的投入量

或燃气量。

8.3.17 热风供暖系统应根据室内温度调节出风温度或系统风量,应对一次能源用量进行计量。

8.3.18 以排除房间余热及污染物为主的通风系统,宜设置温度或浓度的监测与控制装置。

8.3.19 热回收装置应监测放热侧进排风温度和流量、吸热侧进排风温度和流量、热回收装置电机用电量。热回收器回收量应可以控制,热回收装置的旁通装置应能自动控制。

附录 A 工业建筑能耗的范围和计算

A.0.1 工业建筑能耗的范围和计算应符合下列规定：

1 工业建筑全年能耗可按下列式计算：

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 - Q_6 + Q_7 \quad (\text{A.0.1-1})$$

式中： Q ——工业建筑年能耗(kW·h)；

Q_1 ——工业建筑空调系统年能耗(kW·h)；

Q_2 ——工业建筑供暖系统年能耗(kW·h)；

Q_3 ——工业建筑给排水系统年能耗(kW·h)；

Q_4 ——工业建筑通风除尘系统年能耗(kW·h)；

Q_5 ——工业建筑照明系统年能耗(kW·h)；

Q_6 ——余热、可再生能源利用量(kW·h)；

Q_7 ——其他工业建筑能耗(电梯、电热水器、电风扇等)(kW·h)。

2 全年工业建筑能耗应按下列式计算：

$$Q = Q_z - Q_g - Q_q \quad (\text{A.0.1-2})$$

式中： Q ——全年工业建筑能耗(kW·h)；

Q_z ——全年工业综合能耗(kW·h)；

Q_g ——全年工艺能耗(kW·h)；

Q_q ——其他能耗，指除工艺能耗和工业建筑能耗范围以外的能耗(kW·h)。

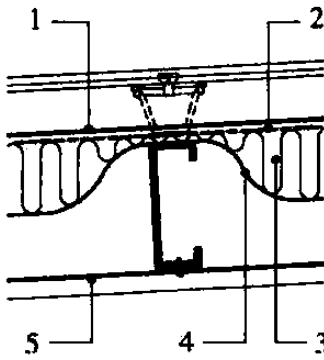
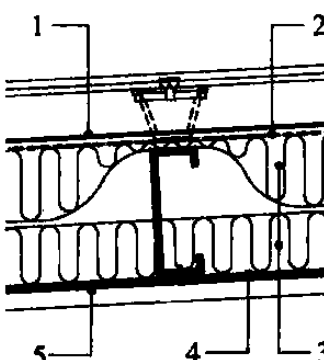
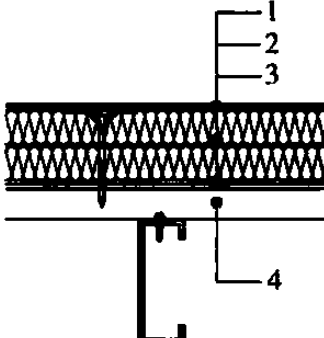
3 工业建筑能耗指标应按下列公式计算：

$$\text{单位产量工业建筑能耗指标} = \frac{\text{全年工业建筑能耗}}{\text{全年产出的该产品合格品量}} \quad (\text{A.0.1-3})$$

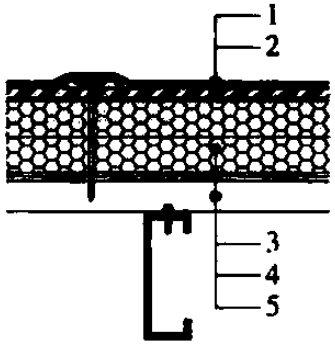
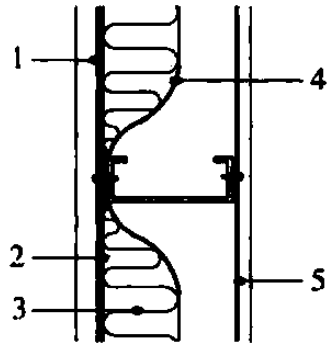
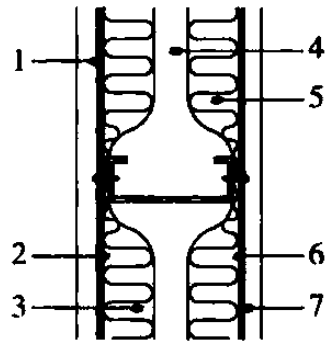
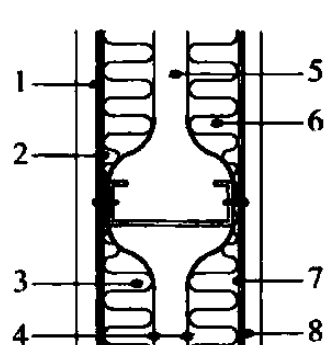
$$\text{单位建筑面积工业建筑能耗指标} = \frac{\text{全年工业建筑能耗}}{\text{总建筑面积}} \quad (\text{A.0.1-4})$$

附录 B 工业建筑金属围护结构 典型构造传热系数

表 B 工业建筑金属围护结构典型构造传热系数

编号	保温材料种类	保温厚度 (mm)	传热系数 [W/(m ² ·K)]	简图	用料及分层做法 (从室外至室内)
屋面 1a	玻璃丝棉毡	50	0.92		1. 面层压型金属板
		75	0.65		2. 防水透汽膜
		100	0.50		3. 玻璃丝棉毡
		120	0.42		4. 隔汽层
		150	0.34		5. 底层压型钢板
屋面 1b	玻璃丝棉毡	100+100	0.26		1. 面层压型金属板
					2. 防水透汽膜
					3. 玻璃丝棉毡
					4. 隔汽层
					5. 底层压型钢板
屋面 2a	岩棉板	50	0.91		1. 单层防水卷材
		60	0.77		2. 岩棉板
		80	0.60		3. 隔汽膜
		100	0.49		4. 专用压型钢板
		120	0.41		
		150	0.33		
		180	0.28		

续表 B

编号	保温材料种类	保温厚度 (mm)	传热系数 [W/(m ² ·K)]	简图	用料及分层做法 (从室外至室内)
屋面 2b	硬质挤塑 聚苯板	50	0.64		1. 单层防水卷材
		60	0.54		2. 防火覆盖板
		80	0.42		3. 挤塑聚苯板
		100	0.34		4. 隔汽膜
		120	0.29		5. 专用压型钢板
墙体 1	玻璃丝 棉毡	50	0.92		1. 外层压型钢板
		75	0.65		2. 防水透汽膜
		100	0.50		3. 玻璃丝棉毡
墙体 2a	玻璃丝 棉毡	50+ A+50	0.46		1. 外层压型钢板
		60+ A+60	0.39		2. 防水透汽膜
		75+ A+75	0.32		3. 玻璃丝棉毡
		100+ A+100	0.25		4. 40mm 厚空气层
墙体 2b	玻璃丝 棉毡	50+ A+50	0.38		1. 外层压型钢板
		60+ A+60	0.33		2. 防水透汽膜
		75+ A+75	0.28		3. 玻璃丝棉毡
		100+ A+100	0.22		4. 铝箔层
					5. 40mm 厚空气层
					6. 玻璃丝棉毡
					7. 隔汽层
					8. 内层压型钢板

注:表中保温材料容重及导热系数采用以下数值:玻璃丝棉毡容重为 16kg/m³,导热系数为 0.045W/(m²·K);岩棉板容重为 180kg/m³,导热系数为 0.044W/(m²·K);硬质挤塑聚苯板容重为 28kg/m³,导热系数为 0.030W/(m²·K)。

附录 C 工业建筑体积、面积与高度计算原则

- C.0.1** 建筑体积(V_0)应按与计算建筑面积所对应的建筑物外表面积和底层地面所围成的体积计算。
- C.0.2** 建筑面积(A_0)应按各层外墙外包线围成的平面面积的总和计算,应包括半地下室的面积,不应包括地下室的面积。
- C.0.3** 外窗面积应取洞口面积。建筑气楼天窗应计入外窗面积。
- C.0.4** 屋顶透光部分面积应取屋顶平天窗与斜天窗面积、采光带等屋顶可透光部分面积总和。
- C.0.5** 外门面积应取洞口面积。
- C.0.6** 地面面积应按外墙内侧围成的面积计算。
- C.0.7** 建筑空间高度应为屋面最高点与地面的高度差,屋面气楼高度不应计入建筑空间高度。

本标准用词说明

1 为便于在执行本标准条文时区别对待,对要求严格程度不同的用词说明如下:

1)表示很严格,非这样做不可的:

正面词采用“必须”,反面词采用“严禁”;

2)表示严格,在正常情况下均应这样做的:

正面词采用“应”,反面词采用“不应”或“不得”;

3)表示允许稍有选择,在条件许可时首先应这样做的:

正面词采用“宜”,反面词采用“不宜”;

4)表示有选择,在一定条件下可以这样做的,采用“可”。

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

引用标准名录

- 《建筑给水排水设计规范》GB 50015
《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50019
《建筑采光设计标准》GB 50033
《建筑照明设计标准》GB 50034
《民用建筑热工设计规范》GB 50176
《公共建筑节能设计标准》GB 50189
《通风与空调工程施工质量验收规范》GB 50243
《民用建筑节能设计标准》GB 50555
《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》
GB/T 7106
《设备及管道绝热设计导则》GB/T 8175
《电能质量 供电电压偏差》GB/T 12325
《电能质量 三相电压不平衡》GB/T 15543
《用能单位能源计量器具配备和管理通则》GB 17167
《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762
《工业企业设计卫生标准》GBZ 1
《工作场所物理因素测量 第 10 部分：体力劳动强度分级》
GBZ/T 189.10

中华人民共和国国家标准

工业建筑节能设计统一标准

GB 51245 - 2017

条文说明

编制说明

《工业建筑节能设计统一标准》GB 51245—2017,经住房和城乡建设部 2017 年 5 月 27 日以 1571 号公告批准发布。

为便于广大设计、施工、科研、学校等单位有关人员在使用本标准时能正确理解和执行条文规定,《工业建筑节能设计统一标准》编制组按章、节、条顺序编制了本标准的条文说明,对条文规定的目的、依据以及执行中需要注意的有关事项进行了说明。但是,本条文说明不具备与标准正文同等的法律效力,仅供使用者作为理解和把握标准规定的参考。

目 次

1	总 则	(55)
2	术 语	(56)
3	基本规定	(57)
3.1	节能设计分类与基本原则	(57)
3.2	节能设计环境计算参数	(58)
4	建筑与建筑热工	(60)
4.1	总图与建筑设计	(60)
4.2	自然通风和天然采光	(62)
4.3	围护结构热工设计	(64)
4.4	工业建筑围护结构热工性能的权衡判断	(70)
5	供暖通风空调与给排水	(74)
5.1	一般规定	(74)
5.2	供暖	(76)
5.3	通风除尘	(78)
5.4	空气调节	(81)
5.5	冷热源	(91)
5.6	给水排水	(101)
6	电 气	(103)
6.1	一般规定	(103)
6.2	照明	(103)
6.3	电力	(105)
7	能量回收与可再生能源利用	(108)
7.1	一般规定	(108)
7.2	能量回收	(108)

7.3	可再生能源利用	(110)
8	监测与控制	(112)
8.1	一般规定	(112)
8.2	监测	(112)
8.3	控制	(114)

1 总 则

1.0.1 为适应国家经济建设以及节能、节水、节材、节地和环境保护的需要,结合我国工业建设领域标准规范工作实际,特制定本标准。本标准编制的原则:

(1)宏观、通用原则。先编制一个宏观的、导则性的工业建筑节能设计统一标准,涉及工业建筑节能设计分类、节能设计参数、建筑及其围护结构热工设计、暖通、空调、采光、照明、电力等专业节能设计的指导性条款,形成通用性标准。

(2)聚焦“建筑物节能”原则。工业建筑节能标准的目标是在保证建筑物基本使用功能的前提下,利用现有的各专业技术追求最大的节能效果,因此,要和工业节能区分开来,以“工业建筑物”为目标,集成与建筑物相关的建筑、暖通、空调、照明电气等专业节能技术和节能要求。

(3)借鉴原则。工业建筑和公共建筑、居住建筑一样,属于建筑物类型之一,在建筑节能方面有共同部分,工业建筑节能和公共建筑节能更相近,因此,借鉴国内外现有技术标准的内容,增加一些工业建筑特有的内容。

本标准的制订对我国工业建筑节能事业的发展有着非常重要的作用和积极的意义。

1.0.2 本标准适用于生产厂房、生产辅助用房的节能设计。对于特殊行业和有特殊要求的厂房,例如炸药厂房(仓库)、花炮厂房(仓库)、冷库等的节能设计,可不按本标准执行,当有专门的国家现行标准时,执行其规定。

2 术 语

2.0.2 工业建筑能耗和民用建筑能耗有较大区别。生产设备的能耗不计入工业建筑能耗,与工艺设备一体化配套出厂的环保设备能耗不计入工业建筑能耗。

2.0.3 零能耗指通过自然通风、天然采光、围护结构热工设计等措施,避免空调、供暖、机械通风等能耗,实现最大限度的节能设计,并可以避免相关设备的投资。通过降低设计负荷,缩短运行时间来降低运行能耗。

2.0.4 生产工艺过程中有些设备产生的余热通过局部排风设施直接排至室外,或通过能量回收装置加以利用,并未进入室内环境的热量,不计入影响建筑热环境的热量。

2.0.8 冷源综合制冷性能系数(SCOP)是以消耗电的冷源系统,其单位耗电量所能产出的冷量反映了冷源系统效率的高低。

3 基本规定

3.1 节能设计分类与基本原则

3.1.1 工业建筑涉及行业较多,各行业又明显存在不同的特征,在进行节能设计时,将工业建筑分为两类,其类别有可能是指一栋单体建筑或一栋单体建筑的某个部位。代表性行业里面表示该行业大部分情况属于这类建筑,并不排除该行业个别情况属于另外一类建筑类型。比如,金属冶炼行业大多数情况是属于有强热源或强污染源的情况,但并不排除该行业个别建筑或部位是以供暖或空调为主要环境控制方式。

对于一类工业建筑,冬季以供暖能耗为主,夏季以空调能耗为主,通常无强污染源及强热源。代表性行业有计算机、通信和其他电子设备制造业,食品制造业,烟草制品业,仪器仪表制造业,医药制造业,纺织业等。凡是有供暖空调系统能耗的工业建筑,均执行一类工业建筑相关要求。对于二类工业建筑,以通风能耗为主,通常有强污染源或强热源。代表性行业有金属冶炼和压延加工业,石油加工、炼焦和核燃料加工业,化学原料和化学制品制造业,机械制造等。强污染源是指生产过程中散发较多的有害气体、固体或液体颗粒物的源项,要采用专门的通风系统对其进行捕集或稀释控制才能达到环境卫生的要求。强热源是指在工业加工过程中,具有生产工艺散发的个体散热源,一般生产工艺散发的余热强度在 $20\text{W}/\text{m}^3 \sim 50\text{W}/\text{m}^3$,如热轧厂房。此外,在烧结、锻铸、熔炼等热加工车间,往往具有固定的炉窑、冷却体等高温散热体,从而形成高余热散发,此时热强度可超过 $50\text{W}/\text{m}^3$ 。

不同类型工业建筑节能设计和建筑能耗计算所要考虑的因素见表 1。

表 1 不同类型工业建筑节能设计和建筑能耗计算所要考虑的因素

工业建筑节能设计类型	总图与建筑	围护结构	供暖	空气调节	自然通风	机械通风	除尘净化	冷热源	给水排水	采光照明	电力	能量回收	可再生能源	监测与控制
一类工业建筑	★	★	★	★	☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆	☆	★
二类工业建筑	★	★	☆	—	★	★	★	☆	☆	☆	☆	★	☆	★

注：★表示重点考虑，☆表示考虑，—表示忽略。

在本标准中的条文，没有特指定工业建筑类型的，适用两类工业建筑。

3.2 节能设计环境计算参数

3.2.2 本着保证工作人员的工作效率及健康，并考虑工作强度不同时人体产热量的不同，确定轻劳动、中等劳动、重劳动及极重劳动状态下工业建筑室内计算温度。本条规定的温度只是节能设计计算时所采用的室内温度，该参数既不是建筑运行时的实际状况，也不是建筑室内热环境的控制目标。对于特定的工业建筑，实际的室温主要受室外温度的变化、室内热源强度情况及供暖系统的运行状况的影响。在进行节能设计计算时，一类工业建筑按轻劳动强度下，室内计算温度取值为 16℃；二类工业建筑按中等劳动强度下，室内计算温度取值为 14℃。

3.2.3 空气调节的室内计算参数，是基于人体对周围环境的温度、相对湿度、风速和辐射热等热环境条件的适应程度，工业建筑节能设计参数相对于民用建筑适当降低标准，并结合考虑我国工业建筑环境的实际情况、室内衣着情况等因素确定。本着保证工作人员的工作效率及舒适性，室内的热舒适性根据《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》GB/T 18049—2000，采用预计的平均热感觉指数 (PMV) 和预计不满

意者的百分数(PPD)评价,其值为: $-1 \leq PMV \leq +1$, $PPD \leq 27\%$ 。本条规定的参数也只是用于节能设计计算,并不等于实际的室内参数。

4 建筑与建筑热工

4.1 总图与建筑设计

4.1.1 选址过程中不但要考虑用地性质、交通组织、市政设施、周边建筑等基本因素,还需考虑一定范围内的生态环境因素,避免由于选址不当对整体环境产生不利影响。所涉及生态环境因素主要包括日照条件、降水量、温湿度、风向、风速、风频及地表下垫面情况等。

4.1.2 某些工业建筑在生产过程中向环境放散大量热、蒸汽、烟尘、粉尘及有害物质等,如果在总图阶段未妥善处理建筑群间的相互关系,不但污染周围的自然环境,而且对相邻建筑的节能产生不利影响。因此,要从工业建筑群的总图设计出发,控制建筑间距、选择最佳朝向、确定建筑密度和绿化构成,以消除或减少相互之间的不利干扰。

4.1.4 综合考虑工业建筑的工艺需求,挖掘自然通风和日照的节能潜力,可利用计算机模拟分析方法,处理好工艺与建筑节能之间的关系。

4.1.5 工业建筑能耗大致受到两方面的影响,一是工艺流程、设备布局等生产需求,二是方位朝向、空间组织、建筑体形、材料构造等建筑本体造成的能耗性能。因此,工业建筑节能需同时注重上述两个方面,合理划分生产与非生产、强热源和一般热源、强污染源和一般污染源、人员操作区与非人员操作区部位,协调工艺和节能的双重矛盾。

4.1.6 自然通风、保温隔热与遮阳等被动式节能技术,可以减小环境对建筑节能的不利影响,能够缩短暖通空调设备的运行时间、降低设备负荷,起到节能的作用。单纯依赖暖通、空调和照明系统

等主动式环境控制技术,无法从根本上达到节能的目的。建筑造型设计结合围护结构保温隔热设计,充分分析采光、通风条件对节能的影响,合理确定开窗方式、窗墙比。

4.1.8 工业建筑在工艺流程和设备运行中,散发出大量中低品位的废热、余热,虽然无法在工艺流程中直接利用,但是可以在辅助生产用房的供暖、空调、生活热水等方面得到再次利用,也可考虑建立集中的能量回收设施,服务于周边建筑。

4.1.9 通常道路、停车场和室外场地等多为石材、混凝土等硬质铺装材料,透水性能较差,强化了热岛效应。在能够满足强度和耐久性要求的情况下,采用透水铺装材料可使雨水通过铺装下的渗水路径渗入到下部土壤,从而改善夏季室外热环境条件。有条件的地区,设置水面,平衡环境温度、湿度,同时提高环境的舒适度。厂区内的水平绿化、垂直绿化、立体绿化在夏季可以对建筑形成遮荫,避免建筑过热;冬季可以遮蔽寒风,降低风速,减少冷风渗透耗能。

4.1.10 严寒和寒冷地区室内外温差较大,建筑体形的变化将直接影响一类工业建筑供暖能耗的大小。在一类工业建筑的供暖耗热量中,围护结构的传热耗热量占有很大比例,建筑体形系数越大,单位建筑面积对应的外表面面积越大,传热损失就越大。因此,从降低冬季供暖能耗的角度出发,一定对严寒和寒冷地区一类工业建筑的体形系数进行控制,以更好地实现节能目的。

但是,体形系数的确定还与工艺要求、建筑造型、平面布局、采光通风等条件相关。因此,如何合理地确定建筑形状,一定要考虑本地区气候条件,冬、夏季太阳辐射强度,风环境,围护结构构造形式等各方面的因素。应权衡利弊,兼顾不同工艺要求及使用类型的建筑造型,减少房间的外围护面积,使体形不要太复杂,凹凸面不要过多,以达到节能的目的。

4.1.11 本条为强制性条文,必须严格执行。

窗的传热系数远大于墙的传热系数,一类工业建筑窗墙面积

过大会导致供暖和空调能耗增加,因此,从降低建筑能耗的角度出发,必须对窗墙面积比予以严格的限制。

4.1.12 本条为强制性条文,必须严格执行。

一类工业建筑屋顶透光部分面积过大会导致冬季散热面积大,导致供暖能耗增加。夏季屋顶水平面太阳辐射强度最大,屋顶透光面积越大,相应地建筑的空调能耗也越大。因此,从降低建筑能耗的角度出发,必须对一类工业建筑屋顶透光部分的面积予以严格的限制。

4.2 自然通风和天然采光

4.2.1 室内热源较强、空间高度较高的工业建筑,优先利用热压通风。室外年平均风速较高时,充分利用风压通风。除特殊建筑外,建筑物要有外窗。有一些工业建筑外窗可开启面积很小,有的甚至被固定不可开启,这是不合理的。但是对于放散极毒物质的工业建筑,无组织排放将造成室外空气质量不达标和周围空气被粉尘或其他有害物质严重污染的工业建筑不能采用自然通风。

4.2.2 对于二类工业建筑,室内热源散发大量热量,为了提高自然通风效果,利用围护结构散热,在工艺条件允许的情况下,尽量采用单跨结构,但工业建筑受到工艺条件限制,可能会出现不允许单跨结构的情况,多跨结构热压自然通风常常会形成屋顶排风面积大而侧墙进风面积小的情况,可考虑增大侧墙自然通风进风面积或机械补充进风量。

4.2.4 周围空气被粉尘或其他有害物质污染的工业建筑,不能采用自然进风。无组织排放对环境污染的程度大于有组织排放,这是因为有组织排放的废气都经过了高效的净化处理。

4.2.5 为保证自然通风效果,进风口面积与排风面积尽量相等,但在实际工程中,进风面积通常受工业辅助用房或工艺条件限制,从而得不到保证。当进风面积受限时,采用机械进风的方式,形成利用热压的自然与机械的复合通风方式。当排风面积无法保证

时,采用机械排风方式进行补充。

4.2.6 良好的自然通风需要进风口面积与排风口面积尽量相等,但在实际工程中,进风口面积通常受工业辅助用房或工艺条件限制,从而得不到保证。在条件允许的情况下,可在地面设置进风口,以增加进风面积。以地道作为热压通风进风方式,可获得较低的进风温度,提高热压通风效果。

4.2.7 夏季由于室内外形成的热压小,为保证足够的进风量,消除余热、提高通风效率,自然进风口的位置尽可能低,排风口的位置尽可能高,以增加进、排风口的高度差,增强热压通风效果。

4.2.8 本条规定是从防止室外新鲜空气流经散热设备被加热和污染方面考虑的。

4.2.9 以风压自然通风为主的工业建筑,在确定其朝向时,考虑利用夏季最多风向来增加自然通风的风压作用或形成穿堂风,因而要求建筑的迎风面与最多风向成 $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 。

4.2.10 为了提高自然通风的效果,采用流量系数较大的进、排风口或窗扇,如在工程设计中常采用的性能较好的门、洞、平开窗、上悬窗、中悬窗及隔板或垂直转动窗、板等。

供自然通风用的进、排风口或窗扇,一般随季节的变换要进行调节。对于不便于人员开关或需要经常调节的进、排风口或窗扇,要考虑设置机械开关装置,否则自然通风效果将不能达到设计要求。总之,设计或选用的机械开关装置应便于维护管理并能防止锈蚀失灵,且有足够的构件强度。

4.2.11 天然光是清洁能源,取之不尽,用之不竭,具有很大的节能潜力,目前世界范围内照明用电量约占总用电量的 20%,充分利用天然光是实现照明节能的重要技术措施。在采光设计中,采取各种方法提高采光效率是有效利用天然采光的重要环节。如根据建筑形式和不同的光气候特点,合理选择窗的位置、朝向和不同的开窗面积。在条件允许的情况下,设置天窗采光不但能大大提高采光效率还可以获得好的采光均匀度。与此同时,应用一些新

的采光技术,如导光管装置,也可以获得比较好的采光效果。对于大进深的侧面采光,可在室外设置反光板或采用棱镜玻璃,增加房间深处的采光量,有效改善空间的采光质量。

为了提高采光高效率,设计时尽量选择采光性能好的窗和采光性能好的导光管系统。采光装置要求:①采光窗的透光折减系数大于 0.45;②导光管采光系统在漫射光条件下的系统效率大于 0.5。透光折减系数是在漫射光条件下透射光照度与入射光照度之比。导光管采光系统的采光效率按现行国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033 取值。

此外,设计时尽量选择适宜的采光材料。采光材料要求:①设计时综合考虑采光和热工的要求,按不同地区选择光热比合适的材料;②导光管集热器材料的透射比不低于 0.85,漫射器材料的透射比不低于 0.80,导光管材料的反射比不低于 0.95。光热比为材料的可加光透射比与材料的太阳光总透射比之比,采光材料的光热比按照现行国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033 取值。推荐在窗墙比小于 0.45 时,采用光热比大于 1.0 的采光材料;窗墙比大于 0.45 时,采用光热比大于 1.2 的采光材料。

4.2.12 自然采光设计可以有效降低照明能耗。在设计阶段,进行自然采光节能量的模拟预测和核算,可以预测自然采光的节能潜力,帮助建筑师进行自然采光设计方案的节能优化。采光节能计算方法按照现行国家标准《建筑采光设计标准》GB 50033 执行。

4.3 围护结构热工设计

4.3.1 在工业建筑中,金属围护结构是常用的形式,本标准附录 B 给出了其典型构造形式的传热系数。

4.3.2 本条为强制性条文,必须严格执行。

对于一类工业建筑,环境控制方式为供暖和空调,以供暖为主的情况,建筑节能侧重于围护结构保温和供暖系统节能设计;对于以空调为主的情况,建筑节能侧重于建筑围护结构隔热和空调系统节能设

计,因此,采用热工性能良好的建筑围护结构是降低一类工业建筑能耗的重要途径之一。本条的传热系数、太阳得热系数、热阻系数是结合模型计算和全国各个气候分区的实际案例综合得出的。

对某一典型单层工业厂房进行了不同室内发热量条件下,空调供暖负荷和热工性能参数关系的比较分析。该案例厂房为24m×114m,层高5m,窗墙比为0.2,屋顶天窗比例为0.05。室内热扰作息时间按照一班倒工作制设置,通过近百个模拟案例的计算,得出如下结论:

(1)对于轻微室内发热量($Q < 10\text{W}/\text{m}^3$)的工业厂房,提高围护结构的保温性能对于建筑节能有一定的效果,但经济回收期较长,并与厂房所在地的室外气候特征密切相关,严寒地区约为10年,气候越炎热地区,回收期越长。

(2)对于中度室内发热量($Q \geq 10\text{W}/\text{m}^3$)的工业厂房,增强围护结构的保温隔热性能,由于其节能量有限且经济回收周期长,不建议盲目做保温隔热要求。

对全国各个气候分区总共46个工业建筑围护结构热工性能参数进行统计,结果汇总如表2和图1所示。

表2 工业建筑围护结构热工性能参数

	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
典型工程案例数量	10	20	8	8
体形系数	0.08~0.12	0.07~0.19	0.06~0.14	0.07~0.12
屋面传热系数	0.29~0.51	0.34~0.65	0.51~0.74	0.67~0.78
外墙传热系数	0.33~0.63	0.31~1.58	0.48~1.53	0.60~1.10
窗墙比	0.14~0.45	0.01~0.52	0.023~0.30	0.07~0.30
窗传热系数	2.0~2.6	1.8~3.0	2.85~4.9	3.0~3.7
屋顶透光部分比例	0.10~0.18	0.02~0.12	0.02~0.09	0.04
屋顶透光传热系数	2.5~2.7	2.5~3.0	2.9~3.0	3.0
体形系数分布	0.10以下占50.0%;0.10~0.15占41.3%;0.15以上占8.7%			
窗墙比分布	小于0.3占71.7%;0.3~0.4占19.6%;0.4以上占8.7%			
屋顶透光面积比	20%以下			

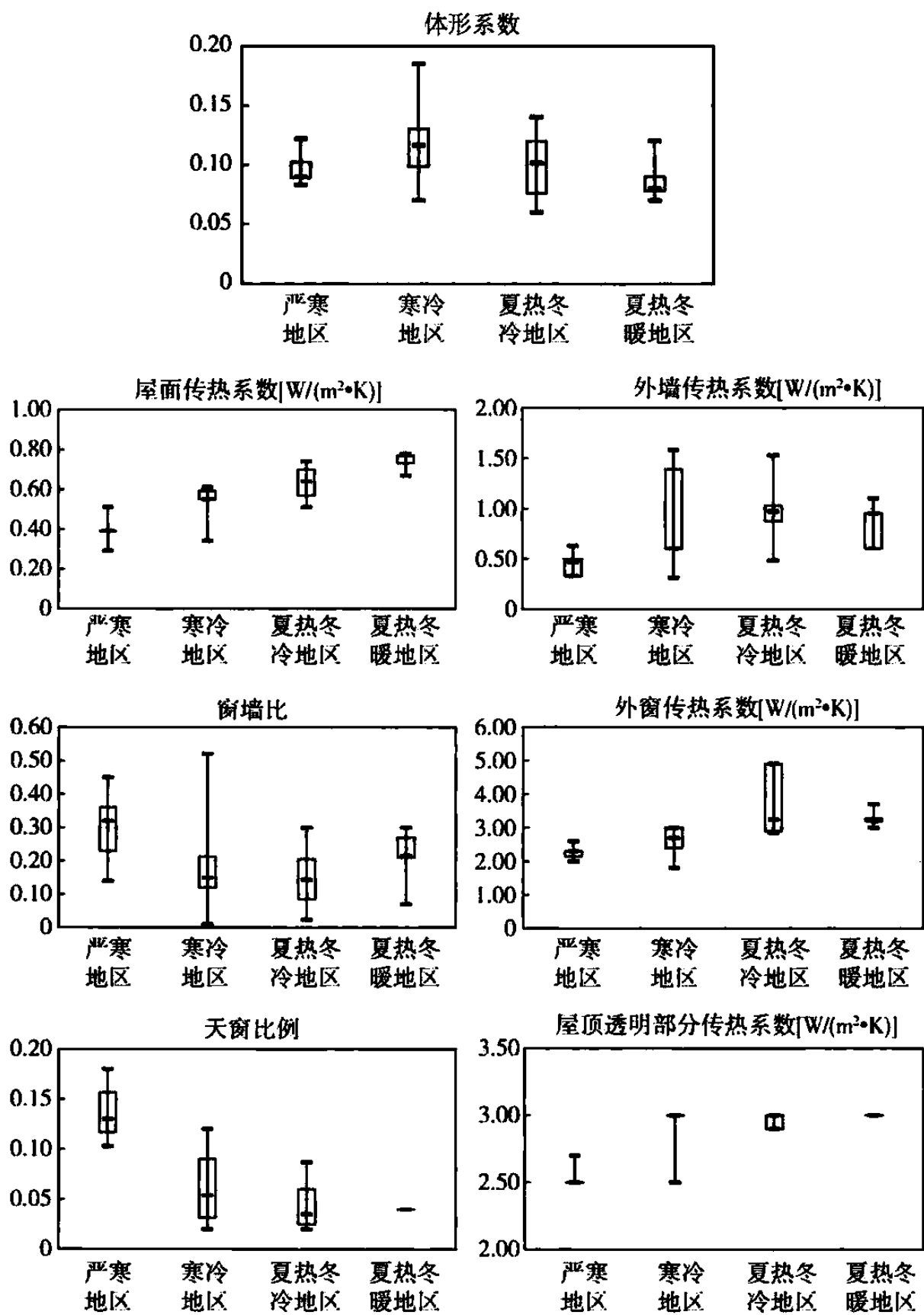


图 1 调研厂房建筑体形和热工性能参数四分位图

注：图中从低到高依次为最小值，25%位值，中位值，75%位值，最大值。

4.3.3 二类工业建筑是以通风为环境控制方式,其节能设计旨在给出满足一定室内设计参数时所需的围护结构热工性能设计方法,从而避免供暖空调系统能耗。

二类工业建筑与民用建筑节能设计方法有显著差异和不同,相对于民用建筑,二类工业建筑通常存在很大的余热强度和通风换气次数。对于二类工业建筑,除气候分区外,室内余热强度和通风换气次数是影响环境控制方式和节能设计方法的主要因素,体形系数和窗墙比对围护结构传热系数的影响较小。

对于二类工业建筑,建筑围护结构的传热系数是推荐值,而不是限值。这就意味着二类工业建筑围护结构传热系数值既考虑了冬季的保温要求,也考虑了夏季隔热及排出室内余热的需求。围护结构传热系数大于或小于推荐值都不利于室内热环境和节能。

表 4.3.3-1~表 4.3.3-5 给出了在不同余热强度和换气次数条件下的围护结构传热系数推荐值。外墙传热系数推荐值与室内余热强度有很大的关系,在同一气候区,余热强度越低,围护结构传热系数的推荐值也越小,反之,推荐值越大。当室内余热强度大于 $50\text{W}/\text{m}^3$ 时,不论严寒还是寒冷地区,都不需要考虑保温。在不同气候区及室内热源强度等条件下,屋面传热系数推荐值差别不大,是由于屋面传热系数都要考虑防止夏季太阳辐射得热。外墙传热系数推荐值与通风换气次数也有很大的关系,当实际通风换气次数和表中计算条件存在较大差异时,需进行权衡判断。

当室内余热强度不稳定或有值班温度要求时,如果对应工业建筑经济可行的围护结构传热系数,室内温度仍低于要求范围,则需要增加供暖设备以满足冬季室内温度要求。当余热强度很大时,对应工业建筑一般围护结构传热系数上限值条件下,室内温度仍超过要求范围,需增大窗户开启面积或增加机械通风量,提高换气次数。

4.3.4 常用建筑围护结构有砌筑类、现浇类、装配类,在工业建筑项目中,结合建筑工业化要求以及工业建筑建造特征,采用预

制装配类建筑围护结构,并采用相应新材料、新工艺、新技术。对于装配式围护结构技术,系统构造的材料选择和系统设计是其性能保证的关键。

4.3.5 门窗与墙体缝隙处,如果不做特殊处理,易形成热桥,冬季会造成结露,因此要求对这些特殊部位采用保温、密封构造,特别是一定要采用防潮型保温材料,如果是不防潮的保温材料,其在冬季就会吸收了凝结水变得潮湿,降低保温效果。这些构造的缝隙要采用密封材料或密封胶密封,杜绝外界的雨水、冷凝水等影响。变形缝是保温的薄弱环节,加强对变形缝部位的保温处理,避免变形缝两侧墙出现结露问题,也减小通过变形缝的热损失。

4.3.6 金属围护结构的气密性指标是保证其传热系数至关重要的性能,因此,对其提出相应要求。

4.3.7 本条说明如下:

1 严寒地区的生产性建筑性质决定了其外门开启的频繁度,外门频繁开启造成室外冷空气大量进入室内,导致供暖能耗增加。设置门斗可以避免冷空气直接进入室内。除了严寒地区以外,寒冷地区及其他地区也存在此类现象,因此应该采取相应措施。

2 因生产建筑外门通常较大,因此对于严寒和寒冷地区以及建筑外门有保温隔热要求。

4.3.8 本条说明如下:

1 为加强生产建筑的自然通风能力,减少机械通风能耗,故对外窗的开启面积提出要求,对有通风要求的生产建筑,首选外窗开启面积最大的立转窗。

2 为了保证生产建筑的节能效果,要求外窗具有良好的气密性能,以抵御夏季和冬季室外空气过多地向室内渗漏,因此对外窗的气密性能要有较高的要求。

4.3.9 对于室内散发大量余热且无伴随污染物的情况,当冬季有保温要求时,需采用自动或手动的控制方式关闭天窗或屋面通风器,以减少由于通风换气引起的热量损失。

4.3.10 夏热冬冷或夏热冬暖地区的建筑物大都采用通风屋顶进行隔热,收到了良好效果。近些年来,民用建筑设置通风屋顶的也越来越多,所需费用很少,但效果却很显著。某些存放油漆、橡胶、塑料制品等的仓库,由于受太阳辐射的影响,屋顶内表面及室内温度过高,致使所存放的上述物品变质或损坏,乃至有引起自燃和爆炸的危险,除加强通风外,设置通风屋顶也是一种有效的隔热措施。

夏热冬冷或夏热冬暖地区散热量小于 $23\text{W}/\text{m}^3$ 的冷车间,夏季经围护结构传入的热量,占传入车间总热量的 85% 以上,其中经屋顶传入的热量又占绝大部分,以致造成屋顶对工作区的热辐射。为了减少太阳辐射热,当屋顶离地面平均高度小于或等于 8m 时,采用屋顶隔热措施。

4.3.11 大量的调查和测试表明,太阳辐射通过窗进入室内的热量是造成夏季室内过热、空调能耗上升的主要原因。因此,为了节约能源,要对窗口采取遮阳措施。

在设计遮阳时需考虑地区的气候特点和房间的使用要求以及窗口所在朝向。遮阳设施效果除取决于遮阳形式外,还与遮阳设施的构造处理、安装位置、材料与颜色等因素有关。可以把遮阳做成永久性或临时性的遮阳装置。永久性的即是在窗口设置各种形式的遮阳板,临时性的即是在窗口设置轻便的窗帘、各种金属或塑料百页等。在永久性遮阳设施中,按其构件能否活动或拆卸,又可分为固定式或活动式两种。活动式的遮阳可视一年中季节的变化,一天中时间的变化和天空的阴暗情况,任意调节遮阳板的角度,在寒冷季节,为了避免遮挡阳光,争取日照,还可以拆除。遮阳措施也可以采用各种热反射玻璃和镀膜玻璃、阳光控制膜、低发射率膜玻璃等,因此近年来在国内外建筑中普遍采用。

本条对严寒地区未提出遮阳要求。这是因为,在严寒地区,供暖能耗在全年建筑总能耗中占主导地位,冬季阳光充分进入室内,

有利于降低冬季供暖能耗。因此,遮阳措施一般不适用于北方严寒地区。

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

4.4 工业建筑围护结构热工性能的权衡判断

4.4.1 本条为强制性条文,必须严格执行。

为保证建筑物围护结构的基本热工性能,设定进行建筑围护结构热工性能权衡判断计算的准入条件。除温和地区以外,进行权衡判断的建筑围护结构应符合本标准的性能要求,若不符合,采取措施提高相应热工参数,使其达到准入条件后方可按照本节规定进行权衡判断,满足本标准节能要求。然而,当室内发热量比较大时,围护结构通风换气的重要性会高于其保温性能要求,此时盲目增加保温,不仅会带来高投资,对于建筑的运行节能也没有效果。通过对不同气候地区典型厂房不同室内发热量情况下的能耗进行模拟计算,建议对严寒、寒冷地区室内发热量不大于 $10\text{W}/\text{m}^3$ 的一类工业建筑设置围护结构热工性能权衡判断准入条件。对于夏热冬冷地区和夏热冬暖地区,由于设置的围护结构热工性能准入条件较为宽松,同时考虑围护结构冬季不结露要求,因此,表 4.4.1 中的限值规定适用于这些气候区域里所有室内发热量情况的一类工业建筑。

4.4.2 换气次数是影响室内热环境和能耗的重要指标。对于一类工业建筑,空调期或供暖期室外的新鲜空气进入室内,一方面,有利于确保室内的卫生条件,另一方面,又要消耗大量的新风负荷,换气次数的不同,将会直接影响能耗模拟结果的大小。因此在进行权衡判断时,需要规范换气次数的设置。考虑厂房的空间差异,对不同体积厂房的换气次数提出了不同的要求。对于空气调节的工业建筑,若室内为正压,则不考虑空气渗透负荷,在进行权衡判断时,换气次数设为 0;对于夏季空调且室内正压,冬季供暖

且无新风的工业建筑,夏季换气次数设为 0,冬季换气次数按照表 4.4.2 的规定取值;对于夏季、冬季都采用空气调节,且室内均无法保证正压的工业建筑,夏季、冬季换气次数按照表 4.4.2 的规定取值。若设计建筑已进行换气次数考虑,参照建筑的换气次数与设计建筑一致。

4.4.3 权衡判断是一种性能化的设计方法,具体做法就是先构想出一栋虚拟的建筑,称之为参照建筑,每一栋实际设计的建筑都对应一栋参照建筑,然后分别计算参照建筑和实际设计的建筑的全年供暖和空调的总能耗,并依照这两个总能耗的比较结果作出判断。建筑形状、大小、朝向以及内部的空间划分、使用功能、使用特点都与供暖和空调能耗直接相关,因此在这些方面参照建筑要与设计建筑完全一致。

4.4.4 由于实际工程采用的冷热源、供暖空调系统、负荷特性参数等与权衡判断计算时的假设并不相同,能耗的总值和单位面积能耗的绝对值都没有任何实际意义。为了避免产生歧义和简化计算,本标准没有采用所设计建筑全年累计综合能耗 $E_{\text{设计}}$ 和参照建筑全年累计综合能耗 $E_{\text{参照}}$ 的绝对值,而采用了二者的相对比值,作为判定建筑围护结构是否符合节能要求的判据。

4.4.5 提高建筑物的保温性能,可以减少建筑物的热量损失,从而减少供暖空调能耗费用,但这也会增加建筑的一次性投资。在进行围护结构节能权衡判断优化时,对可能产生的节能收益和节能投资费用进行计算,将节能投资回收期作为优化方案考虑的重要经济性指标。投资回收期(年) = 优化初投资成本增加费用(元) / 因采用此优化每年的节能收益(元)。对于投资回收期超过 10 年的节能优化方案不作为推荐优化方案。

4.4.6 对于二类工业建筑,围护结构传热系数推荐值是在中等劳动强度下的室内节能设计计算温度,在不同气候区,根据建筑物通风换气次数和室内余热强度的情况分别给出的。工业建筑的体形系数和窗墙对围护结构传热系数的影响较小,而通风换气次数和

室内余热强度对围护结构传热系数的影响非常大。因此,当实际通风换气次数与计算条件存在较大差异时,需要进行围护结构热工性能权衡判断计算。

围护结构热工性能权衡判断可以按照稳态计算方法进行。

稳态算法:

$$Q_n = Q_q + Q_w + Q_c + Q_f \quad (1)$$

$$Q_n = qV \quad (2)$$

$$Q_q = K_q F_q \Delta t \quad (3)$$

$$\Delta t = t_n - t_e$$

$$Q_w = K_w F_w \Delta t \quad (4)$$

$$Q_c = K_c F_c \Delta t \quad (5)$$

$$Q_f = c\rho L V \Delta t \quad (6)$$

式中: Q_n ——室内余热量(W);

q ——室内余热强度(W/m³);

V ——建筑体积(m³);

Q_q ——墙体传热量(W);

K_q ——围护结构外墙部位对应的平均传热系数[W/(m²·K)];

F_q ——围护结构外墙部位对应的面积(m²);

t_n ——室内节能设计计算温度(℃),按照表 3.2.2 选取;

t_e ——供暖室外计算温度(℃),按现行国家标准《民用建筑供暖通风空气调节规范》GB 50736 选取;

Q_w ——屋面传热量(W);

K_w ——围护结构屋顶部位对应的平均传热系数[W/(m²·K)];

F_w ——围护结构屋顶部位对应的面积(m²);

Q_c ——通过窗户传热量(W);

K_c ——围护结构窗户部位对应的平均传热系数[W/(m²·K)];

F_c ——围护结构窗户部位对应的面积(m²);

Q_f ——通风换气带走的热量(W);

c ——空气比热容,一般取 $0.28(\text{W} \cdot \text{h})/(\text{kg} \cdot \text{K})$;
 ρ ——空气密度,取供暖室外计算温度下的值(kg/m^3);
 L ——换气次数(次/h)。

5 供暖通风空调与给排水

5.1 一般规定

5.1.1 工业建筑的功能及规模差别很大,供暖通风空调可以有多种方式。如何选定合理的供暖通风空调方式,通过方案比较分析给出理由,或者通过技术经济比较确定。这是因为各地能源结构、价格均不同,经济实力也存在较大差异,还要受到环保、卫生、安全等多方面的制约。

5.1.2 暖通工程设计过程中滥用单位负荷指标的现象十分普遍,估算的结果总是偏大,并由此造成“一大三大”的后果,即总负荷偏大,从而导致主机偏大、管道输送系统偏大、末端设备偏大。由此带来初投资增高、运行能耗增加等问题。

5.1.3 生产过程产生的余热,例如,以烟气、蒸汽、水、渣、产品等形式从工艺系统中排出的热量,在不影响正常的生产、确保工艺稳定的前提下,经过技术经济比较进行余热回收,在工艺优先的策略下设计控制系统。

5.1.4 通风机根据风机性能曲线、管路特性曲线选型。绘制管路特性曲线有一定的难度,管道上阀门开关或调节、过滤器阻力增加管路特性曲线会有变化,因此提出根据系统设计风量、总阻力以及风机性能曲线选择通风机。

1 在现行国家标准《通风机能效限定值及能效等级》GB 19761中,将通风机的能效等级分为3级,其中1级能效最高,3级能效最低。该标准中同时指出,通风机的节能评价值不低于2级,因此本标准中规定通风机的能效等级不宜低于2级。

2 每台风机都有一个经济工作区,风机设计工作点应位于风

机经济工作区之内。风机并不总在一个工作点工作,调节后或者系统阻力特性发生变化后工作点会偏离设计点,但设计点应在经济工作区之内。

3 负荷总是变化着的,是否一定要调节还是不调节而让系统实现自平衡,取决于调节能否取得合理的经济效益。对于运行时间较长且运行工况(风量、风压)有较大变化的系统,需考虑采用变频调速风机。

4 两台或多台风机并联运行时,可通过台数调节实现节能运行,这是多台风机并联理论上存在的优点。但实际上往往由于风机选型不合理、管道配置不合理使得系统存在较大的并联损失,并且往往难以完全克服,因此本条提出单台风机能满足通风系统要求时,不宜采用两台风机并联同时工作。确需两台风机并联工作时,要选择同型号、同规格的风机。

5.1.5 本条说明如下:

1 在现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 中提出了泵的三种能效,能效限定值 η_1 、目标能效限定值 η_2 、节能评价值 η_3 。

2 在水泵经济工作区内,水泵效率不低于其最高效率的 90%。

3 水泵的运行调节应满足系统运行工况变化的要求,通过台数调节、变频运行、定频泵和变频泵联合运行等实现水泵的运行调节。水泵运行调节的基本原则除满足系统需求外,还要兼顾运行节电,这就要求每台水泵尽可能地高效运行,水泵的工作点位于经济工作区之内。

4 水泵并、串联在工程上十分常见,不合适的并、串联非但起不到增加流量或提高扬程的作用,还会旁通流量或者增加阻力,因此这里提出水泵并联时,各台水泵的扬程应接近。水泵串联时,上一级水泵与下一级水泵的总流量应相近。

5.1.6 本条规定了热水、冷冻水及空调风管绝热计算的基本原

则,其保温设计从节能角度出发减少散热损失。

5.1.7 工业余热生产的高品质蒸汽,采用热动、热电及热电冷联供等梯级综合利用方式,不要直接减压减温供热。

5.2 供 暖

5.2.1 当每名工人占用的建筑面积超过 100m^2 时,设置使整个房间都达到某一温度要求的全面供暖是不经济的,仅在固定的工作地点设置局部供暖即可满足要求。有时厂房中无固定的工作地点,设置与办公室或休息室相结合的取暖室,对改善劳动条件也会起到一定的作用。

5.2.2 本条说明如下:

1 热水和蒸汽是集中供暖系统最常用的两种热媒。蒸汽供暖的跑冒滴漏、凝结水回收率低、凝结水水质差等问题,造成了蒸汽供暖不利于节能,因此推荐采用热水作供暖热媒。

2 有时生产工艺是以高压蒸汽为热源,因此不对蒸汽供暖持绝对否定的态度。当厂区供热以工艺用蒸汽为主,在不违反卫生、技术和节能的条件下,生产厂房、仓库、公用辅助建筑物可采用蒸汽作热媒。从舒适、安全的角度考虑,生活、行政辅助建筑物仍采用热水作为热媒,热水可采用汽-水换热器制备。

3 利用余热或可再生能源供暖时,热媒及其参数受到工程条件和技术条件的限制,需要根据具体情况确定。

5.2.3 热源调节是供暖调节的最基本措施。供暖调节和供暖计量都是供暖节能的要求。热源调节包括对热媒的质调节、量调节或者质、量同时调节。为实现供暖的量或质调节,对锅炉、水泵、热泵机组等的台数设置有要求,对每台设备的调节性能有要求。如现行国家标准《锅炉房设计规范》GB 50041 规定,锅炉台数、热功率能有效地适应热负荷变化,锅炉台数不少于 2 台。当选用 1 台锅炉能满足热负荷调节和检修需要时,可只设置 1 台。现行国家标准《锅炉房设计规范》GB 50041 还规定,热力网采用分阶段变流

量调节时,循环水泵不少于3台。采用中央质-量调节时,循环水泵选用调速泵。现行行业标准《城镇供热管网设计规范》CJJ 34规定,热水供热系统采用热源处集中调节、热力站及建筑引入口处的局部调节和用热设备单独调节三者相结合的联合调节方式,并采用自动化调节。热力管网中继泵采用调速泵且减少中继泵的台数。设置3台或3台以下中继泵并联运行时设备用泵,设置4台或4台以上中继泵并联运行时可不设备用泵。热交换站二次泵台数不少于2台,其中1台备用。当采用“质-量”调节或考虑用户自主调节时,选用调速泵。现行国家标准《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50019中规定,用户侧冷热水循环泵采用调速泵。

5.2.4 当系统根据气候负荷改变循环流量时,所有末端按照设计要求分配流量,而彼此间的比例基本维持,这个要求需要通过静态水力平衡阀来实现。

5.2.5 热水供暖系统热力入口处资用压差不要过大,否则供暖各用户之间不易达到平衡。同时限制热力入口资用压差,也起到限制供暖系统规模的作用,防止供暖系统过大引起系统内水力不平衡。热水供暖系统各并联环路之间的计算压力损失允许差额不大于15%的要求,是基于保证供暖系统的运行效果,参考国内外资料规定的。

5.2.6 供暖热媒的种类及参数根据项目情况综合比较后确定。提高供水温度,加大供回水温差,可减少热输送能耗。

5.2.7 减小沿高度方向的温度梯度可以减少无效热损失,这些措施包括:加大辐射热的比例,采用地面辐射供暖系统或顶板辐射供暖系统;采用热风供暖时加大空气循环量,降低送风温度;高于10m的空间采用热风供暖时,采取自上向下的强制对流措施,包括调整送风角度、采用下送型暖风机、在顶板下吊装向下送风的循环风机等。

5.2.8 散热器外表面涂刷非金属性涂料时,其散热量比涂刷金属

性涂料时能增加 10%左右,从而提高散热器的金属热强度,节约散热器金属消耗量,达到节材的目的。从实用的角度确定散热器的安装方式,强调散热器明装。散热器前安装恒温控制阀,可实现供暖量的精确调节,提高供暖质量,减少供热浪费。

5.2.9 散热器供暖系统蓄热量大,室内热环境稳定性好。反之,热风供暖系统蓄热量小,室内热环境稳定性差。同时,采用热风供暖风机电耗大,不利于节能运行。

5.2.10 规定耗电输热比(EHR-h)的目的是为了防止采用过大的水泵,提高输送效率。公式(5.2.10)同时考虑了不同管道长度、不同供回水温差因素对系统阻力的影响。本条的计算思路与国家现行标准《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26—2010 第 5.2.16 条、《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005 第 5.2.8 条思路一致。考虑室内干管比摩阻与 $\sum L \leq 400\text{m}$ 时室外管网的比摩阻取值差距不大,为了计算方便,本标准在 $\sum L \leq 400\text{m}$ 时,全部按照 $\alpha=0.0115$ 来计算。

5.3 通风除尘

5.3.1 自然通风不需消耗风机能耗,是最节能的通风方式,其主要方式包括风压通风与热压通风,在有较强余热散发的工业建筑中,热压通风的利用可有效改善室内环境,优先采用自然通风的方式。但当通风进风有温湿度或洁净度要求、排风有除尘净化要求、进排风口面积受到限制时采用机械通风方式,为最大限度地降低能耗,尽量采用自然与机械复合通风方式。

5.3.2 合理选用风口形式,布置送、排风口位置,避免盲目地采用只增加风量的方式来达到提高通风效率的目的。在进行气流组织计算时,优先选择已有的经典气流组织计算公式。不能满足要求时,可采用计算机数值模拟方法,在进行模拟误差分析基础上,优化气流组织形式。

5.3.3 局部排风装置在集中热源、集中污染源附近进行捕集,可

有效减少排风量和污染物扩散。局部送风装置可保证局部工作区环境需求,并满足工作区的局部送风参数;冬季可向工作岗位送热风,夏季可向工作岗位送冷风。局部通风系统可减少通风量,达到节能的目的。

5.3.4 热射流在距热源表面1倍~2倍热源直径或1倍~2倍长边尺寸处,热射流断面发生收缩,气流覆盖范围宽度最小且流速较高,局部排风罩口位于此高度易于获得较高的捕集效率。

5.3.5 工艺生产槽边抽风排除槽内的有害物时,一般采用条缝排风罩,例如脱铜电解槽排风,在不影响工艺操作的前提下,在槽的双侧或周边设置槽边排风罩,可以使条缝风口风速降低,从而使阻力减少,达到节能的目的。同时,避免盲目地增加阻力来使条缝排风罩风口速度分布均匀。

5.3.7 吹吸式通风系统通过送风气流将污染物送至吸风口,可提高污染物捕集效率。送风口尽量设置在离污染源较近的位置。

5.3.8 热源集中在上部的高大厂房会形成显著的垂直温度梯度,冬季可将上部热空气利用通风机送至下部工作区以满足其供暖需求。

5.3.9 排风系统大量向室外排风时,排出的热量或冷量相当可观,为了减少能量损失可向室内排风。对于室内外温差不大的情况,要将风排至室外。

5.3.10 除尘器及净化设备,优先采用高效节能型。例如,旋风除尘器在排气管中设减阻杆以及设置出口导流叶片,具有较低阻力。电除尘器的电场数采用四电场或五电场、增大比集尘面积、采用脉冲供电的方式、采用智能动态控制技术都可降低阻力。袋式除尘器采用渐缩式进气风道获取最佳气流分布、利用阻力测试及控制技术实现智能化清、卸灰作业与故障实时诊断,均可降低运行阻力。

5.3.11 袋式除尘器流通结构对除尘效率以及除尘器阻力均有较

大的影响,因此应采用合理的流通结构。采用合理的清灰方式和过滤风速,并选用低阻力的滤料,可以达到降低除尘器阻力、降低通风系统能耗的目的。不同的清灰方法选择不同的过滤风速,可按表 3 选择。

表 3 袋式除尘器推荐的过滤风速 (m/min)

等级	颗粒物种类	清灰方法		
		振打与逆气流联合	脉冲喷吹	反吸风
1	炭黑、氧化硅(白炭黑),铅锌的升华物以及其他气体中由于冷凝和化学及应形成的气溶胶;化妆粉;去污粉;奶粉;活性炭;由水泥窑排出的水泥	0.45~0.60	0.60~1.00	0.33~0.45
2	铁及铁合金的升华物;铸造尘;氧化铝;由水泥磨排出的水泥碳化炉升华物;石灰;刚玉;安福粉及其他肥料;塑料;淀粉	0.60~0.75	0.60~1.00	0.45~0.55
3	滑石粉;煤;喷砂清理尘,飞灰陶瓷产生的颗粒物;炭黑(二次加工)颜料;高岭土;石灰石;矿尘;铝土矿;水泥(来自冷却器);搪瓷	0.70~0.80	0.80~1.20	0.60~0.90
4	石棉;纤维尘;石膏;珠光石;橡胶生产中的颗粒物;盐;面粉;研磨工艺中的颗粒物	0.80~1.50	0.80~1.20	—
5	烟草;皮革粉;混合饲料;木材加工的颗粒物;粗植物纤维(大麻、黄麻等)	0.90~2.00	0.80~1.20	—

5.3.12 本条说明如下:

1 对于大型的管道,在管道弯头处设置导流叶片,减小局部阻力系数;管道布置尽量“短、平、直”。

4 “风管限制流速”的要求,是针对通风系统而言,适当减小流速,可以降低风管阻力,有利于节能。

5.3.13 高压供电可以减少电能输配损失,因此规定电机功率大

于 300kW 的大型离心式通风机宜采用高压供电方式。

5.3.14 在严寒及寒冷地区,空气压缩机、锅炉引风机等设备如果从室内取风,必然造成建筑物门、窗等处渗透风量加大,室内负压过大,有时甚至造成外门开启困难。大量的室外冷风进入室内,室内温度难以保证,同时要补充巨大的新风热负荷,这给建筑冬季供暖设计带来很大的难度。因此要与相关专业协调,避免从室内直接取风的做法。这里用“宜”,是因为具体的做法和气候条件、工艺条件有关,不能一概而论。比如,空压机吸气温度过低时,空压机不能正常工作,因此,不严格规定一定从室外取风。

5.3.15 同一个除尘系统中,各个排风点并不一定是连续工作的,对于非连续工作的排风点,工艺设备停止工作时,排风也要停止,以利于节能。

5.4 空气调节

5.4.1 全面空调即为全室性空调。

5.4.2 本条说明如下:

1 工业建筑的舒适性空调和工艺性空调不划分在同一系统中。如果把使用时间不同的空调区划分在同一空调风系统中,不仅给运行调节造成困难,同时也增大了能耗,为此强调根据使用要求来划分空调风系统。

2 定风量全空气系统是按照满足最小新风量要求进行设计的,空调系统不仅要考虑设计工况,而且还考虑全年各个季节时系统的运行模式。在过渡季节,空气系统采用全新风或增大新风比运行,充分利用室外较低温度的冷空气,可以消除余热,有效地改善工作环境,节省空气冷却所需要消耗的能量。因此,增大新风进风口和新风管的断面尺寸,实现全新风运行。

3 双风管送风,主要是为了满足工艺要求。由于双风管送风方式因为有冷、热风混合过程,会造成能量损失,且有初投资大,占用空间大等缺点,一般工艺无特殊要求时,不推荐使用。

4 由于工艺生产的性质、规模以及设备布置情况不同,在工业厂房中生产线及设备的散热区域很复杂,根据具体情况,设有排除余热的局部排风系统时,不将空调系统回风口布置在这些散热量较大的区域。对于有吊顶的厂房,当屋顶传热量较大或者吊顶空间高大时,如采用吊顶回风会加大空调能耗,不利节能。

5.4.3 温湿度独立控制空调系统是采用温度与湿度两套独立的空调控制系统,分别控制、调节室内的湿度与温度,即用高温冷源去除室内余热,用新风去除室内余湿,从而避免了常规空调系统中热湿联合处理后再热空气所带来的能量损失。同时,高温冷源温度可以通过多种低成本和节能的方式提供,降低了运行能耗。即使是采用机械制冷方式,由于降温所需的高温冷源冷媒温度要高于常规冷却除湿联合处理时的冷媒温度要求,能效比也远远要高于后者,因此冷源效率得到了大幅提升。此外,夏季采用高温末端之后,由于末端的换热能力增大,冬季的热媒温度明显低于常规系统,这也扩大了可再生能源等低品位能源的应用范围。然而,目前的除湿技术手段的效率还是有待提高的,避免处理余湿的代价高于处理余热的优势,例如投资过高节能却不显著。因此,温湿度独立控制空调系统的设计,需注意解决好以下问题:

1 除湿方式和高温冷水的选择。对于我国的潮湿地区[空气含湿量高于 $12\text{g}/(\text{kg}\cdot\text{干空气})$],引入的新风进行除湿处理,达到设计要求的含湿量之后再送入房间。设计者通过对空调区全年温湿度要求的分析,合理采用各种现有的除湿方式。如果空调区全年允许的温、湿度范围较大,冷却除湿且不用再热的方式经分析论证后能够满足使用要求,也是可应用的除湿的方式之一。而对于干燥地区来说,将室外新风直接引入房间来(干热地区可能需要适当的降温,但不用专门的除湿措施),即可实现对房间的去湿要求。

人工制取高温冷水、高温冷媒系统、蒸发冷却等方式,甚至天

然冷源(如地表水、地下水等),都可能作为温湿度独立控制系统的高温冷源。因此对建筑所在地的气候特点等条件进行分析论证后合理采用,主要的原则是尽可能降低人工冷源的需求。

2 全年运行尽可能利用天然冷源。由于全年室外空气参数的变化,一些地方即使设计采用人工冷源时,在过渡季节也是可以应用天然冷源或其他的低品位可再生能源。例如:在室外空气的湿球温度较低时,尽可能采用冷却塔来制取 $16^{\circ}\text{C}\sim 18^{\circ}\text{C}$ 高温冷水;与常规系统采用 7°C 冷水的空调系统相比,前者全年冷却塔供冷的时间远远多于后者,从而减少了冷水机组的运行时间。

当冬季供热与夏季供冷采用同一个末端设备时——例如夏季采用干式风机盘管或辐射末端设备,一般冬季采用同一末端时的热水温度在 $30/40^{\circ}\text{C}$ 即可满足要求,如果有低品位可再生热源,则在设计中充分考虑和利用。

3 不采用再热方式。温湿度独立控制空调系统的优势即为温度和湿度的控制与处理方式分开进行,因此空气处理时不能采用再热升温方式,造成能源的浪费。综上所述,由于温湿度独立控制系统需要配置两套独立系统,在初投资方面会有所增加,因此在方案选择阶段需要综合考虑实际需要和增量成本,经技术经济分析后确定是否采用该系统。另外,两套系统运行时的控制管理更加复杂,设计师需在设计说明中明确运行策略,以保证实际运行符合建筑的功能需要和节能要求。

5.4.4 工业厂房的空调系统多采用定风量系统,但有时由于人员或物料等条件的变化,采用风机变频实现变风量运行,可以收到明显节能效果;变风量空调系统的末端装置形式很多,这里只对系统风机提出节能要求。

5.4.5 本条主要针对舒适性空调,工艺性空调可按此执行。焓值控制方法,是在空气调节过程中,夏季对空气的处理无论是控制送风水蒸气分压力还是控制露点温度都要根据空气的温度、相对湿度全面考虑,即要由被处理的空气的热焓值来决定。在一次回风

和变风量送风系统中采用了焓差控制法,系统中装有焓差控制器,它可以根据新风和回风的焓差控制新风量、回风量以及排风量的大小。

为了测量空气的焓值,在新风入口处和回风管道中装有两组温度传感器和湿度传感器,分别测出新风的干球温度和相对湿度以及回风的干球温度和相对湿度,然后将这些参数信号送入焓差控制器中。焓差控制器把新风、回风的焓值进行比较后将信号送入控制器中,通过执行机构控制、调节新风阀门和回风阀的开度,调整新风和回风的风量比,使空调机组最大限度地利用室外空气的热焓。当室外新风的焓值比室内回风的焓值高时,通过焓值控制关闭新风门,打开回风阀门;反之,当室外新风焓值比室内回风焓值低时,通过焓值控制使新、回风混合,亦即在新风的焓值比回风的焓值低时,通过控制系统打开新风门。这种在夏季对室外新风最低热焓值的选择,可使空调制冷系统的负荷降到最低程度而有利于节能,焓差控制的优越性即在于此。

5.4.6 采用风机盘管加新风系统,新风经过风机盘管,对风机盘管的运行影响较大,增加风机盘管的负担,能耗增大,或新风不足。

5.4.7 空调系统中处理新风所需的冷热负荷占建筑物总冷热负荷的比例很大,为有效地减少新风冷热负荷,采用空气-空气能量回收装置回收空调排风中的热量和冷量,用来预热或预冷新风。长期以来,排风热回收在工业厂房中大量采用,例如,航空、电子、汽车、机械等行业。但由于行业之间的差异,有的单纯从经济效益方面来权衡热回收装置的设置与否,回收期稍长一些就认为不值得采用,将许多可回收的能量浪费了。因此,本条推荐设置排风热回收装置。

在空调厂房排风携带大量的冷量或热量,所含能量十分可观,直接排出室外非常浪费。本条推荐设置排风热回收装置,其中“工艺条件允许”,是指排风中不含腐蚀性、易燃易爆等物质,或不含病菌等污染性物质;“技术经济合理”,是指排风系统连续使用和全年

排风温度变化情况。使用的时间越长,回收的能量越多。在工业厂房中夏季排风温度往往高于新风温度,这种情况不能使用热回收装置。

鉴于工业建筑中上述种种复杂的情况,因此本标准规定空调系统“宜”设置热回收装置,采用适合的热回收装置。

空调系统具有一定规模时热回收比较有意义,新风较小的系统本条不作规定,可根据具体情况确定。

5.4.8 对排风热回收装置的效率的规定,按照现行国家标准《空气-空气能量回收装置》GB/T 21087 执行。

现行国家标准《空气-空气能量回收装置》GB/T 21087 将空气热回收装置按换热类型分为全热回收型和显热回收型两类,同时规定了内部漏风率和外部漏风率指标。由于热回收原理和结构特点的不同,空气热回收装置的处理风量和排风泄漏量存在较大的差异。当排风中污染物浓度较大或污染物种类对人体有害时,在不能保证污染物不泄漏到新风送风中时,空气热回收装置不采用转轮式空气热回收装置,同时也不采用板式或板翅式空气热回收装置。在进行空气能量回收系统的技术经济比较时,充分考虑当地的气象条件、能量回收系统的使用时间等因素。在满足节能标准的前提下,如果系统的回收期过长,则不采用能量回收系统。

在严寒地区及夏季室外空气比焓低于室内空气设计比焓,而室外空气温度又高于室内空气设计温度的温和地区,选用显热回收装置;在其他地区,尤其是夏热冬冷地区,选用全热回收装置。从工程应用中发现,空气热回收装置的空气积灰对热回收效率的影响较大,设计中应予以重视,并考虑热回收装置的过滤器设置问题。对室外温度较低的地区(如严寒地区),对热回收装置的排风侧是否出现结霜或结露现象进行核算,当出现结霜或结露时,采取预热等措施。

常用的空气热回收装置性能和适用对象见表 4。

表 4 常用空气热回收装置性能和适用对象

项目	热回收装置形式					
	转轮式	液体循环式	板式	热管式	板翅式	溶液吸收式
热回收形式	显热或全热	显热	显热	显热	全热	全热
热回收效率	50%~85%	55%~65%	50%~80%	45%~65%	50%~70%	50%~85%
排风泄漏量	0.5%~10%	0	0~5%	0~1%	0~5%	0
适用对象	风量较大且允许排风与新风间有适量渗透的系统	新风与排风热回收点较多且比较分散的系统	仅需回收显热的系统	含有轻微灰尘或温度较高的通风系统	需要回收全热且空气较清洁的系统	需回收全热并对空气有过滤的系统

5.4.9 计算排风热回收节能的效率,不能仅考虑热回收装置自身的热交换效率,还要考虑送、排风机增加的能耗,鼓励选用高效、低阻的热交换装置。排风热回收系统的净回收效率计算方法如下:

(1)显热净回收效率:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{L_x [\rho c_p (t_1 - t_2) - \sum_i W_i \cdot \xi_i]}{L_{\min} \rho c_p (t_1 - t_3)} \\ &= \frac{L_p [\rho c_p (t_3 - t_4) - \sum_i W_i \cdot \xi_i]}{L_{\min} \rho c_p (t_1 - t_3)} \end{aligned} \quad (7)$$

(2)全热净回收效率:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{L_x [\rho (i_1 - i_2) - \sum_i W_i \cdot \xi_i]}{L_{\min} \rho (i_1 - i_3)} \\ &= \frac{L_p [\rho (i_3 - i_4) - \sum_i W_i \cdot \xi_i]}{L_{\min} \rho (i_1 - i_3)} \end{aligned} \quad (8)$$

式中: η_i ——显热净回收效率;

η_i ——全热净回收效率;

t_1 ——新风进口干球温度(°C),取 5°C;

t_2 ——新风出口干球温度(°C);

t_3 ——排风进口干球温度(°C),取 21°C;

t_4 ——排风出口干球温度(°C);

- i_1 ——新风进口焓值(kJ/kg 干空气),取 12.9;
- i_2 ——新风出口焓值(kJ/kg 干空气);
- i_3 ——新风进口焓值(kJ/kg 干空气),取 36.6;
- i_4 ——排风出口焓值(kJ/kg 干空气);
- L_x ——新风量(m^3/h);
- L_p ——排风量(m^3/h);
- L_{\min} ——最小空气量(风量小的一侧)(m^3/h);
- ρ ——空气密度(kg/m^3);
- c_p ——空气比热(kJ/kg);
- W_i ——风机或其他设备增加的电量(kW);
- ξ_i ——热电转换效率,取 2.5。

5.4.10 对空气过滤器的初阻力的规定,主要是要尽量采用初阻力低、容尘量大的产品。空气过滤器的终阻力是指空调系统允许的最大阻力,而不是该产品标定的最终阻力。

现行国家标准《空气过滤器》GB/T 14295—2008 中,空气过滤器的参数如下:

(1)粗效过滤器是指过滤尘粒不小于 $2.0\mu\text{m}$,计重效率大于 20%,且小于或等于 50%的空气过滤器。

(2)中效过滤器是指过滤尘粒不小于 $0.5\mu\text{m}$,计数效率小于 70%,且不小于 20%的空气过滤器。

(3)高中效过滤器是指过滤尘粒不小于 $0.5\mu\text{m}$,计数效率小于 95%,且不小于 70%的空气过滤器。

(4)亚高效过滤器是指过滤尘粒不小于 $0.5\mu\text{m}$,计数效率小于 99.9%,且不小于 95%的空气过滤器。

5.4.11 土建风道是指用砖、混凝土、石膏板等材料构成的风道。从多年的工程情况反馈来看,采用土建风道有相当多的隐患,其中突出的问题就是漏风严重,而且由于大部分是隐蔽工程无法检查,内表面保温的寿命也很难保证,导致空调系统调试或运行不能正常进行。空调送、回风或经过冷热处理的新风,经过土建风道会造

成冷热量损失,处理过的空气无法按设计要求送到房间。

5.4.12 很多空调水系统的定压和膨胀,没有采用膨胀水箱,而是采用如安全阀或其他措施,将膨胀的水直接排泄,这种做法非常错误,造成大量水流失及能量损耗。由于工业建筑情况复杂,本标准对采用闭式还是高位膨胀水箱不作限制性规定,只是强调空调水系统应设置膨胀水箱。

5.4.13 本条说明如下:

1 水处理功能主要有:杀菌、灭藻、除垢、缓蚀及过滤等,根据空气冷却水的水质情况设置水处理装置,可设置具有综合功能的水处理装置,也可根据工业水质的情况,设置具有针对功能的水处理装置。

2 在补水总管上设置水流量计量装置的目的就是要通过对补水量的计量,让企业主动地建立节能意识,同时为管理部门监督管理提供一定的依据。现行国家标准《工业循环冷却水处理设计规范》GB 50050—2007 规定:“补充水管、排污水管、旁流水管应设置流量仪表”,因此本款采用“应”。

5.4.14 空调系统上送风方式在工业厂房中广泛采用。研究表明,送风温差在 $4^{\circ}\text{C} \sim 8^{\circ}\text{C}$ 时,每增加 1°C ,送风量可减少 $10\% \sim 15\%$ 。送风温差加大 1 倍,送风量可减少约 50% ,空调风系统的投资和材料相应减少 40% 左右,动力消耗下降 50% 。对于舒适性空调来说,加大送风温差,可能会使室内湿度降低一些,但可以收到很好的节能效果。上送风气流在到达人员活动区时,已经与房间空气进行了较充分的混合,形成了较舒适的环境。由此可见,空调系统的气流组织形式采用上送风时,夏季的送风温差可以适当加大。

5.4.15 分层空调是一种仅对室内下部空间采用空调,而上部空间不采用空调的方式,这种空调方式夏季可节约冷量 30% 左右。但在供暖工况时,由于热气流上升,分层空调冬季并不节能。因此这里用了“宜”。设计时要注意工业建筑的特点,充分进行方案比

较,冬季可采用其他供暖系统。另外,有些高大厂房是因产品体量需要,故有全部空间均需保证温湿度要求的情形,不适宜采用分层空调。

5.4.16 蒸发冷却空调系统是利用室外空气中的干湿球温度差所具有的“天然冷却能力”,通过水与空气之间的热湿交换,对被处理的空气或水进行降温处理,以满足室内温湿度要求的空调系统。

1 在室外气象条件满足要求的前提下,推荐在夏季空调室外计算湿球温度较低的干燥地区(通常在低于 23°C 的地区),如新疆、西藏、青海、宁夏、甘肃、内蒙古、陕西、云南等干热气候区,采用蒸发冷却空调系统,降温幅度大约能达到 $10^{\circ}\text{C}\sim 20^{\circ}\text{C}$ 的明显效果。

2 对于工业建筑中的高温车间,如铸造车间、熔炼车间、动力发电厂汽机房、变频机房、通信机房(基站)、数据中心等,由于生产和使用过程散热量较大,但散湿量较小或无散湿量,且空调区全年需要以降温为主,这时,采用蒸发冷却空调系统,或蒸发冷却与机械制冷联合的空调系统,与传统压缩式空调机相比,耗电量只有其 $1/8\sim 1/10$ 。全年中过渡季节可使用蒸发冷却空调系统,夏季部分高温高湿季节蒸发冷却与机械制冷联合使用,以有利于空调系统的节能。

3 对于纺织厂、印染厂、服装厂等工业建筑,由于生产工艺要求空调区相对湿度较高,采用蒸发冷却空调系统。另外,在较潮湿地区(如南方地区),使用蒸发冷却空调系统一般能达到 $5^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$ 左右的降温效果。江苏、浙江、福建和广东沿海地区的一些工业厂房,对空调区湿度无严格限制,且在设置有良好排风系统情况下,也广泛应用蒸发式冷气机进行空调降温。

5.4.17 空气处理过程中冷却和加热相互抵消现象,会造成能量的浪费。过去对恒温恒湿型或对相对湿度有上限控制要求的空气调节系统,大都采用新风和回风先混合,然后经降温去湿处理,实行露点温度控制加再热式控制。这必然会带来大量的冷热抵消,

导致能量的大量浪费。近年来不少新建集成电路洁净厂房的恒温恒湿空气调节系统采用新的空气处理方式,成功地取消了再热,而相对湿度的控制允许波动范围可达 $\pm 5\%$ 。

避免采用耗能的再热方式,也意在限制采用一般二次回风或旁通方式。因采用一般二次回风或旁通,尽管理论上说可起到减轻由于再热引起的冷热抵消的效应,但经实践证明,如完全依靠二次回风来避免出现冷热抵消现象,其控制较难实现。这里提倡把温度和相对湿度的控制分开进行。譬如,采用单独的新风处理机组专门对新风空气中的湿负荷进行处理,使之一直处理到相应于室内要求参数的露点温度,然后再与回风相混合,经干冷,降温到所需的送风温度即可。

中、大型限定词,是把小型系统视作例外。因为再热损失(即冷热抵消量的多少)与送风量的大小(即系统的大小)成正比例关系。小型系统规模小,即使用再热,有一些冷热抵消,数量也有限。小型系统常采用整体式恒温恒湿机组,使用方便、占地面积小,在实用中确实有一定的优势,因此不限制使用。况且对于小型系统,如果再另外加设一套新风处理机组,既不经济,也不现实。这里“中、大型”意在定位于通常高度为3m左右,面积在 300m^2 以上的恒温恒湿空气调节区对象。对于这类对象适用的恒温恒湿机组的容量大致为:风量 $10000\text{m}^3/\text{h}$,冷量约 56kW 。现在也有将恒温恒湿机组越做越大的现象。这是不节能、不经济、不合理的。

5.4.18 在现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2005 执行过程中发现,计算风机的单位耗功率的要求中对于总效率 η_t 和风机全压方面存在一定的问题如下:

(1)设计人员很难确定实际工程的总效率 η_t ;

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

由于设计人员并不能完全掌控空调机组的阻力和内部功能附

件的配置情况。作为节能设计标准,规定 W_s 的目的是对于常规的空调、通风系统,设计师对管道系统在设计工况下的阻力进行一定的限制,同时选择高效的风机。按照目前国家风机和电机能效等级标准的规定,重新计算了风道系统的 W_s 限值,并将传动效率和电机效率合并后,作为后台计算数据,这样就不需要暖通空调的设计师再对此进行计算。

首先要明确的是: W_s 指的是实际消耗功率而不是风机所配置的电机的额定功率。因此不能用设计图(或设备表)中的额定电机容量除以设计风量来评价 W_s 。设计师在施工图中表明风机的风压或空调机组余压 P ,以及对风机效率 η_F 的最低限值要求。这样即可用式(5.4.18)来计算实际设计系统的 W_s ,并和表 5.4.18 对照来评判是否达到了本条的要求。

表 5.4.18 中,“通风系统”是指带有风管的整体通风和局部通风系统,不包括通风系统中的设备,如过滤器、净化装置等。

5.4.19 本条参考现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189—2014。耗电输冷(热)比反映了空调水系统中循环水泵的耗电与建筑冷热负荷的关系,对此值进行限制是为了保证水泵的选择在合理的范围,降低水泵能耗。式(5.4.19-1)及式(5.4.19-2)中, A 是与水泵流量有关的计算系数, B 是与机房及用户的水阻力有关的计算系数, ΣL 是从冷热机房出口至该系统最远用户供回水管道的总输送长度。

5.5 冷 热 源

5.5.1 常见的直接用电供热的情况有:电锅炉、电热水器、电热空气加热器、电暖气及电暖风机等。采用高品位的电能直接转换为低品位的热,热效率低、运行费用高,用于供暖空调热源是不经济的。考虑到国内各地区以及工业建筑的情况,只有在符合本条所指的特殊情况下才能采用。

3 工矿企业一些分散的建筑,远离集中供热区域,如偏远的

泵站、仓库、值班室等,这些建筑通常体积小,热负荷也较小,由于集中供热输配管道太长,管网热损失及阻力过大,不具备集中供热的条件。“无其他可利用热源”是本标准第 5.5.1 条中的条件,以及无法利用热泵供热时,为了保证必要的职业卫生条件,才允许采用电直接加热。

4 本款指厂房中小型配电室等重要电力用房,在严寒地区,设备余热不足,要保证室内温度,不允许采用热水或蒸汽直接供暖,而且也不能采用“间接供暖”,如热风供暖的情况。在工业企业中常见的是一些小型的配电室等。

5 工业企业本身设置了可再生能源发电系统,其发电量能够部分厂房或辅助建筑供热需求,为了充分利用发电能力,允许采用这部分电能直接供热。

6 本款指采用电加湿的限值条件。冬季室内相对湿度的要求较高且对加湿器的热惰性有工艺要求,如有较高恒温恒湿要求的工艺性房间,或对空调加湿有一定的卫生要求,不采用蒸汽无法实现湿度的精度要求或卫生要求时,为了满足工艺要求,才允许采用电极式或电热式蒸汽加湿器。而对于一般的舒适型空调来说,不采用电能作为空气加湿的能源。当房间因为工艺要求,如精密仪器、物理检验室等,对相对湿度精度要求较高时,通常设置末端再热,为了提高系统的可靠性和可调性,可以适当地采用电为再热的热源。

5.5.2 本条为强制性条文,必须严格执行。

表 5.5.2 中燃煤锅炉额定工况热效率,是根据中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局颁布的特种设备安全技术规范《锅炉节能技术监督管理规程》TSG G0002—2010 中,工业锅炉热效率指标分为目标值和限定值,达到目标值可以作为评价工业锅炉节能产品的条件之一。燃煤种类比较多,有Ⅱ类烟煤、Ⅲ类烟煤、贫煤、无烟煤、褐煤等,其燃料收到基低位发热量不同,锅炉的额定热效率也不同。据调查,多数工业企业供暖锅炉使用Ⅱ类或Ⅲ类

烟煤,因此,表 5 为根据 II 类和 III 类烟煤,经整理得出的本标准规定的锅炉额定工况下热效率限值。

II 类烟煤发热值为 17700kJ/kg~21000kJ/kg。

III 类烟煤发热值大于 21000kJ/kg。

有条件时达到表 5 中目标值的节能产品要求。

表 5 锅炉额定工况热效率目标值

锅炉 类型	燃料 种类	锅炉额定工况热效率 η (%)					
		锅炉额定蒸发量 D (t/h) 或额定热功率 Q (kW)					
	烟煤	$D < 1$ 或 $Q < 0.7$	$1 \leq D < 2$ 或 $0.7 \leq Q < 1.4$	$2 \leq D < 6$ 或 $1.4 \leq Q < 4.2$	$6 \leq D < 8$ 或 $4.2 \leq Q < 5.6$	$8 \leq D < 20$ 或 $5.6 \leq Q < 14.0$	$D \geq 20$ 或 $Q \geq 14.0$
层状 燃烧 锅炉	II 类	79	82	84		85	86
	III 类	81	84	86		87	88
抛煤 机链 条炉 排锅 炉	II 类	—	—	—	86		87
	III 类	—	—	—	88		89
流化 床燃 烧锅 炉	II 类	—	—	—	88		89
	III 类	—	—	—	90		90
燃油 燃气 锅炉	重油	90		92			
	轻油	92		94			
	燃气	92		94			

5.5.3 本条针对燃煤、燃油或燃气锅炉。锅炉选型时应符合本条的规定,以便锅炉在满足热负荷变化的条件下,达到节能高效运行。锅炉的容量、台数选择依据现行国家标准《锅炉房设计规范》

GB 50041。当锅炉回水温度小于或等于 50℃ 时,采用冷凝式锅炉。

5.5.4 本条为强制性条文,必须严格执行。

冷水机组是集中空调系统的主要耗能设备,其能效很大程度上决定了空调系统的节能效果,为此提出本标准冷水机组名义工况制冷量的额定性能系数(COP)最低值。

名义工况符合现行国家标准《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》GB/T 18430.1—2007 的规定,即:

(1)使用侧:制冷进/出口水温为 12℃/7℃,水流量为 0.172m³/(h·kW);

(2)热源侧(或放热侧):水冷式冷却水进出口水温为 30℃/35℃,水流量为 0.215m³/(h·kW);风冷式制冷空气干球温度为 35℃,蒸发冷却式空气湿球温度为 24℃;

(3)蒸发器水侧污垢系数为 0.018(m²·℃)/kW,冷凝器水侧污垢系数 0.044(m²·℃)/kW。

现行国家标准《冷水机组能效限定值及能效等级》GB 19577—2015、《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB 19576—2004 等强制性国家能效标准,给本标准确定能效限值提供了参考(见表 6)。

表 6 冷水机组能效限定值及能源效率等级

类型	额定制冷量 CC(kW)	能效等级 COP(W/W)				
		1	2	3	4	5
风冷式或 蒸发冷却式	CC≤50	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	50<CC	3.40	3.20	3.00	2.80	2.60
水冷式	CC≤528	5.00	4.70	4.40	4.10	3.80
	528<CC≤1163	5.50	5.10	4.70	4.30	4.00
	1163<CC	6.10	5.60	5.10	4.60	4.20

表 6 中,冷水机组能效限定值及能源效率等级,1 级最高,5 级最低。

目前市场上主要集中于大冷量的离心式冷水机组,冷量小于 528kW 的离心式冷水机组的生产和销售已基本停止,而冷量为 528kW~1163kW 的冷水机组也只占到了离心式冷水机组总销售量的 0.1%,因此,在本标准中对于小冷量的离心式冷水机组只按照小于 1163kW 冷量范围作统一要求;而对大冷量的离心式冷水机组进行了进一步的细分,分别对制冷量在 1163kW~2110kW,以及大于 2110kW 的离心机的性能的机组分别作出要求。

水冷活塞/涡旋式冷水机组,其冷量主要分布在小于 528kW,冷量为 528kW~1163kW 的机组只占到了该类型总销售量的 2%左右,冷量大于 1163kW 的机组已基本停止生产,并且根据该类型机组的性能特点,大容量的水冷活塞/涡旋式冷水机组与相同的螺杆式或离心式相比能效相差较大,当所需容量大于 528kW 时,不建议选用该类型机组,因此本标准对容量小于 528kW 的水冷活塞/涡旋式冷水机组作出统一要求。水冷螺杆式和风冷机组冷量分级不变。

风冷空调(热泵)热水机组标准中计算机组性能系数时,采用的是额定空凋制冷工况和规定条件下进行制冷模式运行时所消耗的总电功与运行时间之比,包括风机耗电功率在内。

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

双工况制冷机组制造时需照顾到两个工况工作状态下的效率,会比单工况机组低,所以不按表 5.5.4 执行。

5.5.5 由于缺少常用冷水机组作为冷源的典型工业建筑的统计数据,暂引入现行国家标准《公共建筑节能设计标准》GB 50189 的规定。

5.5.6 实际运行中,冷水机组绝大部分时间处于部分负荷工况下运行,只选用单一的满负荷性能指标来评价冷水机组的性能,不能反映出冷水机组的真实能效,一定要考虑冷水机组在部分负荷运

行时的能效。因此对冷水机组的综合部分负荷性能系数(IPLV)作出了要求。

冷水机组变频后,可有效地提升机组部分负荷的性能,尤其是变频离心式冷水机组,变频后其综合部分负荷性能系数 IPLV 通常可提升 30%左右;相应地,由于变频器功率损耗及其配用的电抗器、滤波器损耗,变频后机组的满负荷性能会有一定程度的降低,通常在 4%左右。因此,对于变频机组,本标准主要基于定频机组的研究成果,根据机组加变频后其满负荷和部分负荷性能的变化特征,对变频机组的 IPLV 限值要求在定频机组的基础上分别作出调整。

5.5.7 空调冷源的综合制冷性能系数(SCOP)是指整个冷源制冷系统,包括了冷水机组、冷却水泵及冷却塔或风冷式的风机,在名义工况下的额定制冷量与其净输入能量之比。它是衡量整个空调冷源系统的能效水平的指标。对多台冷水机组、冷却水泵和冷却塔组成的冷却水系统,要将实际参与运行的所有设备统计计算。

冷水机组名义工况温度条件见表 7。

表 7 电制冷冷水机组名义工况的温度条件

类型	进水温度 (℃)	出水温度 (℃)	冷却水进水温度 (℃)	空气干球温度 (℃)
水冷式	12	7	30	—

冷源系统的总功率=制冷机功率+冷却水泵功率+冷却塔风机功率。其中均采用轴功率计算。

通过换热器的冷却水系统,如地表水或地埋管热泵系统,由于采用换热器间接提供冷却水,系统增加了循环水泵,整个冷源的 SCOP 就会降低。因此,不在本条规定之内。

5.5.8 本条为强制性条文,必须严格执行。

目前现行国家标准《单元式空调机组》GB/T 17758—2010 已经采用制冷季节能效比 SEER 和全年性能系数 APF 作为单元式

空调机的能效评价指标,但大部分厂家目前尚不具备提供其 SEER、APF 值的条件,并且现行国家标准《单元式空气调节机能效限值及能源效率等级》GB 19576—2004 仍采用 EER 指标,因此,本标准仍然沿用 EER 指标。

现行国家标准《单元式空气调节机能效限值及能源效率等级》GB 19576—2004 中,将能源效率等级分为 1、2、3、4、5 五个等级,1 级表示能源效率最高,见表 8。

表 8 单元式空调机能效等级指标

类型		能效等级 EER(W/W)				
		1	2	3	4	5
风冷式	不接风管	3.20	3.00	2.80	2.60	2.40
	接风管	2.90	2.70	2.50	2.30	2.10
水冷式	不接风管	3.60	3.40	3.20	3.00	2.80
	接风管	3.30	3.10	2.90	2.70	2.50

5.5.9 本条为强制性条文,必须严格执行。

表 5.5.9 中的参数取自现行国家标准《蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组》GB/T 18431 和《直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组》GB/T 18362,在设计选择溴化锂吸收式机组时,其性能参数大于其规定值。

现行国家标准《溴化锂吸收式冷水机组能效限定值及能效等级》GB 29540—2013 中,溴化锂吸收式冷水机组能效等级分为 3 级,其中 1 级能效等级最高,2 级为节能。本标准表 5.5.9 中蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组、直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组相当于国家标准中能源效率等级指标的第 2 级,见表 9、表 10。

表 9 溴化锂吸收式冷水机组能效等级

能效等级		1	2	3
单位冷量蒸汽耗量 [kg/(kW·h)]	饱和蒸汽 0.4MPa	1.12	1.19	1.40
	饱和蒸汽 0.6MPa	1.05	1.11	1.31
	饱和蒸汽 0.8MPa	1.02	1.09	1.28

表 10 直燃机组能效等级

能效等级	1	2	3
性能系数 COP(W/W)	1.40	1.30	1.10

表 5.5.9 中“溴化锂吸收式冷水机组的性能参数限值”，是根据表 9 给出的，为了便于使用。本标准提出了蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组及直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组性能系数(COP)限值的规定，由于行业间的差异，各行业可根据实际情况及节能潜力的不同，制订各不同气候区具有行业特点的限值要求。

5.5.10 本条说明如下：

1 机组在冬季制热运行时，室外空气侧换热盘管低于露点温度时，换热翅片上就会结霜，大大降低机组运行效率，严重时机组无法运行，为此要除霜。

2 冬季设计工况下的机组性能系数是指冬季室外空调计算温度时，达到设计需求参数时的机组供热量(W)与机组输入功率(W)的比值。这里对于性能上相对较有优势的空气源热泵冷热水机组，COP 限定为 2.00；对于规格较小、直接膨胀的单元式空调机组，COP 限定为 1.80。

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

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

5.5.11 多联式空调(热泵)系统是利用制冷剂输配能量，在系统设计中一定要考虑制冷剂连接管内制冷剂的重力与摩擦阻力对系

统性能的影响,并根据系统制冷量的衰减来确定系统的服务区的大小,以提高系统的能效比。

本条强调多联式空调(热泵)系统额定值冷量的能效比(EER)限值,主要是冷媒管长度的限制条件,冷媒管等效长度对多联机制冷量衰减的影响,设定管长衰减后的主机 EER 不小于 2.8,体现了对冷媒配管合理长度的要求,而不是单一地限制冷媒管长度。这里的“能效比(EER)”,是考虑冷媒管等效长度后,多联式空调(热泵)机组的额定制冷量与输入功率的比值。

本条规定不适用于热回收型或低温型多联式空调(热泵)系统。

5.5.12 表 5.5.12 为调研得到的当前多联式空调(热泵)机组主流品牌的主流产品主要制冷综合性能指标 IPLV(C)值(数据来源:中国能效标识网),从该表中数据可以看出,各厂家生产的多联式空调(热泵)机组产品能效水平已经远高于国家标准《多联式空调(热泵)机组能效限定值及能源效率等级》GB 21454—2008 中规定的 1 级产品的能效限值要求。

5.5.13 冷水(热泵)机组的台数和容量的选择,首先满足工艺要求,也就是工艺是否要求备用机组。一般当冷负荷大于 528kW 以上时,冷水机组不少于 2 台,同时根据空调部分冷(热)负荷大小及变化规律而定,单台机组制冷量的大小合理搭配,除可提高安全可靠外,也可达到经济运行的目的。当冷负荷小于或等于 528kW 时,不限制设置 1 台,这种情况采用可靠性高、部分负荷能效高的机组。

5.5.14 据调查,工业企业的一些供暖或空调用汽设备的凝结水未采取回收措施或由于设计不合理和管理不善,大约有 50%的锅炉凝结水不能回收,造成大量的热量损失及锅炉补水量的增加。为了引起足够的重视,本条规定蒸汽凝结水应回收。

回收利用有两层含义:①凝结水回收是指,凝结水回到锅炉房的凝结水箱;②回收利用是指,凝结水可进一步梯级利用,作

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

蒸汽凝结水包括蒸汽供暖系统凝结水、汽-水热交换器凝结水、以蒸汽为热媒的空气加热器的凝结水、蒸汽型吸收式制冷设备的凝结水等。凝结水回收系统一般分为重力、背压和压力凝结水回收系统,可按工程的具体情况确定。从节能和提高回收率考虑,热力站优先采用闭式系统,即凝结水与大气不直接相接触的系统。当凝结水量小于 10t/h 或距热源小于 500m 时,可用开式凝结水回收系统。

5.5.15 对于冬季或过渡季需要供冷的建筑,当条件合适时,可采用冷却塔直接提供空调冷水的方式,减少全年运行冷水机组的时间。通常的系统做法是:当采用开式冷却塔时,停止冷水机组的运行,通过板式换热器提供二次空调冷水,如果是闭式冷却塔,则不通过板式换热器,可直接提供。再由阀门切换到空调系统冷水之中向空调机组供冷水,不管采用何种形式的冷却塔,都按当地冬季或过渡季的气象条件计算建筑冷负荷及冷却水能够提供的水温是否能满足空调末端需求的供水温度。得出增加投资和回收期等数据,当技术经济合理时可以采用。

5.5.16 本条是针对工业厂区或大型厂房建筑的集中空调或供暖的冷热源布置的原则,以减少输配造成的能量损失和管材的消耗。集中设置冷热源机房后,可选用单台容量较大的冷热源设备。通常,设备的容量越大,运行能效也越高,当系统较大时,“系统能源综合利用率”比较好。对于厂区建筑物内各用户区域的逐时冷热负荷曲线差异性较大且使用率比较低的建筑群,采用同一集中冷热源机房,可以节省设备投资和供冷、供热的设备房面积。集中机房系统较大,如果其位置设置偏离冷热负荷中心较远,同样也可能导致输送能耗增加。因此,集中冷热源机房位于或靠近冷热负荷中心位置设置。

5.6 给水排水

5.6.1 现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB 50015 和《民用建筑节能设计标准》GB 50555 对设置用水计量水表和耗热量表的位置作了明确要求。一般来说,冷却塔、游泳池、游乐设施、水景、公共建筑中的厨房、公共浴室、洗衣房、锅炉房、空调冷热水系统等的补水管、建筑物引入管、居住建筑入户管、医院科室及公共建筑内需要计量水量的水管上都需要设置计量水表;有热量计算要求的,安装热量表。

5.6.2 给排水系统的器材包括管道、配件、阀门等,选用时考虑其耐腐蚀性能,连接方便可靠,接口耐久不渗漏。器具指卫生器具、水嘴、淋浴器等,具体要求见现行行业标准《节水型生活用水器具》CJ 164。

5.6.3 合理的给水系统是给水排水设计中达到节水节能目的的保障。充分利用市政给水压力,作为一项节能条款。在当前的市政供水系统中,给水管网压力基本都在 0.2MPa~0.4MPa 之间,工业建筑中用水点尽量采用市政管网直供,当市政管网无法满足用水点水量水压要求时,生活用水采用变频调速给水系统加压供给。

应掌握准确的供水水压、水量、卫生器具配水点的水压要求等可靠资料。根据不同的工作状况,泵组用变频调速技术,一般可节能 30%以上,同时还可以起到减少设备磨损,提高设备寿命,降低噪声,改善作业环境的作用。

5.6.4 建筑的各类供水系统包括给水、中水、热水、直饮水系统等。

给水系统的水压既要满足卫生器具所需要的最低水压,又要考虑系统和给水配件可承受的最大水压和使用时的节水节能要求。

各分区的最低卫生器具配水点的静水压力要求与现行相关国

家标准一致。但在工程设计时,为简化系统,常按最高区水压要求设置一套供水加压泵,然后再将低区的多余水压采用减压或调压设施加以消除,显然,被消除的多余水压是无效的能耗。系统用水量较大时,例如高层旅馆的给水系统,分区设置加压泵,避免或减少无效能耗。

用水点供水压力的限制,来源于现行国家标准《民用建筑节能设计标准》GB 50555 的规定,是为了节约用水,同时降低加压水泵的流量和功率,并减少生活热水的加热能耗。

5.6.5 本条说明如下:

1 给水泵的能耗在给排水系统的能耗中占有很大的比重,因此给水泵的选择应在管网水力计算的基础上进行,从而保证水泵选型正确,工作在高效区。变频调速泵在名义转速时的工作点,位于水泵高效区的末端(右侧),以使水泵大部分时间均在高效区运行。

2 泵节能评价值是指在标准规定测试条件下满足节能认证要求达到的最低效率。泵节能评价值计算与水泵的流量、扬程、比转数有关,工程设计时对所选供水加压泵提出相应要求,由供货企业根据产品的上述参数,按照现行国家标准《清水离心泵能效限定值及节能评价值》GB 19762 的规定,校核计算泵节能评价值并保证水泵能够满足要求。

3 选择具有随流量增大而扬程逐渐下降特性的供水加压泵,能够保证水泵工作稳定、并联使用可靠,有利于节水节能。

5.6.6 本条第 5 款规定,用水量较小,用水点分散的建筑,如:工业厂房内行政辅助建筑等;热水用水量较大,用水点比较集中的建筑,如:工业浴室等。

5.6.7 本条是针对有些工程将一部分地面以上的污废水先排入地下污水泵房,再用污水提升泵排入室外管网而提出的。这种做法既浪费能源又不安全。

6 电 气

6.1 一般规定

6.1.2 制订合理的照明方案,优先选择节能高效的照明设备。在供配电系统设计时,根据厂房规模、工艺特点等因素,合理选择节能高效电气设备和节能技术,是实施电气节能的有效途径。供配电的合理性主要包括但不限于下列几个要点:

(1)电源:优先利用市政提供的可再生能源,场地内的可再生能源应进行评估,当经济技术合理时方可采用。

(2)合理确定供电中心:尽量设置变配电所和配电间及电气竖井于用电负荷中心位置,并合理选择供电线路,以减少线路损耗,当变配电所离较大的用电设备较远时,如制冷机房(冷冻机用电量在400kW以上时),考虑分散设置变配电所。

(3)负荷计算时供配电系统的设计依据,严格执行通过负荷计算确定变压器的容量和数量。

(4)无功补偿:在变配电所设置无功补偿装置,对于大型冷冻机、荧光灯等设备采用就地补偿,以提高功率因数,从而降低线路损耗。

(5)合理选择变压器:选用高效低损耗的变压器。

(6)优化的经济运行方式:利用负荷计算合理调配变压器,使建筑物在常规负荷状态时,尽量使变压器以最小损耗方式运行。

6.2 照 明

6.2.1 LPD是照明节能的重要评价指标,现行国家标准《建筑照明设计标准》GB 50034对工业建筑的照明功率密度的限值进行了规定,提供了现行值和目标值。照明设计时,应满足其对现行值的

要求,该标准规定的目标值执行要求由相关标准或主管部门规定。

6.2.2 当同一场所的不同区域有不同照度要求时,为节约能源,贯彻照度该高则高,该低则低的原则,采用分区一般照明;对于部分作业面照度要求高,但是作业面密度又不大的场所,若只采用一般照明,会大大增加安装功率,采用混合照明方式,增加局部照明来提高作业面照度,以节约能源。

6.2.3 通常同类光源中单灯功率较大者,光效高,所以选用单灯功率较大的。2011年国家发展和改革委员会等五部门发布了“中国逐步淘汰白炽灯路线图”:2011年11月1日至2012年9月30日为过渡期,2012年10月1日起禁止进口和销售100W及以上普通照明白炽灯,2014年10月1日起禁止进口和销售60W及以上普通照明白炽灯,2015年10月1日至2016年9月30日为中期评估期,2016年10月1日起禁止进口和销售15W及以上普通照明白炽灯或视中期评估结果进行调整。通过实施路线图,取得了良好的节能减排效果。卤钨灯是白炽灯的改进产品,比白炽灯光效稍高,但和荧光灯、陶瓷金卤灯、发光二极管灯等相比,其光效仍低得太多,因此不能广泛使用;和其他高强气体放电灯相比,荧光高压汞灯光效较低,寿命较短,显色指数偏低,故不采用。

近年来半导体照明技术快速发展,然而产品尚未成熟,在诸如颜色一致性、色漂移以及光生物安全等诸多领域还存在争议;根据美国能源部《半导体照明在通用照明领域的节能潜力》报告预计,发光二极管灯需到2020年才能逐步成为室内照明应用中的主流照明产品之一。发光二极管灯光效高、寿命长,因此本标准要求在工业建筑中,无人长时间逗留,只进行检查、巡视和短时操作的场所的灯具宜采用发光二极管灯。

6.2.4 现行国家标准《电磁兼容 限值 谐波电流发射限值(设备每相输入电流 $\leq 16\text{A}$)》GB 17625.1对照明设备谐波限值的规定,对功率大于25W的放电灯的谐波限值规定较严;而对不大于25W的放电灯规定的谐波限值很宽。因此,要求对于单灯功率不

大于 25W 的气体放电灯,要求选用谐波含量低的产品。荧光灯配用电子镇流器或节能电感镇流器,不配用功耗大的传统镇流器,以提高能效。高压钠灯、金属卤化物灯配用节能电感镇流器,配用节能电感镇流器的功耗比普通电感镇流器低很多,其节能效果明显,但是这类光源的电子镇流器尚不够稳定,暂不推广应用,对于功率较小的高压钠灯和金属卤化物灯,可配用电子镇流器,目前这种产品的质量多数能满足要求。在电压偏差大的场所,为了节能和保持光输出稳定,延长光源寿命,配用恒功率镇流器。

6.2.5 由于气体放电灯配电感镇流器时,通常其功率因数很低,一般仅为 0.4~0.5,所以设置电容补偿,以提高功率因数,降低照明线路的损耗和电压损失。

6.2.6 工业建筑通常会装设两列或多列灯具,其控制的原则是:

1 工业生产场所按车间、工段或工序分组控制,不仅方便使用,当部分工段或工序停止生产作业时,可以整体关闭该区域的灯光;

2 照明时考虑各种分隔的可能性,以避免空间分隔对照明线路进行大的改动;

3 灯列与侧窗平行,有利于利用天然光;

4 每个开关控制的灯具数量少一些,有利于节能和运行维护;

6 对于部分工业建筑,当有条件时,可对走廊、楼梯等场所设置人体感应器件实现自动开关或调光;

7 对于大型工业建筑,可设置智能照明控制系统,可以有效地对照明系统进行合理控制,节约电能损耗;

8 对于厂区道路照明,采用光控和时间控制,可以有效节约电能。

6.3 电 力

6.3.1 工业企业中,线路损耗占一定比重,降低线路损耗,是节能

的重要环节。

6.3.3 单相设备尽量做到三相平衡,可以减小电流,减少电能损耗。

6.3.4 变压器、电动机、变频器等用电设备选用能效高的产品。变压器的能效等级在现行国家标准《三相配电变压器能效限定值及能效等级》GB 20052 中有规定。电动机的能效等级要求的相关现行标准有:《小功率电动机能效限定值及能效等级》GB 25958、《中小型三相异步电动机能效限定值及能效等级》GB 18613。

6.3.5 季节性负荷或专用设备较多时,投入变压器的台数可根据实际负荷而定,做到经济运行,节约电能。我国的工业建筑曾在相当长的一段时间内,大量的低压配电变压器几乎全部采用(Y,yn0)接线组别,但目前大都采用(D,Yn11)接线组别。(D,Yn11)接线组别的配电变压器空载损耗和负载损耗虽然略大,但是三次及其整数倍以上的高次谐波电流可在原边环流,有利于抑制高次谐波电流。(D,Yn11)接线组别的变压器零序阻抗小,有利于单相接地故障的切除。另外,当单相不平衡负荷较多时,(Y,yn0)接线组别变压器要求中性线电流不超过低压绕组额定电流的25%,影响了变压器设备能力的充分利用。因此,在低压电网中,推荐采用(D,Yn11)接线组别的配电变压器。

6.3.6 人工补偿无功功率经常采用两种方法,一是同步电动机超前运行,一种是采用电容器补偿。同步电动机价格贵,操作控制复杂,本身损耗也较大,不仅采用小容量同步电动机不经济,即使容量较大,而且长期连续运行的同步电动机也正慢慢由异步电动机加电容器补偿所代替。而并联电容器价格便宜,便于安装,维修工作量、损耗都比较小,可以制成各种容量,分组容易,扩建方便,因此,采用并联电容器作为人工补偿的主要设备。

6.3.7 当电缆用于长期稳定的负荷时,按经济电流密度校验导体的截面,有利于节约电能。

6.3.8 为了尽量减少线损和电压降,采用就地平衡无功功率的原

则来装设电容器。

6.3.9 现行国家标准《电能质量 公用电网谐波》GB/T 14549, 对交流额定频率 50Hz、标称电压 110kV 及以下的公用电网谐波的允许值已经给出了明确的限值要求。对于用电设备的谐波限值, 一些地方标准, 如上海市地方标准《公共建筑电磁兼容设计规范》DG/T J08 - 1104—2005 也作出了明确规定。

工业企业配电系统中的高次谐波除来自外部电源, 主要产生于非线性用电设备, 高次谐波产生的危害是多方面, 如增加设备和线路的损耗、加速电缆绝缘的老化、影响继电保护装置的准确性、对通信线路产生干扰等。当注入电网的谐波超过允许值时, 应根据不同行业的要求、谐波源的特点采取相应的滤波措施。

7 能量回收与可再生能源利用

7.1 一般规定

7.1.1 《中华人民共和国可再生能源法》(2010)规定,可再生能源是指风能、太阳能、水能、生物质能、地热能、海洋能等非化石能源。目前,可在建筑中规模化使用的可再生能源主要包括浅层地能和太阳能。《民用建筑节能条例》(2008)第四条规定:国家鼓励和扶持在新建建筑和既有建筑节能改造中采用太阳能、地热能等可再生能源。在具备太阳能利用条件的地区,有关地方人民政府及其部门采取有效措施,鼓励和扶持单位、个人安装适用太阳能热水系统、照明系统、供热系统、供暖制冷系统等太阳能利用系统。在进行工业建筑节能设计时,根据国家《可再生能源法》和《民用建筑节能条例》等系列法律法规,在对当地环境资源条件的分析与技术经济比较的基础上,结合国家与地方的引导与优惠政策,优先采用可再生能源利用措施。

7.2 能量回收

7.2.1 工业可回收的能量大体分为三类:

(1)可燃性余能:即可作为燃料使用的可燃物,包括排放的可燃废气、废液、废料等。例如,放散的高炉气、焦炉气、油田伴生气、炼油气、矿业瓦斯、焦黑尾气、纸浆黑液、甘蔗渣、木屑、可燃垃圾等;

(2)载热性余能(即余热):包括排气、产品、物料、废物、工质所带走的高温热以及化学反应热等。例如,锅炉和窑炉的烟道气;燃气轮机和内燃机的排气;焦炭、钢件、水泥、砖瓦、炉渣的高温热;冷凝水、冷却水、放散热风等带走的热以及排放的废气热等;

(3)有压性余能:是指排气、排水等有压流体的能量。例如,水电站坝顶溢流、高炉炉顶有压排气、压力较高的蒸汽、管道中的高压水流等。

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

空气调节冷热源及设备的选择可以有多种方案组合,如何选定合理的冷热源组合方案,达到技术经济最优化,是比较困难的。因为国内各地区及城市的能源结构、价格均不相同,工业建筑的全生命周期和经济实力也存在较大差异,同时还受到环保和消防以及能源安全等多方面的制约。为此,本条提出了工业建筑供暖空调的冷热源选择时,要遵循的一般指导原则。

1 我国工矿企业余热资源潜力很大,冶金、建材、电力、煤炭、化工、轻工、纺织等行业在生产过程中产生大量余热,这些余热都有可能转化为供冷供热的热源,从而减少重复建设,节约一次能源。国家新出台的节能政策和标准对节能提出了新的要求,其中利用余热回收是最有效的节能途径之一。根据调查,各行业的余热总资源约占其燃料消耗总量的 17%~67%,可回收利用的余热资源约为余热总资源的 60%。其中供暖空调是能源消耗的大户,同时也是余热回收潜力最大的地方。例如,空气压缩机、炼油装置、钢铁高炉冲渣水、焦炉烟气、工业窑炉烟气、精密铸造等余热回收。

2 蒸汽型或热水型溴化锂吸收式冷水机组,是以蒸汽或废热蒸汽为能源,溴化锂为吸收剂,水为制冷剂,提供空调系统和工艺流程冷源的大型工业设备。溴化锂吸收式冷水机组拥有很高的能源效率及显著的环保效益。

3 热电联产实现了能量的梯级利用,高品位能用于发电,低

品位能用于供热,减少了污染物的生产和排放,极具节能环保和经济效益,近年来在我国得到了迅速发展。然而,热电厂仍存在大量的余热,对余热进行回收非常必要。采用以溴化锂吸收式制冷技术为基础的各种蒸汽、热水、烟气驱动的吸收式冷(热)水机组代替空调系统的冷热源,与热电联产相结合,回收利用余热,可以提高能源利用率,达到节约能源、降低生产成本的目的。

7.3 可再生能源利用

7.3.1 集成设计提高利用率同时也缩短了投资回收期。当太阳能集热器可供安装的面积提供的热负荷小于或等于 30%~40% 左右时,不使用太阳能系统。

在太阳能资源丰富或较丰富的地区充分利用太阳能;在太阳能资源一般的地区,结合建筑实际情况确定是否利用太阳能;在太阳能资源贫乏的地区,不推荐利用太阳能。各地区太阳能资源情况如表 11 所示。

表 11 太阳能资源表

等级	太阳能条件	年日照 小时数(h)	水平面上年太阳辐照 量[MJ/(m ² ·a)]	地 区
一	资源丰富区	3200~3300	>6700	宁夏北、甘肃西、新疆东南、青海西、西藏西
二	资源较丰富区	3000~3200	5400~6700	冀西北、京、津、晋北、内蒙古及宁夏南、甘肃中东、青海东、西藏南、新疆南
三	资源一般区	2200~3000	5000~5400	鲁、豫、冀东南、晋南、新疆北、吉林、辽宁、云南、陕北、甘肃东南、粤南
		1400~2200	4200~5000	湘、桂、赣、苏、浙、沪、皖、鄂、闽北、粤北、陕南、黑龙江
四	资源贫乏区	1000~1400	<4200	川、黔、渝

7.3.2 太阳能热水系统及太阳能辅助供暖系统通过自控系统的设计,提高太阳能的使用率,降低电、燃气等常规能源的使用,达到节能环保的目的。太阳能热水系统及太阳能辅助供暖系统中辅助热源的控制在保证充分利用太阳能集热量的条件下,根据不同的使用方式采用手动控制、全日自动控制或定时自动控制。

7.3.3 为贯彻《中华人民共和国可再生能源法》和国务院节能减排的战略部署,充分利用太阳能资源,促进太阳能光伏发电在工业建筑节能中的推广应用,国家相关部门出台了一系列关于太阳能光伏发电的政策。

太阳能应用一体化系统安装在建筑屋面、建筑立面、阳台或建筑其他部位,不得影响该部位的建筑功能。太阳能应用一体化构件作为建筑围护结构时,其传热系数、气密性、遮阳系数等热工性能要满足相关标准的规定。

太阳能与建筑一体化系统设计时,除做好光热、光伏部件与建筑结合外,还需符合国家现行相关标准的规定,保证系统应用的安全性、可靠性和节能效益。国家现行标准包括:《民用建筑太阳能热水系统应用技术规程》GB 50364、《光伏系统并网技术要求》GB/T 19939、《建筑物防雷设计规范》GB 50057 和《光伏电站接入电网技术规定》Q/GDW 617 等。

7.3.4 为实现精细化管理,掌握太阳能光伏系统实际发电量,设立本条。

8 监测与控制

8.1 一般规定

8.1.1 监测与控制系统是保证工业建筑实现节能运行的必要措施。监测与控制内容根据建筑与工艺的功能、系统类型、运行数据等通过技术经济比较确定。制订控制方案时挖掘系统潜能,提高节能效果。合理配置建筑设备,并进行有效、科学的控制与管理,提高能源利用率。

8.2 监测

8.2.1 对设备和设施使用的各种能源消耗进行监测,能够掌握企业的用能现状,及时发现并调整企业作业流程中的节能瓶颈,优化企业运行管理能力和水平,降低企业运行成本,又可为工业建筑节能、节水、环境保护方面提供有效可靠的决策依据。用能计量设施的选择应能保证运行正常,并且实现准确的计量。

8.2.2 工业建筑的电能计量分厂房、分用途设置电能计量装置。其重大意义在于对建筑内部电耗追踪,并明确建筑生产过程中的各项电耗比例,以帮助企业及时发现问题,充分发掘节能潜力。电能计量装置能够对各用电设备分别采集计量其用电量并进行实时计量、现场显示、具备远程通信功能,集中建立用电分项计量数据库。建筑电能计量分级、分项计量时:

- (1)在每个独立的建筑物入口设置总电表;
- (2)对照明、制冷、热力、空调供暖、通风除尘、给排水和水处理设备等设置独立分项电能计量装置;
- (3)可再生能源发电、电能回收设置独立分项计量装置;
- (4)对特殊房间的空调供暖设备设置独立分项电能计量装置。

8.2.3 工业企业用电设备种类较多,在进行电能计量时,根据负载和输变电设备特点选择监测参数,如用电量、功率因数和谐波等。从节约用电和节约投资的两方面综合把握仪表的选型。

在能源管理系统中,电能计量装置采集并储存电能计量数据,采用现场总线形式上传数据。通信协议常用选择 MODBUS 标准协议或《多功能电能表通信协议》DL/T 645。

8.2.4 加强建筑用能的量化管理,是建筑节能工作的需要,在冷热源处设置能量计量装置,是实现用能总量量化管理的前提和条件,同时在冷热源处设置能量计量装置利于相对集中,也便于操作。目前水系统“跑冒滴漏”现象普遍,系统补水造成的能源浪费现象严重,因此对冷热源站总补水量也采用计量手段加以控制。

8.2.5 常见的室内检测器品牌很多,测量精度、安装方式均有不同,设计人员可根据项目需要选择产品。探测器的运行方式通常有以下几种:

(1)对于自然通风的房间,探测器可独立工作,仅在浓度超标时发出警报,提醒室内人员及时开窗通风;

(2)对于机械通风、集中或半集中式空调系统的房间,可采用探测器自动控制通风、空调设备的运行工况或运行台数的变化,有利于在保持场所内空气质量的前提下节省能源;当联锁有困难时,也可将探测器连入 BA 系统,用于提醒运营管理人员注意。

8.2.6 为了保证控制精度的要求,一般温度传感器量程为测点温度的 1.2 倍~1.5 倍,管道内温度传感器热响时间不大于 25s,当在室内或室外安装时,热响时间不大于 150s。当参数参与自动控制和经济核算时,采用分度号为 Pt100 的 A 级精度(三线制)。湿度传感器安装在附近没有热源、水滴且空气流通,能反映被测房间或风道空气状态的位置,其响时间不大于 150s。压力(压差)传感器的工作压力(压差),大于测点可能出现的最大压力(压差)的 1.5 倍,量程为测点压力(压差)的 1.2 倍~1.3 倍。流量传感器量程为系统最大流量的 1.2 倍~1.3 倍,且耐受管道介质最大压力,

并具有瞬态输出;流量传感器的安装帮位,满足上游 $10D$ (D 为管径)、下游 $5D$ 的直管段要求,当采用电磁流量计、涡轮流量计时,其精度为 1.5% 。

8.3 控 制

8.3.2 充分利用自然采光是实现照明节能控制的有效途径。在人工照明控制系统设计时充分考虑采光,不仅可以降低照明能耗,而且还可以在在一定程度上降低供冷能耗。

8.3.3 多台电梯的情况下,采用电梯的单台控制容易造成分布不均、资源浪费等,直接影响物流和人流的效率。群控系统分析每台电梯完成输送任务所付出的能耗、候梯时间、乘梯时间等,在满足候梯和乘梯时间阈值以及相关工艺要求的情况下,按最节能的方式实现控制。电梯群控技术对于建筑节能和改善电梯的运行效果,具有十分重要的作用。

8.3.4 可以根据工业建筑的用水量、用水的均匀性合理选择大泵、小泵搭配,泵组也可以配置气压罐,供小流量用水,避免水泵频繁启动,以降低能耗。根据管网水力计算进行选泵,使水泵在其高效区内运行,避免设备运行大马拉小车,降低额外能耗。

8.3.5 可采用电动机定子调压、变换极对数在转子回路连续调节等效电阻、线绕转子异步电动机在转子回路连续调节等效电阻、变频调速、静止串级调速、内反馈串级调速以及电磁调速电动机调速等多种方式。对于变化范围比较小,且长时间在满负荷区域附近运行的电机,应进行经济技术比较后采用变频方案。

8.3.6 经检测笼型电机降压启动时绕组发热比全压启动更要严重。对于低压配电而言,满足现行国家标准《通用用电设备配电设计规范》GB 50055 对于电机启动的要求即可全压启动。全压启动节能安全,在不影响其他用电设备以及配电网的情况下,采用全压启动。

8.3.8 在大惯量、拖动性的变频调速系统中,合理采用能量回馈

单元不仅能实现快速,而且可将电机制动或减速过程中所产生的再生电能回馈到电网,从而节约能源。

8.3.9 为了节约运行能耗,供暖通风与空调系统需配置必要的监测与控制。其内容可包括参数检测、参数与设备状态显示、自动调节与控制、工况自动转换、能量计量以及中央监控与管理等,具体内容根据建筑功能、相关标准、系统类型等通过技术经济比较确定。能源计量总站具有能源计量报表管理及趋势分析等基本功能,控制系统控制的冷热源站年平均能效不得低于设计能效。

8.3.10 本条说明如下:

1 冷热源站房设备的顺序启停和连锁控制是为了保证设备的运行安全,是控制的基本要求。工业冷热源站房和民用冷热源站房相同,存在冷热源设备及末端设备不用时相应的设备和电动阀门没有关闭,为保证使用支路的正常水流量,水泵仍需多台运行,导致运行能耗增大的情况,连锁控制非常有必要。冷热源站房控制系统还应做到,在顺序启停和连锁排查有故障时,控制系统能报警并启动下一组设备而不影响整体系统的运行。

2 冷水机组是暖通空调系统中能耗较大的单体设备,冷水机组的最高效率点通常位于该机组的部分负荷区域,因此采用冷量控制方式较台数控制更有利于运行节能。

3 水泵的台数控制保证系统水流量和最不利点的水压差,冷冻水泵控制以解决好末端动态水力平衡为基础,实现效率优先进行水泵台数和转速的控制。

4 二级泵系统压差测点的选择通常有两种:①取水泵出口主供回水管道上的压力信号。由于信号点的距离近,易于实现。②取二级泵环路中最不利末端回路上的压差信号。方法②节能效果较方法①更好,但信号传输距离远,需有可靠的技术保证。方法①采用定压差控制,则与水泵定速运行相似,因此二级泵系统采用压差设定值优化调节方式以发挥变速水泵的节能优势。

5 关于冷却水的供水温度,不仅与冷却塔风机能耗相关,更

会影响到冷机尤其是离心机的运行能耗。从节能的观点来看,较低的冷却水进水温度有利于提高冷水机组的能效比,但会使冷却塔风机能耗增加,过低的冷却水进水温度会影响冷机运行的可靠性。对于冷却侧能耗有个最优化的冷却水温度。因此,一定要采取一定的冷却水水温控制措施。通常有三种做法:①调节冷却塔风机运行台数;②调节冷却塔风机转速;③供回水总管设置旁通电动阀,通过调节旁通流量保证进入冷水机组的冷却水温度高于最低限制。在方法①和方法②中冷却塔风机运行总能耗也得以降低。

冷却水系统使用中,由于水分的不断蒸发,水中的污染物浓度会越来越大,需要及时排污。冷却水排污方法有定期排污和控制离子浓度排污。

6 冷水供水温度提高,会使冷水机组的运行能效比提高,但同时会使末端空调设备的除湿能力下降、送风温差变小、风机运行能耗加大。因此供水温度的优化调节需综合考虑整个系统的能耗,对高风压工艺空调系统谨慎采用。

7 冷机设备轮换使用,有利于延长设备的使用寿命。

8.3.11 本条主要列出与节能设计相关的控制内容,基本的设备故障报警、高低液位报警等内容没有一一列出。

供热量控制调节包括质调节(供水温度)和量调节(供水流量)两部分,需要根据室外气候条件和末端需求变化进行调节。对于未设集中控制系统的工程,设置气候补偿器和时间控制器等装置来实现第2款和第3款的要求。对锅炉台数和燃烧过程的控制调节,可以实现按需供热,提高锅炉运行效率,节省运行能耗并减少大气污染。锅炉的热水温度、烟气温度、烟道片角度、大火、中火、小火状态等能效相关参数上传至建筑能量管理系统,根据实际需求供热量调节锅炉运行台数和投入燃料量。

8.3.12 为满足工艺环境要求,暖通专业常设置全空气系统完成过滤、冷却、加热加湿等空气处理过程,并常有全年运行全空气系

统的特点。很多全空气系统的输送能耗在送风允许温差小、管路系统长、空气过滤处理阻力消耗大等情况时,全空气系统在整个空调系统的能源消耗比例会增大到大于冷热源系统。因此要对全空气系统进行全年动态运行控制。第1款~第7款均是有效的节能控制方式。

8.3.13 近一二十年来,为减少安装空间、降低风机运行能耗等,车间采用大型风机盘管代替全空气系统的工艺空调方式增多。精密空调通常有特殊要求,如区域温差、区域颗粒物浓度或正负压等要求,风量调节对工艺环境的保障有较大影响,因此采用水阀和风量调节相结合的控制方式。车间舒适性空调在满足室内空气质量的条件下,优先采用台数控制节省运行能耗。第3款~第5款均是有效的节能控制方式。

8.3.14 对于间歇运行的空调系统,在保证工艺生产环境使用要求的前提下,合理安排启停时间,是节能的重要手段之一。

8.3.15 集中供暖系统具备室温调控功能。

8.3.17 工业热风系统包括:热媒为水或蒸汽的热风供暖系统、燃气加热热风供暖系统、热泵供热热风供暖系统等。热风供暖系统通常使用在集中新风系统、工艺排风量大的补风系统,能源消耗很大。

8.3.18 以排除余热为主的通风系统,设置车间工作区温度监测与通风系统控制装置;以排除污染物为主的通风系统,设置车间工作区污染物浓度和排放口污染物浓度监测与控制装置。

8.3.19 热回收系统具备检测功能有利于监测热回收装置的热回收能力。热回收系统具有调控功能是节能的要求。

S/N:155182·0164



9 155182 016408

统一书号: 155182·0164

定 价: 24.00 元