

第1章 设计概况

天津澳皮王汽车装饰有限公司总占地面积 15866.2m²，总建筑面积 5761.06m²，建筑密度 31.58%，容积率 0.36，绿化率 24.18%。

厂区内主要包括一栋矩形办公楼，一个长条形生产车间，一个长条形半成品库房，一个矩形成品库房，一座 L 形宿舍楼与食堂相连，还有一块二期空地。办公楼主要用于公司的行政办公、接待宾客，公司事务办理，各级会议的召开等公司的日常工作。车间主要负责设备及产品的加工生产。半成品库房用于存放半成品。成品库房用于存放成型的产品。宿舍楼与食堂主要用于解决公司员工的食宿。

办公楼位于厂区西南侧，长 21.4m，宽 21.4m，共有两层，首层层高为 4.2m，顶层层高为 3.6m，其外墙为加气混凝土外墙，外门窗均采用塑钢结构。办公楼一层主要有会议室、洽谈室、展厅等房间。二层主要有总经理室、秘书室、财务室、样品间、操作间和办公区，

生产车间位于办公楼左侧，长 72.24m，宽 24.24m，高 4.9 m，生产车间的外围护结构采用采钢板和钢筋混凝土外墙，屋顶采用采钢板。

半成品库房位于车间东北侧与生产车间并排，长 72.24m，宽 24.24m，高 4.9 m，外围护结构采用采钢板和混凝土外墙，屋顶采用阳光板和采钢板。

宿舍楼位于厂区东北角，共两层，层高 3m。宿舍的外围护结构为钢筋混凝土外墙，屋顶为防水屋顶。

一次管网提供的热源为 95~70℃ 热水。从厂区东南角引进。

第2章 设计方案的选取与比较

2.1 办公楼供暖方案

办公楼采用低温地板辐射采暖系统。低温地板辐射采暖是一种利用建筑物内部地面进行采暖的系统。该系统以整个地面作为散热面，地板在通过对流换热加热周围空气的同时，还向四周的维护结构进行辐射换热，从而使维护结构表面的温度升高，其辐射换热量约占总换热量的50%。低温地板辐射采暖系统既能高效地使用各种低品位能源作为热源，具有节能的效果，又具有室内温度均匀、温度梯度小、角度温度高、卫生条件高、热舒适性好等特点，因而是一种减少建筑能耗提高热舒适性的理想采暖系统，其可靠性、舒适性与卫生性已经在诸多工程中得到了验证。

与对流供暖系统相比，辐射供暖系统具有以下主要优点：

1. 由于有辐射强度和温度的双重作用，造成了真正符合人体散热要求的热状态，因此，具有最佳的舒适感。
2. 不需要在室内布置散热器，也不必安装连接散热器的水平支管，所以，不但不占建筑面积，也便于布置家具。
3. 室内沿高度方向上的温度分布比较均匀，温度梯度很小，热损失可大大减少。
4. 由于提高了室内表面的温度，减少了四周表面对人体的冷辐射，提高了舒适感。
5. 不会导致室内空气的急剧流动，从而减少了尘埃飞扬的可能，有利于改善卫生条件。
6. 房间的分隔可以任意变化。
7. 在建立同样舒适条件的前提下，辐射供暖时房间的设计温度可以比对流供暖时降低 $2\text{—}3^{\circ}\text{C}$ （高温辐射时可以降低 $5\text{—}10^{\circ}\text{C}$ ），从而，可以节省供暖能耗。
8. 有可能兼作夏季降温的供冷表面。
9. 有可能以塑料管代替金属管作为埋管。

同时考虑到该建筑物的外围护结构采用了一定面积的玻璃幕墙，如果使用散热器采暖会影响建筑物的美观，因此决定采用低温地板辐射采暖系统，而不使用散热器采暖。

在使用地板采暖时应注意以下几个问题：

- 1、低温热水地板辐射采暖系统的供水温度不宜超过 60°C ，供热系统的工作压力不得超过 0.8MPa 。
- 2、地暖系统每年在使用前应清洗一次过滤器。具体方法如下：首先关闭

连接导管的进、回水阀门,然后打开过滤器,取出过滤网并清洗干净,检查过滤网有无破损、堵塞,如有损坏,应换上同规格的过滤网,按原样装好即可(注意:在拆装过滤网的过程中,切勿使杂物进入管内)。

3、地暖系统开始供水或使用过程中,管道中可能积存空气,影响采暖效果,这时可打开分、集水器的放气阀,将气体排出,方法和传统供热相同。

4、系统各支路的水流量可以通过调节各支路上的球阀调节,并以此达到控制各部分温度的目的,但调节时应慎重以免影响其他支路。

5、铺设在地面下的地暖管距地板面仅约 3-4cm, 砸碰、敲击地面容易伤及地暖管,因此铺设地暖管道的地面严禁敲砸、撞击等,严禁在地面上楔入任何尖锐物,以防损坏地暖管。当您需要在地面上放置过重(大于 2 吨/平方米)物品时,请先与物业公司或我公司联系。

6、用户确需在屋顶上钻孔时,务必注意钻孔深度不能超过楼板结构厚度,以防损坏上层地暖管。

7、分、集水器附近外露的管道较多,应注意保护,最好加防护罩。

8、严禁在分、集水器附近及铺设了地暖管的地面上放置高温热源,以防破坏管道系统。

9、冬天不采暖时应注意保护,防止分水器部件开裂及采暖管中的水结冰堵塞管道。

2.2 车间供暖方案

在车间采用暖风机与散热器联合供暖。车间为长 72 米,宽为 24 米,平均高度大于 4 米,且车间内房屋较少,大部分是生产操作区,内部空间很大。如果全部采用散热器供热,就要把全部散热设备布置在外窗的下边。而车间热负荷很大,有可能导致选择散热器过多。这是采用散热器采暖的第一个问题,第二个问题是由于车间的内部空间很大,可能导致车间内热环境不均匀,造成局部不能达到采暖的要求。

所以车间采用暖风机与散热器联合供暖系统。热风供暖是比较经济的供暖方式之一,对流散热几乎占 100%。具有热惰性小,升温快、设备简单、投资省的特点。暖风机间歇运行,以防止长期吹热风给人体造成的不舒适感。散热器连续供暖,以保证车间运行的最低温度。

暖风机是由通风机、电动机及空气加热器、百叶风口等部件组合而成的联合机组。使用暖风机供暖比其它供暖方式可以大大减少温度梯度,因而减少由于屋顶耗热增加所引起的不必要的耗热量,并可节省管道与设备等。适用于允许采用空气再循环的车间,或作为有大量局部排风车

间的补风和供暖系统。

暖风机分为轴流式及离心式两种。根据其结构特点及适用热媒的不同，又有蒸汽暖风机、热水暖风机、蒸汽热水两用暖风机以及冷热水两用的冷暖风机。

暖风机的重要部件是空气热交换器。以材质而论，有钢制品的，铝制品、铜制品的和钢铝混合制品的。

生产车间的总热负荷在暖风机热风供暖设计时，主要是确定暖风机的型号、台数、平面布置及安装高度等。

1、暖风机的设计

(1) 布暖风机时，宜使暖风机的送风射流相互衔接，使整个采暖空间形空气环流运动，但应防止强烈气体吹向人体。

(2) 暖风机布置在外墙上时，其气流不宜于外墙垂直向内吹风。

(3) 采用暖风机的系统中，暖风机的数量不宜少于两台。

(4) 暖风机的射程 X ，可按下式估算：

$$X = 11.3v_0D$$

式中 X ——暖风机的射程，m；

v_0 ——暖风机的出口风速，m/s；

D ——暖风机出口的当量直径，m。

(5) 送风温度不应低于 35°C ，不应高于 55°C 。

2、暖风机的安装

暖风机安装前应检查其完好性。暖风机应装配相应的热媒管路系统。并在暖风机的进出支管上装置截止阀，在整个管路系统上应设有排出空气的排气阀装置。

(1) 电动机接通电源时应使叶轮按产品上标注的箭头方向旋转。

(2) 暖风机底部的安装标高应符合下列要求：

当出口风速 $v_0 \leq 5\text{m/s}$ 时，取 $2.5 \sim 3.5\text{m}$ ；

当出口风速 $v_0 > 5\text{m/s}$ 时，取 $4 \sim 5.5\text{m}$ 。

(3) 暖风机管道系统的作用半径最大不应超过 150m 。

3、暖风机的使用

(1) 暖风机运转前，必须排净管路系统及散热排管中的冷空气。

(2) 调整暖风机百叶开启角度，以便得到合适的气流。

(3) 热水暖风机的供回水温度可为 $130 \sim 70^{\circ}\text{C}$ 或 $95 \sim 70^{\circ}\text{C}$ 。

(4) 暖风机的供水温度一般应保持在 90°C 以上，最低不能低于 80°C ，其流通水量必须使其散热排管中的水流速度在 0.2m/s 以上方能保证散热效果。

(5) 为了便于管理可在热水系统中的总进水管中设置自控装置，集中控制暖风机开关以防暖风机吹冷风，具体做法以工程设计为准。

(6) 应定期用压缩空气冲洗暖风机并用化学方法除去排污管中的水垢。

(7) 热水暖风机的热水应经过软化处理，以减少水垢产生。

(8) 暖风机长期不用时，管路系统内充满水，以减少氧腐蚀

4、采用暖风机采暖应注意以下几点：

(1) 暖风机安装后应进行水压试验，设计无规定时，单项试压以不小于 0.7mpa 表压试验，不漏不渗十分钟压降不超过 10%为合格综合试压以不小于 0.5mpa 表压试验，不漏不渗时一小时压降不超过 10%为合格。

(2) 应按厂房内部的几何形状，工艺设备布置情况及气流作用范围等因素，设计暖风机台数及位置；

(3) 室内空气的换气次数，宜大于或等于 1.5 次/h；

(4) 热媒为蒸汽时，每台暖风机应单独设置阀门和疏水装置。

散热器供暖是传统的供暖方式，也是现今使用最广泛的供暖方式。它使用方便，易于调节。对于环境美观要求不高的场所，特别是厂房，车间，厂区宿舍等地方，使用的较为广泛。

选择散热器时，应符合下列规定：

- (1) 散热器的工作压力，应满足系统的工作压力，并符合国家现行有关产品标准的规定；
- (2) 民用建筑宜采用外形美观，易于清扫的散热器；
- (3) 放散粉尘或防尘要求较高的工业建筑，应采用易于清扫的散热器；
- (4) 具有腐蚀性气体的工业建筑或相对湿度较大的房间，应采用耐腐蚀的散热器；
- (5) 采用钢制散热器时，应采用闭式系统，并满足产品对水质的要求，在非采暖季节采暖系统应冲水保养；蒸汽采暖系统不应采用钢制柱型，板型和匾管等散热器；
- (6) 采用铝制散热器时，应采用内防腐型铝制散热器，并满足产品对水质的要求；安装热量表和恒温阀的热水采暖系统不宜采用水流通道内含有粘沙的铸铁等散热器。

散热器布置的注意事项：

1、散热器一般安装在外墙的窗台下，这样，沿散热器上升的对流热空气流能够阻止和改善从玻璃窗下降的冷气流和玻璃冷辐射的影响，使

流经室内的空气比较暖和舒适。

2、为防止冻裂散热器，两道外门之间，不准设置散热器。在楼梯间或其它有冻结危险的场所，其散热器应有单独的立，支管供热，且不得装设调节阀。

3、散热器一般应明装，布置简单。内部装修要求较高的民用建筑可采用暗装。托儿所和幼儿园应暗装或加防护罩，以防烫伤儿童。

4、在垂直单管或双管热水系统中，同一房间的两组散热器可以串联连接；贮藏室、涮洗室、厕所和厨房等辅助用室及走廊的散热器，可同临室串联连接。两串联散热器之间的串联管直径应与散热器接口直径相同，以便水流畅通。

5、在楼梯间布置散热器时，考虑楼梯间热流上升的特点，应尽量布置在底层或按一定比例分布在下部各层。

2.3 宿舍楼与半成品库供暖方案

宿舍楼与半成品库对供暖的要求不高，半成品库主要用于堆放半成品，人员密度较小，使用散热器基本可以满足冬季的采暖要求。宿舍楼主要用于员工晚上休息，白天人员较少，在工艺美观方面没有特殊要求，所以采用铸铁散热器进行采暖即可。

第3章 采暖热负荷计算

供暖系统设计热负荷是供暖设计中最基本的数据。它直接影响供暖系统方案的选择、供暖管道管径和散热器等设备的确定、关系到供暖系统的使用和经济效果。

3.1 采暖热负荷计算原理

3.1.1 维护结构基本热负荷

在工程设计中，维护结构的基本耗热量是按一维稳定传热过程进行计算的，即假设在计算时间内，室内、外空气温度和其它传热过程参数都不随时间变化。实际上，室内散热设备散热不稳定，室外空气温度随季节和昼夜变化不断波动，这是一个不稳定传热过程。但不稳定传热计算复杂，所以对室内温度容许有一定波动幅度的一般建筑物来说，采用稳定传热计算可以简化计算方法并能基本满足要求。但对于室内温度要求严格，温度波动幅度要求很小的建筑物或房间，就需采用不稳定传热原理进行维护结构耗热量计算。

冬季供暖通风热系统的热负荷，应根据建筑物或房间的得、失热量确定：

失热量有：

- 1、维护结构传热耗热量 Q_1 ；
- 2、加热由门、窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量 Q_2 ，称冷风渗透耗热量。
- 3、加热由门、孔洞及相邻房间侵入的冷空气的耗热量 Q_3 ，称冷风侵入耗热量；
- 4、水分蒸发的耗热量 Q_4 ；
- 5、加热由外部运入的冷物料和运输工具的耗热量 Q_5 ；
- 6、通风耗热量。通风系统将空气从室内排到室外所带走的热量 Q_6 ；

得热量有：

- 7、生产车间最小负荷班的工艺设备散热量 Q_7 ；
- 8、非供暖通风系统的其它管道和热表面的散热量 Q_8 ；
- 9、热物料的散热量 Q_9 ；
- 10、太阳辐射进入室内的热量 Q_{10} ；

此外还有通过其它途径散失或获得热量 Q_{11} 。

对于没有由于生产工艺所带来得失热量而需设置通风系统的建筑物或房间（如一般的民用住宅建筑、办公楼等），建筑物或房间的热平衡就简单的多了。失热量 Q_{sh} 只考虑上述的前三项耗热量。得热量 Q_d 只考虑太阳辐射进入室内的热量。至于住宅中其它途径的得热量，如人体散热

量、炊事和照明散热量（通称为自由热），一般散发量不大，且不稳定，通常可不予计入。

因此，对于没有装置机械通风系统的建筑物，供热系统的供热设计热负荷可用下式表示：

$$Q' = Q'_{sh} - Q'_d = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 - Q'_{10} \quad (3-1)$$

上式带“'”的上标符号均表示在设计工况的各种参数（以下均以此表示之）

维护结构基本耗热量，可按下列式计算：

$$q' = KF(t_n - t'_w)\alpha \quad W \quad (3-2)$$

式中 K ---维护结构的传热系数， $W / m^2 \cdot ^\circ C$ ；

F ---维护结构的面积， m^2 ；

t_n ---冬季室内计算温度， $^\circ C$ ；

t'_w ---供暖室外计算温度， $^\circ C$ ；

α ---维护结构的温差修正系数。

3.1.2 维护结构的附加（修正）耗热量

围护结构的基本耗热量，是在稳定条件下，按公式 4—1 计算得出的。实际耗热量会受到气象条件以及建筑情况等各种因素影响而有所增减。由于这些因素影响，需要对房间围护结构基本耗热量进行修正。这些修正耗热量称为围护结构附加耗热量。通常按基本耗电量的百分率进行修正。附加耗热量由朝向修正、风力附加和高度附加耗热量等。

3.1.2.1 朝向修正耗热量

采用的修正方法是按围护结构的不同朝向，采用不同的修正率。需要修正的耗热量等于垂直的外围护结构的基本耗热量乘以相应的朝向修正率。

《暖通规范》规定：宜按下列规定的数值，选用不同朝向的修正率

北、东北、西北	0—10%；	东南、西南	-10%—-15%；
东、西	-15%；	南	-15%—-30%。

3.1.2.2 风力附加耗热量

风力附加耗热量是考虑室外风速变化而对围护结构基本耗电量的修正。在计算围护结构基本耗热量时，外表面换热系数 α_w 是对应风速约为 4m/s 的计算值。

《暖通规范》规定：在一般情况下，不必考虑风力附加，只对建在

不避风的高地、河边、海岸、旷野上的建筑物，以及城镇、厂区内特别突出的建筑物，才考虑垂直外围结构附加 5%—10%。

3.1.2.3 高度附加耗热量

高度附加耗热量是考虑房屋高度对围护结构耗热量的影响而附加的耗热量。

《暖通规范》规定：民用建筑和工业辅助建筑物的高度附加率，当房间高度大于 4m 时，每高出 1m 应附加 2%，但总的附加率不应大于 15%。

3.1.3 冷风渗透耗热量

在风力和热压造成的室内外压差作用下，室外的冷空气通过门、窗等缝隙渗入室内，被加热后逸出。把这部分冷空气从室外温度加热到室内温度所消耗的热量，称为冷风渗透耗热量 Q'_2 。

按缝隙法计算冷风渗透耗热量：

$$V = Lln \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (3-3)$$

$$Q'_2 = 0.278V\rho_w c_p (t_n - t'_w) \quad \text{W} \quad (3-4)$$

式中 V ---经门、窗缝隙渗入室内的总空气量, m^3/h ;

ρ_w ---供暖室外计算温度下的空气密度, kg/m^3 ;

c_p ---冷空气的定压比热, $c=1.34\text{KJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$;

0.278---单位换算系数, $1\text{KJ}/\text{h}=0.278\text{W}$;

L ---每米门、窗缝隙渗入室内的空气量 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{m}$;

l ---门、窗缝隙的计算长度, m ;

n ---渗透空气量的朝向修正系数。

3.1.4 冷风侵入耗热量：

在冬季受风压和热压作用下，冷空气由开启的外门侵入室内。把这部分冷空气加热到室内温度所消耗的热量称为冷风侵入耗热量。

由于流入的冷空气量不易确定，根据经验总结，冷风侵入耗热量可采用外门基本耗热量乘以《供热工程》表 1-10 的百分数的简便方法进行计算。亦即

$$Q'_3 = N Q'_{1.j.m} \quad \text{W} \quad (3-5)$$

式中 $Q'_{1.j.m}$ ---外门的基本耗热量, W ;

N ---考虑冷风侵入的外门附加率。

3.2 办公楼采暖热负荷计算

3.2.1 热负荷计算原始参数

3.2.1.1 办公楼的室外气象参数，室内热负荷计算参数

办公楼供暖设计热负荷计算参数表

(表 3-1)

序号	参数名称	符号	单位	数值
1	冬季采暖室外计算温度	t_w'	$^{\circ}\text{C}$	-9
2	冬季采暖室内计算温度			
	办公室、会议室、洽谈室、总经理室、秘书室、展厅	t_n	$^{\circ}\text{C}$	18
	男女厕所、楼梯间	t_n	$^{\circ}\text{C}$	16
3	外墙参数 (内外刷粉加气混凝土外墙、250mm厚、25号外墙、IV型)			
	外墙传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	0.94
	外墙导热热阻	R	$\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} / \text{W}$	1.06
4	单层塑钢外窗传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	4.38
5	单层塑钢外门传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	4.38
6	玻璃幕墙传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	4.38
7	屋顶传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	0.59
8	温差修正系数 α 的选取			
	与有外门窗的非采暖楼梯间相邻的内墙	α		0.6
	与有外门窗的非采暖房间相邻的内墙	α		0.7
	与有外门窗的非采暖楼道相邻的内墙	α		0.7
	与伸缩缝相邻的内墙	α		0.3
9	朝向修正系数的选取			
	西南向	X_{oh}		-10
	西北向	X_{oh}		10
	东南向	X_{oh}		-10
	东北向	X_{oh}		10
10	风向修正系数	X_f		0
11	高度修正系数	X_g		每高 1m 加 2%
12	天津冬季室外风速	v	m/s	3.1

13	每米门、窗缝隙渗入室内的空气量	L	$\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{m}$	1
14	冷空气的定压比热	c_p	$\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$	1
15	供暖室外计算温度下的空气密度	ρ_w	kg/m^3	1.34
16	渗透空气量的朝向修正系数			
	西南向	n		0.2
	西北向	n		1
	东南向	n		0.1
	东北向	n		0.4
17	冷风侵入外门附加率	N		65n%
18	低温地板采暖热负荷修正系数			0.95
19	非保温地面传热系数			
20	第一地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$	0.47
	第二地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$	0.23
	第三地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$	0.12
	第四地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$	0.07

3.2.1.2 采用保温层的地面传热系数的计算

采用 40mm 厚的聚苯乙烯泡沫塑料板作为保温绝热层，其导热系数为 $\lambda = 0.05 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$

重新计算 4 个地带的传热系数：

$$R_{01} = 2.15 + \frac{0.04}{0.05} = 2.95 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$K_{01} = \frac{1}{R_{01}} = 0.34 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

$$R_{02} = 4.30 + \frac{0.04}{0.05} = 5.10 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$K_{02} = \frac{1}{R_{02}} = 0.2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

$$R_{03} = 8.60 + \frac{0.04}{0.05} = 9.4 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$K_{03} = \frac{1}{R_{03}} = 0.11 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

$$R_{04} = 14.2 + \frac{0.04}{0.05} = 15 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$K_{04} = \frac{1}{R_{04}} = 0.067 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

3.2.2 热负荷计算

办公楼热负荷计算表见附表一

办公楼总负荷为： $Q = 62858 \text{ W}$

3.3 车间采暖热负荷计算

3.3.1 热负荷计算原始参数

3.3.1.1 车间室外气象参数，室内热负荷计算参数

车间供暖设计热负荷计算参数表 (表 3—2)

序号	参数名称	符号	单位	数值
1	冬季采暖室外计算温度	t_w'	$^{\circ}\text{C}$	-9
2	冬季采暖室内计算温度	t_n	$^{\circ}\text{C}$	18
3	外墙参数 (1.2 米 370mm 厚砖墙)			
	外墙传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	1.57
	外墙导热热阻	R	$\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} / \text{W}$	0.64
4	采钢板参数			
	采钢板传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	0.33
5	单层塑钢外窗传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	4.38
6	铁外门传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	6.4
7	顶棚 (采光板) 传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	5.5
8	温差修正系数 α 的选取			
	外墙、屋顶、地面以及与室外相同的楼板等	α		1.0
9	朝向修正系数的选取			
	西南向	x_{oh}		-10
	西北向	x_{oh}		10
	东南向	x_{oh}		-10
	东北向	x_{oh}		10
10	风向修正系数	x_f		0
11	高度修正系数	x_g		每高 1m 加 2%
12	天津冬季室外风速	v	m/s	3.1
13	每米门、窗缝隙渗入室内的空气量	L	$\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{m}$	1
14	冷空气的定压比热	c_p	$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$	1
16	供暖室外计算温度下的空气密度	ρ_w	kg/m^3	1.34

17	渗透空气量的朝向修正系数			
	西南向	n		0.2
	西北向	n		1
	东南向	n		0.1
	东北向	n		0.4
18	冷风侵入外门附加率	N		65n%
19	低温地板采暖热负荷修正系数			0.95
20	非保温地面传热系数			
	第一地带	K	W/(m ² ·°C)	0.47
	第二地带	K	W/(m ² ·°C)	0.23
	第三地带	K	W/(m ² ·°C)	0.12
	第四地带	K	W/(m ² ·°C)	0.07

3.3.1.2 车间外围护结构的传热系数计算

车间围护结构采用了上海恒信彩钢板组合房屋有限公司生产的 EPS 轻质彩钢夹芯板，EPS 轻质隔热彩钢夹芯板，以其外形美观、色泽鲜艳、结构新颖、安装快捷、应用广泛的特殊优点，令人瞩目，成为当代国内推行的新型复合材料。

该彩钢夹芯板外层是高强度的彩色钢板，内层是轻质隔热材料聚苯乙烯泡沫塑料，通过自动复合机，用高强度粘合剂将两者粘合而成。具有重量轻、机械强度高、隔热、隔音、耐腐蚀、耐水蒸汽渗透及气候性等优良性能，目前已被广泛用于净化车间、工业厂房、办公楼、体育馆、别墅等建筑。

EPS 轻质彩钢夹芯板性能参数：

板厚 (mm)	50	75	100	150	200	250
板重 (kg/m ²)	10.00	10.45	10.90	11.80	12.70	13.60
传热系数 (Kcal/m ² h°C)	0.57	0.38	0.285	0.19	0.143	0.114

本车间采用板厚为 100 mm 的彩钢板，其传热系数 K 为 0.285 Kcal/(m²·h·°C)，经换算得 $K=0.285 \times 1.16=0.33$ W/(m²·°C)

3.3.2 热负荷计算

车间的采暖热负荷计算表见附表二。

车间总负荷为：Q = 78155 W

采用散热器供暖的负荷为：Q = 23447 W

采用暖风机供暖的负荷为： $Q = 54708 \text{ W}$

3.4 宿舍楼采暖热负荷计算

3.4.1 热负荷计算原始参数

宿舍楼供暖设计热负荷计算参数表 (表 3—3)

序号	参数名称	符号	单位	数值
1	冬季采暖室外计算温度	t_w'	$^{\circ}\text{C}$	-9
2	冬季采暖室内计算温度			
	宿舍	t_n	$^{\circ}\text{C}$	18
	淋浴室	t_n	$^{\circ}\text{C}$	25
	楼道及楼梯间	t_n	$^{\circ}\text{C}$	16
3	外墙参数 (内外刷粉钢筋混凝土外墙、370mm厚、25号外墙、IV型)			
	外墙传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	1.57
	外墙导热热阻	R	$\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$	0.64
4	单层塑钢外窗传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	4.38
5	单层塑钢外门传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	4.38
6	顶棚 (聚苯板等) 传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	2.61
7	温差修正系数 α 的选取			
	外墙、屋顶、地面以及与室外相同的楼板等	α		1.0
8	朝向修正系数的选取			
	西南向	x_{oh}		-10
	西北向	x_{oh}		10
	东南向	x_{oh}		-10
	东北向	x_{oh}		10
9	风向修正系数	x_f		0
10	高度修正系数	x_g		每高 1m 加 2%
11	天津冬季室外风速	v	m/s	3.1
12	每米门、窗缝隙渗入室内的空气量	L	$\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{m}$	1

13	冷空气的定压比热	c_p	$\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$	1
14	供暖室外计算温度下的空气密度	ρ_w	kg/m^3	1.34
15	渗透空气量的朝向修正系数			
	西南向	n		0.2
	西北向	n		1
	东南向	n		0.1
	东北向	n		0.4
16	冷风侵入外门附加率	N		65n%
17	低温地板采暖热负荷修正系数			0.95
18	非保温地面传热系数			
	第一地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	0.47
	第二地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	0.23
	第三地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	0.12
	第四地带	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	0.07

3.4.2 热负荷计算

宿舍楼的采暖热负荷计算见附表三。

宿舍楼总负荷为： $Q=63612\text{ W}$

3.5 半成品库采暖热负荷计算

3.5.1 热负荷计算原始参数

3.5.1.1 半成品库的室外气象参数，室内热负荷计算参数

半成品库供暖设计热负荷计算参数表 (表 3—4)

序号	参数名称	符号	单位	数值
1	冬季采暖室外计算温度	t_w'	$^{\circ}\text{C}$	-9
2	冬季采暖室内计算温度	t_n	$^{\circ}\text{C}$	14
3	外墙参数 (1.2米 370mm 厚砖墙)			
	外墙传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	1.57
	外墙导热热阻	R	$\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}/\text{W}$	0.64
4	采钢板参数			
	采钢板传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	0.33
5	单层塑钢外窗传热系数	K	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$	4.38

6	铁外门传热系数	K	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	6.4
7	顶棚(采光板)传热系数	K	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	5.5
8	温差修正系数 α 的选取			
	外墙、屋顶、地面以及与室外相同的楼板等	α		1.0
9	朝向修正系数的选取			
	西南向	x_{oh}		-10
	西北向	x_{oh}		10
	东南向	x_{oh}		-10
	东北向	x_{oh}		10
10	风向修正系数	x_f		0
11	高度修正系数	x_g		每高 1m 加 2%
12	天津冬季室外风速	v	m/s	3.1
13	每米门、窗缝隙渗入室内的空气量	L	$m^3/h \cdot m$	1
14	冷空气的定压比热	c_p	$kJ/kg \cdot ^\circ C$	1
16	供暖室外计算温度下的空气密度	ρ_w	kg/m^3	1.34
17	渗透空气量的朝向修正系数			
	西南向	n		0.2
	西北向	n		1
	东南向	n		0.1
	东北向	n		0.4
18	冷风侵入外门附加率	N		65n%
19	低温地板采暖热负荷修正系数			0.95
20	非保温地面传热系数			
	第一地带	K	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	0.47
	第二地带	K	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	0.23
	第三地带	K	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	0.12
	第四地带	K	$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$	0.07

半成品库围护结构也采用了上海恒信彩钢板组合房屋有限公司生产的 EPS 轻质彩钢夹芯板, 结构与性能参数如上述。

半成品库屋顶使用了彩钢板加采光板（阳光板）的设计。这是其结构与生产车间不同的地方。

合高玻璃纤维增强聚酯采光板采用专用的玻璃纤维和树脂等材料，经机械化连续成型。外观光洁、断面尺寸准确、切割长度随意；板表面覆盖特种薄膜，耐老化，正常情况下使用寿命可达15年；产品透光率较高，未着色采光板可达85%以上；由于浸透性强，纤维呈均匀分布，使入室阳光漫射，光照柔和；紫外线透过率低，减少对植物的损伤；强度高，可承受冰雹（强风）冲击而不影响正常使用；导热系数小，保温效果好，热损耗低于单层玻璃、塑料薄膜35-48%；高寒地区使用可制成双层采光板，可满足采光保温需要。

使用4mm厚的玻璃纤维采光板，采光板与彩钢搭接，采光板应覆盖在彩钢板的上方。

计算采光板的传热系数：

内表面换热系数为： $\alpha_n=8.7 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$

外表面换热系数为： $\alpha_w=23 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$

$$\text{传热系数为： } K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}} = \frac{1}{\frac{1}{8.7} + \frac{0.004}{0.168} + \frac{1}{23}} = 5.5 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$$

3.5.2 热负荷计算

半成品库的采暖热负荷计算见附表四。

半成品库总负荷为： $Q=50866 \text{ W}$

第4章 换热站设计

4.1 换热站设计概况

在天津澳皮王汽车装饰有限公司厂区供热设计中换热站位于车间前左侧的空地，面积 37.5m^2 ，层高 4.2m ，上层楼板厚 0.2m ，梁高 0.6m ，共有四面外墙。

4.1.1 换热站热源

此换热站热源为 $95\sim 70^\circ\text{C}$ 热水，由城市供热管网提供，热源进口位于厂房南侧。

以热水作为热源，与蒸汽相比，具有以下优点：

1、热水系统热能利用效率高。由于在热水供热系统中，没有凝结水和蒸汽泄露，以及二次蒸汽的热损失，因而热能利用率比蒸汽供热系统好，实践证明，一般可节约 $20\%\sim 40\%$ 。

2、以水作为热媒用于供暖系统中，可以改变供水温度来进行供热调节（质调节），既能减少热网热损失，又能较好地满足卫生要求。

3、热水供热系统的蓄热能力高，由于系统中水量多，水的比热大，因此，在水力工况和热力工况短时间失调时，也不会引起供暖状况的很大波动。此外，蒸汽供热系统的热惰性小，供热时热得快，停汽时冷得也快，很适宜用于间歇供热的用户。

4 热水系统可以远距离输送，供热半径大。

4.1.2 换热站流程

此换热站由板式水—水换热器、除污器、循环水泵、补水泵、补水箱、水处理等装置组成。由城市供热管网提供 $95\sim 70^\circ\text{C}$ 热水，经两台板式换热器换热后提供的 90°C 热水作为二次网供水，经两支路分给办公楼、宿舍、车间、半成品库四座供暖建筑用于采暖。二次网回水在汇合后经除污器除污进入循环水泵，由循环水泵进入板式换热器与一次网热水进行换热，温度升高后再分配到各供暖建筑，如此循环。其中办公楼采暖方式为低温地板辐射，热媒为 $60\sim 50^\circ\text{C}$ 低温热水。在二次网回水管上设三通混水，将回水温度 65°C 与软水混合至 60°C ，提供给办公楼进行地板辐射采暖，其回水回到二次网回水干管内。混合后多余的水由溢水管排到软水箱，用作以后的补水之用。

4.1.2.1 换热器

本系统采用板式水—水换热器，板式换热器是一种先进高效节能的换热设备，具有传热效率高、换热快、温度易控制、工艺适应性强、结构紧凑、占地面积小、可拆卸、清洗方便等优点。它主要由以下几部分组

成：板式换热器主要由传热板片、密封垫、压紧板、进出口接管法兰、压紧螺栓、上梁、下梁、立柱等零部件组成。

板片由不锈钢、钛或其他金属薄板压制而成，它是板式换热器的换热原件，板片波纹用于增加板片刚性和强化传热过程，使板片具有较高的承压能力和获得极高的传热系数。实验证明，对人字波纹板片，当 Re 数达 200 时，板片间介质就处于湍流状态。

板式换热器是由一定数量的板片和密封垫组成板束，并形成设计要求规定的流程形式。在板束中，板片交替排列，板片间形成网状通道，冷热介质在相邻的通道内间隔流动，并进行换热。两板片间的人字波纹在板片中方向相反加以区别。

本系统采用 BR 型板式换热器。其传热元件为不锈钢、钛或其他金属薄板压制而成的人字形波纹板片，具有极高的传热系数，传热端温差可小至 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ ，是充分利用低品位能源和热力回收的先进设备，已广泛用于城镇集中供热和其他工业领域。

4.2 换热器选型计算

4.2.1 换热器选型依据

一、热交换站总计算热负荷：

$$Q_{jz} = K \times \sum Q_i$$

式中 Q_{jz} ——热交换站总计算热负荷 (W)；

$\sum Q_i$ ——各用户所需热负荷之和 (W)；

K ——考虑室外管网热损失的系数，取值范围 1.05~1.10，供热半径长的室外热管网采用较大的系数。

$$Q_{jz} = 1.05 \times 257436 = 270308 \text{ W}$$

二、当加热介质为热水时，其总流量按下式计算：

$$G = \frac{3.6Q_{jz}}{c_p(t_1 - t_2)}$$

式中 G ——加热水总流量 (kg/h)；

Q_{jz} ——热交换系统计算总热负荷 (W)；

c_p ——加热水平均定压比热 [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$]。

$$G = \frac{3.6 \times 270308}{4.2 \times (95 - 70)} = 9305 \text{ kg/h}$$

4.2.1.1 板式换热器的选型计算

(一)、使用工况要求:

工作压力 $P=0.6$ MPa

一次水流量 $V_1=8.07$ m³/h

二次水流量 $V_2=8.07$ m³/h

供水温度 $T_1=95$ °C

供水温度 $t_2=90$ °C

回水温度 $T_2=70$ °C

回水温度 $t_1=65$ °C

传热量裕度 20%

办公楼, 车间, 宿舍, 半成品库的总热负荷为 270308 瓦。

取两台板式换热器, 每台换热器的换热量按总热负荷的 75% 计算。则每台换热器的换热量为: $270308 \times 75\% \times 1.05 = 202730$ KW

(二) 选型计算:

1、初选产品型号, 传热面积和流程形式:

① 热负荷: $Q = V_2 * \rho_2 * Cp_2 * (t_2 - t_1) = 202730$ KW

得一次水流量: $V_1 = 202730 / (95 - 70) / 1000 / 1.005 = 8.07$ m³/h

二次水流量: $Q = V_2 * \rho_2 * Cp_2 * (t_2 - t_1) = 202730$ KW

得 $V_2 = 202730 / (90 - 65) / 1000 / 1.005 = 8.07$ m³/h

② 传热平均温差: $\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_2) + (T_2 - t_1)}{2} = \frac{(95 - 90) + (70 - 65)}{2} = 5$ °C

③ 型号: 本换热器的热负荷较小, 所以选用 BR24 产品为宜。

一般假设通道流速为 $\omega = 0.3$ m/s, 查图 15 BR24 产品的 K-w 曲线得:

$K = 3400$ W/m² · °C .

④ 传热面积 $F = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{202730}{3400 \times 5} = 11.9$ m²

根据 BR24 产品参数表 6 初选 15 m², 65 片.

⑤ 流程形式:

$$\text{一次水通道数: } n = \frac{v}{f * \omega * 3600} = 8.07 / 1250 * 10^{-6} / 3600 / 0.3 = 5.98 \text{ 个}$$

$$\text{二次水通道数: } n = \frac{v}{f * \omega * 3600} = 8.07 / 1250 * 10^{-6} / 3600 / 0.3 = 5.98 \text{ 个}$$

查流程形式表（表 1），标准的流程形式为 $\frac{2 \times 3 + 1 \times 4}{2 \times 3 + 1 \times 4}$ ，其通道数 $n=7$ ，

较接近计算值。

2、校核传热量：

①查表 17 的 BR24 的产品和技术参数和热力公式如下：

$$\text{单板片传热面积: } s = 0.24 \text{ m}^2$$

$$\text{单通道截面积: } f = 1250 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{当量直径: } d_e = 8.9 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{传热公式: } Nu = 0.577 Re^{0.589} Pr^n \text{ (热介质 } n=0.3, \text{ 冷介质 } n=0.4)$$

$$\text{阻力系数: } Eu = 146146 Re^{-0.789}$$

②水的物性参数：

$$\text{一次水的定性温度: } T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 82.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{二次水的定性温度: } t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 65}{2} = 77.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

查附录 2 水的物性参数：

$$\text{一次水: 运动粘度: } \nu_1 = 0.315 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\text{导热系数: } \lambda_1 = 0.586 \times 4200 / 3600 = 0.684 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{普朗特数: } Pr_1 = 1.80$$

$$\text{密度: } \rho_1 = 961 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\text{二次水: 运动粘度: } \nu_2 = 0.326 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\text{导热系数: } \lambda_2 = 0.5850 \times 4200 / 3600 = 0.683 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

普朗特数： $Pr_2=1.95$

密度： $\rho_2=965.3 \text{ kg/m}^3$

③ 传热量：

一次水： 流速 $\omega = \frac{V_1}{n * f * 3600} = 8.07 / 1250 * 10^{-6} / 3600 / 5 = 0.36 \text{ m/s}$

$Re_1 = \frac{\omega * de}{\nu_1} = 0.36 * 8.9 * 10^{-3} / 0.315 * 10^{-6} = 10171$

$Nu_1 = 0.577 * Re_1^{0.589} * Pr^n = 157.8$

给热系数： $\alpha_1 = \frac{Nu_1 * \lambda_1}{de} = 157.8 * 0.684 / 8.9 * 10^{-3} = 12127$

二次水： 流速 $\omega = \frac{V_1}{n * f * 3600} = 8.07 / 1250 * 10^{-6} / 3600 / 5 = 0.36 \text{ m/s}$

$Re_2 = \frac{\omega_2 * de}{\nu_2} = 0.36 * 8.9 * 10^{-3} / 0.315 * 10^{-6} = 10171$

$Nu_2 = 0.577 * Re_1^{0.589} * Pr^n = 167.3$

给热系数： $\alpha_2 = \frac{Nu_2 * \lambda_2}{de} = 167.3 * 0.683 / 8.9 * 10^{-3} = 12839$

板片材料热组： $R_\delta = 0.49 * 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$

传热系数：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + R_\delta + R} = \frac{1}{\frac{1}{12127} + \frac{1}{12839} + 0.49 * 10^{-4} + 0.6 * 10^{-4}} = 3712.7$$

查产品参数表（表 10）差得产品板片数 $N=65$ 片，有效板片为 63 片，

产品的传热面积 $F=63 * S=63 * 0.24=15.12$

传热量： $Q_k = K * F * \Delta t_m = 3712.7 * 15.12 * 5 = 280680$

裕度： $y = \frac{Q_k - Q}{Q} * 100\% = \frac{280680 - 202730}{202730} * 100\% = 38\%$

3、校核压降：

$$\text{一次水: } Eu_1 = 146146Re^{-0.789} = 146146 \times 10171^{-0.789} = 100.7$$

$$\text{压降: } \Delta P_1 = \frac{m \times Eu_1 \times \omega_1^2 \times \rho_1}{1000000} = \frac{2 \times 100.7 \times 0.36^2 \times 961}{1000000} = 0.025 \text{MPa}$$

$$\text{二次水: } Eu_2 = 146146Re^{-0.789} = 146146 \times 10171^{-0.789} = 100.7$$

$$\text{压降: } \Delta P_2 = \frac{m \times Eu_2 \times \omega_2^2 \times \rho_2}{1000000} = \frac{2 \times 100.7 \times 0.36^2 \times 965.3}{1000000} = 0.025 \text{MPa}$$

4、结论：综合上述计算，传热量（280680）大于热负荷（202730）传热裕度大于 20%

满足使用工况要求，可以选用 BR24 $\frac{2 \times 3 + 1 \times 4}{2 \times 3 + 1 \times 4}$ 型产品一台。

4.3 换热站其它设备选型计算

4.3.1 除污器的选型计算

在系统回水进入循环水泵前应设置除污器，以防止杂质进入循环水泵损坏扇页。

取除污器中断面流速为： $v=0.2\text{m/s}$

通过除污器的循环水量为： $G_{sx}=9305\text{kg/h}$

循环水回水密度为： $\rho=980\text{kg/m}^3$

$$\text{除污器断面积 } f = \frac{G_{sx}}{3600\rho v} = \frac{9305}{3600 \times 980 \times 0.2} = 0.013 \text{m}^2$$

$$\text{除污器直径 } d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.013}{3.14}} = 0.128 \text{m} = 128 \text{mm}$$

选择立式直通除污器 $D_N=200\text{mm}$

卧式直通除污器尺寸表：（mm） （表 4—1）

公称通径	筒体直径	H	L	L1	L2	L3	L4
	P=0.6MPa						
DN200	D357×4.5	328	1140	68	252	250	107

4.3.2 循环水泵的选型计算

(1) 循环水泵总流量

循环水泵总流量按下式计算：

$$G = k_1 \frac{3.6 \times Q}{c(t_1 - t_2)} \times 10^{-3} = \frac{204307 \times 1.05 \times 3.6}{4.183 \times (90 - 65)} \times 10^{-3} = 7.38 \text{t/h}$$

G——循环水泵总流量（t/h）；

K_1 ——考虑管网热损失的稀疏，取 $K_1=1.05\sim 1.10$ ；

Q ——供热系统总热负荷（W）；

C ——热水的平均比热 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$]；

t_1, t_2 ——供热循环水系统供、回水温度（ $^\circ\text{C}$ ）

循环水量： $G=1.3\times 7.38=9.59\text{t/h}$

（2）循环水泵的计算扬程

循环水泵的扬程可按下式求得：

$$H=K(H_1+H_2+H_3+H_4)=1.2\times(8+3+4+2)=17\text{m}$$

其中 H ——循环水泵扬程， mH_2O

K ——安全系数，取 $1.10\sim 1.20$ ；

H_1 ——热力站内部的循环泵出水段压力损失，一般取 $8\sim 15\text{mH}_2\text{O}$ ；

H_2 ——热力站内部除污器至循环水泵入口段压力损失，取 $2\sim 5\text{mH}_2\text{O}$ ；

H_3 ——最不利环路供回水干管压力损失， mH_2O ；

H_4 ——最不利环路末端用户的压力损失， mH_2O ；

选择 IS 离心泵 IS65-40-250

其性能参数为：

型号	流量		扬程 m	电动机功率 kW
	m^3/h	L/s		
IS65-40-250	12.5	3.47	20	2.2

其外型尺寸为（mm）

型号	L_1	H_1	H_2	H	B_2
IS65-40-250	1020	475	395	250	450

4.3.3 补水泵的选型计算

系统循环水流量： $G_{xs}=9305\text{kg/h}$

取补水泵的流量为系统循环水流量的 5%

取补水泵的流量安全系数为：1.1

取补水泵的扬程安全系数为：1.1

补水泵的流量为： $G_b=0.05\times 1.1G_{xs}=0.05\times 1.1\times 9305=511.8\text{kg/h}$

系统最高点的充水高度为：7m

安全富裕值取：3mH₂O

建筑标高为：0m

系统补水点的压力值：

$$H_b = 3 + 7 + 0 = 10\text{m}$$

补水泵吸水管的阻力损失：

$$H_{xs} = 221.7\text{Pa} = 0.023\text{m}$$

补水泵压水管的阻力损失：

$$H_{ys} = 3522.2\text{Pa} = 0.36\text{m}$$

补水箱最低水位与补水点之间的高差：

$$h = -0.1\text{m}$$

补水泵扬程为：

选择 NB 型立式暖水电泵 NB5-15

其性能参数为：

型号	流量		扬程	电动机功率	重量
	m ³ /h	L/s	m	kW	kg
NB5-15	5.00	1.4	15	1.3	80

其外型尺寸为 (mm)

型号	L	H	M	D	D
NB5-15	450	435	110	50	140

4.3.4 补水箱的选型计算

4.3.4.1 补水箱的体积确定

补水箱的容量按 30 分钟的补水量确定

取自来水的温度为 10℃

自来水的密度为： $\rho = 999.6\text{kg/m}^3$

$$\text{补水箱的容量为： } V = \frac{0.5 \times G_b}{\rho} = \frac{0.5 \times 386.8}{999.6} = 0.19\text{m}^3$$

取补水箱的容量为： $V = 1.6 \times 1.6 \times 1.4 = 3.58\text{m}^3$

4.3.4.2 补水箱的开孔尺寸确定

软化水入口、出口尺寸计算：

软化水入口、出口流速为： $v = 0.8\text{m/s}$

取自来水的温度为 10℃

自来水的密度为： $\rho = 999.6 \text{ kg/m}^3$

软化水流量为： $G_b = 386.8 \text{ kg/h}$

软化水入口、出口截面积： $f = \frac{G_b}{3600\rho_b v} = \frac{386.8}{3600 \times 999.6 \times 0.8} = 0.00013 \text{ m}^2$

软化水入口、出口直径为： $D = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.00013}{3.14}} = 0.013 \text{ m} = 13 \text{ mm}$

取软化水入口、出口直径为： $D_N = 15 \text{ mm}$

4.3.5 水处理系统的选取

选取尼普顿全自动软水装置

系统补水量为： $G_b = 386.6 \text{ kg/h}$

选取 SK200-350 软水装置，其特性参数为：（表）

型号	产水量 (t/h)	树脂罐尺寸 $\varphi * H * \text{个}$	树脂装填量 kg	盐箱尺寸 $\varphi * H * \text{个}$	外接管径 mm	原水硬度	工作压力范围
SK200-350	2.8 — 3.0	350*1600 *2	175	500*1000 *1	25	\leq 8mmol/L	0.2— 0.5MPa

安装尺寸表：（单位：mm）

（表 4—10）

型号	A	B	C	D	E	D1	D2	A1	B1	C1
SK200—350	1600	350	500	1380	1000	25	32	750	1700	150

4.4 换热站水力计算表（见附录五）

第5章 外网设计

5.1 外网概述

在本系统中外网是由换热站向办公楼、车间、半成品库、宿舍楼供热，外网的长度较短，因此在外网敷设方面采用无补偿直埋。

供热管道直埋敷设技术，在国外，特别是在北欧地区已经得到广泛的应用，并且已经有成熟的经验，近几年我国也开始使用，并积累了一定的实际经验。

目前，国内采用以聚氨脂为保温材料，以高密度聚乙烯为保护壳的供热保温管道直埋敷设方式。聚氨脂泡沫塑料具有导热系数低，容量小，闭孔率高。吸水率低等特点，所以使用在直埋辐射管道上是很理想的保温材料。

直埋敷设技术具有占地小，施工速度快，保温性能好，使用年限长，工程造价低，节省建筑材料节省土方及人力等特点，具有明显的经济效益和社会效益，所以本设计的外网采用直埋的方式。

无补偿安装是管道直埋的两种方法之一。

直埋敷设的供热管道热胀和冷缩的补偿特点是保温结构与周围土壤直接接触，并承受土壤的压力，所以管道热胀冷缩时保温材料的外表面产生摩擦力。

在无补偿敷安装管道中，充分利用这种摩擦力，限制管道的位移，甚至由于摩擦力，管道处在锚固状态，这时，管道在热胀冷缩的过程中所产生的位移势能，被储存在管道壁上。

无补偿敷设时，在管道上不用设置补偿器，滑动支架，固定支架等管道附件。管道在直管段基本处在停止状态，而在弯管，出土段等自由端有位移。

这种施工方式不仅施工方便，而且大大节省热力管网的投资，加快施工进度，所以在设计中应首先采用这种无补偿器的敷设方式。

直埋敷设供热管道的保温结构直接承受土壤及地面的荷载，同时又受到地下潮气及地下水侵入。因此，保温结构除了保温性能外，还应从防水，防腐蚀及机械强度几个方面综合考虑。保温材料是保温结构的主要组成部分。用于直埋敷设的保温材料必须同时具有上述几个方面的性能。尤其是防水性能，保温材料吸水后将使其性能大幅度下降。防水性能可从两方面考虑：一方面是材料本身的憎水性，另一方面是能否在管外形成一个完整、连续，无缝隙的保温防水壳。保温防水壳起到隔绝地下水或潮气侵入到管表面的作用，保护管道不被腐蚀。

目前通常使用的保温材料如下：

- (一) 聚氨脂泡沫塑料
- (二) 改性聚异氰尿酸脂硬质泡沫塑料
- (三) 沥青膨胀珍珠岩

直埋敷设供热管道安装的要求见相关手册及材料

5.2 外网水力计算

室外供水管总长度为： $L=172+12+9+109=302\text{m}$

室外供水管总流量为： $G_{\text{xs}}=9305\text{kg/h}=9.3\text{t/h}$

室外回水管总长度为： $L=178+7+113+9=307\text{m}$

室外回水管总流量为： $G_{\text{xs}}=9305\text{kg/h}=9.3\text{t/h}$

查热水管道水利计算表，取管径为 $D_{\text{N}}=80\text{mm}$ ($d_0 \times s$ 为 88.5×4)

相对应的流速为 $\omega=0.77\text{m/s}$ ，平均比摩阻为： $\Delta h=51.2\text{Pa/m}$

90℃热水的密度为： $\rho=965.3\text{kg/m}^3$

65℃热水的密度为： $\rho'=980\text{kg/m}^3$

50℃热水的密度为： $\rho''=988.1\text{kg/m}^3$

对比摩阻和流速进行密度修正

$$\text{供水: } \Delta h' = \Delta h \frac{\rho}{\rho'} = 51.2 \times \frac{965.3}{980} = 50.4 \text{ Pa/m}$$

$$\omega' = \omega \frac{\rho}{\rho'} = 0.77 \times \frac{965.3}{980} = 0.76 \text{ m/s}$$

$$\text{回水: } \Delta h' = \Delta h \frac{\rho}{\rho''} = 51.2 \times \frac{965.3}{988} = 50 \text{ Pa/m}$$

$$\omega' = \omega \frac{\rho}{\rho''} = 0.77 \times \frac{965.3}{988} = 0.75 \text{ m/s}$$

供回水的动压均为： $\Delta P_d = 276.63\text{Pa}$

局部阻力系数表：

(表 5—1)

管段	局部阻力	个数	$\Sigma \xi$	总和
供水	蝶阀	2	0.5×3	4
	弯头	4	0.5×4	
	分水器突缩	1	0.5	
回水	蝶阀	2	0.5×3	4.5
	弯头	4	0.5×4	
	集水器突扩	1	1	

供水管阻力： $\Delta P = \Delta h' l + \Sigma \xi \Delta P_d = 302 \times 50.4 + 276.63 \times 4 = 16327\text{Pa}$

回水管阻力： $\Delta P = \Delta h' l + \sum \xi \Delta P_d = 307 \times 50 + 276.63 \times 4.5 = 16595 Pa$

室外管网总阻力为： $\Delta P = 16327 + 16595 = 32922 Pa$

第6章 办公楼的供暖计算

6.1 地板采暖概述

地板辐射采暖是指通过被埋设在地板内的加热管加热地表面放射出 $8-13\mu\text{m}$ 的远红外线,它对人体皮肤 2mm 深处的“热点”传感器产生刺激,使人感到温暖的一种供暖方式。人体对热的感受和人们所处周围环境及人体的散热方式有关。文献中给出人体和周围环境介质的热交换在平衡状态之间的关系,人体通过皮肤以辐射(47%)、对流(28%)、蒸发和肺部呼吸(32%)等方式向外散热。当热量和人体产热量达到平衡时,一般人体维持在 37°C 左右。

人体换热量中约有50%是以辐射的方式进行的。因此,围护结构(窗、地面等)内表面温度的高低直接影响到人体的散热效果和舒适感。

6.1.1 加热盘管的布置形式

加热盘管的布置形式可以分为直列型、旋转型、往复型,

直列型铺设简单,但是这种系统的温度是逐步降低的,首末端温差较大,如房间只有一面墙可将供水端沿外墙铺设。

旋转型、往复型他们的铺设比较复杂,但是地面温度均匀,根据房间具体情况适当的选择,亦可采用两种以上的形式混合使用。

6.1.2 布置原则

(1) .根据房间的大小可以在一个房间中设置一个或几个环路,小的房间也可以几个房间设一个环路。一个环路的管长一般采用 $60-80\text{m}$ (最长不超过 150m)。每个环路不允许有任何接头,各个环路的几何长度力求相等。

(2) .加热盘管的管径(一般民用建筑)多采用 $\text{DN}20$ (外径为 20mm 的管子),加热盘管的管间距根据房间热负荷的情况由计算确定,一般采用 $100-300\text{mm}$ 。沿外墙或热损失大的部位布管间距要小一点,布管间距由外墙向内逐渐扩大。

(3) .地板辐射面积较大时,每 40m^2 左右设置 $5-8\text{mm}$ 宽的伸缩缝。缝中充填弹性材料。加热盘管穿越膨胀缝处应加柔软性套管。

(4) .当采用大理石和花岗岩等不允许留有明缝的地板时,,可将沿缝处板下部的角割去 40° 度,以留出变形空间。

(5) .当地面上要求通过载重汽车时,在加热盘管上部混凝土中应加设钢筋网(由结构工程师决定混凝土覆盖层的厚度以及钢筋的直径和网距)。

(6) .当地面与外墙接触时,应沿外墙边布置与地面隔热材料相同的,

厚度为 20mm 的聚苯乙烯板条，以阻止热量通过外墙向外损失。

6.1.3 构造层

1. 构造层的形式

构造层曾由基础层，隔热层、加热盘管石混凝土、沙浆找平层及地面层组成。

2. 隔热层

隔热层的目的是为了减少向下无益的损失，其厚度根据材质的不同及向构造层上下方向散热的比例而定。当采用聚苯乙烯泡沫塑料板材时，其物理性能应为轻质、有一定承载力、吸湿率低、难燃或不然的高效隔热材料，其厚度一般不小于 30mm。隔热板材应符合下列要求：

- (1) .密度不应小于 20kg/m^3
- (2) .导热系数不应大于 $0.05\text{W/m}\cdot\text{K}$
- (3) .压缩应力不应小于 10kPa
- (4) .吸水率不应大于 4%
- (5) .氧指数不应小于 32。

为增强隔热板材的整体强度和便于安装，以及方便固定加热盘管，隔热板材可分别做以下处理：

- (1) .铝聚酯薄膜面层
- (2) .玻璃布基的铝箔面层
- (3) .铺设低碳钢丝网

3. 防潮层

为了防止隔热层受潮，视具体情况可在隔热层的上下家防潮层的镀铝薄膜。房屋底层隔热层之下应敷设防潮层，用以防止水汽进入隔热层。

(1) 隔热层的材质及性能要严格符合设计的要求，采用聚苯乙烯板时，其密度不应低于 20kg/m^3 ，其板面粘塑料丝网及复合铝薄纸。

(2) 将加工好的带有铝薄纸的聚苯乙烯铺设在平面，干净的地面上，聚苯乙烯板的接头处用粘胶带将缝隙密封，使其形成整体。在地板靠近外墙处，要加隔热条材（ $100*100\text{mm}$ ）以防止地板向外墙的传热

管材的运输及储存

- (1) 避免搬运时磨损和撞击塑料管，长途运输时宜采用集装箱
- (2) 不宜长时间受阳光直射，应室内存放
- (3) 应平放，不宜堆垛过高
- (4) 在安装之前要检查管内是否留有杂物，灰尘，并在清除后封

闭两端，以防杂物进入管内。

地下加热埋管的敷设

(1) 在隔热层上安装几热盘管：根据地下环路的大小选择盘管的长度，一般选用 120m/盘的管，特殊情况下选用 150m/盘

(2) 根据房间的大小及形状的不同可选择不同形式布置加热盘管，也可以采用两种不同形式混合使用，铺设加热盘管时的弯度半径小于 $8D$ (D 为外管径)

(3) 加热盘管的固定 根据隔热层材料的不同，固定加热盘管的方法也不同

1. 当采用聚苯乙烯作为加热盘管时，可用塑料卡钉将管材直接固定在隔热层上；

2. 当采用保温混凝土作为隔热层时，可将钢钉或塑料膨胀螺栓配合管卡，将管材固定在隔热层上，也可将管材绑扎在地面设置的钢丝网格上。

3. 当采用征途式隔热板材时，将选用的管子按设计图样插在整体式隔热板材上的 H 状固定夹中。

6.2 办公楼供暖系统水力计算表（见附录六）

办公楼的采暖系统图见附图

第7章 车间的供暖计算

车间采用暖风机与散热器联合供暖。暖风机承担车间总负荷的70%，散热器承担车间总负荷的30%。

7.1 散热器部分供暖计算

7.1.1 散热器的选型计算原理

车间内安装 M-132 型散热器，散热器明装上部有窗台盖板覆盖，供暖系统为单管上供上回式，设供回水温度为 90℃/65℃；室内供暖管道明装，支管与散热器的连接方式为同侧连接，计算散热器面积时，不考虑管道向室内散热的影响。

散热器散热面积 F 按下式计算：

$$F = \frac{Q}{K(t_{pj} - t_n)} \beta_1 \beta_2 \beta_3 \quad \text{m}^2 \quad (7-1)$$

式中 Q —散热器的散热量， W ；

t_{pj} —散热器内热媒平均温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_n —供暖室内计算温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

K —散热器的传热系数， $W/m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ；

β_1 —散热器组装片数修正系数；

β_2 —散热器连接形式修正系数；

β_3 —散热器安装形式修正系数。

散热器内热媒平均温度 t_{pj} 随供暖热媒（蒸汽火热水）参数和供暖系统形式而定。在热水供暖系统中， t_{pj} 为散热器进出口水温的算术平均值。

$$t_{pj} = \frac{(t_{sg} - t_{sh})}{2} \quad ^{\circ}\text{C} \quad (7-2)$$

式中 t_{sg} —散热器进水温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_{sh} —散热器出水温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

确定所需散热器面积后，可按下式计算所需散热器的总片数或总长度。

$$n = F/f \quad (\text{m 或 片}) \quad (7-3)$$

式中 f —每片或每米长的散热器散热面积， $\text{m}^2/\text{片}$ 或 m^2/m 。

然后根据每组片数或长度乘以修正系数 β_1 ，最后确定散热器面积。暖通规范规定，柱型散热器面积可比计算值小 0.1 m^2 （片数 n 只能取整数），翼型和其它散热器的散热面积可比计算值小 5%。

按照规定散热器应安装在外墙的窗台下，这样，沿散热器上升的对

流热气流能阻止和改善从玻璃窗下降的冷气流和玻璃冷辐射的影响，使流经室内的空气比较暖和舒适。

1. 查《供热工程》附录 2-1，对 M-132 型散热器 $K = 2.426\Delta t^{0.286}$

修正系数：

散热器组装片数修正系数，先假设 $\beta_1 = 1.0$

散热器连接形式修正系数，查附录 2-4， $\beta_2 = 1.0$

散热器安装形式修正系数，查附录 2-5， $\beta_3 = 1.02$

$$\text{则 } F^{\prime} = \frac{Q}{K\Delta t} \beta_1 \beta_2 \beta_3$$

M-132 型散热器每片散热面积为 0.24m^2 ，计算片数 n^{\prime} 为 $n^{\prime} = F^{\prime} / f$

查附录 2-3，根据散热器片数选择合适的 β_1

则实际所需的散热器面积为 $F = F^{\prime} * \beta_1$

实际采用片数 n 为 $n = F / f$ ，结果取整数。

2. 确定排气装置、热补偿器的型号及尺寸

排气装置采用 B11X-4 型立式自动排气阀。

7.1.2 散热器供热系统水力计算

1、首先计算通过最远立管 L7 的环路。确定出供水干管各个管段、立管 L7 和回水干管的管径及其压力损失。计算结果见水利计算表。

2、同样方法，计算通过最近立管 L1、回水干管各管段的管径及其压力损失。

3、求并联环路立管 L7 和立管 L1 的压力损失不平衡率，使其不平衡率在 $\pm 5\%$ 以内。

4、确定其他立管的管径。根据各立管的资用压力和立管各管段的流量，选用合适的立管管径。

5、求各立管的不平衡率。根据立管的资用压力和立管的计算压力损失，求各立管的不平衡率。不平衡率应在 $\pm 15\%$ 以内。

7.2 暖风机部分供暖计算

7.2.1 暖风机选型计算

在车间采用暖风机系统供暖，由热源来 90°C 热水直接进入热水暖风机。

车间的热负荷为： $Q_{\text{总}} = 80100\text{W}$

假设车间热负荷的 70% 由热水暖风机负担，即热水暖风机所承担的负荷为： $Q_q = 0.7Q_j = 80100 \times 0.7 = 56070 \text{ W}$

热水暖风机进口饱和水温度为： $t_1=90^\circ\text{C}$

热水暖风机出口饱和水温度为： $t_2=65^\circ\text{C}$

热水暖风机中水的平均比热容为： $c_p=4.225\text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$

$$\text{热水需要量为: } G_2 = \frac{3.6Q_{jz}}{c_p(t_1-t_2)} = \frac{3.6 \times 56070}{4.225 \times (90-65)} = 1911\text{ kg/h}$$

热水所提供的热量为：

$$Q_n = 0.278 \times G_2 c_p (t_1 - t_2) = 0.278 \times 1911 \times 4.225 \times (90 - 65) = 56114\text{ W}$$

热水暖风机应承担的热负荷为： $Q_s = 0.7Q_j = 80100 \times 0.7 = 56070\text{ W}$

$$\text{实际热负荷比计算热负荷大了: } \frac{56114 - 56070}{56114} \times 100\% = 0.07\%$$

认为假设的负荷成立，即：

热水暖风机所承担的负荷为： $Q_s = 56114\text{ W}$

热水量为： $G_2 = 1911\text{ kg/h}$

《98N1 采暖工程》P108-109

若选用 4GS 型暖风机则：

一、修正散热量

$$Q = KF\Delta t$$

$$\Rightarrow 16820 = K \times 14.76 \times 15.7$$

$$K = 72.58\text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

由于暖风机系统采用强迫对流所以认为传热系数保持不变
将 $\Delta t = 90 - 65 = 25^\circ\text{C}$ 代入

$$Q = KF\Delta t$$

$$\Rightarrow Q = 72.58 \times 14.76 \times 25 = 21426\text{ W}$$

选用 4GS 型暖风机

选 4GS 型暖风机，性能参数为：

(表 6—3)

型号	热水温度	进风温度	出风速度	风量	散热量	出风温度	热水量	水速	回水温度
	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	m/s	m^3/h	W	$^\circ\text{C}$	m^3/h	m/s	$^\circ\text{C}$
5GS	90	10	2.3	1500	16820	47.5	920	0.178	74.3

5GS 型暖风机的安装尺寸：

(表 6—4)

型号	A	B	C	L	a	b	G	配用 风机 型号	发动 机功 率 W	散热器 散热面 积	噪 音 dB	重 量 kg
4GS	500	607	498	596	250	413	DN32	03-11 No. 4	0.2 5	14.76	70. 5	82

二、暖风机台数确定

可按下式计算：

$$n = \frac{Q}{Q_d \times \eta}$$

$$n = \frac{56114}{21426 \times 0.8} = 3.27 \approx 4 \text{ (台)}$$

7.2.2 暖风机供热系统水力计算

1、首先计算通过最远暖风机 N4 的环路。确定出供水干管各个管段、暖风机 N4 和回水干管的管径及其压力损失。

2、同样方法，计算通过最近暖风机 N1、回水干管各管段的管径及其压力损失。

3、求并联环路暖风机 N4 和暖风机 N1 的压力损失不平衡率，使其不平衡率在 ±5% 以内。

4、确定其他暖风机的管径。根据各管段的资用压力和各管段的流量，选用合适的管径。

5、求各暖风机的不平衡率。根据管段的资用压力和管段的计算压力损失，求各管段的不平衡率。不平衡率应在 ±15% 以内

7.3 车间供暖系统水力计算表

1、散热器供热系统水力计算表（见附录七）

2、暖风机供热系统水力计算表（见附录八）

3、车间的采暖系统图见附图

第8章 宿舍楼的供暖计算

宿舍楼采用铸铁散热器进行采暖

8.1 散热器片数计算

宿舍楼内安装 M-132 型散热器，散热器明装上部有窗台盖板覆盖，供暖系统为单管上供下回式，设供回水温度为 $90^{\circ}\text{C}/65^{\circ}\text{C}$ ；室内供暖管道明装，支管与散热器的连接方式为同侧连接，计算散热器面积时，不考虑管道向室内散热的影响。

1. 查《供热工程》附录 2-1，对 M-132 型散热器 $K = 2.426\Delta t^{0.286}$

修正系数：

散热器组装片数修正系数，先假设 $\beta_1 = 1.0$

散热器连接形式修正系数，查附录 2-4， $\beta_2 = 1.0$

散热器安装形式修正系数，查附录 2-5， $\beta_3 = 1.02$

$$\text{则 } F^{\prime} = \frac{Q}{K\Delta t} \beta_1 \beta_2 \beta_3$$

M-132 型散热器每片散热面积为 0.24m^2 ，计算片数 n^{\prime} 为 $n^{\prime} = F^{\prime} / f$

查附录 2-3，根据散热器片数选择合适的 β_1

则实际所需的散热器面积为 $F = F^{\prime} * \beta_1$

实际采用片数 n 为 $n = F / f$ ，结果取整数。

2. 确定排气装置、热补偿器的型号及尺寸

排气装置采用 B11X-4 型立式自动排气阀

8.2 散热器供热系统水力计算

8.2.1 系统水力计算说明

1、首先计算通过最远立管 L12 的环路。确定出供水干管各个管段、立管 L12 和回水干管的管径及其压力损失。计算结果见水利计算表。

2、同样方法，计算通过最近立管 L1、回水干管各管段的管径及其压力损失。

3、求并联环路立管 L12 和立管 L1 的压力损失不平衡率，使其不平衡率在 $\pm 5\%$ 以内。

4、确定其他立管的管径。根据各立管的资用压力和立管各管段的流量，选用合适的立管管径。

5、求各立管的不平衡率。根据立管的资用压力和立管的计算压力损失，求各立管的不平衡率。不平衡率应在 $\pm 15\%$ 以内。

8.2.2 宿舍楼供暖系统水力计算表（见附录九）

宿舍楼的采暖系统图见附图

第9章 半成品库的供暖计算

半成品库采用铸铁散热器进行采暖

9.1 散热器片数计算

半成品库内安装 M-132 型散热器，散热器明装上部有窗台盖板覆盖，供暖系统为单管上供上回式，设供回水温度为 $90^{\circ}\text{C}/65^{\circ}\text{C}$ ；室内供暖管道明装，支管与散热器的连接方式为同侧连接，计算散热器面积时，不考虑管道向室内散热的影响。

1. 查《供热工程》附录 2-1，对 M-132 型散热器 $K = 2.426\Delta t^{0.286}$

修正系数：

散热器组装片数修正系数，先假设 $\beta_1 = 1.0$

散热器连接形式修正系数，查附录 2-4， $\beta_2 = 1.0$

散热器安装形式修正系数，查附录 2-5， $\beta_3 = 1.02$

$$\text{则 } F^{\prime} = \frac{Q}{K\Delta t} \beta_1 \beta_2 \beta_3$$

M-132 型散热器每片散热面积为 0.24m^2 ，计算片数 n^{\prime} 为 $n^{\prime} = F^{\prime} / f$

查附录 2-3，根据散热器片数选择合适的 β_1

则实际所需的散热器面积为 $F = F^{\prime} * \beta_1$

实际采用片数 n 为 $n = F / f$ ，结果取整数。

2. 确定排气装置、热补偿器的型号及尺寸

排气装置采用 B11X-4 型立式自动排气阀

9.2 散热器供热系统水力计算

9.2.1 系统水力计算说明

1、首先计算通过最远立管 L12 的环路。确定出供水干管各个管段、立管 L12 和回水干管的管径及其压力损失。计算结果见水利计算表。

2、同样方法，计算通过最近立管 L1、回水干管各管段的管径及其压力损失。

3、求并联环路立管 L12 和立管 L1 的压力损失不平衡率，使其不平衡率在 $\pm 5\%$ 以内。

4、确定其他立管的管径。根据各立管的资用压力和立管各管段的流量，选用合适的立管管径。

5、求各立管的不平衡率。根据立管的资用压力和立管的计算压力损失，求各立管的不平衡率。不平衡率应在 $\pm 15\%$ 以内。

9.2.2 半成品库供暖系统水力计算表（见附录十）

半成品库的采暖系统图见附图

第 10 章 运行调节

本系统采用质调节，即只改变供暖系统的供回水温度，而不改变用户的循环水量。

集中质调节只需在热源处改变网络的供水温度，运行管理简单。网络循环水量不变，网络的水力工况稳定，所以集中质调节是目前最为广泛采用的供热调节方式。但由于在整个供暖期中，网络循环水量总保持不变，消耗电能较多。同时对于有多种热负荷的热水供暖系统，在室外温度较高时，如仍按质调节供热，往往难以满足其它热负荷的要求。在这中情况下就不能再按质调节方式，用过低的供水温度进行供热了，而是需要保持供水温度不再降低，用减少供热小时数的方法，即采用间歇调节。

参考文献

1. 李善化，康慧等编著《集中供热设计手册》中国电力出版社
2. 锅炉房实用设计手册编写组编《锅炉房使用设计手册》机械工业出版社，
3. 农机部第二设计院主编《采暖通风空气调节和制冷净化设备材料手册》农机部第二设计院编辑出版
4. 陆耀庆主编《供热通风设计手册》中国建筑工业出版社
5. 中华人民共和国建设与中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局联合发布 GB 50019-2003《采暖通风与空气调节设计规范》中国计划出版社
6. 建设部工程质量安全监督与行业发展司、中国建筑标准设计研究所《全国民用建筑工程设计技术措施——暖通空调·动力》中国计划出版社
7. 国家技术监督局，中华人民共和国建设部，联合主编《民用建筑热工设计规范》中国计划出版社，
8. 国家技术监督局，中华人民共和国建设部，联合主编《锅炉房设计规范》中国计划出版社
9. 天津市城乡建设管理委员会发布《集中供热住宅计量供热设计规程》
10. 中国建筑科学研究院、建筑设计研究所、建筑标准设计研究所，联合主编《民用建筑采暖通风设计技术措施》中国建筑工业出版社
11. 天津市城乡建设管理委员会《98系列建筑标准设计图集——锅炉房工程》
12. 天津市城乡建设管理委员会《98系列建筑标准设计图集——采暖工程》
13. 中国建筑标准设计研究院出版《民用建筑工程暖通空调及动力施工图设计深度样图》

总 结

毕业设计马上就要结束了，通过这次设计我真正将自己四年所学的知识进行系统的总结和运用。在设计过程中我巩固了自己之前所学的知识，培养了独立思考的能力，掌握了查阅资料辅助设计的方法，同时锻炼了我将理论知识与实际情况有机的结合起来，为我以后的学习和工作打下了良好的基础。同时，在设计中也发现了自己在知识的学习和运用过程中的诸多不足。在各位老师的辛勤指导和同学们的无私帮助之下我顺利完成了这次的毕业设计，也为我四年的大学生活画上了一个圆满的句号。

致 谢

毕业设计已经完成，在整个毕业设计过程中，我将所学专业理论知识与实际工程相结合，在指导教师的帮助和我的努力下，我学到了很多，并对我所学的专业有了更多地了解和认识。在整个设计过程中，我得到了张老师和其他各位老师的指导和帮助。同时，我也得到了同学们的帮助。在此，我向所有帮助过我的老师和同学表示最诚挚的谢意，谢谢你们在大学生获得最后几个月里的给我的帮助，使我有机会将我所学到的知识与实际联系起来，认识到在实际当中的不足，并有机会继续学习和进步。为我以后的工作和学习打下良好的基础。在此，我再次向所有我所认识、熟悉的老师和同学致以诚挚的谢意。