

3 冰箱制冷系统设计

冰箱制冷系统的设计基本思路和顺序是：先根据要求确定箱体尺寸，然后根据箱体尺寸确定热负荷，根据热负荷和其他发热元件可以确定冰箱的基本能耗，并依次确定压缩机，同时可以确定蒸发器和冷凝器两大主要传热设备，最后才是确定节流元件和制冷剂充注量。当然，计算设计不可能是很准确的，最后还需要通过试验和不断的调试来使系统运行达到最优化。

3.1 保温层设计

3.1.1 保温层设计方法

冰箱保温层厚度是设计的重点，关键是产品的成本与性能，而保温层的设计需要考虑的因素包括：

- ①不同的市场和不同的能耗要求；
- ②产品的不同风格和设计特点；
- ③市场对发泡料的限制条件；
- ④产品成本的综合对比选择；
- ⑤产品的市场要求：全球性、区域性、特殊客户；
- ⑥产品的未来发展考虑。

冰箱保温层厚度是设计的重点，在设计中总会与不同部门发生冲突，当然要求的厚度越薄越好，这样成本低，容积大，但由于技术的能力有限制的，在能耗达到一定的水平时，厚度也不是可以薄到想要的程度，因此在厚度的设计方面存在选择是否合理的问题。

目前冰箱箱体都采用硬质聚氨脂整体发泡作绝热层，其绝热性能好，适于流水线大批量生产，发泡后的箱体内外壳被粘接成刚性整体，结构坚固，内外壳厚度可以适当降低，无须对箱体做防潮处理，年久也不会吸湿而使热导率增大。

电冰箱绝大多数为立式结构。箱体结构的发展过程，大致分为四个阶段：50年代以前主要是厚壁箱体(厚度为60~65mm)；60年代是薄壁箱体(厚度30~35mm)；70年代是薄壁双温双门；80年代以后世界上趋于采用中等壁厚箱体(厚度为40~45mm)，并以箱背式冷凝器的三门三温或双门双温自然对流冷却(即直冷式)冰箱为主。随着良好隔热性能的隔热材料的应用，箱体壁厚的减薄，箱体重

量进一步减轻并增大了冰箱的内容积。

立式冰箱箱体，首先根据内容积确定宽深比例，一般选为正方形或矩形，其比例不超过 1: 1.3，双侧门柜式箱体的宽深比为 1: 0.65 左右。总体高度以放置稳定和箱内储放食品方便为原则。表 6—7 给出了电冰箱内容积与外形尺寸范围。

表 6-7 电冰箱内容积和外形尺寸范围

内容积/L	外形尺寸/mm		
	宽	深	高
50~100	450~480	470~530	480~1000
100~150	480~530	530~650	900~1200
150~200	530左右	650左右	1200~1500
200~300	530~610	640~720	1500~1700
300~400	700~850	600~720	1600~1700
400~600	750~1000	650~720	1700~1800

设计箱体的绝热层时，可预先参照国内外冰箱的有关资料设定其厚度，如表 3-1 所示为某冰箱的绝热层厚度。

表 3-1 冰箱的绝热层厚度

冷冻室顶层厚度	冷冻室顶层厚度	冷冻室背面厚度	冷冻室门体厚度	冷冻室底面厚度
0.1m	0.072m	0.072m	0.053m	0.05m
冷藏室顶层厚度	冷藏室侧面厚度	冷藏室背面厚度	冷藏室门体厚度	冷藏室底面厚度
0.05m	0.053m	0.053m	0.053m	0.05m

但采用了其他冰箱的厚度时，需要对厚度进行校核计算，校核的依据就是不能出现凝露。

校核计算首先是要计算出箱体表面温度。如果箱体外表面温度 t_w 低于露点温度，则会在箱表面上发生凝露现象，因此箱体表面温度 t_w 必须高于露点温度 t_d ，最低限度 $t_w > 0.2^\circ\text{C} + t_d$ 。

在达到稳定传热状态后的表面温度 t_w 可以由下式计算：

$$t_w = t_1 - \frac{k}{a_0}(t_1 - t_2) \quad (3-1) \quad (\text{改 } a_1)$$

式中：

t_w —箱体外表面温度，单位为 $^\circ\text{C}$ ；

t_1 —箱外空气温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ ；

t_2 —箱内空气温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ ；

a_1 —箱外空气对箱体外表面的表面传热系数，单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；

k —传热系数，单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

按照国家标准 GB8059.1 的规定，电冰箱在进行凝露试验时，规定亚温带型 (SN)、温带型 (N) 和亚热带型 (ST)、热带型 (T) 冰箱的露点温度分别为 $19^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 和 $27^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。

在箱体表面温度高于露点温度的前提下，计算箱体的漏热量 Q_1 ，并用下式校验绝热层的厚度

$$\delta = \frac{\lambda A(t_{w1} - t_{w2})}{Q_1}$$

式中：

t_{w1} —箱外壁温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ ；

t_{w2} —箱内壁温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ ；

λ —热导率，单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，各种绝热层热导率可见 ；

A —传热面积，单位为 m^2 。

校验计算所得的厚度在设定厚度的基础上，进行修正，反复计算，直到合理为止。

3.1.2 保温层设计案例

某冰箱设计要求：

(1) 使用环境条件：冰箱周围环境温度 $t_a=32^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度 $\phi=75\%$ 。

(2) 箱内温度，采用标准温度，冷藏室温度 5°C ，冷冻室温度 -18°C 。

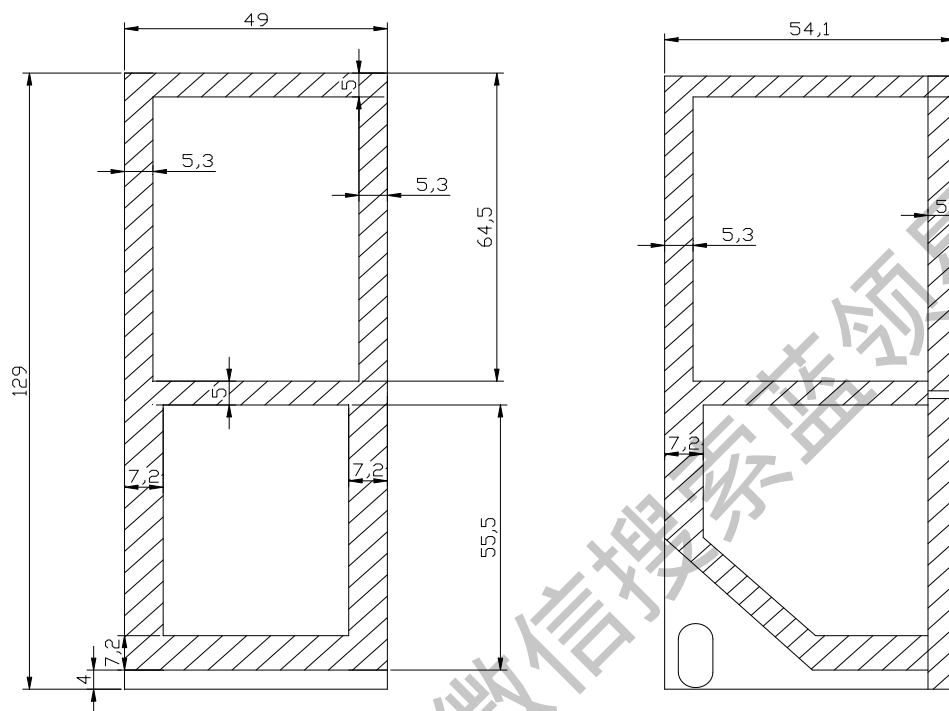
(3) 箱内容积总 168L，冷藏室 100L，冷冻室 68L，人们的生活习惯是经常用冷藏箱而少用冷冻箱，因此将冷冻箱设置在下层。

(4) 冰箱制冷方式为直冷，节流元件为毛细管，其他配件根据需要自行配置。

设计：

1、箱体保温层采用硬质聚氨酯泡沫。

2、箱体尺寸参考其他相似尺寸的冰箱确定，相关尺寸和结构如图 所示（图中尺寸单位：cm）。



3、首先校核这种尺寸选择是否满足凝露条件

箱体外表面凝露校核分冷冻室和冷藏室进行。

(1) 冷冻室凝露校核

冷冻室绝热层厚度最薄处在压缩机室处和门侧，由于压缩机散热导致压缩机室内温度高于环境温度一般不会出现凝露，因此，凝露校核计算时选取厚度最小的门侧。

凝露校核计算公式为 3-1，因此，首先要确定相关参数：环境温度 t_1 为 32℃，箱内空气温度 t_2 为 -18℃。

另外，对于相关传热系数的规定：当室内风速为 0.1~0.15m/s 时， α_1 可取 3.5~11.6W/(m²·K)；箱内空气为自然对流（直冷式）时， α_2 可取 0.6~1.2W/(m²·K)；双门双温间冷式电冰箱，由于箱内风速较大，其 α_2 可取 17~23W/(m²·K)。这里选取室内 $\alpha_2=0.8$ W/(m²·K)，隔热层绝热系数 0.02 W/(m·K)，室外对流换热系数 α_1 取 11W/(m²·K)，则

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0.26 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

则外表面温度

$$t_w = t_1 - \frac{k}{a_1}(t_1 - t_2) = 32 - \frac{0.26}{11} \times (32 + 18) = 30.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

高于国家标准 GB8059.1 的规定的凝露温度。

(2) 冷藏室凝露校核

冷藏室最薄的地方仍然是门侧，因此，计算方法同冷冻室，可计算出外表面

$$\text{温度为 } t_w = t_1 - \frac{k}{a_1}(t_1 - t_2) = 32 - \frac{0.26}{11} \times (32 - 5) = 31.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

同样高于国家标准规定的凝露温度。

一般情况下，如果箱体尺寸参考了市场上产品的尺寸，则一般不存在凝露问题，但最好进行一下凝露校核。

3.2 冰箱热负荷计算

在产品的设计中，计算冰箱的热负荷实际上很重要，它可以从产品的开发前期已经知道产品的性能状态，产品的制冷系统匹配、以及产品出现问题后能找到问题的分析点：

- ①知道产品的未来的性能状态；
- ②知道产品在不同环境中的性能状态；
- ③事先可以初步知道产品的能耗水平以及改进后的状态；
- ④可以找到产品设计中的缺点、找到改进的方向；
- ⑤可以用最低成本设计产品；
- ⑥缩短产品的开发时间，提高产品开发的命中率。

3.2.1 电冰箱的热负荷计算

电冰箱热负荷在冰箱设计中是一个重要参数，它与冰箱的箱体结构、冰箱的内容积，箱体绝热层的厚度和绝热材料的优劣等因素有关。

热负荷包括：箱体漏热量 Q_1 、开门漏热量 Q_2 、贮物热量 Q_3 和其它热量 Q_4 。

即

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4 \quad (6-4)$$

1、箱体漏热量 Q_1

箱体漏热量包括，通过箱体隔热层的漏热量 Q_a ，通过箱门和门封条的漏热量 Q_b ，通过箱体结构形成热桥的漏热量 Q_c 。即

$$Q_1=Q_a+Q_b+Q_c \quad (6-5)$$

(1) 箱体隔热层的漏热量 Q_a ，由于箱体外壳钢板很薄，而其热导率 λ 值很大，所以热阻很小，可忽略不计。内壳多用 ABS 或 HIPS 塑料板真空成形，最薄的四周部位只有 1.0mm。塑料热阻较大，可将其厚度一起计入隔热层，因此箱体的传热可视为单层平壁的传热过程。即

$$Q_a=KA(t_1-t_2) \quad (6.6)$$

式中 A —箱体外表面，单位为 m^2 。

传热系数 K (单位为 $W / (m^2 \cdot K)$) 为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

式中 α_1 ——箱外空气对箱体外表面的表面传热系数，单位为 $W / (m^2 \cdot K)$ ；

α_2 ——内箱壁表面对箱内空气的表面传热系数，单位为 $W / (m^2 \cdot K)$ ；

δ ——隔热层厚度，单位为 m ；

λ ——隔热材料的热导率，单位为 $W / (m \cdot K)$ 。

在进行箱体隔热层捕热量计算时，要注意到冷冻室和冷藏室的隔热层厚度是不一样的，应采用分段计算相加后的 Q_a 值。另外，采用壁板盘管式冷凝器的电冰箱，箱体后壁面的表面温度近似取为冷凝温度 t_k ，也需另外计算该部分漏热量。

(2) 通过箱门与门封条进入的漏热量 Q_b

由于 Q_b 值很难用计算法计算，一般根据经验数据给出，可取 Q_b 为 Q_a 的 15% 值。

(3) 箱体结构部件的漏热量 Q_c

箱体内外壳体之间支撑方法不同， Q_c 值也不同，因此同样也不易通过公式计算。一般可取 Q_c 值为 Q_a 值的 3% 左右。目前采用聚氨酯发泡成型隔热结构的箱体，无支撑架形成的冷桥，因此 Q_c 值可不计算。

2、其它热量 Q 。

这里所说的其他热量，是指箱内照明灯、各种加热器、冷却风扇电机的散发热量，可将其电耗功率折算热量计入。另外，还要考虑开门时漏入的热量，因此，在电冰箱箱体热负荷计算时，为了安全起见一般还增加 10~15% 的余度，即以 1.1~1.15 Q 的热负荷进行设计。

3.2.2 冰箱热负荷计算案例

案例一：继续前一节的 BCD168L 冰箱的设计，计算箱体热负荷。

对于冰箱热负荷计算，有的公司将计算分成制冷和不制冷两个阶段分别计算，这也是有道理的。制冷时，压缩机运转，压缩机室温度高于不制冷时，如果冷凝器是背挂式，则箱体背部的外表温度也不同于环境温度，因此，分开计算可以更精确计算。但本书作者经过实验研究表明，这种分开计算提高了设计工作量，对于实际的设计却没有多大的意义，因此，一般不分开计算。

另外，借助于计算软件可以获得高效准确的计算结果，最简单的就是借助 Ms Office 的 Excel 电子表格软件进行设计计算，可以获得快速准确的计算结果，并且适用于不同规格的冰箱设计计算。

下面分步骤进行热负荷计算。

1、冷冻室热负荷 QF 计算

(1) 箱体漏热量 Q1F

一般的冰箱不需要考虑冷桥漏热，因此冷冻室箱体漏热量只包括箱体隔热层漏热量 Q_a 和通过箱门与门封条漏热量 Q_b 两部分。

1) 箱体隔热层漏热量 Q_a 箱体隔热层漏热量按式 (6—6) 计算，计算时箱外空气对箱体外表面的表面传热系数 α_1 取 $11\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，箱内壁表面对箱内空气的表面传热系数 α_2 取 $0.8\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，隔热层材料的热导率 λ 取 $0.02\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。各传热表面的传热量计算见表 6-18。

表 6-18

冷冻室负荷计算	顶面	侧面	背面	门体	底面
面积 A/m^2	0.2651	0.6276	0.2842	0.2842	0.2651
传热系数	0.260	0.202	0.202	0.260	0.202
传热温差/ $^{\circ}\text{C}$	23.0000	50.0000	50.0000	50.0000	50.0000
传热量 Q/W	1.5874	6.3507	2.8760	3.6996	2.6826

将上表中各表面的传热量相加即得箱体隔热层漏热量 $Q_a=17.2\text{W}$ 。

2) 通过箱门与门封条漏热量 Q_b

$$Q_b=0.15Q_a=0.15 \times 17.2=2.6\text{W}$$

冷冻室箱体漏热量为

$$Q_{1F}=Q_a+Q_b=17.2+2.6=19.8\text{W}$$

考虑到其他漏热，加上 15% 的余量，因此，冷冻室的热负荷 $Q_F=19.8 \times 1.15=22.7\text{W}$ 。

2、冷藏室热负荷 QR 计算

冷藏室热负荷同冷冻室。

(1) 冷藏室箱体漏热量 Q1R

1) 箱体隔热层漏热量 Q_a

冷藏室各传热表面的传热计算如表 7 所示。

表 7

冷藏室负荷计算	顶面	侧面	背面	门体	底面
面积 A/m^2	0.2651	0.7249	0.3283	0.3283	0.2651

传热系数	0.260	0.251	0.251	0.251	0.260
传热温差/°C	27.0000	27.0000	27.0000	27.0000	-23.0000
传热量 Q/W	1.8635	4.9045	2.2211	2.2211	-1.5874

将上表中各表面的传热量相加即得冷藏室箱体隔热层漏热量 $Q_a=9.6\text{W}$ 。

2) 通过箱门与门封条漏热量 Q_b

$$Q_b=0.15Q_a=0.15\times 9.6=1.4\text{W}$$

冷藏室箱体漏热量为

$$Q_{1R}=Q_a+Q_b=9.6+1.4=11\text{W}$$

考虑到其他漏热，加上 15% 的余量，因此，冷藏室的热负荷 $Q_R=11\times 1.15=12.7\text{W}$ 。

电冰箱的总负荷为

$$Q=Q_F+Q_R=22.7+12.7=35.4\text{W}$$

案例二：双层玻璃门的传热计算

很多冷柜或者冰箱采用的是双层玻璃门，其传热示意图如图 1 所示。

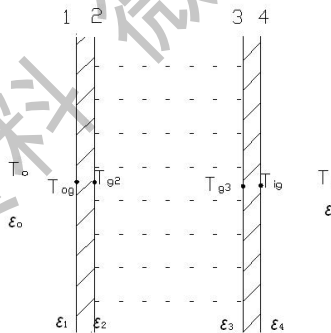


图 1 双层玻璃门传热示意图

图 1 中的符号名称如下：

T_i ——柜内温度，[K]；

T_o ——环境温度，[K]；

T_{ig} ， T_{g3} ——柜内侧玻璃表面温度，[K]；

T_{og} ， T_{g2} ——柜外侧玻璃表面温度，[K]；

ϵ ——辐射黑度；

d_g ——玻璃厚度，[m]；

d_a ——玻璃夹层厚度, [m];

λ_g ——玻璃导热系数, [w/m•k];

λ_a ——玻璃间气体导热系数, [w/m•k]。

玻璃门的综合传热系数 K 计算式^[1]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n R_j + \frac{1}{\alpha_0} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad \text{w/m}^2 \cdot \text{k} \quad (1)$$

柜内侧传热系数 α_i ^[1]为:

$$\alpha_i = \alpha_{ic} + \frac{5.67 \times \left[\left(\frac{T_{ig}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon_4} + \frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right) (T_{ig} - T_i)} \quad \text{w/m}^2 \cdot \text{k} \quad (2)$$

式中: α_{ic} ——柜内侧对流换热系数, [w/m²•k];

$$\frac{5.67 \times \left[\left(\frac{T_{ig}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon_4} + \frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right) (T_{ig} - T_i)} \quad \text{——辐射换热系数, [w/m}^2 \cdot \text{k]}。$$

柜外侧传热系数 α_o 为:

$$\alpha_o = \alpha_{oc} + \frac{5.67 \times \left[\left(\frac{T_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{og}}{100} \right)^4 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_o} - 1 \right) (T_o - T_{og})} \quad \text{w/m}^2 \cdot \text{k} \quad (3)$$

式中: α_{oc} ——柜外侧对流换热系数, [w/m²•k];

玻璃热阻 R 为:

$$R = \sum_{j=1}^n R_j = \sum_{j=1}^n \frac{d_{gj}}{\lambda_{gj}} \quad [\text{w/m}^2 \cdot \text{k}] \quad (4)$$

玻璃间气体若纯导热, 则传热系数 α_a 为:

$$\alpha_a = \frac{\lambda_a}{d_a} + \frac{5.67 \times \left[\left(\frac{T_{g2}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{g3}}{100} \right)^4 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1 \right) (T_{g2} - T_{g3})} \quad \text{w/m}^2 \cdot \text{k} \quad (5)$$

若玻璃间气体厚度较厚，则需要考虑层间对流换热问题，则传热系数 α_a 为^[1]

$$\alpha_a = \alpha_{ac} + \frac{5.67 \times \left[\left(\frac{T_{g2}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{g3}}{100} \right)^4 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1 \right) (T_{g2} - T_{g3})} \quad \text{w/m}^2 \cdot \text{k} \quad (6)$$

式中： α_{ac} ——层内气体对流换热系数，[w/m²·k]；

在进行计算时，可先假定玻璃表面温度 T_{og} ， T_{ig} ，算出 α_o ， α_i ， α_a 及 K 值，

再根据下式进行校核计算：

$$T_{og} = T_o - \frac{K}{\alpha_o} (T_o - T_i) \quad [\text{K}] \quad (7)$$

$$T_{ig} = T_i + \frac{K}{\alpha_i} (T_o - T_i) \quad [\text{K}] \quad (8)$$

如果用式(7)和(8)计算的 T_{og} ， T_{ig} 值与开始假定值不符，则重新进行假定计算，直到两者热流量相等。

3.3 冰箱制冷系统热力参数确定和压缩机确定、耗电量计算

3.3.1 冰箱制冷系统热力参数确定

很多设计参考书都会对冰箱制冷系统进行热力计算，但笔者认为这种计算是浪费时间且无意义的，因为通过热力计算所得到的单位质量制冷量、单位绝热功等等指标一方面与实际差距太大（因为这种热力计算往往是理论计算），另一方面在缺乏制冷剂流量的情况下这些指标参数很难转化为对于设备选型有用的参数（制冷剂流量不等于制冷剂充注量，当然，如果能测定制冷剂流量则另当别论）。但是，确定制冷系统的热力参数是有意义的，在冰箱样机试制和性能测试时，判断设计的好坏，主要的判断依据就是实测参数对设定参数的吻合度。下面简单介绍制冷循环的常规热力参数。

1、制冷循环的常规热力参数

我国国家标准局发布的“电冰箱用全封闭压缩机”国家标准 GB9098-88 中有关确定压缩机制冷量的试验条件如表 所示。

表

表 6-9 我国国标 GB9098-88 中规定的工况

蒸发温度	吸气温度	冷凝温度	过冷温度	环境温度
$-23.3^{\circ}\text{C} \pm 0.2^{\circ}\text{C}$	$32.2^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$	$54.4^{\circ}\text{C} \pm 0.3^{\circ}\text{C}$	$32.2^{\circ}\text{C} \pm 0.1^{\circ}\text{C}$	$32.2^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$

一般冰箱制冷循环热力参数的设计规定也与表 所列相同。

(1) 冷凝温度 t_k

冷凝温度一般取决于冷却介质的温度以及冷凝器中冷却介质与制冷剂的传热温差，传热温差与冷凝器的冷却方式和结构型式有关。电冰箱大多采用空气自然对流冷却方式，制冷剂的冷凝温度等于外界空气温度（即环境温度）加上冷凝传热温差。冷凝传热温差靠一般取 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ ，冷凝器的传热性能好，可适当取小的数值，例如采用风速为 $2\sim 3\text{m/s}$ 的风冷却时，传热温差 ΔK 值可取 $8\sim 12^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 蒸发温度 t_0

蒸发温度一般取决于被冷却物体的温度以及蒸发器中制冷剂与被冷却物体的传热温差。电冰箱的蒸发温度等于箱内温度减去传热温差，一般传热温差以取 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，如采用风冷却式（间冷式）时传热温差可取 5°C ，箱内温度一般参照星级要求选取。

(3) 回气温度 t_g

回气温度(即过热温度)取决于蒸气离开蒸发器时的状态和回气管的长度。电冰箱采用全封闭压缩机,一般以进入壳体的状态为吸气状态,可根据压缩机标定的工况选取,该值越低对压缩机运行越有利。一般回气温度要小于或等于环境温度,即进入压缩机前的回气管温用手摸一般有凉的感觉,或者有微微凝露,但不应该有结霜,制冷剂进入压缩机后,由于电机加热吸入气缸前过热蒸气温度达60℃左右。

(4) 过冷温度 t_s 。

过冷温度取决于液体制冷剂在回气管中进行热交换的程度。冷凝后的制冷剂在冷凝器末端已达到环境温度值,再与回气管进行热交换得到冷却。一般过冷温度等于环境温度减去过冷度,过冷度可取 15-32℃。

综合上述,可以确定出冰箱制冷系统的设计工况,某温带型冰箱(制冷剂为 R600a) 工况如表 所示 (80 改 60)。

表 6-10 制冷系统的额定工况

(单位为 C)

工况参数	冷凝温度 t_k	蒸发温度 t_0	回气温度 t_g	过冷温度 t_s
设计例值	54.4	-25	32 (80)	17
参数来源	$t_k = 32 + 22.4$ 环境温度加上冷凝传热温差	$t_0 = -18 - 7$ 上箱要求温度减去传热温差	蒸气进入压缩机壳体前状态,括号值为实际吸入气缸前的过热蒸气	$t_s = 32 - 15$ 环境温度减去过冷度

将这些参数在压-焓图上进行标示,如图 所示。

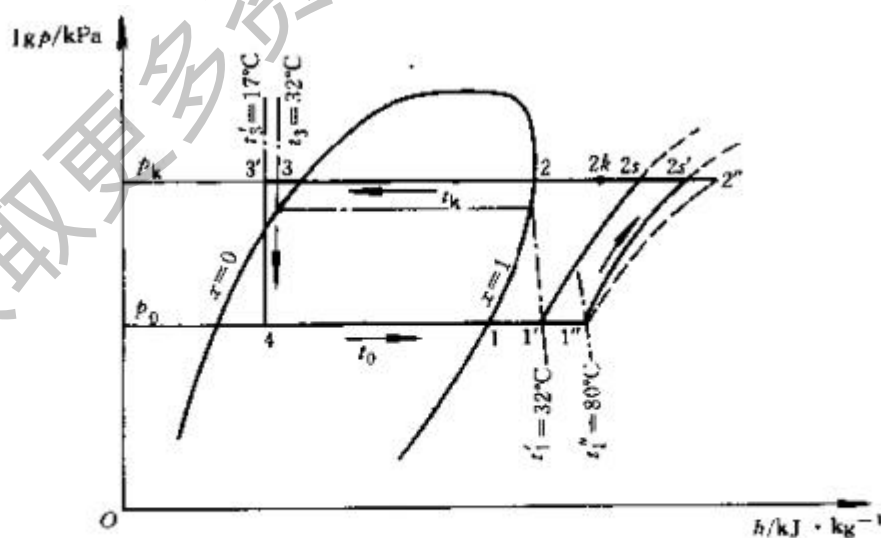


图 6-17 电冰箱制冷系统压-焓图

此压-焓图中所示状态点是理想状态的工况点，与实际运行可能不是很吻合，但具有一定的参考价值。

3.3.2 压缩机的选择

1、压缩机选型原则

电冰箱压缩机均采用全封闭式压缩机。对于冰箱厂，一般无制造冰箱压缩机的能力，只能在进行电冰箱设计时，直接根据设计任务书所提出的制冷量的大小从已有产品中选择压缩机。

压缩机选型时，主要的参考资料是各种压缩机的全性能曲线。全性能曲线如图 6-18 所示。图中 t_0 为蒸发温度， t_k 为冷凝温度。作图时，过冷温度和吸气温度由制造厂决定，压缩机制造厂提供每种型号压缩机的全性能曲线。

用全性能曲线选择压缩机的方法如下：①通过制冷系统的热力计算，求出在计算工况 t_k 、 t_0 时的制冷量；②参照各种压缩机的全性能曲线，选择压缩机。所选用的压缩机应满足计算工况下的制冷量，并应有高的制冷系数，同时要顾及产品的质量，价格和安装尺寸。

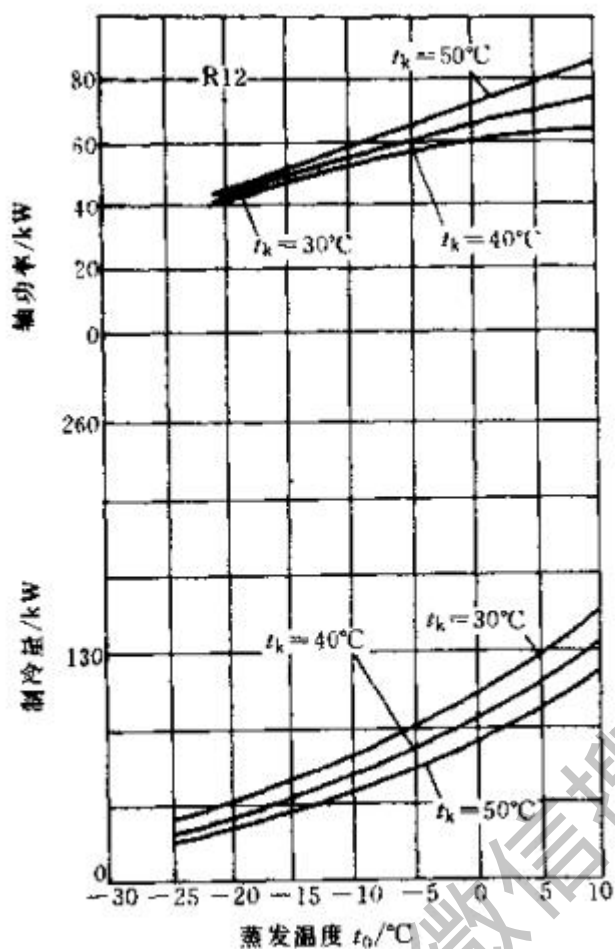


图 6-18 压缩机的全性能曲线

2、压缩机选型案例

继续前一节 BCD-168 冰箱的设计，为该冰箱选择合适的压缩机。

前面已经计算得出 BCD-168 冰箱的热负荷为 35.4W，这种制冷量的压缩机选择性很大，可以选择 COP 在 1.7 以上的高效压缩机，但价格相对较高，也可以选择 COP 和价格都相对较低的压缩机。本书选择黄石东贝 R600a 冰箱压缩机，该厂出产的压缩机参数表如表 所示。压缩机的选择首先要确定压缩机的开机时间比，并根据开机时间比折算制冷量，最后依照制冷量和 COP 选择合适的压缩机。

制冷剂	系列	型号	电机类型	电源(V/Hz)	ASHRAE (-23, 3°C)		冷却类型	
					制冷量 (W)	COP (W/W)		
R600a	D	D40CY	RSIR	220/50	50	1.06	S	
		D53CY	RSIR	220/50	75	1.20	S	
		D43CY	RSCR	220/50	65	1.28	S	
		DG53CY	RSCR	220/50	75	1.35	S	
		DU40CY	RSCR	220/50	55	1.43	S	
		DU53CY	RSCR	220/50	75	1.50	S	
	S	DU58CY	RSCR	220/50	90	1.50	S	
		S53CY	RSIR	220/50	75	1.30	S	
		S65CY	RSIR	220/50	98	1.35	S	
		S75CY	RSIR	220/50	120	1.35	S	
		S66AY	RSIR	100/60	138	1.40	S	
		SK53CY	RSCR	220/50	75	1.51	S	
		SK65CY	RSCR	220/50	98	1.55	S	
		SU60CY	RSCR	220/50	100	1.60	S	
		SU76CY	RSCR	220/50	125	1.65	S	
		SZ55CY	RSCR	220/50	83	1.70	S	
		SZ60CY	RSCR	220/50	100	1.72	S	
		SZ75CY	RSCR	220/50	125	1.72	S	
		L	L60AY	RSIR	100/60	115	1.40	S
			L68CY	RSIR	220/50	125	1.41	S
	L76CY		RSIR	220/50	142	1.41	S	
	L88CY		RSIR	220/50	155	1.40	S	
	LK76CY		RSCR	220/50	142	1.58	S	
	LK88CY		RSCR	220/50	160	1.58	S	
	LU43CY		RSCR	220/50	66	1.55	S	
	LU60CY		RSCR	220/50	105	1.62	S	
	LU68CY		RSCR	220/50	130	1.65	S	
	LU76CY		RSCR	220/50	142	1.65	S	
	LU88CY	RSCR	220/50	160	1.66	S		

(1) 开机时间比 η 确定

开机时间比指的是压缩机的开机时间占总的冰箱制冷时间的比率，也称运行系数，一般压缩机在 32°C 环境下合适的开机时间比是 30~35%，在 38°C 环境温度下开机时间比一般在 45~50% 左右。

(2) 压缩机选取

本案例在 32°C 环境温度下选择开机时间比为 35%，则压缩机在 35% 的开机时间内要完成 35.4W 的制冷量，所以压缩机的额定制冷量 Q:

$$Q = 35.4 / 0.35 = 101W$$

即应该按照 101W 的制冷量选择压缩机。根据表，在 101W 制冷量范围的有 S65CY、SU60CY、SZ60CY 几种型号，其 COP 分别为 1.35、1.6、1.72，本文选择 COP 为 1.6 的 SU60CY 压缩机，其制冷量 100W。

3.3.3 冰箱耗电量预算

选定压缩机以后，即可以根据压缩机的耗电量预算冰箱的耗电量。

压缩机功率 W 计算公式如下：

$$W = \frac{Q}{COP} = \frac{100}{1.6} = 62.5W$$

压缩机耗电量 P 计算：

$$P = W \times \eta = 62.5 \times 0.35 = 21.9 \text{ W} = 0.53 \text{ kW} \cdot \text{h} / 24 \text{ h}$$

即压缩机耗电量为 0.53 度/天。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

3.4 直冷冰箱蒸发器的设计

3.4.1 蒸发器设计的基本原则和方法

在前面章节曾介绍过冰箱常用的蒸发器包括:铝复合板式蒸发器(目前常用的是吹胀工艺形成的复合板式蒸发器,简称吹胀式蒸发器)、管板式蒸发器、丝管式蒸发器和翅片盘管式蒸发器。其中翅片盘管式主要用在间冷式冰箱,其余的较多用在直冷式冰箱。翅片盘管式蒸发器的计算可参考空调器换热器的计算方法,这里主要介绍自然对流空冷器的计算方法。

对于自然对流式空冷器,管外侧即使考虑辐射后其总表面传热系数仍远小于管内制冷剂沸腾时的表面传热系数。因此传热的主要热阻仍在空气侧,除翅片式自然对流空冷器外,蒸发器的传热系数基本上等于管外侧的总表面传热系数。目前还没有见到针对电冰箱用蒸发器的国家标准或行业标准,已有的标准如CB8059.1—87《家用制冷器具 电冰箱(冷藏箱)》,GB8059.2—87《家用制冷器具 电冰箱(冷藏冷冻箱)》及GB8059.3—87《家用制冷器具 冷冻箱》及轻工部标准SG215—84等均是对整台冰箱制订的,对于间冷式冰箱中的强制对流翅片管蒸发器,其计算方法与空调器用蒸发器大致相同,而直冷式电冰箱的蒸发器看似简单,但是精确计算却难度较大,涉及非稳态、三维、复杂形状封闭空腔、有离散冷源、蒸发器外侧对流与辐射耦合、蒸发器内、外侧换热的耦合、箱内食品种类与堆放方式等复杂因素,为此国内、外一些著名的公司对蒸发器的设计均与冰箱整机性能一起用计算机进行大规模动态数值计算。

对冰箱用蒸发器作手算时,下列热工参数可供参考:

1) 室内环境温度 32°C , 空气有轻微流动(在自然对流作用下引起的微风,风速为 $0.1\sim 0.15\text{m/s}$)时,空气与冰箱外壁间的表面传热系数(包括辐射影响)约在 $3.5\sim 8.1\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 之间,一般可取为 $5.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,如果空气有其它扰动源使风速稍增大,则传热系数可增大到 $11.63\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

2) 在直冷式冰箱(冷藏室内有贮物时),由于自然对流引起箱内空气的流动很微弱,风速约为 $0.11\sim 0.12\text{m/s}$,箱内空气与冰箱内壁间的传热系数约在 $0.6\sim 2.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 之间,一般可取 $1.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

3) 在间冷式冷箱内,由于风机使箱内空气作强制对流,风速约为 $0.5\sim 1.0\text{m/s}$,箱内空气与冰箱内壁间的表面传热系数约在 $17\sim 23\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 之间,一般

可取 $20\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

4) 对于一般电冰箱采用的板管式与铝复合吹胀式蒸发器，蒸发器外表面与箱内空气间的表面传热系数在 $11.6 \sim 14\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

5) 对于间冷式冰箱中采用的强制对流翅片管式蒸发器，其外表面与空气间的传热系数在 $18 \sim 35\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间。

6) 在计算箱体的漏热时，冰箱内、外侧表面传热热阻占总热阻比较小，主要热阻集中在绝热层，即使在绝热层厚度最薄处，二侧表面传热所占的热阻也不超过 30%，而在绝热层最厚处（冷冻机背部）只占 10% 以下。

7) 总体而言，冷冻室的表面传热系数大于冷藏室的表面传热系数，门及底部的传热系数较其他部位要小。

3.4.2 管板式和吹胀式蒸发器的设计方法

冰箱中常见的管板式和吹胀式蒸发器，可以看作是一种复杂的翅片式换热器，其肋化系数仍可定义为蒸发器外表面积与管内表面积之比。一般电冰箱的管板式蒸发器，其肋化系数在 $3.5 \sim 4.5$ 之间，而吹胀式蒸发器的肋化系数在 $4.5 \sim 6.0$ 之间。为了精确计算蒸发器外表面的自然对流换热和辐射换热，必须首先计算出外表面（翅片表面）的温度分布，而翅片表面的温度分布又与局部表面传热系数相耦合，因此，迄今为止尚无通用的计算方法，对特定几何结构和几何参数的蒸发器能用大规模数值计算的方法进行计算，这不仅计算工作量大，而且由于计算对象本身的复杂性，不得不引入许多简化假设，使计算精度受限。因此这是一种正在发展的极有前途的设计方法。对于工程设计，目前主要仍依赖经验数据，一般家用冰箱采用的管板式与吹胀式蒸发器其表面传热系数 a_0 在 $11 \sim 14\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间（未结霜状态）。

对于家用冰箱的管板式蒸发器和吹胀式蒸发器可以用下列方法估算所需传热面积。

传热面积 A （单位为 m^2 ）为：

$$A = \frac{Q_0}{k(t_a - t_o) + 5.67\varepsilon\left[\left(\frac{T_a}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_o}{100}\right)^4\right]}$$

$$Q_0 = Q_c + Q_R$$

$$Q_c = kA(t_a - t_0)$$

$$Q_R = 5.67 \varepsilon A \left[\left(\frac{T_a}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right]$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_o \eta_s} + \frac{A_o}{a_i A_i}}$$

$$\eta_s = \frac{1}{A_0} (A_1 + A_2 \eta_f)$$

$$\eta_f = \frac{th(mh)}{mh}$$

$$A_0 = A_1 + A_2$$

$$A_1 = \pi d_0 l$$

$$A_2 = 2hl$$

式中：

Q_c —蒸发器所需的制冷量，单位为 W；

Q_c —通过对流换热的传热量，单位为 W；

Q_R —通过辐射换热的传热量，单位为 W；

k —传热系数，单位为 $W / (m^2 \cdot K)$ ，管板式蒸发器一般在 $8 \sim 11.7 W / (m^2 \cdot K)$ ；

a_o —空气侧表面传热系数，一般取 $11.6 W / (m^2 \cdot K)$ ；

a_i —管内制冷剂侧表面传热系数，单位为 $W / (m^2 \cdot K)$ ；

η_s —表面效率；

η_f —翅片效率；

A_1 —管表面积（一次表面），单位为 m^2 ；

A_2 —翅片表面积（二次表面），单位为 m^2 ；

h —单脊翅片的翅片高度，单位为 n；

$$m$$
—翅片参数， $m = \sqrt{\frac{2a_o}{\lambda_f \delta_f}}$

λ_f —翅片热导率，单位为 $W / (m \cdot K)$ ；

δ_f —翅片厚度，单位为 m；

l —翅片沿管轴线方向的长度，单位为 m；

t_a —冷冻室温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ ；

t_o —蒸发温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ ；

ε —霜层表面黑度，一般可取 $\varepsilon=0.96$ ；

T_a 、 T_o —以热力学温度表示的冷冻室温度和蒸发温度，单位为 K 。

举例：某直冷式电冰箱，采用铝复合板吹胀式蒸发器，吹胀成的半圆形通道的内径 $d=8\text{mm}$ ，管壁厚 1mm 。肋化系数 $\beta=5.5$ 。若蒸发器内制冷剂的平均蒸发温度 $t_o=-20.5^{\circ}\text{C}$ ，箱内空气温度 $t_a=5^{\circ}\text{C}$ ，该冰箱所需的制冷量 $Q_o=200\text{W}$ ，管内制冷剂沸腾传热系数 $a_i=1160\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，管外空气侧对流表面传热系数 $a_o=12\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，表面效率 $\eta_s=0.8$ 。试估算该蒸发器需要的传热面积。

(1) 计算通过对流换热的传热量

1) 传热系数 k

$$k = \frac{1}{\frac{A_o}{a_i A_i} + \frac{1}{a_o \eta_s}} = \frac{1}{\frac{1}{1160} \times 5.5 + \frac{1}{12 \times 0.8}} = 9.182 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2) 传热温差 ($t_a - t_o$)

$$t_a - t_o = 5 - (-20.5) = 25.5^{\circ}\text{C}$$

3) 每单位面积通过对流换热的传热量

$$\frac{Q_c}{A} = k(t_a - t_o) = 9.182 \times 25.5 = 234.141 \text{ w}/\text{m}^2$$

(2) 每单位面积通过辐射换热的传热量

$$\frac{Q_R}{A} = 5.67\varepsilon \left[\left(\frac{T_a}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right] = 5.67 \times 0.96 \left[\left(\frac{5+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{273-20.5}{100} \right)^4 \right] = 103.854 \text{ w}/\text{m}^2$$

(3) 所需的传热面积 (外表面积)

$$A = \frac{Q_o}{k(t_a - t_o) + 5.67\varepsilon \left[\left(\frac{T_a}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right]} = \frac{200}{234.141 + 103.854} = 0.592 \text{ m}^2$$

方法二：近似算法

直接利用管板式与吹胀式蒸发器其表面传热系数 a_o 在 $11 \sim 14\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间这一数据进行估算。对于制冷剂透过金属管与外界空气进行换热，制冷剂侧换热系

数 k 一般在 $1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以上, 即热阻 $R=1/k \leq 0.001 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$; 对于铜管, 热阻 $R=\text{壁厚 } \delta / \lambda = 0.001/398 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, 而对于铝管, 其热阻也很小; 对于空气侧, 换热系数一般在 $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以内, 其热阻远大于制冷剂侧和管壁, 最大的热阻在空气侧, 因此, 可以不考虑管壁导热热阻和制冷剂侧对流换热热阻, 直接用表面传热系数作为管路的综合换热系数, 这里取 $k=13$, 则

$$A = \frac{Q_0}{K(t_a - t_0)} = \frac{200}{13 \times (5 + 20.5)} = 0.6 \text{ m}^2$$

从结果看, 与复杂计算结果并没有很大误差。

3.4.3 蒸发器设计实例

继续前面的 BCD-189 冰箱的选型设计, 现在为该冰箱选择合适的蒸发器, 蒸发器的联结方式为串联, 即低温制冷剂先进入冷冻室蒸发器然后再进入冷藏室蒸发器。冷藏室蒸发器选择管板式蒸发器, 隐藏于冷藏室背部发泡层内侧。冷冻室蒸发器型式确定为层架丝管式。

如前所述, 蒸发器的设计可以选择复杂算法和简化算法, 复杂算法适合于编制计算程序计算, 而简化算法适合于手工计算, 两者的计算偏差并不大, 所以这里选择简化算法。

1、冷藏室蒸发器设计

冷藏室管板式蒸发器传热系数在 $11.6 \sim 14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 如果蒸发器与冷藏室空气直接接触, 则可以直接选择换热系数为 $11.6 \sim 14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 但如果蒸发器还需要透过冷藏室内胆塑料传热, 则传热系数根据经验只能为原传热系数的 40% 左右, 即 $4.6 \sim 5.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。本计算选择传热系数为 $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。已知冷藏室热负荷 12.7 W , 蒸发管外径为 6.5 mm , 则由 $Q = KA\Delta t$ 和 $\Delta t = -23.3 - (-5) = 28.3^\circ \text{C}$ 可计算出蒸发管长为 4.05 m (实际蒸发器管长 4.18 m)。

2、冷冻室蒸发器设计

冷冻室采用层架丝管式蒸发器, 丝管式蒸发器传热系数为 $8 \sim 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 本计算选择传热系数为 $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。已知冷冻室热负荷为 22.7 W , 蒸发管管径 8 mm , 则由 $Q = KA\Delta t$ 和 $\Delta t = -23.3 - (-18) = 5.3^\circ \text{C}$ 可计算蒸发管长为 15.1 m (实际产品管长 14.5 m)。

3.5 冰箱冷凝器设计

3.5.1 冰箱用的冷凝器

冰箱常用的冷凝器为如图 所示的丝管式和内藏式冷凝器。

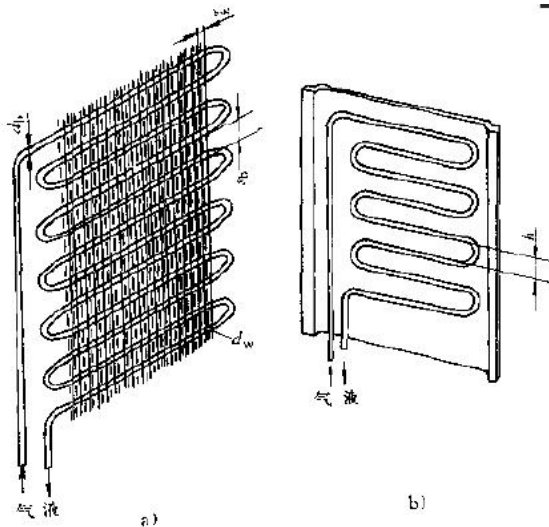


图 3-26 丝管式冷凝器和箱壁式冷凝器
a) 丝管式冷凝器 b) 箱壁式冷凝器

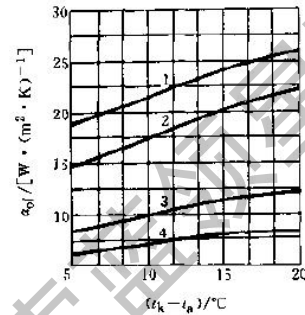


图 3-27 丝管式冷凝器和箱壁式冷凝器的空气侧表面传热系数

- 1—丝管式冷凝器水平放置（包括辐射换热）
- 2—丝管式冷凝器垂直放置（包括辐射换热）
- 3—丝管式冷凝器在家用冰箱中应用（不包括辐射换热）
- 4—箱壁式冷凝器在家用冰箱中应用（不包括辐射换热）

在丝管式冷凝器和内藏式冷凝器中，制冷剂均在管内自上而下逐渐冷凝，为便于制冷剂液体的顺畅流出，在制造冷凝器时，蛇管中每一水平方向的传热管均宜将制冷剂的排出端向下稍倾斜一定角度。在市场上出售的家用冰箱中，亦可见丝管式冷凝器的钢丝里水平方向，这种结构形式的冷凝器不利于制冷剂液体的排出。丝管式冷凝器和内藏式冷凝器实际应用及实验结果均表明，在相同传热温差条件下，丝管式冷凝器的空气侧表面传热系数较内藏式冷凝器的空气侧表面传热系数约高30%。图3-27所示为丝管式冷凝器和内藏式冷凝器的空气侧表面传热系数与传热温差的关系曲线。

从图3-27还可看出，丝管式冷凝器的放置方式对空气侧表面传热系数的大小有较大影响，当冷凝器水平放置时，其表面传热系数较垂直放置时的表面传热系数大20%左右。目前，丝管式冷凝器在家用冰箱中应用时大多采用垂直安装方式，理论分析及实验均表明，丝管式冷凝器稍向外倾斜30~50的微小角度，其空气表面传热系数即可提高10%~15%。

3.5.2 丝管式冷凝器的设计

1、丝管式冷凝器设计的几个关键问题

(1) 结构参数及型式

丝管式冷凝器冷凝管采用复合钢管（钢管外镀铜，俗称邦迪管），钢管外径 $d_b=4.5\sim 7\text{mm}$ ，钢丝直径 $d_w=1.2\sim 2.0\text{mm}$ ，钢丝间距 $s_w=5\sim 7\text{mm}$ ，蛇管管节距 $s_b=35\sim 50\text{mm}$ ，且 $s_w/d_w=4.0\sim 4.2$ ， $s_b/d_b=9.1\sim 9.4$ 。

(2) 同时考虑自然对流换热及辐射换热

在冰箱用丝管式冷凝器中，空气侧壁面与空气之间的换热属空气自然对流热交换，在设计及使用条件下，其自然对流换热系数不大，因此辐射换热不能忽视。此外，由于管内制冷剂的凝结换热系数较空气侧换热系数大得多，冷凝器的换热热阻则主要是外侧壁面与空气之间的换热热阻，因此在丝管式冷凝器的设计计算中，可仅考虑计算空气侧的换热系数而不计算管内制冷剂侧的换热系数。

(3) 制冷剂过热蒸汽温度对空气侧换热强度的影响

在冰箱中，无论是否设置预冷蛇管，进入冷凝器的制冷剂蒸汽均为过热蒸汽，而空气侧自然对流换热强度及辐射换热强度均与传热温差有较大关系，无疑，在冷凝器中换热的初始阶段称为过热段，其传热温差比后一阶段称为饱和段要大得多。根据计算，过热段的全换热系数要比饱和段的全换热系数大左右。因此，在冷凝器的设计计算时，必须根据过热段及饱和段的不同传热温差分别计算其换热系数。

(4) 空气与壁面之间的自然对流换热关系式

目前适用于冰箱丝管式冷凝器空气侧自然对流换热系数计算的关系式并不多见，已见到的少数关系式经实际计算检验均有一定误差。经反复计算检验，认为下列关系式用于丝管式冷凝器自然对流换热系数计算有一定准确性。

$$a_{of} = 0.94 \frac{\lambda_f}{d_e} \left[\frac{(s_b - d_b)(s_w - d_w)}{(s_b - d_b)^2 + (s_w - d_w)^2} \right]^{0.155} \cdot (\text{Pr}_f Gr_f)^{0.26} \quad (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (1)$$

其中： λ_f —空气导热系数， $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ ；可查附录 ；

d_b —管外径， m ；

s_b —蛇管上下相邻管中心距， m ；

d_w —钢丝外径, m;

s_w —钢丝节距, m;

Pr_f —空气的普朗特准数; 可查附录

Gr_f —空气的葛拉晓夫准数, 由下式计算:

$$Gr_f = \frac{g\beta\Delta t d_e^3}{\nu^2} \quad (2)$$

其中

g —重力加速度, $g=9.81\text{m/s}^2$;

β —空气的体积膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$, 空气的体积膨胀系数可以近似采用理想气体状态方程进行计算;

Δt —传热温差, $^\circ\text{C}$;

ν —空气的运动粘度, m^2/s ;

d_e —当量直径, 由下式计算

$$d_e = s_b \cdot \left[\frac{1 + 2 \frac{s_b}{s_w} \cdot \frac{d_w}{d_b}}{\left(\frac{s_b}{2.76d_b}\right)^{0.25} + 2 \frac{s_b}{s_w} \cdot \frac{d_w}{d_b} \cdot \eta_f} \right]^4 \quad (\text{m}) \quad (3)$$

其中 η_f —肋效率。对冰箱用丝管式冷凝器, 在常用结构参数及温度参数条件下, 肋效率变化不大, 可取 $\eta_f = 0.85$ 计算。

上述几个式子中的定性温度为壁面与空气之间的平均温度。

2、丝管冷凝器的设计计算方法

冷凝器过热段和饱和段的传热温度有较大区别, 应分段进行计算, 其分段计算方法及步骤如下:

(1) 确定过热段及饱和段传热温差;

(2) 确定过热段及饱和段传热温差。

根据定义, 当考虑肋效率时, 其传热温差为管壁温度与空气温度之差, 忽略管壁热阻, 则传热温差可为管内制冷剂的温度与空气温度之差。在过热段, 制冷剂进口温度高, 在换热过程中温度逐渐下降至冷凝压力下的饱和蒸汽温度即

冷凝温度，因此过热段的传热温差应为对数平均温差，即

$$\Delta t' = \frac{t' - t_k}{\ln \frac{t' - t_a}{t_k - t_a}} \quad (4)$$

式中 t' —过热蒸汽温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_k —冷凝温度， $^{\circ}\text{C}$

t_a —空气温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

饱和段传热温差：

冷凝器出口制冷剂一般尚未达到过冷状态，即出口制冷剂温度仍为冷凝温度，也就是说在饱和段管内制冷剂温度不变，那么饱和段的传热温差为

$$\Delta t'' = t_k - t_a \quad (5)$$

(3) 分别计算过热段和饱和段自然对流换热系数及辐射换热系数

选取传热管及钢丝规格，确定管间距及钢丝间距，即可分别计算各段自然对流换热系数及辐射换热系数。

(4) 分别计算各段传热面积

过热段传热面积：

$$A' = \frac{Q'}{(a_{of}' + a_{or}')\eta\Delta t'} \quad (6)$$

饱和段传热面积

$$A'' = \frac{Q''}{(a_{of}'' + a_{or}'')\eta\Delta t''} \quad (7)$$

式中： A' 、 A'' —各段传热面积，包括管面面积及钢丝外表面积；

a_{of}' 、 a_{of}'' —各段自然对流换热系数， $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ；

a_{or}' 、 a_{or}'' —各段辐射换热系数， $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ；

$\Delta t'$ 、 $\Delta t''$ —各段传热温差， $^{\circ}\text{C}$ ；

Q' 、 Q'' —各段热负荷， W ；

η —表面效率，由上式计算：

$$\eta = \frac{A_b + A_w \eta_f}{A_b + A_w} \quad (8)$$

其中： A_b —每米管长管面面积， m^2/m ；

A_w —每米管长上钢丝外表面面积， m^2/m 。

(5) 确定冷凝器整体尺寸

1) 传热面积： $A = A' + A'' \quad (\text{m}^2) \quad (9)$

2) 蛇管总长： $L = \frac{A}{A_b + A_w} \quad (\text{m}) \quad (10)$

3) 蛇管水平根数根据冰箱宽度取冷凝器有效宽度为 b (m)， 则蛇管水平根数：

$$N = \frac{L}{b} \quad (11)$$

4) 冷凝器有效高度： 已知管间距 s_b (m)， 则

$$H = N \cdot s_b \quad (\text{m}) \quad (12)$$

3、丝管式冷凝器设计示例

已知某制冷系统， 制冷剂为R600a， 热负荷为180W， 冷凝温度为 50°C ， 压缩机机壳出口制冷剂蒸汽温度为 80°C ， 初露管出口温度为 35°C ， 不设预冷盘管， 空气温度为 32°C 。

解： 方法一： 详细计算法

(1) 过热段及饱和段热负荷计算

查取R600a的压焓图（附录 ）， 可以查取过热蒸汽焓、 饱和蒸汽焓、 过冷液体焓， 可求得过热段负荷占总负荷的19%， 则过热段负荷 Q' 为34. 2W， 考虑到初露管的负荷占总负荷的40%左右， 所以饱和段热负荷 Q'' 为73. 8W。

(2) 过热段和饱和段传热温差

由式 (4)， 过热段传热温差 30.6°C ， 由式 (5)， 知饱和段传热温差 18°C 。

(3) 自然对流换热系数：

取管外径 $d_o=4.5\text{mm}$ ， 钢丝直径 $d_w=1.2\text{mm}$ ， 钢丝间距 $s_w=5\text{mm}$ ， 蛇管管节距 $s_b=42\text{mm}$ 。

取当地大气压力为 $1.01325 \times 10^5\text{Pa}$ ， 由空气物性参数表（附录 ）， 查得热导率 $\lambda=0.02799\text{W/m}\cdot\text{k}$ ， 运动粘度 $\nu=17.569 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ， 体膨胀系数 $\beta=0.00313\text{K}^{-1}$ ，

普朗特数 $Pr=0.6984$ ，取翅片效率 $\eta_f=0.85$ 。

由式 (1) 求得 $a_{of}'=9.32 \text{ w/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $a_{of}''=8.2 \text{ w/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$ 。

(4) 辐射换热系数由下式计算

$$a_{or} = 5.67\varepsilon \frac{\left(\frac{T_w}{100}\right)^4 + \left(\frac{T_a}{100}\right)^4}{\Delta t}$$

其中 ε 为冷凝器表面黑度，因为一般冷凝器表面涂黑漆，所以可取 $\varepsilon=0.97$ ， T_w 为壁面平均绝对温度， T_a 为空气绝对温度， Δt 为传热温差，则可求得：

$$a_{or}'=7.91 \text{ w/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}、a_{or}''=6.82 \text{ w/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}。$$

(5) 传热面积：

由(6)、(7)式计算出 $A'=0.074\text{m}^2$ ， $A''=0.39\text{m}^2$ 。则总的换热面积 $A=0.464 \text{ m}^2$ 。

(6) 冷凝器整体尺寸

由式(10)知传热管总长 $L=6.0\text{m}$ ，取冷凝器有效宽度 $b=0.4\text{m}$ 。由式(11)蛇管水平根数 $N=15$ 根。冷凝器的实际高度为 0.63m 。

方法二：简易的计算方法

丝管式冷凝器的实验传热系数 k 为 $12\sim 17.5 \text{ w/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$ 。取 $k=14 \text{ w/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$ 。直接扣去除露管的热负荷40%，则冷凝器的总负荷为108W。冷凝器与空气的换热温差采用饱和段温差 $\Delta t=50-32=18^\circ\text{C}$ ，则直接用 $A = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{108}{14 \cdot 18} = 0.43 \text{ m}^2$ ，与方法一结果误差不是很大，所以该方法可以作为一种粗糙的近似算法。

3.5.3 内藏式冷凝器的设计计算

内藏式冷凝器是将蛇管粘贴（或焊贴）在箱壁内侧组成的一种冷凝器，在内藏式冷凝器中，箱体金属板作为整体在冷凝器中起翅片作用，金属板的厚度一般在 $0.4\sim 1\text{mm}$ 之间。

内藏式冷凝器通常布置在箱体的背面以及箱体侧面的~面或两面上，蛇管管节距即每一水平管所占箱壁高度 $h=50\sim 60\text{mm}$ 。

内藏式冷凝器的设计计算与丝管式类似，几点区别：

(1) 由于箱体金属板其翅片作用，因此，内藏式冷凝器的翅片效率

$\eta_f = 0.87 \sim 0.89$ ，略大于丝管式；

(2) 内藏式冷凝器箱体一般为白色漆，因此，外表面辐射黑度 $\varepsilon = 0.85$ ；

(3) 内藏式冷凝器实验综合传热系数为 $9 \sim 12 \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$ ，这可以作为估算的依据。

(4) 如果原来系统采用的是丝管式冷凝器，现在改为内藏式可以在丝管式冷凝器的换热面积基础上增加30%作为内藏式冷凝器的换热面积。

3.5.4 冷凝器设计案例

继续BCD-168的设计，确定冷凝器的尺寸。由于外挂的丝管式冷凝器往往会因为在长途运输过程中管折而造成泄漏，所以目前厂家一般会选择内藏式冷凝器。内藏式冷凝器隐藏在发泡层内，不会由于碰撞而管折，但需要保证不要把冷凝器的接管焊接点埋藏，而是设在压缩机室内。

1、确定冷凝器散热负荷

冰箱所需要释放的热量包括冰箱的热负荷以及由于电能消耗而引入的热量，这构成了冰箱的散热负荷。冰箱的散热负荷一部分通过压缩机和少量外露制冷剂管散发，约90%（经验数据）依靠冷凝器散发。因此，冷凝器热负荷 Q_c 计算式为：

$$Q_c = 0.9 (Q + Q')$$

式中， Q 为冰箱热负荷， Q' 为压缩机平均功率，两者单位都是W。压缩机由于存在运行时间和停机时间，因此平均功率指的是压缩机在某段时间内的综合平均功率。

已知BCD168冰箱热负荷 $Q=35.4\text{W}$ ，冰箱压缩机运行功率 $W=65\text{W}$ 和运行时间比 $\eta = 0.35$ 。

$$\text{则 } Q' = W \times \eta = 65 \times 0.35 = 21.9\text{W}$$

$$Q_c = 0.9 (Q + Q') = 0.9 \times (35.4 + 21.9) = 51.6\text{W}$$

2、冷凝器尺寸计算

选用内藏式冷凝器，内藏式冷凝器实验综合传热系数为 $9 \sim 12 \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$ ，这里选择传热系数为 $12 \text{W/m}^2 \cdot \text{C}$ ，传热温差 22.4C 。则由 $Q = KA\Delta t$ 可计算出冷凝器散热

面积 $A = 0.19 \text{ m}^2$ ，选择冷凝管管径为4mm，则计算管长为15.3m。

3.6 风冷冰箱的风道设计

在冰箱设计中,风冷冰箱设计的难度一直就比较,技术要求高,产品的相关知识要求多,尤其对于通风设计好坏,直接决定一个产品的性能状态。

- 1) 分析产品的风道设计特点,流体的流动分布
- 2) 风道结构设计的可靠性和调节性
- 3) 出风口和回风口的尺寸设计
- 4) 风道系统的阻力计算与校核
- 5) 产品运行时的性能稳定性(感温头参数的变化敏感度)
- 6) 风道系统的主要阻力点和最大流动速度。

3.6.1 蒸发器风道设计计算(BCD-325WY 为例)

1、冷冻循环风量换热能力计算

蒸发器表面温度 -28°C ,出风温度 -23°C 。

-23°C 空气的参数: $\rho = 1.4\text{kg}/\text{m}^3$, $C_p = 1.013\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$

冷冻室的压缩机制冷量为 150W:

$$Q_{\text{FFAN}} = C_p * \rho * Q_1 * \Delta T = 1.013 * 1.4 * Q_1 * (28 - 23) * 1000 / 60 = 150 \text{ (w)}$$

则冷冻室风量 $Q_1 = 1.27 \text{ (m}^3/\text{min)}$

2、风道阻力计算

假定冷冻室回风口风速为 $V_{F2} = 2 \text{ m/s}$

则风道阻力:

$$P_F = \rho * V_{F1}^2 * \epsilon_{-1} / 2 = 1.29 * 2 * 2 * 2 / 2 = 2.6 \text{ (Pa)}$$

蒸发器阻力计算

$$P_E = \rho * V^2 * \epsilon / 2$$

$\epsilon = x^2 - 2x + 1 + 0.5 * x^3 - 0.85 * x^2 + 0.02 * x + 0.346$ (通过数学模型计算出流动阻力系数的曲线方程) $= 0.18$

x ——通过蒸发器的最小流速与最大流速的比值

$$P_E = 1.29 * 1.2^2 * 0.18 * 10 / 2 = 1.67 \text{ (pa)}$$

总阻力值: $P_F + P_E = 2.6 + 1.67 = 4.27 \text{ (pa)}$

回风处的最小面积:

$$A = Q_1 / V = 0.01\text{mm}^2$$

3、蒸发器风扇参数及选型

所选风扇的参数：

序号	风口面积(m ²)	风 口 速 度 (m/s)	风 道 阻 力 (Pa)	风 量 (m ³ /min) / CFM
1	0.0346	0.6	0.29	1.246/ 44
2	0.0254	0.8	0.56	1.221/ 43.17
3	0.0177	1.18	1.41	1.25/ 44.2
4	0.0113	1.64	3	1.113/ 39.36
5	0.0069	2.07	5	0.861/ 30.44

注：上表数据由简易风洞试验装置所测

以产品 BCD-510W 为设计实例

冷凝风道及风扇选型设计计算

所采用的冷凝器为底部设置的风冷式冷凝器，利用循环风强制冷却，所排出的热量包括冷凝器的发热量和压缩机的发热量。

风道基本参数

$$\text{回风面积: } 0.375 \times 0.04 = 0.015 \text{ m}^2$$

$$\text{出风面积: } 0.17 \times 0.04 \times 1.8 = 0.01224 \text{ m}^2。$$

风道计算

$$\text{设定进风口速度为 } V_1 = 2 \text{ m/s, 则出风速度为 } V_2 = 2.45 \text{ m/s}$$

风量：

$$Q = A \times V$$

$$= 0.015 \times 2 \times 60$$

$$= 1.8 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$= 86.56 \text{ CFM}$$

风道阻力：

$$P = \rho \times (V_1^2 \times \varepsilon_1 + V_2^2 \times \varepsilon_2) / 2$$

$$= 1.29 \times (2^2 \times 1 + 2.45^2 \times 1) / 2$$

$$= 6.45 \text{ (Pa)}$$

注：未计冷凝器阻力。

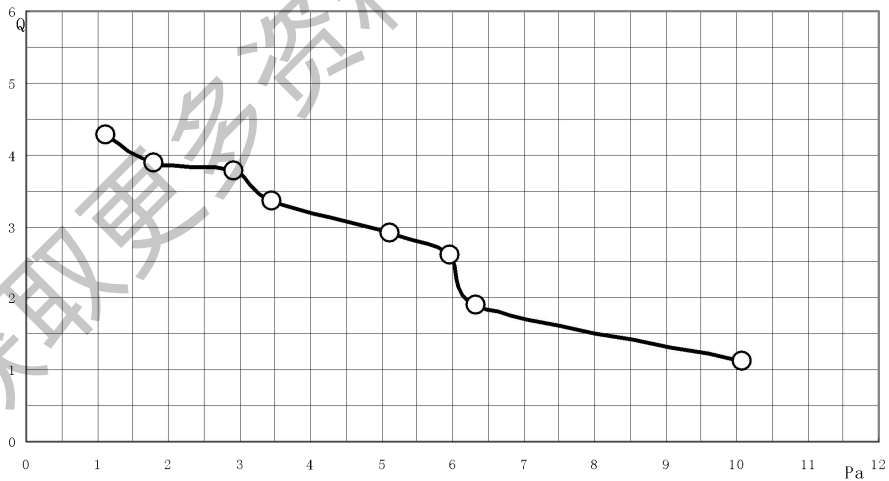
所选风扇的性能参数：

表

序号	风口面积 (m ²)	风口速度(m/s)	转速 rpm	风道阻力 (Pa)	风量(m ³ /min/CFM)
1	0.0346	2.05	988	1.119	4.258/ 150.56
2	0.0266	2.44	962	1.814	3.891/ 137.6
3	0.0214	2.94	941	2.93	3.77/ 133.3
4	0.0181	3.08	934	3.466	3.352/ 118.5
5	0.0137	3.53	953	5.117	2.897/ 102.44
6	0.0117	3.7	927	5.961	2.594/ 91.72
7	0.0087	3.63	900	6.336	1.885/ 66.65
8	0.0044	4.2	855	10.075	1.113/ 39.36

所选风扇的风量与风压的曲线图

图 1



从实际的测量数据中可以计算：

风机的最大风量为：5.5M³/min，风机全压为：12Pa

风机的输出功率：

$$W_{out} = Q * P = 5.5 * 12 / 60 = 1.1 \text{ w}$$

计算结果与风扇的实际参数相符。

前面所假的风速和风量与风扇的测量数据相近，说明可以采用此风扇电机。

由于风量计算涉及到风道的阻力设计计算，因而与结构有较大的关系，风量的大小与最后的蒸发温度有关，从而涉及到产品的性能好坏。

在实际的产品设计中，我们对于蒸发器处的阻力设计一般并不关心，而较多关心的是出风口的设计和回风口的设计，以及风道流体分布问题，一个好的设计师在心中已经知道它的关键参数是如何控制的。如通过控制风的流速来达到最合理的尺寸，一般设计的流速不高于 2m/s ，这是有科学的道理的，这是因为此速度的阻力值是最合理的，当然回风的速度越小越好，但此时的回风口过大，会造成化霜时大量热量外溢，延长化霜时间。

获取更多资料 微信搜索 空调设计