

## 冷凝器换热面积计算方法

制冷量+压缩机电机功率/200~250=冷凝器换热面

例如：(3SS1-1500 压缩机) CT=40℃：CE=-25℃压缩机制冷量=12527W+压缩机电机功率  
11250W=23777/230=风冷凝器换热面积 103m<sup>2</sup>

水冷凝器换热面积与风冷凝器比例=概算 1 比 18 (103/18) =6m<sup>2</sup>

蒸发器的面积根据压缩机制冷量 (蒸发温度℃×Δ t 相对湿度的修正系数查表)。

## 制冷量的计算方法

制冷量=温差×重量/时间×比热×设备维护机构

例如：有一个速冻库

- 1 库温-35℃
- 2 速冻量 1T/H
- 3 时间 2/H 内
- 4 速冻物质 (鲜鱼)
- 5 环境温度 27℃
- 6 设备维护机构保温板

计算：62℃×1000/2/H×0.82×1.23=31266kcal/n

可以查压缩机蒸发温度 CT=40℃CE=-40℃制冷量=31266kcal/n

关于 R410A 和 R22 翅片管换热器回路数比的探讨

晨怡热管 (特灵亚洲研发中心 上海 200001) 申广玉 2008-6-15 20:10:07

摘要:通过理论计算得出了相同换热量和相同工况下,采用 5/16"管径 R410A 蒸发器(或冷凝器)与采用 3/8"管径 R22 蒸发器(或冷凝器)时回路数的比值,并指出比值是两工质物性差异和盘管的内径及当量摩擦阻力系数差异共同作用的结果。

关键词:R410A;回路数;蒸发器;冷凝器

中图分类号: TQ051 文献标识码: B

## 符 号

$\Delta P$	— 换热器回路中的压力降, kPa
$\Delta T$	— 换热器回路中的温度降, $^{\circ}\text{C}$
$\gamma$	— $\Delta T$ 和 $\Delta P$ 的比值,即每单位压力降对应的饱和温度降, $^{\circ}\text{C} / \text{kPa}$
$f$	— 当量摩擦阻力系数
$l$	— 当量长度, m
$u$	— 制冷剂流速, m / s
$D$	— 盘管每个回路管内径, mm
$A$	— 盘管每个回路管通流面积, $\text{m}^2$
$m$	— 盘管每个回路质量流量, kg / s
$\rho$	— 制冷剂密度, $\text{kg} / \text{m}^3$
$q$	— 盘管每个回路的制冷量, kW
$\Delta h_c$	— 制冷剂在盘管中的焓差, kJ/kg
$N$	— 盘管总的回路数

## 下 标

1	— R22 换热器
2	— R410A 换热器

### 1 前言

随着人类环保意识的提高,新冷媒技术的发展和已应用成为空调器发展的方向和关注的焦点。目前,国际上一致看好的 R22 替代物是混合工质 R407C 和 R410A。其中 R410A 是 HFC 32 和 HFC 125 按照 50%:50% 的质量百分比组成的二元近共沸混合制冷剂,它的温度滑移不超过  $0.2^{\circ}\text{C}$ (R407C 温度滑移约  $7^{\circ}\text{C}$ 左右),这给制冷剂的充灌、设备的更换提供了很多方便。另外,由于 R410A 系统运行的蒸发压力和冷凝压力比 R22 高 60%,所以系统性能对压力损失不敏感,每个回路工质循环流速可以加大,有利于换热器的强化换热,这为提高 R410A 系统的整体能效创造了有力条件。

正是由于 R410A 具有上述优点,在 R22 用量最大的单元式空调和热泵产品中,R410A 是其首要的替代品。美国有望在 2007 年底将 R410A 产品在单元式空调的应用比例提高到 80%,并在 2009 年底接近 100%[1]。

但是 R410A 和 R22 物性存在着上述明显差异而不能在原 R22 系统中直接充注替代使用,应该对新的 R410A 系统中的压缩机、蒸发器、冷凝器、节流机构和系统管路等部件重新设计才能达到系统的最佳匹配。本文仅以 R410A 和 R22 翅片管蒸发器和冷凝器的回路数相对比进行说明。

### 2 R410A 和 R22 翅片管蒸发器回路数比计算

目前常用的 R22 换热器一般采用的是  $3/8$ " 内螺纹管,R410A 换热器一般采用的是  $5/16$ " 内螺纹。无特殊说明,所述的 R410A 和 R22 换热器即分别指这两种结构的换热器。

无论采用何种工质,在设计蒸发器时,一般均要保证工质在蒸发器中的饱和温度降  $\Delta T$  相同,即:

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 \quad (1)$$

而饱和温度降  $\Delta T$  和压力降  $\Delta P$  有着直接对应关系,即:

$$\Delta T = \gamma \Delta P \quad (2)$$

压力降和制冷剂流速、密度、当量平均摩擦阻力系数、回路长度和盘管内径有关,即:

$$\Delta P = \frac{\rho f l \bar{u}}{2D} \quad (3)$$

制冷剂在蒸发过程中,其干度不断增大,密度不断减小,流速不断增大,为简化计算,用换热器出口和入口的算术平均密度、平均流速来计算回路中的压降。

制冷剂在换热器中的平均流速又与每个回路质量流量有下列关系式:

$$\bar{u} = \frac{m}{\rho A} = \frac{m}{(0.7854) D^2 \rho} \quad (4)$$

将式 (4) 代入式 (3),再代入式 (2) 可得:

$$\Delta T = \frac{\gamma f l m^2}{2(0.7854)^2 D^5 \rho} \quad (5)$$

根据式 (1) 和式 (5), 可得:

$$\frac{m_2}{m_1} = \left[ \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \frac{f}{f} \frac{l}{l} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \frac{\rho_2}{\rho_1} \right]^{1/2} \quad (6)$$

而每个回路质量流量与单个回路的制冷量和制冷剂在蒸发器中的焓差有关,即:

$$m = \frac{q}{\Delta h_e} \quad (7)$$

将式 (7) 代入式 (6) 可得:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{\Delta h_{e2}}{\Delta h_{e1}} \left[ \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \frac{f}{f} \frac{l}{l} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \frac{\rho_2}{\rho_1} \right]^{1/2} \quad (8)$$

$$q_1 N_1 = q_2 N_2 \quad (9)$$

则式 (8)变为：

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\Delta h_{e2}}{\Delta h_{e1}} \left[ \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \frac{f}{f} \frac{l}{l} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \frac{\rho_2}{\rho_1} \right]^{1/2} \quad (10)$$

对于和 R22 相同换热量的 R410A 蒸发器,在大多数情况下,一般会采用和 R22 相同排数和相同迎风面积的换热器来设计 R410A 蒸发器。则：

$$\begin{cases} N_1 l = N_2 l \\ l / l = N_2 / N_1 \end{cases} \quad (11)$$

值得说明的是,对于相同换热量和相同排数及相同迎风面积的 R22 和 R410A 蒸发器,其设计的蒸发温度可能稍有不同,但通过计算可知,当蒸发温度在  $\pm 2^\circ\text{C}$  范围内波动时,对计算结果的影响  $\leq 4\%$ 。

为简化计算,均以相同的设计蒸发温度进行计算。

将式 (11)代入式 (10)得：

$$\frac{N_2}{N_1} = \left( \frac{\Delta h_{e1}}{\Delta h_{e2}} \right)^{2/3} \left[ \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \frac{f}{f} \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^5 \frac{\rho_1}{\rho_2} \right]^{1/3} \quad (12)$$

从上式可以看出,对于相同换热量的 R410A 和 R22 蒸发器,R410A 和 R22 回路数比不仅与两工质的物性参数(制冷剂在盘管中的焓差、密度和单位压力降对应的饱和温度降)有关,还与蒸发器盘管内径和当量摩擦阻力系数有关。

工质在蒸发器中的焓差、密度和单位压力降对应的饱和温度降与换热器的设计工况有关,对于给定换热器设计工况:蒸发温度为  $7.2^\circ\text{C}$ ,液体温度为  $46^\circ\text{C}$ ,过热度为  $5^\circ\text{C}$ ,R410A 和 R22 物性参数对比如表 1 所示。

表 1 R410A 和 R22 物性参数对比

工质	R22	R410A
单位压力温度梯度 $\gamma$ ( $^\circ\text{C} / \text{kPa}$ )	0.0510	0.0327
密度 $\rho$ ( $\text{kg} / \text{m}^3$ )	41.70	56.85
焓差 $\Delta H$ ( $\text{kJ} / \text{kg}$ )	153.75	151.42

3/8"和 5/16"管径内螺纹盘管换热器结构参数对比如表 2 所示。

表 2 3/8"和 5/16"管径内螺纹盘管换热器结构参数对比

换热器管径	3/8"	5/16"
内径 $D$ (mm)	8.98	7.33
当量摩擦阻力系数 $f$	0.050	0.055

对于相同换热量,根据表 1、表 2 和式(12)可以计算出采用 5/16"管径 R410A 换热器回路数和采用 3/8"管径 R22 换热器回路数的比值。其具体结果如表 3 所示。

**表 3 不同工质和不同管径蒸发器回路数比**

工质	R22	R410A
3/8"管径	1	0.79
5/16"管径	1.45	1.14

表 3 中视 R22 3/8"管径的换热器回路数为 1。从计算结果可知,如 R410A 换热器采用 5/16"管径,则其回路数是 3/8"管径 R22 换热器回路数的 1.14 倍。这一结果是由工质物性不同和换热器结构参数改变两方面共同作用所致。其中仅由工质物性不同影响的倍率为 0.79;由换热器结构参数不同影响的倍率为 1.45。即在换热器结构参数相同的条件下,如果 3/8"管径 R22 换热器直接切换为 R410A 换热器,其回路数要减少为 R22 换热器的 0.79 倍;同理,如工质不变,3/8"管径 R22 换热器切换为 5/16"管径换热器,其回路数要增大 1.45 倍。

### 3 R410A 和 R22 翅片管冷凝器回路数比计算

按照 R410A 和 R22 蒸发器回路数比值的计算方法,同样可以得出 R410A 和 R22 冷凝器回路数的比值,具体计算方法不再累述。表 4 给出的是在冷凝温度为 47.8℃,过冷度为 5℃工况下,相同换热量的 R410A 和 R22 冷凝器回路数比值计算结果。

从表 4 中可以看出,在相同的换热量条件下,采用 5/16"管径 R410A 冷凝器回路数是采用 3/8"管径 R22 换热器回路数的 1.10 倍。这一结果也是由工质物性不同和换热器结构参数改变两方面影响所致。其中由工质物性差异影响的倍率为 0.76,由换热器结构参数影响的倍率为 1.45,这和蒸发器回路数的比值的计算结果是非常接近的。

**表 4 不同工质和不同管径冷凝器回路数比**

工质	R22	R410A
3/8"管径	1	0.76
5/16"管径	1.45	1.10

### 4 结论

(1)对于相同换热量的 R22 和 R410A 换热器,R22 和 R410A 回路数比不仅与两工质的物性参数(制冷剂在盘管中的焓差、密度和单位压力降对应的饱和温度降)有关,还与换热器盘管内径和当量摩擦阻力系数有关。

(2)相同冷量的翅片管蒸发器,采用 5/16"管径 R410A 换热器与采用 3/8"管径 R22 换热器的回路数比值为 1.14;而对于冷凝器,这一比值为 1.10。

(3)上述回路数比值只是理论计算的结果,而实际上因换热器结构参数可能与本文计算所列不尽相同,换热器的设计工况点也可能不一致,这样回路数比也会相应发生变化。当设计工况点差别不大时,对比值的影响较小。