

自动复叠双温冰箱两器设计

王生软

(黄冈职业技术学院 机电学院能源系, 黄冈 438002)

[摘要] 蒸发器、冷凝器是冰箱中重要的部件, 本文针对 230K 温区自复叠双温冰箱在混合工质 R600a/R32 (70/30) 的最佳配比下, 进行了蒸发器以及冷凝器的设计。

[关键词] 关键词: 蒸发器; 冷凝器; 设计

[中图分类号] TB657.4; TQ051.6⁺¹; TQ051.6⁺²

[文献标识码] A

The Heat Exchanger Design of Auto Cascade Dual-temperature Refrigerator

WANG Shenguan

(Energy Department of Mechanical and Electrical School, Huanggang Polytechnic College, Huanggangnan 438002, China)

Abstract: Evaporator and condenser are important parts of refrigerator, in this paper evaporator and condenser of auto cascade dual-temperature refrigerator are designed under the best ratio of R600a/R32 (70/30) and the temperature is 230K.

Keywords: Evaporator; Condenser; Design

1 引言

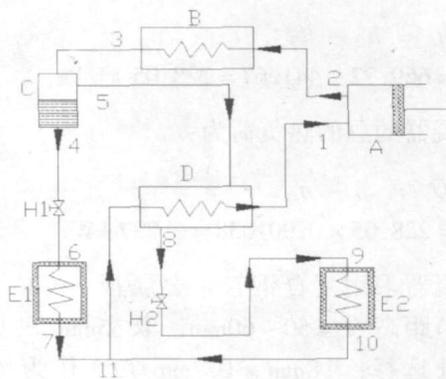
自动复叠制冷系统采用多元混合工质为制冷剂, 使用单台压缩机压缩、利用不同组分沸点的差别、通过内部复叠的方法, 可以制取较低的温度, 极大地简化了制冷系统^[1,2], 自复叠双温冰箱系统是自动复叠制冷系统在家用电器方面的应用, 该制冷系统中蒸发器、冷凝器的设计是关系到系统是否匹配的重要影响因素。

本文给出了采用混合工质 R32/R600a 的双温冰箱蒸发器、冷凝器设计的方法, 为其它混合工质的自复叠冰箱的两器设计提供了参考。

2 系统参数的确定

该冰箱的设计循环流程如图 1 所示。系统采用的混合工质为 R32/R600a, 混合比例为: 30/70。该冰箱的设计工况为: 冷凝器出口温度 40℃, 冷冻室

温度 -30℃, 冷藏室出口温度接近 0℃, 冷凝蒸发器高压侧出口温度的过冷度为 5℃, 冷藏室和冷冻室的设计冷量分别为 70 和 55 W, 制冷剂的质量流



A—压缩机 B—冷凝器 C—气液分离器
D—冷凝蒸发器 E₁—冷藏室蒸发器

E₂—冷冻室蒸发器 H₁, H₂—节流阀 1~11—循环状态点
图 1 设计流程图

* 收稿日期: 2011-7-5

作者简介: 王生软 (1981-), 男, 硕士, 主要从事制冷与低温设备研究开发。E-mail: nanxin1981@163.com

表1 各状态点设计参数

状态点	R600a/ R32	$T / ^\circ\text{C}$	P / MPa	ρ / kgm^{-3}	h / kJkg^{-1}	$s / \text{kJ}(\text{kgK})^{-1}$
1	70/ 30	24.9	0.19	4.35	584.3	2.54
2	70/ 30	92	1.21	25.68	669.7	2.54
3	70/ 30	40	1.21	58.46	441.7	1.85
4	91/ 9	40	1.21	540.31	308.3	1.39
5	50/ 50	40	1.21	31.55	569.2	2.29
6	91/ 9	-4.4	0.19	14.65	303.3	1.44
7	91/ 9	0.68	0.19	6.42	471.7	2.04
8	50/ 50	11.2	1.21	679.72	265.3	1.27
9	50/ 50	-37.8	0.19	6.8	265.3	1.35
10	50/ 50	-30	0.19	7.76	388.1	1.84
11	70/ 30	-11.6	0.19	6.99	428.9	1.97

量 $q_m = 0.001038 \text{ kg/s}$, 循环中混合工质的选择就是在标准工况下满足最优设计, 即所选择的工质使得标准工况下系统的性能系数最高。系统的设计运行参数表1所示。

3 冷凝器的设计计算

冷凝器的单位质量热负荷:

$$q_c = h_2 - h_3 \\ = 669.72 - 441.67 = 228.05 \text{ kJ/kg}$$

冷凝器的总的热负荷为:

$$Q_c = q_c - q_m \\ = 228.05 \times 0.001038 = 0.237 \text{ kW}$$

冷凝器采用复合钢管+金属板 (0.4~1mm)。

蛇盘管节距高 $h = 50 \sim 60 \text{ mm}$, 取 55 mm 。

尺寸选择: $\Phi 8 \text{ mm} \times 0.7 \text{ mm}$ T2M 作为传热管, 管外为空气; 对流换热; 管内为混合工质的凝结换热。

冷凝器形式: 采用箱壁式冷凝器。

3.1 温度参数及结构参数的选择计算

取环境温度为 32°C , 制冷剂蒸汽进口温度为

$t_i' = 92^\circ\text{C}$, 则显热段的传热温差:

$$\theta_m' = t_w - t_a = 0.88(t_i' - t_a)$$

$$= 0.88 \frac{t_i' - t_k}{\ln \frac{t_i' - t_a}{t_k - t_a}} \\ = 0.88 \frac{92 - 55}{\ln \frac{92 - 32}{55 - 32}} = 33.96^\circ\text{C}$$

潜热段换热温差:

$$\theta_m' = t_w - t_a = 0.88(t_k - t_a) \\ = 0.88(55 - 32) = 20.24^\circ\text{C}$$

3.2 确定显热段和潜热段热负荷及

混合工质在 $t_i' = 92^\circ\text{C}$ 时过热气体的比焓 $h' = 669.7 \text{ kJ/kg}$, 在 $t_k = 55^\circ\text{C}$ 饱和蒸气比焓为 $h'' = 601.79 \text{ kJ/kg}$, 取出门框防露管的温度 $t_g = 40^\circ\text{C}$, 比焓 $h_g = 441.7 \text{ kJ/kg}$ 。

显热段负荷和总热负荷比:

$$\frac{h' - h''}{h' - h_g} = \frac{669.7 - 601.79}{669.7 - 441.7} = 0.2978$$

显热段热负荷:

$$Q_k' = 237 \times 0.2978 = 70.58 \text{ W}$$

一般防露管放出的热量占总的热负荷的 40%, 则潜热段负荷:

$$Q_k'' = (1 - 0.2978 - 0.40) \times 237 \\ = 71.62 \text{ W}$$

3.3 计算显热段所需传热面积

自然对流表面传热系数:

$$\begin{aligned}\alpha_{of}' &= B[\eta_f(t_i - t_a)]^{1/3} \\ &= 1.61 \times [0.87 \times (92 - 32)]^{1/3} \\ &= 5.476 \text{ W/m}^2\text{K}\end{aligned}$$

辐射换热系数:

$$\alpha_{or}' = 5.67\epsilon \frac{\left(\frac{T_w}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_r}{100}\right)^4}{t_w - t_a}$$

其中:

$$T_w = 0.88(T_i - T_a) + T_a$$

$$t_w - t_a = 0.88(t_i - t_a)$$

则计算得:

$$T_w = 357.95^\circ\text{C}$$

$$t_w - t_a = 52.8^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{or}' &= 5.67 \times 0.85 \times \frac{\left(\frac{357.95}{100}\right)^4 - \left(\frac{298.15}{100}\right)^4}{52.8} \\ &= 7.7724 \text{ W/m}^2\text{K}\end{aligned}$$

显热段所需的换热面积:

$$\begin{aligned}A_{of}' &= \frac{Q_k'}{(\alpha_{of}' - \alpha_{or}')\theta_m'} \\ &= \frac{70.58}{(5.476 - 7.7724) \times 68.49} = 0.07778\text{m}^2\end{aligned}$$

3.4 计算潜热段所需的换热面积

自然对流表面传热系数:

$$\begin{aligned}\alpha_{of}'' &= B[\eta_f(t_i - t_a)]^{1/3} \\ &= 1.61 \times [0.87 \times (55 - 32)]^{1/3} \\ &= 4.3709 \text{ W/m}^2\text{K}\end{aligned}$$

辐射换热系数:

$$\alpha_{or}'' = 5.67\epsilon \frac{\left(\frac{T_w}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_r}{100}\right)^4}{t_w - t_a}$$

其中:

$$T_w = 0.88(T_i - T_a) + T_a = 318.39^\circ\text{C}$$

$$t_w - t_a = 0.88(t_i - t_a) = 20.24^\circ\text{C}$$

则计算得:

$$\alpha_{or}'' = 5.6536 \text{ W/m}^2\text{K}$$

潜热段所需的换热面积:

$$\begin{aligned}A_{of}'' &= \frac{Q_k''}{(\alpha_{of}'' - \alpha_{or}'')\theta_m''} \\ &= \frac{71.62}{(5.6536 - 4.3709) \times 20.24} \\ &= 0.353 \text{ m}^2\end{aligned}$$

3.5 确定冷凝器整体结构尺寸

所需换热面积:

$$\begin{aligned}A_{of} &= A_{of}' + A_{of}'' \\ &= 0.07778 + 0.353 = 0.4308 \text{ m}^2\end{aligned}$$

取蛇管有效宽度为 $b = 0.37 \text{ m}$, 则箱壁散热的有效高度为:

$$H = \frac{A_{of}}{b} = \frac{0.4308}{0.37} = 1.16 \text{ m}$$

水平管根数:

$$N = \frac{H}{h} = \frac{1.16}{0.055} = 21.17$$

取 $N = 22$, 左右两侧各 11 根

一侧实际管长度:

$$\begin{aligned}L &= bN + \pi s_b(N - 1) \\ &= 0.37 \times 11 + 3.14 \times 0.042 \times (11 - 1) / 2 \\ &= 4.73 \text{ m}\end{aligned}$$

冷凝器总换热长度为 9.45m, 取为 10m, 左右两侧各 5m, 两侧总换热有效高度为 1.16m, 两侧各取 0.6m (冷藏室净高 680mm), 蛇管有效宽度为 0.37m, 此时总换热面积为 0.444 m², 较计算所得有效面积大 3%, 能够满足冷凝热负荷要求。

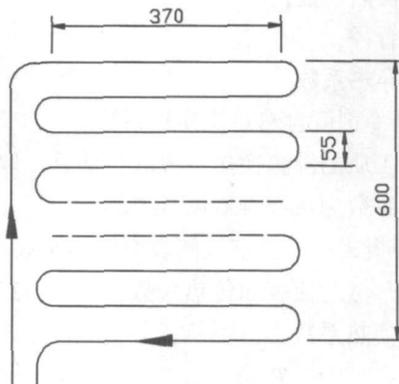


图2 冷凝器结构参数

4 蒸发器设计计算

冷藏室蒸发器的总制冷量:

$$\begin{aligned} Q_{E1} &= q_m q_{ml} (h_7 - h_6) \\ &= 0.001038 \times 0.4889 \times (471.67 - 308.34) \\ &= 0.08289 \text{ kW} \end{aligned}$$

冷冻室蒸发器的总制冷量:

$$\begin{aligned} Q_{E2} &= q_m q_{mv} (h_{10} - h_9) \\ &= 0.001038 \times 0.5111 \times (388.07 - 265.30) \\ &= 0.065132 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.1 冷藏室蒸发器的设计计算

冷藏室蒸发器紧贴内壳体, 采用光管式布置, 换热材料为钢管 $\Phi 6.35\text{mm} \times 0.7\text{mm}$, 导热系数 $\lambda = 46.4\text{W/mK}$, 管外自然对流表面传热系数为 $h_o = 12\text{W/m}^2\text{K}$, 管内沸腾换热表面传热系数为 $h_i = 4000\text{W/m}^2\text{K}$, 计算蛇形盘管时必须同时考虑盘管表面与外界的辐射换热, 在低温下的辐射换热所占的比率很大, 有时候占总换热量的 40%~50%, 蛇形盘管即使考虑管外侧的辐射换热后其总表面的换热系数仍远小于管内制冷剂沸腾换热时的表面传热系数, 因此热阻主要在空气侧。

$$Q = KF \Delta T$$

$$K = \frac{1}{\frac{d_o}{\alpha_d} + \frac{1}{\alpha_o} + R_f + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i}}$$

式中:

R_f — 污垢系数, 取 0.0001;

α — 换热系数;

d — 管径;

λ — 导热系数

4.1.1 制冷剂侧自然对流换热系数

混合工质的沸腾换热一般进行估算, 取制冷剂侧的换热系数为 $h_i = 4000\text{W/m}^2\text{K}$ 。

4.1.2 管板式蒸发器空气侧表面传热系数

管外自然对流表面传热系数为 $h_o = 12\text{W/m}^2\text{K}$
辐射换热系数为:

$$\alpha_{cr} = \frac{C \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right]}{t_w - t_r}$$

$$= \frac{5.67 \left[\left(\frac{278}{100} \right)^4 - \left(\frac{271}{100} \right)^4 \right]}{5 - (-2)}$$

$$= 4.69\text{W/m}^2\text{K}$$

空气侧的总传热系数为:

$$\alpha_o = \varphi \alpha_{cr} + \zeta \alpha_{ac}$$

$$= 4.69 + 1.167 \times 12 = 18.694\text{W/m}^2\text{K}$$

4.1.3 冷藏室的传热系数

由于空气侧的传热系数远小于管内混合工质的沸腾传热系数, 所以传热系数的计算可以简化为:

$$K = \epsilon \alpha_o \eta_s = 1.00 \times 18.69 \times 0.98$$

$$= 18.32\text{W/m}^2\text{K}$$

4.1.4 冷藏室的换热面积计算

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q_{E1}}{K \theta_k} \\ &= \frac{82.89}{18.694 \times [5 - (-2.4)]} \\ &= 0.599\text{m}^2 \end{aligned}$$

电冰箱的总体布局设计的冷藏室内的传热面的长度为 435mm, 深度为 420mm, 高度为 680mm。故实际设置的传热面积为:

$$\begin{aligned} A' &= 0.435 \times 0.68 + 0.42 \times 0.68 \times 2 + 0.435 \\ &\quad \times 0.42 \times 2 = 1.23\text{m}^2 \end{aligned}$$

满足设计要求。

总体管长 L :

$$\begin{aligned} L &= \frac{A}{\pi d + h} = \frac{0.599}{3.14 \times 0.00635 + 0.055} \\ &= 8\text{m} \end{aligned}$$

4.2 冷冻室蒸发器的设计计算

形式: 丝管式蒸发器

管材: 钢管

管径: $\Phi 6.35\text{mm} \times 0.7\text{mm}$

尺寸: 钢丝直径 $d_w = 1.5\text{mm}$, 管节距 $s_b = 46\text{mm}$, 钢丝节距 $s_w = 5\text{mm}$

4.2.1 制冷剂侧的对流换热系数

混合工质的沸腾换热一般进行估算, 取制冷剂侧的换热系数为 $h_i = 4000\text{W/m}^2\text{K}$ 。

4.2.2 空气侧的换热系数

管外自然对流表面传热系数为 $h_o = 12\text{W/m}^2\text{K}$
辐射换热系数为:

$$\alpha_{cr} = \frac{C \left[\left(\frac{T_a}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]}{t_a - t_w}$$

$$= \frac{5.67 \left[\left(\frac{249}{100} \right)^4 - \left(\frac{240}{100} \right)^4 \right]}{-24 - (-33)}$$

$$= 3.32 \text{ W/m}^2\text{K}$$

空气侧的总传热系数为:

$$\alpha_o = \varphi\alpha_{or} + \zeta\alpha_{ac}$$

$$= 3.32 + 1.167 \times 12 = 17.324 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.2.3 冷冻室的传热系数

由于空气侧的传热系数远小于管内混合工质的沸腾传热系数,所以传热系数的计算可以简化为:

$$K = e\alpha_o\eta_b$$

$$= 0.85 \times 17.324 \times 0.98 = 14.43 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.2.4 冷冻室的换热面积计算

$$A = \frac{Q_{E1}}{K\theta_k}$$

$$= \frac{65.13}{14.43 \times [-24 - (-33)]}$$

$$= 0.5015 \text{ m}^2$$

电冰箱的总体布局设计的冷冻室室内传热面的长度为325mm,深度为400mm,高度为485mm。故实际设置的传热面积为:

$$A' = 0.485 \times 0.325 + 0.4 \times 0.325 \times 2 + 0.485 \times 0.4 \times 2 = 0.8056 \text{ m}^2$$

满足设计要求。

每米管外传热面积:

$$\alpha_{of} = \pi d_b + 2\pi s_b d_w / s_w$$

$$= 3.14 \times 0.00635 + 2 \times 3.14 \times 0.046 \times 0.0015 \div 0.005 = 0.1066 \text{ m}^2/\text{m}$$

总体的管长 L :

$$L = \frac{A}{\alpha_{of}} = \frac{0.5015}{0.1066} = 4.70 \text{ m}$$

由于采用双排丝管和单排光管式布置,所以取总长度为5m。

5 结论

通过分凝式双温冰箱在混合工质 R600a/R32 (0.70/0.30) 的最佳配比下,进行了蒸发器、冷凝器结构参数的设计计算,计算结果表明:冷凝器总管长为10m,两侧长各为5m,材料为Φ8mm×0.7mm T2M;冷藏室蒸发器总长度为8m,钢管Φ6.35mm×0.7mm;冷冻室蒸发器长度为5m,Φ6.35mm×0.7mm,采用丝管式和光管式布置。

6 参考文献

[1] 时阳,朱兴旺.全串联式单级压缩分凝制冷系统的研究[J].制冷与空调,2005,(2):39-41

[2] Missimer Dale J. Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascade (ARC) systems [J]. Int. J. Refrigeration, 1997, 20(3):201-207