

# 大型速冻设备不同结构蒸发器的传热性能比较

郑传祥, 卓传敏

(浙江大学化工机械研究所, 杭州 310027)

**摘要:** 通过对大型速冻设备不同结构型式蒸发器的理论分析和试验研究, 分别对不同翅片形状、管径大小以及管子排列方式对蒸发器传热系数的影响进行了分析比较, 获得了在工程应用中传热系数最高的蒸发器结构是连续整体带波纹翅片叉排变节距结构的结论。并对这种结构的蒸发器进行试验测试, 得到与理论计算相符的传热系数值。

**关键词:** 速冻设备; 蒸发器; 传热系数; 试验研究

中图分类号: S375; TB61<sup>+</sup> 1

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2006)08-0111-05

郑传祥, 卓传敏. 大型速冻设备不同结构蒸发器的传热性能比较[J]. 农业工程学报, 2006, 22(8): 111- 115.

Zheng Chuanxiang, Zhuo Chuanmin. Comparative research on the heat transfer efficiency of evaporators with different structures used in a large quick-freeze plant[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(8): 111- 115. (in Chinese with English abstract)

## 0 引言

速冻蔬菜是目前生产上较成熟的蔬菜加工工艺, 是中国农产品出口的主要品种, 2004 年出口突破 1000 万 t, 速冻蔬菜消费量每年都以 10% 的速度增加, 速冻设备市场十分巨大。然而中国速冻设备技术进步比较缓慢, 主要表现在能耗高、体积大、单机生产能力小, 国内一般耗电 33 kWh/t 以上, 单机冻结能力 2.5 t/h 以下, 体积比国外同类大 50% 以上, 而国外吨耗电在 18~ 25 kWh/t 之间, 生产能力可达 16 t/h。关键差距在于蒸发器传热效率低, 容霜能力差, 结霜后传热效率下降较多, 设备跑冷多, 开发潜力很大。蒸发器是速冻装置的 4 大部件之一, 蒸发器性能的好坏会直接影响到速冻装置的制冷效果, 与国外先进设备相比, 国内的蒸发器在装置的一体化、小型化等方面还有一定的差距<sup>[1-4]</sup>。

## 1 不同结构型式蒸发器比较分析

为提高目前速冻设备蒸发器的传热效率, 首先必须研究国内外先进结构的传热机理, 再进行试验验证。本文首先比较计算以下几种常用结构型式蒸发器的传热系数: 圆翅片正方形等节距结构、连续整体翅片正方形排列等节距结构、大管径连续整体翅片正方形排列等节距结构、小管径连续整体翅片正方形排列等节距结构、连续整体翅片正方形排列变节距结构、连续整体翅片正三角形排列变节距结构、连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构, 计算参数是以现有试验设备为参考对象。然后对计算结果进行分析, 并根据实际情况确定试验用蒸发器试件的结构型式。

## 1.1 制冷剂与空气参数的选择与计算

### 1) 已知参数

表 1 预定参数

Table 1 Prearranged parameters

预定参数	符号	单位	数值
制冷剂	R22	—	—
蒸发温度	$t_0$	°C	- 40
空气进口温度	$t_1$	°C	- 30
冷凝温度	$t_k$	°C	20
过冷温度	$t_3$	°C	16
供液管温度	$t_4$	°C	- 40
回气管温度	$t_1$	°C	- 36
制冷量	$Q_0$	kW	27
空气出口温度	$t_2$	°C	- 35
空气进口相对湿度	$\varphi_1$	—	0.85
空气出口相对湿度	$\varphi_2$	—	0.95
迎面风速	$v_0$	m/s	3
翅片管总外表面积	$A_t$	m <sup>2</sup>	180

### 2) 制冷剂参数计算<sup>[5-8]</sup>

(1) 在 R-22 压焓图中查到制冷剂比焓:

$$h_1 = 392 \text{ kJ/kg}, h_4 = 222 \text{ kJ/kg}$$

(2) 制冷剂的单位质量制冷量:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 170 \text{ kJ/kg}$$

(3) 制冷剂流量:  $Mr = Q_0/q_0 = 0.1588 \text{ kg/s}$

(4) R-22 饱和溶液在 - 40°C 下的比容:

$$v = 0.709 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

### 3) 空气参数计算<sup>[8,9]</sup>

(1) 由湿空气焓湿图:

$$\text{空气比焓 } h_1 = - 30.5 \text{ kJ/kg}, h_2 = - 35.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{含湿量 } d_1 = 0.1 \text{ g/kg}_{\text{干空气}}$$

(2) 空气定压比热容:

$$C_p = 1.0048 + 1.884 \frac{d_1}{1000} = 1.00 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

(3) 空气的导热系数:  $\lambda = 0.0218 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}$ , 运动粘性系数:  $\nu = 0.106 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

收稿日期: 2005-08-08 修订日期: 2005-11-20

基金项目: 国家“十五”重大科技攻关项目子项目(2001BA501A22)

作者简介: 郑传祥(1968-), 男, 博士, 副教授, 从事于化工过程设备及传热技术的开发研究。杭州市浙大路 38 号 浙江大学化工机械研究所, 310027。Email: zhchx@zju.edu.cn, zhengcx@21cn.com

(4) 空气析湿系数:

$$\xi = \frac{(h_1 - h_2)}{Cp(t_1 - t_2)} = \frac{(-30.5 + 35.4)}{1.00 \times (-30 + 35)} = 0.967$$

1.2 不同结构型式蒸发器传热系数的计算比较<sup>[7,9-13]</sup>

1.2.1 圆翅片正方形等节距结构

圆翅片正方形等节距结构如图 1 所示。

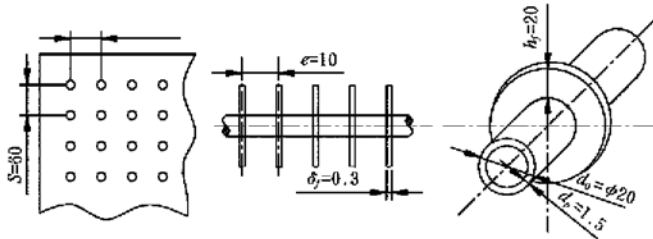


图 1 圆翅片正方形排列等节距结构  
Fig. 1 Structure with circular fins, square tube distributing and equal fin-spacing

1) 结构参数计算

(1) 每米翅片管长的翅片表面积:  $A_f =$

$$\pi \left[ \left( \frac{d_0}{2} + h_f \right)^2 - \left( \frac{d_0}{2} \right)^2 \right] \times 2 \times \frac{1000}{e} = 0.5024 \text{ m}^2/\text{m}$$

(2) 每米管长翅片间基管外表面积:

$$A_p = \frac{1000}{e} \pi \cdot d_0 \cdot (e - \delta_f) = 0.0609 \text{ m}^2/\text{m}$$

(3) 每米管长总外表面积:

$$A = A_f + A_p = 0.5633 \text{ m}^2/\text{m}$$

(4) 每米管长内表面积:

$$A_i = \pi d_i = \pi \times (d_0 - 2\delta_p) = 0.053 \text{ m}^2/\text{m}$$

(5) 每米长基管外表面积:

$$A_{out} = \pi d_0 = 0.0628 \text{ m}^2/\text{m}$$

(6) 肋化系数:  $\tau = A/A_i = 10.549$

(7) 净面比:  $\epsilon = \frac{(S - d_0)(e - \delta_f)}{S \cdot e} = 0.647$

(8) 当量直径:

$$d_e = \frac{2(S - d_0)(e - \delta_f)}{(S - d_0) + (e - \delta_f)} = 15.61 \text{ mm}$$

2) 空气侧传热系数的计算

(1) 最窄通风断面上的空气流速:

$$w = v_a/\epsilon = 3/0.647 = 4.637 \text{ m/s}$$

(2) 雷诺数:  $Re_f = wd_e/\nu = 6828.64$

(3) 空气侧放热系数:

$$\alpha_a = C \times \frac{\lambda}{e} \left( \frac{d_0}{e} \right)^{-0.54} \cdot \left( \frac{h}{e} \right)^{-0.14} gRe_f^n = 81.64 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

其中,  $C, n$ —系数, 正方形排列圆肋片  $C = 0.104, n = 0.72$ ; 正方形排列正方形肋片  $C = 0.096, n = 0.72$ ; 正三角形排列圆肋片  $C = 0.223, n = 0.65$ ; 正三角形排列正方形或六角形肋片  $C = 0.096, n = 0.72$ 。

(4) 空气侧当量放热系数

① 肋片参数:  $m = \left[ \frac{2\xi\alpha_a}{\lambda_f\delta_f} \right]^{0.5} = 50.79 \text{ m}^{-1}$

② 圆肋片当量高度:

$$l_e = h_f(1 + 0.81 \cdot \lg \frac{R}{r_0}) = 27.73 \text{ mm}$$

③ 肋效率:  $\eta_f = \frac{th(ml_e)}{ml_e} = 0.630$

④ 按总外表面积的当量放热系数:

$$\alpha_{age} = \xi\alpha_a \left[ \frac{\eta_f \cdot A_f + A_p}{A} \right] = 52.89 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

3) 制冷剂侧放热系数的计算

(1) 管内表面热流密度:  $q_i = Q_0/A_{ii} = Q_0 \cdot \tau/A_i = 1582.35 \text{ W}/\text{m}^2$ , 式中,  $A_{ii}$ ——传热管内总表面积

(2) 取每排并联的肋管根数  $n = 16$ , 则制冷剂的质

量流速:  $v_m = Mr/\frac{\pi}{4}d^2n = 43.75 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

(3) 制冷剂液体流速:  $v_0 = v_m v = 0.031 \text{ m/s}$

(4) 因为  $q_i < 4000 \text{ W}/\text{m}^2$ , 则管内放热系数:

$$\alpha_a = 2470v_0^{0.47} = 482.66 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

4) 空气侧垢阻取  $R_f = 0.0048 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

5) 基于总外表面积的总传热系数:

$$K = \left[ \frac{1}{\alpha_{a,e}} + R_f \frac{\tau}{\alpha_a} \right]^{-1} = 21.94 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

1.2.2 其他翅片型式蒸发器的传热计算

其他结构型式蒸发器的传热计算和圆翅片正方形等节距结构的传热计算相似, 在此不一一列出, 仅作以下说明: 在图 2 中, 对于等节距结构,  $e = 10$ ; 对于变节距结构, 前 8 排节距  $e_1 = 15$ , 后 10 排节距  $e_2 = 7.5$ 。对于小管径连续整体翅片正方形排列等节距结构, 以下各量有所改变:  $S = 35, d_0 = 15, \delta_p = 1, h_f = 10$ 。对于连续整体带波纹翅片正三角形变节距结构, 考虑波纹片对空气侧换热的增强效果, 需将空气侧放热系数乘以 1.07 再进一步计算。表 2 是计算结果汇总。

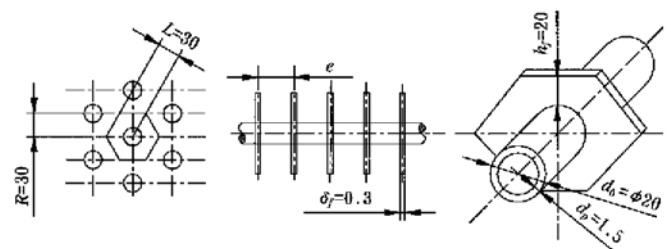


图 2 连续整体翅片正三角形排列变节距结构  
Fig. 2 Structure with continuous unitary fins, equilateral triangle tube distributing and varying fin-spacing

表 2 计算结果汇总

Table 2 Collections of computing results

蒸发器结构型式	总传热系数 / $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$
圆翅片正方形等节距结构	21.94
连续整体翅片正方形等节距结构	18.75
小管径连续整体翅片正方形等节距结构	33.17
连续整体翅片正方形变节距结构	18.29
连续整体翅片正三角形变节距结构	20.53
连续整体带波纹翅片正三角形变节距结构	20.89

### 1.3 计算结果分析比较及试件结构的确定

从计算结果可以看到,在不结霜工况下,圆翅片结构的传热系数比连续整体片结构大;传热管的管径越小,传热系数越高;变节距结构的传热系数小于等节距结构;采用叉排结构能够提高蒸发器的传热系数;使用带波纹翅片能够获得比平翅片更高的传热系数。

考虑到速冻设备的蒸发器是在低于 0℃的工况下工作的,在翅片与传热管表面上会有结霜现象,而霜层会影响空气侧的传热,使蒸发器的传热系数下降。与连续整体翅片结构相比,圆翅片结构的风阻比较大,结霜较严重,因此在低温下宜采用连续整体翅片结构;本试验结构兼顾蒸发器的紧凑性和制造成本,采用管径为  $\varnothing 20$  的传热管;实践证明,使用变节距结构能够有效缓

解结霜现象,获得比等节距结构更高的传热系数。综合以上分析可以得到:在结霜工况下传热系数最高的蒸发器结构是连续整体带波纹翅片正三角形变节距结构<sup>[14, 15]</sup>。

## 2 试验结果分析比较

为了验证计算结果的正确性,特设计以下试验装置和试验蒸发器进行试验测定。

### 2.1 试验用蒸发器

试验采用连续整体带波纹翅片正三角形变节距结构蒸发器。迎风方向传热管共 18 排,前 8 排为大节距,后 10 排为小节距。管子正三角形排列。图 3 是试验用蒸发器的示意图,表 3 列出了蒸发器的结构参数。

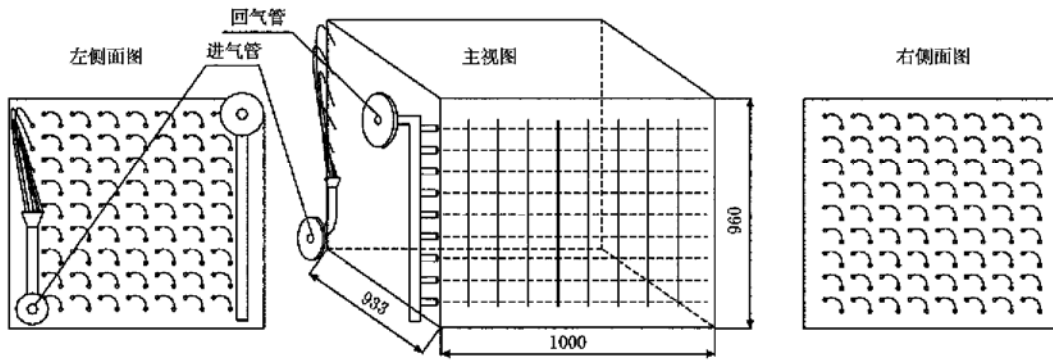


图 3 试验蒸发器示意图

Fig. 3 Diagram of experimental evaporator

表 3 蒸发器结构参数

Table 3 Structural parameters of experimental evaporator

参数	翅片厚度 /mm	翅片节距/mm		翅片宽度/mm		纵向管间距 /mm	波纹波峰与 波谷距离/mm	翅片总 外表面积/m <sup>2</sup>
		前 8 排	后 10 排	前 8 排	后 10 排			
实测值	0.3	15.05	7.648	415	519	60	1.246	180

### 2.2 试验设备和仪器

#### 1) 制冷系统

图 4 所示为本试验的制冷系统试验冷库。冷库尺寸

为 10.01 m × 6.03 m × 3.6 m, 壁厚 150mm, 隔热层材料为聚氨脂加铁皮。蒸发器用风机的额定风量为 10000 m<sup>3</sup>/h, 额定功率为 2.2 kW, 全压为 380 Pa。

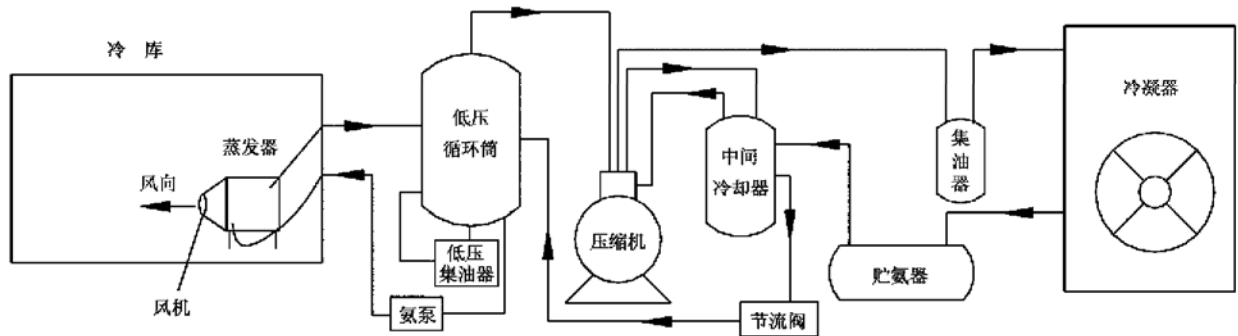


图 4 制冷系统略图

Fig. 4 Schematic diagram of refrigerating system

## 2) 电加热器

在冷库内均匀布置 25 根电加热管, 每根长度约 3 m。在库体长度方向上, 中央水平悬挂 9 根, 距库顶 1 m; 两边各垂直悬挂 8 根, 距库壁 100 mm。每根加热管上都安装有测温探头。安置在冷库外的调压器可以调节电加热器的功率, 其额定容量为 30 kAV, 额定输入电压为 380 V; 额定输出电压为 0~ 430 V。

## 3) 数字温度巡回检测仪

在使用该仪器之前, 先布置好热电偶测温探头, 然后用导线将探头与测温仪连接起来, 再启动该仪器, 这样可以从测温仪的电子显示屏上实时观察到冷库内外以及蒸发器各个部位的温度变化情况。

测温探头的布置如图 5, 冷库内 8 个角落以及冷库 5 个外表面(除地面外)中心各安置一个; 蒸发器空气进风口上均匀布置 4 个, 空气出风口上布置 2 个; 制冷剂供液管和回气管上各布置 2 个(图中未示出); 大气中布置一个; 共 24 个。

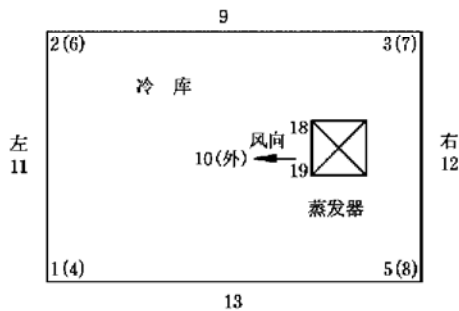


图 5 测温点布置图(俯视图)

Fig. 5 Distribution of thermoprobes in the refrigeratory (planform)

## 4) 电能综合分析测试仪

用来测定电加热器和风机电机的功率。

## 2.3 试验步骤

### 1) 标定冷库的功率损失

#### (1) 标定方法及原理

房间热平衡法。原理: 冷库的功率损失等于冷库内所有热源的功率之和。

#### (2) 标定步骤

① 打开冷库内电加热器的电源, 启动蒸发器的风机, 加热冷库, 直到冷库达到稳定工况, 即库内外温差平衡在  $\Delta t_1$ ; 库内的温度取 8 个角落温度的平均值, 库外温度取库体 5 个外表面中心(除地面外)温度的平均值。

② 读出电加热器功率  $E_h$ , 风机电机功率  $E_m$  和灯泡功率  $E_b$ , 则在温差  $\Delta t_1$  下, 冷库的功率损失  $E_c = E_h + E_m + E_b$ 。

表 4 冷库标定实测结果

Table 4 Calibration results of refrigeratory

参数	$\Delta t_1$ /°C	$E_m$ /kW	$E_h$ /kW	$E_b$ /kW	$E_c$ /kW
数值	43.65	1.465	4.912	0.1	6.477

## 2) 测定蒸发器的制冷量 $Q$

### (1) 测定方法及原理

房间热平衡法。原理: 蒸发器的制冷量等于冷库内所有热源的功率与冷库功率损失之和。

### (2) 测定步骤

① 启动制冷系统, 直到冷库达到稳定工况, 即库内外温差平衡在  $\Delta t_2$ , 此时冷库的功率损失  $Q_c = E_c / \Delta t_1 \times \Delta t_2$ ;

② 读出电加热器功率  $Q_h$  和风机电机功率  $Q_m$ , 则蒸发器的制冷量  $Q = Q_c + Q_h + Q_m$ 。

表 5 试验蒸发器制冷量实测结果

Table 5 Tested results of experimental evaporator refrigerating capacity

参数	$\Delta t_1$ /°C	$Q_c$ /kW	$Q_h$ /kW	$Q_m$ /kW	$Q$ /kW
数值	38.5	5.713	18.10	1.817	25.63

## 3) 测定蒸发器的平均温差

(1) 分别取蒸发器空气进、出口处测温点读数平均值, 作为蒸发器进、出口处的空气温度  $t_1$  和  $t_2$ ; 取供液管和回气管上温度的平均值作为制冷剂的蒸发温度  $t_0$ 。

(2) 蒸发器的平均温差:  $\Delta t_m = (t_1 - t_2) / \ln \left[ \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} \right]$

表 6 试验蒸发器平均温差实测结果

Table 6 Tested results of average temperature difference of experimental evaporator °C

参数	$t_1$	$t_2$	$t_0$	$\Delta t_m$
数值	- 28.9	- 35.3	- 39.55	6.97

## 4) 计算蒸发器的传热系数 $K = Q / F / \Delta t_m$

实测结果:  $F = 180 \text{ m}^2$

$K = 25.63 \times 10^3 / 180 / 6.97 = 20.43 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{°C})$

## 2.4 试验结果分析

从试验结果可以看到, 实测连续整体带波纹翅片叉排变节距结构蒸发器的传热系数, 与理论计算得到的传热系数相差不大, 这证明了理论计算结果是可信的。至于二者在数值上有略微差异, 则是因为在进行理论计算时, 未考虑结霜的影响, 而试验结束后, 观察到蒸发器翅片上有轻微的结霜现象, 这使得蒸发器的传热系数有所降低。

## 3 结论

通过理论计算比较 7 种不同结构型式的蒸发器, 得出在不结霜工况下: 圆翅片结构的传热系数比连续整体片结构大; 传热管的管径越小, 传热系数越高; 变节距结构的传热系数小于等节距结构; 采用正三角形排列结构能够提高蒸发器的传热系数; 使用带波纹翅片能够获得比平翅片更高的传热系数。

实践和试验证明, 使用变节距结构能够有效缓解结霜现象, 获得比等节距结构更高的传热系数。综合以上分析可以得到: 在结霜工况下, 连续整体带波纹翅片叉

排变节距结构兼顾传热效率和容霜能力,传热系数最高,通过对这种结构蒸发器的实验测试,得到与理论计算相符的蒸发器传热系数,从而证明了本文理论计算的合理性。

#### [参 考 文 献]

- [1] 邓楠,万宝瑞. 21世纪中国农业科技发展战略[M]. 北京:中国农业出版社,2001.
- [2] 陈坚,万锦康. 冷风机传热系数影响因素的研究[J]. 制冷技术, 2002, (1): 19- 23.
- [3] Aprea C, Renno C. A numerical approach to a very fast thermal transient in an air cooling evaporator[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, (22): 219- 228.
- [4] Aganda A A, Coney J E R, Sheppard C G W. Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20: 515- 528.
- [5] 康景隆. 快速冻结技术手册[M]. 北京:中国商业出版社出版发行, 2000, 19: 653.
- [6] Wang Chichuan, Liu Minsheng, Leu Jinsheng. Influence of circuitry arrangement on the pressure drops of two-row finned tube evaporators[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2001, 18: 312- 320.
- [7] 郑贤德. 制冷原理与装置[M]. 北京:机械工业出版社, 2001.
- [8] 杨磊. 制冷原理与技术[M]. 北京:科学出版社, 1988.
- [9] 陈沛霖,岳孝芳. 空调与制冷技术手册[M]. 上海:同济大学出版社, 1992.
- [10] 杨世铭. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社, 1987.
- [11] 彦启森. 空气调节用制冷技术[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 1989.
- [12] 尉迟斌,顾安忠. 船舶制冷装置[M]. 北京:国防工业出版社, 1980.
- [13] Chen Nan, Xu Lie, Feng Haidong, et al. Performance investigation of a finned tube evaporator under the oblique frontal air velocity distribution[J]. International Journal of Applied Thermal Engineering, 2005, 25(1): 113- 125.
- [14] Aganda A A, Coney J E R, Farrant P E, et al. Comparison of the predicted and experimental heat transfer performance of a finned tube evaporator [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6): 499- 513.
- [15] Domanski, Piotr A, Yashar, David, et al. An optimized design of finned-tube evaporators using the learnable evolution model[J]. HVAC and R Research, 2004, 10 (2): 201- 211.

## Comparative research on the heat transfer efficiency of evaporators with different structures used in a large quick-freeze plant

Zheng Chuanxiang, Zhuo Chuanmin

(Institute of Chemical Process Machinery, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

**Abstract:** Evaporators with different structural types have different heat transfer coefficients. In this paper, the authors chose six evaporator models with different structures, to analyze and compare the influences of fin shape, tube diameter and tube arrangement on heat transfer coefficient of an evaporator. The conclusion is that, under freezing circumstances, the structure with the highest heat transfer coefficient is the one with continuous unitary plate fins with wave, cross pipe arrangement and varying fin spacing. Then the authors made an experimental investigation on this type of evaporator, and obtained a heat transfer coefficient in line with theoretical calculation.

**Key words:** quick-freeze equipment; evaporator; heat transfer coefficient; experimental research