

① 51-56

## R22 饱和蒸气在水平双侧强化管 外凝结换热的实验研究\*

彭海涛 李芳明<sup>✓</sup> 李 斌 陶文铨

(西安交通大学, 710049, 西安)

TK124

**A 摘要** 对氟里昂制冷工质 R22 在水平单管外的凝结换热性能进行了实验研究。传热管分别采用光管、低肋管及 6 根不同几何参数的双侧强化高效传热管。试验结果表明: 强化管内侧强化换热效果为光管的 2 倍左右, 管外凝结换热系数是光管的 5~7 倍。在冷凝温度为 40 °C、管内冷却水流速范围为 0.5~3.2 m/s 时, 各强化管总的传热系数是低肋管的 1~2 倍, 是光管的 4~6 倍。

**关键词** 制冷剂 膜状凝结 换热性能  
**中国图书资料分类法分类号** TK124

凝结换热, 饱和蒸气  
强化传热管

随着工业技术的发展, 强化传热管已在各种换热设备中得到广泛的应用。国内外对强化换热的研究也十分活跃。早在 1948 年, Beatty 和 Katz 从水平低肋管外的凝结换热实验出发, 提出了重力排液理论模型, 但该模型忽略了液体表面张力在膜状凝结过程中的作用, 在应用于较大表面张力的流体时, 产生了比较大的误差。1971 年, Karkhu 和 Borovkov 提出了表面张力排液模型<sup>[1]</sup>。在此基础上, 1985 年 Webb 等人提出淹没角对凝结换热影响的理论模型<sup>[2]</sup>, 为揭示表面张力的作用做出了重大贡献。1986 年, Marto 等人对肋距对凝结换热的影响进行实验研究<sup>[3]</sup>, 结果表明: 对 R113 而言, 当肋距为 1.5 mm 时, 试验管的换热性能最优。在蒸气凝结换热过程中, 如果冷凝液不能迅速排泄而淹没肋片表面, 必将引起传热的恶化, 因此, 强化表面的几何形状及结构参数对凝结换热的强度有较大的影响, 特别是肋距和肋高的合理选择。本文对不同结构尺寸的水平双侧强化管进行 R22 蒸气在管外凝结换热的实验研究, 并对各试验管的传热性能进行综合评价, 同时与光管和低肋管的凝结特性作了比较, 为更有效地开发强化管指出了方向。

收到日期: 1995-06-15. 彭海涛: 女, 1967 年 10 月生, 能源与动力工程学院热工教研室, 硕士生。

\* 国家科委基金、动力工程多相流国家重点实验室和陕西省自然科学基金资助课题。

## 1 试验装置及过程

试验系统见文献[4]. 试验过程中 R22 饱和蒸气的冷凝温度保持在  $(40 \pm 0.3)^\circ\text{C}$ , 管内冷却水流速在  $0.6 \sim 2.5 \text{ m/s}$  范围内变化. 按压力表读数查出的 R22 饱和温度与实测冷凝器中蒸气温度之差小于  $0.2^\circ\text{C}$ .

试验中采用实验管的几何参数如下:

光管: 管号 ga, 胚管外径  $d_o = 15.77 \text{ mm}$ , 管长  $L = 800 \text{ mm}$ , 材料为紫铜.

低肋管: 管号 dl, 胚管外径  $d_o = 16 \text{ mm}$ , 翅片外径  $d = 17.43 \text{ mm}$ , 翅根直径  $d_r = 15.16 \text{ mm}$ , 翅片间距  $P = 0.67 \text{ mm}$ , 有效管长  $L = 800 \text{ mm}$ , 材料为紫铜.

双侧强化管的结构参数见表 1. 管号为 si 的强化管结构见文献[4]. 图 1 为强化管的结构示意图.

表 1 强化管的结构参数

管号	齿厚 $t/\text{mm}$	齿高 $h/\text{mm}$	翅片间距 $P/\text{mm}$	锯齿深 $h_1/\text{mm}$	槽深 $b_1/\text{mm}$	槽宽 $b/\text{mm}$
$a_1$	0.35	0.86	0.7	0.25	0.3	2.0
$a_2$	0.34	0.78	0.7	0.25	0.2	2.0
$b_2$	0.35	0.97	0.7	0.25	0.5	2.0
$c_1$	0.36	0.81	0.7	0.25	0.5	2.0
$c_2$	0.32	0.77	0.7	0.25	0.5	2.0

## 2 数据处理

### 2.1 换热量的计算

根据所测得的量可以算出下列 3 个热量: (1) 蒸发器中的电加热功率  $Q_e$ ; (2) 蒸气凝结放出的热量  $Q_i = G_i r$ ; (3) 冷却水带走的热量  $Q_w = G_w c_{pw} (t_2 - t_1)$ . 其中  $G_i$ 、 $G_w$  分别为氟里昂凝液及冷却水

的质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $r$  为 R22 的气化潜热,  $\text{J/kg}$ ;  $c_{pw}$  为平均温度下水的比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_1$ 、 $t_2$  分别为冷却水的进、出口温度. 计算中, R22 的物性取自文献[5]. 每个工况在稳定后进行测量, 共测 3 组数据, 以平均值作为该工况的数据. 对所测定的任何一个工况, 只有当  $(Q_w - Q_e)/Q_e$  或  $(Q_i - Q_e)/Q_e$  小于 5% 时该测点才有效, 并以  $Q_i$  或  $Q_w$  作为计算热量,

$$\text{传热系数的计算} \quad k_o = \frac{Q}{F_o \Delta t_m} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (1)$$

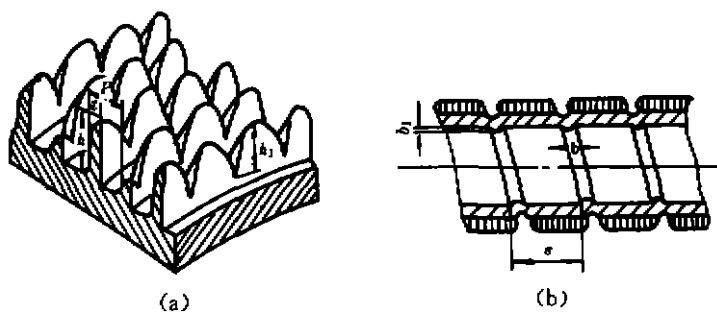


图 1 强化管结构示意图

其中  $F_o = \pi d_o L$ ,  $d_o$  为胚管外径.

## 2.2 管外凝结换热系数的计算

管外凝结换热系数  $h_o$  采用热阻分离法从总传热热阻中分离出来,

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{k_o} - \frac{F_o}{F_i} \left( \frac{1}{h_i} + r_i \right) - r_m \quad (2)$$

试验中忽略污垢热阻  $r_i$ , 光管内换热系数  $h_i$  采用 Gnielinski 公式计算<sup>[6]</sup>, 对于强化管, 采用在 Gnielinski 公式前乘以大于 1 的系数  $C_i$  来反映其强化效果, 并采用 Wilson 法来确定这一系数值. 这方法的有效性已在文献<sup>[7]</sup>中得到证明.

## 3 试验结果及其分析

### 3.1 校核试验

为了考核整个实验系统的可靠性和准确性, 对 R22 进行了光管外凝结换热的校核试验, 实验结果见图 2, 图中实线为 Nusselt 理论值. 实验结果表明, R22 在光管外的凝结换热系数的实验值与 Nusselt 理论值的最大偏差为 8%, 这一结论与前人的研究成果相同, 证明实验系统是可靠的.

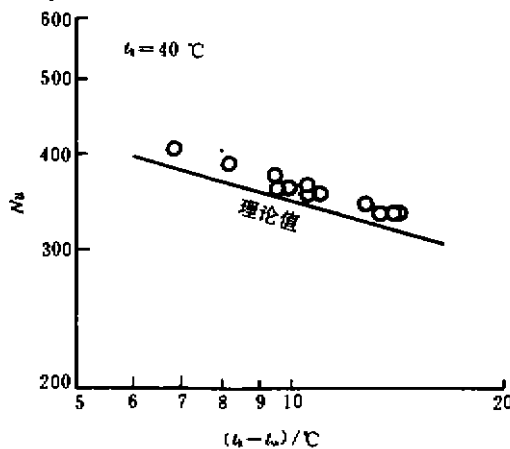


图 2 光管校核结果

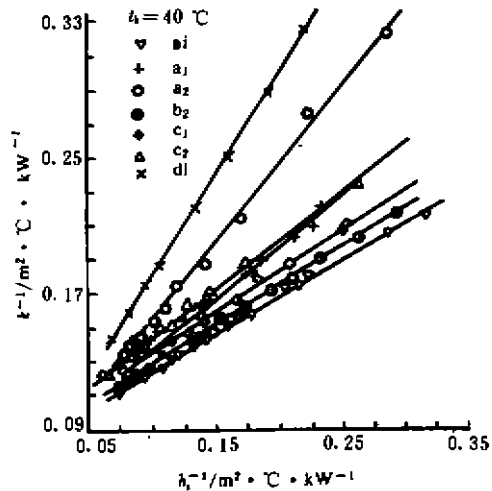


图 3 试验管的 Wilson 图

### 3.2 强化管管内换热系数的测定

对 R22 制冷工质, 保持冷凝温度为 40 °C, 控制一定的冷却水进口温度, 改变管内冷却水的流量, 分别对 6 根强化管进行管内换热性能测定, 并采用 Wilson 法来确定 Gnielinski 公式前的系数  $C_i$ . 管内冷却水的  $Re$  数的变化范围为  $8 \times 10^3 \sim 4 \times 10^4$ . 试验结果见图 3. 从图中可看出, 强化管管内的换热强度均比低肋管内光滑表面的换热强度大, 尤其是 si 管.

通过试验所确定的各管  $C_i$  值如下: 对于光滑表面,  $C_i = 1.0$ , 对于其它各表面, si 管的  $C_i = 2.6$ ,  $a_1$  管的  $C_i = 1.8$ ,  $a_2$  管的  $C_i = 1.9$ ,  $b_2$  管的  $C_i = 2.2$ ,  $c_1$  管的  $C_i = 2.3$ ,  $c_2$  管的  $C_i = 2.1$ . 上述各强化管的  $C_i$  值实际上反映了各管管内强化换热的倍率, 可以看出, 强化管管内强化的程度是光滑表面的 2 倍左右, 其中 si 管的强化效果最好.

试验用的强化管均是在管壁上滚轧出与管子轴线成 90° 角的螺旋槽, 在管壁内侧形成了凸出的螺旋线, 当流体在管内流动时, 靠近壁面的部分流体将沿螺旋线旋转流动, 另一部分流体顺壁面沿轴向流动, 在经过凸起的螺旋槽时将使流体产生周期性的扰动, 从而起到了强化换热的作用. 实验所得各管管内强化作用不同, 这主要由于各管管内侧的凸形螺旋槽的尺寸及形状不同而引起的.

### 3.3 R22 水平单管外凝结换热系数

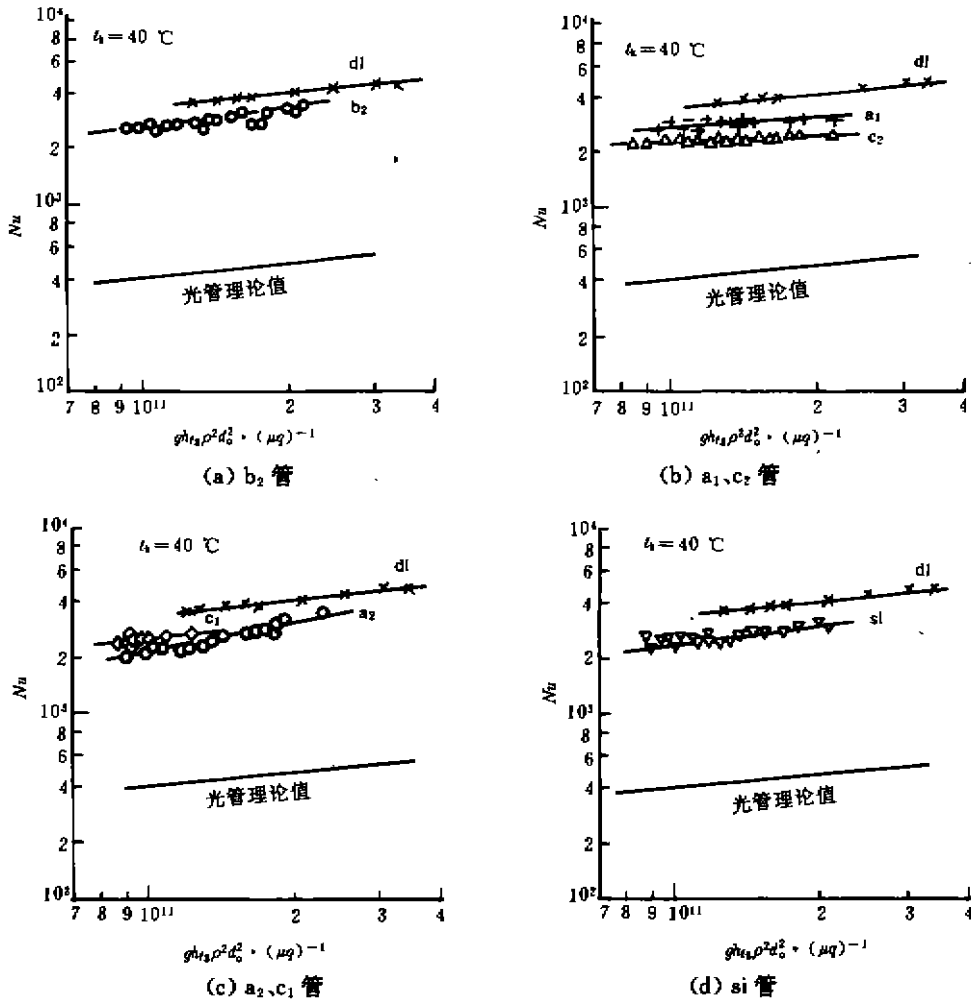


图4 R22 水平单管外凝结换热的  $Nu$  值

R22 水平单管外凝结换热系数的实验结果如图 4a~d 所示, 横坐标为  $gh_{fg} \rho^2 d_0^2 \cdot (\mu q)^{-1}$ , 式中  $h_{fg}$  为 R22 的气化潜热, 纵坐标为管外凝结换热的  $Nu$  值. 各实验点的冷凝温度为 40 °C. 实验结果表明: 各强化管的管外凝结换热均比光管外的凝结换热有大幅度的增强. 在各自的实验范围内,  $a_1$  管和  $b_2$  管的管外凝结换热的  $Nu$  值为光管的 6~7 倍,  $a_2$  管的  $Nu$  值为光管的 4~7 倍,  $c_1$  管为 5~6 倍,  $c_2$  管为 4~6 倍, 而  $si$  管为 5~7 倍.

由图 4 可以看出, 在  $gh_{fg} \rho^2 d_0^2 \cdot (\mu q)^{-1}$  为  $2 \times 10^{11}$  时, 各强化管中  $b_2$  管的管外凝结换热的

$Nu$  最高,  $c_2$  管约比  $b_2$  管低 30% 左右, 其它各管与  $b_2$  管相差 6%~10%, 但各强化管外的  $Nu$  值均低于低肋管的  $Nu$  值. 实验所采用的强化管外表面为锯齿形, 在肋片外缘开螺旋形的槽可以增加凝液流动时的扰动, 从而控制凝液对于肋片表面的淹没, 使换热增强. 而本实验的强化管管外凝结换热系数反而比低肋管低, 这是值得分析和注意的. 国外许多研究表明, 翅片的间距是影响凝结换热的重要参数, 对于不同的冷凝工质存在一最佳的翅片密度. 在  $t_k=40\text{ }^\circ\text{C}$  时, R22 的  $\sigma/\rho=5.3\times 10^{-3}\text{ Nm}^2/\text{kg}$ . 按文献[8], 此时最佳的翅片密度为 1575 片/m 左右, 而实验所采用的强化管为 952 片/m, 低肋管为 1490 片/m, 可以看出低肋管的翅片密度接近于工况下的最佳值. 另一方面, 由于强化管翅片外缘周长及外表面面积比低肋管大, 表面张力的作用产生的薄液区域大. 本实验所采用的强化管由于外缘槽深尺寸较小, 对凝液的扰动作用也相对较小. 因而强化管的强化效果反比低肋管差. 这说明对强化管的几何结构参数必须进行合理的选择, 才能获得满意的强化效果.

### 3.4 总的传热性能比较

图 5 是各试验管总的传热系数  $k$  与管内冷却水流速  $u$  的关系曲线.  $k$  值的大小反映了各试验管总的传热效果. 在冷凝温度  $t_k=40\text{ }^\circ\text{C}$ , 管内冷却水流速  $u=0.5\sim 3.2\text{ m/s}$  之间, 各强化管的传热系数有明显的差别. 在同一冷却水流速下,  $si$  管的传热系数最高,  $b_2$  管次之,  $a_2$  管最低. 传热系数的高低是管内、外换热综合作用的结果.  $si$  管内、外两侧强化的效果都比较好, 传热系数最高, 而  $a_2$  管相对较弱, 故  $k$  值最低. 对  $a_1$  管, 管外凝结换热系数大于  $c_1$  管, 而管内强化作用又低于  $c_1$  管, 因而其传热性能比较接近.

强化管的传热系数值均比光管高, 在实验范围内,  $si$  管的传热系数是光管的 5~6 倍,  $a_2$  管是光管的 4~5 倍, 其它各管的传热系数是光管的 4~6 倍.

尽管低肋管的管外凝结换热系数高于强化管, 但强化管的总传热系数均高于低肋管, 是低肋管的 1~2 倍. 这是由于强化管管内的强化作用所造成的. 这一现象说明, 当管外凝结换热系数提高到一定的程度以后, 传热的主要热阻已从管外转移到管内. 此时, 强化传热的关键应当是减少管内换热热阻.

## 4 结 论

(1) 本文所研究的各强化管都不同程度地起到了强化换热的作用. 对 R22 制冷工质, 管外凝结换热系数是光管的 5~7 倍, 其中  $si$  管的总体换热性能最优,  $b_2$  管次之,  $a_2$  管最差.

(2) 翅片间距对管外凝结换热的强化影响比翅片外缘开纵向螺旋形槽更明显, 对于不同的冷凝介质, 首先应当选择该介质凝结时翅片的最佳间距, 然后考虑表面开槽的影响.

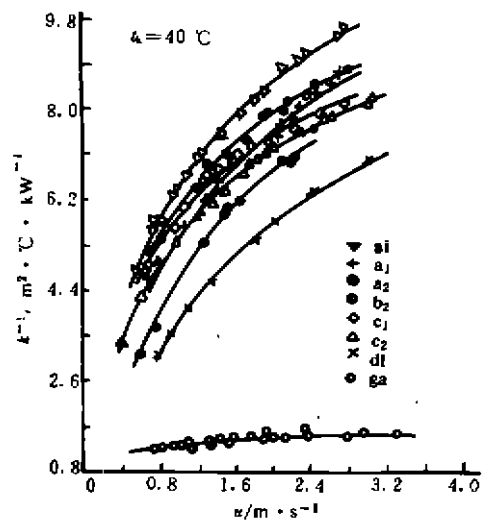


图 5  $k-u$  曲线

(3)管外凝结换热强化到一定程度以后,传热的主要热阻将转向管内,此时应考虑管内强化传热的作用.

### 参 考 文 献

- 1 Karkhu V A, Borovkov V P. Film condensation of vapor at finely-finned horizontal tubes. *Heat Transfer-Soviet Research*, 1971, 3(2), 183~191
- 2 Rudy T M, Webb R L. An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes. *ASME J Heat Transfer*, 1985, 107(2), 361~368
- 3 Wanniarachchi A S, Marto P J, Rose J W. Film condensation of steam on horizontal finned tubes; effect of fin spacing. *ASME J Heat Transfer*, 1986, 108(4), 960~966
- 4 李旸,彭海涛,李芳明等.非共沸混合工质 R22/R152a 水平单管外凝结换热的实验研究. *西安交通大学学报*, 1995, 29(11), 111~116
- 5 ASHRAE. *Fundamentals handbook*. New York, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1985
- 6 Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chemical Engineering*, 1976, 16(2), 359~368
- 7 Cheng B, Tao W Q. Experimental study of R152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes. *ASME J Heat Transfer*, 1994, 116(2), 266~270
- 8 顾维藻,神家锐,马重芳. *强化传热*. 北京:科学出版社, 1990

(编辑 蒋慧妹)

## Experimental Study of Film Condensation of Saturated R22 Steam Outside the Two-Side Enhanced Horizontal Tubes

*Peng Haitao Li Fangming Li Wu Tao Wenquan*

(Xi'an Jiaotong University, 710049, Xi'an)

**Abstract** The experimental study on the performance of film condensation of R22 outside single horizontal tube was conducted with plain tube, low fin tube and six two-side enhanced tubes with different geometries. The test results show that augmentation is apparently achieved; the convective heat transfer inside double-enhanced tube are approximately two times as that of plain tube, and the film condensation coefficient on the surface outside the enhanced tube is 5 to 7 times as that of outside plain tube. The overall heat transfer coefficients for six enhanced tube are 1 to 2 times as that of low finned tube and 4 to 6 times that of plain tube when condensation temperature  $t_k$  equals to 40 °C and cooling water velocity inside the tube ranges from 0.5 m/s to 3.2 m/s.

**Keywords** *refrigerant film condensation heat transfer characteristics*