

研究论文

垂直风冷翅片管中氨水鼓泡吸收特性

罗玉林, 徐士鸣

(大连理工大学能源与动力学院, 辽宁 大连 116023)

摘要: 详细描述了垂直风冷翅片管吸收器中氨水鼓泡吸收的传热和传质过程。管外侧套用翅片, 管内侧中氨水吸收溶液和氨气都从吸收器的底部流入、顶部流出。根据质量守恒方程和能量守恒方程建立了热质传递的微分数学模型。该模型分析了吸收器中两相流(即波动流、弹状流、泡状流)的变化, 同时考虑了不同的两相流中气液相之间的热质传递以及两相流与管外空气之间的热量传递。通过解模型的微分方程, 得到了一些重要参数(温度、摩尔分数)的局部值以及这些参数在吸收高度方向上的变化趋势。

关键词: 鼓泡吸收; 氨水; 热质传递; 空气冷却

中图分类号: TB 61

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157(2010)02-0289-07

Ammonia-water bubble absorption in air-cooled vertical finned tube

LUO Yulin, XU Shiming

(School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116023, Liaoning, China)

Abstract: A detailed description of the heat transfer and mass transfer during ammonia-water bubble absorption in air-cooled vertical finned tube is presented. The tube is externally finned. The ammonia-water absorbent and ammonia vapor enter the absorber at the bottom and leave at the top. A differential mathematical model for the heat and mass transfer is proposed based on mass and energy balances. The changes of the two-phase flow, such as churn flow, slug flow, and bubble flow, are analyzed. The heat and mass transfer between the vapor phase and the liquid phase in different two-phase flow, and the heat transfer from the two-phase flow to the air outside the tube are considered. Solving the differential equations, local values of some important parameters temperature, molar ratio and their variations along the absorber length are obtained.

Key words: bubble absorption; ammonia-water; heat and mass transfer; air-cooled

引 言

相对于压缩制冷而言, 吸收制冷在利用低品位热源、提高能源利用效率、减少温室气体的排放方面有其一定的优势。目前吸收制冷系统中最主要的热质传递设备——吸收器大都采用降膜吸收方式。这在倾斜、摇摆、颠簸等非稳定环境下无法正常工

作。但是, 目前有大量的运动型设备, 如汽车、舰船等本身需要冷量, 同时安装的发动机还要排出大量的废热。如果能将由热驱动的吸收式制冷技术用于汽车或舰船制冷系统中, 则将节约大量驱动制冷压缩机的燃料。

鼓泡吸收, 气体进入吸收溶液形成气泡被完整的包围在吸收溶液中。无论如何晃动或倾斜, 气泡

2009-08-04 收到初稿, 2009-11-16 收到修改稿。

联系人: 徐士鸣。第一作者: 罗玉林(1986—), 男, 硕士研究生。

Received date: 2009-08-04.

Corresponding author: Prof. XU Shiming, xsming@dlut.edu.cn

与吸收溶液均能很好的接触。根据文献[1], 鼓泡吸收比降膜吸收有更好的效果。因此, 鼓泡吸收方式最适合应用在运动型设备的吸收式余热制冷系统中。

鼓泡吸收过程包含了复杂的热质传递现象, 对吸收制冷系统的性能起着至关重要的作用。已有一些学者对于氨水鼓泡吸收过程热质传递现象进行了研究。Infante Ferreira 等^[2]采用了实验方法得到氨水鼓泡吸收过程热质传递系数, 建立了一个垂直管吸收过程计算模型。通过分析得到了吸收器高度与气液入口参数之间的关系。Herbine 等^[3]建立了一个垂直管内氨水鼓泡吸收的模型, 但忽略了相接面的传质阻力。Merrill 等^[4]利用边界条件解控制方程, 得到了氨水鼓泡吸收过程中气泡的变化规律。Fernández-Seara 等^[5]描述了氨水鼓泡吸收过程中气体与吸收溶液之间的热量和质量传递过程, 并根据能量、质量守恒以及传热、传质方程建立了鼓泡吸收的数学模型, 并得到了一些参数的局部值。

本文针对作者正在研发的汽车发动机排气余热驱动的风冷吸收制冷系统中翅片管鼓泡吸收器内热质传递特性进行研究。考虑到研究鼓泡吸收过程热质传递现象的难度, 本文暂不讨论因颠簸、摇摆等所引起的惯性力对鼓泡吸收热质传递过程的影响情况。仅对静止状态下风冷翅片鼓泡吸收器内热质传递特性进行研究。

1 风冷鼓泡吸收器结构及流型分析

图 1 为风冷翅片管鼓泡吸收单元。管外侧采用波纹翅片, 管和翅片的几何参数以及所用材料的物性参数见表 1。由蒸发器过来的氨蒸气通过鼓泡管从吸收器下部进入稀氨水溶液, 吸收氨蒸气后的浓氨水溶液从吸收器上部流出, 吸收热由管外的空气带走。

表 1 吸收器的几何参数和材料的物性参数

Table 1 Geometry and material thermal properties of absorber

Parameter	Value
inner tube diameter/m	0.011
outer tube diameter/m	0.012
fin spacing/m	0.006
fin thickness/m	0.0002
fin equivalent height/m	0.03
tube wall thermal conductivity/ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	13
fin thermal conductivity/ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	204

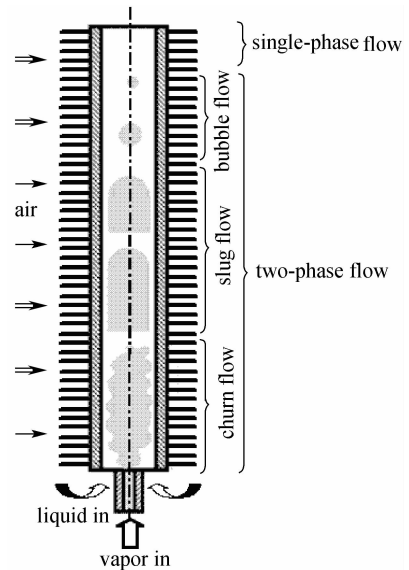


图 1 风冷翅片管鼓泡吸收单元

Fig. 1 Air cooled finned tubular absorber unit

对于氨水吸收制冷而言, 在热源温度相对较高、蒸发温度并不太低的情况下, 为了提高制冷系数、降低泵功, 通常采用较低的溶液循环倍率^[6], 而溶液和氨蒸气的密度相差较大, 吸收器入口处气液流速差很大。因此, 在风冷翅片鼓泡吸收管内气液两相流动的形态将发生变化。这一特点也被 Infante Ferreira^[7]通过实验观察到, 其两相吸收流动形态如图 1 所示, 即在鼓泡吸收管内存在波动流、弹状流、泡状流和单相流。

由于吸收器入口处气液流速差很大, 在吸收器入口处气泡发生破裂, 气液相界面呈不定形状作波动运动, 出现波动流。随着氨气被溶液吸收, 气体流速下降, 在重力和表面张力的作用下, 气体被吸收溶液封闭, 形成弹状流, 气泡占据吸收管内的绝大部分横截面积。此时也被认为气体以泰勒气泡形式在管内流动。通常认为泰勒气泡由一个半球接一个圆柱构成。刚开始时, 泰勒气泡的长度远大于管内径。随着吸收过程的进行, 泰勒气泡长度逐渐缩短。当泰勒气泡的长度等于管内径时产生泡状流。直到气体被完全吸收后, 浓溶液以单相流流出风冷翅片管鼓泡吸收器。

2 翅片管内吸收过程热质传递模型

图 1 所示的风冷翅片鼓泡吸收单元在任意位置分割出如图 2 所示的微元段, 并给出吸收过程热质传递物理模型。根据能量、质量守恒以及传热、传

质方程建立微元段吸收过程热质传递数学模型。该数学模型既要考虑波动流、弹状流和泡状流状态下气液之间的热量和质量传递，也必须考虑空气和翅片及管壁之间的热量传递。为了分析鼓泡吸收过程热质传递的本质，忽略一些次要因素，在建模前作如下假设：

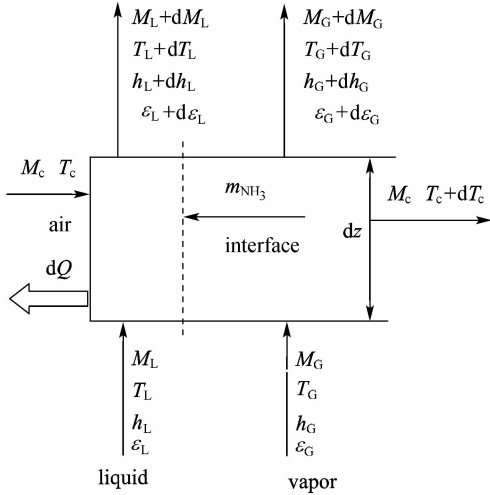


图 2 风冷翅片鼓泡管微元物理模型
Fig. 2 Model of differential element

- (1) 吸收过程处于稳定状态，吸收压力不变；
- (2) 相界面处于饱和状态；
- (3) 相界面气、液热质传递面积相等；
- (4) 微元段内的各物性参数恒定；
- (5) 不考虑翅片与管间的间隙热阻。

2.1 微元段气液相间传质方程

微元段气液相间质量传递包括气相与相界面之间的质量传递和相界面与液相之间的质量传递。定义单位时间内通过与浓度梯度相垂直的单位面积的某一组分的物质的量为该组分的摩尔通量。气相与相界面之间以及相界面与液相之间的氨的摩尔通量的传递方程分别如式 (1) 和式 (2) 所示^[5]，规定气相到相界面的质量传递和相界面到液相的质量传递为正值。

$$\dot{n}_{\text{NH}_3} |_{G-i} = f_G t \ln \left(\frac{t - y_{Gi}}{t - y_G} \right) \quad (1)$$

$$\dot{n}_{\text{NH}_3} |_{L-i} = f_{Li} t \ln \left(\frac{t - x_L}{t - x_{Li}} \right) \quad (2)$$

式中 t 为氨的摩尔通量与总的摩尔通量（氨的摩尔通量 + 水的摩尔通量）的比值

$$t = \frac{\dot{n}_{\text{NH}_3}}{\dot{n}_{\text{NH}_3} + \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (3)$$

由质量守恒得到

$$\dot{n}_{\text{NH}_3} |_{G-i} = \dot{n}_{\text{NH}_3} |_{L-i} = \dot{n} t \quad (4)$$

氨质量通量和总质量通量表达式为

$$m_{\text{NH}_3} = \dot{n}_{\text{NH}_3} \dot{M}_{\text{NH}_3} \quad (5)$$

$$m = \dot{n}_{\text{NH}_3} \dot{M}_{\text{NH}_3} + \dot{n}(1-t) \dot{M}_{\text{H}_2\text{O}} \quad (6)$$

2.2 微元段气液相间传热方程

微元段气液相间热量传递包括气相与相界面之间的热量传递和相界面与液相之间的热量传递，传热方程如式 (7)、式 (8) 所示^[5]

$$q |_{i-L} = \alpha_{Li} \frac{c_L}{1 - e^{-\tau_{Li}}} (T_i - T_L) \quad (7)$$

$$q |_{G-i} = \alpha_G \frac{c_G}{1 - e^{-\tau_G}} (T_G - T_i) \quad (8)$$

其中

$$c = \frac{m_{\text{NH}_3} c_{p,\text{NH}_3} + m_{\text{H}_2\text{O}} c_{p,\text{H}_2\text{O}}}{\alpha}$$

2.3 微元段内质量、能量守恒方程

微元段内热质传递过程必须满足质量、能量守恒条件：

质量守恒

$$dM_G = dM_L \quad (9)$$

$$M_G \epsilon_G + M_L \epsilon_L = (M_G + dM_G)(\epsilon_G + d\epsilon_G) + (M_L + dM_L)(\epsilon_L + d\epsilon_L) \quad (10)$$

能量守恒

$$M_G h_G + M_L h_L = (M_G + dM_G)(h_G + dh_G) + (M_L + dM_L)(h_L + dh_L) \quad (11)$$

其中

$$dM = \Delta A_i m, \quad dQ_c = U_o \Delta T \Delta A_c,$$

$$\Delta T = \frac{(T_L - T_{ci}) - (T_L - T_{co})}{\ln \left(\frac{T_L - T_{ci}}{T_L - T_{co}} \right)}$$

式中 ΔA_i 为气相和液相之间的质量和热量传递面积。在波动流中，可以近似认为 $\Delta A_i = \frac{\pi d_i^2}{4} dz$ ；在弹状流中，液膜的厚度 δ 一般为 $0.7 \sim 0.8 \text{ mm}$ ^[2]， $\Delta A_i = 0.1 \pi r_i^2 + 2 \pi r_i dz$ ^[8]，其中 $r_i = d_i - \delta$ ；在泡状流中，可以近似认为 $\Delta A_i = 4 \pi d_b^2$ ，其中 d_b 为气泡的直径。 $U_o = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_c \eta_c} + \frac{1}{\alpha_{LW} \Delta A_{LW}} \right)$ ^[9] 为总传热系数； α_c 为空气与管外侧的传热系数， η_c 为肋效率； α_{LW} 为管壁与液体之间的传热系数，可以认为近似等于相界面与液相之间的传递系数； $\Delta A_{LW} = \pi d_i s_f$ 为管壁与液体之间的换热面积，其中， $s_f = 0.003 \text{ m}$ 为翅片的间距； ΔA_c 为空气与管壁的传热面积。

2.4 流型转变条件

文献[10]给出了波动流与弹状流之间的转变条

件为

$$\beta_s = \frac{L_s}{L_T + L_s} \geq 0.15, \theta_s \leq 0.52$$

其中, L_T 为泰勒气泡的长度; L_s 为两个泰勒气泡间的液体长度; θ_s 为气相的空隙率。随着气相的吸收, 当泰勒气泡的长度等于管内径时 ($L_T = d_i$), 弹状流转变为泡状流。

2.5 热、质传递系数

热量和质量的传递系数包括两部分: 气相与相界面之间的热质传递系数; 相界面与液相之间的热质传递系数。

在波动流和弹状流中, 气相与相界面、相界面与液相的热量传递系数按式 (12)^[11] 和式 (13)^[12] 计算。

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_i} \frac{(fi/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(fi/2)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (12)$$

其中, $fi = 0.079/Re^{0.25}$ 。

$$Nu = cRe_G^{n_1} Pr^{1/3} \quad (13)$$

其中

$$\begin{cases} c = 0.911, n_1 = 0.385, 4 \leq Re_G \leq 40 \\ c = 0.683, n_1 = 0.466, 40 \leq Re_G \leq 4000 \\ c = 0.193, n_1 = 0.618, 4000 \leq Re_G \leq 40000 \end{cases}$$

在波动流和弹状流中, 气相与相表面以及相表面与液相之间的质量传递系数, 按道尔顿-科尔本相似理论, 得到式 (14)^[11]

$$\frac{\alpha}{\phi} = \frac{\lambda}{D} \left(\frac{D}{\alpha} \right)^{0.3} \quad (14)$$

泡状流中, 气相与相界面、相界面与液相的质量传递系数按式 (15)、式 (16)^[13] 计算。

$$Sh_G = 0.664Re_G^{0.5} Sc_G^{1/3} \quad (15)$$

$$Sh_L = 0.5Sc_L^{0.5} Ga_G^{0.25} Bo_G^{0.375} \quad (16)$$

在泡状流中, 气相与相界面的热量传递系数按式 (14) 计算, 相界面与液相的热量传递系数为^[14]

$$St_L = 0.1 \times (ReFrPr^2)^{-0.25} \quad (17)$$

3 数值模拟与结果分析

表 1 给出了翅片管鼓泡吸收单元结构几何参数和材料的物性参数, 表 2 是根据氨水吸收制冷系统的实际循环给出的翅片管鼓泡吸收单元入口初始条件, 其中吸收器入口的氨水稀溶液为过冷溶液, 入口氨气为饱和蒸气。一般来说, 氨水吸收制冷循环放气范围在 0.08~0.1, 可以取得较高的制冷系数^[6]。所以在本算例中, 取放气范围为 0.08, 吸收器入口的稀溶液质量分数为 0.33, 则出口浓溶

表 2 吸收器入口参数

Table 2 Absorber inlet parameters

Parameter	Value
ammonia vapor mass flow rate/kg · h ⁻¹	0.36
ammonia vapor mass concentration/%	100
ammonia vapor temperature/°C	15
inner tube pressure/MPa	0.26
weak solution mass flow rate/kg · h ⁻¹	2.7
weak solution mass concentration/%	33
weak solution temperature/°C	45

表 3 数值模拟结果

Table 3 Numerical simulation results

Parameter	Value
churn flow achievement position/m	0.108
slug flow achievement position/m	0.666
bubble flow achievement position/m	0.936
strong solution mass flow rate/kg · h ⁻¹	3.06
strong solution mass concentration/%	41
strong solution outlet temperature/°C	36.8
absorption height/m	0.936

液质量分数为 0.41。冷却空气温度 35°C, 流速 2.5 m · s⁻¹。表 3 给出了由数值模拟得到的出翅片管鼓泡吸收单元的溶液参数和所需要的吸收单元高度。

图 3~图 5 是根据质量传递方程、热量传递方程和质量守恒方程通过数值模拟得到的结果。图 3 给出了沿单元吸收管高度方向上翅片管外冷却空气出口、液体主流和气液界面处的温度变化规律。图中的虚线是两相流型(波动流、弹状流和气泡流)转变临界线和吸收终止的高度线, 是通过数值模拟计算得到的。从下到上, 3 条虚线对应的值分别为 0.108、0.666、0.936 m。由图 3 可见, 冷却空气出口温度 (T_{co})、吸收溶液温度和相界面的温度从吸收单元入口到出口都是递减的。其原因在于, 吸收单元入口处稀溶液浓度低, 传质推动力大。在波动流条件下气液扰动大, 热、质传递速率高, 吸收热增大; 而管外空气侧对流传热系数几乎不变, 吸收热不能及时被冷却空气带走, 导致管内溶液温度急剧上升。图中还显示相界面温度 (T_i) 始终大于吸收溶液主流的温度 (T_L), 说明热量始终是由相表面传递给吸收溶液。

图 4 给出了沿单元吸收管高度方向上相界面和液相主流的氨摩尔分数的变化关系。

由图可见液相摩尔分数 x_L 和相界面液相摩尔分数 $x_{L,i}$ 都是随着吸收高度的增加而增加。说明模

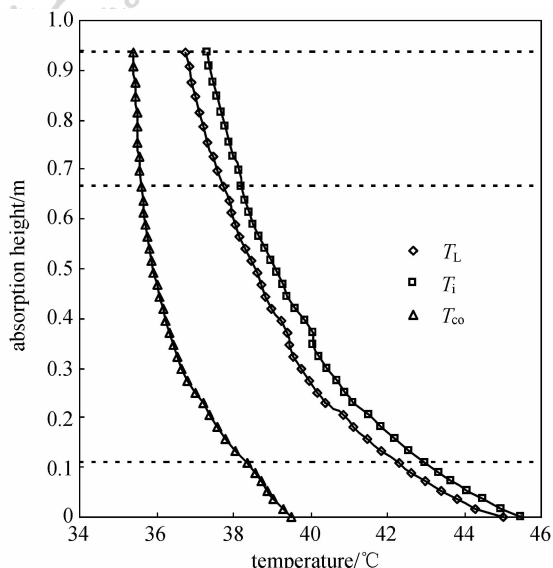


图 3 沿单元吸收管高度方向管外冷却空气出口、液体主流和气液界面温度变化情况

Fig. 3 Temperature profiles along absorber length for cooling air temperature, bulk liquid temperature and interface temperature

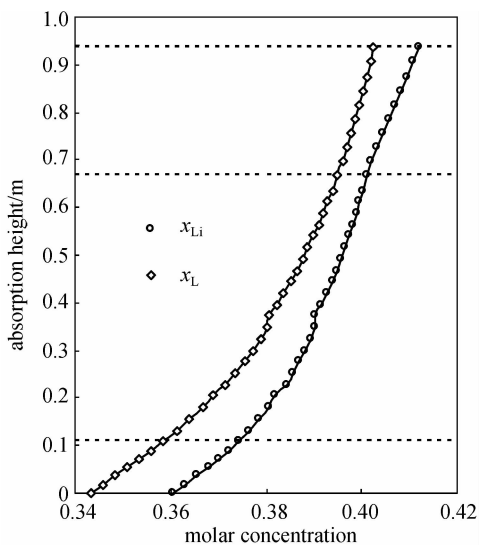


图 4 沿单元吸收管高度方向液体主流和气液界面摩尔分数变化情况

Fig. 4 Molar concentrations profiles along absorber length for bulk liquid and interface liquid

拟结果跟实际情况一致。 x_{Li} 始终大于 x_L 。相对于弹状流和泡状流，在波动流中， x_L 和 x_{Li} 增加速度要快，这是因为在波动流中气液扰动大，氨蒸气的吸收速率快。

图 5 给出了气相摩尔分数 (y_G)、相界面气相摩尔分数 (y_{Gi}) 和氨的摩尔通量与总的摩尔通量的比值 (t) 沿吸收高度方向上的变化关系。由图

可见， y_{Gi} 随吸收高度的增加而增加。但 y_G 先随吸收高度的增加而减少，然后缓慢地增加。原因是在波动流中以及弹状流的初始阶段，气液扰动大，液相摩尔分数 x_L 比较低，使得气相中氨蒸汽的吸收速率快。而在弹状流的后阶段以及泡状流中，气液扰动小， x_L 也变大，使得气相中的氨蒸汽的吸收速率慢。 t 在波动流中随着吸收高度的增加急剧增加。但在弹状流中， t 随着吸收高度的增加先减少，后来又逐渐地增加。在泡状流中， t 随着吸收高度的增加缓慢增加。由图 5 可见， t 值始终小于 y_{Gi} 和 y_G ，但始终大于图 4 中相界面的液相摩尔分数 x_{Li} ，根据式 (1) ~ 式 (3)，可以知道吸收过程中总的摩尔通量以及氨的摩尔通量总是由气相通过相界面传给液相。 t 值大于 1 表示在吸收状态下，氨蒸气由气相通过相界面传递到液相，被液相溶液吸收，而水蒸气则由液相通过相界面传递到气相。 t 值小于 1 表示在吸收状态下，水蒸气和氨蒸气均由气相通过相界面传递到液相。Herbine 等^[3] 在顺流的氨水鼓泡吸收器中、Kang 等^[1,15] 在逆流的氨水鼓泡吸收器中分别就氨水鼓泡吸收过程中出现的水蒸气由液相传递到气相的现象进行了描述。

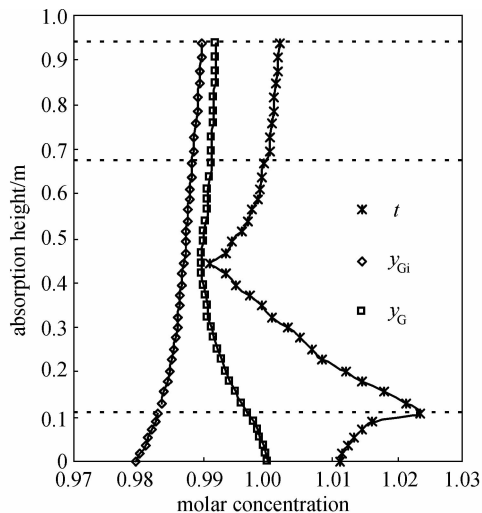


图 5 气相摩尔分数、相界面气相摩尔分数和氨的摩尔通量与总的摩尔通量的比值沿吸收高度方向上的变化关系

Fig. 5 Bulk vapor molar concentrations, interface vapor molar concentrations and ratio profiles along absorber length

4 结 论

本文基于质量和能量守恒以及质量和热量传递

方程, 通过建立微分数学模型并进行数值模拟计算, 详细地分析了垂直风冷翅片管中氨水鼓泡吸收特性。模型中已考虑到两相流动鼓泡吸收过程流型的变化, 不同流型下的热、质传递特性描述, 以及翅片管内两相流动吸收与管外空气之间的热量传递。通过数值模拟得到沿吸收高度方向上温度、摩尔分数等参数的变化趋势以及总吸收高度。通过对模拟结果的分析得到以下结论。

(1) 根据流型转变条件和数值模拟得到吸收过程中气液流动会出现 3 种状态: 沿管底部到顶部依次为波动流、弹状流、泡状流, 在波动流和弹状流阶段, 气体的吸收速率比较快, 而在泡状流阶段, 气体的吸收速率慢。整个吸收过程中, 相表面的温度与液相的温度非常相近, 因此可以得知气相的热阻在总热阻中占主要地位。

(2) 在风冷翅片管入口段, 气液流动属于波动流, 尽管该段长度只占总管长约 1/9, 但因具有强烈气液扰动作用, 强化了传热和传质过程, 吸收的氨气量占全部吸收氨气量的约 1/5, 吸收热增大导致向外部空气传热增加, 冷却气体出口温度较高。

(3) 在风冷翅片管中段气液流动属于弹状流, 该段约占总吸收管长的 60%; 在该段氨的摩尔通量与总的摩尔通量的比值的规律是先减小后增大, 这是由于弹状流的开始阶段气液扰动大, 热、质传递作用较强, 之后热、质传递能力逐渐减弱。

(4) 风冷翅片管尾段气液流动属于泡状流, 该段约占总吸收管长的约 1/3, 热、质传递能力比弹状流后半段略有增加。

以上风冷翅片管鼓泡特点为吸收器的结构设计提供了理论依据。

符 号 说 明

- A ——面积, m^2
 Bo_G ——Bond 数 $\left(Bo_G = \frac{d_b^2 g \rho_L}{\sigma}\right)$
 c_p ——比热容, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
 D ——扩散系数, $m^2 \cdot s^{-1}$
 d_b ——气泡直径, m
 d_i ——管内径, m
 Ga_G ——Galileo 数 $\left(Ga_G = \frac{d_b^2 g \rho_L^2}{\mu_L}\right)$
 Fr ——Froude 数 $\left(Fr = \frac{Q}{d_b^2 g}\right)$
 f ——摩尔质量传递系数, $kmol \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$

- g ——重力加速度, $m \cdot s^{-2}$
 h ——比焓, $J \cdot kg^{-1}$
 M ——质量流量, $kg \cdot s^{-1}$
 \dot{M} ——分子量
 m ——质量通量, $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
 Nu ——Nusselt 数 $\left(Nu = \frac{hd_i}{\lambda}\right)$
 \dot{n} ——摩尔通量, $kmol \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
 Pr ——Prandtl 数 $\left(Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}\right)$
 Q ——传热量, W
 q ——热通量, $W \cdot m^{-2}$
 Re ——Reynolds 数 $\left(Re = \frac{u \rho d_i}{\mu}\right)$
 Sc ——Schmidt 数 $\left(Sc = \frac{\mu}{\rho D}\right)$
 Sh ——Sherwood 数 $\left(Sh = \frac{\phi d_b}{D}\right)$
 St ——Stanton 数 $\left(St = \frac{\alpha}{\rho c_p u}\right)$
 T ——温度, K
 t ——氨的摩尔通量与总摩尔通量的比值
 U_o ——总传热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
 u ——速度, $m \cdot s^{-1}$
 x ——液相氨摩尔分数, $kmol \cdot kmol^{-1}$
 y ——气相氨摩尔分数, $kmol \cdot kmol^{-1}$
 α ——传热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
 λ ——热导率, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
 ϵ ——氨质量分数, $kg \cdot kg^{-1}$
 μ ——动力黏度, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
 ρ ——密度, $kg \cdot m^{-3}$
 σ ——表面张力, $N \cdot m^{-1}$
 ϕ ——质量传递系数, $m \cdot s^{-1}$

下角标

- c ——冷却剂
 ci ——冷却剂入口
 co ——冷却剂出口
 G ——气体
 i ——相表面
 L ——液体

References

- [1] Kang Y T, Akisawa A, Kashiwagi T. Analytical investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types. *Int. J. Refrig.*, 2000, **23** (6): 430-43
[2] Infante Ferreira C A, Keizer C, Machielsen C M M. Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems. *Int. J.*

- Refrig.*, 1984, **7** (6): 348-357
- [3] Herbine G S, Perez-Blanco H. Model of an ammonia water bubble absorber. *ASHRAE Transactions*, 1995, **101** (6): 1324-1332
- [4] Merrill T L, Perez-Blanco H. Combined heat and mass transfer during bubble absorption in binary solutions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, **40** (3): 589-603
- [5] Fernández-Seara J, Sieres J, Rodríguez C, Vázquez M. Ammonia-water absorption in vertical tubular absorbers. *Int. J. Therm. Sci.*, 2005, **44** (3): 277-288
- [6] Xu Shiming (徐士鸣), Yuan Yi (袁一). Analysing and improving of ammonia-water absorption refrigeration cycle. *Journal of Dalian University of Technology* (大连理工大学学报), 1996, **36** (4): 445-450
- [7] Infante Ferreira C A. Vertical tubular absorbers for ammonia-salt absorption refrigeration [D]. Netherlands: Delft University of Technology, 1985
- [8] Infante Ferreira C A. Combined momentum, heat and mass transfer in vertical slug flow absorbers. *Int. J. Refrig.*, 1985, **8** (11): 326-334
- [9] Wu Yezheng (吴业正). Principles of Refrigeration and Equipment (制冷原理与设备). Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2002
- [10] Chen X T, Brill J P. Slug to churn transition in upward vertical two-phase flow. *Chemical Engineering Science*, 1997, **52** (23): 4269-4272
- [11] Kim H Y, Saha B B, Koyama S. Development of a slug flow absorber working with ammonia-water mixture (II): Data reduction model for local heat and mass transfer characterization. *Int. J. Refrig.*, 2003, **26** (6): 698-706
- [12] Sarma P K, Vijayalakshmi B. Turbulent film condensation on a horizontal tube with external flow of pure vapors. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, **41** (3): 537-545
- [13] Jin-Kyeong Kima, Atsushi Akisawaa, Takao Kashiwagi, Yong Tae Kangb. Numerical design of ammonia bubble absorber applying binary nanofluids and surfactants. *Int. J. Refrig.*, 2007, **30** (6): 1086-1096
- [14] Deckwer W D. On the mechanism of heat transfer in bubble column reactors. *Chem. Eng. Sci.*, 1980, **35** (6): 1341-1346
- [15] Kang Y T, Christensen R N, Kashiwagi T. Ammonia-water bubble absorber with a plate heat exchanger. *ASHRAE Transactions*, 1998, **104** (1B): 956-966