

文章编号:0253-4339(2014)04-0084-04

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2014.04.084

载冷气泡直接接触式对流换热过程熵产分析

王 伟 张学军 江 敏

(浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027)

摘 要 研究了载冷气泡和制冰溶液的直接接触换热过程,建立了对流换热微分方程,得到了努塞尔数和雷诺数、普朗特数的传热关联式,通过实验数据验证了模型的准确性。利用传热关联式,针对换热过程的熵产作了分析,在以气泡直径作为换热特征尺寸下,换热过程中熵产数随着雷诺数的变化存在最小值。研究为直接接触式对流换热过程的优化提供了理论基础。

关键词 直接接触式换热;载冷气泡;熵产

中图分类号:TB61⁺1; TB657.5

文献标识码:A

Entropy Generation Analysis of Direct-contact Heat Transfer between a Single Cold Air Bubble and Immiscible Liquid

Wang Wei Zhang Xuejun Jiang Min

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou, 310027, China)

Abstract In terms of direct-contact heat transfer process between cold air bubbles and immiscible liquid, the convection heat transfer equation was established and solved numerically. A correlation between Nu and Re as well as Pr was obtained, and the validation of the model was verified by comparing the theoretical value and the experimental data. Entropy generation during the heat transfer process was studied. The variation of entropy generation rate was presented regarding Re . An optimal Re would lead to a minimum entropy generation during the heat transfer process. The research provides a theoretical basis of optimizing the direct-contact heat transfer process.

Keywords direct-contact heat transfer; cold air bubbles; entropy generation

直接接触式换热是指进行换热的多股流体(分为离散相和连续相)之间没有间隔壁面的传热过程。这种换热方式具有系统结构简单,设备造价低廉,腐蚀结垢少,维护成本低以及传热效率高的优点^[1-2]。直接接触式冰浆生成器中的冰浆制取过程是这种换热方式的一种典型应用。采用不相溶的制冷剂液滴作为冷冻剂(或称为冷媒),与制冰溶液直接接触从而生成冰浆。一般来讲,异丁烷沸点与制冰溶液冰点接近(在标准大气压下为 $-0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$),当液体异丁烷与制冰溶液混合时,异丁烷达到沸点发生沸腾,从溶液中吸收热量,制冰溶液则冻结成冰^[3]。

然而,采用离散相制冷剂液滴作为冷冻剂会造成对制冰溶液的污染,并且制冷剂与冰浆生成物不易分离;如果采用不相溶的气相载冷剂(如空气、氮气),有望解决污染和分离问题。张学军等以氮气作为载

冷工质,搭建了气体直接接触式动态制冰实验台,分析了进气温度、流量、流速等对系统换热性能的影响^[4-6],对空气和不同浓度乙二醇溶液的换热过程做了研究,得出了体积传热系数和系统主要参数的经验关联式^[7]。

在载冷气泡与制冰溶液直接接触的对流换热过程中,包含着有温度差的传热和压力降低的流动两个不可逆热力学过程,会导致整个换热系统的熵产。针对对流换热过程的熵产进行分析,可对过程中的热量传递和流体流动进行定量的评估。本文针对离散相载冷气泡与连续相制冰溶液的对流换热过程,建立了单气泡对流换热过程偏微分方程,得到了传热关联式;从热力学基本定律出发,建立了换热过程的熵产表达式,并从熵产最小化的角度对换热过程优化做出分析。

1 对流换热过程的传热分析

图 1 所示为二维极坐标中的载冷气泡, T_l 为连续相初始温度, T_g 为气泡初始温度, 并假设在气泡内部温度均匀恒定, 换热发生在气—液界面。载冷气泡速度为 U , 假设在整个过程中保持不变。该问题可以转化为连续相液体以相对速度 U 流过静止的离散相气泡的对流换热问题。

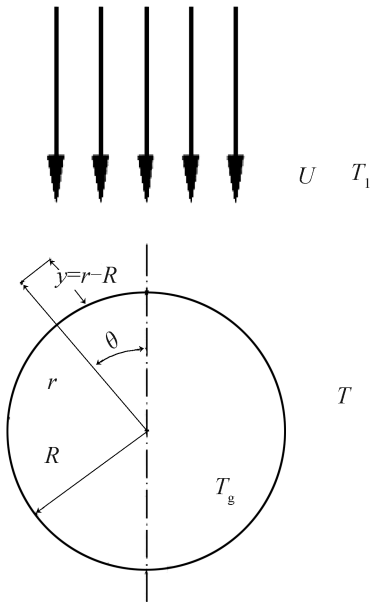


图 1 单气泡对流换热模型

Fig. 1 Single bubble convection heat transfer model

气泡在连续相中的稳态换热微分方程如下, 其中 a 为水的热扩散率:

$$U_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta}$$
$$= \alpha \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \right]$$

(1)

在物理过程中, 相对于径向导热而言切向的导热可以忽略, 并做数量级分析, 方程简化为:

$$U_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial r^2}$$

(2)

引入 $y = r - R$, 流场速度的径向和切向分量为^[8]:

$$U_r = -3Uy \cos \theta / R$$

(3a)

$$U_\theta = \frac{3}{2} U \sin \theta$$

(3b)

代入方程得到:

$$\sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} - 2y \cos \theta \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{2\alpha R}{3U} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

(4)

引入无量纲量 $\Theta = \frac{T - T_l}{T_g - T_l}$ 和 $\tau = \frac{\alpha t}{R^2}$, 为后续编

程求解, 该稳态问题的解可转化成以下非稳态问题达到稳定状态的解:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + \sin \theta \frac{\partial \Theta}{\partial \theta} - 2y \cos \theta \frac{\partial \Theta}{\partial y} = \frac{2\alpha R}{3U} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2}$$

(5)

其中, $\Theta = (T - T_l) / (T_g - T_l)$, 为气泡周围各点的无量纲过余温度。该问题的初始条件为:

$$\Theta(\theta, y, 0) = 0 \quad (0 \leq y \leq \infty, 0 \leq \theta \leq \pi)$$

边界条件为:

$$\Theta(\theta, 0, \tau) = 1, \Theta(\theta, \infty, \tau) = 0。$$

利用数值方法求解该偏微分方程, 可得到载冷气泡周围各点无量纲过余温度场分布情况。

努塞尔数定义为传热壁面法向方向上无量纲过余温度梯度, 由式(6)给出。

$$Nu = \frac{\partial [(T - T_l) / (T_g - T_l)]}{\partial (r/R)} \Big|_{y=0} = \frac{\partial \Theta}{\partial y} \Big|_{y=0}$$

(6)

平均努塞尔数和局部努塞尔数的关系由式(7)给出, 其计算结果如表 1 所示。

$$Nu = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi Nu_\theta d\theta$$

(7)

表 1 平均努塞尔数计算值
Tab. 1 Calculated values of average Nusselt number

No.	$Nu/Pr^{1/3}$	$U/(m/s)$	R/m	$Re = 2UR/\nu$
1	0.08	0.001	0.0005	1
2	0.32	0.001	0.005	10
3	0.99	0.01	0.005	100
4	1.37	0.05	0.002	200
5	1.97	0.05	0.005	500

载冷气泡直接接触换热努塞尔数与雷诺数和普朗特数密切相关, 对表 1 数据做线性回归, 得到努塞尔数与雷诺数之间的关联式如式(8)所示。

$$Nu = 0.11 Pr^{1/3} Re^{0.5}$$

(8)

Inaba 搭建了低温气泡与热水对流换热的实验装置, 得到了不同实验条件(气泡雷诺数和液体普朗特数)下努塞尔数实验数据^[9]。式(8)的传热关联式与实验数据的比较结果如图 2 所示, 发现该关联式与实验数据吻合较好。

2 对流换热过程的熵产分析

根据热力学第一定律:

$$Q = Q_g + F_d U$$

(9)

式中: F_d 为流体流过气泡的阻力损失; $F_d U$ 为耗

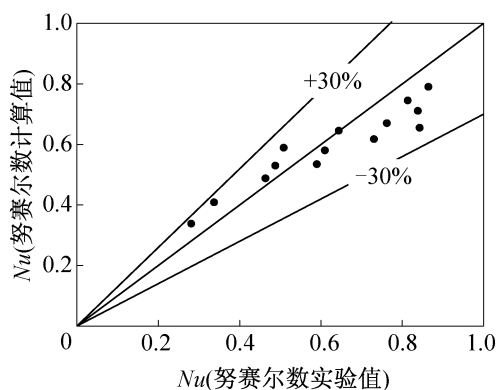


图 2 努塞尔数理论值和实验值比较

Fig. 2 Comparison of the theoretical correlation with the experimental data from Inaba et al.^[9]

散功。

根据热力学第二定律:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = Q/T_l - Q_g/T_g \quad (10)$$

式中: $\dot{S}_{\text{gen}}$ 为对流换热过程的熵产率, 由传热引起的熵产率和流动耗散引起的熵产率组成。将式(9)代入式(10)得到:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = Q_g (T_g - T_l) / (T_g T_l) + F_d U / T_l \quad (11)$$

令 $\Delta T = T_g - T_l$, $T_m = (T_g + T_l) / 2$, 则式(11)可简化为:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = Q_g \Delta T / T_m^2 + F_d U / T_l \quad (12)$$

同时, $Q_g = aA\Delta T$, $F_d = \frac{C_D}{2} \rho U^2 A_f$ (式中: A_f 为流通截面积), 引入系统的面积因子 $F_s = A_f / A_l$ 以及系统的温度因子 $F_t = T / T_l$, 代入式(12)中并无量纲化, 可得到无量纲熵产数表达式, 用以表示对流换热过程熵产与单位温差下换热量之比:

$$\frac{\dot{S}_{\text{gen}}}{aA} = \left(\frac{q}{aT_m} \right)^2 + \frac{C_D}{2} \frac{\rho U^2}{aT_m} F_s F_t \quad (13)$$

考虑以气泡直径 D 为特征尺寸, 努塞尔数 $Nu = hD/\lambda = qD/\Delta T$, 雷诺数 $Re = UD/\nu$, 对于给定换热特征尺寸的对流换热过程, 式(13)可以写成如下形式^[10]:

$$\frac{\dot{S}_{\text{gen}}}{aA} = \left(\frac{qD}{\lambda T_m} \right)^2 Nu^{-2} + \left(\frac{\rho \nu^3}{\lambda T_m D^2} \right) Nu^{-1} Re^3 \frac{C_D}{2} F_s F_t \quad (14)$$

将式(14)变形得到:

$$N_s = \left(\frac{qD}{\lambda T_m} \right)^2 Nu^{-1} + \left(\frac{\rho \nu^3}{\lambda T_m D^2} \right) Re^3 \frac{C_D}{2} F_s F_t \quad (15)$$

式中: N_s 为系统单位换热面积的熵产率与单位温差的参考导热热流密度之比^[11]。

采用上述式(8)的努塞尔数计算式, 考虑研究的雷诺数范围, 取阻力系数 $C_D = 0.4$, $F_s = 1/\pi$, $F_t = 1$, 得到:

$$N_s = 9.09 \left(\frac{qD}{\lambda T_m} \right)^2 Re^{-0.5} Pr^{-1/3} + 0.064 \left(\frac{\rho \nu^3}{\lambda T_m D^2} \right) Re^3 \quad (16)$$

相应可得熵产最小值对应的雷诺数:

$$Re_{\text{opt}} = 2.47 \left(\frac{q^2 D^4}{\lambda T_m \rho \nu^3} Pr^{-1/3} \right)^{1/3.5} \quad (17)$$

图 3 为给定工况下熵产数 N_s 随对流换热过程 Re 变化情况。可以看出, 熵产数随着雷诺数从小到大变化先减小后增大, 存在雷诺数的最佳值使得换热过程熵产最小。这是因为在低雷诺数下由换热产生的熵产占有主导地位, 而在高雷诺数下, 在湍流作用下流动引起的熵产占有主导地位。以气泡直径 D 作为换热特征尺寸, 随着 D 的增大, 雷诺数的最佳值增大, 最小熵产数也相应的增大。

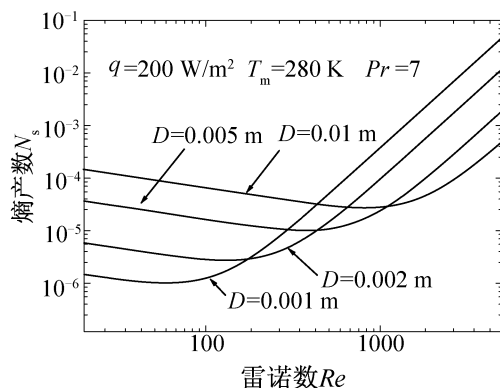


图 3 给定工况下熵产数随雷诺数变化规律

Fig. 3 Entropy generation rate variation with Reynolds number

图 4 给出不同制冰溶液中, 最佳雷诺数随着换热特征尺度变化而变化的规律。随着乙二醇体积浓度的升高, 雷诺数最佳值逐渐减小。一方面溶液的热导率随着乙二醇浓度的升高而减小, 抑制了换热作用产生的熵产; 另一方面溶液的运动粘度上升明显, 增强了流动过程产生的熵产。雷诺数最佳值随着气泡直径增大而升高, 呈现近似线性的关系。

3 结论

本文建立了载冷气泡与制冰溶液对流换热过程的微分方程, 利用数值方法求解, 得到了表征对流换热过程强度的努塞尔数和雷诺数、普朗特数的传热关联式, 对换热过程的传热和熵产做了分析, 得到以下结论:

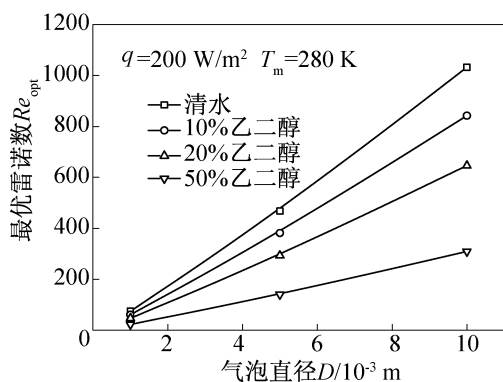


图4 不同制冰溶液中最佳雷诺数与气泡直径变化关系

Fig. 4 Optimal Reynolds number variation with bubble diameter in different water solutions

1)得到了熵产数随对流换热过程雷诺数的增大而先减小后增大的变化规律,存在使换热过程熵产数最小的最佳雷诺数。

2)以气泡直径 D 作为换热特征尺寸,随着 D 的增大,雷诺数的最佳值增大,呈现近似线性的关系,最小熵产数也相应的增大;随着乙二醇体积浓度的升高,雷诺数最佳值逐渐减小。

参考文献

- [1] 章学来,李瑞阳,郁鸿凌.直接接触式蓄冷传热特性的试验研究[J]. 制冷学报,2002,23(2):5-9. (Zhang Xue-lai, Li Ruiyang, Yu Hongling. An experimental study of heat transfer characteristic on direct contact thermal storage system[J]. Journal of Refrigeration,2002,23(2):5-9.)
- [2] 王凌士,张学军,王晓蕾,等. LNG 冷能用于气体直接接触法制取冰浆研究[J]. 低温工程,2012,(2):26-30. (Wang Lingshi, Zhang Xuejun, Wang Xiaolei, et al. Study on ice slurry production by air direct contact method on basis of utilizing LNG cold energy[J]. Cryogenics,2012(2):22-30.)
- [3] 乔世珊,田玉龙,史晓明,等.海水淡化技术及应用[M]. 北京:中国水利水电出版社,2007.
- [4] 张学军,郑克晴,田新建,等.直接接触式冰浆生成器参数分析及设计要点[J]. 浙江大学学报:工学版,2011,45(6):1136-1140. (Zhang Xuejun, Zheng Keqing, Tian Xinjian, et al. Parameter analysis and design point of direct-contact ice slurry generator[J]. Journal of Zhejiang University:Engineering Science,2011,45(6):1136-1140.)

- [5] 张学军,田新建,郑克晴,等.气体直接接触式制取冰浆实验研究[J]. 工程热物理论,2010,31(12):1997-2000. (Zhang Xuejun, Tian Xinjian, Zheng Keqing, et al. Research on the ice slurry generator using the direct contact heat transfer of gas and water solution[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(12): 1997-2000.)
- [6] 郑克晴,张学军,田新建,等.直接接触式冰浆生成器的传热实验和分析[C]//中国工程热物理学会,南京:2010
- [7] Zhang X J, Zheng K Q, Wang L S, et al. Analysis of the ice slurry production by direct contact heat transfer of air and water solution[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering), 2013, 14(8): 583-588.
- [8] BATTYA P, RAGHAVAN V R, SEETHARAMU K N. A theoretical correlation for the Nusselt number in direct contact evaporation of a moving drop in an immiscible liquid [J]. Heat and Mass Transfer, 1985 (1):61-66.
- [9] Inaba H, Aoyama S, Haruki N, et al. Heat and mass transfer characteristics of air bubbles and hot water by direct contact [J]. Heat and Mass Transfer, 2002, 38(6): 449-457.
- [10] Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow [M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1982.
- [11] 陈维汉,钱壬章.基本对流换热过程的熵产分析[J]. 华中理工大学学报,1989,17(1):31-36. (Chen Weihang, Qian Renzhang. Convective heat transfer by entropy generation[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology,1989,17(1):31-36.)

作者简介

张学军(1968-),男,博士,教授,浙江大学制冷与低温研究所,0571-87952446, E-mail: xuejzhang@zju.edu.cn. 研究方向:制冷与空调系统中的能量回收、利用和控制。

About the author

Zhang Xuejun (1968-), male, Associate Professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, 0571-87952446, E-mail: xuejzhang@zju.edu.cn. Research fields: Recovery, utilization and control of energy in refrigeration and air conditioning system.