

# Experimental Study On Pool Boiling Heat Transfer of CO<sub>2</sub> On Smooth Horizontal Cooper Tube

Tianzhen Ye

School of Environment Science and Engineering  
Tianjin University  
Tianjin City, China  
tzhye@tju.edu.cn

Yitai Ma

School of Mechanical Engineering

Tianjin University  
Tianjin City, China  
ytma@tju.edu.cn

Bo Li

Institute of Mechanics  
Chinese Academy of Sciences  
Beijing City, China

**Abstract**—This study built up an experimental device which can implement the study of boiling heat transfer performance of CO<sub>2</sub> on tubes in water-to-water heat pump. It also conducted a study of pool boiling heat transfer of CO<sub>2</sub> on smooth horizontal copper tube. Correlations for the average boiling heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> on smooth horizontal tubes in water-to-water heat pump with certain evaporation pressure and heat flux are obtained from the experimental data. This has provided necessary experimental data for the calculation of heat transfer in flooded evaporator.

**Keywords**—transcritical CO<sub>2</sub> cycle; boiling heat transfer; flooded evaporator

## I. 引言

如何有效和安全地履行《蒙特利尔议定书》和《京都议定书》，在保护臭氧层的同时又不大量增加温室气体排放，并避免因重复淘汰可能带来的巨大经济损失和社会影响，对中国来说是一个迫切需要解决的问题。自然工质 CO<sub>2</sub> 由于其 ODP=0、GWP=1，直接温室效应可以忽略不计，只是对工业排放的 CO<sub>2</sub> 的再次使用；热力特性好，具有较小的压力比，价格低廉，有过成功用作制冷工质的历史背景等原因，被誉为“21 世纪最具前景的制冷剂”。开发适用于 CO<sub>2</sub> 跨临界循环系统的换热设备，对加速其实际应用有重大的意义。

目前 CO<sub>2</sub> 制冷主要应用于汽车空调以及热泵系统等领域，所采用的也多是微通道蒸发器或干式蒸发器，既 CO<sub>2</sub> 在管内流动，载冷剂在管外流动，对其沸腾换热研究也几乎全部集中在管内沸腾换热（流动沸腾）<sup>[1, 2, 3]</sup>。根据已有的研究成果<sup>[4, 5]</sup>，CO<sub>2</sub> 在管内沸腾会较早出现干涸现象，造成换热性能下降，而管内表面的强化对于小管径难度较大。若采用满液式蒸发器，让沸腾发生在管外，油膜的影响较小，干涸现象可能较小，表面强化也较容易。与对 CO<sub>2</sub> 管内沸腾换热的研究相比，对 CO<sub>2</sub> 在管外沸腾换热的研究非常少。设计满液式蒸发器时，采用的传热实验数据大

多数来自单管池沸腾实验数据。Gorenflo 等人<sup>[6]</sup>对比了水平铜管外 CO<sub>2</sub> 等七种工质的池沸腾换热情况，指出在相同热流密度下，沸腾换热系数随对比压力的升高而增加。Loebl 等人<sup>[7]</sup>采用标准实验装置，对不锈钢管、铜管和铝管，在表面粗糙度不同情况下对 CO<sub>2</sub> 池沸腾换热系数的影响进行了实验研究，并将实验数据与现有的关联式进行了比较，这是目前较全面的实验数据。

## II. 池沸腾换热经验公式

### A. Cooper 关联式<sup>[8]</sup>

1984 年，Cooper 提出一个非常精确的根据对比压力计算容积沸腾的计算式：

$$h = Cq^{0.67} M_r^{-0.5} p_r^m (-\lg p_r)^{-0.55} \quad (1)$$

$$C = 90W^{0.33} / (m^{0.66} \cdot K), \quad m = 0.12 - 0.2 \lg \{R_p\}_{\mu m}$$

式中  $pr = p / p_{crit}$  为对比压力。

### B. Gorenflo 关联式<sup>[9]</sup>

Gorenflo 通过对大量实验数据归纳后，得到以相对值描述容积沸腾的计算式：

$$h = h_0 F_{pF} [q/q_0]^{nf} [R_p/R_{p0}]^{0.133} \quad (2)$$

式中， $h_0$ ， $q_0$ ， $R_{p0}$  是以对比压力  $p_{r0} = 0.1$  为依据的参考值，数值为  $R_{p0} = 0.4 \mu m$ ， $q_0 = 20000W \cdot m^{-2}$ 。对 CO<sub>2</sub>， $h_0 = 5100W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ 。 $F_{pF}$  为压力修正系数， $F_{pF} = 1.2p_r^{0.27} + 2.5p_r + p_r / (1 - p_r)$ ，热流密度修正指数  $nf = 0.9 - 0.3p_r^{0.3}$ 。

Gorenflo (2005)<sup>[6]</sup>根据新的实验数据提出改进的关联式，将计算 CO<sub>2</sub> 沸腾换热系数的参考值  $h_0$  和  $q_0$  提高约 15%。

其它关联式还有针对有机介质的 Stephan-Abdelsalam<sup>[10]</sup> 关联式, 适用于 R134a、R22、R32 等纯卤代物制冷剂的 Jung 关联式<sup>[11]</sup>, 以及 Leiner 关联式<sup>[12]</sup>, 用该式计算的池沸腾换热系数与 Gorenflo 关联式计算结果的平均偏差在 14% 左右。

### III. 实验系统及实验步骤

标准的池沸腾换热实验装置中, 实验管采用电加热, 管壁温度均匀一致。为使实验数据更接近工程实际, 本文将试验段安装在一个 CO<sub>2</sub> 水-水热泵试验台上。由于超临界二氧化碳循环的运行压力高于氟利昂系统 10 多倍, 所以对实验装置的耐高压性能、密闭性和安全性提出较高要求。实验系统主要由 CO<sub>2</sub> 制冷循环系统、水系统、池沸腾换热实验段、数据测量系统和数据采集及控制系统组成。实验系统的示意图如图 1 所示。CO<sub>2</sub> 制冷循环采用带回热器的跨临界单级压缩循环。水系统的主要作用是给实验系统提供稳定的热源或冷源, 包括冷冻水系统和冷却水系统两部分。

池沸腾换热试验段外套管为  $\varnothing 89 \times 10 \text{mm}$  的无缝钢管。内管为  $\varnothing 19.05 \times 1.4 \text{mm}$  的光滑紫铜管, 有效换热长度为 830mm, 材料执行标准为 GB/T1527-97。为保证传热管内冷冻水侧流动状态, 并避免短管效应, 传热管在实验段外保留 20cm 长的直管段。为减少实验段与外部的热交换, 实验段外部使用厚度为 20mm 的橡塑套管保温, 系统中其他设备和管路也采用厚度为 15mm 的橡塑套管保温。

在本文中, 将待测传热管按轴向方向分成 4 个单元, 在每个单元的中心位置按圆周方向布置 3 个测点, 测点分别布置在管道的上、下和侧面。传热管共设 12 个测点, CO<sub>2</sub> 饱和和液体温度测点共布置 4 个, 使用外径为 1.5mm 的 T 型 (铜-康铜) 1 级铠装热电偶。测点位置与传热管外表面壁面温度测点位置相对应。取测点的平均值作为 CO<sub>2</sub> 饱和和液体平均温度。在  $-15 \sim 30^\circ\text{C}$  范围内, 标定后的热电偶的测量误差为  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  (包括数据采集系统的误差)。

冷冻水侧温度的测量采用 T 型 1 级铠装热电偶, 水流量测量采用 LXSC-15 型转子式流量计, 用称重法标定后, 测量误差范围为  $\pm 0.1\%$ 。

实验系统安装完毕后, 先进行密封性实验。往系统内充注氮气, 当压力在 8MPa 时, 如果维持 24 小时压力下降不超过 0.1MPa, 再对系统进行抽真空, 最后充注 CO<sub>2</sub>。

实验要确定沸腾换热系数与热流密度的关系, 待系统运行稳定后, 保持饱和压力恒定, 调节冷冻水流量或冷冻水进口温度, 改变热流密度, 当 20 分钟内饱和压力波动小于 1kPa 时, 采集数据。每次改变工况后, 要等待一段时间, 确保系统达到稳定工况。

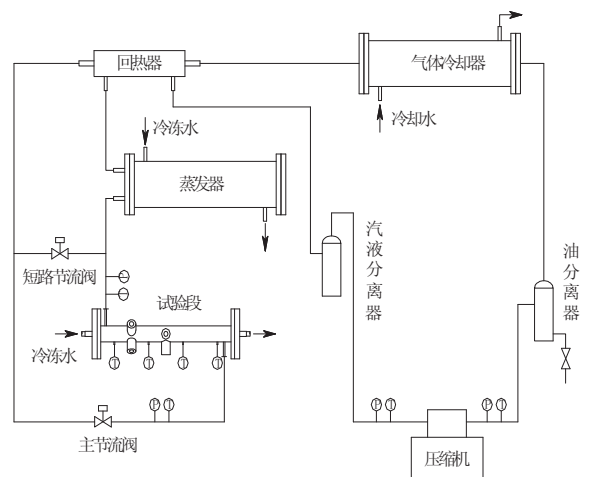


图 1 实验系统示意图  
Fig 1. Schematic Diagram of Test System

### IV. 数据处理

#### A. 总换热量

实验中传热管的总换热量由冷冻水的流量和温降确定。可按下式计算:

$$Q = c_p m (t_{water,in} - t_{water,out}) \quad (3)$$

#### B. 热流密度

基于传热管外表面的热流密度为

$$q = Q / A_{out} \quad (4)$$

#### C. 平均沸腾放热系数

CO<sub>2</sub> 在光滑铜管和强化蒸发管外的沸腾换热系数沿传热表面实际不是常数, 而是沿传热管长度不断变化的, 所以需要求解平均沸腾换热系数。其定义为<sup>[13]</sup>:

$$\bar{h} = \frac{q}{t_w - t_{co_2}} \quad (5)$$

### V. 实验结果及分析

#### A. 实验数据与理论计算值的比较

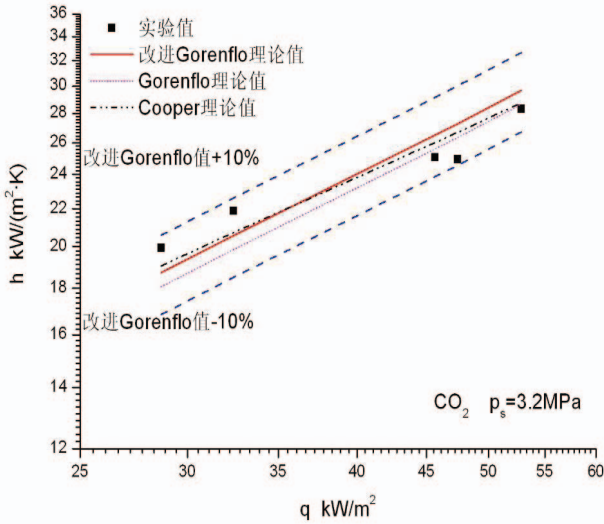


图2 实验值与理论值对比  
Fig.2 Comparison of Theoretical and Experimental

为保证实验系统和测试数据的可靠性，本文将实验所得的光管沸腾换热系数与同工况下采用不同关联式计算的预测值进行了比较。

首先，在蒸发压力为 3.2MPa 时，通过实验得到热流密度与平均沸腾换热系数的关系，并与 Cooper 关联式、Gorenflo 关联式和改进 Gorenflo 关联式的预测值进行比较，如图 2 所示。计算时光管外表面的粗糙度取 0.3 $\mu\text{m}$ 。

从图中可见，同样工况下，CO<sub>2</sub> 的平均沸腾换热系数实验值与各关联式的预测值符合的较好，与 Cooper 预测值的偏差在 $\pm 7\%$ 之内，与改进 Gorenflo 关联式预测值的偏差在 $\pm 9\%$ 之内，与 Gorenflo 关联式预测值的最大偏差为 10.3%。

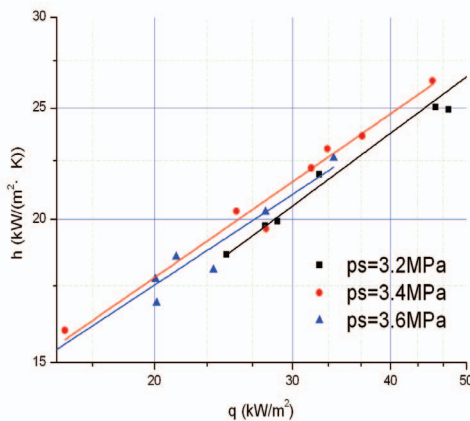


图3 沸腾换热系数与热流密度关系  
Fig.3 The Relationship Between Average Boiling Heat Transfer Coefficient & Heat Flux

另外，在热流密度  $q \approx 25 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$  时，对蒸发压力分别为 3.2MPa、3.4MPa 和 3.6MPa 下的平均沸腾换热系数进行了测定，通过比较，得出实验值与 Cooper 预测值的最大偏差为 5%，与改进 Gorenflo 关联式预测值的最大偏差为 7%，与 Gorenflo 关联式预测值的最大偏差为 10.3%。

上述两方面的比较结果说明了实验值与关联式的预测值吻合较好，验证了实验及系统的可靠性。（实验是在 CO<sub>2</sub> 中含有少量 PAG 润滑油的条件下完成的）

### B. 热流密度与沸腾换热系数的关系

图 3 显示在蒸发压力分别为 3.2MPa 和 3.4MPa 时，实验测得的热流密度与平均沸腾换热系数的关系。由图可以看出，平均沸腾换热系数随热流密度的增加而增加。这主要是由于热流密度的增加，提高了壁面过热度。而壁面过热度的提高，会使活化穴密度大大增加，导致更多的气泡产生，进而增加了换热。

从图中曲线斜率可以看出，不同的压力下，热流密度对沸腾换热的影响程度不同。在较高的压力下，热流密度对沸腾换热的影响比较低压力下时要小。这点从下面换热关联式中热流密度  $q$  的指数上也反映出来。

### C. 沸腾压力与沸腾换热系数的关系

图 3 表明，在相同的热流密度下，平均沸腾换热系数随沸腾压力  $p_s$  的提高而增大。在高空泡份额的情况下，泡态对液体的扰动远较气团的扰动充分，所以压力的增加会使传热增加。

### D. 换热关联式

本文根据实验数据，拟合了蒸发压力分别为 3.2MPa 和 3.4MPa 时的换热关联式。见表 1。

表 1 CO<sub>2</sub> 水平光管外沸腾换热系数与热流密度关联式  
Table 1 Correlations for the average boiling heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> on smooth horizontal tube

$P$ (MPa)	$h$ [ $\text{kW} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ ] 关联式	$q$ ( $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$ ) 范围	相关系数
3.2	$h=3.659q^{0.5073}$	24.70~52.85	0.963
3.4	$h=4.300q^{0.4741}$	15.37~45.26	0.967
3.6	$h=4.560q^{0.4495}$	13.09~33.84	0.940

## VI. 结论

本文在水—水热泵实验台上对 CO<sub>2</sub> 在水平光滑铜管外池沸腾换热进行了研究。设计的实验系统解决了高压下密封、温度测量等技术问题。根据实验数据，得出如下结论：

(1) 将光管实验所得的表面沸腾换热系数与选定的关联式预测值相比，最大偏差不超过 10.3%，实验数据准确可靠。

(2) CO<sub>2</sub> 在水平管外的沸腾换热符合其他工质沸腾换热的一般规律, 其表面沸腾换热系数随沸腾压力和热流密度的增加而升高。

(3) 拟合出一定压力和热流密度下, CO<sub>2</sub> 水-水热泵中光管表面平均沸腾换热系数的关联式, 具有重要工程价值。

注: 本文中公式的符号说明

$A_{out}$ — 传热管外表面积, m<sup>2</sup>

$c_p$ — 水的定压比热, J·(kg·°C)<sup>-1</sup>

$\bar{h}$ — 平均沸腾换热系数, W·(m<sup>2</sup>·K)<sup>-1</sup>

$M_r$ — 液体的相对分子质量

$m$ — 冷冻水流量, kg·s<sup>-1</sup>

$Q$ — 传热管的总换热量, W

$q$ — 热流密度, W·m<sup>-2</sup>

$R_p$ — 表面平均粗糙度,  $\mu m$

$t_{water,in}$ ,  $t_{water,out}$ — 冷冻水进、出口温度, °C

$\bar{t}_w$ — 传热管外壁平均温度, °C

$\bar{t}_{co_2}$ — CO<sub>2</sub> 饱和液体平均温度, °C。

#### 致谢

本文承国家自然科学基金资助项目(50676064)的资助, 为实验的顺利进行提供了很大帮助, 在此深表感谢!

#### REFERENCES

- [1] A.M.K.Bredesen, A. Hafner, J. Pettersen. Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO<sub>2</sub>. Proceedings International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants, College Park, 1997: 1~15.
- [2] Xiulan Huai, Shigeru Koyama, T.S. Zhao. An experimental study of flow boiling characteristics of carbon dioxide in multiport mini channels. Applied Thermal Engineering, 2004,24: 1443~1463.
- [3] Masafumi Katsuta, Hiromitsu Kinpara, Shunta Yagi, The effect of oil contamination on evaporative heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> refrigeration cycle[A], The 2nd Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning ACRC[C], Beijing: Chinese Association of Refrigeration, 2004, 332-340.
- [4] Rin Yun, Yongchan Kim, Min Soo Kim. Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO<sub>2</sub> in a horizontal smooth tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003,46(13): 2353~2361.
- [5] Jostein Pettersen, Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, 2004,28: 111~121.
- [6] D. Gorenflo, S.Kotthoff, Review on pool boiling heat transfer of carbon dioxide, International Journal of Refrigeration, 2005,28: 1169~1185.
- [7] S. Loebel, W.E. Kraus, H. Quack, Pool boiling heat transfer of carbon dioxide on a horizontal tube, International Journal of Refrigeration, 2005,28: 1196~1204.
- [8] YANG Shi-ming, TAO Wen-Quan, Heat Transfer[M], Beijing : Higher Education Press, 1998 (In Chinese) .
- [9] D. Gorenflo, U. Chandra, S. Kotthoff, Influence of thermophysical properties on pool boiling heat transfer of refrigerants, International Journal of Refrigeration, 2004, 27: 492~502.

- [10] K.Stephan, M.Abdelsalam, Heat-transfer correlations for natural convection boiling , International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980(23): 73~87.
- [11] D. Jung, Y. Kim, Y. Ko, Nucleate boiling heat transfer coefficients of pure halogenated refrigerants, International Journal of Refrigeration, 2003, (26): 240~248.
- [12] W. Leiner, Heat transfer by nucleate pool boiling—general correlation based on thermodynamic similarity , International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, (37): 763~769.
- [13] CAO Yu zhang, Qiu Xuguang, Experiments on Heat Transfer, Beijing: National Defence Industrial Press,1998.6 (In Chinese) .