



北京建筑大学
BEIJING UNIVERSITY OF CIVIL
ENGINEERING AND ARCHITECTURE

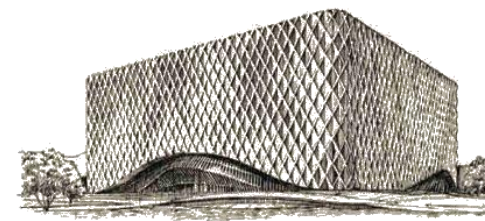


中国制冷空调专业产学研论坛

鼓泡型吸收式热泵的研究进展

汇 报 人：王刚 副教授/硕士研究生导师
所在单位：北京建筑大学

2025年8月26日



汇报目录

1

研究背景

2

研究现状

3

研发进展

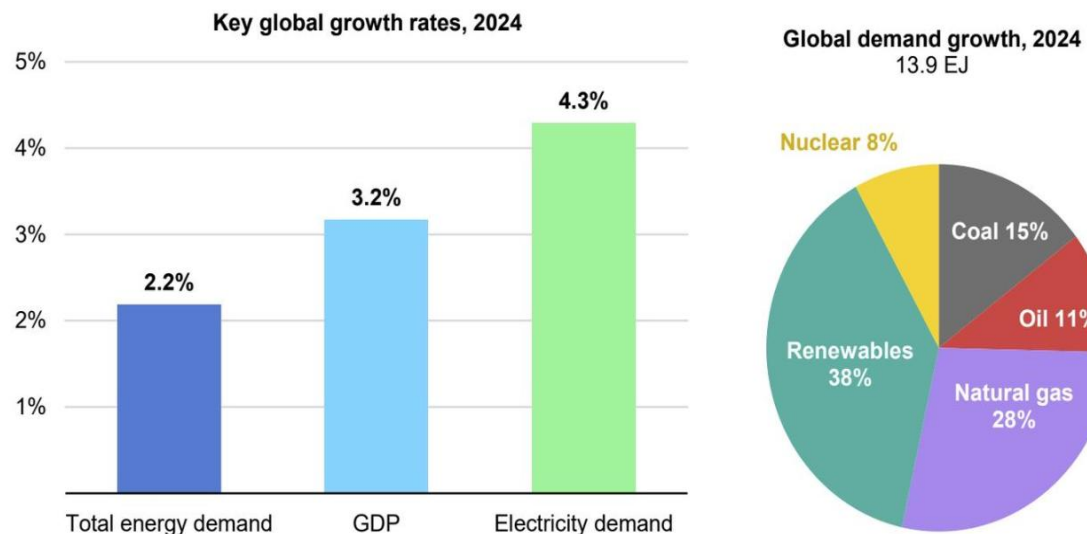
4

未来发展

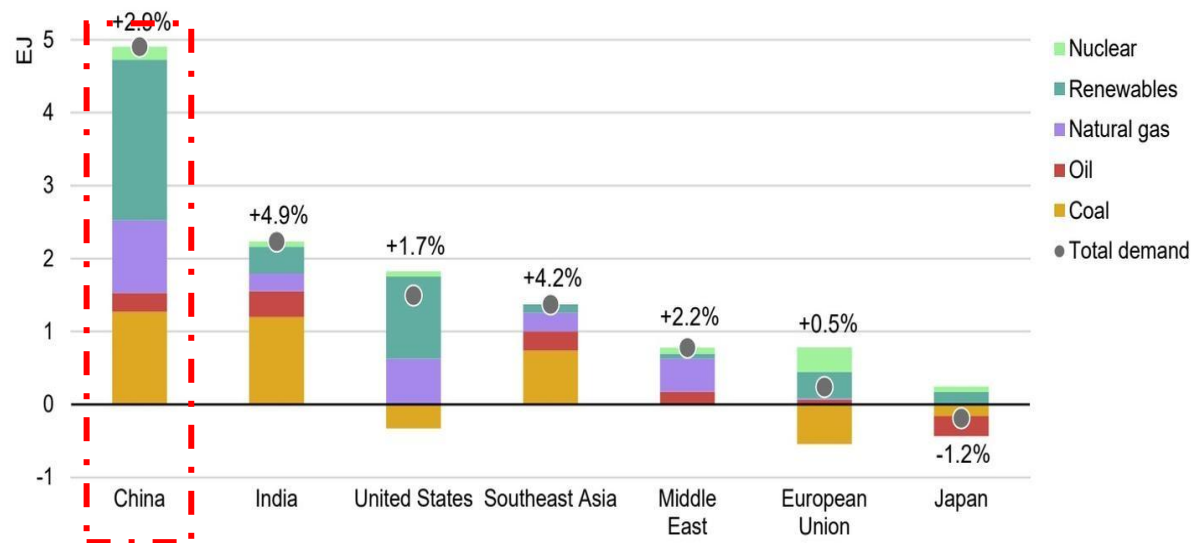
全球能源需求在2024年增长了2.2%，其中，电力需求激增了4.3%。

可再生能源占全球能源供应增长的最大份额（38%），天然气（28%）、煤炭（15%）、石油（11%）和核能（8%）。

Key global growth rates and the share of energy demand growth by source, 2024



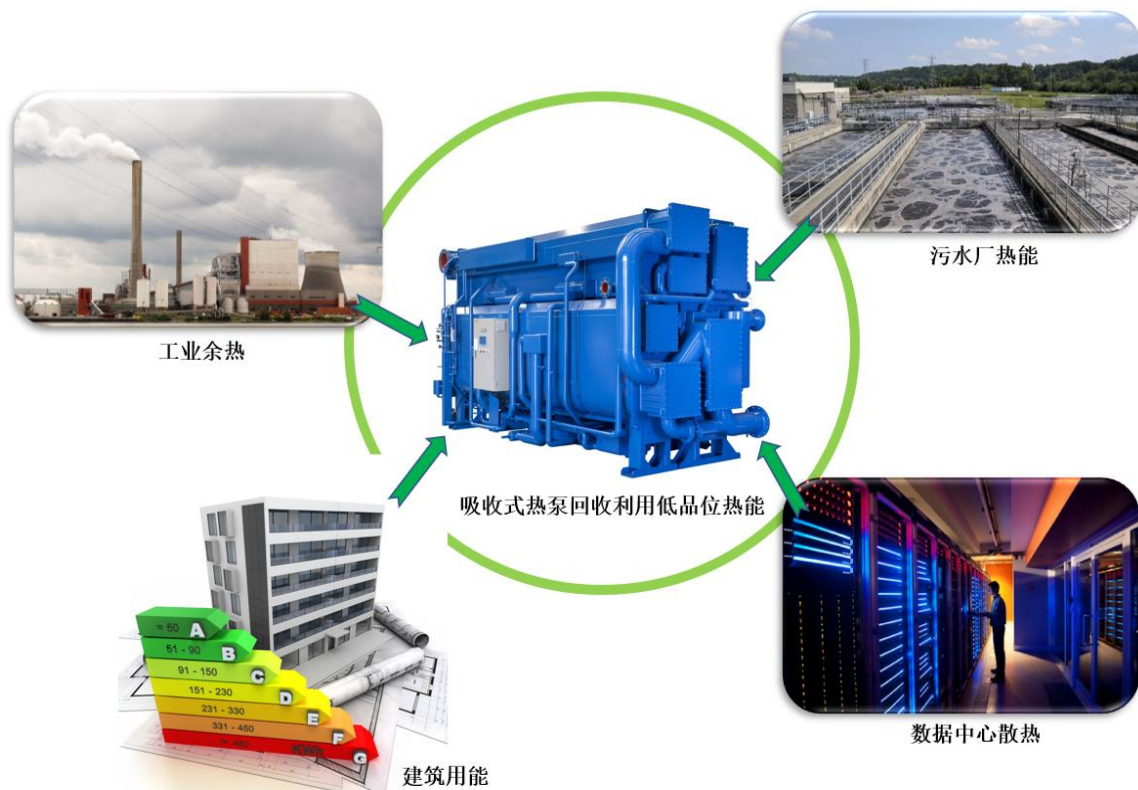
Change in energy demand, selected regions, 2023-2024



全球能源消耗结构面临着**调整**。

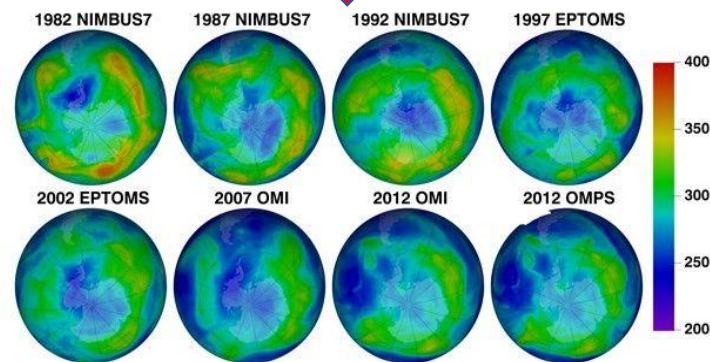
我国能源消耗**体量大**，余热资源**浪费严重**，亟待提高用能效率。

“中国将提高国家自主贡献力度，采取更加有力的政策和措施，二氧化碳排放力争2030年前达到**峰值**，努力争取2060年前实现**碳中和**”——**国家重大战略目标**

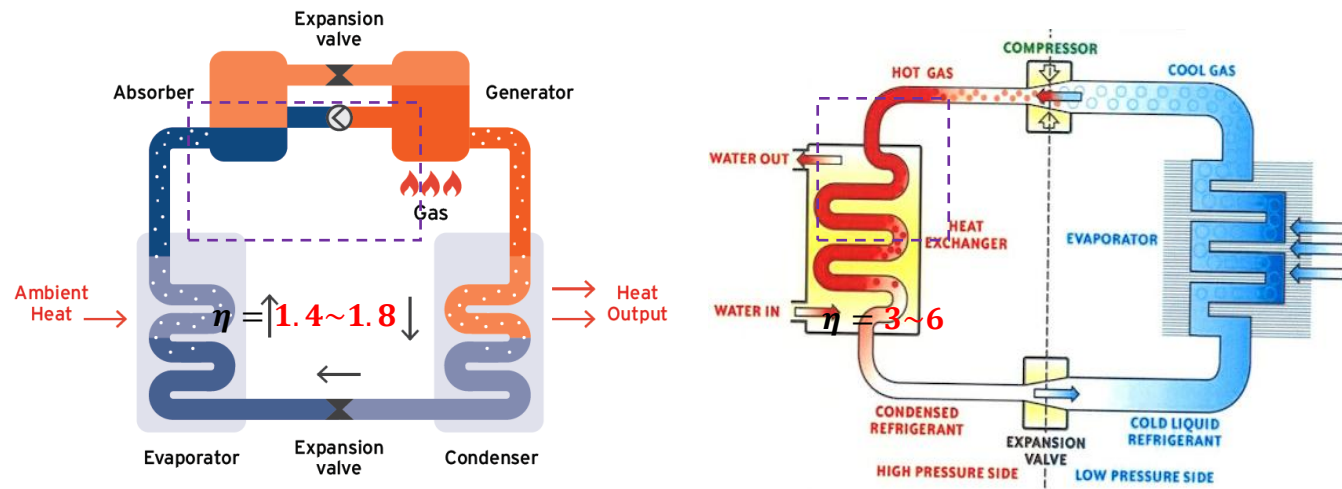


温室效应

臭氧层破坏

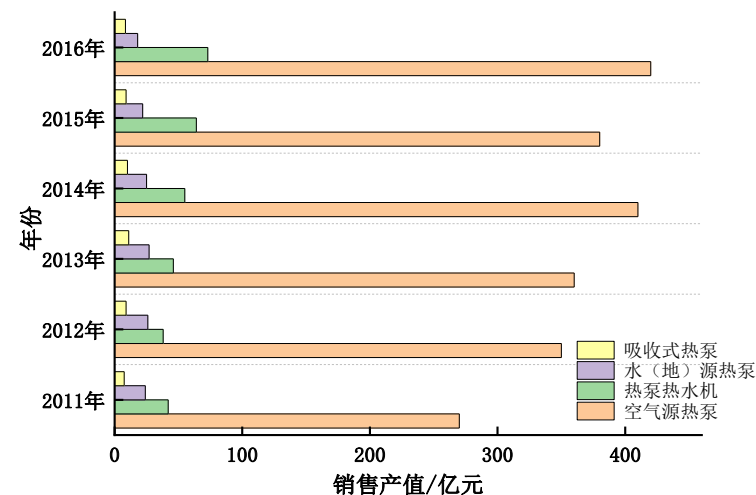


热泵技术是实现我国能源高效利用，尤其是余热资源综合利用的关键技术。

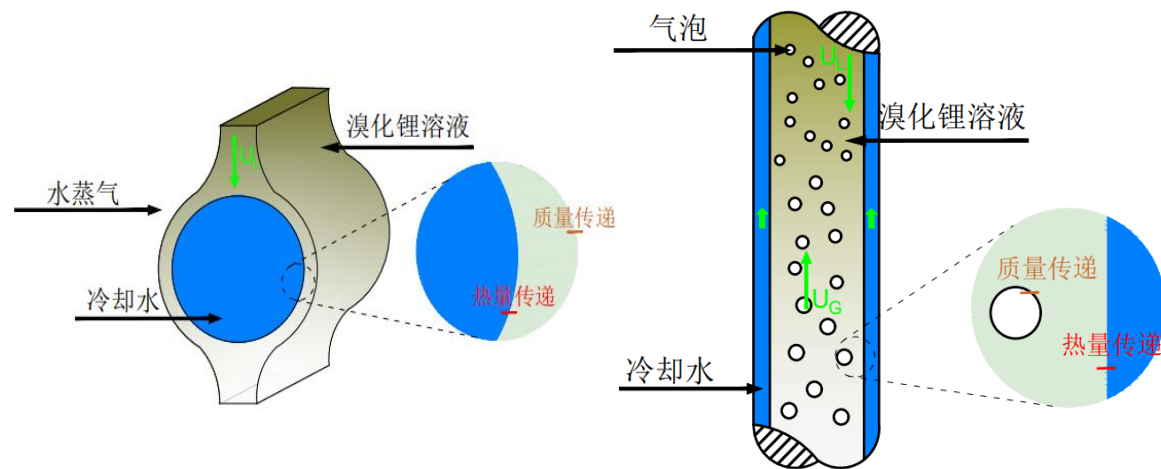


热能驱动，性能系数低

电能驱动，性能系数高



	压缩式热泵	吸收式热泵
原 理	媒介利用电能或机械能产生相变来工作,较多的运转部件,容易损坏,维护复杂	媒介利用热能产生相变和浓度的变化来实现热量的转移,无运转部件,不易损坏,维护方便
补偿方式	以消耗机械能或电能为补偿方式	以消耗热能为补偿方式
传热媒介	为各类制冷剂,如 R22 等,多对环境有害. 受制冷剂性质影响,工作温度范围有限	为溴化锂水溶液等,对环境无害,且无毒. 设备出力变化不影响性能
能效比	相对电能的 P_{CO} 为 4~5 甚至更高,但转化为一次能源后, P_{CO} 比吸收式热泵低	第一类吸收式热泵在制热时的 P_{CO} 为 1.4~1.8,在制冷时为 1.0~1.2. 第二类吸收式热泵 P_{CO} 更高
温 度	制热出水温度多为 45~60℃,极少数能达到更高. 制冷温度 7~12℃	制热出水温度可达 85℃,温度与热源温度有关. 制冷温度 7~12℃
容 量	单台设备体积较小,最大容量为 1500 kW	最大可达 30 MW,但同机制冷仅为制热的 1/3



探索**新型吸收方式**，提高吸收热泵吸收性能

吸收式制冷机/热泵热质
交换的关键部件

吸收器

改善

- 物理结构
- 吸收方式

降膜吸收
鼓泡吸收

鼓泡吸收

- 汽液混合充分
- 汽液接触面积大
- 汽液界面浓度梯度大

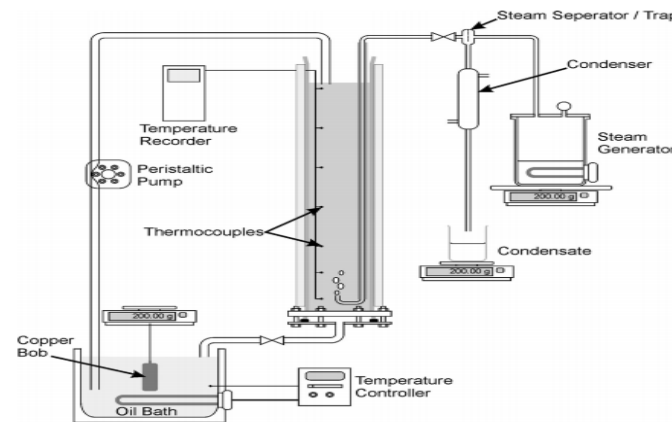
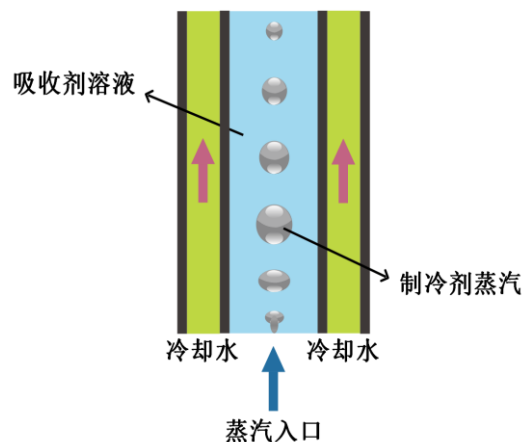
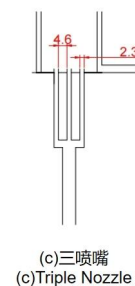
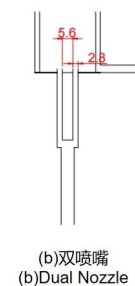
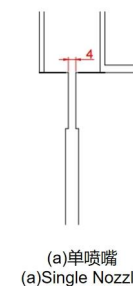
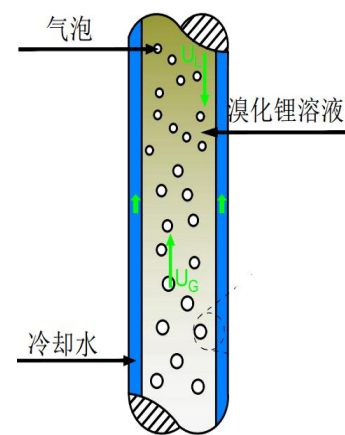
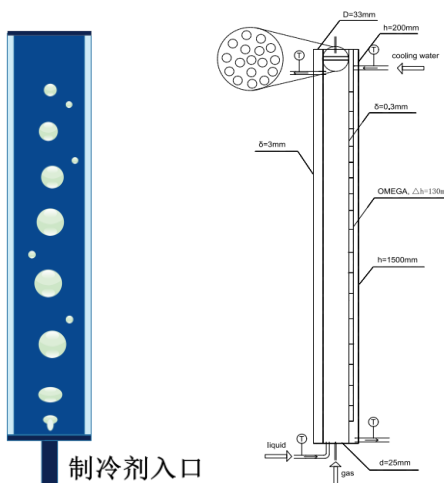
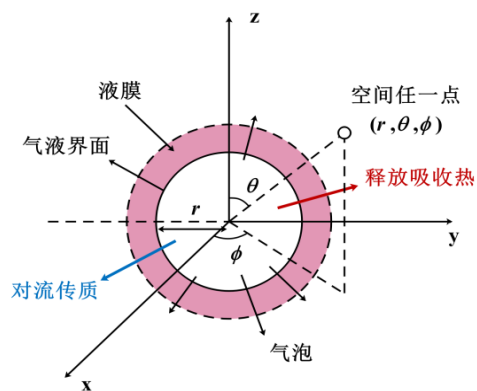


Fig. 1. Schematic of the experimental bubble column developed for study.
Donnellan^[1]的单气泡吸收实验



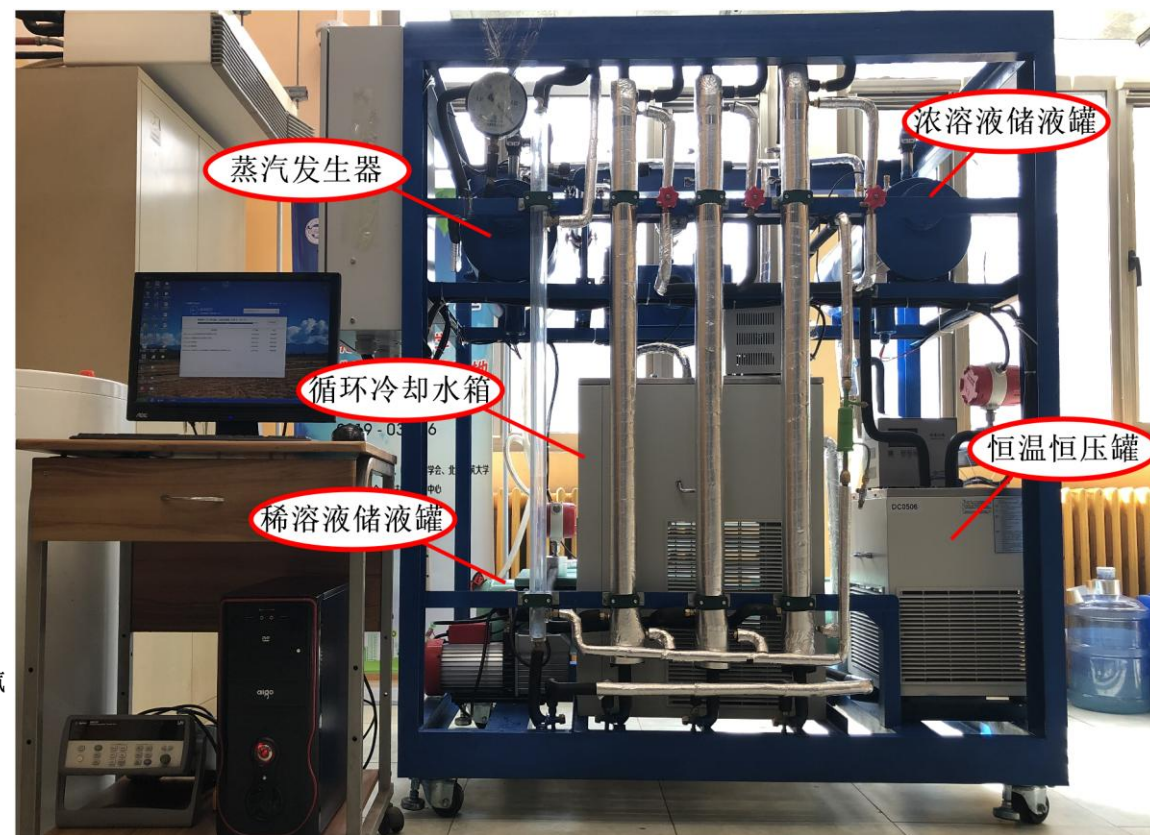
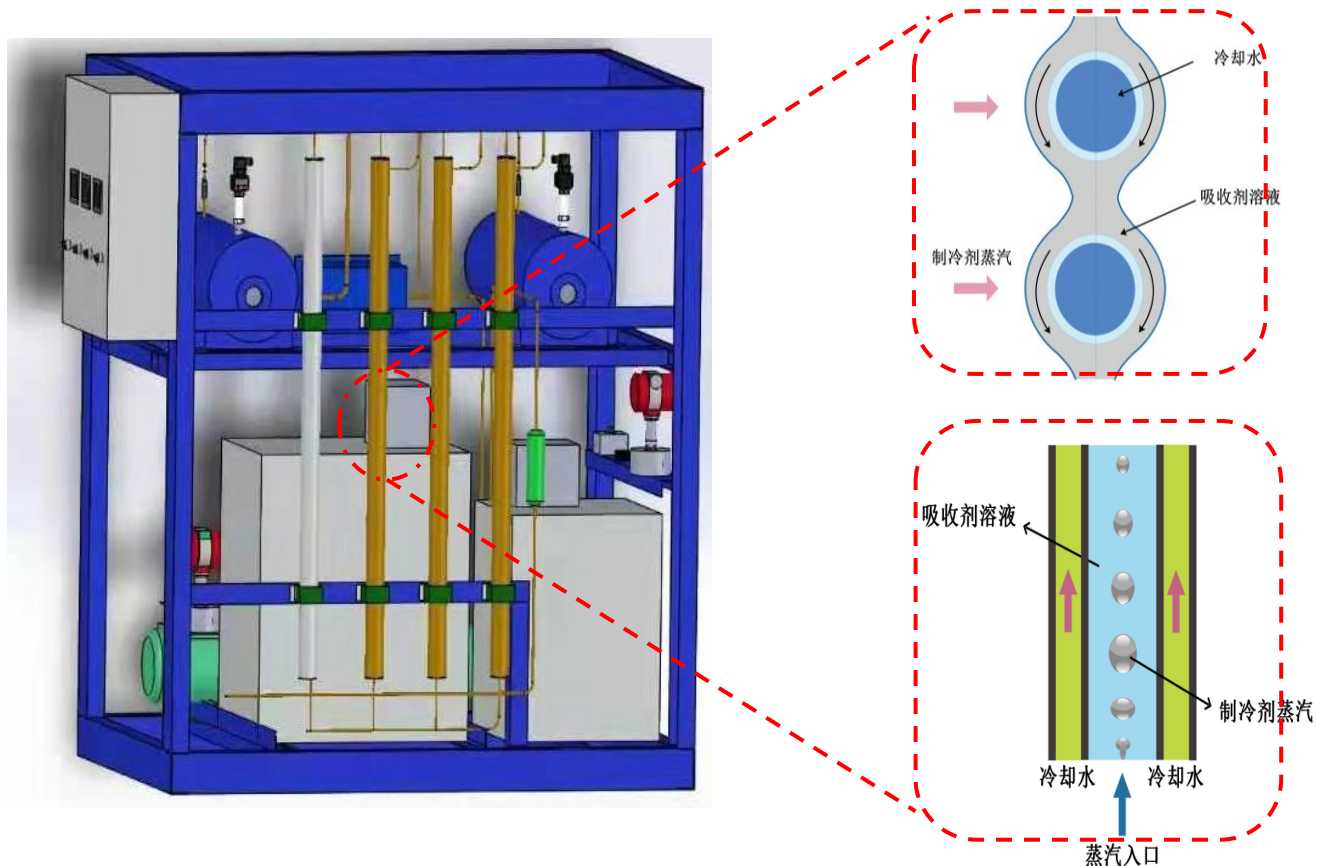
气泡流形

气泡尺寸

气泡传热

气泡传质

适用于中低温热源驱动鼓泡吸收式热泵装置



针对：低品位热能热质传递强化的瓶颈问题

创新：研发了真空鼓泡吸收热质传递系统

建立了**多尺度、不连续和非稳态**鼓泡吸收热质传递模型

3.1 单气泡鼓泡吸收局部传热传质特性研究

(1) 传热系数对比结果

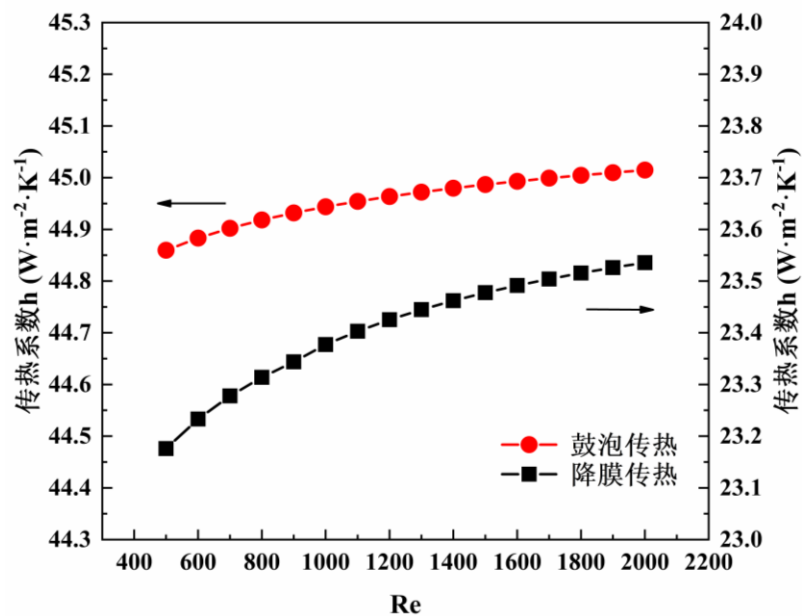


图1 鼓泡吸收与降膜吸收过程总传热系数

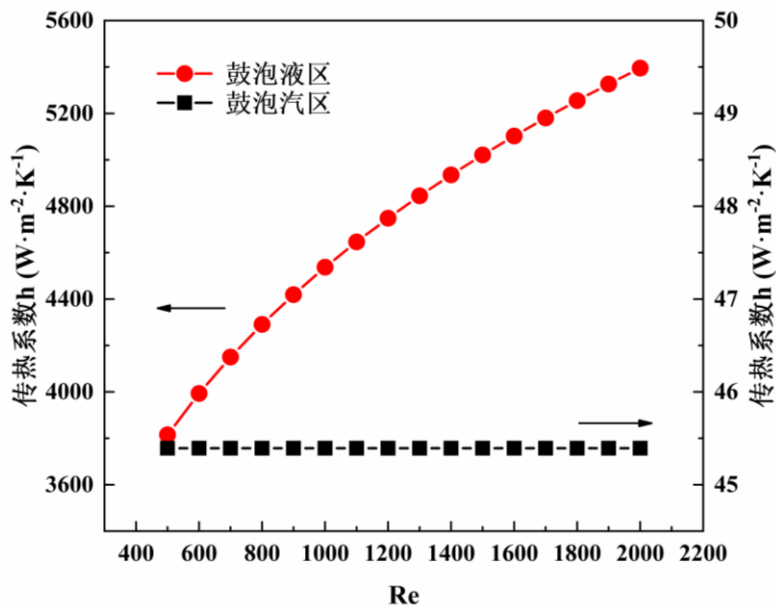


图2 鼓泡吸收液区和汽区传热系数

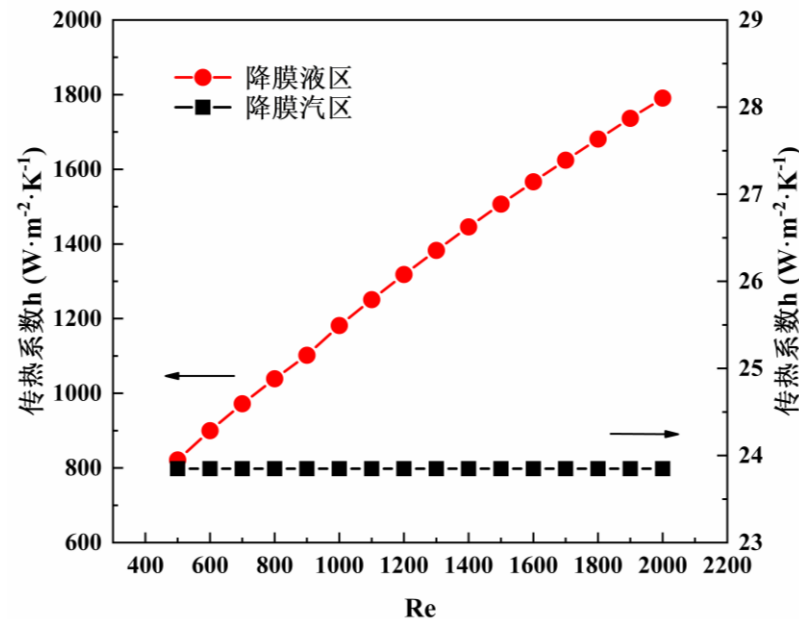


图3 降膜吸收液区和汽区传热系数

- ①鼓泡传热系数明显大于降膜，约为降膜的2倍。
- ②传热系数随流速的增加而增大；鼓泡受流速影响较小。
 - 气泡扰动使两相充分混合，换热效果更好。
- ③液体区在传热过程中起主要作用，而蒸汽区传热系数不受流速影响。
 - 不论是鼓泡还是降膜的蒸汽区都可以看作无流动状态，对流传热极少。

3.1 单气泡鼓泡吸收局部传热传质特性研究

(2) 传质系数对比结果

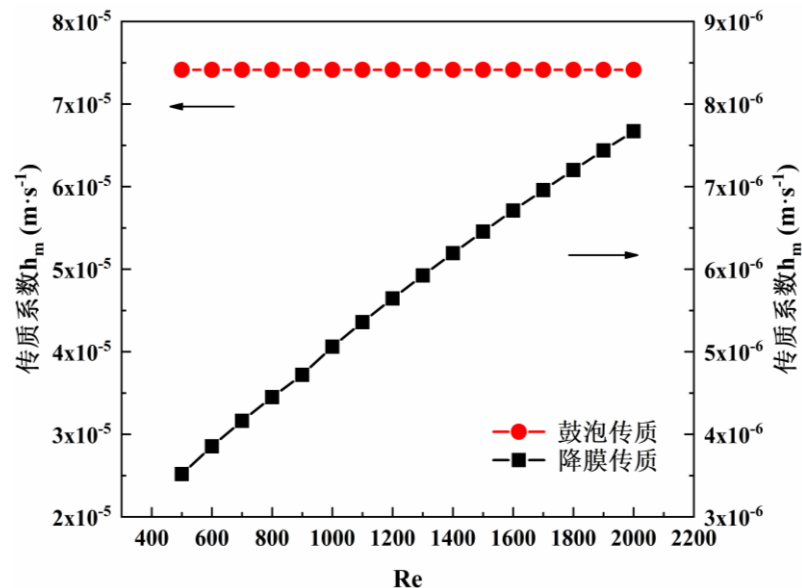


图4 鼓泡吸收与降膜吸收过程总传质系数

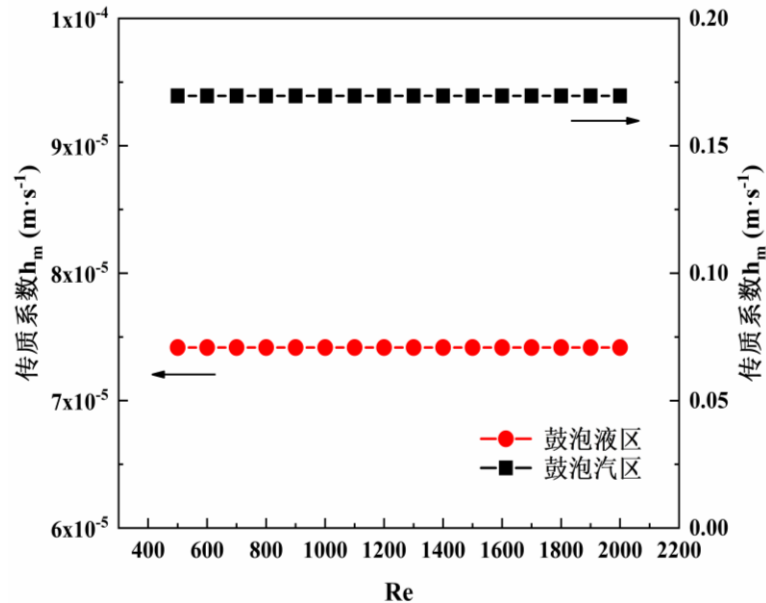


图5 鼓泡吸收液区和汽区传质系数

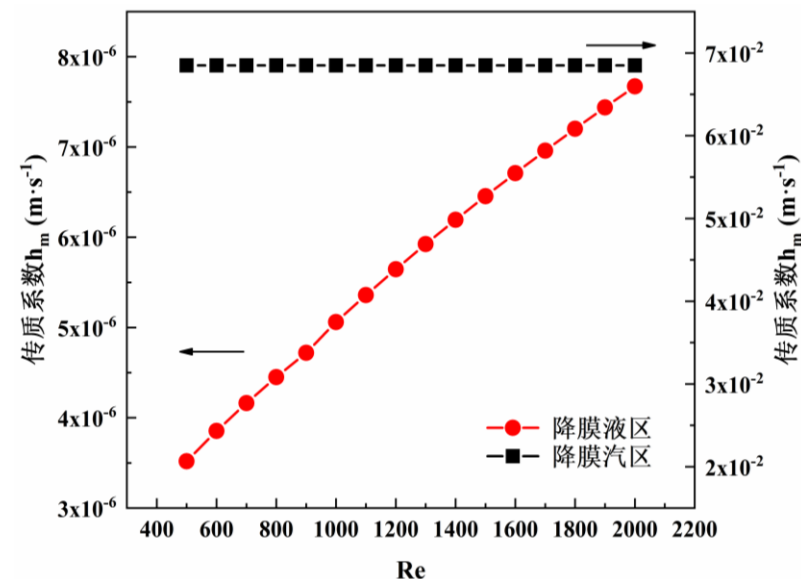


图6 降膜吸收液区和汽区传质系数

①鼓泡传质系数远大于降膜。

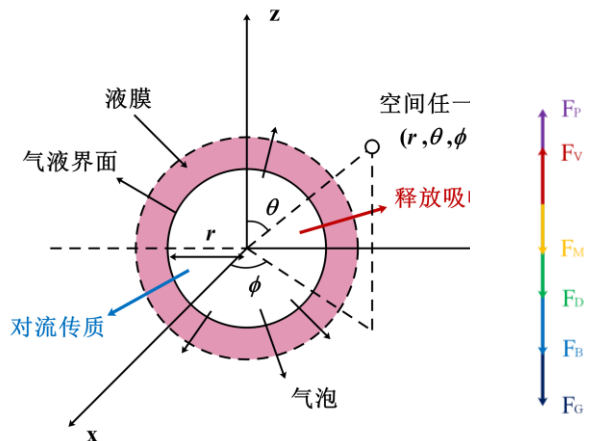
• 鼓泡过程中汽液充分混合，传质面积更大；气泡扰动强烈，气液界面保持高浓度梯度。

②蒸汽区的传质系数明显大于液体区。

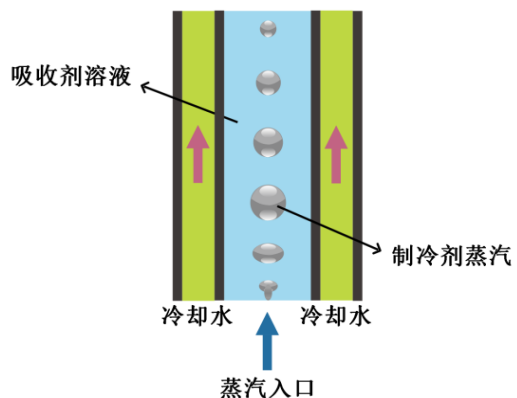
③只有降膜液区传质系数受流速影响。

• 降膜过程气液接触面积小，传质作用就很小，液膜流速加快带动蒸汽流动，强化了传质。

3.1 单气泡鼓泡吸收局部传热传质特性研究



单气泡吸收物理过程



(1) 连续性方程:
$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 u_r) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (u_\theta \sin \theta) = 0$$

(2) 动量守恒方程:
$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial \tau} + (1-\rho) u_r \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\rho u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} = \rho g_r + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right) - \frac{1}{3r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r^2 \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right)$$

$$\rho \frac{\partial u_\theta}{\partial \tau} + (1-\rho) u_\theta \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{\rho u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} = \rho g_\theta + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) - \frac{(r-2/3)}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\mu \sin \theta \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right)$$

(3) 能量守恒方程:
$$\rho c_p \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + u_r \frac{\partial t}{\partial r} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\sum_{i=1}^2 \rho D_i \frac{\partial C_i}{\partial r} H_i \right)$$

释放吸收热的能量附加项
$$q_i = H_{abs} \rho D_{AB} \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=R}$$

(4) 质量守恒方程:
$$\frac{\partial C_A}{\partial \tau} + u_r \frac{\partial C_A}{\partial r} = D \left(\frac{\partial^2 C_A}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial C_A}{\partial r} \right)$$

(5) 气泡受力平衡
$$\frac{4}{3} \pi r^3 \rho_g \frac{du_b}{d\tau} = F_V + F_P - F_G - F_B - F_D - F_M$$

影响气泡向上运动的力主要是浮力、重力、Basset力、粘性阻力、附加质量力及初始动力等。

单气泡控制方程用球坐标(r, θ, ϕ)表示, 并根据假设简化为二维模型

3.1 单气泡鼓泡吸收局部传热传质特性研究

(喷嘴口径 $d=2\sim6\text{mm}$, 溶液浓度 $\varphi=50\%\sim60\%$, 气泡速度 $u=0.1\sim0.5\text{m/s}$)

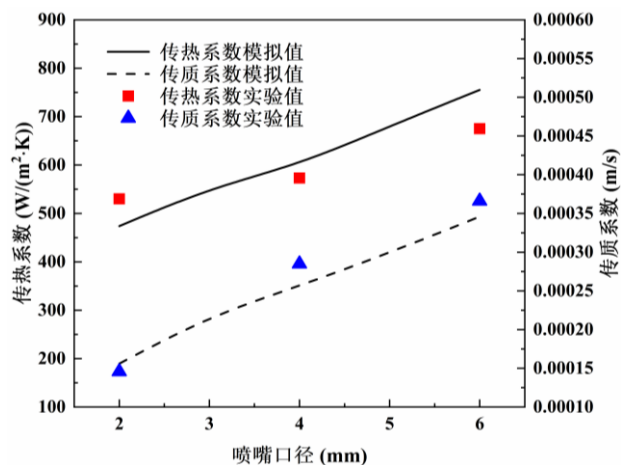


图1 实验与模拟结果对比

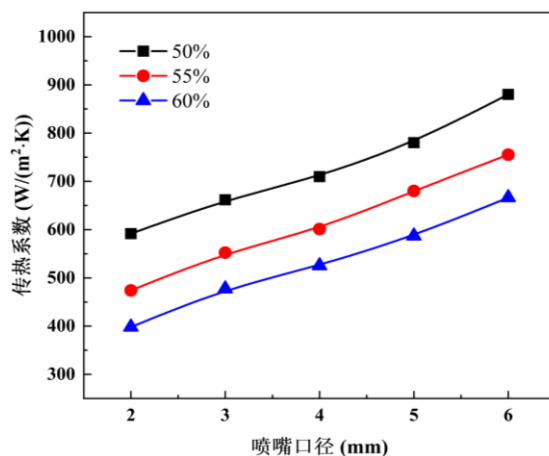


图2 局部传热系数随喷嘴口径 d 变化

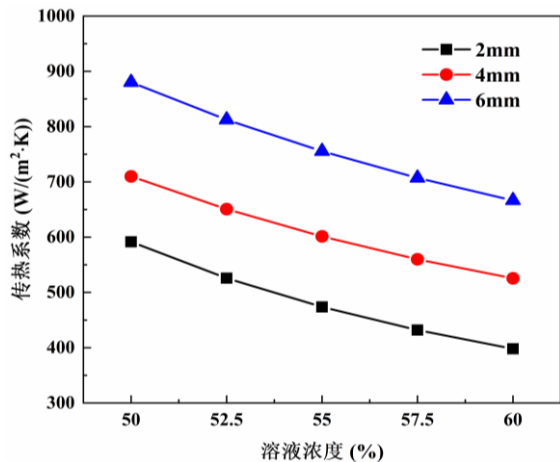


图3 局部传热系数随溶液浓度 φ 变化

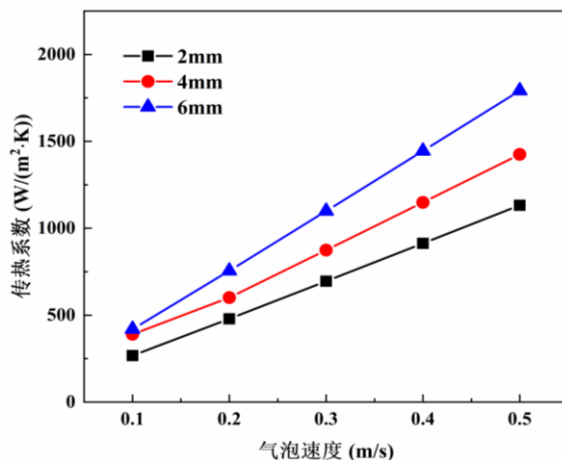


图4 局部传热系数随气泡速度 u 变化

- 实验与模拟结果随口径 d 的变化趋势具有一致性，相对误差小于11%。
- 喷嘴口径越大，气泡速度越大，溶液浓度越小，传热效果越好。

$\varphi=60\%$ 时, d 由2mm增加至6mm	h 增大67.4%
$d=2\text{mm}$ 时, φ 由50%增加至60%	h 减小32.7%
$d=2\text{mm}$ 时, u 由0.1m/s增加至0.5m/s	h 增大3.2倍

3.1 单气泡鼓泡吸收局部传热传质特性研究

(喷嘴口径 $d=2\sim6\text{mm}$, 溶液浓度 $\varphi=50\%\sim60\%$, 气泡速度 $u=0.1\sim0.5\text{m/s}$)

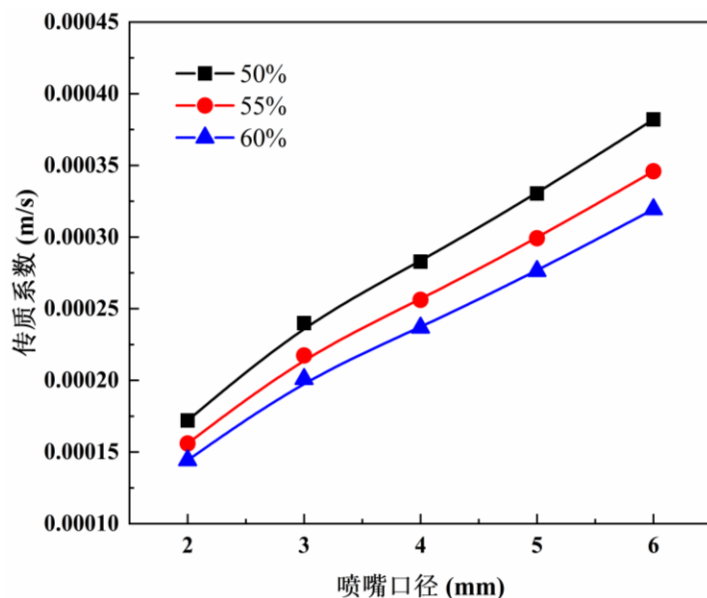


图1 局部传质系数随喷嘴口径 d 变化

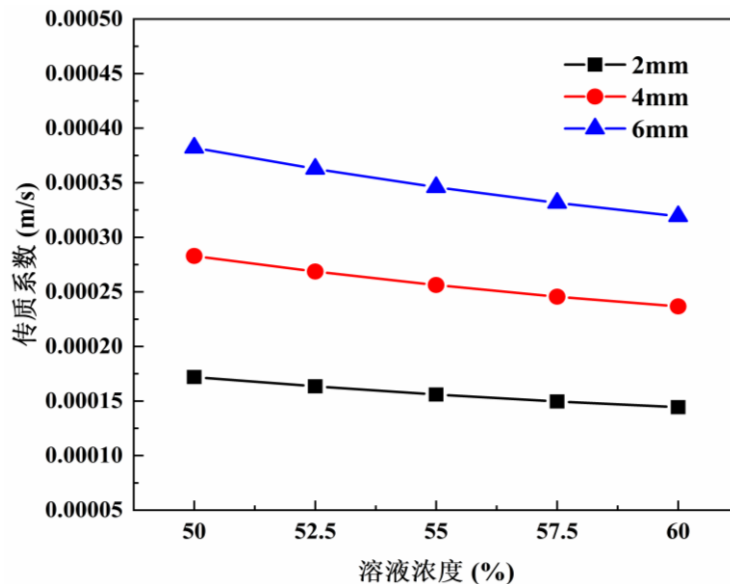


图2 局部传质系数随溶液浓度 φ 变化

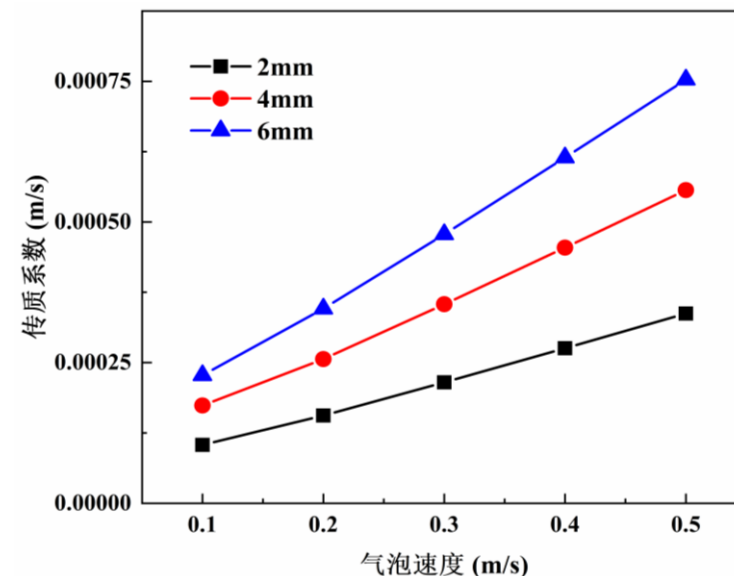


图3 局部传质系数随气泡速度 u 变化

- 喷嘴口径越大, 气泡速度越大, 溶液浓度越小, 传质效果越好。

$\varphi=60\%$ 时, d 由2mm增加至6mm	h_m 增大1.22倍
$d=2\text{mm}$ 时, φ 由50%增加至60%	h_m 减小16.1%
$d=2\text{mm}$ 时, u 由0.1m/s增加至0.5m/s	h_m 增大2.3倍

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性研究

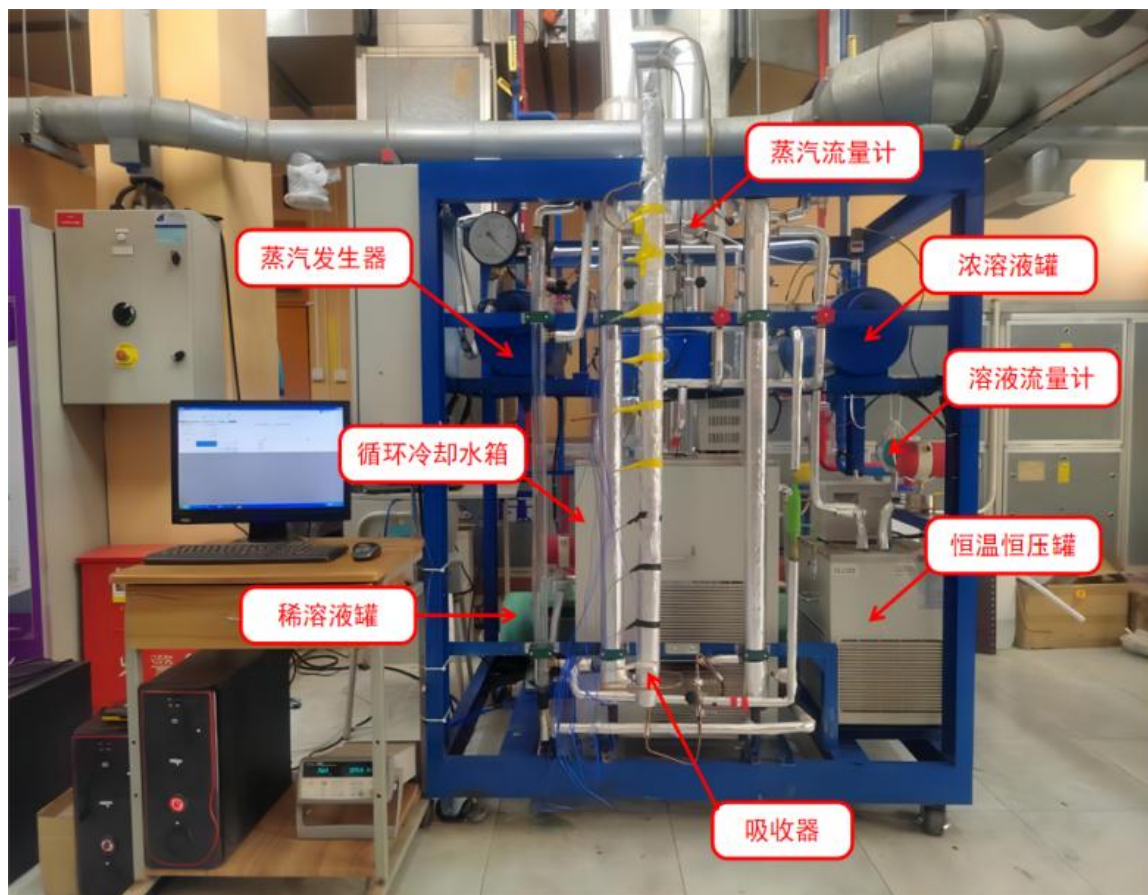


图1 鼓泡吸收实验装置实物图

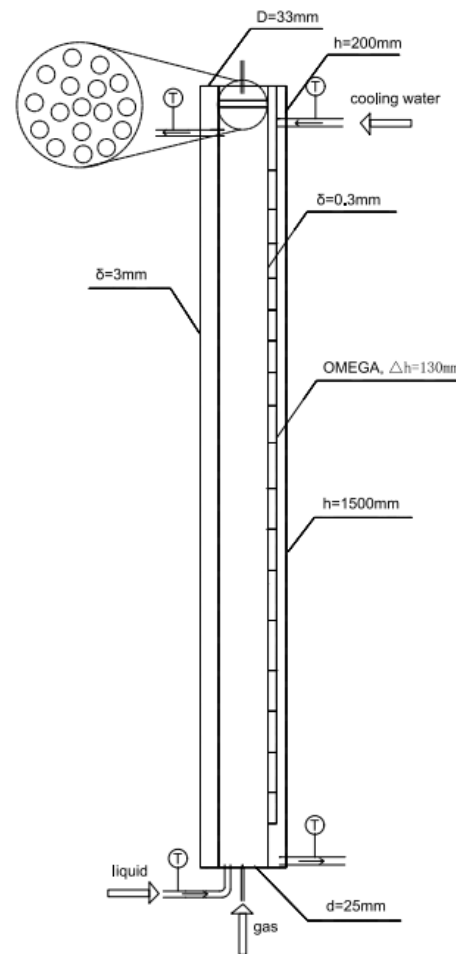


图2 吸收器结构图

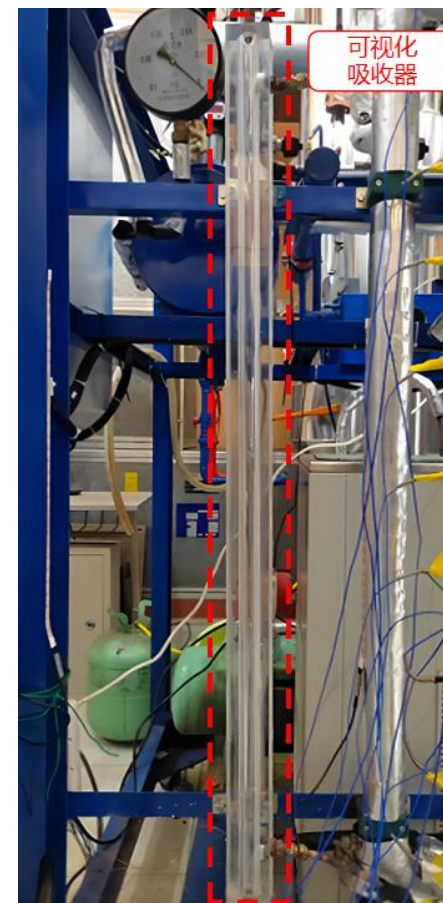
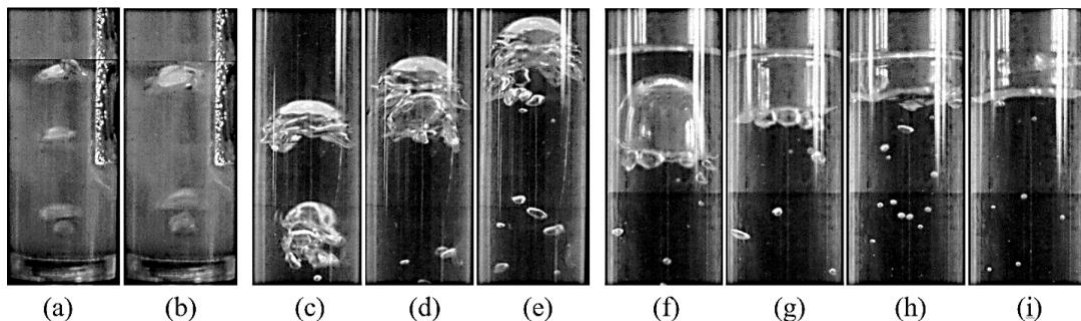


图3 可视化吸收器实物图

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性研究

实验工况：蒸汽入口流量为200L/h-400L/h，溶液浓度为50%，溶液入口温度为35℃，液面高度1000mm，喷嘴孔直径为4mm，溶液入口流量为10L/h。



(a-b) 气泡产生阶段 (c-e) 气泡上升阶段 (f-i) 气泡破裂阶段

图1 鼓泡吸收中气泡形态变化

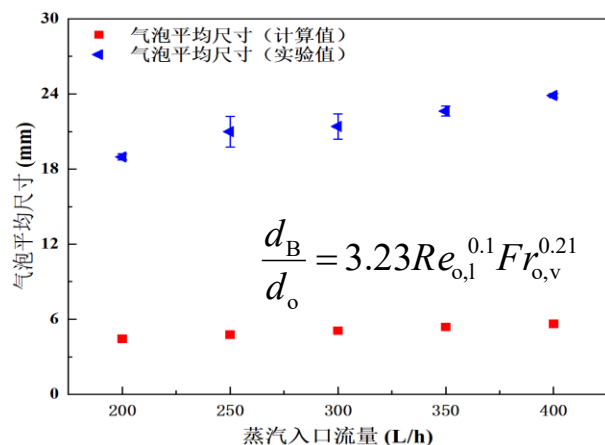


图2 实验值与经典理论模型值对比

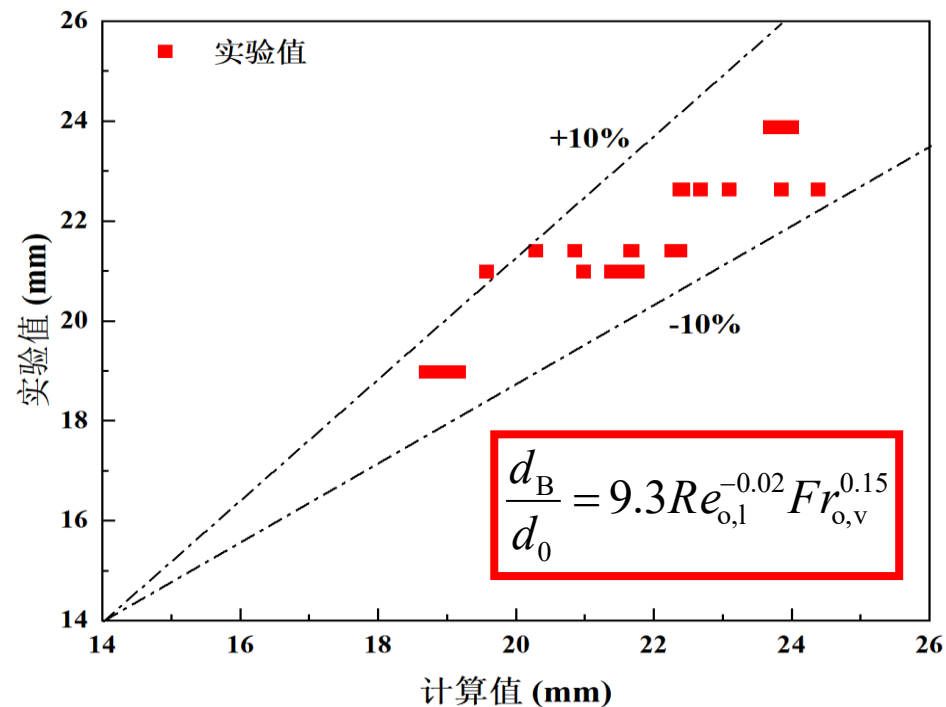


图3 实验值与修正模型值对比

气泡尺寸的实验值与理论计算值最大相对偏差**76.4%**；修正后计算值与实验值最大相对偏差**10%**。

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性研究

实验工况：溶液浓度为55%，喷嘴孔直径为4mm，溶液入口温度为35-39℃，溶液入口流量为10-50L/h，蒸汽入口流量为200-400L/h，冷却水温度为20-28℃，冷却水流量为51.6L/h。

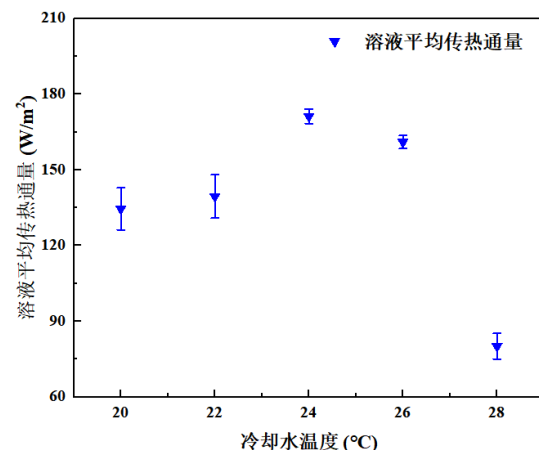


图1 冷却水温度对传热通量影响

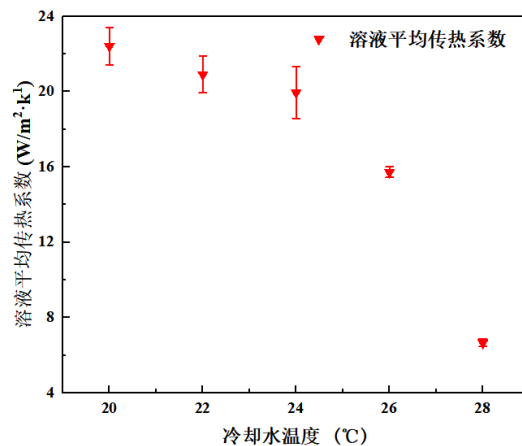


图2 冷却水温度对平均传热系数影响

- 传热通量随冷却水温度的增加先增大后减少，24℃时最大值为171.2W/m²；
- 传热系数随冷却水温度减少而增大，由28℃减少到20℃时，传热系数增加了208%。

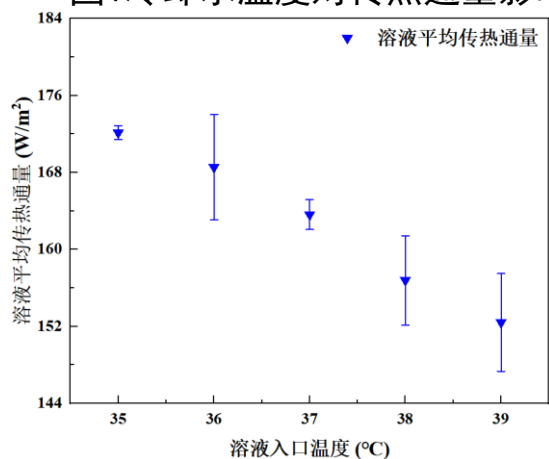


图3 溶液温度对平均传热通量影响

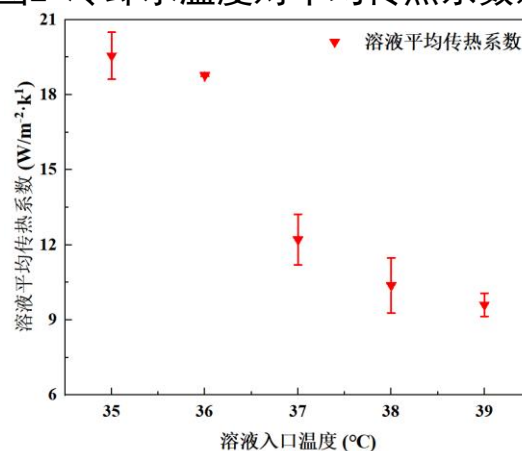


图4 溶液温度对平均传热系数影响

- 传热通量和传热系数随溶液入口温度的降低而增大。
- 由39℃减少到35℃时，平均传热通量和平均传热系数增加17%和51%。

降低冷却水和溶液的入口温度可强化鼓泡吸收的传热能力。

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性研究

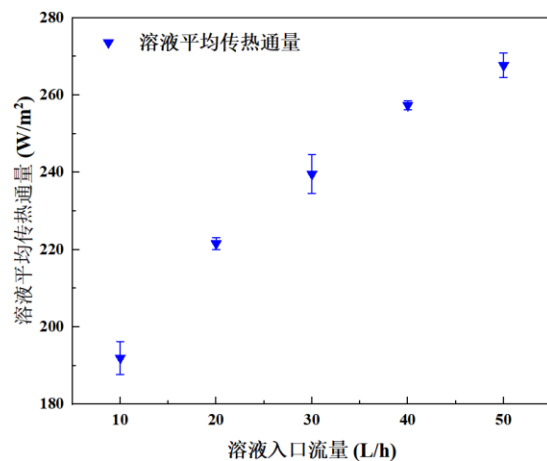


图1 溶液流量对传热通量影响

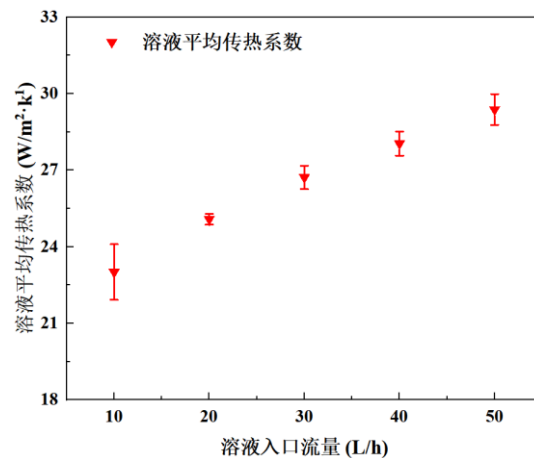


图2 溶液流量对平均传热系数影响

- 传热通量和传热系数随溶液入口流量的增加而增大。
- 由10L/h增加到50L/h时，平均传热通量和平均传热系数分别增加35%和28%。

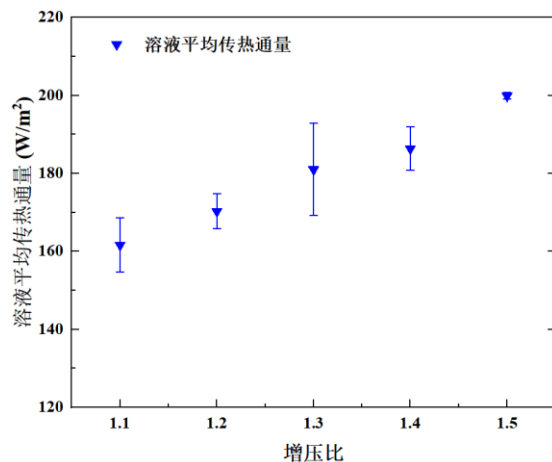


图3 增压比对平均传热通量影响

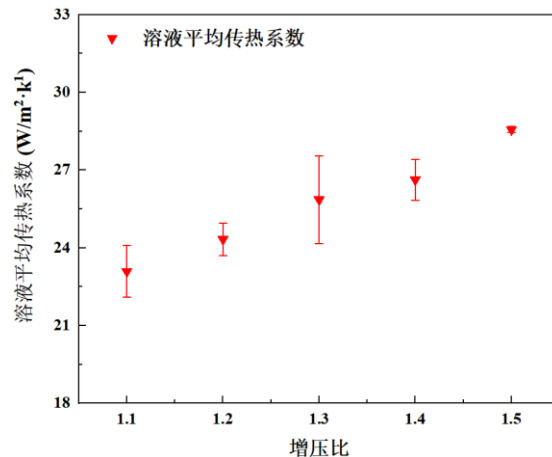


图4 增压比对平均传热系数影响

- 传热通量和传热系数随增压比的增加而增大。
- 由1.1增加到1.5时，平均传热通量和平均传热系数分别增加25%和27%。

增大溶液入口流量和增压比可强化鼓泡吸收的传热能力。

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性的实验与数值研究

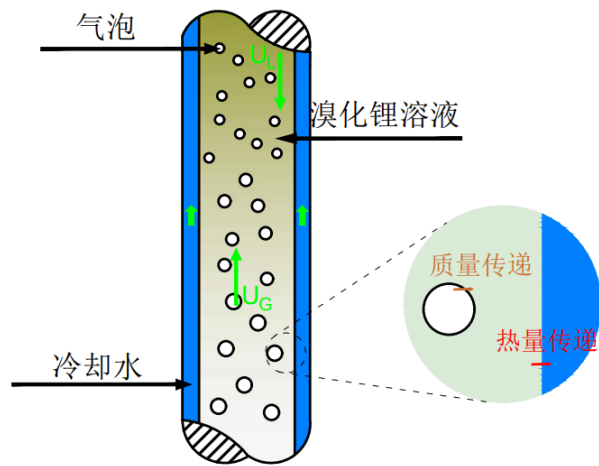


图1 鼓泡吸收原理图

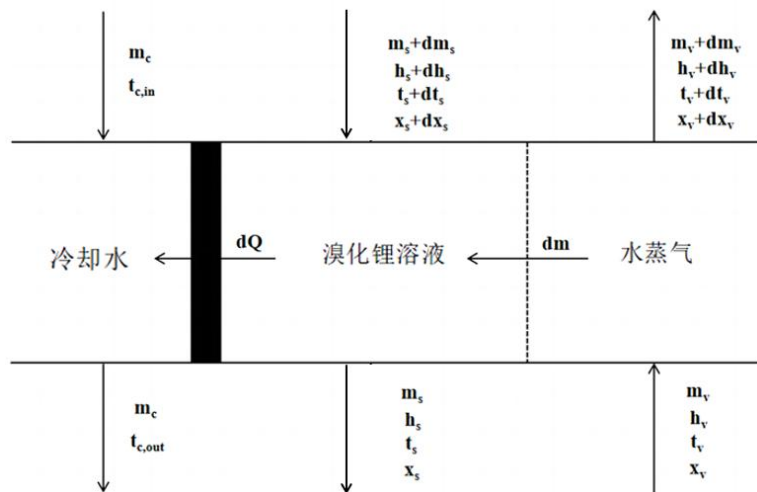
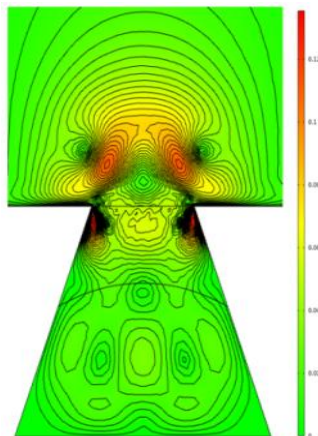
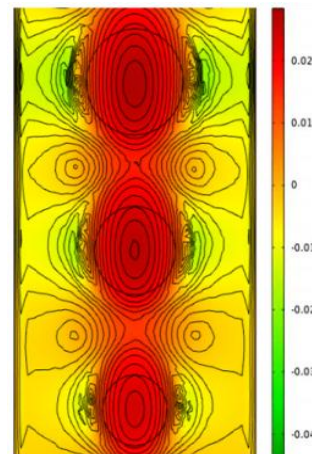


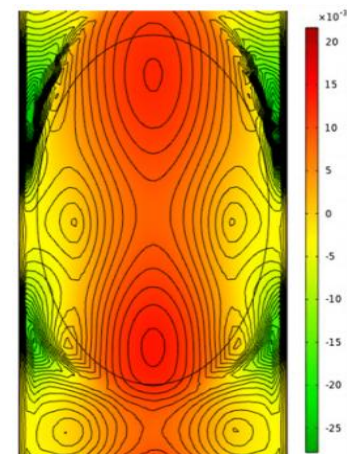
图2 鼓泡吸收的物理过程



(a) $T=0.06s$

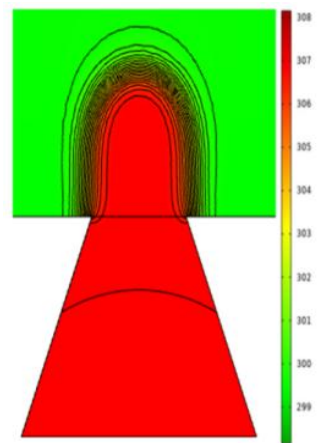


(b) $T=0.5s$

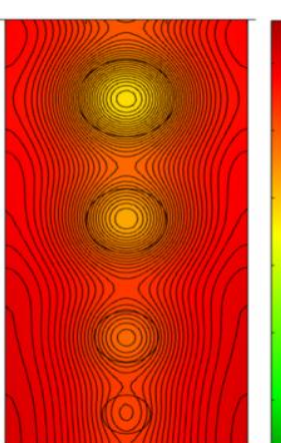


(c) $T=2s$

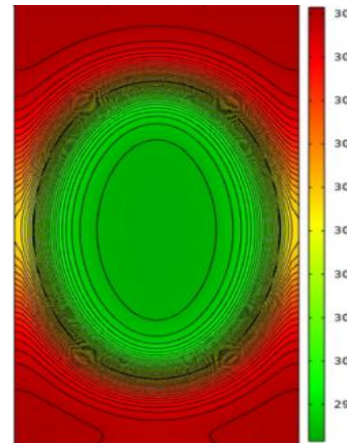
图3 速度场分布



(a) $T=0.06s$



(b) $T=0.5s$



(c) $T=2s$

图4 温度场分布

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性研究

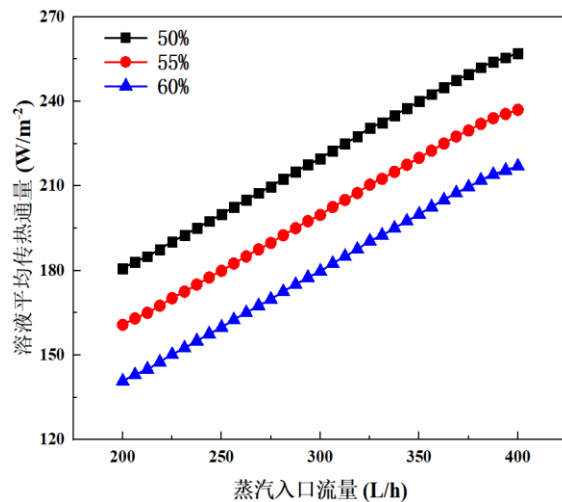


图1 水蒸气流量对平均传热通量影响

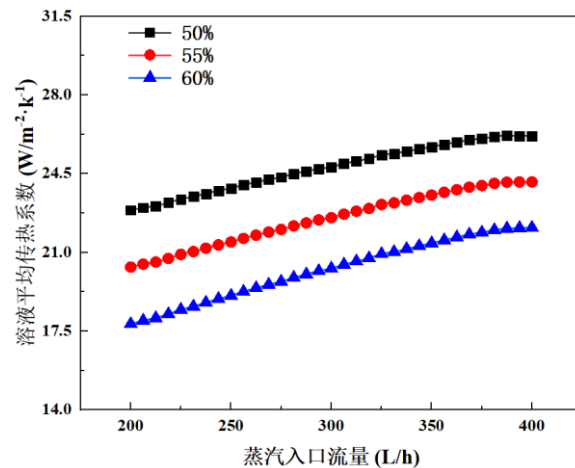


图2 水蒸气流量对平均传热系数影响

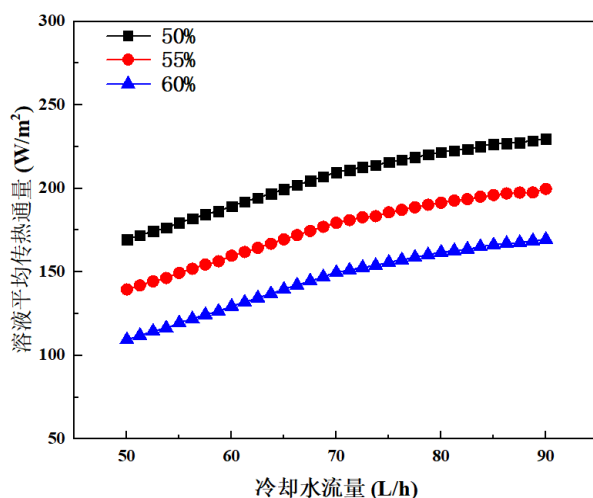


图3 冷却水流量对平均传热通量影响

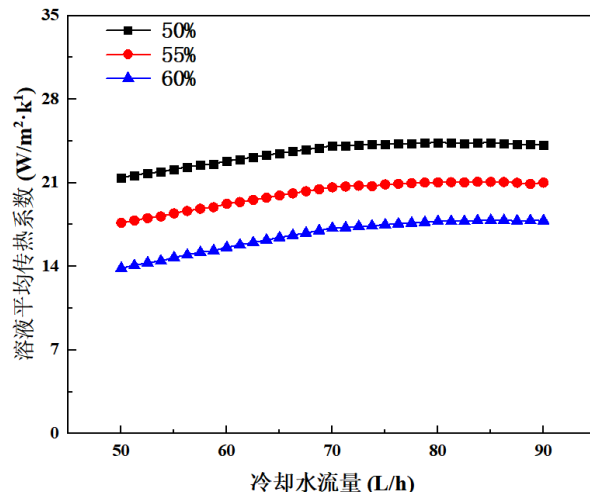


图4 冷却水流量对平均传热系数影响

- 平均传热通量和传热系数随蒸汽入口流量的增加而增大。
- 由200L/h增加到400L/h时，传热通量和传热系数增加分别增加42%和18%。
- 平均传热通量和传热系数随冷却水流量增加而增大。
- 由50L/h增加到90L/h时，传热通量和传热系数增加分别增加27%和28%。

增加蒸汽入口和冷却水的流量可强化鼓泡传热能力。

3.2 单喷嘴鼓泡吸收流动与传热特性研究

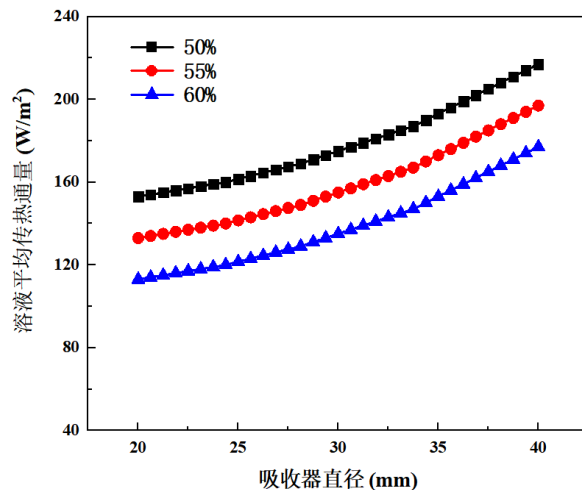


图1 吸收器直径对平均传热通量影响

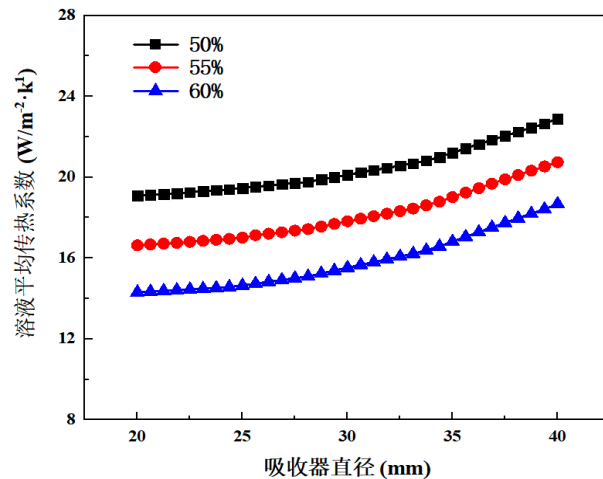


图2 吸收器直径对平均传热系数影响

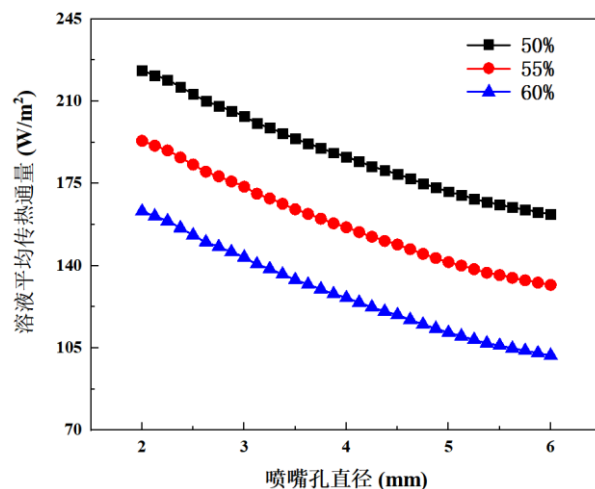


图3 喷嘴直径对平均传热通量影响

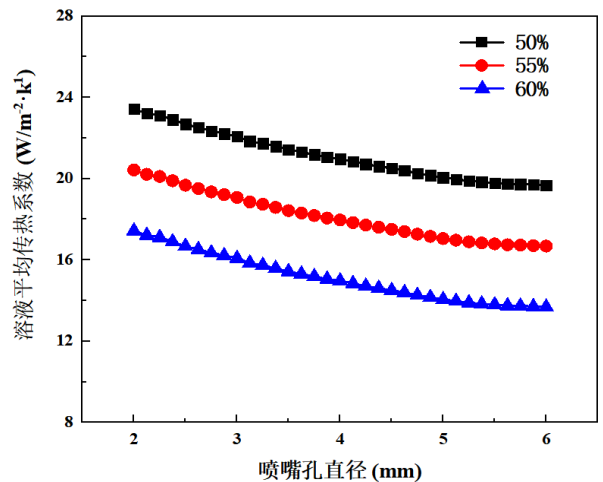


图4 喷嘴直径对平均传热系数影响

- 传热通量和传热系数随吸收器直径的增加而增大。
- 由20mm增加到40mm时，平均传热通量和平均传热系数增加分别增加27%和28%。
- 传热通量和传热系数随喷嘴孔直径的减少而增大。
- 由6mm减少到2mm时，平均传热通量和平均传热系数增加分别增加26%和27%。

增加吸收器直径和降低喷嘴口径可强化鼓泡传热能力。

(a)单喷嘴
(a)Single Nozzle

(b)双喷嘴
(b)Dual Nozzle

(c)三喷嘴
(c)Triple Nozzle

J.L. Gao#, G. Wang#*, J.T. Li, X.Y. Cui, Y.X. Xiong, X.S. Lv. [Design and Verification of Experimental Device for Pressurized Bubbling Absorption Transport Characteristics](#)[J]. Buildings,2024

3.3 多喷嘴鼓泡吸收流动与热质传递特性研究

实验工况：吸收压力0.2MPa，溶液入口温度40℃，溶液入口浓度55%，水蒸气入口温度20℃。

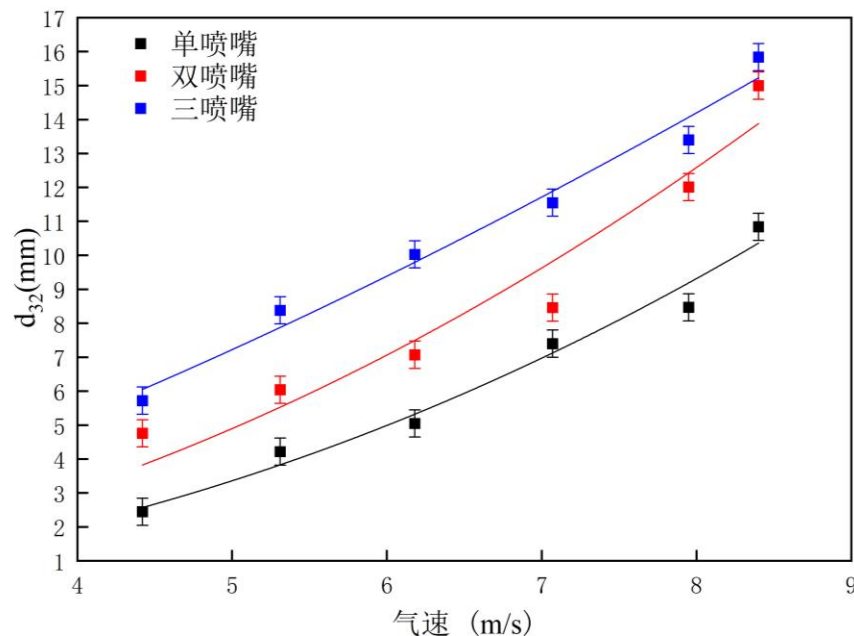


图1 气泡直径与气速和喷嘴数量的关系

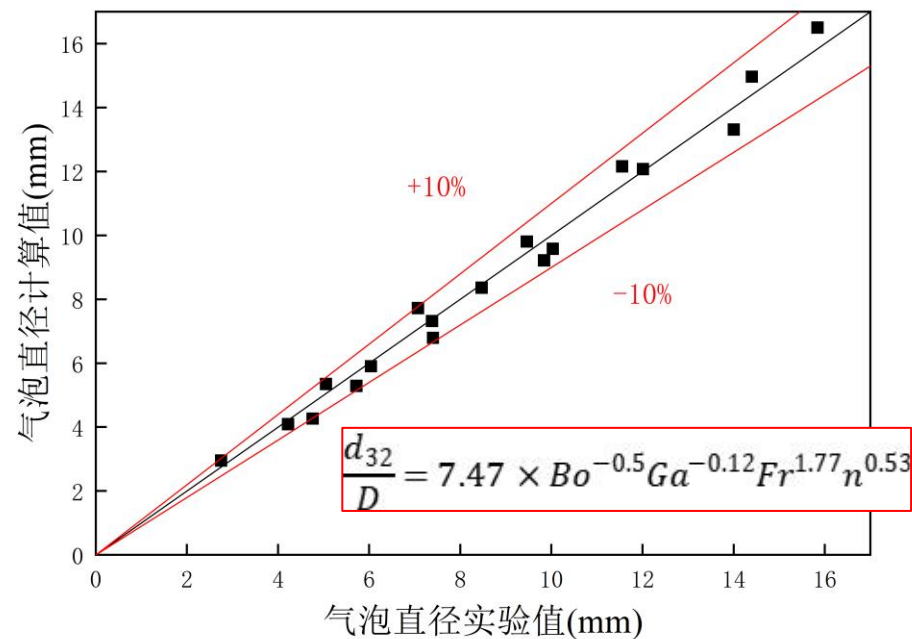


图2 实验气泡当量直径与拟合关联式值偏差

- 气速增加90%，气泡直径增加176.92%；在气速 8.4m/s 时，喷嘴数量增加，气泡直径增加 46.13%。
- 在高气速下，气泡合并几率增加，容易形成较大的气泡。

3.3 多喷嘴鼓泡吸收流动与热质传递特性研究

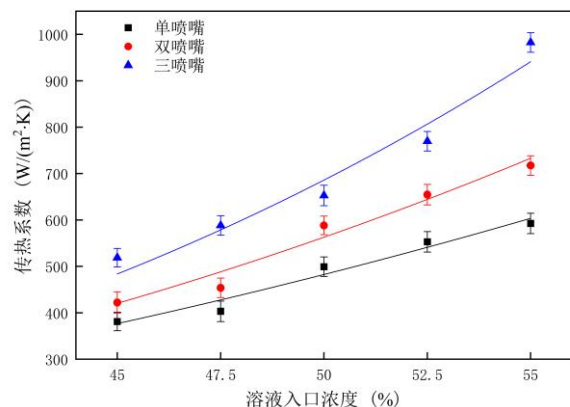


图1 溶液浓度对传热系数影响

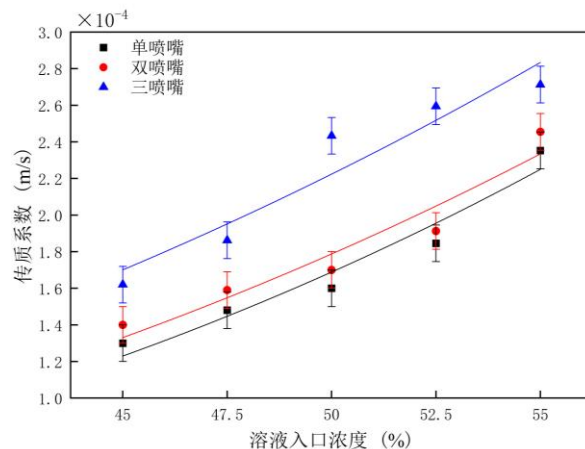


图2 溶液浓度对传质系数影响

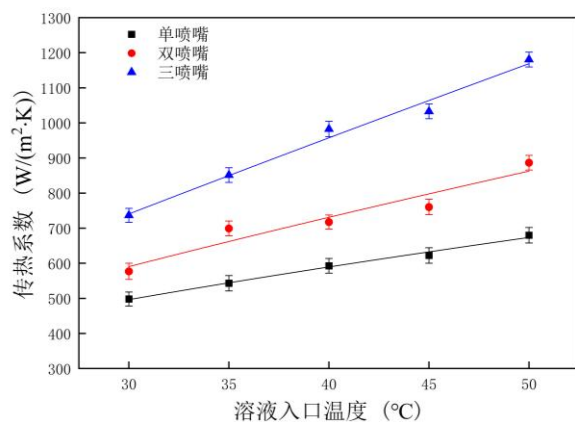


图3 溶液温度对传热系数影响

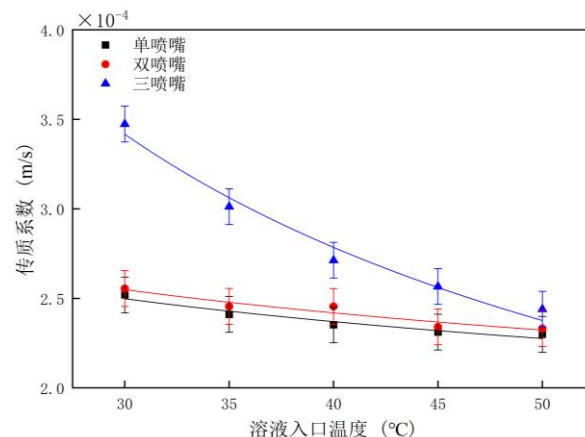


图4 溶液温度对传质系数影响

- 溶液入口浓度升高10%，平均传热系数和传质系数分别提升89.4%和68.75%。
- 溶液入口浓度 55%时，喷嘴数量增加，平均传热系数和传质系数分别提升 65.8%和 17.39%。
- 溶液入口温度升高20 $^{\circ}C$ ，平均传热系数和传质系数分别提升60.31%和45.83%。
- 溶液入口温度 50 $^{\circ}C$ 时，喷嘴数量增加，平均传热系数和平均传质系数分别提升 73.65%和 40%。

增加溶液的入口浓度、温度和喷嘴数量可强化鼓泡传热传质能力。

3.3 多喷嘴鼓泡吸收流动与热质传递特性研究

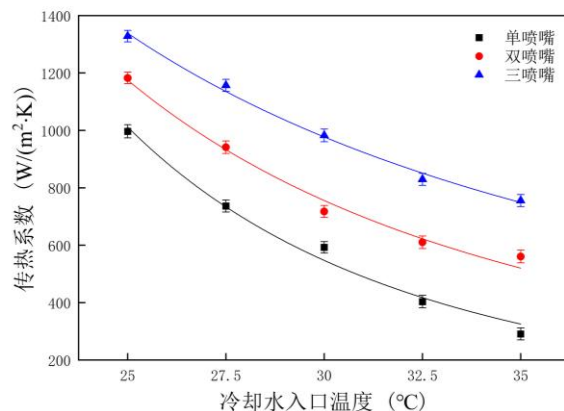


图1 冷却水温度对传热系数影响

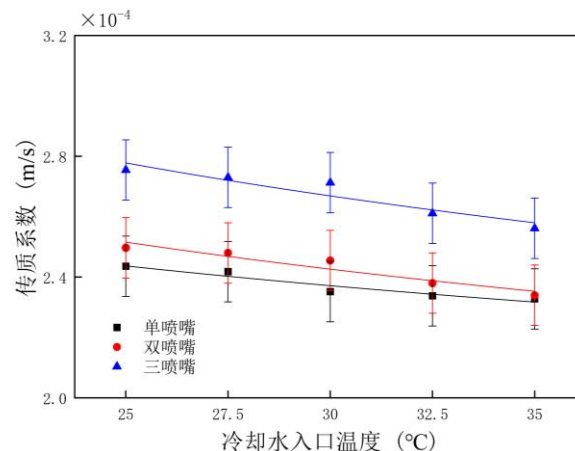


图2 冷却水温度对传质系数影响

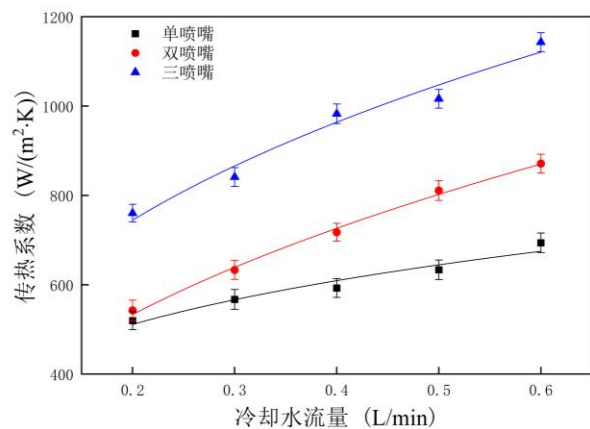


图3 冷却水流量对传热系数影响

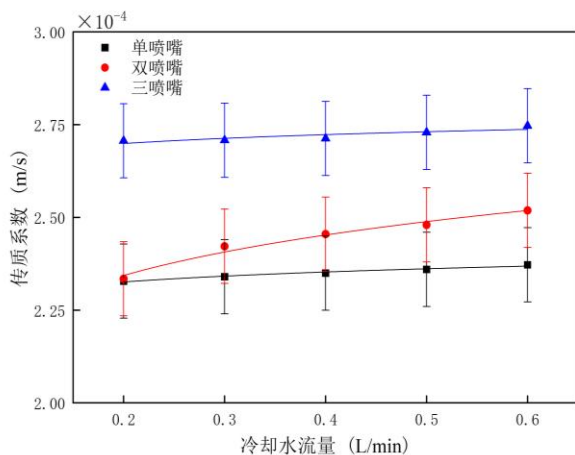


图4 冷却水流量对传质系数影响

- 冷却水入口温度降低10°C，平均传热系数和传质系数分别提升75.77%和7.14%。
- 冷却水入口温度为 25°C时，喷嘴数量增加，平均传热系数和传质系数分别提升 23.95%和16.67%。
- 冷却水流量提升0.4L/min，平均传热系数和传质系数分别提升50.33%和1.52%。
- 冷却水流量 0.6L/min 时，喷嘴数量增加，平均传热系数和传质系数分别提升 64.73%和16.03%。

增加冷却水入口温度、流量和喷嘴数量可强化鼓泡传热传质能力，但对传质系数影响相对小。

3.3 多喷嘴鼓泡吸收流动与热质传递特性研究

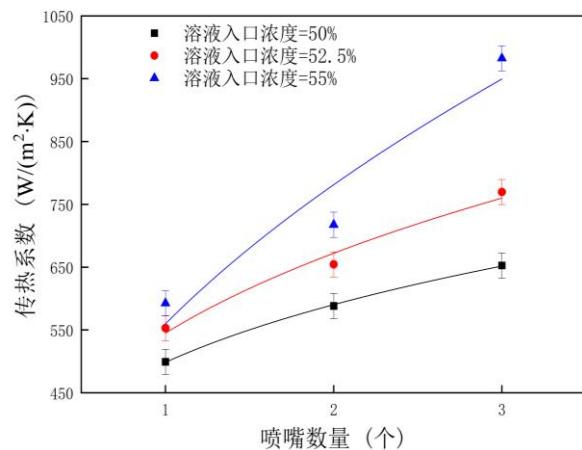


图1喷嘴数对传热系数影响

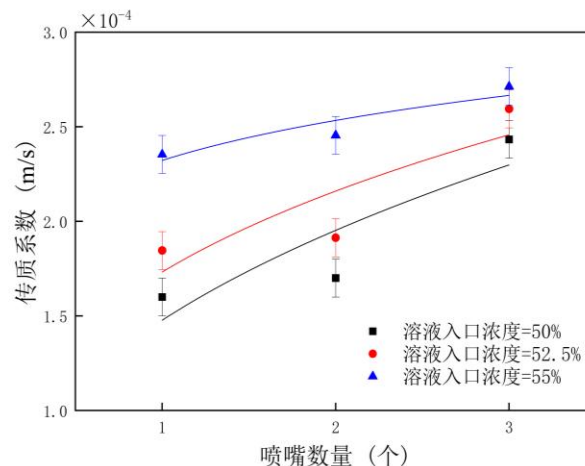


图2 喷嘴数对传质系数影响

- 喷嘴数量从1增加到3，平均传热系数和传质系数分别提升65.8%和7.39%。
- 溶液入口浓度提升5%，平均传热系数和传质系数分别提升 33.56%和 12.5%。

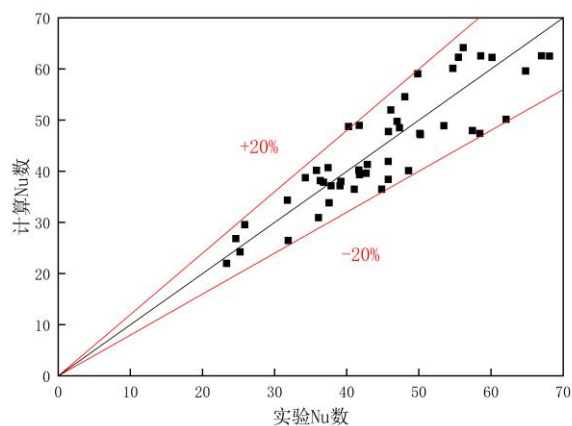


图3 传热系数经验关联式

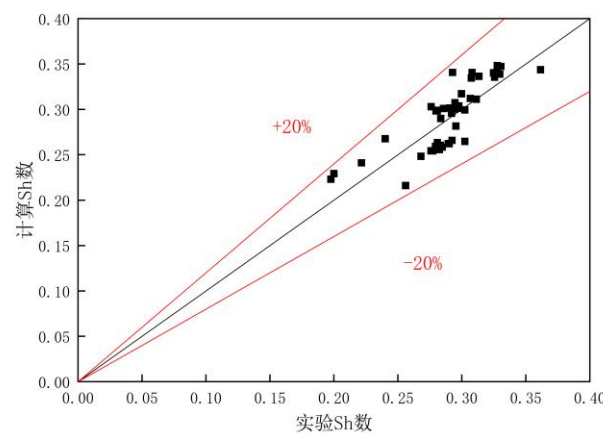


图4 传质系数经验关联式

- 传热系数拟合关联式

$$Nu = 0.607n^{0.37}Re^{0.88}$$

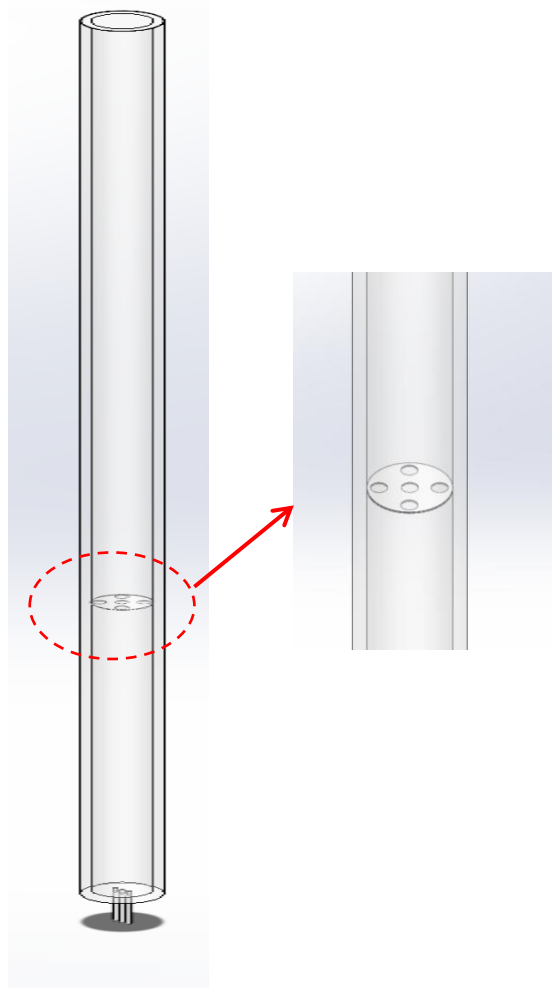
- 传质系数拟合关联式

$$Sh = 0.068n^{0.23}Re^{0.28}$$

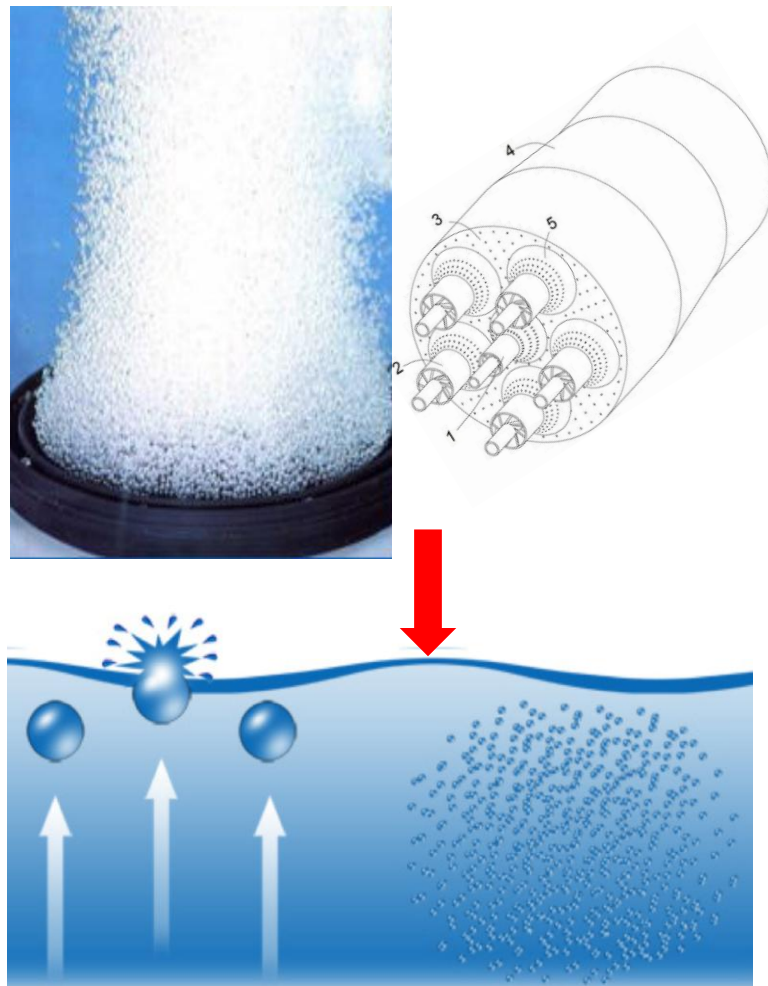
3.4 总结

- 提出了真空环境下增压鼓泡吸收的方案，并经过理论验证其可行性；
 - 建立了溴化锂溶液单气泡吸收的热质传递数学模型，探究了单气泡局部传热和传质特性，揭示了鼓泡吸收的热质传递机理。
- 观察到鼓泡吸收中气泡流型、流态，气泡经历了球状流—弹状流—柱塞流—弹状流—球状流等形态变化；
 - 气泡修正了鼓泡吸收中的气泡尺寸模型，修正后模型值与实验值最大相对偏差10%；
 - 实验和数值探究溶液入口流量、增压比，蒸汽入口、冷却水的流量，吸收器直径，冷却水、溶液的入口温度对鼓泡吸收过程传热特性的影响。
- 引入气速和喷嘴数量，重新修正了气泡尺寸模型，修正后模型值与实验值最大相对偏差10%；
 - 实验探究了溶液入口浓度、溶液入口温度、冷却水入口温度、冷却水流量等参数对鼓泡吸收传热和传质特性影响；
 - 拟合了多喷嘴鼓泡吸收的热质传递系数经验关联式，关联式误差不高于20%。

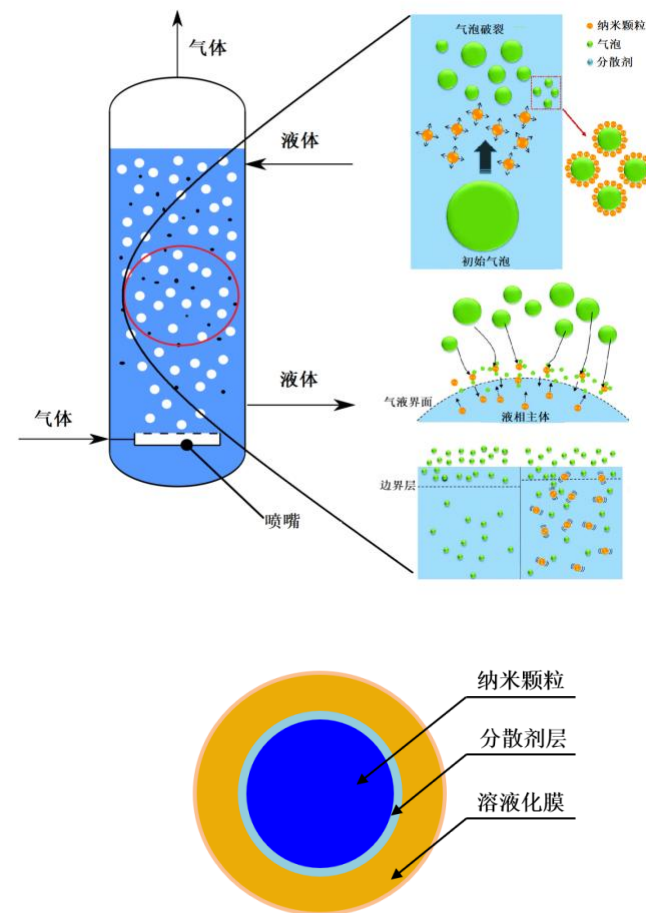
继续深化鼓泡吸收流动与热质传递特性方面研究，为机组开发奠定坚实基础



鼓泡吸收增加内部**扰动构件**

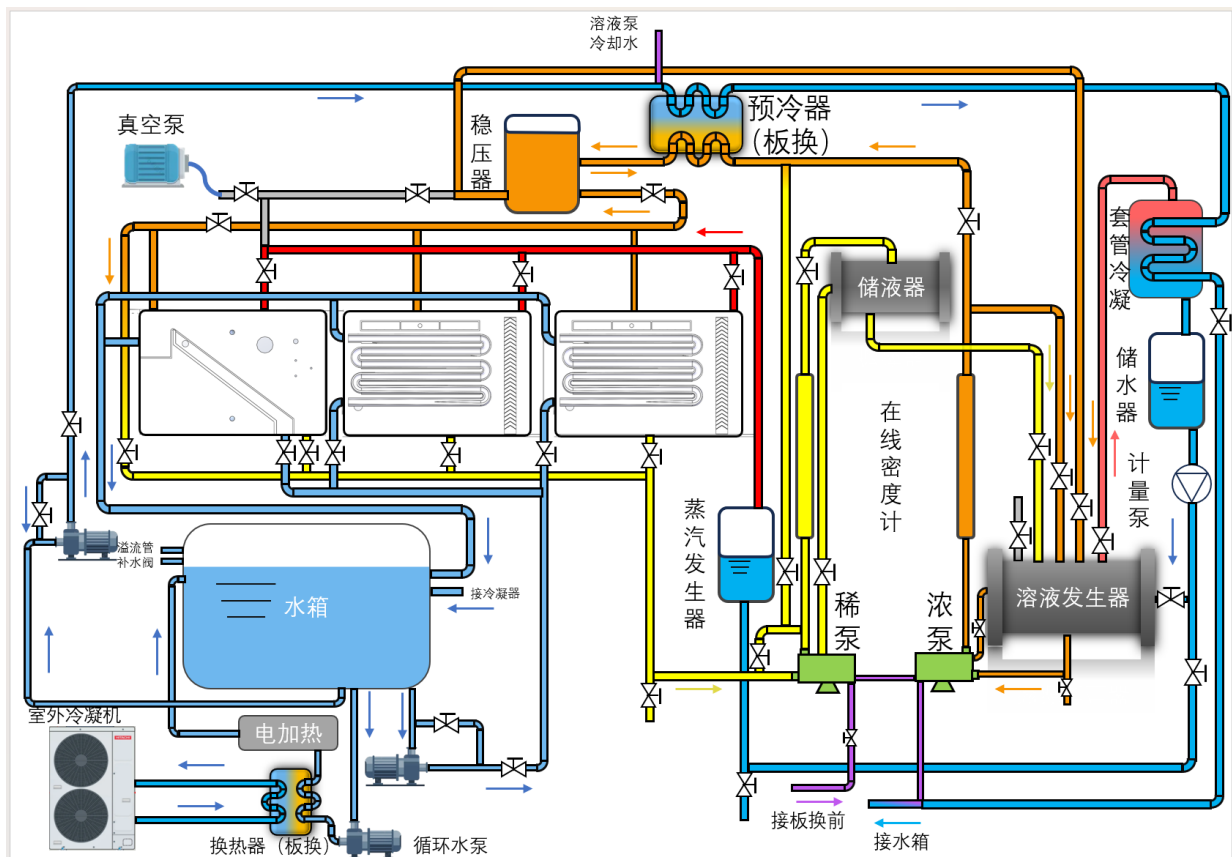


多喷嘴微纳米级鼓泡吸收强化热质传递



纳米溶液鼓泡吸收强化热质传递

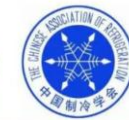
继续深化鼓泡吸收流动与热质传递特性方面研究，为机组开发奠定坚实基础



鼓泡吸收型吸收式热泵关键部件和综合性能测试系统



北京建筑大学
BEIJING UNIVERSITY OF CIVIL
ENGINEERING AND ARCHITECTURE



中国制冷空调专业产学研论坛

感谢聆听

2025年8月26日

