

# 不凝气体对竖管太阳能海水淡化装置性能的影响

常泽辉<sup>1</sup>, 李建业<sup>1</sup>, 李瑞晨<sup>1</sup>, 李怡暄<sup>1</sup>, 侯 静<sup>2,3</sup>, 李文龙<sup>1</sup>

(1. 内蒙古工业大学能源与动力工程学院, 呼和浩特 010051; 2. 内蒙古建筑职业技术学院机电与暖通工程学院, 呼和浩特 010070;  
3. 内蒙古工业大学化工学院, 呼和浩特 010051)

**摘 要:** 针对太阳能海水淡化装置内不凝气体抑制气水混合物冷凝换热的问题, 设计一种竖管太阳能海水淡化装置, 通过分别填充氮气和空气作为蒸发冷凝腔工作介质, 研究2种不凝气体对装置产水速率、蒸发冷凝温差、热扩散系数以及竖直温度梯度分布等性能的影响机理。结果表明, 该淡化装置加热温度为80℃时, 填充氮气的装置产水速率为245 g/h, 比填充空气的装置产水速率增加15%, 填充氮气的装置上测点温度与下测点温度相差约0.1℃, 基于试验数据给出不凝气体为氮气运行条件下装置内  $Nu$  与  $Ra$  的经验关联式, 二者呈指数函数关系, 决定系数为0.9926。

**关键词:** 太阳能; 海水淡化; 性能; 不凝气体; 冷凝  
**中图分类号:** TK519 **文献标识码:** A

## 0 引 言

太阳能海水淡化技术是解决安全可饮用淡水短缺切实可行的方法之一。其中, 太阳能蒸馏海水淡化技术因具有运行简单、取材方便、造价低廉等优点而得到科研人员的开发和应用<sup>[1-4]</sup>。

传统的太阳能蒸馏装置内由于蒸发冷凝面之间距离大导致传热热阻大, 加之承压能力差, 无法实现负压运行。为了克服上述装置存在的缺陷, Tiwari 等<sup>[5]</sup>提出横管太阳能蒸馏装置, 用以代替传统的盘式海水蒸馏结构, 并给出其内部能量关系式。在此基础上, 为进一步提高管式太阳能蒸馏器的淡水产量, 常泽辉等<sup>[6]</sup>和陈志莉等<sup>[7]</sup>分别研究回热和管外增设肋片以及表面亲水改性对管式太阳能蒸馏器产水性能的强化作用。虽然上述措施提高了管式太阳能蒸馏器的热能利用效率, 强化了装置内传热传质过程, 但其产水速率仍未达到最优, 造成这种现象的原因之一就是装置运行过程中存在大量不凝气体。研究表明, 水蒸气在含有空气、氮气、氩气等不凝性气体的表面上自然对流的膜状凝结中, 其凝结换热均会受到抑制<sup>[8]</sup>。可通过增设

真空泵降低装置内压力、减少不凝气体量来提升产水速率, 但这种方法对装置承压能力要求高, 运行过程中需消耗电能, 显然对于小型太阳能海水淡化装置不适用。因此, 探寻填充比空气传热性能更好的不凝气体, 并对其热扩散系数等参数展开研究的意义不言而喻。

为探究不凝气体对水蒸气冷凝换热的影响机理, 国内外诸多学者采用数值计算、建模仿真和试验测试等方法, 对空气<sup>[9,10]</sup>、二氧化碳<sup>[11]</sup>和氮气<sup>[12,13]</sup>等不凝气体对水蒸气凝结以及对管式蒸馏装置产水性能的影响展开深入研究。但上述研究中多以高径比较大的竖直铜管为分析对象, 且研究多集中于不凝气体对水蒸气冷凝过程的影响机理, 对于小高径比的竖管太阳能海水淡化装置内不凝气体对于二元混合气体的热质传递特性研究较少。

可对在常压下运行具有较好传热传质特性的不凝气体展开研究, 以提高小高径比海水淡化装置产水速率, 进而提升装置经济性。鉴于此, 本文研究分析竖管太阳能海水淡化装置内填充氮气对装置产水速率、热扩散系数以及竖直方向温度梯度分布等特性的影响机理, 并基于试验测试数据, 给出

收稿日期: 2019-05-10

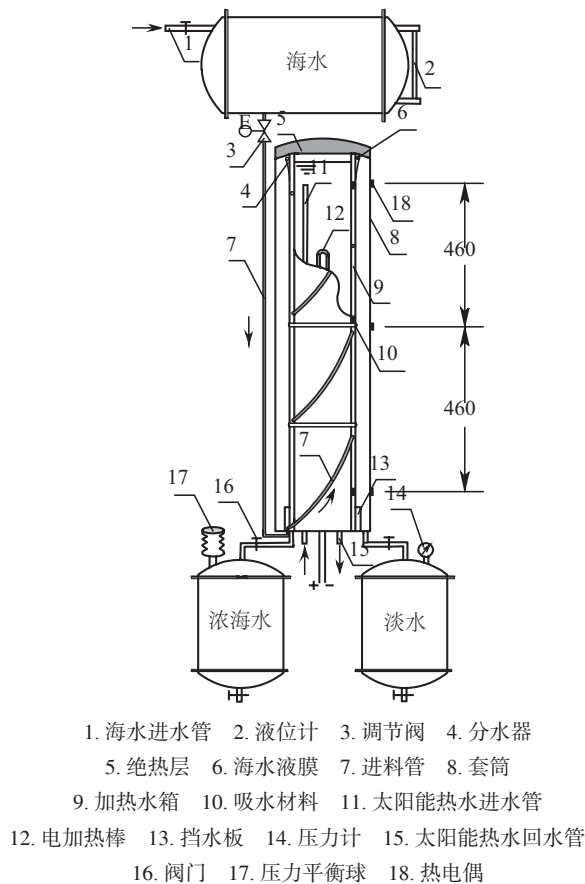
基金项目: 国家自然科学基金(51666013); 内蒙古自治区科技重大专项; 内蒙古自治区研究生科研创新项目(S2018111948Z); 内蒙古自治区大学生创新创业训练计划

通信作者: 常泽辉(1978—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事太阳能海水淡化、光热利用技术方面的研究。changzehui@163.com

自然对流状态下不凝气体为氦气时,圆柱封闭小空间内  $Nu$  与  $Ra$  的经验关联式。

## 1 新型竖管太阳能海水淡化装置

本文设计新型竖管太阳能海水淡化装置,其高径比为 9.5,结构如图 1 所示,装置主体由 2 根直径不同的不锈钢筒及上下底板焊接组成,所形成的圆柱形封闭空腔为装置蒸发冷凝腔。运行过程中所生成的淡水及未蒸发的浓海水分别汇聚到淡水收集罐和浓海水收集罐内,进料海水由位于装置上方的海水储水箱自重力进水提供。



1. 海水进水管 2. 液位计 3. 调节阀 4. 分水器  
5. 绝热层 6. 海水液膜 7. 进料管 8. 套筒  
9. 加热水箱 10. 吸水材料 11. 太阳能热水进水管  
12. 电加热棒 13. 挡水板 14. 压力计 15. 太阳能热水回水管  
16. 阀门 17. 压力平衡球 18. 热电偶

图1 竖管太阳能海水淡化装置结构示意图

Fig. 1 Schematic drawing of vertical tubular solar seawater distillation device

装置运行时,海水经进料管 7 从管式太阳能海水淡化装置底部螺旋上升到分水器 4 中,由分水器进入紧贴于加热水箱 9 外表面吸水材料 10 中,当加热水箱中水体由太阳能集热系统或电加热器供热后温升,吸水材料中海水受热蒸发,所产生的水蒸气与蒸发冷凝腔内介质气体混合传热传质,同时

在温度较低套筒内壁面凝结生成淡水并沿筒壁汇聚到淡水收集罐内,压力平衡球 17 维持装置内压力与环境大气压相同。

竖管太阳能海水淡化装置的圆柱形封闭空腔与传统盘式太阳能蒸馏淡化装置相比,占地面积更小,承压能力更好,传热热阻更小,冷凝面积总是大于蒸发面积。通过增加级数可有效利用水蒸气凝结潜热,提高装置热能利用效率,除此以外,还可将进料管敷设在外层套筒以实现回热功能,增强装置的实用性。本文仅对这种小高径比蒸发冷凝腔内不凝气体对其性能影响特性展开试验研究和理论分析。

## 2 装置内部传热传质机理分析

竖管太阳能海水淡化装置内部海水液膜受热自然对流蒸发过程包括由蒸发冷凝温差引起的传热过程和二元混合气体密度差引起的传质过程。装置封闭空腔内蒸发面液膜向冷凝面的热量传输包括热对流、热辐射以及蒸发传热等过程。水蒸气凝结释放的潜热经热传导传到套筒外壁面,以对流和辐射散热形式被环境空气带走。

假设装置内的水蒸气与气体介质均匀混合,且气水界面处水蒸气处于饱和状态。则对于封闭空腔内自然对流传热过程可由式(1)加以描述:

$$Nu = C \times (Gr \times Pr)^m \quad (1)$$

式中,  $Nu$  ——努塞尔特数;  $Gr$  ——格拉晓夫数;  $Pr$  ——普朗特数;  $C$ 、 $m$  ——常数。

式(1)中的自然对流传热过程还可利用式(2)加以描述:

$$Ra = Gr \times Pr \quad (2)$$

式中,  $Ra$  ——瑞利数。

在运行过程中,装置内蒸发面与冷凝面之间存在水蒸气的密度差引起的传质会对自然对流传热过程起到强化作用,因此,式(2)中的格拉晓夫数需要进行修正,其计算式为<sup>[14]</sup>:

$$Gr' = \frac{l^3 \times \rho^2 \times g}{\mu_m^2} \times \left( \frac{M_e' T_e}{M_c' T_c} - 1 \right) \quad (3)$$

式中,  $l$  ——淡化装置特征尺寸, m;  $\rho$  ——装置内混合物密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\mu_m$  ——动力黏度,  $\text{N} \cdot \text{s/m}^2$ ;  $M'$  ——水蒸气的摩尔质量;  $T$  ——温度; 下标  $e$ 、 $c$  ——蒸发面和冷凝面; 下标  $m$  ——气水混合物。

对于  $Ra < 10^9$  的努塞尔数可由 Churchill 推导出的公式<sup>[15]</sup>加以计算:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67 \times Ra^{0.25}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \quad (4)$$

普朗特数可通过式(5)计算:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (5)$$

式中,  $c_p$ ——装置内水蒸气的定压比热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;

$k$ ——工作介质的热导率,  $W/(m \cdot K)$ 。

物理模型中其他参数计算过程可见文献[16]。

### 3 试验测试系统及仪器

竖管太阳能海水淡化装置圆柱形封闭空腔由材质为不锈钢 304 的圆筒焊接而成。为了经济实用,内层圆柱加热水箱采用成品不锈钢圆筒,直径为 102 mm,长度为 970 mm,蒸发面积为  $0.29 m^2$ ,吸水材料为棉麻质材料。外层不锈钢套筒与同一底板连接并与加热水箱外壁面形成蒸发冷凝腔,其直径为 159 mm,长度为 980 mm。两圆筒上部空隙内填充泡沫保温材料,减少散热损失。

试验中,位于浓海水收集罐上方的压力平衡球可以保证装置内部气压与外界大气压始终保持一致。试验在温度、空气流速可调节实验室内进行,用自来水代替海水,其蒸发误差小于 3%<sup>[17]</sup>。由于太阳能供能的不稳定,无法保证试验中运行温度始终保持在测试要求范围内,为了提高研究的精度,用电加热器模拟太阳能供能系统。装置内各测点温度由 K 型热电偶测得,误差为  $\pm 0.5 ^\circ C$ ,数值由多通路无纸记录仪实时采集,时间间隔为 1 min。装置产水速率由淡水收集罐上液位计间接计算得到。装置内部压力由盒式压力计测量,误差为  $\pm 1.0 kPa$ ,鉴于本文采用不同不凝气体对比研究方法,需保证运行环境条件恒定,室内温度控制在约  $25 ^\circ C$ ,装置周围空气流速  $< 1 m/s$ 。

在试验测试前,分别对测试仪器、测温传感器等进行校核。测试中,对分别填充有空气和氮气的淡化装置在固定加热温度运行条件下产水速率、蒸发冷凝温差、竖直方向温度梯度以及排浓海水温度等进行测试和分析,试验装置如图 2 所示。在测试数据基础上,计算拟合填充有氮气的装置内自然对

流过程中  $Nu$  与  $Ra$  的数值关系。



图2 试验测试系统实物图

Fig. 2 Photograph of experimental set-up

### 4 试验测试结果及分析

#### 4.1 稳态定加热温度试验测试

装置定温度运行试验中,通过调节电加热器输入电功率实现对装置加热温度(加热水箱内水体温度)的恒定控制。每一加热温度运行时间保持在 1 h 以上,取多次产水速率的平均值作为该加热温度下装置产水速率。装置内气体介质分别为空气和氮气时,产水速率随加热温度变化如图 3 所示。

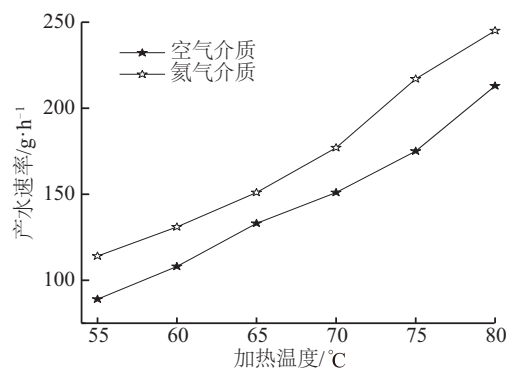


图3 定加热温度下不同不凝气体对装置产水速率的影响

Fig. 3 Effects of different non-condensable gases on water yield of device under controlled heating temperature

从图 3 中可看出,当装置在一定温度下运行时,产水速率随加热温度升高而增加,装置内不凝气体为氮气时的产水速率大于不凝气体为空气时



的产水速率。当加热温度为 80 ℃时,装置内不凝气体为氦气时的产水速率为 245 g/h,是加热温度为 55 ℃时产水速率的 2.15 倍,比不凝气体为空气时产水速率增加了 15%。说明对于竖管太阳能海水淡化装置,填充氦气可提高装置产水速率,由于装置为全封闭系统,在运行过程中,无需对装置填充气体氦气进行补充。

为了更好地解释上述测试结果,对装置在不同额定加热温度条件下蒸发面温度与冷凝面温度进行测量。装置内蒸发面温度为布置于加热水箱外壁面 3 个热电偶测温数值的平均值,装置的冷凝面温度为布置于套筒外壁面 3 个热电偶测温数值的平均值。装置在不同加热温度运行时,不凝气体对蒸发冷凝温差影响如图 4 所示。

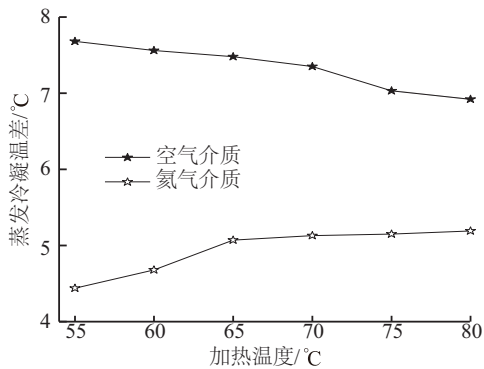


图4 定加热温度下不同不凝气体对装置蒸发冷凝温差的影响

Fig. 4 Effects of different non-condensable gases on evaporation and condensation temperature difference of device under controlled heating temperature

从图 4 中可看出,在测试加热温度范围内,装置内不凝气体为空气时,蒸发冷凝温差随着加热温度的升高呈减小趋势,且大于装置内不凝气体为氦气时的蒸发冷凝温差。在相同加热温度运行条件下,蒸发冷凝温差越小,表明冷凝面温度越高,水蒸气凝结时释放的热量越多,装置产水速率越大。从

装置内蒸汽分压也可以加以解释,蒸汽分压较难直接测量,可以通过管壁温度间接得到。在介质气体与水蒸气二元混合气体蒸发冷凝过程中,随着水蒸气在冷凝面的凝结,不凝气体逐渐聚集,影响了水蒸气穿过到达冷凝面的能力,使得水蒸气在冷凝面表面分压发生变化。当不凝气体为氦气时,在相同蒸发温度条件下,装置冷凝面温度高,表明水蒸气分压高,不凝气体聚集区对水蒸气穿透抑制能力弱,凝结通量大,装置产水速率高。此现象还可由表 1 中空气及氦气在不同加热温度下的热扩散系数进一步解释说明。

表1 不同不凝气体在各加热温度下的热扩散系数

Table 1 Thermal diffusivity of air and helium under different heating temperature

气体	热扩散系数 $a \times 10^5 / \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$					
	55 ℃	60 ℃	65 ℃	70 ℃	75 ℃	80 ℃
空气	2.64	2.72	2.79	2.86	2.94	3.02
氦气	21.02	21.58	22.70	23.27	23.85	24.43

由表 1 可知,在装置运行温度范围内,填充氦气的热扩散系数始终大于填充空气的热扩散系数,这意味着在相同的不凝气体体积分数下,水蒸气-氦气混合气体的热扩散系数要始终大于水蒸气-空气混合气体的热扩散系数,即填充氦气时装置内混合气的传热传质驱动力相比填充气体为空气时更强,从而导致相同加热温度下填充氦气时装置的传热热阻更小,蒸发冷凝温差更小,产水速率更大。

除蒸发冷凝温差会对装置性能产生影响外,装置内有效蒸发冷凝面积也会影响产水速率,对于装置有效蒸发面积,可通过调节输入电功率使其竖直方向上下温差减小加以保证。而有效冷凝面积大小则可由竖直方向温度梯度变化间接得到。装置内不凝气体分别为空气和氦气时,沿竖直方向上下端点冷凝温度随加热温度变化如表 2 所示。

表2 不同不凝气体对装置竖直温度梯度的影响

Table 2 Effects of different non-condensable gases on vertical temperature gradient of device

加热温度/℃		55	60	65	70	75	80
冷凝面温度(空气)/℃	上	48.5	53.5	58.7	64.2	69.3	75.3
	下	44.1	49.2	54.1	60.1	65.2	71.7
冷凝面温度(氦气)/℃	上	50.6	55.4	59.8	64.8	69.9	74.7
	下	50.5	55.2	59.9	64.9	69.8	74.9

从表 2 中可看出,填充气体分别为空气和氦气的装置冷凝面竖直方向上下端点温度均随加热温度升高而增大。当不凝气体为空气时,上端点温度大于下端点温度,主要是因为水蒸气分子量小于空气分子量,当水蒸气从蒸发面向冷凝面扩散过程中,会受到浮升力作用而在套筒上端内表面凝结,导致上端点温度高于下端点温度,同时也说明装置内有效冷凝面积要小于套筒内表面面积,使得装置产水速率受到影响,这也将会对装置理论淡水产量的预测造成一定计算误差。

当不凝气体为氦气时,上端点温度与下端点温度差值在 0.1~0.2 °C 之间,考虑到热电偶的测量误差,可近似认为上下端点温度相等。这说明氦气与水蒸气混合物在密闭空腔内传热传质性能优于填充气体为空气时的性能,此时装置的有效冷凝面积与套筒内表面面积相等,导致装置产水速率大于不凝气体为空气时的产水速率。

对于竖管太阳能海水淡化装置而言,在提高装置额定输入热量运行条件下产水速率的同时,也应对造成装置热损失的原因加以研究,为后续提高装置热能利用效率提供参考。使淡化装置热损失增加的因素包括排浓海水和生成淡水所带走的显热以及水蒸气冷凝时释放的潜热,后者可通过增加装置的级数加以利用。装置内所生成淡水带走的显热与冷凝温度有关,上述研究曲线已做解释。为此,试验中测试不同不凝气体对装置排浓海水温度的影响,变化曲线如图 5 所示。

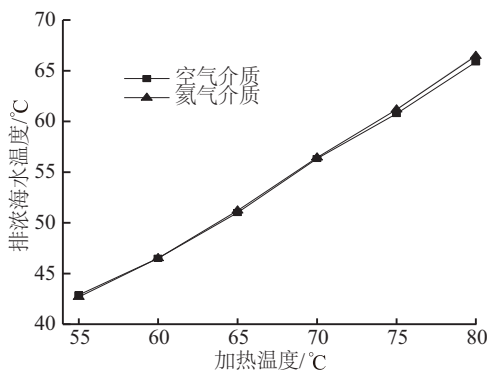


图5 定加热温度下不同不凝气体对装置排浓海水温度的影响

Fig. 5 Effect of different non-condensable gases on brine temperature of device under controlled heating temperature

从图 5 中可看出,装置内不凝气体为空气或氦

气时,排浓海水温度在不同加热温度时差值不大,当加热温度为 80 °C 时,两者温差最大为 0.6 °C,说明 2 种不凝气体对装置排浓海水所含显热损失影响相近。同时,图中给出排浓海水温度高达 66 °C,需对排浓海水进行热回收利用,以提高装置热能利用效率。

## 4.2 装置内 $Nu$ 与 $Ra$ 的关系

将 4.1 节中稳态定加热温度运行下装置蒸发冷凝温度、特征尺寸、蒸发面积等参数代入式(3)~式(5)中,计算得到竖管太阳能海水淡化装置内密闭空腔中的修正格拉晓夫数、努塞尔特数以及普朗特数,进而可通过试验数值求得  $Nu$  与  $Ra$  之间的函数关系。由上述装置内填充 2 种不凝气体的性能对比研究可得知,不凝气体为氦气时的装置性能要优于不凝气体为空气时的装置性能,则竖管太阳能海水淡化装置内填充气体为氦气时,装置内  $Nu$  随  $Ra$  数值变化拟合函数如图 6 所示。

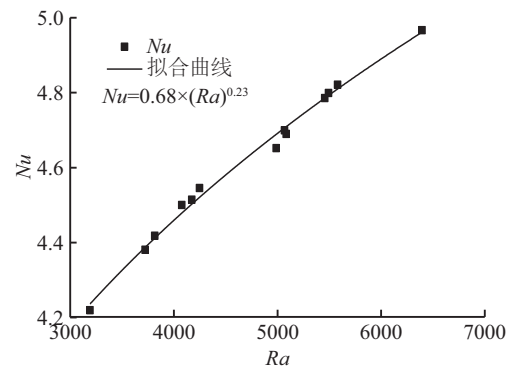


图6 基于试验数值的努塞尔特数与瑞利数关系  
Fig. 6 Relationship between  $Nu$  and  $Ra$  based on experimental data

从图 6 中可得到,对于小高径比的竖管太阳能海水淡化装置,当其内部不凝气体为氦气时,加热温度范围在 55~80 °C 范围内,圆柱形密闭空腔中努塞尔特数与瑞利数之间经验关联式为:

$$Nu = 0.68 \times (Ra)^{0.23} \quad (6)$$

根据试验数值所拟合函数关联式的决定系数为 0.9926。

## 5 结 论

本文对太阳能海水淡化装置内不凝气体对装置性能的影响机理展开研究,搭建高径比较小的竖管太阳能海水淡化装置试验测试台,在室内对圆柱

形封闭空腔中所含不凝气体对装置产水速率、蒸发冷凝温差、竖直温度梯度、排浓海水温度等进行试验测试和理论分析。结果表明,竖管太阳能海水淡化装置内不凝气体为氦气时产水速率大于不凝气体为空气时产水速率,当加热温度为 80 ℃时,不凝气体为氦气时产水速率为 245 g/h,比不凝气体为空气时产水速率增加 15%;当装置内不凝气体为氦气时蒸发冷凝温差小于不凝气体为空气时蒸发冷凝温差,说明氦气更有利于二元混合气体的热质传递;当装置内不凝气体为氦气时,竖直方向温度差值小于装置内不凝气体为空气时的温度差值,说明装置填充氦气时有效冷凝面积与装置物理冷凝面积近似相等。同时,给出了圆柱形密闭空腔内努塞尔特数与瑞利数拟合经验关联式,二者呈指数函数关系,决定系数为 0.9926。

#### [参考文献]

- [1] Jaradat A Q, Gharaibeh S, Abu Irjei M. The application of solar distillation technique as a mean for olive mill wastewater management[J]. *Water and Environment Journal*, 2018, 32(1): 134—140.
- [2] Manchanda H, Kumar M. Study of water desalination techniques and a review on active solar distillation methods[J]. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 2018, 37(1): 444—464.
- [3] 毛巨正, 郑宏飞, 杨军伟, 等. 多效竖管降膜蒸发太阳能海水淡化装置性能研究[J]. *太阳能学报*, 2017, 38(10): 131—136.
- [3] Mao Juzheng, Zheng Hongfei, Yang Junwei, et al. Performance investigation of solar desalination device with multi-effect vertical tube falling film evaporation[J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2017, 38(10): 131—136.
- [4] 常泽辉, 于苗苗, 郑子行, 等. 横管式太阳能苦咸水淡化装置产水性能研究[J]. *太阳能学报*, 2016, 37(2): 505—510.
- [4] Chang Zehui, Yu Miaomiao, Zheng Zihang, et al. Water production performance investigation of horizontal tubular style solar brackish water desalination unit[J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2016, 37(2): 505—510.
- [5] Tiwari G N, Kumar A. Nocturnal water production by tubular solar stills using waste heat to preheat brine[J]. *Desalination*, 1988, 69: 309—318.
- [6] 常泽辉, 李文龙, 宋姗琦, 等. 回热对竖管式太阳能海水淡化装置性能的影响[J]. *太阳能学报*, 2018, 39(7): 1776—1780.
- [6] Chang Zehui, Li Wenlong, Song Shanqi, et al. Effect of performance of vertical tubular solar seawater desalination device with heat recovery[J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2018, 39(7): 1776—1780.
- [7] 于涛, 陈志莉, 杨毅, 等. 管式蒸馏海水淡化的热质传递强化研究[J]. *太阳能学报*, 2016, 37(3): 559—563.
- [7] Yu Tao, Chen Zhili, Yang Yi, et al. Study on intensified heat and mass transfer of tubular distillation desalination[J]. *Acta Energeticae Solaris Sinica*, 2016, 37(3): 559—563.
- [8] Hammoudi D. Numerical modeling of steam condensation in vertical channel in presence of non-condensable gas[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 126: 263—271.
- [9] Zschaek G, Frank T, Burns A D. CFD modelling and validation of wall condensation in the presence of non-condensable gases[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2014, 279: 137—146.
- [10] Najim M, Feddaoui M' Barek, Charef A, et al. Computational study of saline water film evaporation in a vertical tube[J]. *Desalination*, 2017, 408: 81—91.
- [11] Ge Minghui, Wang Shixue, Zhao Jun, et al. Effects of extended surface and surface gold plating on condensation characteristics of steam with large amount of CO<sub>2</sub>[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, 92: 13—19.
- [12] 宿吉强, 孙中宁, 范广铭, 等. 含不凝性气体的蒸汽冷凝传热实验研究[J]. *核动力工程*, 2014, 35(1): 36—41.
- [12] Su Jiqiang, Sun Zhongning, Fan Guangming, et al. Analysis of experiments for vertical out-tube steam condensation in presence of non-condensable gases[J]. *Nuclear Power Engineering*, 2014, 35(1): 36—41.
- [13] 姚洋, 陈志莉, 于涛, 等. 介质气体对多效管式海水淡化装置性能的影响[J]. *中国给水排水*, 2014, 30(10): 54—57.
- [13] Yao Yang, Chen Zhili, Yu Tao, et al. Impact of medium gas on performance of multi-effect tubular desalination still[J]. *China Water & Wastewater*, 2014, 30(10): 54—57.
- [14] Tsilingiris P T. The influence of binary mixture thermophysical properties in the analysis of heat and mass transfer processes in solar distillation systems[J].

- Solar Energy, 2007, 81: 1482—1491.
- [15] Nayak R C, Roul M K, Sarangi S K. Experimental investigation of natural convection heat transfer in heated vertical tubes with discrete rings [J]. *Experimental Techniques*, 2017, 41(6): 585—603.
- [16] Hou Jing, Yang Jucai, Chang Zehui, et al. Effect of different carrier gases on productivity enhancement of a novel multi- effect vertical concentric tubular solar brackish water desalination device [J]. *Desalination*, 2018, 432: 72—80.
- [17] 伍 纲. 太阳能加湿除湿海水淡化中的热物理问题研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2017.
- [17] Wu Gang. Thermophysical problem researches on solar desalination based on humidification- dehumidification process [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2017.

## EFFECTS OF NON-CONDENSABLE GASES ON PERFORMANCE OF VERTICAL TUBULAR SOLAR SEAWATER DESALINATION DEVICE

Chang Zehui<sup>1</sup>, Li Jianye<sup>1</sup>, Li Ruichen<sup>1</sup>, Li Yixuan<sup>1</sup>, Hou Jing<sup>2,3</sup>, Li Wenlong<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China;

2. College of Mechanical Electrical Heating and Ventilation Engine, Inner Mongolia Technical College of Construction,

Hohhot 010070, China; 3. School of Chemical Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010051, China)

**Abstract:** A novel vertical tubular seawater desalination unit which can be driven by solar energy had been designed and constructed, with an aim to investigate the effects of non-condensable gases on restraining the condensation heat transfer process. An experimental and theoretical analysis are carried out to investigate how the water yield, evaporation and condensation temperature difference, temperature gradient along vertical surface, and thermal diffusivity coefficient are affected by non-condensable gases, which are selected as air and helium. The research results indicate that, when the heating temperature is 80 °C and the carrier gas is helium gas medium, the water yield can reach to 245 g/h. It is increased by 15.0% than the carrier gas of air. The temperature difference between the top shell and bottom shell is about 0.1 °C. A new empirical correlation for the Nusselt number and Rayleigh number was fitted by using a consolidated data as the carrier gas is helium gas medium. The Nusselt number attenuated exponentially with the Rayleigh number, the adjusted  $R^2$  value for the data fit was 0.9926.

**Keywords:** solar energy; desalination; performance; non-condensable gas; condensation