

doi:10.3969/j.issn.1007-7162.2012.04.018

毛细作用气液分离过程的理论分析

谭 凯¹, 陈 颖¹, 吴 迪^{2,3}

(1. 广东工业大学 材料与能源学院, 广东 广州 510006;
2. 清华大学 相变与界面传递现象实验室, 3. 热能工程系, 北京 100084)

摘要: 针对分液冷凝换热器的毛细作用气液分离流动过程, 建立了稳定流动情况下的一维数学模型. 模型综合考虑了静压、重力、毛细压力、切应力的影响; 考察了在稳定状态下孔径、孔数以及其组合方式对液膜高度的影响, 同时还考察了入口干度和流量对液膜高度的影响; 发现孔径和孔数对液膜高度影响基本相同, 都是随着数值的增大而液膜高度减小. 孔径为 1.3 mm、孔数为 8 时液膜高度都分别为零, 气液分离失效, 但是干度和流量的对液膜高度影响趋势却相反. 在干度为 0.5、流量为 0.058 kg/s 时液膜高度也都分别为零, 气液分离失效.

关键词: 气液分离; 孔径; 孔数; 干度; 流量; 毛细作用

中图分类号: TK72

文献标志码: A

文章编号: 1007-7162(2012)04-0090-06

A Theoretical Analysis of the Capillary Effect on Liquid Vapor Separation

Tan Kai¹, Chen Ying¹, Wu Di^{2,3}

(1. School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China;
2. Lab of Phase Change and Interfacial Transport Phenomena, 3. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: To analyze the capillary effect on the liquid vapor separation in liquid vapor separation condenser, a mathematical model has been established. The effects of static pressure, gravitational force, capillary pressure and shear stress were included in the model, and the effects of different orifice diameter, number, their combination, inlet quality and flow rate were researched. The results show that orifice diameter and orifice number have similar effects on performance. The liquid film height decreases while the diameter or number increases. The film height disappears when the diameter is 1.3 mm and the number is 8. But inlet flow rate and quality have opposite effects. The film height disappears when the quality is 0.5 and flow rate is 0.058 kg/s.

Key words: liquid vapor separation; orifice diameter; orifice number; quality; flow rate; capillary effect

气液分离技术被广泛地应用于各种化工过程, 目前工程上主要运用的分离方法包括重力分离、离心分离、膜分离和毛细分离^[1-4]. 很多学者^[5-10]对重力分离、离心分离方法进行了研究包括实验研究和数值模拟研究, 对影响分离效果的各种因素进行了考察, 包括分离器结构参数、工质种类等. 毛细作用分离主要运用在航天领域, 由于空间环境最大的特点之一就是重力场很弱, 在这种情况下利用毛细作

用来实现气液分离是比较好的选择^[1]. 周抗寒等^[11]利用毛细作用原理设计了适用于航天领域的水/气分离器, 实验结果表明该分离器在气体流量不超过 10.0 L/min, 水流量不超过 10.0 mL/min 的范围内工作时, 分离效果很好. 毛细分离的主要特点是相对于其他分离方式来说具有无运动部件、低能耗、免维护、分离可靠和控制容易的优点. 目前来说对这种分离技术的相关文献还比较少, 将此种分离方式运用

收稿日期: 2012-02-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(U0934006); 粤港领域关键重点突破项目(2009Z011)

作者简介: 谭 凯(1985-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为相变换热、强化换热技术.

到换热器当中的研究还未见报道。

本文介绍一种将毛细作用分离方法巧妙地融合到冷凝器中,以实现提高换热性能的气液分离方法.这种冷凝器是由彭晓峰等^[12-14]发明的一种分液冷凝方法:将冷凝器管程分为多个流程,并在流程之间进行汽液分离,及时排出冷凝液,提高下一个流程的进口干度.该冷凝方法采取了多流程和提高干度的设计思想,可使冷凝器的换热性能得到提升.由该方法设计的分液冷凝器结构原理图见图1.

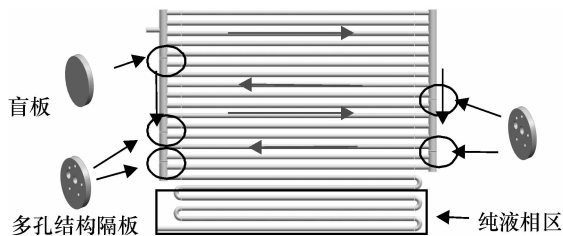


图1 换热器原理图

Fig.1 Schematic diagram of heat exchanger

这种分液冷凝器与普通的平行流换热器相比,关键在于气液分离装置.分液冷凝器是通过在联箱内设置多孔隔板来实现工质的气液分离.气液分离的原理如图2所示.过热蒸汽进入冷凝器第一管程被冷却介质冷却,以一定干度的气液两相态从图中进口进入联箱内.由于气液两相存在密度差,气相制冷剂将聚集在联箱的上部,而液相制冷剂将流到隔板上.隔板上的小孔孔径较小(直径为0.5~3 mm),工质在细小管道流动受到的毛细作用力与重力相当,阻碍着流体的流动.加之孔径大小及布置方式不同带来的流动局部摩擦损失不同.孔径尺寸以及组合方式的正确设计可以起到调节液体流量的作用,即只允许部分液相工质通过,而其余的液体将会集聚在多孔隔板表面形成液膜,阻碍着气相工质流经隔板,实现良好的气液分离.

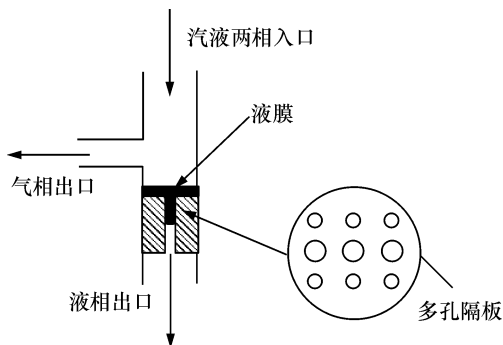


图2 气液分离原理图

Fig.2 Schematic diagram of liquid vapor separation

由此可见,要实现联箱隔板良好的气液分离效果,需要详细研究诸多因素的共同影响.本文采用理论分析方法建立了液相工质流经联箱隔板的理想一维稳定流动方程,综合考虑了毛细压力、重力、压力差和局部阻力的作用.考察其实现良好气液分离,即保证液相工质在一定直径联箱的隔板上具有一定液面高度 ΔH 时,多孔隔板的几何结构(孔组的流通面积、孔径组合方式)以及入口流量、干度对气液分离的影响.

1 物理模型的建立

1.1 多孔流动模型

要形成良好、稳定的气液分离,需要液相工质在隔板上形成一定厚度的稳定液膜,以阻止气相工质穿过隔板,而当液膜被破坏时气液分离作用将失效.将换热器联箱管列简化为简单的物理模型,如图3、图4所示.假设联箱的容积足够消除两相来流的动量,忽略液相来流对液膜的冲量作用,考虑气相对整个液膜表面产生均匀的静压作用.当工质达到稳流稳态时,上液面的上方为均匀的气相空间,下液面对应下一流程的均匀气相空间.

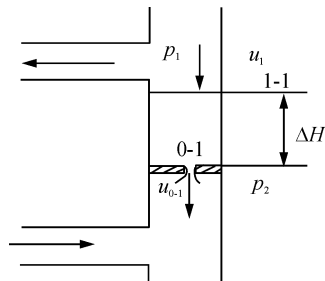


图3 单孔模型

Fig.3 One hole model

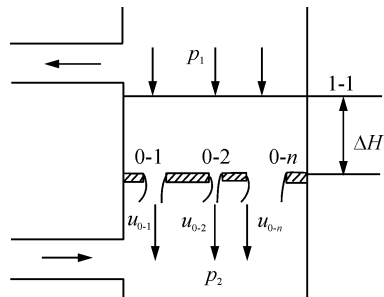


图4 多孔模型

Fig.4 Multi-holes model

为方便理论建模,此模型有以下的假设条件:

(1) 液相制冷剂在联箱隔板为一维流动;

(2) 不考虑流动的径向和周向速度: $\frac{\partial v}{\partial r} = 0$,

$$\frac{\partial w}{\partial \theta} = 0;$$

(3) 液相制冷剂为稳定流动: $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$;

(4) 液相制冷剂为不可压缩流体;

(5) 1-1 截面上液相来流的冲量影响忽略不计, 压力为气相制冷剂静压;

(6) 忽略隔板厚度, 隔板上小孔截面的压力均等于下一管程工质的出口压力;

(7) 忽略制冷剂在从上液面到隔板过程的沿程阻力;

(8) 流动过程为绝热过程.

对单孔模型, 对截面 1-1、0-1 建立伯努利方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + \Delta H + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{p_c^{0-1}}{\rho g} + \frac{u_{0-1}^2}{2g} + \xi_{0-1} \frac{u_{0-1}^2}{2g}, \quad (1)$$

由连续性方程可知

$$u_1 s_1 = u_{0-1} s_{0-1} = Q. \quad (2)$$

假设隔板上开了 n 个小孔, 同理建立多孔下的稳定流动方程:

当孔数为 2 时

$$\frac{p_1}{\rho g} + \Delta H + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{p_c^{0-2}}{\rho g} + \frac{u_{0-2}^2}{2g} + \xi_{0-2} \frac{u_{0-2}^2}{2g}; \quad (3)$$

当孔数为 3 时

$$\frac{p_1}{\rho g} + \Delta H + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{p_c^{0-3}}{\rho g} + \frac{u_{0-3}^2}{2g} + \xi_{0-3} \frac{u_{0-3}^2}{2g}; \quad (4)$$

...

当孔数为 n 时

$$\frac{p_1}{\rho g} + \Delta H + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{p_c^{0-n}}{\rho g} + \frac{u_{0-n}^2}{2g} + \xi_{0-n} \frac{u_{0-n}^2}{2g}. \quad (5)$$

由连续方程可知

$$u_1 s_1 = \sum_{k=1}^n u_{0-k} s_{0-k} = Q. \quad (6)$$

上式中, u_1 是多孔隔板上液膜流体的流速, s_1 是联箱的截面积; u_{0-k} 是第 k 个小孔出口的流速, s_{0-k} 是第 k 个小孔的截面积; Q 是通过小孔组的总工质流量; p_1 、 p_2 分别是隔板上、下的静压.

1.2 静压差计算模型

根据前面的假设, 进入联箱的汽液两相来流达到稳定时, 来流速度对液膜的作用力忽略不计, 故模型中假设作用在 1-1 断面上的作用力是气液两相的饱和压, 气液分离之后气相制冷剂通过下一流程的冷凝后又变成气液两相进入隔板下面, 小孔出口处的静压等于工质此时的饱和压力. 那么 1-1 与 0-1 两截面之间的压差就是相邻两管程间的饱和压力差. 本文采用 Cavallini 等^[15]管内两相流压力损失模

型计算其压力损失.

$$(dp/dz) = \Phi^2 2fG^2 / (d\rho_L), \quad (7)$$

$$\Phi^2 = E + (1.262FH) / (We^{0.1458}),$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 (\rho_L f_{G0} / (\rho_G f_{L0})),$$

$$F = x^{0.6978},$$

$$H = (\rho_L / \rho_G)^{0.3278} (\mu_G / \mu_L)^{-1.181} (1 - \mu_G / \mu_L)^{3.477},$$

$$We = G^2 d / (\rho_G \sigma),$$

$$f_{L0} = 0.046 [Gd / \mu_L]^{-0.2}, f_{G0} = 0.046 [Gd / \mu_G]^{-0.2}, Gd / \mu > 2000.$$

式中, $G(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$ 是气相工质单位截面积的质量流量, x 是管内平均干度, 计算过程中采用换热管进出口干度算术平均值, $\rho_L(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 、 $\rho_G(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 分别代表液相和气相制冷剂密度, $d(\text{mm})$ 是换热管内径, $\mu_L(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$ 、 $\mu_G(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$ 分别是工质液相和气相的动力黏度, $\sigma(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 是工质表面张力系数.

1.3 毛细压力 p_c 的计算

众所周知当管内流动的管径小到一定尺寸时 (4 mm 以下), 表面张力的作用将不能忽略. 在小孔出口处气液界面处液相表面张力对其在小孔中的流动有阻碍作用. 本文所研究的气液分离过程表面张力作用起着重要作用. 本文毛细压力计算选用经典的 Young-Laplace 模型进行计算.

$$p_c = \frac{2\sigma \cos \theta}{r}, \quad (8)$$

其中, θ 是固液界面间接触角, r 是多孔隔板任一小孔的半径.

1.4 局部阻力系数 ξ 的计算

在管道流动中, 流体之间切应力以及流体与壁面之间摩擦力都会做负功, 需要靠流体损失自身所具有的机械能来补偿. 阻力损失一般分为沿程损失和局部损失. 在所研究的流动模型中, 液体在联箱中穿过隔板, 流经小孔处, 管道尺寸发生变化, 造成局部阻力损失. 局部阻力损失采用经典的孔板局部阻力损失计算模型计算.

$$\xi = \frac{n}{0.57 + \frac{0.043}{1.1 - n}} - 1, \quad (9)$$

$$n = S_2 / S_1, \quad (10)$$

其中 S_1 是联箱截面积, S_2 是任一小孔截面积.

1.5 流通率 A

多孔隔板上孔径的总流通面积相对隔板横截面积的比率, 这里称为流通率, 其定义式为

$$A = \frac{\sum_{k=1}^n s_{0-k}}{s_1}, \quad (11)$$

其中 s_1 是隔板的横截面积, $\sum_{k=1}^n s_{0-k}$ 是隔板上所有小孔流通面积之和.

2 结果与讨论

此模型中液膜高度 ΔH 是衡量气液分离效果的重要参数,在接下来的结果讨论中主要分析各个参数(孔径、孔数、入口干度和入口流量)对 ΔH 的影响. 计算过程中所有的物性参数都是假设工质在 50 °C 恒温冷凝,由 refprop 软件计算.

2.1 小孔孔径及孔数对液膜高度的影响

如图 5 所示曲线是在孔数 $N=9$,入口流量($G=4.81 \times 10^{-2}$ kg/s)和干度($x=0.4$)一定时,液膜高度随小孔孔径变化的曲线. 从图中可以看出随着孔径的增大,液膜高度是不断减少的. 当孔径 $\varnothing=1.4 \sim 1.5$ mm 时液膜高度几乎为零,如果没有液膜的存在,气相工质就可以通过穿孔隔板,气液分离失效. 导致这种趋势的主要原因是随着孔径的增大,每个孔的表面张力和局部阻力的作用效果会减小,当计算过程中静压差不变,入口流量和出口相等. 由于液膜高度的作用效果与毛细压力和局部阻力的作用效果相反,当达到稳定的流动状态时阻力与动力的作用效果必然相同. 因此,随着毛细压力和局部阻力的减少,必然会导致液膜高度的减少. 当阻力作用减少到一定程度时,即孔径为 1.4 mm(图 5 中方框所示),液膜高度变为零. 这说明在稳定状态及这种入口条件下,孔径增大到图中所示尺寸时气液分离失效(液膜消失).

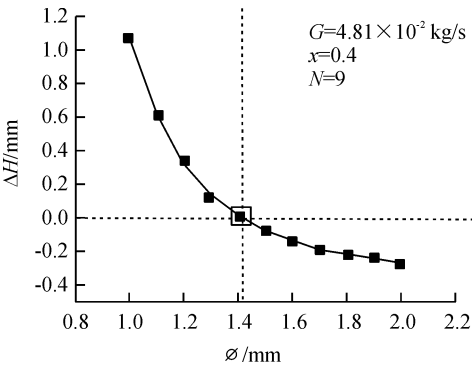


图 5 孔径与液面高度关系

Fig. 5 Relation between diameter and film height

图 6 曲线是在孔径 $\varnothing=1.5$ mm,入口流量($G=4.81 \times 10^{-2}$ kg/s)和干度($x=0.4$)一定时,液膜高度随孔数变化的曲线. 从图中可以看出随着孔数的增大液膜高度逐渐减少. 当孔数达到 8(如图 6 中方框所示),液膜厚度几乎为零. 这主要是因为随着孔数的增加总的流通面积增大了. 由于入口质量流量

不变随着孔数的增加每个孔的流速将减少,局部阻力将减少. 静压差不变,每个孔的毛细压力不变. 由于液膜高度的作用效果与局部阻力的作用效果相反,当达到稳定的流动状态时阻力与动力的作用效果必然相同. 因此随着局部阻力的减少必然会导致液膜高度的减少. 当阻力作用减少到一定程度时,即孔数增加到一定个数时(图 6 中方框所示),液膜高度变为零. 这说明在稳定状态下,在这种入口条件下,孔数增加到图中所示个数时气液分离失效(液膜消失).

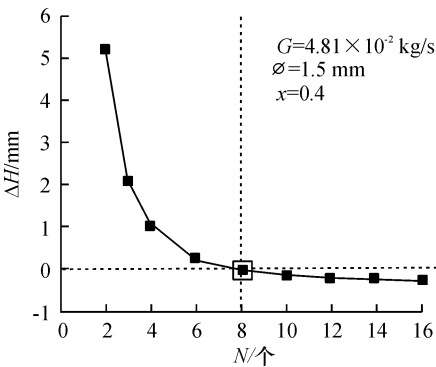


图 6 孔数与液面高度关系

Fig. 6 Relation between number and film height

2.2 不同孔径与孔数组合对入口液相流量的影响

从上面的分析可知,孔径和孔数对气液分离都有影响,主要原因是在一定入口条件下,不同的孔径和孔数会导致出口的局部阻力和表面张力的不同. 对于不同的孔径和孔数的组合对气液分离的影响,本文采用流通率来说明,如式(11)所描述的流通率. 在临界状态下(即 $\Delta H=0$),不同流通率对入口液相工质的流量要求是不同的. 图 7 的计算结果是在静压差 Δp 恒定,联箱直径 $\varnothing=10$ mm 情况下. 液膜高度 $\Delta H=0$ 时,不同流通率对入口液相流量的要求.

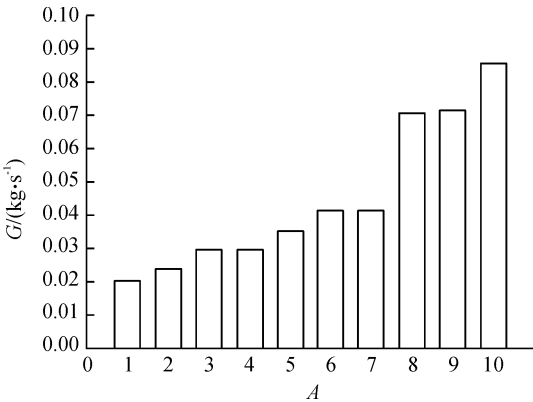


图 7 流通率与液相流量关系

Fig. 7 Relation between circulation rate and inlet liquid flux

从图 7 中可以看出,随着流通率的增大,流量基本上是增大. 尽管流通率相近(例如 3、4 与 8、9 号)但是入口流量却相差很远. 有些流通率小,但是入口流量却大(例如 6、7 号). 这些变化规律与单独变化孔径和孔径的趋势有很大区别. 在稳定状态下不同的孔径、孔数的组合就流量的要求有很大区别. 因此要实现良好的气液分离,组合方式将起着重要作用.

2.3 入口流量及干度对液膜高度的影响

如图 8 所示的曲线是在孔径 $\varnothing = 1.2\text{ mm}$,孔数 $N = 9$,干度 $x = 0.5$ 时,液膜高度随入口流量变化的曲线图,从图中可以看出随着流量的增加液膜越来越厚. 流量增加到 0.058 kg/s (如图中方框所示)时,液膜高度为零. 流量小于这个临界流量,气液分离将失效. 这主要是因为随着流量的增加,入口的气相工质流量增加将导致静压差增大,同时液相制冷剂的流量也增加,这将会导致小孔出口的流速增加,局部阻力将增大. 静压差和液膜高度对流动的作用效果与局部阻力的作用效果相反. 在流量比较小的时候静压差的作用效果比局部阻力的作用效果大,为了保持平衡就要减小另一动力(即液膜高度). 随着流量的增加,局部阻力的增加幅度比静压差大,直到流量增加到图中方框所示流量,局部阻力与静压差作用相同,此时液膜高度为零. 小于这个流量是没有液膜的(即气液分离失效).

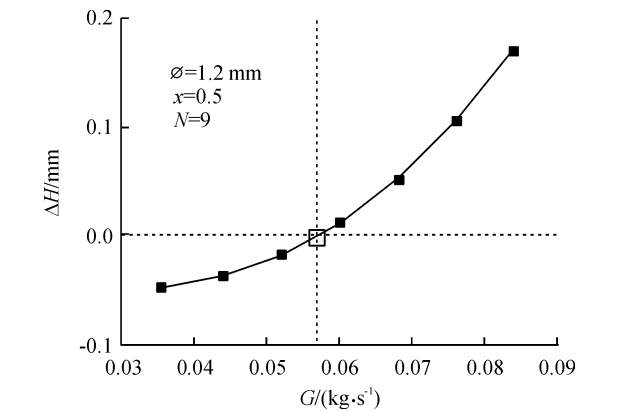


图 8 入口流量与液面高度关系

Fig. 8 Relation between flux and film height

如图 9 所示的曲线是在孔径 $\varnothing = 1.2\text{ mm}$,孔数 $N = 9$,流量为 $G = 0.068\text{ kg/s}$ 时,液膜高度随入口干度变化的曲线. 从图中可以看出在隔板结构不变的情况下,随着干度的增加液膜厚度越来越薄,最后变为零(即气液分离失效). 这主要是因为随着干度的增加即入口的气相流量增加,由静压差计算模型知静压差将增大,同时随着干度的增加将导致液相的

入口流量将减少,这会导致小孔出口的流速将降低,局部阻力将减少. 静压差和液膜高度对流动的作用效果与局部阻力的作用效果相反. 当达到稳定的流动状态时阻力与动力的作用效果必然相同. 阻力减少了,动力也要减少,因此液膜高度一定会减少. 当干度达到 0.51 (如图 9 中方框所示)时,液膜高度变为零. 从相关图中还可以看出不同流量的曲线在液膜高度为零时的干度几乎一样.

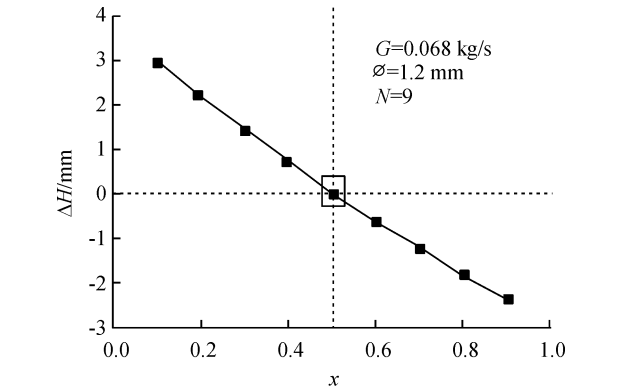


图 9 入口干度与液面高度关系

Fig. 9 Relation between quality and film height

3 结论

本文建立了在稳定流动情形下分液冷凝器气液分离过程的一维数学模型.

模型综合考虑了压力、密度、黏度、毛细作用力等参数对气液分离过程的影响. 阐述了多孔模型流动的机理.

1) 结构参数孔径、孔数及其组合对气液分离的影响极其重要. 孔径、孔数单独变化对气液分离的影响规律基本类似,都是随着值的变大,液膜厚度慢慢减薄直至消失. 但是孔径和孔数的不同组合方式的影响规律性却比较随机.

2) 工况包括入口干度和流量对气液分离的影响表现出相反的规律性. 随着干度的增加液膜厚度是减少的,但是流量的影响是相反的.

参考文献:

[1] 刘乐柱,张天平. 空间气液分离技术及其应用[J]. 真空与低温,2010,16(1):6-11.
Liu Le-zhu, Zhang Tian-ping. Space gas-liquid separation technologies and applications[J]. Vacuum & Cryogenics, 2010,16(1):6-11.
[2] 任相军,王振波,金有海. 气液分离技术设备进展[J]. 过滤与分离,2008,18(3):43-47.

- Ren Xiang-jan, Wang Zhen-bo, Jin You-hai. Progressing of gas-Liquid separation technology and equipment[J]. Journal of Filtration & Separation, 2008, 18(3): 43-47.
- [3] Krull F F, Fritzmann C, Melin T. Liquid membranes for gas/vapor separations[J]. Journal of Membrane Science, 2008, 325: 509-519.
- [4] Huang J F, Luo H, Liang C, et al. Advanced liquid membranes based on novel ionic liquid for selective separation of olefin/paraffin via olefin-facilitated transport[J]. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2008, 47: 881-888.
- [5] 王振波, 金有海. 导叶式气液旋流分离器试验研究[J]. 流体机械, 2006, 34(3): 7-10.
- Wang Zhen-bo, Jin You-hai. Research on vane-guided cyclone for gas-liquid separation[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(3): 7-10.
- [6] 张慢来, 冯进, 刘孝光, 等. 一种新型离心式气液分离器分离性能的数值模拟与试验研究[J]. 流体机械, 2007, 35(8): 9-13.
- Zhang Man-lai, Feng Jin, Liu Xiao-guang, et al. Numerical simulation and experimental study on separation performance in a new kind of centrifugal gas-liquid separator[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(8): 9-13.
- [7] 金向红, 金有海, 王振波, 等. 筒体结构对轴流式气液旋流器分离性能的影响[J]. 流体机械, 2008, 36(1): 10-13.
- Jin Xiang-hong, Jin You-hai, Wang Zhen-bo, et al. Effect of vessel geometry on the separation performance of the axial flow type gas-liquid cyclone separator[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(1): 10-13.
- [8] Khairy Elsayed, Chris Lacor. The effect of cyclone inlet dimensions on the flow pattern and performance[J]. Applied Mathematical Modelling, 2011, 35: 1952-1968.
- [9] Movafaghian S, Jaua-Marturet J A, Mohan R S, et al. The effect of geometry, fluid properties and pressure on the hydrodynamics of gas liquid cylindrical cyclone separators[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2000, 26: 999-1018.
- [10] 朱武, 陈长琦, 王旭迪, 等. 基于微细颗粒固体浆料脱水离心分离机特性的分析研究[J]. 流体机械, 2003, 31(12): 14-18.
- Zhu Wu, Chen Chang-qi, Wang Xu-di, et al. Analysis on Centrifuges' Speciality Based on Dewatering of Fine-particle Slurries[J]. Fluid Machinery, 2003, 31(12): 14-18.
- [11] 周抗寒, 艾尚坤, 陆熙瑜, 等. 静态水/气分离器研制[J]. 航天医学与医学工程, 2000, 13(5): 346-349.
- Zhou Kang-han, Ai Shang-kun, Lu Xi-yu, et al. The Development of a static water/gas separator[J]. Space Medicine and Medical Engineering, 2000, 13(5): 346-349.
- [12] 彭晓峰, 吴迪, 王珍, 等. 一种分段式汽液相变换热器的汽液分离方法及换热器. 中国, 200810247378.6[P], 2009.7.15.
- [13] 彭晓峰, 吴迪, 陆规, 等. 分液式空气冷凝器. 中国, 200610113304.4[P], 2007.6.6.
- [14] 彭晓峰, 吴迪, 张扬. 高性能冷凝器技术原理与实践[J]. 化工进展, 2007, 26(1): 97-104.
- Peng Xiao-feng, Wu Di, Zhang Yang. Applications and principle of high performance condensers[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2007, 26(1): 97-104.
- [15] Cavallini A, Censi G, Col D Del, et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes-a review of recent research[J]. International Journal of Refrigeration. 2003, 26: 373-392.
- [9] Truman A, Zhao H Z. On stochastic diffusion equations and stochastic Burgers' equations[J]. J Math Phys, 1996, 37(1): 283-307.
- [10] Nabli H. Asymptotic solution of stochastic fluid models[J]. Performance Evaluation, 2004, 57: 121-140.
- [11] Wang G L, Zeng M, Guo B L. Stochastic Burger's equation driven by fractional Brownian motion[J]. J Math Anal, 2010, 371: 210-222.
- [12] Breuer H P, Petruccione F. A stochastic approach to computational fluid dynamics[J]. Continuum Mech Thermodyn, 1992, 4: 247-267.
- [13] Breuer H P, Petruccione F. Burgers' s turbulence model as a stochastic dynamical system: Master equation and simulation[J]. Physical Review E, 1993, 47(3): 1803-1813.
- [14] 刘宝碇, 赵瑞清, 王纲. 不确定规划及应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [15] 邢文训, 谢金星. 现代优化计算方法[M]. 2版. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [16] 黄平. 最优化理论与方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.

(上接第76页)