

海水淡化用空心锥喷嘴喷淋性能理论及实验研究

吕宏卿, 刘洪锟, 韩克鑫, 齐春华, 张令品, 李 炎

(自然资源部天津海水淡化与综合利用研究所海水淡化技术研究室, 天津 300192)

摘 要: 设计开发一种具有高通量、低流阻特征的空心锥喷嘴, 并通过理论与实验方法研究空心锥喷嘴的喷淋性能, 基于准自由涡理论建立空心锥喷嘴内部流体流动的数学模型, 阐明流量系数、喷淋锥角、喷嘴流量与喷嘴结构参数之间的定量关系, 并利用多效蒸馏海水淡化喷淋实验台对理论计算结果进行实验测试和验证。研究结果表明: 正常工作状态下喷嘴流量系数、喷淋锥角、喷淋流量等参数理论值与测量值之间的误差小于5%, 验证了设计模型的准确性。同时根据实验测试数据, 拟合得到该类型空心锥喷嘴喷淋锥角与雷诺数之间的经验公式, 可为蒸馏海水淡化用大流量空心锥喷嘴的结构设计、工艺选型提供理论指导和数据支持。

关键词: 海水淡化; 喷嘴; 喷淋布液; 喷淋锥角; 流量系数

中图分类号: P747.1

文献标志码: A

0 引 言

空心锥喷嘴因其结构简单、流量大、动力消耗低而被广泛应用于石油、化工、环保、消防等行业。近几年随着多效蒸馏海水淡化装置向大型化、低能耗方向发展, 尤其是太阳能光热蒸馏等新能源淡化工艺的快速发展, 大通量空心锥喷嘴在蒸馏淡化工程中的应用愈加受到关注^[1-3]。国内外学者在空心锥喷嘴喷淋雾化及布液性能方面开展了大量研究工作。张涛等^[4]研发了一种适用于燃烧器的空心圆锥喷嘴, 并以燃油为工作介质实验测试不同的喷孔直径和喷射压力工况条件下喷淋锥角、液滴速度的变化规律。Jedelsky 等^[5]运用粒子成像及多普勒技术详细研究了空心圆锥喷嘴内部气液两相的流动及相互作用过程, 并以斯托克斯数为特征参数分析液滴直径、喷嘴压降以及喷嘴内部中心漩涡气流流速等特性。金春玉等^[6]、陈慧源等^[7]基于界面追踪法 VOF (volume of fluid) 和 RNG (renormalization group) 湍流模型对离心喷嘴进行数值模拟, 着重分析液膜厚度演变特性及喷嘴内外速度场发展规律, 发现在压降和气液作用的共同影响下, 中心气核轴向速度沿轴向先增后减。邱庆刚等^[8]采用试验和数值模拟相结合的方法研究结构参数对空心喷嘴出口液膜厚度的影响, 指出随着流量的增大, 液膜的破碎长度减小; 喷嘴出口扩散角越大, 喷嘴

出口处液膜越薄, 液膜破碎长度越短。

目前在液膜形成及液滴破碎过程方面已取得的大量研究成果多是以燃油、水、空气为工作介质获得的, 在蒸馏海水淡化领域关于空心锥喷嘴的理论和实验研究较少。本文在国内外研究的基础上, 针对蒸馏淡化对水平管降膜蒸发器布液装置的性能要求, 开发一种大流量空心锥喷嘴, 建立喷嘴内部流体流动的数学模型, 从理论上阐述流量系数、喷淋锥角、喷淋流量与喷嘴结构参数之间的定量关系, 并通过实验对理论分析结果进行验证。

1 旋流室液体旋转运动基本方程

空心锥喷嘴内部流体在重力、离心力、摩擦力的综合作用下呈现复杂的旋转流动形态, 在液体三维运行过程中, 切向速度在数值上远大于径向速度和轴向速度, 切向速度产生的离心力是喷嘴产生喷淋雾化的主要因素。本文从喷嘴内部流体的切向速度入手, 分析探讨空心锥喷嘴内部旋流运动的基本规律。

在喷嘴半径 r 处旋流截面上取一微元体, 微元体的宽度为 dr , 厚度为 dz , 如图 1 所示, 微元体的体积为 $drdzdz$, 海水密度为 ρ , 则微元体的离心力可表示为:

$$F = \rho drdzdz \omega^2 r = \rho drdzdz \omega^2 r \quad (1)$$

收稿日期: 2018-09-10

基金项目: “十三五”国家重点研发计划专项(2016YFB0301205); 天津市科技支撑计划重点项目(17YFZCSF00910); 天津市海洋经济创新示范区产业链协同创新项目(2017-120116-35-03-923017)

通信作者: 吕宏卿(1985—), 男, 博士研究生、工程师, 主要从事蒸馏海水淡化节能工艺及强化传热技术方面的研究。lhq10@foxmail.com

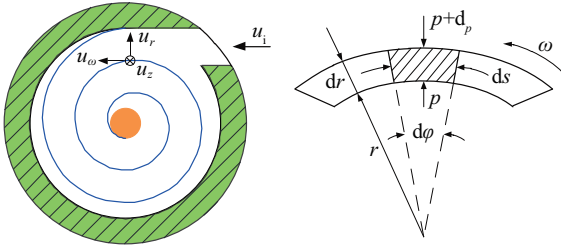


图1 旋流微元体示意图

Fig. 1 Schematic diagram of vortex microelement

在忽略径向速度 u_r 和轴向速度 u_z , 不计重力作用的前提下, 微元体的离心力应与压力梯度相平衡:

$$\rho dr ds dz \omega^2 r = dp ds dz \quad (2)$$

不考虑轴向距离变化, 取其中一条流线列伯努利方程得:

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{u_\omega^2}{2g} = H \quad (3)$$

将式(3)对 r 微分可得:

$$\frac{1}{\rho g} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{u_\omega}{g} \cdot \frac{du_\omega}{dr} = \frac{dH}{dr} \quad (4)$$

稳定状态下流体沿切向进入喷嘴所具有的能量等于出口的能量, 旋转流体呈自由涡运动特性, 各流线上流体总压头 H 均相同, 即 $dH=0$, 联立式(2)和式(4)可得:

$$\frac{du_\omega}{dr} + \frac{u_\omega}{r} = 0 \quad (5)$$

空心锥喷嘴几何结构如图2所示, 设定喷嘴进口半径为 r_i , 喷淋料液切向进口速度为 u_i , 喷嘴出口喷孔处半径为 r_o , 中空旋流室半径为 R , 中心空气芯半径为 r_c , 喷雾半锥角为 β , 喷嘴旋流室半锥角为 α 。根据以上分析, 绕图1中微元面积扫描一周得速度环量为^[9]:

$$\Gamma = r u_\omega d\phi - (u_\omega + du_\omega)(r + dr) d\phi \quad (6)$$

展开式(6)并略去高阶小量可得:

$$\Gamma = -r dr d\phi \left(\frac{du_\omega}{dr} + \frac{u_\omega}{r} \right) \quad (7)$$

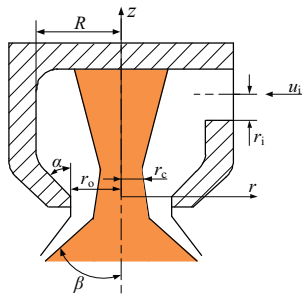


图2 空心锥喷嘴几何模型

Fig. 2 Geometric model of hollow conical nozzle

空心锥喷嘴旋转流体边界的一条流线上沿任何小的微元体其速度环量均等于零, 即流体微团仅沿曲线移动, 不沿自身轴旋转, 因此, 对于空心锥喷嘴, 旋转流体在旋流室内部的流动为无旋流动, 忽略径向速度 u_r 和轴向速度 u_z 的假设是合理的。

由式(5)积分得 $u_\omega r = C$, C 为常数。当 $r=R$ 时, $u_\omega = u_i$, 有 $C = u_i R$, 故有:

$$u_\omega r = u_i R \quad (8)$$

式(8)表明在该区域内, 切向速度 u_ω 与半径 r 成反比, 越靠近旋转轴心, 切向速度 u_ω 越大, 旋转流体在区域内成为势流旋转区。如不考虑轴向运动, 该区域相当于平面纯环流运动, 形成自由涡。而实际流体受粘性和喷嘴内壁的制约, 流体呈准自由涡运动, 其切向速度分布规律可表示为^[10]:

$$u_\omega r^n = u_i R^n \quad (9)$$

式中, n ——阻尼指数, 与流体粘性、喷嘴内壁粗糙度和流道阻力有关, 取 0.5~0.9。

喷嘴内部流体压力分布规律可通过式(2)积分得到。将式(9)代入式(2)同时考虑到流体连续性方程, 式(2)可简化为:

$$dp = \frac{\rho q^2 R^{2n}}{\pi^2 r_i^4 r^{2n+1}} dr \quad (10)$$

式中, q ——喷嘴内部流体的体积流量。

对式(10)积分得:

$$p = -\frac{\rho q^2 R^{2n}}{2n \pi^2 r_i^4 r^{2n}} + C_c \quad (11)$$

考虑到 $r=r_c$ 时, $p=0$ 的积分条件, 推导出积分常数 C_c :

$$C_c = \frac{\rho q^2 R^{2n}}{2n \pi^2 r_i^4 r_c^{2n}} \quad (12)$$

代入式(11)得:

$$p = \frac{\rho q^2 R^{2n}}{2n \pi^2 r_i^4 r_c^{2n}} - \frac{\rho q^2 R^{2n}}{2n \pi^2 r_i^4 r^{2n}} = \frac{\rho q^2 R^{2n}}{2n \pi^2 r_i^4} \left(\frac{1}{r_c^{2n}} - \frac{1}{r^{2n}} \right) \quad (13)$$

将式(13)对 z 求偏导可得:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{\rho q^2 R^{2n}}{\pi^2 r_i^4 r_c^{2n+1}} \cdot \frac{\partial r_c}{\partial z} \quad (14)$$

喷嘴中空旋流室视为稳定的轴对称旋转流, 当忽略轴向速度在径向的变化及流体的粘性时, 利用 Navier-Stokes 方程可得压力偏导为^[11]:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\rho u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (15)$$

由连续性方程可得喷孔处轴向速度 u_z 为:

$$u_z = \frac{q}{\pi[(r_o + z \tan \alpha)^2 - r_c^2]} \quad (16)$$

对式(16)两边对 z 求偏导,并与式(14)和式(15)联立可得:

$$\left\{ [(r_o + z \tan \alpha)^2 - r_c^2]^3 R^{2n} - 2r_i^4 r_c^{2n+2} \right\} \frac{\partial r_c}{\partial z} + 2 \tan \alpha (r_o + z \tan \alpha) = 0 \quad (17)$$

由式(17)可知,在忽略径向速度 u_r 和轴向速度 u_z , 不计重力作用的前提下,空心锥喷嘴内部空气芯半径 r_c 可通过喷嘴结构参数和在喷嘴中所处的位置 z 来计算确定。

在喷孔出口处, $z=0$, $r=r_o$,代入式(9)、式(13)和式(16)可得:

$$p = \frac{\rho q^2 R^{2n}}{2n \pi^2 r_i^4} \cdot \left(\frac{1}{r_c^{2n}} - \frac{1}{r_o^{2n}} \right)$$

$$u_z = \frac{q}{\pi (r_o^2 - r_c^2)} \quad (18)$$

$$u_w = \frac{q R^n}{\pi r_i^2 r_o^n}$$

将式(18)代入式(3)可得:

$$q = C_d \pi r_o^2 \sqrt{2gH} \quad (19)$$

$$C_d = \frac{1}{r_o^2 \sqrt{\frac{R^{2n}}{n r_i^4} \left(\frac{1}{r_c^{2n}} + \frac{n-1}{r_o^{2n}} \right) + \frac{1}{(r_o^2 - r_c^2)^2}}} \quad (20)$$

式中, C_d ——流量系数。

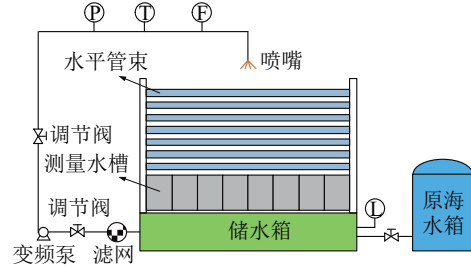
喷淋半锥角由喷嘴出口处的切向速度与轴向速度确定,即:

$$\beta = \arctg \left(\frac{u_{\theta o}}{u_{zo}} \right) = \arctan \left[\frac{(r_o^2 - r_c^2) R^n}{r_i^2 r_o^n} \right] \quad (21)$$

基于上述分析,表征喷嘴喷淋特性的流量系数、喷淋半锥角等参数可通过喷嘴结构参数以及中心空气芯半径 r_c 来确定。 r_c 可通过四阶龙格-库塔法求解微分方程式(17)获得。

2 实验研究

实验装置如图3所示,由水平管束、测量水槽、储水箱、供水系统及测控系统组成,测量水槽系统的布置及测量圆筒的内部结构如图4所示。在喷淋管路安装有压力、温度和流量测量和远传仪表,喷淋压力通过变频器调节喷淋水泵转速来控制。实验采用的空心锥喷嘴结构如图5所示,其中 $r_i=5$ mm, $R=12.5$ mm, 喷孔处 $\alpha=60^\circ$, $r_o=6$ mm, 喷嘴内壁表面粗糙度为 $1 \mu\text{m}$, 阻尼指数 n 取 0.8。喷淋料液为实验室配制的标准海水,室温条件下标准海水的运动粘度取 $0.01 \text{ cm}^2/\text{s}$,密度为 $1.03 \text{ g}/\text{cm}^3$ 。



a. 实验装置工艺流程



b. 实验装置系统结构图

图3 实验装置工艺流程和外观结构

Fig. 3 Technological process and appearance of experimental facility

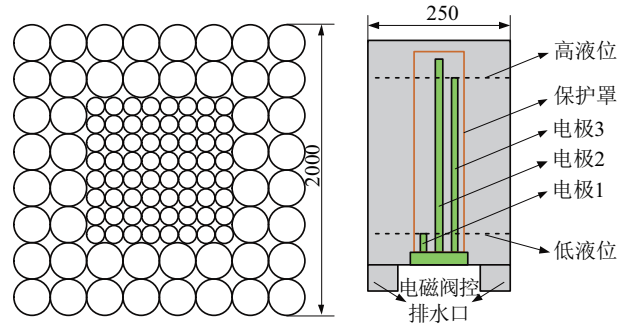
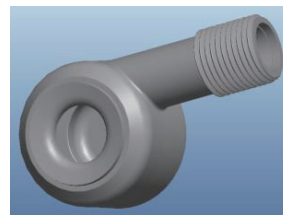


图4 测量圆筒布置及其内部结构

Fig. 4 Arrangement of bottom measuring cylinders and its internal structure

实验室测定 0.05、0.10、0.15、0.20、0.25、0.30、0.50、1.00、1.50 和 2.00 MPa 共 10 个工况压力(均是表压)下的喷嘴流量、喷淋锥角数据,与理论计算值进行比较分析,并拟合得到该类型喷嘴喷淋锥角与雷诺数之间的数学关系。



a. 三维图



b. 实物图

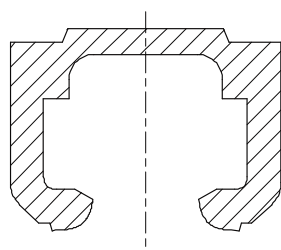


图5 空心锥喷嘴结构图

Fig. 5 Structure of hollow cone nozzle

喷嘴在不同喷淋压力条件下的喷淋流量测量值和计算值如图6所示,流量系数如图7所示。由图6可知,随着喷淋压力的增大,流量增加。当喷淋压力小于0.3 MPa,理论值与测量值之间的误差小于5%,当喷淋压力超过0.3 MPa后,理论流量和实测流量之间的误差逐渐增大,其原因可能是在实际喷淋过程中,流体阻力随着压力和速度的增大呈非线性增大,而理论计算时阻尼系数一直固定不变引起的。而且注意到,喷淋压力达到0.3 MPa后喷淋流量基本保持不变,说明喷嘴在0.3 MPa达到设计流量(流量为47.8 L/min)。由图5可知,随着喷淋压力的增大,实测流量系数出现一定程度的减小,这也与不断增大的流体阻力有关。

喷嘴在不同喷淋压力条件下测得的喷淋半锥角和理论半锥角如图8所示。实测半锥角与理论半锥角的最大误差为0.05 MPa时的11.1%,其余工况下均小于5%,这主要是因为0.05 MPa时喷嘴尚不能形成稳定的环状射流,未到正常工作状态。由图5可知,喷淋压力从0.30 MPa增大到2.00 MPa过程中,喷淋半锥角基本保持不变,说明0.30 MPa对应的锥角即为喷嘴设计锥角。

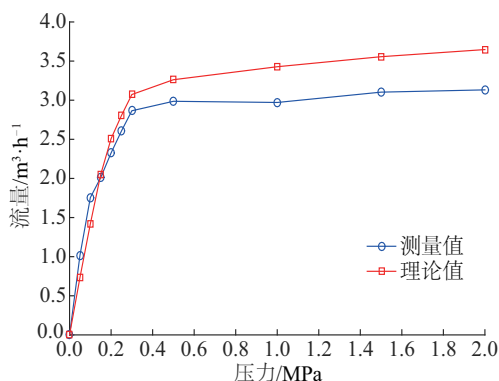


图6 空心锥喷嘴体积流量随压力变化曲线

Fig. 6 Variation of volume flow rate as function of spraying pressure

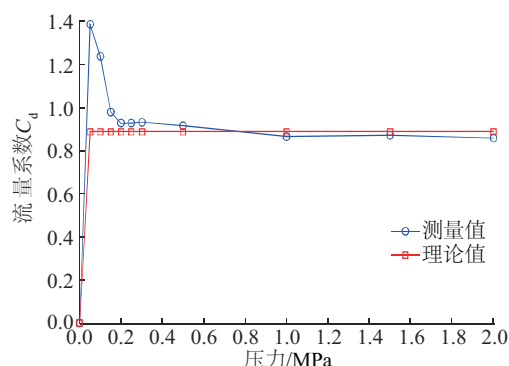


图7 空心锥喷嘴流量系数随压力变化曲线

Fig. 7 Variation of discharge coefficient as function of spraying pressure

通过实验测得的喷淋压力等数据计算对应的雷诺数,可得雷诺数与半锥角之间的关系如图9所示。根据半锥角随雷诺数的变化趋势,拟合得到半锥角与雷诺数之间的数学关系为 $\beta=17.7Re^{0.15}$ 。由图9可知,在雷诺数小于8150(对应的操作压力是0.25 MPa),拟

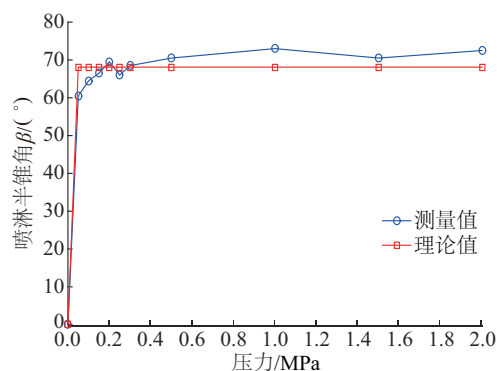


图8 喷淋半锥角β随压力变化曲线

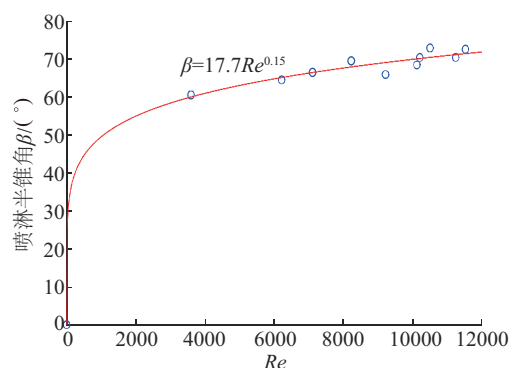
Fig. 8 Variation of half of spraying angle β as function of spraying pressure

图9 喷淋半锥角β与雷诺数Re之间的拟合曲线

Fig. 9 Comparison between experimental data and fitting values for half of spraying angle β

合数值和实测数值匹配度较好。雷诺数超过 8150 后,拟合数值和实测数值匹配度降低,这主要是因为当喷淋压力接近设计压力后,半锥角并不随压力的增大而继续增大。

3 结 论

1) 基于准自由涡理论建立多效蒸馏海水淡化用大流量空心锥喷嘴内部流体流动的数学模型,阐明喷淋锥角、流量系数和喷淋流量等特性与喷嘴结构参数之间的定量关系,并通过实验对理论计算结果进行验证,试验表明,当喷嘴在正常喷淋工作状态下喷嘴流量系数、喷淋锥角、喷淋流量等参数理论值与测量值之间的误差小于 5%,验证了理论计算模型的可靠性。

2) 随着喷淋压力的增大,大流量空心锥喷嘴的流量和喷淋锥角逐渐增大,当达到某一“临界压力”后,流量和喷淋锥角基本保持不变,这一“临界压力”就是大流量空心锥喷嘴的设计压力,研制的空心锥喷嘴设计压力对应的喷淋流量可达 47.8 L/min,非常适合在大型低温多效蒸馏、太阳能光热等海水淡化工艺系统推广应用。

3) 根据实验测试数据,拟合得到海水淡化用大流量空心锥喷嘴锥角 β 与雷诺数 Re 之间的关系为 $\beta = 17.7Re^{0.15}$,可为热法海水淡化用大流量空心锥喷嘴的结构设计、工艺选型提供理论指导和数据支持。

[参考文献]

- [1] 龚路远. 大型水平管降膜蒸发器热力性能和参数分布特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.
GONG L Y. Thermal performance and parameters distribution of large-scale horizontal-tube falling film evaporators [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017.
- [2] 刘秋生, 杨庆卫, 李会雄, 等. 海水淡化喷嘴分布特性的实验研究[J]. 中国电力, 2015, 48(6): 144-150.
LIU Q S, YANG Q W, LI H X, et al. Experimental study on distribution characteristics of desalination nozzles[J]. Electric power, 2015, 48(6): 144-150.
- [3] SRITHAR K, RAJASEENIVASAN T. Performance analysis on a solar bubble column humidification dehumidification desalination system [J]. Process safety and environmental protection, 2017, 105: 41-50.
- [4] ZHANG T, DONG B, CHEN X H, et al. Spray characteristics of pressure-swirl nozzles at different nozzle diameters[J]. Applied thermal engineering, 2017, 121: 984-991.
- [5] JEDELSKY J, MALY M, DEL-CORRALB N P, et al. Air-liquid interactions in a pressure-swirl spray[J]. International journal of heat and mass transfer, 2018, 121: 788-804.
- [6] 陈慧源, 康忠涛, 成鹏, 等. 离心式喷嘴充填过程内部流动特性仿真[J]. 航空动力学报, 2018, 33(4): 944-951.
CHEN H Y, KANG Z T, CHENG P, et al. Simulation of inner flow characteristics of swirl injector during the filing process[J]. Journal of aerospace power, 2018, 33(4): 944-951.
- [7] 金春玉. 空心圆锥雾化喷嘴喷雾实验与数值研究[M]. 上海: 上海交通大学, 2007.
JIN C Y. Experimental and numerical investigation on sprays of hollow-cone pressure nozzle[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2007.
- [8] 邱庆刚, 贾丹丹, 朱晓静, 等. 结构参数对离心喷嘴出口液膜厚度的影响[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2015, 36(3): 271-275.
QIU Q G, JIA D D, ZHU X J, et al. Effect of structural parameters on film thickness at centrifugal nozzle outlet [J]. Journal of Jiangsu University (natural science edition), 2015, 36(3): 271-275.
- [9] 尹晓奇. 离心式喷嘴空心锥喷淋特性数值研究[M]. 大连: 大连理工大学, 2012.
YIN X Q. Numerical investigation on the hollow cone spray characteristics of pressure swirl nozzles[M]. Dalian: Dalian University of Technology, 2012.
- [10] 廖义德, 邱鸿利, 黄艳, 等. 离心喷嘴设计方法研究[J]. 石油化工设备, 2003, 32(3): 4-6.
LIAO Y D, QIU H L, HUANG Y, et al. Research on design method of the centrifugal nozzle[J]. Petrochemical equipment, 2003, 32(3): 4-6.
- [11] LAN Z K, ZHU D H, TIAN W X, et al. Experimental study on spray characteristics of pressure-swirl nozzles in pressurizer[J]. Annals of nuclear energy, 2014, 63: 215-227.

THEORY AND EXPERIMENTAL RESEARCH ON SPRAY CHARACTERISTICS OF HOLLOW CONE NOZZLE FOR DESALINATION

Lyu Hongqing, Liu Hongkun, Han Kexin, Qi Chunhua, Zhang Lingpin, Li Yan

(Seawater Desalination Technology Laboratory, Institute of Seawater Desalination & Multipurpose Utilization, Tianjin 300192, China)

Abstract: With multi-effect thermal desalination developing towards large-scale and low-energy consumption, more and more attention is focused on the research of spraying device with the property of high flux and low flow resistance. Based on this, a hollow cone nozzle with high-flux characteristics was designed for thermal desalination. The effect of structure parameters of nozzle on the spray properties (spray flux, spray angle and discharge coefficient) is discussed through theory analysis and experimental test. The results show that the quantitative relationship between spray flow rate, spray angle and structure parameters of nozzle obtained by quasi-free vortex theory agrees well with the experimental data. At the same time, according to the experimental test data, the empirical formula between the spray angle and the Reynolds number of hollow cone nozzle during spraying is fitted. It will provide theoretical and laboratory data support for design of the large-flow hollow cone nozzle and the selection of operating parameters during thermal desalination.

Keywords: desalination; nozzle; spraying; spray angle; discharge coefficient