

EG 浓缩流程高通量外开槽管的 冷凝有效域数值模拟

金东旭¹, 刘京雷^{1*}, 夏翔鸣², 范根芳², 曹洪海³, 徐宏¹

(1. 华东理工大学绿色高效过程装备与节能教育部工程研究中心, 上海 200237;

2. 中国石化扬子石油化工有限公司, 江苏 南京 210048;

3. 无锡化工装备股份有限公司, 江苏 无锡 214131)

摘要:以单根外开 V 型槽换热管为研究对象, 采用 CFD 数值模拟手段研究了壁面过冷度 ΔT_m 、槽宽 b 和槽角 θ 对冷凝传热性能的影响规律, 推导了换热管的临界管长 L_{cr} 与有效周长 S_{cr} 的表达式。结果表明, ΔT_m 、 b 和 θ 的改变均会影响各部分局部热流密度 q' ; 通过管长方向局部热流密度发现 ΔT_m 、 b 和 θ 的改变影响临界管长 L_{cr} 和有效周长 S_{cr} , 推导建立了 L_{cr} 和 S_{cr} 与 ΔT_m 、 b 以及 θ 的函数关系, 为新型槽管的设计提供了参考。

关键词:槽结构; 过冷度; 冷凝; 临界管长; 有效周长

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 0253-4320(2019)09-0208-04

DOI: 10.16606/j.cnki.issn.0253-4320.2019.09.045

Numerical simulation on effective condensation area of external groove tube in EG concentration process

JIN Dong-xu¹, LIU Jing-lei^{1*}, XIA Xiang-ming², FAN Gen-fang², CAO Hong-hai³, XU Hong¹

(1. Engineering Center of Efficient Green Process Equipment and Energy Conservation of the Ministry of Education, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. Sinopec Yangzi Petrochemical Co., Ltd., Nanjing 210048, China; 3. Wuxi Chemical Equipment Co., Ltd., Wuxi 214131, China)

Abstract: Taking a single heat exchanger tube with external V-groove as the research object, Computational Fluid Dynamics (CFD) numerical simulation method is employed to explore the impact of supercooling degree ΔT_m , groove width b and groove angle θ on condensation heat transfer performance. Besides, the function relationship between critical length L_{cr} and effective perimeter S_{cr} is analyzed. The result shows that by calculating local heat flux density q' along the tube length direction, the changes of ΔT_m , b and θ are found to affect q' on every region of the tube. ΔT_m , b and θ are found to affect critical length L_{cr} and effective perimeter S_{cr} . Therefore, functional relationship between L_{cr} and S_{cr} with ΔT_m , b and θ is explored, which provides reference for engineering applications and the development of new groove tube.

Key words: groove structure; supercooling degree; condensation; length of critical tube; effective perimeter

水合法合成的乙二醇(ethylene glycol, EG)原液中乙二醇的质量分数仅为 13%^[1], 工业上多采用多效蒸发(MEE)的方式加以浓缩, 而热虹吸再沸器是多效蒸发流程的重要部件。从大量的应用来看, 换热管外侧的蒸汽冷凝换热效率对再沸器整体传热效率有重要影响。在多种换热管中, V 型槽管加工工艺简单, 排液能力强, 可以极大地提高外表面冷凝效率。目前针对垂直 V 型槽管的冷凝过程及其在乙二醇浓缩的应用研究不够系统和充分。同时, 针对冷凝结构和工艺条件参数对冷凝的影响, 多数研究未能推导出应用意义上的定量描述。

管外冷凝换热传统研究方式包括数学模型计算和实验方法。如有文献[2]通过数学模型研究表明, 纵槽管、三角翅片管以及螺旋槽管的壁面温差、槽结构、曲率^[3]会影响液膜厚度及分布。在制冷领域和 ECCS/PCCS 系统^[4]中的冷凝实验研究了饱和温度和冷却水对冷凝系数的影响。而对冷凝结构如垂直槽板、水平管纵槽^[5]和微型槽^[6]的研究表明, 槽峰与槽宽的形状对冷凝效率造成影响。

数值模拟可以有效克服数学模型计算和实验的缺点, 对整体和局部传热效果直观展现。本文中从 EG 工质的 MEE 流程中热虹吸再沸器的应用出发,

收稿日期: 2019-01-28; 修回日期: 2019-07-09

基金项目: 中石化科技开发项目(316092)

作者简介: 金东旭(1995-), 男, 硕士生; 刘京雷(1975-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为高效换热装备的开发与设计制造, 通讯联系人, ljlei@ecust.edu.cn。

采用 Ansys Fluent1 5.0 构建了管壁到壁外气液相的流动模型。针对不同的槽宽、槽角与壁面过冷度,对 EG-水饱和蒸汽在 V 型纵槽换热管外壁冷凝过程进行了模拟,并加以实验验证。在此基础上确立了临界管长和有效周长与槽宽、槽角与壁面过冷度的函数关系,为工业应用中改进管外槽结构,设计新型冷凝设备提供依据。

1 结构建立与数学建模

1.1 物理模型

垂直 V 型纵槽管的物理模型如图 1 所示,换热管的固体域材料为 BFe10,管外空间为 EG-水蒸汽流体域,结构和工艺参数如表 1 所示。建立物理模型的假设为:①气液相为连续流体;②流通介质为常物性,不可压缩流体;③流动是稳态湍流流动;④蒸汽压力为常数;⑤蒸汽流速很小,对外壁面液膜剪切力可忽略;⑥无不凝气的影响。

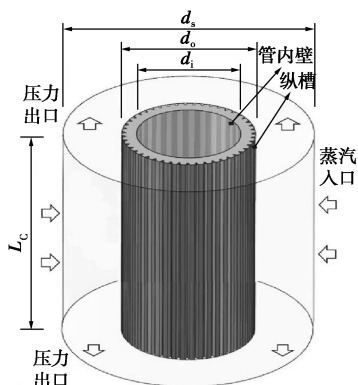


图 1 外开槽管的物理模型

表 1 物理模型的结构和进出口参数

项目	数值
管内、外径(\$d_i, d_o\$)/mm	26, 32
流场外径 \$d_s\$/mm	60
管长 \$L_c\$/mm	600
槽数 \$N\$	47
槽高 \$h\$/mm	0.7

1.2 数学模型的建立

管外壁开 V 型槽,槽口横截面(部分)如图 2 所示。弧线 ABC 为气液界面,上部为气相,下部为冷凝液。冷凝过程中同时存在 2 种流动:由槽峰向槽谷的横向流动(\$s\$ 向)和沿 V 型槽谷的垂直流动(\$z\$ 向)。

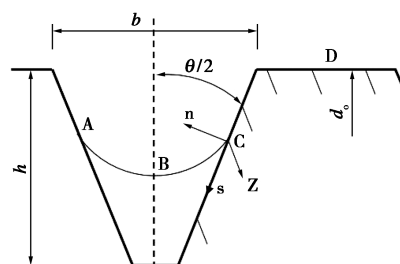


图 2 管外壁及沟槽液膜结构图

Fluent 中选择能对界面行为追踪的 VOF 模型^[7],控制方程为:

$$(\partial/\partial t)(\rho u) + \nabla(\rho u u) = -f_c \rho [(T - T_s)/T_s] \quad (1)$$

$$(\partial/\partial t)(\rho u) + \nabla(\rho u \cdot u) = -\nabla p + F_g + \nabla[\mu(\nabla u + \nabla u^T)] + F_\sigma \quad (2)$$

$$(\partial/\partial t)(\rho h) + \nabla[(\rho h + \rho)u] = \nabla(\lambda_{eff} \nabla T) + r S_1 \quad (3)$$

其中, \$\nabla p\$ 为蒸汽压力梯度;体积力 \$F_g = \rho_1 g z\$;连续表面张力^[8] \$F_\sigma = \sigma_1 \nabla \alpha_1 \{ \rho / [0.5(\rho_1 + \sigma_s)] \}\$。

湍流模型选择 SST \$k-\omega\$ 双方程模型,该模型适用于近壁区域低 \$Re\$ 数、气液两相的计算^[9]。为使冷凝液在壁面上冷凝,采用用户自定义函数(UDF)将质量输运源相与能量输运源相定义到管外壁面上。

需要计算的物理量包括壁面过冷度 \$\Delta T_m\$、冷凝传热 Nusselt 数 \$Nu_c\$ 与局部热流密度 \$q'\$。

(1) 冷凝传热温差:

$$\Delta T_m =$$

$$(T_{w1} - T_{w2}) / \{ \ln[(T_s - T_{w2}) / (T_s - T_{w1})] \} \quad (4)$$

(2) 冷凝传热 Nusselt 数:

$$Nu_c =$$

$$(d_o/\lambda_1) \cdot (rq_{ml} + q_{mout} h_{out} - q_{min} h_{in}) / (\pi d_o L \cdot \Delta T_m) \quad (5)$$

(3) 局部热流密度:

$$q' = q'(z) = (\partial q_{ml} / \partial z) \cdot (r / \pi d_o) \quad (6)$$

式中, \$p\$ 为压力, Pa; \$u_1\$ 为液相流速, m/s; \$\lambda_{eff}\$ 为气液相共享导热系数, W/(m·°C); \$x_1/x_s\$ 为液/气质量源相; \$f_c\$ 为相变系数; \$F_g/F_\sigma\$ 为体积力/表面张力, N; \$q_{ml}/q_{min}/q_{mout}\$ 冷凝液/进/出质量流量, kg/s; \$h_{in}/h_{out}/h\$ 为进/出/平均比焓, W/kg; \$r\$ 为气化潜热, W/kg。

1.3 边界条件与网格无关性检验

流场重力作用为 9.81 m/s²;管内壁为恒温边界;流体域侧面为速度入口,蒸汽流速为 0.03 m/s,温度边界为 120°C;流体域上下口为压力出口边界,压力为相应蒸汽的饱和压力。

图 3 为计算区域网格图,管壁固体和流体区域

采用四面体非结构网格,在开槽区的壁面采用棱柱网格进行加密,应用壁面函数法模拟管外壁低 Re 段的流场^[10]。湍流模型压力速度耦合方法采用 SIMPLEC 方式^[11],速度采用二阶迎风格式离散,动量与质量的计算残差收敛至 10^{-4} ,能量计算残差收敛至 10^{-5} ,并维持稳定。在模拟前对网格进行无关性验证,发现当网格数量高于 1 263 215 时,再对网格加密,平均传热温差 ΔT_m 和冷凝水量 q_m 的变化偏差低于 5.01% 和 3.81%,说明网格密度达到模拟要求。

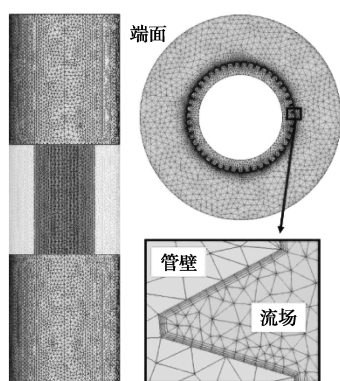


图 3 计算模拟区域的网格划分

2 模拟结果讨论

2.1 模拟与实验测试结果验证

为验证模拟准确性,构建垂直管外冷凝实验装置,在结构为 $b=1.2\text{ mm}$, $\theta=40^\circ$ 纵槽管上进行实验,管内外传热温差 $T_s-T_{wi}=2\sim 12^\circ\text{C}$ 、工质为 4% EG 质量分率的饱和蒸汽。将冷凝实验的冷凝传热 Nusselt 数 Nu_c 和壁面过冷度 ΔT_m 与相同条件下的数值模拟结果进行对比,结果如图 4 所示。图中外壁冷凝特征数 Nu_c 与壁面过冷度 ΔT_m 相关曲线模拟值与实测值的最大上偏差为 11.2%,最大下偏差为 6.8%,平均偏差为 5.57%,证明本文中所用的 Fluent 模型及计算方法可以较好地还原实验效果。

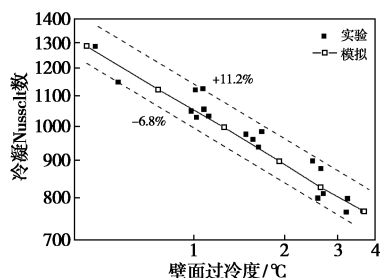
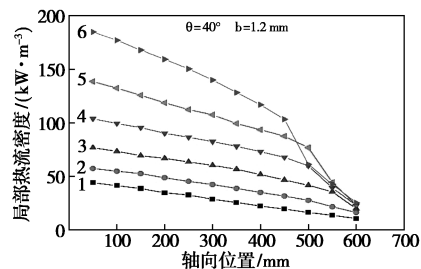


图 4 实验测试与模拟的冷凝 Nusselt 数对比

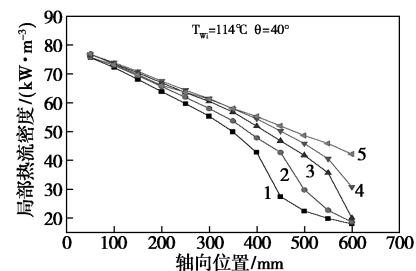
2.2 局部冷凝热流密度的分析

在各模型中,沿管轴向计算相应局部 Nusselt 热流密度 q' 。分析壁面过冷度 ΔT_m 、槽宽 b 和槽角 θ 对 q' 分布的影响,结果如图 5 所示。图中,沿轴向向下 q' 逐渐降低,在接近管道底段会发生骤降,这是由于管槽内冷凝液聚集造成的换热效率下降,并在底部液泛形成临界区。从各参数影响来看:① ΔT_m 增大时,临界区前移, q' 整体下降,并且 ΔT_m 越高, q' 下降越快。② b 增大时,临界区后移, q' 增大;在顶部 $z < 200\text{ mm}$ 部分 b 的影响较小。③ θ 增大,临界区前移;在 $z < 150\text{ mm}$ 的部分, θ 越大, q' 越高,这是由于上端气固接触占主导,增大 θ 使蒸汽对流加快,促进传热;在 $z > 150\text{ mm}$ 的部分, θ 越大, q' 越低,这是由于下端气液接触占主导,增大 θ 使液膜弯曲压差和沟槽流通面积减小,不利于传热。



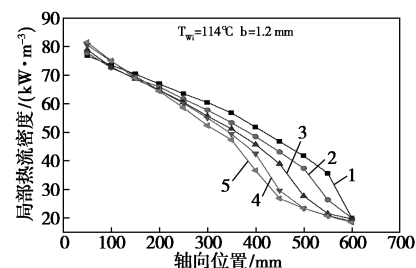
1— $T_{wi}=118^\circ\text{C}$; 2— $T_{wi}=116^\circ\text{C}$; 3— $T_{wi}=114^\circ\text{C}$;
4— $T_{wi}=112^\circ\text{C}$; 5— $T_{wi}=110^\circ\text{C}$; 6— $T_{wi}=108^\circ\text{C}$

(a) ΔT_m 影响



1— $b=0.8\text{ mm}$; 2— $b=1.0\text{ mm}$; 3— $b=1.2\text{ mm}$;
4— $b=1.4\text{ mm}$; 5— $b=1.6\text{ mm}$

(b) b 影响



1— $\theta=40^\circ$; 2— $\theta=45^\circ$; 3— $\theta=50^\circ$; 4— $\theta=55^\circ$; 5— $\theta=60^\circ$

(c) θ 影响

图 5 壁面过冷度 ΔT_m 、槽宽 b 和槽角 θ 对局部热流密度的影响

2.3 外壁面有效换热域的研究

ΔT_m 增大、 b 减小和 θ 增大都会使临界区前移,并改变 q' 值,这与前人^[5]工作相符。本文将不同 ΔT_m 、 b 和 θ 参数下得到的离散化的结果带入,推导参数影响规律。根据 Nusselt 的垂直平板与圆管冷凝传热的理论^[12],液膜厚度 δ_1 、 δ_2 与对应管长 z_1 、 z_2 有关系: $\delta_1/\delta_2 = (z_1/z_2)^{1/m}$,据此构建临界管长 L_{cr} 来表示临界区发生前的管长:

$$L_{cr} = \sigma_{L1} \{Nh[b - h \tan(\theta/2)]\}^{\sigma_{L2}} \quad (7)$$

根据文献^[13]的理论,截面槽峰区域的换热占主导,由此构建临界管长内的有效周长 S_{cr} :

$$S_{cr} = \pi d_o - Nb + 2N\sigma_s h / \cos(\theta/2) \quad (8)$$

在 $z < 100$ mm 段仅有少量冷凝液集聚,当槽峰处热流密度相同时, S_{cr} 可以进行推算,从而推算 σ_s :

$$\frac{[(\Delta H + rq_{ml})L_{cr}]/(S_{cr}L_{cr} \cdot \Delta T_{m,cr})}{(\Delta H + rq_{ml})_{0.1}/\{Nh[b - h \tan(\theta/2)]\} \cdot 0.1 \Delta T_{m,0.1}} = \quad (9)$$

其中临界管长系数 σ_{L1} (m^{-1})、临界管长指数 σ_{L2} 、槽峰系数 σ_s 均为壁面过冷度 ΔT_m 的函数,根据模拟结果进行拟合如图 6 和图 7,结果为: $\sigma_{L1} = 35.87 - 5.68\Delta T_m$, $\sigma_{L2} = 0.523 - 0.102\Delta T_m$, $\sigma_s = 0.753\Delta T_m^{-0.46}$ 。

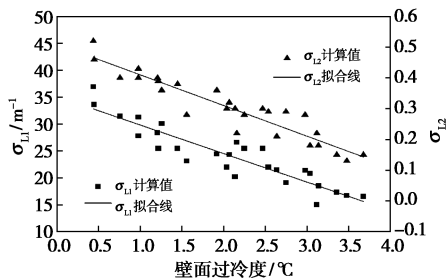


图 6 σ_{L1} 和 σ_{L2} 的拟合结果

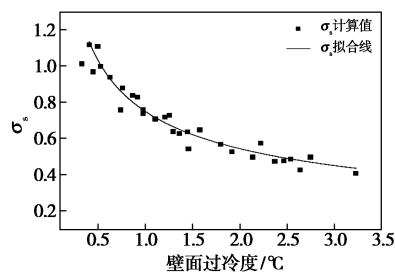


图 7 σ_s 的拟合结果

3 结论

通过数值模拟手段对外开 V 型纵槽换热管进行外壁冷凝过程的描述,得出以下结论。

(1) 通过搭建垂直管外冷凝实验装置,对比模拟和实验测试得到的冷凝传热 Nusselt 数 Nu_c 和壁

面过冷度 ΔT_m 关系接近,验证了数值模型的准确性。

(2) 从局部热流密度 q' 来看, ΔT_m 增大、 b 减小和 θ 增大都会使临界区前移;在临界管长内 ΔT_m 增大会使 q' 显著降低。

(3) 对临界管长 L_{cr} 、有效周长 S_{cr} 的影响规律进行定量描述与系数拟合,得出了 L_{cr} 和 S_{cr} 的函数表达式。

参考文献

- [1] Bor-Yih Yu, I-Lung Chien. Design and optimization of dimethyl oxalate (DMO) hydrogenation process to produce ethylene glycol (EG) [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2017, 121: 173-190.
- [2] 朱登亮, 徐宏, 齐宝金. 垂直纵槽管强化膜状冷凝换热研究 [J]. 低温与超导, 2010, 38(3): 55-61.
- [3] Wang X W, Leong K C, Wong T N. Numerical analysis of different fluted fins for condensation on a vertical tube [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 122: 359-370.
- [4] Fan G, Tong P, Sun Z N, et al. Development of a new empirical correlation for steam condensation rates in the presence of air outside vertical smooth tube [J]. Annals of Nuclear Energy, 2018, 113: 139-146.
- [5] Al-Badri A R, B R A, Gotterbarm A, et al. The influence of fin structure and fin density on the condensation heat transfer of R134a on single finned tubes and in tube bundles [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 100: 582-589.
- [6] Qi B, Zhou J S, Wei J J, et al. Study on the wettability and condensation heat transfer of sine-shaped micro-grooved surfaces [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2018, 90: 28-36.
- [7] Deng H, Liu J Z, Yang T T, et al. Numerical study and visualization on flow characteristics of reflux condensation in air-cooled condenser [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 148: 1310-1323.
- [8] Zhang J, Li W, Minkowycz W J. Numerical simulation of R410A condensation in horizontal microfintubes [J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2017, 71(4): 361-376.
- [9] 鹿来运, 陈杰, 浦晖, 等. LNG 绕管式换热器管侧冷凝流型数值模拟 [J]. 节能技术, 2016, 34(4): 323-328.
- [10] 汤亮, 李晓敏, 龚发云. 螺旋槽管强化传热数值模拟及其场协同分析 [J]. 武汉大学学报: 工学版, 2014, 47(5): 684-689.
- [11] Abadi S M A N R, Meyer J P, Dirker J. Numerical simulation of condensation inside inclined smooth tube [J]. Chemical Engineering Science, 2018, 182: 132-145.
- [12] Baer E, McKelvey J M. Heat transfer in film condensation [J]. Aiche Journal, 1958, 4(2): 218-222.
- [13] 王国栋, 崔珂, 姜培武. 垂直三角形纵槽管的膜状冷凝传热最大临界管长与管长设计 [J]. 长春工业大学学报: 自然科学版, 1992, (2): 64-71. ■