

管内段塞流传热模型及实验研究

马永乾¹, 王志远², 何丕祥³, 邵 茹¹

(1. 胜利油田钻井工艺研究院, 山东 东营 257017; 2. 中国石油大学(华东)石油工程学院, 山东 青岛 266580;
3. 大港油田公司采油工艺研究院, 天津 大港 300280)

摘 要: 根据段塞流特点, 建立段塞流传热模型, 模型计算得到的平均传热系数理论值与实验得到的传热系数实验值符合得很好, 误差在 10% 以内, 与其它模型对比, 段塞流传热模型更接近实际情况。分析了液体、气体流量对传热系数的影响, 传热规律实验结果表明: 段塞流下气液流量(流速)与对流换热系数呈线性关系, 液体流量是影响传热的主要因素。

关 键 词: 段塞流; 传热模型; 液体流量; 气体流量

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

目前, 计算管内温度时大多是使用加权平均方法或者经验关系式^[1-2], 但是计算精度不高, 主要原因是各流型流动状态差别很大, 很少考虑流型的管内温度场计算^[3-5]。基于此, 本研究根据段塞流的复杂性和特殊性, 考虑段塞流气液两相分布、空隙率分布、流速分布和流动结构和传热关系, 建立了管内气液两相段塞流的传热模型, 并通过实验进行验证, 分析了段塞流传热的影响因素, 从而提高了管内两相流温度计算的准确性, 这些对深水油气钻采中涉及到的井筒流动参数的精确计算以及施工安全有重要的影响, 对海洋工程其它方面的研究也有一定意义。

1 段塞流传热模型的建立

根据段塞流本身的流动特点, 建立段塞流物理模型, 如图 1 所示, 将段塞流分为泰勒气泡区、稳定段塞区和过渡区 3 个区域^[6], 每一部分流动结构完全不同, 空隙率和气液流速在径向上也不相同, 可以预见管内固定点处的传热系数是变化的, 不能用统一的关系式表达, 因此在计算时要综合考虑段塞流

体各部分空隙率及流速在径向上的分布。

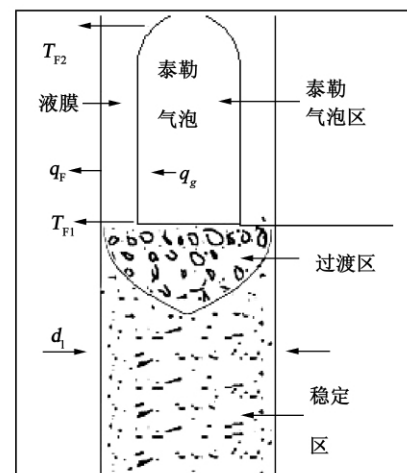


图 1 段塞流物理模型

Fig. 1 Physical model for a slug flow

1.1 泰勒气泡区传热的计算

忽略泰勒气泡顶部液膜含有的气体, 则泰勒气泡区可分为液膜和泰勒气泡两部分, 这两部分均可以看作是单相流。由于主要考虑近壁处的传热, 从而计算粘度取液相粘度。

假设两相流中无相变, 忽略由压力、体积、速度和位置变化引起的能量变化。根据液膜控制体的能量变化和液膜控制体与泰勒气泡及环境间热量交换的平衡, 得到液膜的热能方程:

$$(T_{F2} - T_{F1}) v_F H_{LF} \frac{1}{4} \pi d_1^2 \rho_L c_{PL} = - q_F \pi d_1 dl + q_g \sqrt{1 - H_{LF}} \pi d_1 dl \quad (1)$$

整理可得液膜的温度方程为:

$$\frac{dT_F}{dl} = - \frac{q_F - q_g \sqrt{1 - H_{LF}}}{0.25 v_F H_{LF} d_1 \rho_L c_L} \quad (2)$$

同理, 泰勒气泡的温度方程微分形式为:

收稿日期: 2012 - 03 - 12; 修订日期: 2012 - 03 - 26

基金项目: 国家支撑计划基金资助项目(2008BAB37B02); 国家自然科学基金资助项目(50874116); 山东省自然科学基金资助项目(Y2007A32)

作者简介: 马永乾(1983 -), 男, 辽宁大连人, 胜利油田钻井工艺研究院工程师。

$$\frac{dT_g}{dl} = -\frac{q_g \sqrt{1-H_{LF}}}{0.25v_g(1-H_{LF})d_l\rho_g c_g} \quad (3)$$

式中: T_{F1} 、 T_{F2} —液膜控制体入口和出口的温度, °C; q_F 、 q_g —从液膜到管外、气核到液膜的热流密度, W/m²; d_1 、 d_0 —管内、外径, μm; T —温度, °C; v —速度, m/s; ρ —密度, kg/m³; c —比热, J/(kg·°C); 下标 F、L、g—代表液膜、液体、气体; H_{LF} —持液率, 无量纲。

根据假设, 在泰勒气泡区传热过程是稳定的, 则轴向上温度变化速度应该一致, 从而可以假定液膜和泰勒气泡的轴向温度梯度相同, 可以得到热流密度的关系式为:

$$q_g = q_F / [(1+M) \sqrt{1-H_{LF}}] \quad (4)$$

$$\text{其中, 参数 } M = \frac{v_g(1-H_{LF})d_l\rho_g c_g}{v_F H_{LF} d_l \rho_L c_L}$$

热流密度定义为:

$$q_F = U_F(T_F - T_0) \quad q_g = h_g(T_g - T_F) \quad (5)$$

其中, 液膜与外界环境间总体传热系数 U_F 为^[7]:

$$\frac{1}{U_F} = \frac{1}{h_F} + \frac{d_1}{2k_P} \ln \frac{d_0}{d_1} + \frac{d_1}{h_0 d_0} \quad (6)$$

式中: 下标 P 代表管路; h_F 、 h_g —液膜和泰勒气泡传热系数(W/(m²·°C)) 为:

$$h_F = \frac{Nu_F k_L}{d_F} \quad h_g = \frac{Nu_g k_g}{d_g} \quad (7)$$

Nu_F 和 Nu_g 的计算采用 Gnielinski 公式^[7]:

$$Nu = \frac{(0.5f)RePr}{1.07 + 12.7 \sqrt{0.5f}(Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_L}{\mu_{LW}} \right)^{0.25} \quad (8)$$

液膜区和泰勒气泡区各准则数为:

$$Re_F = \frac{\rho_F v_F d_F}{\mu_F} \quad Pr_F = \frac{c_F \mu_F}{k_F} \quad (9)$$

$$Re_g = \frac{\rho_g (v_g - v_F) d_g}{\mu_g} \quad Pr_g = \frac{c_g \mu_g}{k_g}$$

式中: k —导热系数, W/(m·°C); μ —粘度, kg/(m·s); d_g 和 d_F —泰勒气泡和液膜的水力直径, μm。

1.2 过渡区长度范围内传热计算

过渡区与稳定区界面是个曲面, 这样横截面上就形成了外围是稳定区, 内层是过渡区的现象, 从而在计算传热时就要综合考虑这两部分的范围以及空隙率、流速等参数沿径向上的分布, 参数计算就会更为复杂, 则为:

$$h_M = \frac{Nu_M k_M}{d_1} = \frac{Nu_M}{d_1 \pi r_1^2} \left[\int_0^y [k_g \alpha_l + k_l(1 - \alpha_l)] 2\pi r dr + \int_y^{r_1} [\alpha_r \rho_g + (1 - \alpha_r) \rho_l] v_g \alpha_r + v_l(1 - \alpha_r) \right] 2\pi r dr$$

$$\int_y^{r_1} [k_g \alpha_r + k_l(1 - \alpha_r)] 2\pi r dr \quad (10)$$

$$Pr_M = \frac{4\mu_l}{\pi d_1^2} \left[\int_0^y \frac{\alpha_l c_g + (1 - \alpha_l) c_l}{k_g \alpha_l + k_l(1 - \alpha_l)} 2\pi r dr + \int_y^{r_1} \frac{\alpha_r c_g + (1 - \alpha_r) c_l}{k_g \alpha_r + k_l(1 - \alpha_r)} 2\pi r dr \right] \quad (11)$$

$$Re_M = \frac{d_1}{\mu_l \pi r_1^2} \int_0^y [\alpha_r \rho_g + (1 - \alpha_r) \rho_l] v_g \alpha_r + v_l(1 - \alpha_r) \right] 2\pi r dr + \frac{r_1}{\mu_l \pi r_1^2} \times \int_y^{r_1} [\alpha_r \rho_g + (1 - \alpha_r) \rho_l] v_g \alpha_r + v_l(1 - \alpha_r) \right] 2\pi r dr \quad (12)$$

式中, h_M —管内对流换热系数, W/(m²·°C); k_M —管内导热系数, W/(m·°C); y —泰勒气泡区的半宽, μm; α_r 和 α_l —泰勒气泡区和稳定区的空隙度。

1.3 稳定区传热的计算

在稳定区, 由于此段参数分布等与泡状流类似, 在计算时考虑液相为连续相从而流体粘度取液相的值 μ_l 相关参数的计算方法为:

$$h_M = \frac{Nu_M k_M}{d_1} = \frac{Nu_M}{2\pi r_1^3} \int_0^{r_1} [k_g \alpha_r + k_l(1 - \alpha_r)] 2\pi r dr \quad (13)$$

$$Re_M = \frac{d_1}{\mu_l \pi r_1^2} \times \int_0^{r_1} [\alpha_r \rho_g + (1 - \alpha_r) \rho_l] v_g \alpha_r + v_l(1 - \alpha_r) \right] 2\pi r dr \quad (14)$$

$$Pr_M = \frac{\mu_l}{\pi r_1^2} \int_0^{r_1} \frac{\alpha_r c_g + (1 - \alpha_r) c_l}{k_g \alpha_r + k_l(1 - \alpha_r)} 2\pi r dr \quad (15)$$

所建立的模型各分段气液两相流速、空隙率以及长度的分布参考文献 [6]。

2 管内段塞流传热实验

为了评价建立的段塞流传热模型, 课题组建立了一套室内实验装置, 在验证模型的同时, 研究液相流速等参数对传热的影响。

2.1 实验装置

实验装置如图 2 所示, 该装置主要由实验管柱(包括内管和环空管)、冷热源系统、注气系统、数据采集系统、控制系统等 5 部分组成。实验管柱尺寸: 管长 12 500 mm、内筒外径 60 mm、外筒外径 100 mm、保温套外径 200 mm。环空结构: 外管 φ108 mm

×6 mm。内芯为 φ60 mm ×5 mm。

此装置的特点是内管与环空流动方向相反,管内热流体(可以为气液两相流)由下向上流动,环空冷流体由上向下流动,温度和流量自动控制,为了得到对流换热系数,需要测得不同流速下的温度和压差。由于环空管外壁包裹保温材料,环空管外壁可以看作是绝热的。

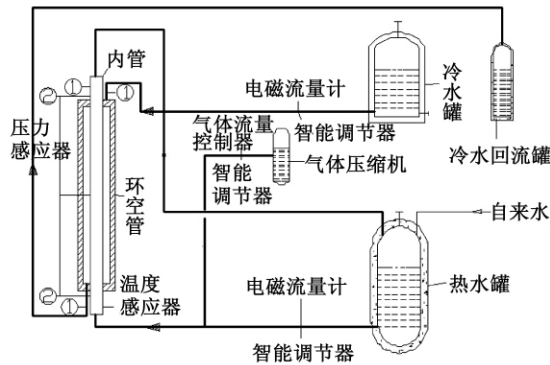


图 2 实验装置
Fig.2 Test device

2.2 实验结果与模型对比

代入实验参数,得到管内传热系数的实验值 ($h_{exp}, W/(m^2 \cdot ^\circ C)$),通过与段塞流传热模型的计算值($h_{pre}, W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)对比,结果表明计算值与实验值吻合较好,误差在 10% 以内。

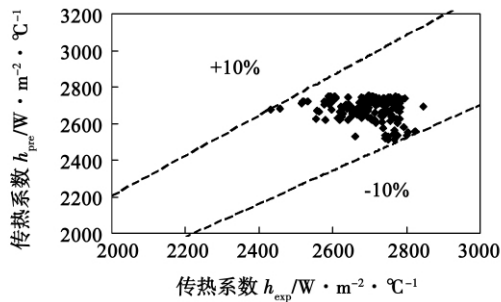


图 3 对流换热系数实验值与计算值对比
Fig.3 Contrast of the test value and the calculation one of the convection - based heat exchange coefficient

将气体流量为 15.5 m³/h 时管内段塞流传热实验流动参数作为已知条件,分别代入段塞流传热模型和文献 [10 ~ 11] 的模型,计算得到的传热系数如图 4 所示。

从液体流量(液体表观流速)对传热的影响来看,这 3 个模型总体变化趋势基本一致,但是结合图 3 和图 4 段塞流传热模型提高了计算精度,这主要

是因为均相模型(Groothuis 模型)和分相模型(Serizawa 模型)仅考虑流速等参数的关系而不考虑各流型的实际流动特点,特别是段塞流下各部分间流动规律相差很大,从而均相模型和分相模型与实际流动差距会较大,说明模型更接近于实际流动。相对于分相模型,模型规律更接近均相传热模型(Groothuis 模型),是因为尽管有泰勒气泡的存在,但对段塞流单元体而言,泰勒气泡所占比例较小,从而从宏观上来看,其传热规律更符合稳定区的特征,从而与均相模型相近。

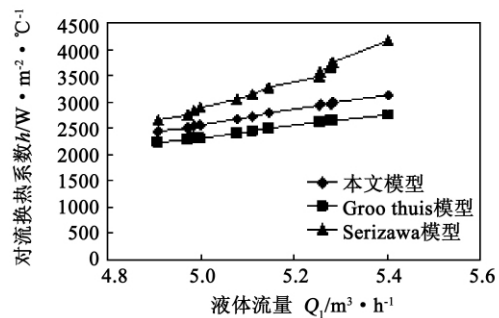


图 4 模型与其它模型比较
Fig.4 Comparison of the model with others

2.3 段塞流传热敏感性分析

为研究液体流量和气体流量对管内对流传热系数的影响,进行了大量实验,图 5、图 6 给出气体流量分别是 14、15 和 30 m³/h 以及液体流量分别为 5.44、6.14 和 7.89 m³/h 时的实验结果,得出的传热系数是流动和传热稳定状态下较长时间的均值。

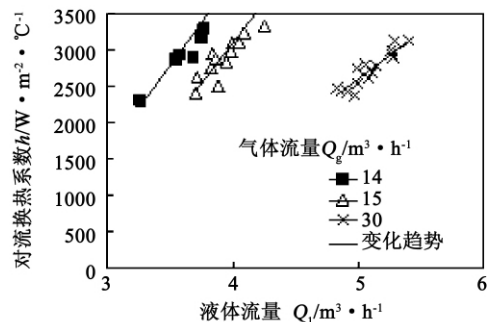


图 5 液体流量对对流换热的影响
Fig.5 Influence of the fluid flow rate on the convection-based heat exchange

从实验数据的规律来看,传热系数与气、液流量均是线性关系,随着液体流量增加,管内对流传热系

数较快增长,而随着气体流量增加,传热系数变化较小;另一方面,气体流量较大时液体流量对传热系数的影响降低,而在液体流量较大时,气体流量对传热系数的影响增大。因此,在段塞流中液体流量为主要影响因素,这是因为:(1)根据传热系数的计算式,传热系数与 Nu 数、流体导热系数和管径有关,段塞流下气液流量仍处于同一数量级相差不是很大,这样根据 Nu 数的计算关系式以及气液两相的相关参数,液相的 Nu 数大于气相,而液相的导热能力大于气相,因而传热主要受液相影响,且随着液相流量的增加,雷诺数 Re 增加,因此传热系数增加;(2)根据段塞流传热模型,影响传热系数最大的是液体柱塞段和泰勒气泡段的长度分布,液体柱塞段长度主要是受液体流量影响,而泰勒气泡段长度在整个实验过程中变化较小,从模型上来看随气体流量增加泰勒气泡段长度增大,在整个段塞流中比例也增加,从而对传热系数的增加起阻碍作用,传热系数增加缓慢。

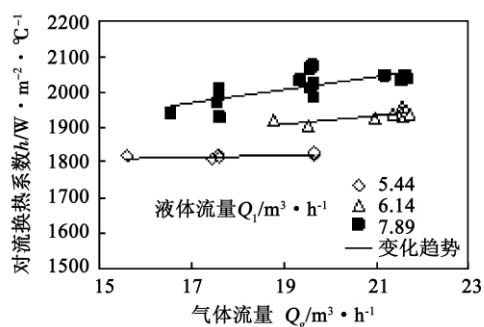


图 6 气体流量对对流换热的影响

Fig. 6 Influence of the gas flow rate on the convection-based heat exchange

3 结 论

(1) 由于段塞流本身的分段特性和复杂性,计算段塞流传热时应该分段分析综合考虑才能提高计算的准确性,段塞流模型计算误差小于 10%。

(2) 管内段塞流对流传热系数几乎不受气体流量的影响,在液体流量较大时气体流量对传热系数的影响增大。

(3) 在段塞流下,管内对流传热系数随着液体流量增加线性迅速增加,而气体流量增大时,液体流量对于传热系数的影响减小,液体流量是主要影响因素。

参考文献:

- [1] 曾祥林,刘永辉,李玉军,等. 预测井筒压力及温度分布的机理模型[J]. 西安石油学院学报(自然科学版), 2003, 18(2): 40-44.
ZENG Xiang-lin, LIU Yong-hui, LI Yu-jun, et al. Mechanism model for predicting the distributions of wellbore pressure and temperature[J]. Journal of Xi'an Petroleum Institute (Natural Science Edition), 2003, 18(2): 40-44.
- [2] GAO Chang-hong. Empirical heat transfer model for slug flow and bubble flow in vertical subsea pipes[J]. 2003, 19: 1-5.
- [3] Ansari A M, Sylvester N D, Brill J P. A comprehensive mechanistic model for upward two-phase flow in wellbores[J]. SPE Prod Facil, 1994, 10: 143-152.
- [4] HASAN A R, KABIR C S. A study of multiphase flow behavior in vertical wells[J]. SPE Production and Engineering, 1988, 3(2): 263-272.
- [5] Zhang H Q. Unified model of heat transfer in gas-liquid pipe flow [C]//Texas: SPE Annual Technical Conference and Exhibition held in Houston, 2004.
- [6] 马永乾,孙宝江,王志远,等. 垂直上升气液柱塞流中含气率分布[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2010, 34(1): 64-69.
MA Yong-qian, SUN Bao-jiang, WANG Zhi-yuan, et al. Void fraction distribution of a vertically ascending gas-liquid slug flow[J]. Journal of China University of Petroleum (Natural Science Edition), 2010, 34(1): 64-69.
- [7] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat Transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.
- [8] 周立加,杨瑞昌,张彬,等. 垂直上升管内气液两相流型鉴别研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 21(3): 358-362.
ZHOU Li-jia, YANG Rui-chang, Zhang Bin, et al. Study of discrimination of the gas-liquid two-phase flow patterns in a vertical riser[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 21(3): 358-362.
- [9] 白博峰,郭烈锦,赵亮,等. 垂直上升管汽液两相流型的压差波动特征识别[J]. 化工学报, 1999, 50(6): 799-805.
BAI Bo-feng, GUO Lie-jin, ZHAO Liang. Identification of the pressure difference fluctuation characteristics of steam-liquid two-phase flow patterns in a vertical riser[J]. Journal of Chemical Industry, 1999, 50(6): 799-805.
- [10] Groothuis H, Hendl W P. Heat transfer in two-phase flow[J]. Chemical Engineering Science, 1959, 11: 212-220.
- [11] Serizawa A, Kataoka I, Michiyoshi I. Turbulence structure of air-water bubbly flow. III. transport properties[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1975, 2: 247-259.

(丛敏编辑)

study

管内段塞流传热模型及实验研究 = **Heat Transfer Model for and Experimental Study of an In-tube Slug Flow** [刊, 汉] / MA Yong-qian, SHAO Ru (Shengli Oil Field Well-drilling Technology Research Institute, Dongying, China, Post Code: 257017), WANG Zhi-yuan ((East China) College of Petroleum Engineering, China Petroleum University, Qingdao, China, Post Code: 266580), HE Pi-xiang (Oil Production Technology Research Institute, Dagang Oil Field Company, Dagang, China, Post Code: 300280) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(6). - 676 ~ 679

In the light of the specific features of a slug flow, established was a heat transfer model for slug flows. The theoretical value of the average heat transfer coefficient calculated by using the model is in very good agreement with that of the test one with the error being within 10%. Compared with other models, the heat transfer model for slug flows is more close to the actual conditions. In addition, the authors have also analyzed the influence of the fluid and gas flow rate on the heat transfer coefficient. The heat transfer law test results show that the gas and fluid flow rate (speed) under a slug flow and the convection heat exchange coefficient assume a linear relationship and the fluid flow rate is regarded as the main factor influencing the heat transfer. **Key words:** slug flow, heat transfer model, fluid flow rate, gas flow rate

管束污染对增压锅炉性能参数的影响分析 = **Analysis of the Influence of the Contamination of the Tube Bundles on the Performance Parameters of a Supercharged Boiler** [刊, 汉] / JIA Ru-bin, WANG Jian-zhi, WANG Yong-tang, XUE Wei (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(6). - 680 ~ 683

The value of the thermal effectiveness coefficient obtained by complying with “Thermodynamic calculation of boiler units—standard method” (1973 Edition) is not applicable for a supercharged boiler. The authors have determined the values of the thermal effectiveness coefficients of the vaporizer tube bundles and the superheater tube bundles of a supercharged boiler at various loads on the basis of the test data of the supercharged boiler. It has been found that with an increase of the load, both thermal effectiveness coefficients of the vaporizer tube bundles and superheater ones of the boiler assume a descending variation tendency. The contamination of the soot deposited on the tube bundles will increase the thermal resistance of the tube bundles and decrease the thermal effectiveness coefficient of the