

低质量流速优化内螺纹管摩擦阻力特性实验研究^①

潘 杰^{②*} 杨 冬^{**} 肖荣鸽^{*}

(* 西安石油大学石油工程学院 西安 710065)

(** 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室 西安 710049)

摘 要 在绝热及加热条件下,对低质量流速四头优化内螺纹管的摩擦压降进行了实验研究,探讨了其单相及两相摩擦阻力特性,分析了压力、质量流速和蒸汽干度变化对两相摩擦压降倍率的影响,并给出了能用于工程实际的实验关联式。实验结果表明:(1)内螺纹管的单相摩擦系数在低雷诺数区域随雷诺数的增大而显著减小,但在高雷诺数区域几乎保持不变;(2)内螺纹管的两相摩擦倍率随着蒸汽干度的增大先增大、随后增幅减小甚至略有下降,随着压力的增大而迅速减小,但受质量流速的影响较小。(3)受热管的单相摩擦系数小于绝热管,但两相摩擦倍率大于绝热管。

关键词 低质量流速,优化内螺纹管,摩擦特性,单相摩擦系数,两相摩擦倍率

0 引 言

循环流化床(circulating fluidized bed, CFB)技术是能够满足可持续发展要求的洁净煤发电技术,该技术凭借其高燃烧效率、低污染排放以及较强的燃料适应性和负荷调节能力得到了迅速发展。目前,超临界 CFB 锅炉将是燃煤火电机组的重要发展方向^[1]。美国 Foster Wheeler 公司设计的国际首台 460MW 超临界 CFB 锅炉已交付波兰 Lagisza 电厂^[2],并在 2009 年 3 月开始满负荷运行^[3]。依托国家“十一五”国家科技支撑计划,“超临界循环流化床”建设的 600MW 超临界 CFB 锅炉示范机组也已于 2013 年 4 月在四川白马建成,并成功投入运行。

水冷壁设计是超临界 CFB 锅炉的关键技术之一。CFB 锅炉炉膛内热负荷比煤粉炉低,分布也更为均匀,这对采用低质量流速技术极为有利^[4]。在低质量流速水冷壁管中,重位压降在总压降中占主导地位,此时会在并联管中产生类似自然循环锅炉中流量的正响应特性^[5],即受热强的管子流量较大,因此不需要布置节流孔圈进行流量调节。另外,低质量流速技术能够减少给水泵能耗和减少锅炉附加受热面布置,因此受到了国际上的广泛重视。在

低质量流速下,锅炉水冷壁容易发生传热恶化,因此在锅炉设计中,一般选用经过结构优化的新型内螺纹管。而目前关于水冷壁管摩擦阻力的公开文献均是针对传统内螺纹管,而且基本采用中高质量流速^[6-11],因而如何计算低质量流速水冷壁摩擦压降从而确定给水泵压头,成为了一个崭新的课题。为了开发具有自主知识产权的超临界 CFB 锅炉水冷壁技术,有必要对低质量流速优化内螺纹管的摩擦阻力特性进行深入分析。因此,本文针对我国 600MW 超临界 CFB 锅炉低质量流速水冷壁设计,进行了四头优化内螺纹管摩擦阻力特性实验研究。

1 试验系统及方法

本实验是在西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室的高压汽水两相流动传热实验台上完成的,其实验系统如图 1 所示。

实验段采用 $\Phi 32 \times 6.3\text{mm}$ 四头优化内螺纹管,材料为 SA-213T12,长度均为 2m。为消除管道弯头的影响,在实验段的上游与下游均布置了流动稳定段。实验所用工质为去离子水,预热段和实验段均采用低压大电流交流电源直接进行全周均匀加热。实验参数范围为压力 $p = 12 \sim 30\text{MPa}$,质量流速 $G =$

① 国家自然科学基金(51304160),国家科技支撑计划(2006BAA03B02-03)和 西安石油大学博士科研启动基金(2011BS029)资助项目。

② 男,1981 年生,博士,讲师;研究方向:多相流动与传热,油气高效处理与输送技术;联系人,E-mail:jackpan@xsyu.edu.cn
(收稿日期:2012-12-12)

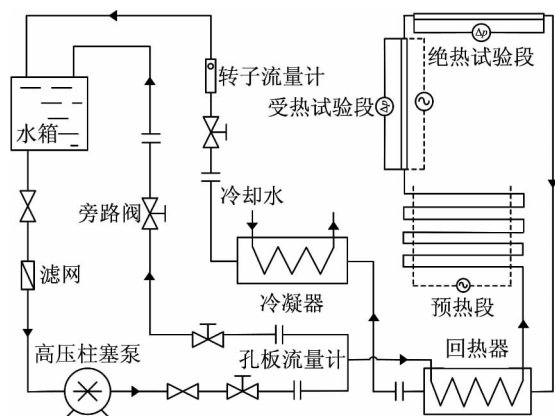


图1 阻力试验系统

232 ~ 1200 kg/(m² · s), 流体比焓 $h = 650 \sim 3200$ kJ/kg, 雷诺数 $Re = 4.0 \times 10^4 \sim 8.5 \times 10^5$ 。实验段有效加热功率为 16 ~ 88 kW。

工质流量由锐边孔板和智能差压变送器测量。实验段压力和压差数据分别通过压力变送器和差压变送器采集。工质温度采用镍铬-镍硅铠装热电偶测量。其主要实验原理是使实验段流量、压力及热负荷保持不变, 而不断增加预热段加热功率, 记录不同工质状态下的实验段工质温度、流量、压力、压降等数据, 再通过计算获得完整的摩擦阻力实验数据。实验中所用的数据采集系统由工控机和 IMP3595 系列数据采集单元构成。

2 试验结果与分析

2.1 单相摩擦阻力

单相流体的摩擦阻力通常按下式计算:

$$\Delta p_f = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{G^2}{2\rho} \quad (1)$$

式中: Δp_f 为单相摩擦压降; l 为管段长度; d 为内径; G 为质量流速; ρ 为单相流体密度, f 为单相摩擦阻力系数。

在小雷诺数 ($Re < 10^5$) 条件下, 工程中一般采用 Blasius 公式

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (2)$$

来计算光管的单相摩擦阻力系数。当 $Re > 10^5$ 时, 我国《电站锅炉水动力计算方法》^[12] 给出了粗糙光管单相摩擦阻力系数计算公式(尼古拉兹公式):

$$f = \frac{1}{4 \left[\lg \left(3.7 \frac{d}{k} \right) \right]^2} \quad (3)$$

式中: k 是管子内壁绝对粗糙度, 对于碳钢管和珠光体合金钢管来说, 取 $k = 6.0 \times 10^{-5}$ m, 对于奥氏体钢管, 取 $k = 8.0 \times 10^{-6}$ m。

对于内螺纹管中单相水和水蒸气的摩擦系数, 美国 CE 公司推荐在式(3)的基础上乘以 1.66, 即:

$$f = 1.66 \cdot \frac{1}{4 \left[\lg \left(3.7 \frac{d}{k} \right) \right]^2} \quad (4)$$

Kohler 和 Kastner^[13] 通过实验研究发现内螺纹管中的摩擦阻力损失比光管增加了大约一倍, 其单相摩擦系数计算公式为

$$f = 1.01 \times 10^{-4} / Re^{1.2} + 0.0213 \quad (5)$$

由于 Kohler 公式考虑了雷诺数对摩擦阻力的影响, 相比 CE 公司给出的计算公式更加准确。因此本文参照 Kohler 公式的形式, 通过拟合实验数据得到垂直受热内螺纹管单相摩擦阻力系数

$$f = 4.5872 / Re^{0.5742} + 0.0368 \quad (6)$$

和水平绝热内螺纹管单相摩擦阻力系数

$$f = 6.8563 / Re^{0.6235} + 0.03813 \quad (7)$$

式(6)、(7)的平均相对误差小于 10%。适用范围为: 压力 $p = 12 \sim 30$ MPa, 质量流速 $G = 232 \sim 1200$ kg/(m² · s), 流体比焓 $h = 650 \sim 3200$ kJ/kg, 雷诺数 $Re = 4.0 \times 10^4 \sim 8.5 \times 10^5$ 。

图 2 给出了不同公式计算所得的单相摩擦阻力系数曲线。从图 2 可以看出, 用美国 CE 公司的方法计算得到的单相阻力系数略有偏高。Blasius 公式和我国《电站锅炉水动力计算方法》给出的阻力系数公式计算结果则明显偏低, 这是因为这些公式都是针对粗糙光管的。Kohler 公式的计算结果在低雷诺数下偏大, 而在雷诺数大于 6×10^4 时, 计算结果明显偏小。

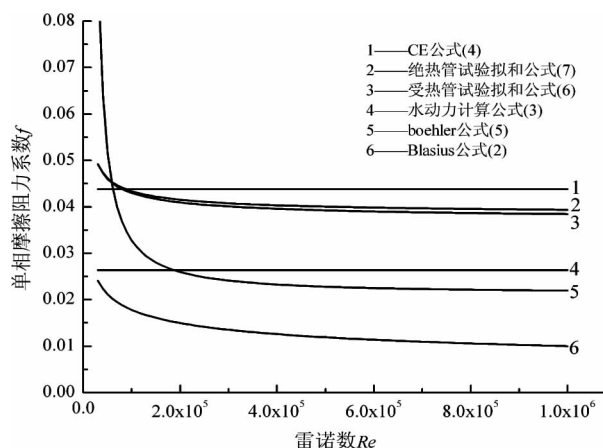


图2 不同单相摩擦系数计算公式的比较

从图2也可以看出,在低雷诺数时,内螺纹管的单相摩擦系数随雷诺数的增大而逐渐减小。在高雷诺数时,内螺纹管中流动已经进入自模化区,此时管壁粗糙度大于流体粘性底层的厚度,因此单相摩擦阻力系数只与管壁几何结构和相对粗糙度有关,而随雷诺数变化很小。同时发现绝热内螺纹管中的摩擦系数值始终大于受热内螺纹管中的摩擦系数。这是因为在单相流动中,当压力和质量流速相同时,摩擦系数取决于雷诺数,而雷诺数与动力粘度有关。流体的粘度随温度升高而减小,由于受热管壁温高于绝热管,故而壁面处的流体粘度小于绝热管。因此受热管的雷诺数较大,摩擦系数较小。两者的单相阻力系数差别很小,仅为0.001,偏差仅有2.5%。这也从客观上表明内螺纹管具有良好的传热特性。

2.2 汽水两相摩擦阻力

影响汽水两相摩擦阻力的因素很多,包括蒸汽干度、质量流速、压力、管径、管壁几何结构与粗糙度、热负荷等。一般认为蒸汽干度、压力及质量流速对两相摩擦阻力的影响较为明显。通常采用两相摩擦倍率来修正单相摩擦阻力,得到两相摩擦阻力为

$$\Delta p_{tp} = \varphi_{lo}^2 \cdot \Delta p_{lo} \quad (8)$$

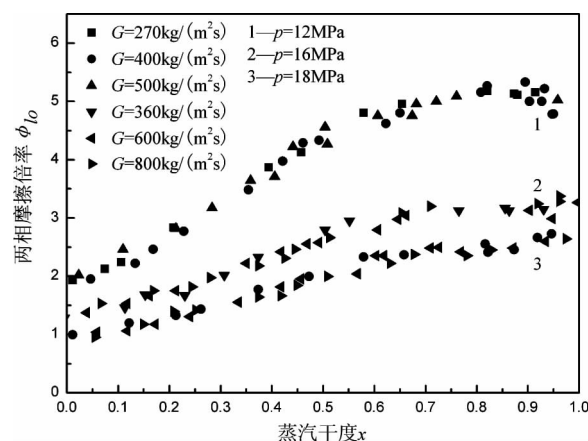
式中 Δp_{tp} 为两相流摩擦阻力; Δp_{lo} 是假定流体全部为饱和液体时的单相摩擦阻力; φ_{lo}^2 称为两相流全液相摩擦压降倍率(简称两相摩擦倍率)。

图3和图4分别给出了受热和绝热内螺纹管在亚临界及近临界压力区,不同的压力和质量流速条件下两相摩擦倍率随蒸汽干度的变化。在蒸汽干度 $x=0 \sim 0.7$ 时,随着干度的增加,受热管两相摩擦倍率逐渐增大,这表明在中低干度范围,随着蒸汽干度的增大,内螺纹管中扰动增强,使得摩擦阻力增大。在更大的蒸汽干度下,受热管两相摩擦倍率随干度增大的趋势减弱,甚至略有减小。这是由于在高干度范围,管内流型从团状流向环状流再向雾状流转换。当流型转换为环状流时,管壁全部被液膜覆盖,蒸汽干度的增大对摩擦阻力影响不大。在更大的干度下,流型转换为雾状流时,贴壁液膜被蒸汽夹带和蒸干,蒸汽直接和管壁面接触,导致摩擦阻力略有下降。但是在绝热管内,两相摩擦倍率随干度增大的趋势未见减弱,这是因为绝热管内管壁没有过热,壁面蒸干并不强烈。

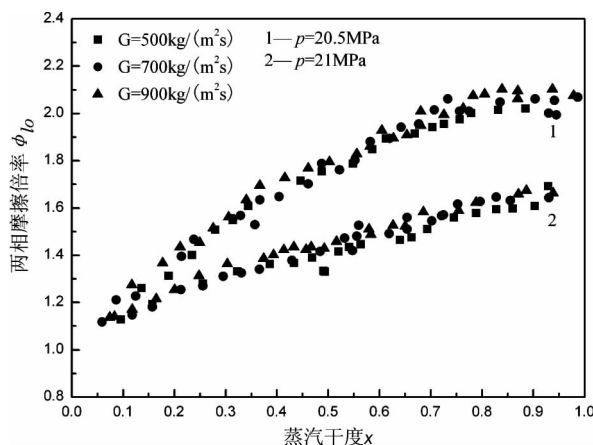
由图3和图4可见,两相流摩擦倍率随着压力增大而减小,直到近临界区这种趋势减弱。压力为18MPa和21MPa时,两相流摩擦倍率的差值明显小于压力为16MPa和18MPa时的差值。这就说明当

压力接近临界压力时,由于汽液相密度差别减小,两相摩擦阻力接近于单相流体的摩擦阻力,受压力的影响较小。

从图3和图4中也可以看出,两相流摩擦压降倍率随着质量流速的增大而略有增大,但变化很小。对比图3(a)和图4(a)发现,受热管的两相摩擦倍率大于绝热管两相摩擦倍率,其原因是内螺纹管受热使得壁面对流体的扰动增强。这与单相流动摩擦阻力实验结果正好相反(受热管的单相摩擦系数小于绝热管的单相摩擦系数)。而在图3(b)和图4(b)中,受热管的两相摩擦倍率在低干度区大于绝热管,而在高干度区低于绝热管,这与泰勒苏娃^[14]的研究结果一致。这是由于在中低干度区,管壁因为受热使得扰动增强,因此两相摩擦倍率较大;在高干度区,受热管内壁温度较高,贴壁环状流的动力粘度较小,壁面流体雷诺数较大,因此摩擦阻力小于绝热管。

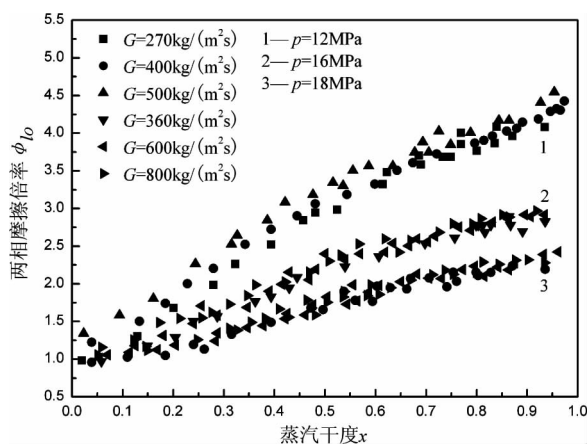


(a) 亚临界压力区

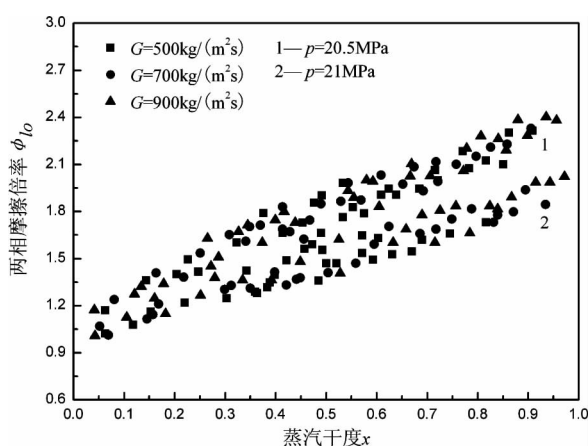


(b) 近临界压力区

图3 受热管两相摩擦倍率



(a) 亚临界压力区



(b) 近临界压力区

图 4 绝热管两相摩擦倍率

为了便于关联两相摩擦倍率数据,对式(8)进行转化变成

$$\varphi_{lo}^2 = \left[1 + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \cdot \frac{f_{lp}}{f_{lo}} \quad (9)$$

实验表明两相摩擦阻力与蒸汽干度 \$x\$、压力 \$p\$、质量流速 \$G\$ 等因素有关,因此假设 \$f_{lp}/f_{lo} = 1\$ 并引入函数 \$f(x, p, G, \dots)\$ 进行修正可得

$$\varphi_{lo}^2 = 1 + f(x, p, G, \dots) \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \quad (10)$$

由于 \$\rho_l/\rho_g\$ 项已经体现了压力的影响,而质量流速对两相摩擦倍率的影响较小,因此认为函数 \$f(x, p)\$ 为蒸汽干度 \$x\$ 的一元函数 \$f(x)\$。参照 Chisholm^[15] 的 \$B\$ 系数法关联实验数据。令

$$f(x) = [Bx \cdot (1 - x) + x^2] \quad (11)$$

为了更好地拟合数据,引入函数 \$C(x) = Bx \cdot (1 - x)\$,并按下式为 \$C\$ 系数的回归型线:

$$C = C_0 x^n (1 - x)^m \quad (12)$$

因此两相摩擦倍率数据最终可按下式计算:

$$\phi_0^2 = 1 + f(x) = [C(x) + x^2] \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \quad (13)$$

对实验数据进行多元回归计算可得:

(1) 绝热内螺纹管

$$C(x) = 1.377x^{1.319}(1-x)^{0.1296} \quad p = 12 \sim 18 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$C(x) = 1.904x^{1.248}(1-x)^{0.2041} \quad p = 18 \sim 21 \text{ MPa} \quad (15)$$

(2) 受热内螺纹管

$$C(x) = 1.702x^{0.7623}(1-x)^{0.0153} \quad p = 12 \sim 18 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$C(x) = 1.748x^{0.9753}(1-x)^{0.2019} \quad p = 18 \sim 21 \text{ MPa} \quad (17)$$

式(14)和(16)与实验值的平均相对误差为 13% 和 13.5%,其适用范围为:压力 \$p = 12 \sim 18\$ MPa,质量流速 \$G = 232 \sim 687\$ kg/(m²·s)。

式(15)和(17)与实验值的平均相对误差为 12.9% 和 11.6%,其适用范围为:压力 \$p = 18 \sim 21\$ MPa,质量流速 \$G = 344 \sim 773\$ kg/(m²·s)。

3 结论

在低质量流速条件下,对低质量流速四头优化内螺纹管的摩擦阻力特性进行了实验研究和分析,并给出了水平绝热和垂直受热内螺纹管的单相摩擦阻力系数及两相摩擦倍率实验关联式,为我国开发具有自主知识产权的 600MW 超临界 CFB 锅炉技术提供了参考和理论支持。实验结果表明:

(1) 在低雷诺数时,内螺纹管的单相摩擦系数随雷诺数的增大而逐渐减小。在高雷诺数时,内螺纹管管内流动处于自模化区。此时单相摩擦阻力系数只与管壁几何结构和表面粗糙度有关,而随雷诺数变化很小。

(2) 在受热和绝热情况下,随着蒸汽干度的增大,两相摩擦倍率先增大,随后增幅减小甚至略有下降;随着压力的增大,两相摩擦倍率迅速减小,在近临界区这种趋势有所减弱;质量流速对两相摩擦倍率的影响很小。在中低干度条件下,内螺纹管的两相摩擦倍率随干度的提高而迅速增大;在高干度时两相摩擦倍率增速趋缓,干度达到一定值时甚至略有下降。随着压力的增大,两相摩擦倍率显著升高,但升高的趋势在近临界区有所减弱。随着质量流速的增大,两相摩擦倍率略有增大,但变化很小。

(3) 受热内螺纹管中的单相摩擦系数始终小于绝热内螺纹管,但两者偏差很小。相反,受热内螺纹管的两相摩擦倍率大于绝热内螺纹管。

参考文献

- [1] 辛建,吕俊复,岳光溪等. 发展超临界循环流化床的讨论. 热能动力工程,2002,17(101):439-442
- [2] Lundqvist R, Schrief A, Kinnunen P, et al. A major step forward-the supercritical CFB Boiler. In: PowerGen International 2003, Las Vegas, USA, 2003.
- [3] Hotta A. Foster Wheeler's solutions for large scale CFB boiler technology: features and operational performance of Lagisza 460 MWe CFB boiler. In: The 20th International Conference on fluidized bed combustion, Xi'an, China, 2009.
- [4] 张彦军,杨冬,于辉等. 600 MW 超临界循环流化床锅炉水冷壁的选型及水动力研究. 动力工程,2008,28(3):339-344
- [5] 蒋敏华,孙献斌. 大型循环流化床锅炉的开发研制. 中国电机工程学报,2007,27(23):1-6
- [6] 程立新,陈听宽. 竖直内螺纹管中上升再相流摩擦阻力特性. 石油化工设备,1999,28(2):20-23
- [7] 陈听宽,郑建学,罗毓珊等. 超临界压力下内螺纹管摩擦阻力特性研究. 发电设备,1999,4:24-28
- [8] 李永星,尹飞,陈听宽等. 内螺纹管中汽-液两相流体摩擦压降特性研究. 核动力工程,2005,26(3):228-232
- [9] 朱玉琴,陈听宽,毕勤成. 超临界压力下 600 MW 直流锅炉水冷壁管阻力特性的试验研究. 动力工程,2005,25(6):786-789
- [10] 朱玉琴,李迺红,毕勤成等. 高压汽水两相流摩擦阻力特性的研究. 热能动力工程,2007,22(5):539-541
- [11] 王为术,胡建兰,徐维晖等. 内螺纹水冷壁管内两相流动的摩擦压降特性. 动力工程,2007,27(5):757-761
- [12] 上海发电设备成套设计研究所. JB/Z201-83 电站锅炉水动力计算标准. 北京:机械工业出版社,1983
- [13] Kohler W, Kastner W. Heat transfer and pressure loss in rifled tubes. In: Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, USA, 1986
- [14] 林宗虎,王树众,王栋. 气液两相流与沸腾传热. 西安:西安交通大学出版社,2003. 93-95
- [15] Chisholm D. Two phase flow in pipelines and heat exchangers. London: George Godwin, 1983

Experimental investigation on frictional resistance characteristics of optimized rifled tube at low mass flux

Pan Jie^{*}, Yang Dong^{**}, Xiao Rongge^{*}

(^{*} College of Petroleum Engineering, Xi'an Shiyou University, Xi'an 710065)

(^{**} State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract

An experiment was conducted at heat-insulated and heating conditions to investigate the frictional pressure drops of 4-head optimized rifled tubes with low mass flux. The single-phase and two-phase frictional resistance characteristics of rifled tubes were discussed, the effects of pressure, mass flux and vapor quality on the two-phase frictional multiplier were analyzed, and the corresponding empirical correlations available for utility boiler design were also presented. The experimental results imply the following conclusions: (1) At the low Reynolds number region, the single-phase frictional coefficient of rifled tubes decreases gradually with the increasing of the Reynolds number, whereas it hardly varies with the Reynolds number at a high Reynolds number region. (2) With the increase of vapor quality, the two-phase frictional multiplier of rifled tubes rises rapidly, and then rises slowly, even begins to decrease; besides, it decreases obviously with the increasing of pressure, and is not affected by the change of mass flux. (3) The single-phase frictional coefficient of heating rifled tubes is less than that of heat-insulated rifled tubes, but the two-phase frictional multiplier is greater than that of heat-insulated rifled tubes.

Key words: low mass flux, optimized rifled tube, frictional characteristics, single-phase frictional coefficient, two-phase frictional multiplier