

供热水系统 CTAC 减阻流体 减阻与传热性能研究^{*}

上海交通大学 张红霞[☆] 王德忠[△] 顾卫国 董正方

摘要 对不同工况下不同浓度和配比的 CTAC 减阻流体在二维流道中的减阻性能和传热性能进行了试验测试。结果表明,在减阻流体流动达到临界雷诺数之前,传热性能下降率随雷诺数的增大逐渐增大,在达到临界雷诺数之后,传热性能急剧增强;传热性能下降率与减阻率变化趋势相同;减阻流体的温度梯度在过渡层比水大,在湍流核心区比水小。

关键词 减阻流体 传热性能 表面活性剂 传热性能下降率 减阻率

Study on drag-reducing and heat transfer performances in heating water systems with CTAC additives

By Zhang Hongxia[★], Wang Dezhong, Gu Weiguo and Dong Zhengfang

Abstract Experimentally investigates the drag-reducing and heat transfer performances of cetyltrimethyl ammonium chloride (CTAC) surfactant solution with different concentrations and mixture ratios under different conditions in a two-dimensional channel. The results indicate that the heat transfer reduction rate of the CTAC drag-reducing fluid increases with Reynolds number when Reynolds number is below the critical value and decreases rapidly when Reynolds number exceeds the critical value, the trends of heat transfer reduction rate and drag reduction rate are similar, and the temperature gradient of the CTAC drag-reducing fluid is larger than that of water in buffer layer and smaller than that of water in turbulent core area.

Keywords drag-reducing fluid, heat transfer performance, surfactant, heat transfer reduction rate, drag reduction rate

★ Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China

①

0 引言

《民用建筑节能设计标准》规定,供热系统中循环水泵的电功耗一般应控制在单位建筑面积 $0.35 \sim 0.45 \text{ W/m}^2$ 的范围内,而实际上约为 $0.5 \sim 0.6 \text{ W/m}^2$,甚至高达 $0.6 \sim 0.9 \text{ W/m}^2$,一般循环水泵用电量约占供热系统总耗电量的 40%^[1]。为了减少供热系统的能耗,国内主要是通过研究供热系统输配系统的动力学特性从而对系统设计和运行管理提供优化指导,起到节能作用。为了进一步降低供热系统输配系统中水泵的能耗,本文从减小流

动阻力入手,研究了供热系统输配系统中添加剂减阻流体的减阻与传热特性。

1 添加剂减阻节能技术

研究表明,在流体中加入适量的减阻添加剂可以使其阻力最高减小 79%^[2],从而降低长距离管道输送系统中流体流动阻力及沿程热损失,达到减少功耗,节约能源的目的。以往减阻添加剂的研究

^{*} 国家自然科学基金资助项目(编号:50476016),国家自然科学基金国际合作项目(编号:50611140359),高等学校博士学科点专项科研基金资助课题(编号:20030248032)

①☆ 张红霞,女,1980 年 5 月生,在读博士研究生

△ 200240 上海市东川路 800 号上海交通大学机械与动力工程学院
(021) 34205303

E-mail: dzwang@sjtu.edu.cn

收稿日期:2006-12-05

一次修回:2007-03-13

二次修回:2007-08-08

主要集中在高分子聚合物上。和聚合物相比,表面活性剂具有良好的机械、化学、光、热稳定性,并且其溶液减阻效应的产生、消失是可逆的,因而日益受到研究人员的关注。由于表面活性剂减阻流体(即添加了表面活性剂的流体)阻力下降的同时,区域供热系统中的传热效率也降低了,为了解决这一矛盾,使添加剂减阻技术能尽快应用于供热系统中,本文对减阻流体减阻与传热性能下降机理进行了研究。目前国外在这方面的研究主要集中在强化传热方式上^[3],而对于减阻流体减阻传热特性的直接研究较少。

本文应用相位多普勒速度仪(PDA)和热电偶研究了十六烷基三甲基氯化铵(cetyltrimethyl ammonium chloride,简称CTAC)减阻流体减阻传热特性及热边界层温度场分布,探索其减阻与传热性能下降机理,为工业应用提供理论依据和数据支持。

2 试验系统

2.1 二维流道及温度测点选择

试验台采用开放式闭路循环系统,整个系统包括贮水箱、离心泵、阀门、缓冲箱、透明有机玻璃流道、不锈钢管道、硅橡胶加热膜片。循环系统的驱动装置为IS80-65-160型离心水泵,由变频器对离心泵的转速进行控制,通过改变变频器的频率对流量进行调节。采用LWGY-80A型涡轮流量传感器进行流量测量,精度为0.5%。采用CECC-530型差压变送器(精度为0.5%)测量相距2.98 m的两个取压孔的压差。

测试段由长7 m的透明有机玻璃制成,横截面为20 mm×250 mm(高×宽)的矩形,测试段如图1所示。流道加热面与流体接触部分为铜板,通

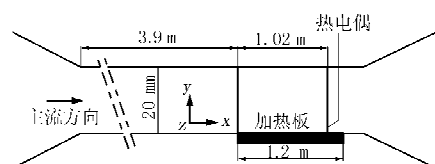


图1 流道测试段示意图

过均匀热流密度来加热流道内流体。采用24个T型热电偶沿加热面中心线一字排开测量加热面的壁温^[4]。流道内流体热边界层局部温度的测量位置在距加热段入口1.02 m处沿z方向的中心线上,所用热电偶为K型细丝热电偶,精度为0.1 K,

采用一维手动平移台调节热电偶在流道内沿y方向的移动,平移台移动精度为0.01 mm,温度信号通过信号调理器后由NI-6024型数据采集卡采集。

Gasljevic等人通过试验得到表面活性剂减阻流体速度边界层充分发展需要 $(117\sim 130)d$ 的距离(d 为流道当量直径),热边界层充分发展则需要更长的距离^[5]。由图1可知,流道内测点距离流道入口为 $133d$ ($d=35$ mm),因而认为测点流体的速度边界层已经达到充分发展段,而热边界层仍处于发展段。很多研究表明在距加热入口 $10d$ 距离内有较大的温度梯度,超过 $10d$ 后,CTAC减阻流体的 Nu 随距加热入口距离的增大而变化缓慢^[6]。本文流道内测点到加热段入口的距离为 $34d$,虽然处于热边界层发展段,但可认为对测量结果影响甚微。

2.2 表面活性剂减阻流体

本文采用CTAC减阻流体。CTAC的相对分子质量为320,其水溶液呈碱性,为了使纤维状的聚合结构变得更加稳定,其溶液中一般加入一定量的酸性物质,试验中用水杨酸钠(NaSal)来中和溶液,其相对分子质量为160。由于本试验的表面活性剂减阻流体为稀的水溶液,故使用溶剂水的物性参数来代替CTAC减阻流体的。

3 试验结果分析

3.1 测量参数及公式

壁面剪切应力 τ_w 为

$$\tau_w = \frac{\Delta p HW}{2(H+W)L} \quad (1)$$

式中 Δp 为测量压差; H 为流道高度; W 为流道宽度; L 为两个取压孔之间的距离。

范宁(Fanning)摩擦因数 f 为

$$f = \frac{2\tau_w}{\rho u_b^2} \quad (2)$$

式中 ρ 为水的密度; u_b 为横截面流体平均速度。

减阻率 DR 为

$$DR = \frac{f_w - f_c}{f_w} \times 100\% \quad (3)$$

式中 f_w 为水的范宁摩擦因数; f_c 为CTAC减阻流体的范宁摩擦因数。

传热性能下降率 HTR 为

$$HTR = \frac{Nu_w - Nu_c}{Nu_w} \times 100\% \quad (4)$$

式中 Nu_w 为水的努塞尔数; Nu_c 为CTAC减阻

流体的努塞尔数。

3.2 减阻、传热性能试验

下文曲线符号说明如下:以 C90120 为例,C 表示 CTAC, 90 代表 CTAC 的质量分数为 90×10^{-6} , 120 代表 $n(\text{CTAC}) : n(\text{NaSal}) = 1 : 2.0$ (摩尔分数), 其他工况符号含义类似。

图 2 所示为水和不同浓度、配比的减阻流体的范宁摩擦因数随 Re 的变化曲线。图 2 中的 Dean 曲线和 Virk 最大减阻曲线对应的公式分别为^[7-8]

$$f = 0.073Re^{-0.25} \quad (5)$$

$$f = 0.58Re^{-0.58} \quad (6)$$

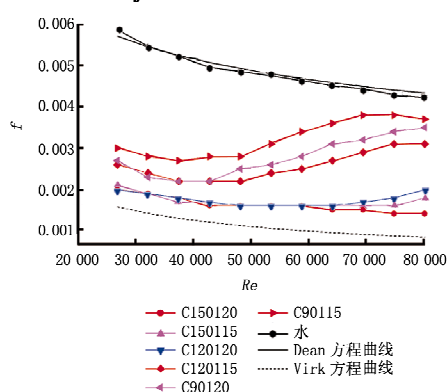


图 2 水和不同浓度、配比的 CTAC 减阻流体的范宁摩擦因数随 Re 的变化

实测水的范宁摩擦因数曲线与 Dean 曲线基本吻合,说明试验数据是可靠的。由图 2 还可看出,试验中减阻流体减阻性能曲线并没有达到 Virk 最大减阻曲线。

图 3 所示为不同浓度和配比的 CTAC 减阻流体对应的减阻率随 Re 的变化曲线。由图 3 可以看出,CTAC 的浓度越大,对应的临界 Re (减阻性能

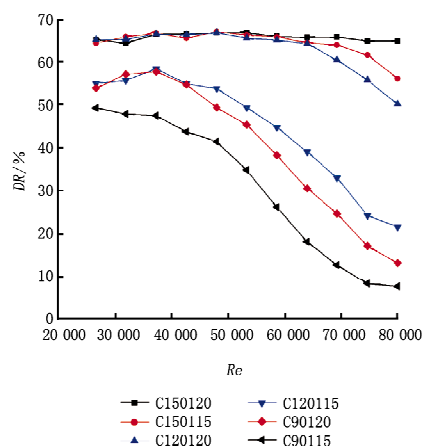


图 3 不同浓度和配比的 CTAC 减阻流体对应的减阻率随 Re 的变化

开始下降时对应的 Re) 也越大。

图 4 所示为水和不同浓度、配比的 CTAC 减阻流体的 Nu 随 Re 的变化曲线。由图 4 可以看出,不同浓度的 CTAC 减阻流体的传热性能都有所降低。在未达到临界 Re 之前, Nu 随 Re 的增大而缓慢地增大; C120120, C150115 两种配比的减阻流体在 Re 大于 65 000 后, Nu 增大了很多,传热性能增强,但与水的传热性能相比还是差很多。表面活性剂减阻流体产生了减阻作用但也使得流体的传热性能下降。

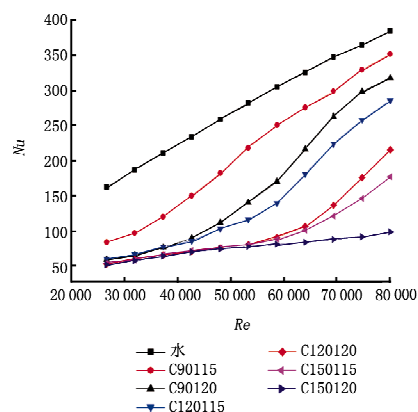


图 4 水和不同浓度、配比的 CTAC 减阻流体的 Nu 随 Re 的变化

比较图 3, 4 可以看出,图 3 中有 3 种减阻流体的减阻率在 Re 小于 65 000 时是基本相同的,而研究表明添加剂减阻是由于抑制湍流产生的,因此说明这 3 种 CTAC 对湍流抑制的水平相近;而图 4 中对应的这 3 种减阻流体在未达到临界 Re 前其 Nu 也几乎相同。这说明在减阻率相同的状态下减阻流体的浓度和对比对 Nu 影响甚微。

图 5 所示为不同浓度和配比的 CTAC 减阻流

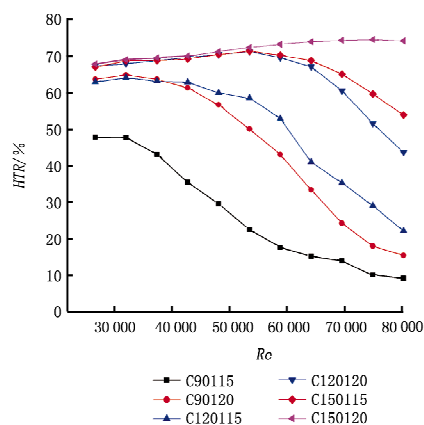


图 5 不同浓度和配比的 CTAC 减阻流体的传热性能下降率随 Re 的变化

体的传热性能下降率随 Re 的变化曲线。

由图 3,5 可以看出,当减阻流体的减阻率保持不变时,传热性能下降率随 Re 增大而缓慢增大,当超过临界 Re 之后,传热性能急剧增强, HTR 快速减小。对于减阻流体 C150120,从图 5 中没有看到下降趋势,是由于还没有达到其临界 Re 。可以解释为没有达到临界 Re 之前,尽管 Re 增大,但减阻流体内部的胶束结构并没有被破坏,雷诺应力仍被抑制,流体有较大的减阻率和传热性能下降率。由图 3,5 还可以看出,尽管减阻流体的浓度和配比不同,但 DR 和 HTR 是同步出现的,两者的变化趋势一致, DR, Re, q_w (q_w 为加热壁面热流密度) 相同时, HTR 与溶液的配比和浓度无关。

由于本文加热流体温度测点处并没有达到热边界层充分发展段,接下来对牛顿流体的 Nu 进行测试误差分析。对于牛顿流体内充分发展段的湍流强制对流换热,使用最广泛的关系式为迪图斯-贝尔特(Dittus-Boelter)公式^[9],即

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (7)$$

对于通常工业设备中常见的尖角入口,推荐以下入口效应修正系数^[9]:

$$c_l = 1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{0.7} \quad (8)$$

式中 c_l 为入口效应修正因数; l 为管道长度。

因此,包括入口段在内的总长为 l 的管道的平

$$\Theta^+ = Pr y^+ \exp(-\Gamma) + \left\{ 2.12 \ln \left[(1 + y^+) \frac{1.5 \left(2 - 2 \frac{y^+}{H} \right)}{1 + 2 \left(1 - 2 \frac{y^+}{H} \right)} \right] + \beta Pr \right\} \exp\left(-\frac{1}{\Gamma}\right) \quad (10)$$

其中

$$\Gamma = \frac{10^{-2}(Pr y^+)^4}{1 + 5Pr^3 y^+}$$

$$\beta Pr = (3.85Pr^{\frac{1}{3}} - 1.3)^2 + 2.12 \ln Pr$$

式中 Θ^+ 为量纲一平均温度, $\Theta^+ = \frac{T_w - T}{T_\tau}$, T 为流道内测点温度, T_τ 为摩擦温度, $T_\tau = q_w / (\rho c_p u_\tau)$, c_p 为水的比定压热容, u_τ 为摩擦流速, $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$; y^+ 为距加热壁面的量纲一距离, $y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu}$, 其中 y 为距加热壁面的距离, ν 为水的运动黏度。

图 6 所示为 $q_w = 8\,309\text{ W/m}^2$, $Re = 2.6 \times 10^4$ 工况下不同 CTAC 减阻流体与水在流道内沿 y 方向的平均温度分布。图 6 显示,试验测量得到的水的量纲一平均温度曲线与 Kader 方程计算值基本

均努塞尔数为

$$Nu = 0.023 \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{0.7} \right] Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (9)$$

图 4 中由试验测得流道内测点流体温度和壁面温度计算得到的水的 Nu ($Nu = \frac{q_w}{T_w - T_f} \frac{d}{\lambda}$, 其中 T_w 为加热板靠近流体侧壁面温度, T_f 为远离加热壁面流体的温度, λ 是水的导热系数) 与通过式(9)计算得到的值最大相差 6.1%。本文试验中加热前有较长的辅助入口段,使在加热前流动已达到稳定状态,而 $c_{l, \text{具有很长辅助入口段}} < c_{l, \text{由式(8)计算}}$ ^[9], 由此可以推出,本试验系统测得的水的 Nu 值的误差小于 6.1%。

3.3 减阻流体温度分布

对试验中几种典型工况(见表 1)温度边界层进行分析。

表 1 测试工况

工况 编号	测试 流体	$Re/10^4$	$q_w/(\text{W/m}^2)$	$DR/\%$	$HTR/\%$
1	C90115	2.6	8 309	49.2	48.0
2	C90120	2.6	8 309	53.9	63.9
3	C150120	2.6	8 309	65.1	68.1
4	C150120	2.6	6 220	65.1	68.1
5	C150120	4.0	6 220	65.1	70.1
	水	2.6	8 309		

Kader 关于牛顿流体在流道内的温度分布方程^[10]为

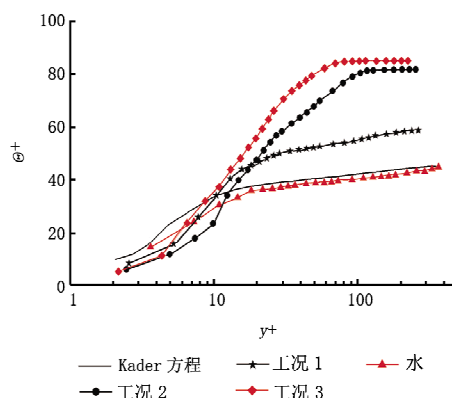


图 6 水和不同浓度、配比的 CTAC 减阻流体的平均温度分布

吻合,而 CTAC 减阻流体与水的温度分布有明显不同。由图 6 可以看出,在层流底层,CTAC 减阻

流体的温度梯度小于相同工况下 ($q_w = 8\ 309\ \text{W}/\text{m}^2$, $Re = 2.6 \times 10^4$) 水的温度梯度, 说明这一层有很强的热扩散, 这是由于随着平均温度的升高, 表面活性剂减阻流体内部的棒状胶束变短, 最后变成球形胶束结构, 这与水内部的胶束结构为球形结构一样, 失去减阻效果, 而传热能力则增强; 过渡层内, 尤其是 $10 < y^+ < 30$ 范围内, 减阻流体温度梯度比水的大很多, 在 $y^+ = 70$ 处, 减阻率 DR 大的减阻流体的温度梯度仍比水的大。由此可见, 在 $10 < y^+ < 70$ 范围内, 破坏减阻流体内部胶束的网状结构, 增加湍流脉动会起到增强传热的作用。在湍流核心区, CTAC 减阻流体温度梯度比水的小, 当 $y^+ > 70$ 时, 减阻流体温度梯度趋于零。

图 7 所示为水和相同浓度、配比的 CTAC 减阻流体在不同热流密度、不同 Re 时的温度分布。与图 6 相似, 图 7 中水的量纲—平均温度比 CTAC 减阻流体的明显要小。从图 7 还可以看出, 过渡层内, 对于同种减阻流体, 当热流密度相同但 Re 不同时, 温度分布曲线几乎吻合; 在过渡层外, 当热流密度相同但 Re 不同时, Re 大的减阻流体的温度梯度明显大于 Re 小的减阻流体, 这与图 5 所示的 HTR 在临界 Re 之前随 Re 增大缓慢增大现象一致, 这也说明 CTAC 减阻流体内部胶束网状结构的破坏是个突变过程, 即在达到某个临界雷诺数时是突然被破坏的。

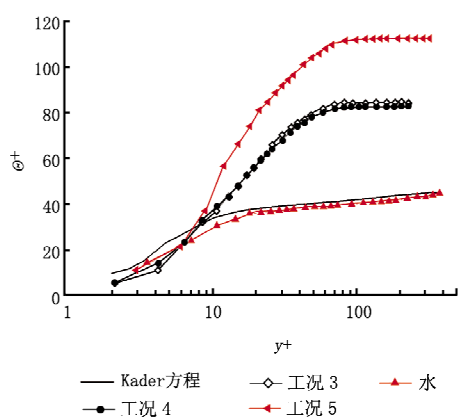


图 7 水和不同热流密度、不同 Re 时的 C150120 的平均温度分布

4 结论

通过对二维流道内表面活性剂减阻流体传热性能和温度分布的研究, 进一步探讨了减阻与传热性能下降机理, 得到以下结论: 小于临界 Re 时, CTAC 减阻流体的 Nu 随 Re 的增大而缓慢增大,

HTR 随 Re 的增大而缓慢增大; 超过临界 Re 时, HTR 快速减小; CTAC 减阻流体的温度梯度在过渡层内比水的大, 在核心区内比水的小; CTAC 减阻流体的 HTR 与 DR 变化趋势相同, DR , Re , q_w 相同时, HTR 与溶液的配比和浓度无关; DR 相同时, 在过渡层, 对于同种减阻流体, 当热流密度相同但 Re 不同时, 温度分布曲线几乎吻合, 在过渡层外, 当热流密度相同但 Re 不同时, Re 大的减阻流体的温度梯度明显大于 Re 小的减阻流体。

表面活性剂减阻流体属于非牛顿流体, 鉴于其流动及传热性能的复杂性, 要在实际工程中应用还需要做很多工作。

参考文献:

- [1] 李先瑞. 空调、供热水系统泵的节能[J]. 节能环保技术, 2002, 30(5): 25-27
- [2] 官峰, 许鹏, 王德忠, 等. 氯化十六烷基三甲基季铵盐减阻流体试验[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(2): 193-197
- [3] Qi Y, Kawaguchi Y, Christensen R N, et al. Enhancing heat transfer ability of drag reducing surfactant solutions with static mixers and honeycombs[J]. Int J Heat and Mass Transfer, 2003, 46(26): 5161-5173
- [4] 张杰, 王德忠, 董正方, 等. 添加网格对增强表面活性剂减阻流体传热性能的试验研究[J]. 水动力学研究与进展, 2005, 20(6): 744-749
- [5] Gasljevic K, Matthys E F. Experimental investigation of thermal and hydrodynamic development regions for drag reducing surfactant solution[J]. Trans Amer Soc Mech Eng, J Heat Transfer, 1997, 119(1): 80-88
- [6] Li P W, Kawaguchi Y, Daisaka H, et al. Heat transfer enhancement to the drag-reducing flow of surfactant solution in two-dimensional channel with mesh-screen inserts at the inlet[J]. Trans Amer Soc Mech Eng, J Heat Transfer, 2001, 123(8): 779-789
- [7] Dean R B. Reynolds number dependence of skin friction and other bulk flow variables in two-dimensional rectangular duct flow[J]. ASME J Fluids Eng, 1978, 100(3): 215-223
- [8] Virk P S. Drag reduction fundamentals[J]. AIChE Journal, 1975, 21(4): 625-626
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 1998: 164-167
- [10] Kader B A. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers[J]. Int J Heat and Mass Transfer, 1981, 24(9): 1541-1544