

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.01.005

换热管内置螺旋形扭带的阻力与转动特性实验研究

欧向波^{1,2}, 林清宇^{1,2}, 冯振飞^{1,2}, 刘晓林^{1,2}, 刘宜仔^{1,2}

(1. 广西大学 化学化工学院, 广西 南宁 530004;
2. 广西大学 广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室, 广西 南宁 530004)

摘 要:为了研究螺旋形扭带阻力与转动特性,选取了不同宽度(6,7和8 mm)的三种扭率(2.0,3.0,4.0)及3种螺距比(1.5,2.0,2.5)的参数组合下共27根螺旋形扭带插入换热管内进行实验。实验结果表明,插入螺旋形扭带后换热管内流动阻力和转动性能都有明显提高,并且分析了其带宽、扭率和螺距比等参数对压降和转速的影响。通过对实验数据的多元线性回归分析,建立了相应的压力降关联式和转速关联式。通过与光滑扭带实验数据对比,证明了实验研究的扭带具有良好的转动性能。

关 键 词:换热设备;换热管;螺旋形扭带;转动特性;阻力

中图分类号:TQ051.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)01-0017-05

Experimental Studies on Resistance and Rotational Characteristics of Heat Transfer Tube with Helically Twisted Tape

OU Xiangbo^{1,2}, LIN Qingyu^{1,2}, FENG Zhenfei^{1,2}, LIU Xiaolin^{1,2}, LIU Yizai^{1,2}

(1. College of Chemistry and Chemical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China;
2. Chin Guangxi Key Laboratory of Petrochemical Resource Processing and Process Intensification Technology, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: An experimental study on resistance and rotational characteristics in a heat transfer tube was carried out, which equipped with 27 helically twisted tapes consisting of different width (6, 7 and 8 mm), three twist ratios (2.0, 3.0, 4.0) and three helical pitch ratios (1.5, 2.0, 2.5). The experimental results show that the friction resistance and rotational characteristics have a marked improvement after adding helically twisted tape. And the influence of width, twist ratios, helical pitch ratios and other parameters on pressure drop and rotational speed were analyzed. The pressure drop equation and rotational speed equation were established by analyzing the experimental data with Multiple Linear Regression Analysis. Compared with the experimental data of the smooth twisted tape, it indicates that the rotational characteristics of the helically twisted tape are good.

Key words: heat transfer equipment; heat transfer tube; helically twisted tape; rotational characteristics; resistance

换热设备是许多工业部门广泛使用的一种通用设备。在化工厂中,换热设备的投资约占总投资的10%~20%;在炼油厂中,约占总投资的35%~40%^[1]。然而换热设备在运行过程中,热传递表面常有污垢积存,污垢除增加热阻外,还会使换热表面粗糙度增加,

管径发生变化,从而导致流动阻力增加,最终会严重影响设备的传热效率,造成较大损失。据估算,美国一个典型炼油厂的换热设备由于污垢所造成的损失每年高达一千万美元。我国每年各工业部门因污垢而造成的经济损失也高达数十亿元^[2]。因此,对换热器定期清

收稿日期:2013-08-05;修回日期:2013-10-30

基金项目:国家自然科学基金项目(29966001);广西自然科学基金项目(桂科青0447005);广西大学基金项目

作者简介:欧向波(1987),男,湖南衡阳人,硕士研究生,主要从事换热设备节能及改造设计的研究。通信作者:林清宇,E-mail:linqy121@gxu.edu.cn

洗和缩短清洗周期可能是降低污垢热阻、挽回损失的最好办法。但是,传统的清洗方法并不方便,费劳费资,甚至需要占时停工。文中实验研究的换热管内置扭带,除了能有效强化传热外^[3],由于扭带的转动还能起到较好的在线防垢、除垢作用。其优点明显^[4]:减少机械或化学清洗的停工时间;节省停工清洗的劳力和费用;延长运转周期,节约维修费用;同时,还能强化对流传热,提高传热效率,降低能耗。

文章是在光滑扭带和螺旋叶片的基础上研究并分析了螺旋形扭带这种新结构的阻力和转动特性。螺旋形扭带既具有光滑扭带的自旋结构,又具有螺旋叶片的螺旋线形结构,螺旋线形结构使液体成螺旋线流动,同时螺旋流动的液体反作用螺旋形扭带使其连续旋转,其具有的自旋结构亦使流体在扭带上产生推动力矩,加速了螺旋形扭带的旋转,产生了比光滑扭带更好的转动性能。通过实验对比,对换热管内置螺旋形扭带的压力降和转速进行分析,为其应用提供了理论依据。

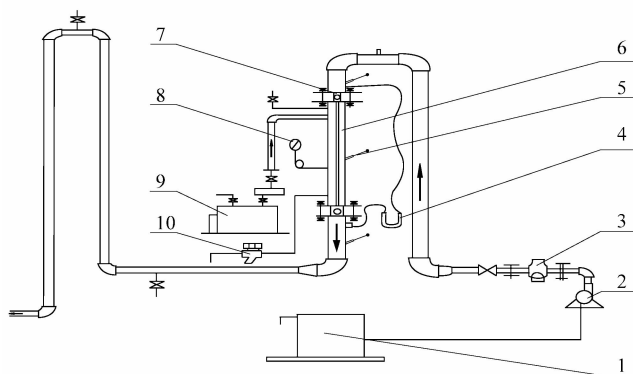
1 实验方法

1.1 实验装置

实验系统的主要装置如图1所示。流程中管程介质为水,壳程介质为饱和水蒸气。管程实验段采用规格为 $\varnothing 42\text{ mm} \times 2.5\text{ mm}$ 的无缝钢管(即内径 $d_i = 37\text{ mm}$),其有效长度为 3 000 mm 。壳程采用外部包有约 50 mm 厚的玻璃纤维保温层的钢管。水泵将蓄水槽中的冷流体输进管道,流体在流经可以控制流量大小的调节阀和一段上行管道后,进入管内安装有螺旋形扭带的下行换热套管,最后经过缓冲管后排出管道。实验过程中使用型号为IFM4080K的电磁式流量计控制流量;试验段的压降由U型管水银压差计测量;流体进出口温度通过型号为TP3001的电子温度计测量;由型号为SZG-441B手持式转速测量仪测量扭带转速。

1.2 螺旋形扭带结构及参数

实验采用的加工材料为铁片,厚度为 0.5 mm ,先将铁片加工成光滑扭带,然后将其对直径为 8 mm 铁棒进行螺旋缠绕加工,成型的螺旋形扭带总长 3 000 mm 。由于铁制扭带加工易成型,且成型后较其他材料更具结构稳定性,故能保证实验的准确性。同时考虑加工条件限制及保证结构的均匀性,实验螺旋形扭带采用分3段制作并用连接环将其连接起来。实验的螺旋形扭带的主要结构参数为扭带宽度 W 、扭率 Y (铁片绕自身轴向中心线旋转 180° 时的轴向距离 H 与扭带宽度 W 的比值)、螺距比 δ (扭带绕棒螺旋 360° 时其轴向距离 P 与螺旋直径 D 的比值),其结构示意图如图2

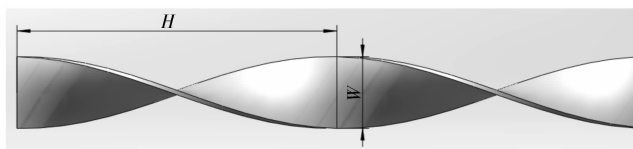


1—贮水槽;2—水泵;3—电磁式流量计;4—U型管压差计;5—温度计;6—换热套管;7—视镜;8—精密压力表;9—DZF电蒸汽发生器;10—疏水阀

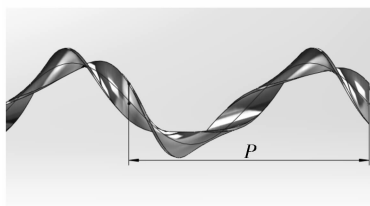
图1 实验流程示意图

Figure 1 System of experiment

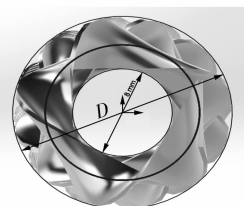
所示。为了有效对比分析,实验采用了27种不同规格的螺旋形扭带,统一其编号形式为 $W-Y-\delta$,螺旋形扭带的具体规格见表1。



(a) 成型前光滑扭带放大图



(b) 扭带螺距示意图



(c) 螺旋直径 D

图2 螺旋形扭带的结构示意图

Figure 2 Structure of helically twisted-tape

表1 螺旋形扭带结构参数编号 $W-Y-\delta$ 表

Table 1 Structural parameter of helically twisted-tape

扭率 Y	螺距比 δ			带宽 W/mm
	1.5	2.0	2.5	
2.0	6-2.0-1.5	6-2.0-2.0	6-2.0-2.5	6
3.0	6-3.0-1.5	6-3.0-2.0	6-3.0-2.5	6
4.0	6-4.0-1.5	6-4.0-2.0	6-4.0-2.5	6
2.0	7-2.0-1.5	7-2.0-2.0	7-2.0-2.5	7
3.0	7-3.0-1.5	7-3.0-2.0	7-3.0-2.5	7
4.0	7-4.0-1.5	7-4.0-2.0	7-4.0-2.5	7
2.0	8-2.0-1.5	8-2.0-2.0	8-2.0-2.5	8
3.0	8-3.0-1.5	8-3.0-2.0	8-3.0-2.5	8
4.0	8-4.0-1.5	8-4.0-2.0	8-4.0-2.5	8

2 实验结果分析

2.1 阻力特性分析

换热管内插件的结构种类很多,有学者对此作过不少研究^[5-6]。作为换热管内插件的一种,换热管内插入螺旋形扭带后势必引起压力降的增大。通过对实验数据的处理,绘制了压力降 ΔP 与介质流速 u 的关系图,如图3~6所示。

由图3~5可知,对于实验换热管内置螺旋形扭带,同一流速 u 下,当相同的宽度 W 和扭率 Y ,不同螺距比 δ 时,螺旋形扭带的压力降 ΔP 随螺距比 δ 增大而减小,即螺距比 δ 越大,压力降 ΔP 越小;在相同的宽度 W 和螺距比 δ 下,扭率 Y 越大,压力降 ΔP 越大;分析可知,当换热管内置螺旋形扭带螺距比 δ 越小,扭带在换热管轴线方向的螺旋升角越小,必然阻碍流体在垂直轴向面的流通,同时还会增大流体在螺旋结构导向流动下的流程,使压力降增大;同样对于扭率,扭率越大,亦会减少流体的轴向流通面积,还会对流体在螺旋结构导向下的流动起到一定阻碍作用。在相同扭率 Y 和螺距比 δ 下,不同宽度螺旋形扭带,其宽度 W 越大,压力降 ΔP 越大,6 mm 带宽扭带压力降小于 7 mm 的压力降(8 mm 宽度扭带实验分冷、热态进行,其压力降值为冷态实验值,而非换热工作状态下实验值,工作条件不同不宜参与比较),管壁粗糙度影响相同的情况下,带宽 W 越大,流体在一开始进入扭带区域时的流通面积就越小,因此压力降自然会有所增大;同时,对于各种规格的实验扭带,其压力降 ΔP 都随着流速 u 增大而增大,并且它们成二次曲线关系。实验还选取了与螺旋形扭带耗材各自相当的不同带宽光滑扭带,由图6可知,在各流速下,螺旋形扭带压力降普遍大于光滑扭带和空管的压力降;在相同流速 u 下,换热管内置螺旋形扭带规格型号为 6-2.0-2.5 时,其 ΔP 值最小,型号 7-4.0-1.5 时, ΔP 最大,明显地,这亦可由图3~5 规律推出;同时可以看出,光滑扭带其扭率越大,压力降越小,这点刚好与螺旋形扭带体现的规律相反。

通过对压力降 ΔP 和流速 u 关系图的分析,并将换热管内置螺旋形扭带压力降 ΔP 、换热管的参数 d_i 、螺旋形扭带结构参数 (W, Y, δ) 及流速 u 建立数学模型^[7],进行多元线性回归分析得到实验换热管内置螺旋形扭带压力降 ΔP 的关联式

$$\Delta P = 46\,061.15 \left(\frac{W}{d_i}\right)^{0.8648} Y^{0.5102} \delta^{-1.6863} u^2$$

其适用范围: $d_i = 37\text{ mm}$, $W = 6 \sim 8\text{ mm}$, $Y = 2.0 \sim 4.0$, $\delta = 1.5 \sim 2.5$, $Re = 5\,000 \sim 55\,000$ 。

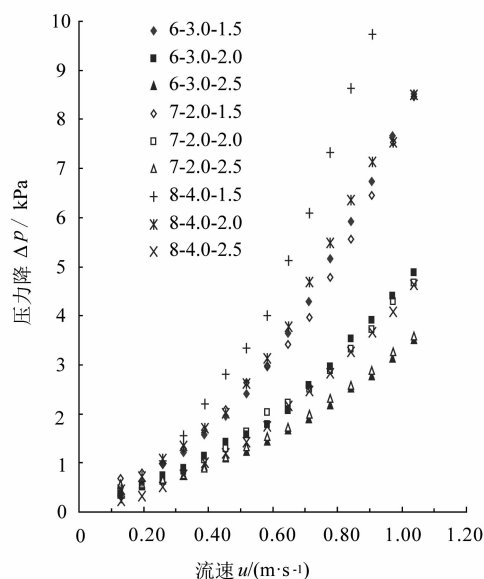


图3 不同螺距比下螺旋形扭带的压力降与流速的关系图

Figure 3 Pressure drop vs flow velocity of tube inserted with different helical pitch ratios helically twisted-tape

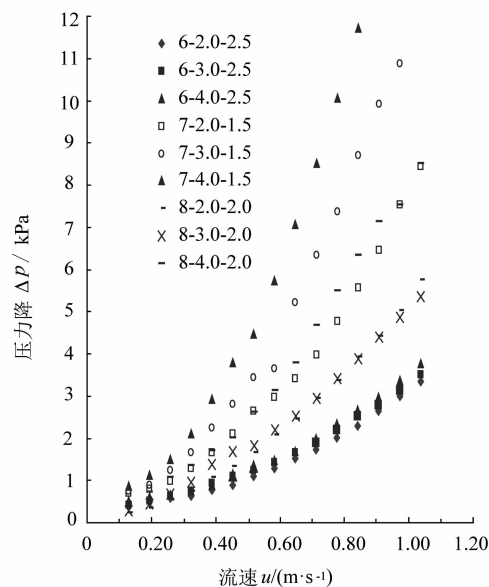


图4 不同扭率下螺旋形扭带的压力降与流速的关系图

Figure 4 Pressure drop vs flow velocity of tube inserted with different twist ratios helically twisted-tap

2.2 转动特性分析

换热管内置螺旋形扭带的转动特性直接关系到换热管的在线除垢、防垢性能,还影响到对流强化传热的

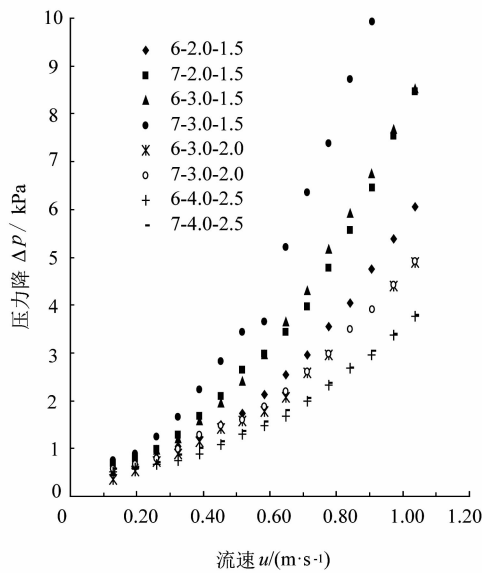


图5 不同带宽下螺旋形扭带的
压力降与流速的关系图

Figure 5 Pressure drop vs flow velocity
of tube inserted with different width
helically twisted-tap

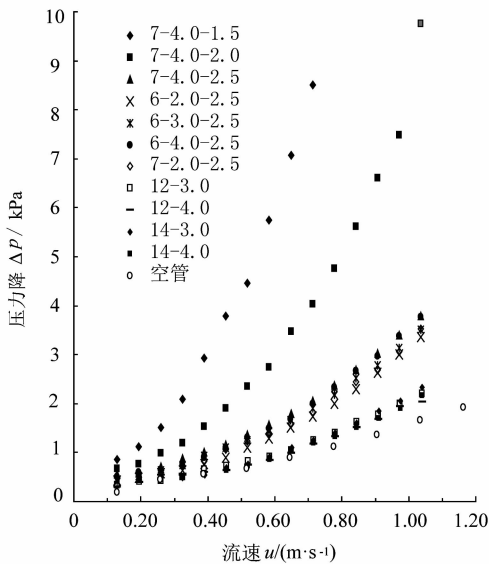


图6 螺旋形扭带、光滑扭带及空管的
压力降与流速的关系图

Figure 6 Pressure drop vs flow velocity of
plain tube and tube inserted with helically
twisted-tap, smooth twisted tape

效果。实验过程中调节进口流量,当螺旋形扭带一旦起转,便开始记录该扭带的转速,达到一定的转速时宜使用转速测量仪测量扭带转速。将实验记录的转速值绘制转速 n - u 流速关系图,如图7所示。

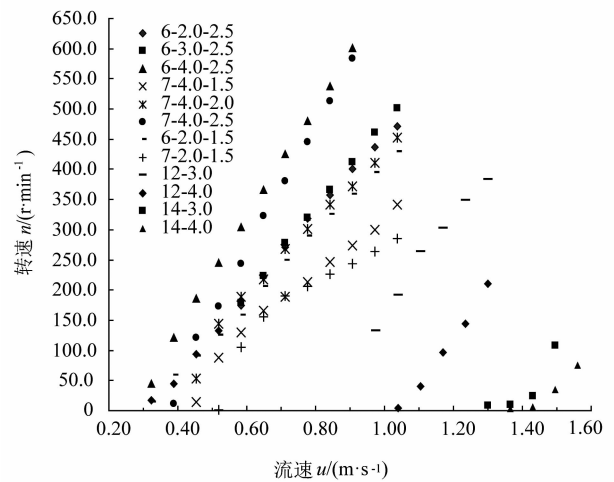


图7 不同结构扭带的转速和流速的关系图

Figure 7 Rotational speed vs flow velocity
of different structural twisted tape

由图7可知,所有不同结构扭带在起转之后,转速 n 都随着介质流速 u 的增大而增大,并且它们之间呈线性关系;在相同流速下螺旋形扭带的转速 n 远大于光滑扭带,且其起转流速 u 也远小于光滑扭带,即螺旋形扭带的转动特性明显远高于光滑扭带;相对于实验光滑扭带,各种型号螺旋形扭带转速 n 平均提高了1.08~11.64倍;对于光滑扭带,其他条件相同下,扭率 Y 越大,其转速 n 越小,而螺旋形扭带反之,我们知道扭率越大,换热管内置螺旋形扭带压力降越大,流体流动作用于该结构的旋转力矩越大,从而产生更大转速;当螺旋形扭带在相同带宽度 W 和扭率 Y 时,其螺距比 δ 越大,转速 n 越大,分析可知,螺距比 δ 越大,该内插件的螺旋圈数自然越小,相同转速下其所需的转动力矩也就越小;在相同扭率 Y 和螺距比 δ 时,带宽度 W 越大,转速 n 越小,一个重要的原因是在螺旋形扭带转动实验过程中同时会产生与轴线垂直方向的振动,不可避免地会与管壁刮擦接触,带宽度越大,其刮擦的频率与程度也就越大,从而影响转速。综合分析可知,换热管内螺旋形扭带流体流动受到螺旋结构的阻碍和导向产生螺旋流动,同时该结构在流体反作用力下形成转动力矩使螺旋形扭带转动,而其在螺旋结构上具有的光滑扭带自旋结构增大了流动流体作用于螺旋形扭带的转动力矩,从而获得更好的转动特性。

同时,通过对转速 n 和流速 u 关系图的分析,并根据前人^[8~10]对扭带转速研究经验,将换热管内置螺旋形扭带转速 n 、换热管的参数 d_i 、螺旋形扭带结构参数(W , Y , δ)及流速 u 建立数学模型,进行多元线性回归分析得到了实验换热管内置螺旋形扭带转速 n 的关联式

$$n = 19.53 \left(\frac{W}{d_i} \right)^{-1.3722} Y^{0.6137} \delta^{0.4631} u - 122.97$$

其适用范围: $d_i = 37 \text{ mm}$, $W = 6 \sim 8 \text{ mm}$, $Y = 2.0 \sim 4.0$, $\delta = 1.5 \sim 2.5$, $Re = 5\,000 \sim 55\,000$ 。

3 结语

1) 实验换热管内置螺旋形扭带的压力降 ΔP 随着流速 u 增大而增大,并且它们之间成二次曲线关系。其他条件相同情况下,换热管内插入螺旋形扭带后,该扭带宽度 W 越小,压力降 ΔP 越小;其螺距比 δ 越小,压力降 ΔP 反而越大;特别地,与光滑扭带不同,其扭率 Y 越大,压力降 ΔP 也越大。

2) 换热管内置螺旋形扭带实验,螺旋形扭带的转速 n 都随着介质流速 u 的增大而增大,且它们之间呈线性关系;螺旋形扭带的转动性能明显高于光滑扭带,其起转流速远远小于光滑扭带的起转流速,具体来说,其转动转速较光滑扭带提高了 $1.08 \sim 11.64$ 倍。对于螺旋形扭带插入换热管后,在其他条件相同情况下,其转速 n 随着扭率 Y 、螺距比 δ 的增大而增大,随着宽度 W 的增大而减小。

3) 实验证明了换热管内置螺旋形扭带具有良好的转动特性,自然能较好地起到换热管在线除防垢功能,同时对提高对流传热效果也有一定帮助。对实验数据进行多元线性回归分析,建立了压力降 ΔP 和转

速 n 的关联式,在数学公式上揭示了压力降和转速同螺旋形扭带结构参数、换热管参数、介质流速之间的关系,具有一定工程参考选用价值。

参考文献:

- [1] 郑津洋,董其伍,桑芝富. 过程设备设计[M]. 北京:化学工业出版社,2005.
- [2] 黄素逸,王晓墨. 节能概论[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2008.
- [3] 崔海婷,彭培英. 强化传热新技术及其应用[M]. 北京:化学工业出版社,2006.
- [4] 张少锋,刘燕. 换热设备防除垢技术[M]. 北京:化学工业出版社,2003.
- [5] FERRONI P, BLOCK R E, TODREAS N E, et al. Experimental evaluation of pressure drop in round tubes provided with physically separated, multiple, short-length twisted tapes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(7): 1357 - 1369.
- [6] 钱颂文,朱冬生,李庆领,等. 管式换热器强化传热技术[M]. 北京:化学工业出版社,2003.
- [7] 易凯,林清宇,赵海全,等. 上行换热管内宽型扭带的阻力特性试验研究[J]. 化工装备技术, 2009, 30(2): 16 - 18.
- [8] 林清宇,林靖宇,林榕端,等. 管内自旋扭带转速的研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(16): 1970 - 1973.
- [9] 张永秋,林清宇,易凯,等. $\phi 42$ 换热管内置铝制扭带转动特性和阻力特性的研究[J]. 节能技术, 2008, 26(6): 491 - 495.
- [10] 林靖宇,林清宇,林榕端,等. 换热管内液轮机的转速计算[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 105 - 111.

(上接第 16 页)

差较大。这可能是因为大流量工况下吸水室液流状态本身很复杂,再从泵出口引回一部分液流到吸水室,这样便增加了吸水室液流的复杂程度,可能加大了数值模拟与试验的误差。

4 结语

1) 带有引射装置的新型吸水室结构能够有效地改善离心泵汽蚀性能,相比于原模型,改进后的泵汽蚀余量 $NPSH_r$ 最大降低了 0.72 m ,汽蚀性能提高了 33.49% ,改善效果明显。

2) 新型吸水室改善汽蚀性能要以牺牲扬程和效率为代价,相比于原模型,改进后的离心泵的流量与扬程下降幅度均在 5% 以内。

3) CFD 预测的汽蚀特性曲线与试验曲线变化趋势相同,汽蚀余量预测值与实验值的最大偏差不超过 9% ,在合理误差范围之内,验证了数值计算方法的正确性。

参考文献:

- [1] 刘宜,陈建新,宋怀德,等. 离心泵内部空化流动的定常数值模拟

及性能预测[J]. 西华大学学报, 2010, 29(6): 80 - 84.

- [2] 吴昱. 引射离心泵的理论分析与实验研究[D]. 杭州:浙江大学, 2003.
- [3] ZAHER M A. A new centrifugal pump design for successful operation under low NPSH conditions[J]. World Pumps, 2000, 2000(404): 26 - 28.
- [4] CUI Baoling, ZHU Zuchao, ZHANG Jianci, et al. Improving suction performance of centrifugal pumps by using jetting device[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2004, 12(5): 628 - 632.
- [5] 吴昱,朱祖超. 利用引射结构提高离心泵的汽蚀性能[J]. 工程设计, 2002, 9(2): 86 - 88.
- [6] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [7] 陆宏沂. 射流泵技术的理论及应用[M]. 北京:水力电力出版社, 1989.
- [8] SINGHAI A K, ATHAVALE M M, LI Huiying, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617 - 624.
- [9] 曹卫东,张晓娣,高一,等. 径向回流平衡孔低比转数离心泵空化性能研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(1): 37 - 41.
- [10] 中国机械联合会. GB3216—2005 回转动力泵水力性能验收试验[S]. 北京:中国标准出版社, 2006.