

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.01.014

在线清洗对管壳式换热器传热性能的影响

马小宇¹, 林雪银², 马洪亭²

(1. 郑州航空港城市运营有限公司, 郑州 450000; 2. 天津大学 环境科学与工程学院, 天津 300350)

摘要:为提高除垢效率和管壳式换热器的传热性能,以一台燃气溴化锂吸收式制冷机组为研究对象,通过加装胶球在线清洗系统,研究了胶球在线清洗对吸收器和换热器传热性能的影响。结果表明,在无胶球线清洗工况下换热器污垢热阻随运行时间的增加而逐渐增大,直燃机组的性能系数(COP)随时间的增加而逐渐下降;在线清洗系统运行参数对投球率、发球泵运行时间及启停比对管壳式换热器污垢热阻有显著影响。当投球率为10%、20%和30%时,污垢热阻分别增加了32.8%、20.8%和5.7%;当运行时间分别为20 s、40 s和60 s时,污垢热阻分别增加了-20.8%、17.9%和10.7%;当启停比为1:1、1:2和1:3时,污垢热阻分别增加了16.1%、23.0%和29.0%。综合考虑运行费用和胶球的使用寿命等因素,当在线清洗系统的投球率为20%、运行60 s间隔120 s和启停比为1:2时,运行工况最佳。

关键词:胶球在线清洗;污垢热阻;投球率;启停比

中图分类号:TK172

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2020)01-131-12

Effect of on-line cleaning on the heat transfer performance of shell and tube heat exchanger

MA Xiaoyu¹, LIN Xueyin², MA Hongting²

(1. Zhengzhou Airport City Operation Co., Ltd., Zhengzhou 450000, P. R. China;

2. School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, P. R. China)

Abstract: In order to improve descaling efficiency and heat transfer performance of shell and tube heat exchanger, a gas-fired lithium bromide absorption chiller is selected as the research object. By installing rubber ball online cleaning system, the influence of rubber ball online cleaning on the heat transfer performance of absorber and heat exchanger was experimentally studied. The results show that the fouling resistance of heat exchanger increases with the increase of operation time while the performance coefficient (COP) of direct-fired unit decreases with time under the condition of no rubber ball online cleaning system. The ball rate, service time and start /stop ratio of on-line cleaning system have significant effects on fouling resistance of shell and tube heat exchanger. When the input rate is 10%, 20%, and 30%, the thermal resistance of the scale increases by 32.8%, 20.8% and 8.9%, respectively. When the running time is 20 s, 40 s and 60 s respectively, the thermal resistance of the scale increases correspondingly by

收稿日期:2020-09-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51876137)。

Supported by the National Natural Science Foundation of China (51876137).

作者简介:马小宇(1979—),男,高级工程师,主要从事建筑节能和能源管理研究,(E-mail)823440933@qq.com。

通讯作者:马洪亭,男,教授,(E-mail)mht116@tju.edu.cn。

-20.8%, 17.9% and 10.7%. When the start-stop ratios are 1:1, 1:2 and 1:3 respectively, the thermal resistance of scale increases correspondingly by 16.1%, 23.0% and 29.0%. With the running cost and the service life of the rubber ball taken into account, the best working condition is when the input rate is 20%, the running time is 60 s with an interval of 120 s, and the start-stop ratio is 1:2.

Keywords: rubber ball online cleaning; fouling resistance; input rate; start-stop ratio

吸收式制冷由于具有省电和可利用低品位能源等优点,近年来受到普遍重视和应用^[1-2]。溴化锂吸收式制冷系统主要由发生器、吸收器、冷凝器、蒸发器和冷却塔等组成,段伦俊^[3]通过现有凝汽器胶球在线清洗装置进行改造,实现发电机空冷器在线清洗,改善了发电机工作环境,确保了发电机长期高效运行,提升了发电效益。文兴全等^[4]将一种新型胶球在线清洗技术应用到技术供水系统中,在总供水管处自动投入自旋转胶球,胶球均匀随机投入各冷却器铜管起到清洗铜管内壁的作用。Beyrer等^[5]为了解决换热器运行中的结垢问题,提出湍流流动与中等温度相结合用于防止结垢。文献[6-7]提出可以通过机械刮擦换热管内表面等方法避免污垢的形成。文献[8-9]提出了一种综合性的凝汽器污垢在线监测方法和污垢对传热负效应的预测模型。文献[10-11]重点研究了污垢对制冷剂冷凝器热工和水力性能的影响。

由于管壳式换热器具有结构简单、维修方便等优势,通常被用作溴化锂制冷机组中的吸收器和冷凝器。然而,管壳式换热器也存在着诸多缺点,当换热管内形成污垢后,会增大流体的流动阻力和热阻,影响换热器传热性能和制冷机组的性能系数^[12]。Awais等^[13]研究了流速、温度、浓度、材料表面和其他因素对减少结垢和颗粒沉积的影响。文献[14-15]评估了结垢对热交换器传热性能的影响。

传统清洗管内污垢的方法无法避免长期运行对换热器传热性能带来的不利影响^[16-17]。而胶球在线清洗可在不停机的情况下,自动清洗管壳式换热器管内的污垢,不仅节省了劳动力成本,而且能延长换热器的使用寿命。由于胶球在线清洗系统可以及时清除附着在换热管表面的污垢,使换热管表面始终保持清洁和高效换热状态,在制冷、化工、电力等行业得到越来越多的应用。郑金山等^[18]分别将管道式与端盖式两种胶球在线清洗装置安装在离心式冷水机组上进行实验测试。运行结果表明,该技术可显著降低冷凝器的端温差,提高电制冷冷水机组的能效比。上官国志^[19]的研究表明,将胶球在线装置用于发电厂凝汽器的循环冷却水系统,可降低凝汽器端温差 5.2 °C 左右。马洪亭等^[20]通过实验验证了胶球在线清洗系统用于电制冷冷水机组的节能性和经济性。

文中旨在通过研究投球率、发球泵运行时间及启停比对燃气溴化锂直燃机组中吸收器和冷凝器污垢热阻的影响规律,综合考虑技术和经济因素,确定胶球在线清洗系统的最佳运行模式和参数,以提高吸收器和冷凝器的传热效率,并保证燃气吸收式制冷机组的高效运行。

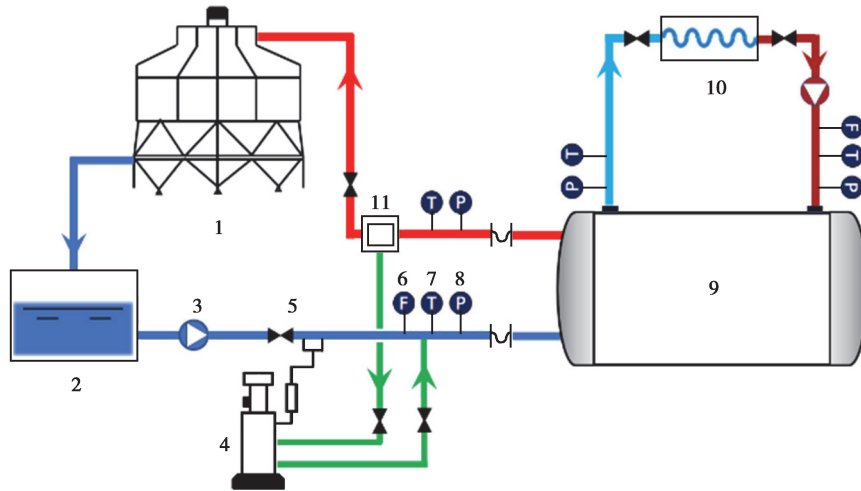
1 实验装置和方法

1.1 实验装置

实验台是在既有溴化锂吸收式直燃机组的基础上设计搭建的。对于燃气溴化锂吸收式直燃机组,来自冷却的低温冷却水先进入吸收器,然后再流过冷凝器,从冷凝器流出的较高温度冷却水,经管道输送到室外冷却塔喷,在空气和水分蒸发双重冷却作用下被降温后再由循环水泵送回制冷机组。根据燃气溴化锂吸收式制冷机组的结构特点,无法将冷凝器和吸收器分开进行实验,系统工作时,胶球在线清洗系统依次对吸收器和冷凝器的换热管进行清洗,为方便实验,文中所测吸热量为冷凝器和吸收器的总吸热量。

图1所示为实验胶球在线清洗系统图。该系统由发球器、发球管道、收球器、收球管道、胶球、PCL控制箱及阀门等组成。当系统为清洗模式运行时,胶球泵将自动开启,将胶球从发球器中送出。王强^[21]测试了橡胶球在干净铜管中的摩擦力,得出橡胶球顺利通过热交换管所需的压力差约为 20 kPa。由于发球泵的增压作用,发球管道的压力高于冷却水管的压力,胶球将会随冷却水一起进入溴化锂制冷机组的冷凝器和吸收器换热铜管内,在管内水流的带动下对管子内壁进行冲刷,由于胶球外径比换热管内径大 1~2 mm,当胶球从管内穿过时,在摩擦力的作用下将除去附着在管子内壁的污垢。当胶球从管内流过时,将会对靠近管壁的

层流体流边界层造成扰动,增强流体的湍流度,降低换热热阻,强化换热效果。胶球流出冷凝器后进入收球器中,经收球管道和手球阀储存在储球罐,完成一次清洗。



1.冷却塔;2.水箱;3.泵;4.胶球供应设备;5.调节器;6.流量传感器;7.温度传感器;8.压力传感器;
9.管壳式换热器整体;10.用户侧;11.胶球回收设备

图 1 胶球在线清洗系统示意图

Fig. 1 Rubber ball online cleaning system

实验是在一台型号为 RCOG070 的燃气溴化锂直燃机上完成的。该机组主要技术和性能参数如表 1 所示。

表 1 溴化锂吸收式直燃机技术参数

Table 1 Technical parameters of the direct-fired absorption LiBr refrigerating machine

参数名称	数值
制冷量/kW	2 462
冷冻水流量/(m ³ · h ⁻¹)	424
冷冻水进出口温度/°C	12/7
冷却水流量/(m ³ · h ⁻¹)	635
冷却水进出口温度/°C	32/38
制冷时燃料额定消耗量/(Nm ³ · h ⁻¹)	182.7
电源电压/V	380
冷剂泵功率/kW	0.4
喷淋泵功率/kW	0.75
燃烧器功率/kW	5.5
溶液泵功率/kW	5.5
抽气泵功率/kW	0.75
冷冻水侧功率/kW	1.0
冷却水侧功率/kW	1.0

根据燃气溴化锂直燃机的工作原理,实验过程中胶球依次流过管壳式吸收器和冷凝器,表 2 和表 3 分别为冷凝器和吸收器基本结构参数。

表 2 管壳式冷凝器基本结构参数

Table 2 Construction parameters of Shell and Tube Condenser

换热管结构参数/mm	数据
换热管长度	3 000
管子外径	19
管子内径	17
管子数量	200

表 3 管壳式吸收器基本结构参数

Table 3 Construction parameters of Shell and Tube Absorber

换热管结构参数/mm	数据
换热管长度	3 000
管子外径	19
管子内径	17
管子数量	400

实验时冷却水和冷冻水的流量由型号为 FDT-21 的超声波流量计测得,其精度为 $\pm 1.0\%$;不同测点的压力由量程为 $0\sim 1.6$ MPa,误差为 ± 0.1 MPa 的压力表测得。冷冻水和冷却水温度由 PT100 热电阻测得,误差为 ± 0.2 $^{\circ}\text{C}$ 。

1.2 实验设计

为了解不同因素对胶球在线清洗效果的影响,通过实验分别研究了不同胶球数量、清洗周期和发球泵启停时间比等条件下的清洗效果。

1) 通过连续测试 53 d,研究了无胶球清洗条件下换热管内部表面污垢热阻生长情况。

2) 通过连续测试 53 d,研究了无胶球清洗条件下燃气溴化锂机组的 COP 变化情况。

3) 在胶球运行时间为 40 s、启停比为 1:2 的条件下,连续测试 400 h,研究投球率对管壳式换热器传热特性的影响。通过改变投球率(胶球数占冷凝器换热管数的百分比)为 10%、20% 和 30%,记录冷却水和冷水的温度、流量、压力和燃气消耗量等运行数据,分析不同投球率对换热管内表面污垢热阻的影响关系,确定最佳投球率。

4) 在投球率和启停比相同的条件下,通过改变胶球运行时间研究清洗运行时长对污垢热阻的影响规律。文中在投球率为 20%、启停比为 1:2 的条件下,发球泵运行时间从 20 s、间隔时间从 40 s 开始,将运行依次增加 20 s、间隔时间依次增加 40 s,分析 3 种实验工况下冷凝器和吸收器换热管表面污垢热阻的变化情况,确定出最佳运行时长,为胶球在线清洗系统实验和运行提供科学依据。

5) 在保持投球率为 20%和运行时长为 40 s 不变的情况下,研究了启停比对冷凝器和吸收器污垢热阻的影响。实验过程分别将启停比设定为 1:1、1:2 和 1:3,通过实验确定最佳的启停比。

燃气溴化锂吸收式制冷系统冷却水在吸收器和冷凝器中的总吸热量为

$$Q_c = m_c c_p (t_{c,out} - t_{c,in}), \quad (1)$$

式中: m_c 为冷却水流量, m^3/s ; $t_{c,out}$ 为冷凝器出口冷却水温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{c,in}$ 为吸收器入口冷却水温度, $^{\circ}\text{C}$; c_p 为冷

却水的定压比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

换热管表面的污垢热阻可以由方程(2)计算:

$$R_f = \frac{T_{wf} - T_s}{q} \quad (2)$$

式中: T_{wf} 为污垢底部与换热管接触面温度, $^\circ C$; T_s 为污垢表面温度, $^\circ C$; q 为通过换热管的热流密度, $J/(m^2 \cdot s)$ 。

$$q = \frac{m_c c_p \rho (t_{c,in} - t_{c,out})}{\pi dl} \quad (3)$$

由于污垢层厚度一般都很小且无法直接测量,文中不考虑垢层厚度对换热管内径的影响。

由式(3)可知,影响换热管热流密度的主要因素是流过冷凝器和吸收器的冷却水入口温度和出口温度,换热管传热性能越好,进出口温差越大,热流密度也越大。

根据文献[22],污垢表面温度 T_s 可由式(4)和式(5)计算得到:

$$T_s = T_{c,in} + \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{1 - E} \quad (4)$$

$$E = \exp\left(-\frac{4l}{d} \frac{h}{\rho V c_p}\right) \quad (5)$$

式中: h 为冷却流体与换热管表面之间的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; V 为冷却水管内流速, m/s ; ρ 为冷却水密度, kg/m^3 ; 当管内流体流动的雷诺数满足 $10^4 < Re < 10^5$ 时,在流体被加热的工况下,换热管内对流换热系数可由迪图斯-贝尔特关联式计算求得^[21]:

$$h = 0.023 \left(\frac{\lambda}{q}\right) Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6)$$

式中: λ 为流体导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

由于文中研究的燃气溴化锂吸收式制冷机组为一体式结构,冷却水顺次流过吸收器和冷凝器,无法直接测得吸收器出口和冷凝器入口的水温,在处理数据时,将吸收器和冷凝器看作一个换热器整体,所以由式(1)计算出的吸热量为冷却水的总吸热量,由式(2)计算的污垢热阻为吸收器和冷凝器换热管表面的平均热阻,由式(3)计算的热流密度为吸收器和冷凝器换热管表面的平均热流密度,由式(4)和式(5)计算的污垢表面温度为吸收器和冷凝器换热管表面的平均表面温度。

冷冻水在蒸发器中的放热量为

$$Q_{ch} = m_{ch} c_p (t_{ch,in} - t_{ch,out}) \quad (7)$$

式中: m_{ch} 为流过蒸发器的冷冻水流量, m^3/s ; $t_{ch,out}$ 为蒸发器出口冷冻水温度, $^\circ C$; $t_{ch,in}$ 为蒸发器进口冷冻水温度, $^\circ C$; 发生器内燃气燃烧产生的热量由方程(8)求得:

$$Q_{gas} = BH \quad (8)$$

式中: B 为单位时间消耗的天然气的量, m^3/s ; H 为天然气低位发热量,实测值为 $32.616 \text{ kJ}/m^3$ 。

燃气溴化锂直燃机的制冷系数 COP 为

$$COP = \frac{Q_{ch}}{Q_{gas}} \quad (9)$$

式中: Q_{ch} 为蒸发器的制冷量, kW ; Q_{gas} 为发生器中燃气产热量, kW 。

2 实验结果与分析

2.1 无胶球在线清洗系统条件下的污垢热阻的变化

为了研究无在线清洗条件下,燃气溴化锂吸收式制冷机冷凝器和吸收器换热管内污垢热阻的变化清洗,连续测试了 53 d(1 272 h) 换热管内表面的污垢热阻变化情况,如图 2 所示。为了统一实验基准,开始实验前先采用机械和化学方法对换热管内壁进行清洗,但由于部分污垢与管壁结合比较牢固,无法完全清洗干净,可以看出,在实验开始时刻管子内表面的污垢热阻并不等于零。

结果表明,在实验开始后的前 200 h 内污垢热阻变化很小,基本保持在 $7.23 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot K/W$ 左右,但在实验持续进行到 200 h 后开始快速增长,在 900 h 后污垢热阻又趋于稳定,之后基本保持不变。出现上述情

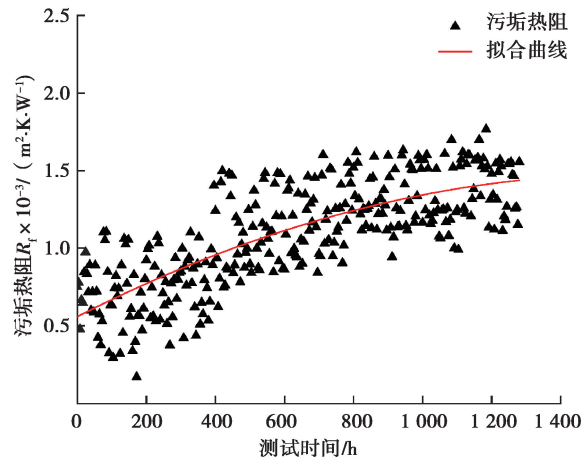


图 2 无在线清洗条件下污垢随时间的变化情况

Fig. 2 Variation of fouling with time without on-line cleaning

况的主要原因是,在实验开始阶段,管子内壁形成的污垢很少,对管道的流通面积几乎没有影响,只是对管子内壁的粗糙度有一定影响。根据图 2 发现,实验开始后的 120 h 内污垢热阻没有明显增加,该阶段称作“诱导期”,形成的少量污垢附着在比较光滑的换热管内表面。循环冷却水流过管子时流态比较稳定,对层流边界层扰动很小。随着燃气吸收式制冷机的持续运行,在管子内壁会生成越来越多的污垢,使得换热管内表面的粗糙度逐渐增加,并影响到管子的流通面积,在流量不变的情况下流过管子水流速度会有所增加,改善了换热条件,提高了流换热系数。

根据实验结果,在 120 ~ 200 h 期间,随着生产的污垢增多,附着在管子内表面的污垢厚度也逐渐增加,由于污垢热阻对传热造成的负面影响大于对流换热增强带来的传热强化效果,使得该阶段污垢热阻呈略微上升趋势。当实验持续时间超过 200 h 时,污垢热阻呈显著增加趋势,该阶段称为污垢快速增长阶段,污垢快速生成并覆盖在换热管内壁上。该阶段污垢热阻随时间的变化关系可拟合为: $R_f = 0.0006\tau^{0.1559}$ 。随着冷水机组的持续运行,在吸收器和冷凝器的换热管内表面上形成越来越多的污垢,一方面会不断增大污垢热阻,影响传热效果;另一方面会造成冷却水流通面积减小,增大流动阻力,并造成水泵的能耗增加。

2.2 无胶球在线清洗系统条件下的 COP 测试

通过式(9)可计算出溴化锂吸收式直燃机组 COP。实验在没有投入胶球在线清洗系统的前提下进行了 1 272 h 实验,将每天分为 6 个时间段,分别计算每个时间段的 COP,然后取平均值作为每天的 COP 值,图 3 为没有胶球在线清洗系统的情况下得到的 COP 随时间的变化关系。

由图 3 可知,没有在线清洗系统,制冷机组的 COP 随运行时间的持续增加呈现逐渐下降的趋势,且 COP 与运行时间之间的关系可以拟合为 $COP = -0.0001\tau + 1.1981$ 。为了防止制冷机组连续运行工况下,在换热管表面上形成污垢影响换热效果,保持燃气溴化锂吸收式制冷机组始终处于高效运行状态,将通过实验研究投球率、运行时间及启停比对吸收器和冷凝器换热管表面污垢热阻的影响关系,确定在线清洗系统的最佳运行参数。

2.3 投球率对污垢热阻的影响

为了研究不同投球率下污垢热阻随时间的变化规律,在保持清洗系统发球器运行时间为 40 s、启停比为 1:2 不变的条件下,分别设定投球率为

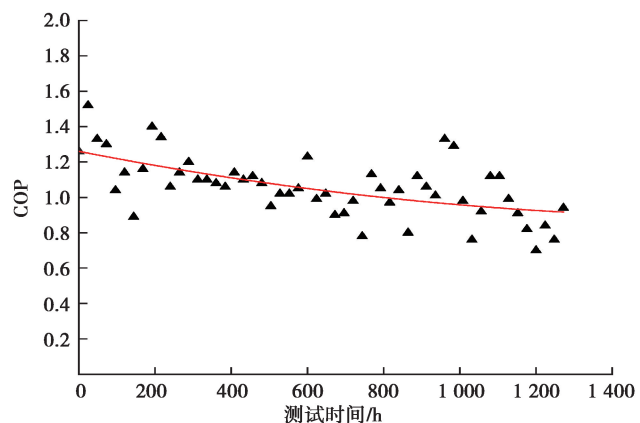


图 3 无在线清洗条件下制冷机组 COP 随时间的变化

Fig. 3 Variation of COP of refrigerating unit with time without on-line cleaning t

10%、20%、30%，并连续实验 400 h，测定了实验期间污垢热阻随时间的变化关系，结果如图 4~图 6 所示。

由于吸收器和冷凝器的换热管数量不同，实验过程中计算的投放率是以冷凝器的换热管数量为基础确定的投球率。

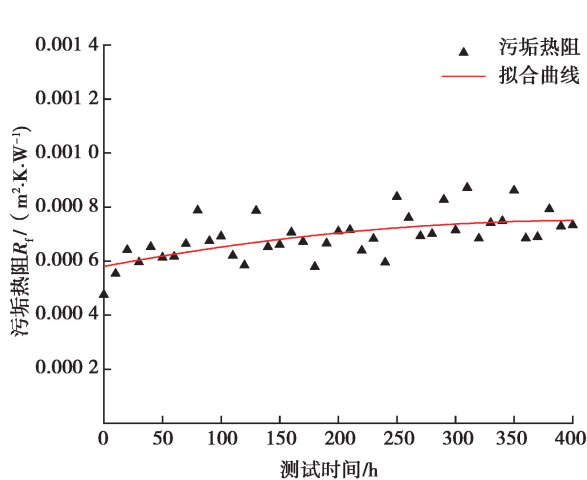


图 4 投球率为 10% 时污垢热阻随时间的变化关系

Fig. 4 Variaton of scale thermal resistance with time under the condition of 10% input rate

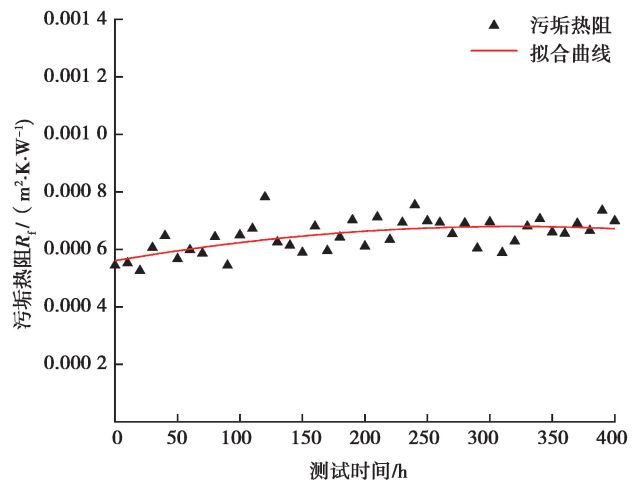


图 5 投球率为 20% 时污垢热阻随时间的变化关系

Fig. 5 Variaton of scale thermal resistance with time under the condition of 20% input rate

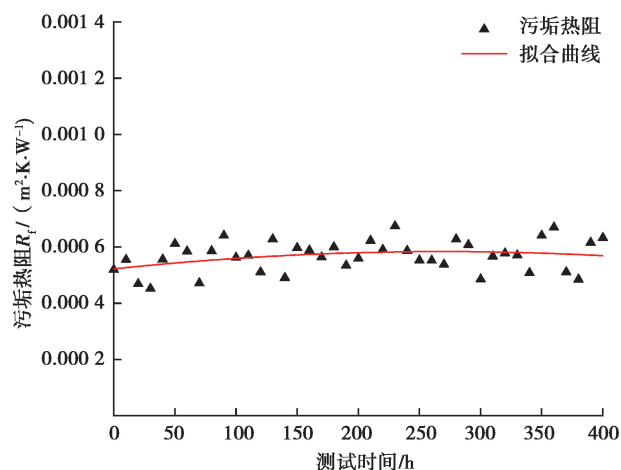


图 6 投球率为 30% 时污垢热阻随时间的变化关系

Fig. 6 Variaton of scale thermal resistance with time under the condition of 30% input rate

从图 4~图 6 中可以看出，当投球率为 10% 时，污垢热阻波动幅度较大且略有增加，从 $6.12 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 增加到 $8.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ，增长幅度为 32.8%，增长趋势满足 $R_f = -4.26 \times 10^{-8} \tau^2 + 6.12 \times 10^{-6} \tau + 6.08 \times 10^{-4}$ ；当投球率为 20% 时，污垢热阻从 $5.59 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 变化到 $6.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ，增长了 20.8%，增长趋势满足 $R_f = -0.98 \times 10^{-7} \tau^2 + 6.87 \times 10^{-6} \tau + 5.83 \times 10^{-4}$ ；当投球率 30% 时，污垢热阻从 $5.98 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 增加到 $6.32 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ，只增加了 5.7%。

对比图 1 和图 4~图 6 可以看出：

1) 无胶球在线清洗的条件下，污垢热阻增长的速度明显快于有胶球在线清洗工况下污垢热阻的增长趋势。其主要原因是：首先，由于胶球的直径一般要比换热管内径大 1~2 mm，当胶球从管内通过时，在胶球的摩擦作用下，将附着在管壁的污垢带出，防止污垢在管子内表面沉积，保持管壁清洁，从而保证了良好的传热效果。其次，没有胶球在线清洗系统工况下，流体流过换热管时会在管子内表面形成薄薄的层流边界层，该边界层是传热的主要热阻。有胶球清洗系统工况下，胶球不断从管内通过时，由于胶球的扰动作用，破坏了

边界层的稳定结构,从而改善了传热效果,降低热阻。

2)对比图 4~图 6 发现,随着投球率的提高,污垢热阻的增长趋势越来越平缓。当投球率为 10% 时的清洗效果不太明显,当投球率增加到 20% 和 30% 时,清洗效果显著改善,污垢热阻变化越来越平缓,基本保持不变。其主要原因是,投球率越大,单位时间内胶球通过每个换热管的概率和次数越多,在管子内壁形成污垢层的机会越小,对层流边界层的扰动越大,强化传热效果越好,因此,污垢热阻就越小。

然而,当投球率继续增加时,通过每个管子的胶球次数会越多,在管壁已经比较干净的条件下,投球率继续提高对于污垢热阻的影响已不太明显,但胶球数量的增加会增大冷却水的流动阻力,从而增大发球泵的功耗。综合考虑清洗效果和水泵能耗,选择投球率为 20% 比较适宜。

2.4 发球泵运行和关闭时间对污垢热阻的影响

为了研究在线清洗系统运行时间对污垢热阻的影响,在保持启停比为 1:2 和投球率为 20% 不变的条件下,将发球泵的运行时间依次延长,关闭时间依次增加,即发球泵运行 20 s、停 40 s,运行 40 s、停 80 s,运行 60 s、停 120 s,图 7~图 9 所示为 3 种运行模式下连续测试 400 h 得到的污垢热阻随时间的变化关系。

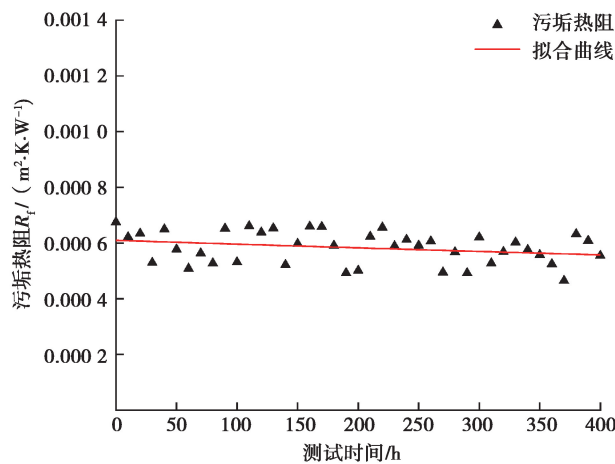


图 7 运行 20 s、停 40 s 运行模式下污垢热阻随时间的变化

Fig. 7 Variation of thermal resistance with time under works for 20 seconds and rest for 40 seconds

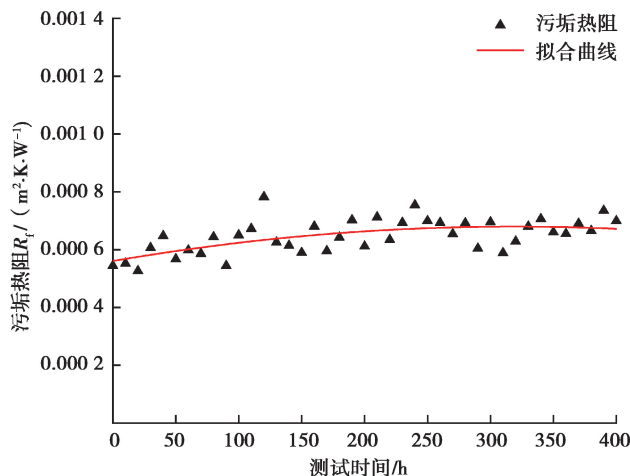


图 8 运行 40 s、停 80 s 运行模式下污垢热阻随时间的变化

Fig. 8 Variation of thermal resistance with time under works for 40 seconds and rest for 80 seconds

图 7~图 9 表明,发球泵每个运行周期的开启时间和关闭时间越短,污垢热阻的平均值越小,测得的污垢热阻值波动越大。当发球泵开 20 s、停 40 s 时,测得的换热管污垢热阻从 $6.65 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 变化到

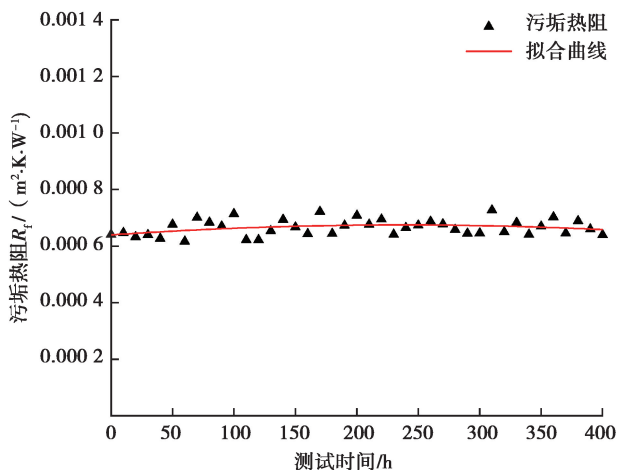


图 9 运行 60 s、停 80 s 运行模式下污垢热阻随时间的变化

Fig. 9 Variation of thermal resistance with time under works for 60 seconds and rest for 120 seconds

$5.27 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 下降了 20.75%, 平均值为 $5.28 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$; 当发球泵开 40 s、停 80 s 运行时, 测得的污垢热阻从 $5.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增加到 $6.91 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 升高了 17.92%, 平均值为 $6.48 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$; 当发球泵开 60 s、停 120 s 运行时, 污垢热阻从 $6.25 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增加到 $6.92 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 平均值为 $6.59 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 增加了 10.72%。出现上述情况的主要原因是, 发球泵起停越频繁, 单位时间内胶球通过换热管的次数越多, 清洗效果越好, 发球泵开 20 s、停 40 s 时, 在初始污垢热阻不为零的情况下, 污垢热阻呈逐渐下降的趋势。但发球泵频繁起停会对冷却水流动造成较大的扰动, 使测得的水流量不稳定, 波动较大, 污垢热阻波动也较大; 发球泵启动时间和关闭时间越长, 清洗效果越差, 由于管子表面污垢的沉积造成污垢热阻呈逐渐增加趋势。但起停时间越长, 水流越稳定, 测试结果波动也越小, 测得的污垢热阻值波动范围也越窄。

胶球在线清洗系统运行过程中, 由于胶球冷凝器和吸收器中会经历多个流程, 在涡流的作用下可能会在拐角处打转积聚, 甚至由于撞击而卡在拐角处无法收回, 影响收球率。为此, 在实验过程中也分析了发球泵启停时间长短对收球率的影响关系。通过记录在线清洗系统工作 400 h 的开始时发球数和结束时收球数, 发现当发球泵以运行 20、40、60 s, 关闭 40、80、120 s 模式运行时, 测得的收球率分别为 81%、87% 和 91%, 表明连续运行时间和关闭时间越长, 收球率越高。

虽然发球泵的运行间隔越短清洗效果越好, 可以滞缓污垢在换热管表面的沉积和污垢热阻的增大。但考虑到发球泵启停太频繁会影响到泵的使用寿命, 文中选定发球泵启动 60 s、停 120 s 的运行模式比较适宜。

2.5 启停比对换热效果的影响分析

为了研究发球泵的启停比对污垢热阻的影响, 在投球率和发球泵开启时间相同的工况下, 将启停比分别设定为 1:1, 1:2 和 1:3, 进行了 400 h 实验, 测定了污垢热阻随时间的变化关系, 如图 10~图 12 所示。

从图 10~图 12 中可以看出, 3 种工况下污垢热阻均呈现小幅上升的趋势。启停比为 1:1 的工况下, 污垢热阻的变化趋势为 $R_f = -7.61 \times 10^{-8} \tau^2 + 5.19 \times 10^{-6} \tau + 5.27 \times 10^{-4}$ 。污垢热阻从 $5.27 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增加到 $6.13 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 增加幅度为 16.13%; 在启停比为 1:2 的工况下, 污垢热阻的变化趋势为 $R_f = -1.17 \times 10^{-7} \tau^2 + 7.70 \times 10^{-6} \tau + 5.53 \times 10^{-4}$ 。污垢热阻从 $5.53 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增加到 $7.58 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 增加幅度为 22.97%; 启停比为 1:3 的工况下, 污垢热阻的变化趋势为 $R_f = -6.62 \times 10^{-8} \tau^2 + 6.50 \times 10^{-6} \tau + 5.32 \times 10^{-4}$, 从 $5.32 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ 增加到 $6.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, 增加幅度 28.96%。

实验结果表明, 3 种启停比工况下污垢热阻随实验过程的持续进行均呈现上升趋势, 但启停比越大, 增长的趋势越明显。其主要原因是, 随着启停比的增加, 发球泵停止工作的时间越长, 在相同时间内胶球擦洗管子内壁的次数越少, 导致除垢效果越差, 因此, 污垢热阻的增长就越快。

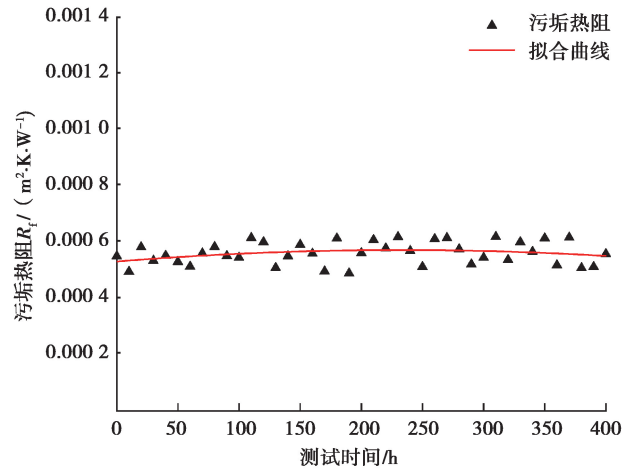


图 10 启停比为 1:1 时污垢热阻随时间的变化

Fig. 10 Variation of fouling resistance with time under start-stop ratio of 1:1

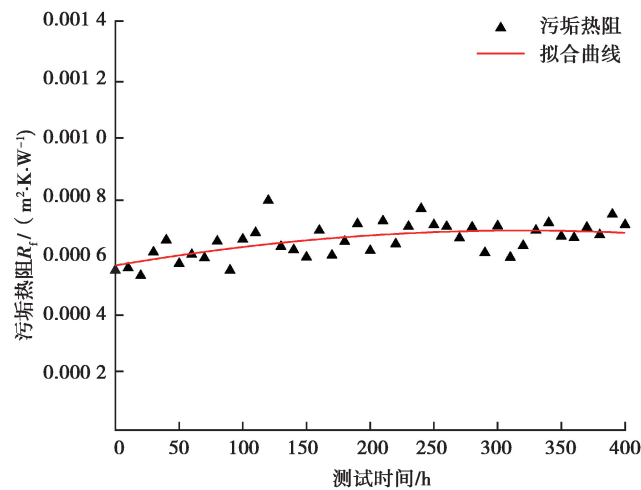


图 11 启停比为 1:2 时污垢热阻随时间的变化

Fig. 11 Variation of fouling resistance with time under start-stop ratio of 1:2

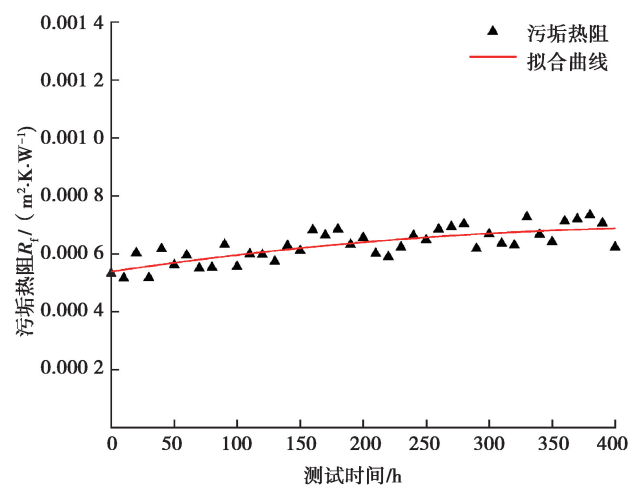


图 12 启停比为 1:3 时污垢热阻随时间的变化

Fig. 12 Variation of fouling resistance with time under start-stop ratio of 1:3

另外,由于胶球直径大于管子内径1~2 mm,当胶球从管内通过时,会受到挤压而变形,且反复摩擦后也会有一定程度的磨损,导致胶球与换热管内壁的接触面和接触压力都会变小,除垢效果变差,从而使得污垢热阻逐渐增大。

实验结果发现,当启停比为1:1时,污垢热阻的增长速度最慢,清洗效果最好,但发球泵的耗电量最多;当启停比增大到1:2和1:3时,清洗效果会逐渐变差,污垢热阻的增长速度越来越快,但测得的实验数据离散度越来越小,发球泵的耗电量也越来越少。综合考虑清洗效果和耗电量因素,建议启停比选择1:2较为合适。

3 结 论

根据胶球在线清洗系统对管壳式换热器污垢热阻的影响研究,得出以下结论:

1) 无胶球在线清洗系统条件下污垢热阻的变化特性为:在0~200 h内,污垢热阻无明显变化,甚至呈略微下降趋势;在200~900 h内污垢热阻迅速增加,在900 h后逐渐趋于稳定。

2) 投球率越高,污垢热阻增长幅度越小。当投球率从10%增加到20%和30%时,污垢热阻的增长率从32.8%下降到20.75%和5.7%。

3) 发球泵开启和关停时间对污垢热阻有显著影响。发球泵开启和关闭时间越短,清洗效果越好。当发球泵开20 s、停40 s时,污垢热阻下降了20.8%;当发球泵开40 s、停80 s时,污垢热阻增加了17.9%;发球泵开60 s、停120 s时,污垢热阻增加了10.7%。

4) 发球泵启停比越大,清洗效果越差,污垢热阻增长幅度越大。当启停比设定为1:1、1:2和1:3时,污垢热阻分别增加了16.1%、23.0%和29.0%。

5) 综合技术和经济因素,最佳运行模式为:投球率20%、发球泵开60 s、停120 s、启停比为1:2。

参考文献:

- [1] 陈光明, 石玉奇. 吸收式制冷(热泵)循环流程研究进展[J]. 制冷学报, 2017, 38(4): 1-22.
Chen G M, Shi Y Q. State-of-the-art absorption refrigeration and heat pump cycles[J]. Journal of refrigeration, 2017, 38(4): 1-22. (in Chinese)
- [2] 卞宜峰, 何国庚, 蔡德华, 等. 吸收式制冷工质对的研究进展[J]. 制冷学报, 2015, 36(6): 17-26.
Bian Y F, He G G, Cai D H, et al. Research progress of absorption refrigeration working pairs [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(6): 17-26. (in Chinese)
- [3] 段伦俊. 发电机空冷器在线胶球清洗改造的探讨[J]. 冶金动力, 2018, 226(12): 44-45.
Duan L J. A discussion on the online cleaning transformation of the rubber balls of generator air cooler [J]. Metallurgical Power, 2018, 226(12): 44-45. (in Chinese)
- [4] 文兴全, 陆卫丹, 王义国. 水电机组技术供水冷却器清洗新技术应用实践[J]. 水电站机电技术, 2018, 41(1): 54-56.
Wen X Q, Lu W D, Wang Y G. Application and practice of new cleaning technology for water supply cooler of hydropower unit [J]. Mechanical & Electrical Technique of Hydropower Station, 2018, 41(1): 54-56. (in Chinese)
- [5] Kerche F, Weterings M, Beyrer M. The effect of temperature and shear upon technological properties of whey protein concentrate: aggregation in a tubular heat exchanger[J]. International Dairy Journal, 2016, 60: 32-38.
- [6] Crespí-Llorens D, Vicente P, Viedma A. Flow pattern of non-newtonian fluids in reciprocating scraped surface heat exchangers[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, 76: 306-323.
- [7] Tan M, Karabacak R, Acar M. Experimental assessment the liquid/solid fluidized bed heat exchanger of thermal performance: an application[J]. Geothermics, 2016, 62: 70-78.
- [8] Li J L, Zhai Z Y, Wang J Z, et al. On-line fouling monitoring model of condenser in coal-fired power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 104: 628-635.
- [9] Shen C, Cirone C, Wang X L. A method for developing a prediction model of water-side fouling on enhanced tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 85: 336-342.
- [10] Shen C, Cirone C, Jacobi A M, et al. Fouling of enhanced tubes for condensers used in cooling tower systems: a literature review[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 79: 74-87.

- [11] Cremaschi L, Wu X X. Effect of fouling on the thermal performance of condensers and on the water consumption in cooling tower systems[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2015, 36(7/8): 663-675.
- [12] Rubio D, Casanueva J F, Nebot E. Assessment of the antifouling effect of five different treatment strategies on a seawater cooling system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 85: 124-134.
- [13] Awais M, Bhuiyan A A. Recent advancements in impedance of fouling resistance and particulate depositions in heat exchangers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 141: 580-603.
- [14] Arsenyeva O P, Crittenden B, Yang M Y, et al. Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(1): 53-59.
- [15] Qureshi B A, Zubair S M. Performance degradation of a vapor compression refrigeration system under fouled conditions [J]. *Int. J. Refrig*, 2011: 1016-1027.
- [16] 罗阳成. 冷凝器管内往复环在线清洗技术的强化传热研究[D]. 衡阳: 南华大学, 2016.
Luo Y C. Research on enhanced heat transfer of on-line cleaning technology of reciprocating ring in condenser tube [D]. Hengyang: University of South China, 2016. (in Chinese)
- [17] 吴同锋, 蔡晓君, 刘湘晨, 等. 常用换热器清洗技术及选用[J]. *化工机械*, 2016, 43(3): 268-271
Wu T F, Cai X J, Liu X C, et al. Cleaning technology and selection of common heat exchanger [J]. *Chemical machinery*, 2016, 43(3): 268-271. (in Chinese)
- [18] 郑金山, 涂国求, 陈少云, 等. 胶球清洗装置在电子行业暖通空调系统中的应用实践[J]. *暖通空调*, 2016(12): 100-103.
Zheng J S, Tu G Q, Chen S Y, et al. Application practice of rubber ball cleaning device in HVAC system of electronics industry[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2016(12): 100-103. (in Chinese)
- [19] 上官国志. 浅谈优化胶球清洗系统提高凝汽器换热效率[J]. *山东工业技术*, 2015(20): 219-220.
Shangguan G Z. Research on optimizing rubber ball cleaning system to improve condenser heat exchange efficiency[J]. *Shandong Industrial Technology*, 2015(20): 219-220. (in Chinese)
- [20] Ma H T, Yu S J. Influence of rubber ball on-line cleaning device on chiller performance[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018(1): 18-23.
- [21] Wang Q. Influence analysis of soft rubber ball diameter on ball recovery rate of condenser rubber ball cleaning systems [J]. *Shenyang Institute Eng(Natural Science)*, 2014, 10 (1): 24-26.
- [22] 林雪银. 胶球在线清洗对管壳式换热器传热特性的影响研究[D]. 天津: 天津大学, 2018.
Lin X Y. Influence of rubber ball on-line cleaning system on the thermal transfer characteristics shell-and-tube heat exchangers[D]. Tianjin: Tianjin University, 2018. (in Chinese)

(编辑 陈移峰)