

文章编号:1671-6833(2015)04-0045-04

有机朗肯循环系统蒸发器的性能研究

魏新利, 闫艳伟, 马新灵, 孟祥睿, 李明辉

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 针对以 R245fa 为工质的朗肯循环系统, 运用 Aspen 换热器设计模拟软件, 对该系统常用的满液式、降膜式和板式蒸发器进行结构设计和性能分析. 在相同工况参数下, 对比 3 种蒸发器的尺寸、造价和综合传热因子, 结果表明: 板式蒸发器最适用于有机朗肯循环系统. 模拟改变波纹倾角 β 、板片厚度 d 及板间距 l 时蒸发器内工质预热、蒸发、过热 3 个阶段传热过程, 得出人字形板片结构对蒸发器传热系数、压降的影响规律.

关键词: 有机朗肯循环; 蒸发器; 板式换热器; R245fa

中图分类号: TQ051.1 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2015.04.011

0 引言

在工业生产过程中, 至少 50% 的耗能最终以低品位废热的形式直接排放到大气中, 不仅浪费了能源, 还对环境造成了热污染. 有机朗肯循环 (Organic Rankine Cycle, ORC) 是利用低品位热能的有效途径之一^[1]. 蒸发器作为有机朗肯循环系统重要的换热元件, 在回收余热过程中起着至关重要的作用. 有机工质蒸发器通常选择满液式、降膜式、板式 3 种, 3 种蒸发器各有特点: 满液式蒸发器^[2]结构紧凑, 液体与传热表面接触好, 传热系数高, 缺点是蒸发器壳体直径较大时, 底部蒸发温度会受液体静压的影响; 降膜蒸发器^[3]具有结构简单, 传热效率高, 容易维修等优点, 但其传热机理复杂、工质分配困难、容易造成“蒸发管干蒸”; 板式蒸发器^[4]具有体积小, 换热效率高, 规格多样等特点, 但其工作压力适用范围小, 压降较大. 目前关于板式换热器内单相流换热的研究较多, 两相流换热的研究则较少. 两相流在换热的过程中符合单相流的流动和换热的一般规律, 但是和常规的单相流换热规律有一定的差别, 研究人字形板片的结构尺寸对两相流传热流动的影响规律具有重要意义.

笔者借助 Aspen 软件中的 Exchanger Design

and Rating (EDR), 对以 R245fa 为工质、回收 393 K 余热的有机朗肯循环系统中的蒸发器进行设计和分析, 选择能效更优的蒸发器, 并对板式蒸发器的整个换热过程进行了模拟, 分析了板片结构尺寸对蒸发器换热性能的影响, 为板式蒸发器的设计提供了参考依据.

1 蒸发器设计与性能对比

1.1 蒸发器结构参数对比

笔者研究的有机朗肯循环系统, 采用 R245fa 为工质, 欲回收 393 K 左右的低温余热 (实验研究中用导热油代替, 导热油成分为 26.5% 的联苯和 73.5% 的联苯醚)^[5], 根据哈尔滨工业大学严家骥的研究^[6], 在冷源温度 293 K (环境温度) 及前述条件下, 计算得到蒸发器内有机工质的最佳蒸发温度为 343 K, 此时对应的饱和压力为 0.610 MPa. 研究表明 R245fa 是低温余热发电最优工质, 且膨胀机的入口工质为饱和状态时, ORC 系统的不可逆性最低, 性能最优^[7]. 由此计算得到蒸发器内导热油和 R245fa 工况参数如表 1 所示.

用 Aspen 软件中 Exchanger Design and Rating (EDR) 模块进行蒸发器设计, 其设计原理是根据输入的冷热流体参数, 选择对应的换热器类型, 设计结果是设备造价最经济的一组. 笔者采用 EDR

收稿日期: 2015-01-20; 修订日期: 2015-03-10

基金项目: 煤燃烧国家重点实验室开放基金资助项目 (FSKLCC1410); 河南省重点科技攻关计划项目 (142102210072)

通信作者: 马新灵 (1977-), 女, 河南南阳人, 郑州大学讲师, 博士, 主要从事低温余热制冷及发电研究, E-mail: xinlingma@zzu.edu.cn.

对上述 3 种常用的换热器类型分别进行蒸发器设计. 从 Aspen 中可以得出 3 种蒸发器的尺寸、重量、换热面积、换热效率及造价. 表 2 为满液式、降膜式蒸发器参数对比, 表 3 为板式蒸发器的结构尺寸和人字形板片的尺寸参数, 表 4 为 3 种蒸发器的换热面积、传热系数、及蒸发器的总造价. 以上结果是在蒸发器内换热量 33.5 kW 和进出口工况参数相同的条件下得到的, 其中板式蒸发器的结构最简单, 传热速率最大, 消耗材料少, 制造成本最低. 所以从结构尺寸和造价方面考虑, 板式蒸发器是 ORC 系统的最佳选择.

表 1 蒸发器内两种工质的工况参数

Tab.1 Working parameters of two fluids within the evaporator

工质	入口温度/ K	出口温度/ K	质量流量/ (kg·s ⁻¹)	操作压力/ MPa
R245fa	298	343.00	0.155	0.610
导热油	393	343.43	0.389	0.270

表 2 满液式、降膜式蒸发器尺寸

Tab.2 The sizes of flooded and falling film evaporator

蒸发器	壳体 长度 L/mm	壳体 内径 D _{in} /mm	管内径 d _{in} /mm	管外径 d _{out} /mm	管数 n/根	出口管 内径 D _{out} /mm
满液式	4 315	257	13.8	26.6	74	27
降膜式	1 650	205	19.2	19.2	51	21

表 3 板式蒸发器尺寸

Tab.3 The size of plate-evaporator

长度/ mm	宽度/ mm	高度/ mm	板片 数量 n/片	板片 厚度 d/mm	板间距 l/mm	波纹 倾角 β/(°)
132.5	84.6	463.5	25	0.6	2.53	120

表 4 蒸发器参数对比

Tab.4 The comparison of evaporators' parameter

蒸发器	面积 A/m ²	传热系数 h/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	造价/元
满液式	19.6	57.5	12 330
降膜式	4.8	236.9	10 165
板式	1.3	721.5	997

1.2 蒸发器传热性能对比

蒸发器的传热性能决定有机朗肯循环系统的热性能. 为系统选择性能更优的蒸发器, 对以上 3 种蒸发器的传热性能进行分析. 实验表明, 蒸发器单相侧的换热模型直接影响到获得制冷剂侧的换热系数^[8], 且 R245fa 的传热过程存在相变, 相变过程十分复杂. 故笔者选择导热油的传热性能参

数进行分析. 根据 EDR 的模拟结果可知, 相同出口温度下导热油的导热系数 λ 为 0.136 3 W·m⁻²·K⁻¹、动力黏度 μ 为 1.484 3 mPa·s, 不同蒸发器内导热油的流动传热参数如表 5 所示.

表 5 导热油流动传热参数

Tab.5 The heat transfer parameters of thermal oil

蒸发器	雷诺 数 Re	普朗 特数 Pr	h/(W·m ⁻² · K ⁻¹)	压降 Δp/Pa	当量 直径 D ₀ /mm
满液式	609.6	9	226.9	1 565	38.10
降膜式	2 125.0	9	335.4	2 179	410.00
板式	562.7	9	185.2.0	7 476	5.06

由表 5 可以看出, 相对于满液式和降膜式蒸发器, 板式蒸发器的传热系数增加, 同时流体流动阻力也逐渐增大, 显然仅根据传热系数来评价蒸发器的传热性能是片面的. 为了同时兼顾 h 与 Δp 这两个量的变化, 通常以综合换热因子 η 作为评价传热性能的总则, 综合传热因子的值越大, 综合换热性能就越好^[9]. 笔者选 η 作为换热器性能的评价方法.

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}.$$

(1)

式中: Nu, f 分别为换热器壁面努塞尔数和阻力系数; Nu₀, f₀ 分别为换热器通道壁面的努塞尔数和阻力系数, 其中,

$$Nu = \frac{hd_e}{\lambda}.$$

(2)

$$f = \frac{2\Delta p d_e}{\mu}.$$

(3)

式中: h 为壁面传热系数, W·m⁻²·K⁻¹; d_e 为流道的当量直径, mm; Δp 为单位长度上的压降, Pa, λ 为流体导热系数, W·m⁻²·K⁻¹; μ 为流体的动力黏度, mPa·s; 导热油雷诺数均小于 2 300, 属于层流流动, 故导热油侧的壁面努赛尔数采用 Dittus-Boelter 公式^[10]:

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}.$$

(4)

阻力系数 f₀ 采用层流流动经验公式^[10]:

$$f_0 = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}.$$

(5)

由表 5 数据带入上述公式计算可得满液式、降膜式、板式 3 种蒸发器的综合传热因子 η 分别为: 1.198 6, 1.363 1, 1.458 6. 对比 3 种换热器的设计尺寸、制造价格、换热效果可知, 板式蒸发器结构尺寸最小, 造价最低, 传热效果最好, 故板式蒸发器更适用于 ORC 系统.

2 板式蒸发器的模拟分析

R245fa 在蒸发器内流动换热温度升高,当流道内液相温度高于其饱和温度时,流道内的液相发生汽化,即当 $T \geq T_{\text{sat}}$ (沸腾状态) 时,气液两相的质量转化关系为^[11]

$$R_L = -\alpha_L \rho_L \frac{|T - T_{\text{sat}}|}{T_{\text{sat}}} R_V = -\alpha_V \rho_V \frac{|T - T_{\text{sat}}|}{T_{\text{sat}}}.$$

(6)

式中: α_V, α_L 为气相和液相体积分数,且两者和为 1; ρ_V, ρ_L 为气相和液相的密度, kg/m^3 ; R_V, R_L 为气相和液相质量源相, $\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$; T 为系统温度, K; T_{sat} 为饱和温度, K.

运用 Aspen EDR 软件对上述设计的板式蒸发器进行模拟,研究 β, d, l 对蒸发器换热过程的影响,输入表 3 中板式蒸发器的尺寸及实验工况条件模拟得出 R245fa 在蒸发器内部由底部流向顶部时气化率、传热系数、压降变化规律. 图中横坐标均为不同位置距离蒸发器底部的相对高度. 图 1~3 是 β 在 $110^\circ \sim 150^\circ$ 范围内变化的板式蒸发器换热性能的结果.

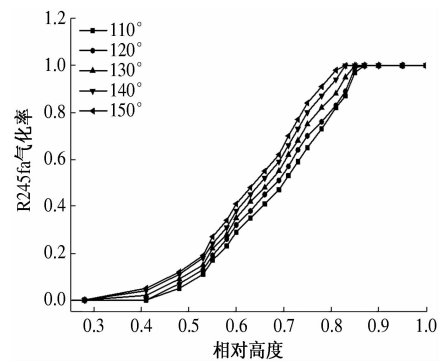


图 1 R245fa 气化率
Fig. 1 Gasification rate of R245fa

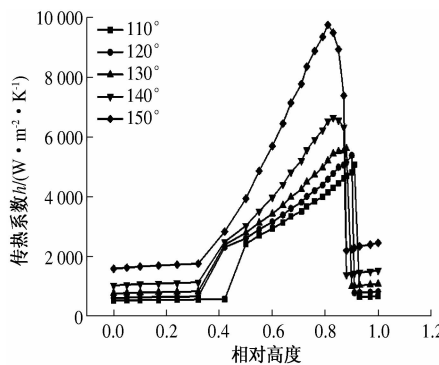


图 2 R245fa 传热系数
Fig. 2 The heat transfer coefficient of R245fa

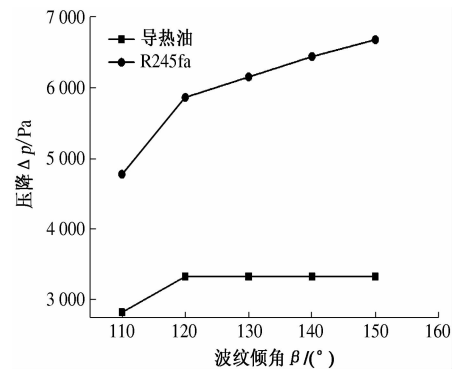


图 3 冷热流体压降
Fig. 3 The pressure drop of hot and cold fluids

由图 1 可以看出, R245fa 在蒸发器入口处气体含量为 0, 随着冷热流体换热, R245fa 的温度不断升高, 在相对高度约 0.35 处由液体逐渐转化为气体, 气化率逐渐增大, 并在相对高度约 0.85 处 R245fa 全部气化.

由图 2 可以看出, R245fa 的传热系数很明显分为 3 个阶段: 在相对高度约 0.35 之前的液体阶段, 随着温度的升高, 传热系数缓慢增加, 0.35 ~ 0.85 的气化阶段, 传热系数迅速增加; 全部气化之后, 传热系数又迅速降低. 这是由于预热阶段 R245fa 温度一直低于沸点温度, 且不发生相变, 随着温度的增加, 传热系数缓慢增加, 蒸发段液体 R245fa 开始汽化, 相变增强了换热, 传热系数迅速升高, 过热段 R245fa 全部为气体, 气体导热系数较液体小, 传热系数又快速下降.

图 1 和图 2 表明了板式蒸发器的蒸发过程, 对比不同板片角度的模拟结果可以得出: 板片角度越大, 相同位置处 R245fa 的气化率、传热系数也越大, 开始蒸发和完全蒸发位置相对高度越小. 图 3 表明板片角度增加, R245fa 侧传热过程中压降逐渐增加, 导热油侧压降在 120° 之后变化不大.

图 4 和 5 是 d 在 $0.4 \sim 0.8 \text{ mm}$ 变化时蒸发器模拟结果. 图 4 表明, d 越大, R245fa 的传热系数越大, 最大传热系数比设计值提高了 12.6%. 图 5 表明, d 增加造成导热油和 R245fa 在换热过程中 Δp 增大. 设计准则中 d 是由工作压力决定, d 增大, 在一定程度上提高了传热系数, 但蒸发器造价和 Δp 也随之增大. 在实际设计中应该综合三者间的关系进行选择板厚.

图 6 和 7 是 l 在 $2.03 \sim 3.03 \text{ mm}$ 变化时, 蒸发器换热过程的模拟结果. 结果表明 l 越小, 传热系数越大, 吸热速度快, 温度变化快, 开始蒸发和完全蒸发的相对高度较小. l 越小, R245fa 在板内流动

的湍流程度越大,增强了换热,最大传热系数提高了 22.4%,然而增强换热的同时,图 7 表明, l 越小,导热油和 R245fa 在换热过程中的 ΔP 越大.

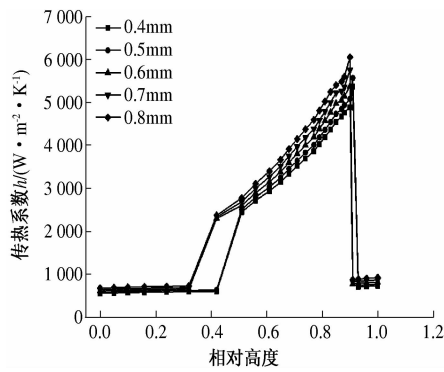


图 4 R245fa 传热系数

Fig. 4 The heat transfer coefficient of R245fa

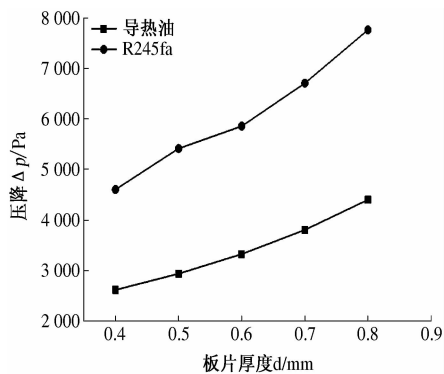


图 5 冷热流体压降

Fig. 5 The pressure drop of hot and cold fluids

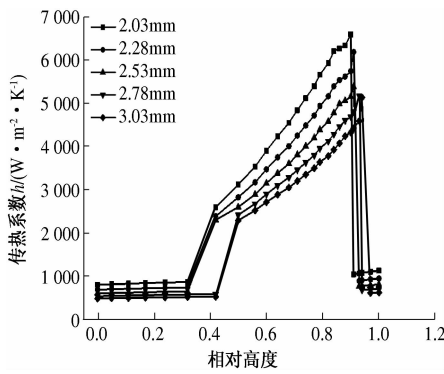


图 6 R245fa 传热系数

Fig. 6 The heat transfer coefficient of R245fa

上述 R245fa 的蒸发过程与 S. Wellsandt 等^[12]以 R22 为工质在板式蒸发器实验中预热、蒸发、过热 3 个换热过程相同,且 R245fa 的气化率、温度、传热系数的变化与 R22 的变化趋势相同.改变 β, d, l 的尺寸,蒸发器内 R245fa 的传热系数随之发生变化,其中改变波纹角度,传热系数最大提高了 81.3%.相比其他尺寸的改变传热系数变化较大,板片角度是影响板式蒸发器流动传热最

重要结构参数,这与 HUANG Jianchang 等^[13]对不同结构尺寸的板式蒸发器进行实验的结果一致.

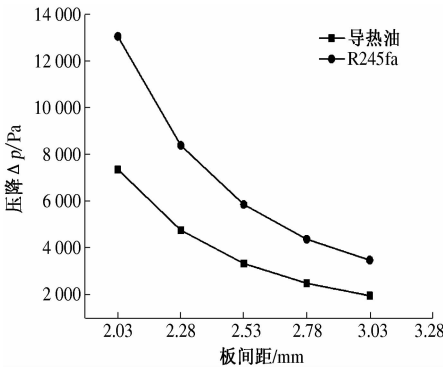


图 7 冷热流体压降

Fig. 7 The pressure drop of hot and cold fluids

3 结论

(1)在 ORC 系统中,以 R245fa 的热力学参数为条件,设计并比较满液式、降膜式、板式 3 种不同的蒸发器,结果表明:板式蒸发器面积最小、造价最低、换热效率最高;板式蒸发器传热因子最大,为 1.458 6,板式蒸发器更适用于 ORC 系统.

(2)采用单因子变量法分别模拟改变 β, d, l 时蒸发换热过程中 R245fa 的气化率、传热系数的变化可知:在结构变化范围内,蒸发器的传热系数和压降,随着 β, d 的增大而增大、随 l 增大而减小.而单相流动换热时 $\beta = 60^\circ$ 时最大^[14],且波纹倾角影响最大对于两者都适用.从而为板式蒸发器的设计提供了准则.

参考文献:

[1] 连红奎,李艳,束光阳子,等.我国工业余热回收利用技术综述[J].节能技术,2011,29(2):123-128.
[2] 朱冬生,周吉成,霍正齐,等.满液式蒸发器中螺旋扁管的池沸腾传热[J].化工学报,2013,64(4):1151-1156.
[3] 阮并璐,刘广彬,赵远扬,等.制冷系统中水平管降膜式蒸发器内部流动数值模拟[J].西安交通大学学报,2008,42(3):318-322.
[4] 王定标,董永申,向飒,等.凹坑凸胞板式换热器相变换热优化研究[J].郑州大学学报:工学版,2014,35(3):10-13.
[5] 魏新利,尹树贵,马新灵,等.有机工质低温余热发电的模拟与优化[J].郑州大学学报:工学版,2012,33(2):72-75.
[6] 严家騄.低温热能发电方案中选择工质和确定参数的热力学原则和计算式[J].工程热物理学报,1982,3(1):1-6.