

机械蒸汽再压缩蒸发技术高盐度废水处理系统的性能分析

石成君,周亚素,孙 韶,董国强,倪思梅
(东华大学环境科学与工程学院,上海 201620)

摘 要 提出了采用机械蒸汽再压缩蒸发结合水平管降膜蒸发的技术方案,依据平衡方程和传热机理建立了完整的系统数学模型,并围绕进料预热温度、蒸发传热温差、蒸发温度以及进出料浓度等因素对系统性能的相关影响进行了计算与分析。结果表明,选择合适的进料温差(1~4℃)和传热温差(3~7℃),并保持系统进出料浓度的稳定性是保证整个系统具有良好经济性和节能性的关键。

关键词 高盐度废水,机械蒸汽再压缩,水平管降膜,模型分析

中图分类号 :TQ028.6⁺¹

文献标识码 :A

文章编号 :1000-3770(2013)12-0063-006

随着水资源短缺和水污染问题的不断突出,针对工业废水的处理以及废水资源的回收利用技术越来越得到人们的重视。高盐度废水是目前众多废水中较难处理的一种,其含盐浓度较高,至少达 1% 以上,所含盐类物质主要为 Cl^- 、 SO_4^{2-} 、 Na^+ 、 Ca^{2+} 等盐类物质^[1]。处理该类废水的主要方法有生物法^[2-3]、物理化学法^[4]和物理法。蒸发浓缩技术是废水处理物理法中常用的方法^[5-7],在高盐度的废水处理中,采用蒸发浓缩技术不仅可以蒸发出废水中的纯净的水分,同时浓缩得到高浓度的无机盐溶液,进一步结晶处理即可提炼回收废水中的无机盐资源,创造一定的经济效益。

传统的蒸发浓缩技术有多效蒸发和多级闪蒸,但其设备系统复杂,耗蒸汽量大,系统热效率较低等缺点反映出其在工业生产过程中并不节能。而机械蒸汽再压缩(MVR)蒸发技术引入了蒸汽压缩机,回收利用了二次蒸汽的大量潜热^[8]。作为国家重点推广的节能环保技术之一^[9],实现其在高盐度废水处理领域中的应用,将取得治理环境污染、节能减排和最大化资源回收利用的三重效益。本文根据高盐度废水处理工艺的特点,提出采用机械蒸汽再压缩蒸发技术,确定高盐度废水处理的工艺流程设计以及系统数学模型的建立,并对影响系统性能的主要因素进行了分析讨论。

1 MVR 废水处理系统的组成及工艺流程

机械蒸汽再压缩蒸发技术具有系统紧凑、高效、节能等优点,其在海水淡化领域已经具有广泛的研究和应用基础^[10-13];在 MVR 系统试验研究方面,文献^[14-17]进行了相关报道,并对其经济性和节能效果进行了分析。由于高盐度废水具有较高的含盐浓度,其热物性、化学性质和海水具有较大的差异,因此建立基于 MVR 技术的废水处理系统和工艺对高盐度废水的处理具有重要的实际意义。根据高盐度废水的物化特性,本文设计了针对含 Na_2SO_4 无机盐废水的 MVR 蒸发浓缩处理系统(见图 1)。该系统主要包括以下主要几大部件:蒸汽压缩机、蒸发冷凝器、预热器以及为进料、出料提供动力的各类水泵,其中蒸发冷凝器采用水平管降膜蒸发器,预热器为板式换

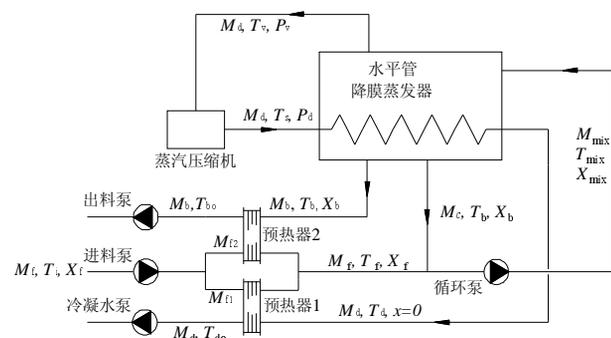


图 1 高盐度废水 MVR 蒸发处理系统
Fig.1 MVR evaporation process system for high-salinity wastewater

收稿日期 2013-06-14

作者简介:石成君(1988—),男,硕士研究生,研究方向为热泵蒸发技术及工业水处理技术,E-mail:ssccjjun@163.com

热器的形式,用于回收排出的冷凝水和浓缩液的显热。其主要工艺流程包括以下几个方面:

(1) 废水进料预热:质量流率为 M_f 的废水进料 (T_i, X_f) 分为两部分,一部分进料 (M_{f1}, T_i, X_f) 进入预热器 1 (HEX1) 与系统排出的冷凝水 (M_d, T_d) 进行热交换,温度提升为 T_{i1} ,冷凝水温度降为 T_{d0} ;另一部分进料 (M_{f2}, T_i, X_f) 进入预热器 2 (HEX2) 与系统排出的浓缩液 (M_b, T_b, X_b) 进行热交换,被预热到 T_{i2} ,而排出的浓缩液温度降为 T_{d0} 。

(2) 进料蒸发浓缩:经预热后的两部分进料与蒸发器的循环浓缩液 (M_c, T_b, X_b) 在进料混合物中混合后参数为 ($M_{mix}, T_{mix}, X_{mix}$),通过蒸发器内的喷口均匀喷洒在蒸发器加热管的表面形成膜状流动并受热蒸发,产生二次蒸汽 (M_d, T_v, P_e)。剩余的浓缩液一部分作为循环液与进料混合喷淋,另一部分作为馏出液排出,进一步加工处理得到无机盐的结晶物。

(3) 二次蒸汽再压缩:蒸发产生的二次蒸汽经除沫器消除蒸汽带液后,由压缩机进口 (M_d, T_v, P_v) 进入,经绝热压缩后提升其温度和压力,出口状态为过热蒸汽 (M_d, T_s, P_d)。

(4) 加热蒸汽冷凝:压缩机出口的过热蒸汽进入降膜蒸发器的水平管内作为加热蒸汽,消除过热得到饱和蒸汽 (M_d, T_d, P_d),进一步释放潜热得到冷凝水 ($M_d, T_d, X=0$) 排出系统。

2 数学模型的建立

数学模型的建立依托于整个系统以及系统内各设备的能量平衡和质量平衡关系,与实际系统相比,该数学模型进行了以下简化和假设:(1) 水蒸气的压缩过程是绝热压缩过程;(2) 出口的冷凝水不含有盐分;(3) 忽略了蒸发器、预热器、管道和泵系统的能量损失;(4) 忽略了不凝性气体对换热器换热性能的影响;(5) 假设系统在稳定、平衡的状态下运行,未考虑非稳定状态对系统性能的影响。

2.1 系统平衡方程

对于系统整体来说,满足以下质量平衡和盐平衡的关系:

$$M_f = M_d + M_b; \quad (1)$$

$$M_f \cdot X_f = M_b \cdot X_b. \quad (2)$$

式中 M_f 为进料质量流率, M_d 为蒸馏水质量流率, M_b 为浓缩液质量流率, X_f 为进料浓度。

2.2 预热器中的能量平衡和传热计算

进料分为两部分,在板式换热器中分别与高温

出料浓缩液和冷凝水进行热交换,进出料的显热换热量相等,有以下平衡关系式:

$$\text{HEX1: } Q_{\text{HEX1}} = M_d \cdot C_{pd}(T_d - T_{d0}) = M_{f1} \cdot C_{pf}(T_{i1} - T_i); \quad (3)$$

$$\text{HEX2: } Q_{\text{HEX2}} = M_b \cdot C_{pd}(T_b - T_{b0}) = M_{f2} \cdot C_{pf}(T_{i2} - T_i). \quad (4)$$

相关的传热计算式如下,其中 CF 为板片组合修正系数,与换热器流程组合有关^[18]。

$$Q_{\text{HEX}} = U_{\text{HEX}} \cdot A_{\text{HEX}} (\Delta T_{\text{LM}} \cdot CF). \quad (5)$$

式中 Q_{HEX} 为预热器的换热量, ΔT_{LM} 为预热器对数平均温差, U_{HEX} 为换热器总换热系数, A_{HEX} 为预热器传热面积。

其中,总传热系数 U_{HEX} 的表达式为:

$$\frac{1}{U_{\text{HEX}}} = \frac{1}{h_{i,\text{HEX}}} + \frac{1}{h_{o,\text{HEX}}} + \frac{\delta}{k_{\text{HEX}}} + R_{i,\text{HEX}} + R_{o,\text{HEX}}. \quad (6)$$

式中 $h_{i,\text{HEX}}$ 为预热器的热流侧对流换热系数, $h_{o,\text{HEX}}$ 为预热器的冷流侧对流换热系数, k_{HEX} 为预热器的导热系数, $R_{i,\text{HEX}}$ 为预热器的热流侧污垢热阻, $R_{o,\text{HEX}}$ 为预热器的冷流侧污垢热阻, δ 为板式换热器板厚。

本系统在板式换热预热器中,板片两侧进行的都是对流换热,采用如下的对流换热准则关联式^[19]:

$$Nu = 0.159 Re^{0.7} \cdot Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}. \quad (7)$$

2.3 进料混合过程

为便于计算求解,假设两部分进料经预热器后温度都为 T_f ,即 $T_{i1} = T_{i2} = T_f$,其与蒸发器内蒸发压力下对应的水蒸气饱和温度 T_e 的差值 ΔT_s ($\Delta T_s = T_e - T_f$) 是衡量进料的状态的重要参数。之后,进料与循环浓缩液混合,循环浓缩液的流率 M_c 由蒸发器的喷淋量确定。

质量平衡和盐平衡:

$$M_f = M_n + M_{f2}, \quad (8)$$

$$M_{\text{mix}} = M_f + M_c, \quad (9)$$

$$M_{\text{mix}} \cdot X_{\text{mix}} = M_c \cdot X_b + M_f \cdot X_f; \quad (10)$$

能量平衡:

$$M_{\text{mix}} \cdot H_{(X_{\text{mix}}, T_{\text{mix}})} = M_c \cdot H_{(X_b, T_b)} + M_f \cdot H_{(X_f, T_f)}. \quad (11)$$

2.4 蒸发器的平衡方程和传热计算

进料混合液在水平管降膜蒸发器的管外侧呈膜状流动并蒸发,其从进料温度 T_f 提升到沸腾温度 T_b 的显热量以及所需的蒸发潜热由管内侧的加热蒸汽冷凝提供热量。管内蒸汽冷凝温度与管外进料沸点温度之差 ΔT ($\Delta T = T_d - T_b$) 是衡量蒸发器热交换过程的主要参数,对整个系统的性能及传热性能具有重要影响。此外,进料具有一定的盐浓度,蒸发过程需考虑沸点温升 (BPE),即 $T_b = T_e + BPE$,产生的二次蒸汽与进料沸点温度相等,即 $T_v = T_b$ 。

质量平衡和盐平衡：

$$M_{\text{mix}}=M_c+M_d+M_b, \quad (12)$$

$$M_{\text{mix}} \cdot X_{\text{mix}}=M_c \cdot X_b+M_b \cdot X_b; \quad (13)$$

能量平衡：

$$Q_c+M_{\text{mix}} \cdot H_{(X_{\text{mix}}, T_{\text{mix}})}=M_c \cdot H_{(X_c, T_c)}+M_b \cdot H_{(X_b, T_b)}+M_d \cdot H_{v(T_c, P_c)}, \quad (14)$$

$$Q_c+M_d \cdot H_{(X_b, X=0)}=M_d \cdot H_{v(T_c, P_c)}, \quad (15)$$

$$Q_c=Q_c; \quad (16)$$

$$\text{传热计算式: } Q_c=U_c \cdot A_c \cdot \Delta T; \quad (17)$$

总传热系数 U_c 可用以下表达式： $\frac{1}{U_c} =$

$$\frac{1}{h_{i,c}} \left(\frac{D_0}{D_i} \right) + \frac{1}{h_{o,c}} + \frac{\Delta D}{K_c} \left(\frac{D_0}{D_m} \right) + R_{i,c} \left(\frac{D_0}{D_i} \right) + R_{o,c} \quad (18)$$

式中 Q_c 为蒸发器的换热量； A_c 为蒸发器的传热面积； $h_{i,c}$ 为蒸发器的热流侧对流换热系数； $h_{o,c}$ 为蒸发器的冷流侧对流换热系数； D_0 为水平换热管外径； D_i 为水平换热管内径； K_c 为蒸发器导热系数。

关于水平管降膜蒸发与管内蒸汽冷凝的换热准则关联式，国内外文献^[20-21]都有相关的报道。对于水平管管外的降膜蒸发传热系数，本文采用 A M Helal^[14]用于水平管降膜海水淡化装置中的计算式：

$$h_{o,c}=h_{\text{them}} \cdot \frac{2L_{\text{them}}}{\pi \cdot D_0} + h_{\text{lam}} \cdot \left(1 - \frac{2L_{\text{them}}}{\pi \cdot D_0} \right), \quad (19)$$

其中：

$$h_{\text{them}} = \frac{3}{2} \cdot \pi \cdot K_b \left(\frac{3 \cdot \mu_b \cdot \Gamma}{g \cdot p_b^2} \right)^{-1/3}, \quad (20)$$

$$L_{\text{them}} = \Gamma^{4/3} \cdot \frac{1}{4\pi \cdot p_b \cdot a_b} \cdot \left(\frac{3 \cdot \mu_b}{g \cdot p_b^2} \right)^{1/3}, \quad (21)$$

$$h_{\text{lam}} = 0.821 \left(\frac{\mu_b^2}{p_b^2 \cdot K_b^3 \cdot g} \right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{4\Gamma}{\mu_b} \right)^{-0.22}; \quad (22)$$

式中 Γ 为喷淋密度； μ_b 为浓缩液的动力粘度； p_b 为浓缩液的密度； a_b 为浓缩液的热扩散系数。

对于管内冷凝传热系数，采用 Chato^[22]提出的适用于 $Pr > 1$ 条件下的计算关系式：

$$h_{i,c} = 0.555 \left[\frac{g \cdot p_d^2 \cdot (p_d - p_g) \cdot r_d' \cdot K_d^3}{\mu_d \cdot (T_d - T_w) \cdot D_i} \right]^{1/4}; \quad (23)$$

式中 r_d' 为蒸汽冷凝潜值的修正：

$$r_d' = r_d + 0.375 C_{pd} \cdot (T_d - T_w). \quad (24)$$

2.5 压缩过程的能量平衡

二次蒸汽在蒸汽压缩机中近似为绝热压缩过程，压缩机的绝热理论功率为：

$$W_{\text{th}} = M_d \cdot (H_{v(T_c, P_c)} - H_{v(T_v, P_v)}), \quad (25)$$

实际耗功率：

$$W_i = \frac{W_{\text{th}}}{\eta}. \quad (26)$$

式中 η 为压缩机效率。

3 MVR 高盐度废水处理系统的性能分析

评价 MVR 蒸发系统性能的指标主要有蒸发系统的换热面积，包括蒸发器传热面积 A_c 和预热器传热面积 A_{HEX} ，以及单位蒸发量的压缩机耗功量 W 。换热面积的大小意味着蒸发系统初投资的大小，而压缩机耗功量则和系统的运行费用相关，以上 2 个指标关乎整个系统的经济性和节能性，是衡量系统性能优劣的主要因素。本文以蒸发量为 1 kg/s 的含 Na_2SO_4 废水蒸发浓缩处理装置为研究对象，重点考察进料温度 (T_f)、蒸发器传热温差 (ΔT)、蒸发温度 (T_c) 以及进出料浓度 (X_f, X_b) 对系统性能的影响。 Na_2SO_4 溶液的物性参数参照相关热物性手册^[23]以及文献^[24]。

3.1 进料温度 T_f

进料温度是系统预热器设计以及蒸发工艺流程中重要的操作参数，为了便于计算及分析，文中以进料温差 ΔT_f ，即物料沸点温度与进料温度的差值表示进料接近沸点的程度。进出料浓度分别为 5% 和 20% 时，不同的蒸发温度 ($T_c = 50 \sim 90^\circ\text{C}$) 条件下 ΔT_f 与系统换热面积 (A_c, A_{HEX}) 和压缩机比功耗 W 的关系如图 2 和图 3 所示。

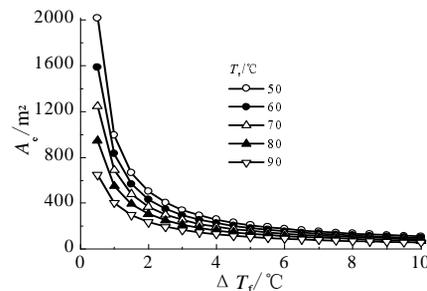


图 2(a) A_c

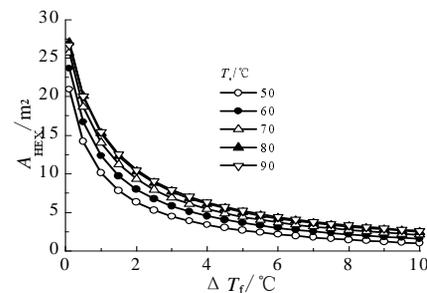


图 2(b) A_{HEX}

图 2 进料预热温差对系统换热面积的影响

Fig.2 The effect of feed temperature difference on heat exchange area

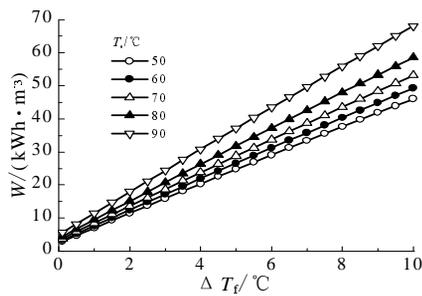


图 3 进料预热温差对压缩机比功耗的影响

Fig.3 The effect of feed temperature difference on power consumption of the compressor

从图 2 中可以看出,对于一定蒸发量的 MVR 系统,随着进料温差的增加,对应系统的蒸发面积和预热面积呈现先急剧减小,后平缓减小的趋势,这一变化趋势在较大的蒸发温度工况下表现的更为明显。而对于压缩机的比耗功,随着进料温差的增加呈线性增加的趋势,其变化程度与蒸发温度有关。综合上述情况,较大进料温差可以减小系统的换热面积,节省设备投资,但其显然增加了系统的功耗。从长远运行角度来看,需结合换热面积与功耗的变化关系综合考虑,选取合适的 ΔT_f 值。从本系统的计算来看,选择 ΔT_f 在 $1\sim 4\text{ }^\circ\text{C}$ 范围内,既保证了系统的功耗在 20 kWh/m^3 以下,也使得系统的换热面积不至于过大。

3.2 传热温差 ΔT

传热温差与系统蒸发面积及压缩机比功耗的变化关系如图 4 和图 5 所示。从图 4 和图 5 中可以看出,传热温差的变化范围为 $1\sim 10\text{ }^\circ\text{C}$ 。随着传热温差的增加,蒸发面积呈现先急剧减小后趋于平缓的趋势,对于 $T_e=70\text{ }^\circ\text{C}$ 的工况,当 ΔT 从 $1\text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $4\text{ }^\circ\text{C}$ 时,传热面积从 1400 m^2 骤减到 360 m^2 ,而当 ΔT 从 $4\text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 时,传热面积的变化量只有 200 m^2 。对于压缩机的比耗功,与传热温差呈线性增加的关系。考虑到设备投资与系统运行费用,根据本系统的计算结果,选择 ΔT 在 $3\sim 7\text{ }^\circ\text{C}$ 范围内可使系统具

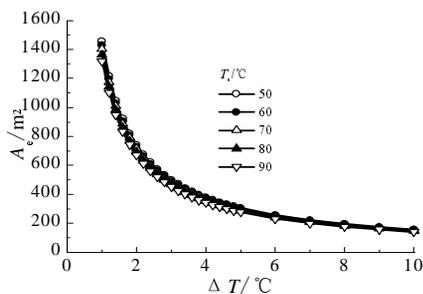


图 4 传热温差对蒸发面积的影响

Fig.4 The effect of heat transfer temperature difference on evaporation area

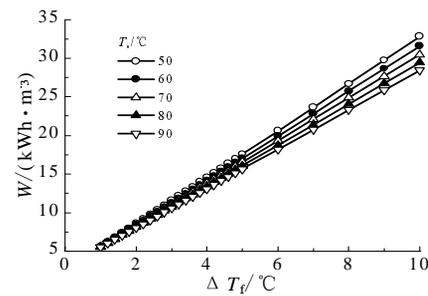


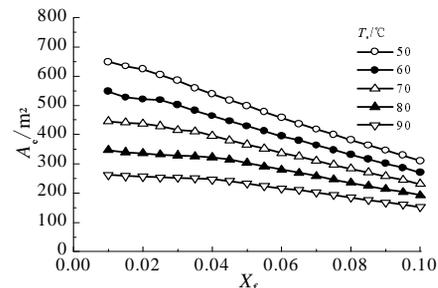
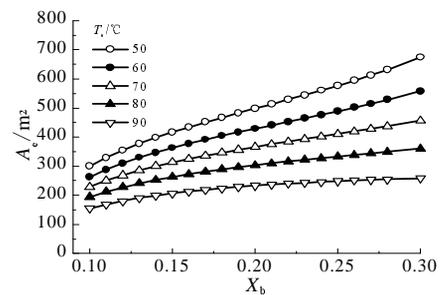
图 5 传热温差对压缩机比功耗的影响

Fig.5 The effect of heat transfer temperature difference on power consumption of the compressor

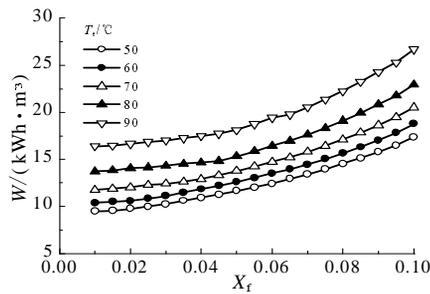
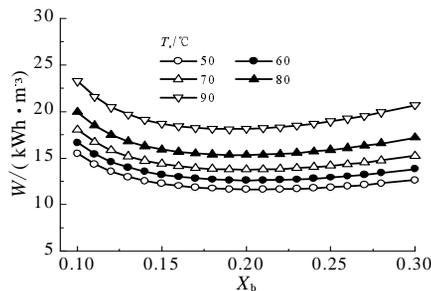
有良好的经济效益。

3.3 进出料浓度 X_f, X_b

考虑到高盐度废水含盐量具有一定的波动性,以及系统处理出口对浓缩液盐浓度的不同需求,因此有必要将进出料浓度对系统性能的影响进行分析。在对进出料浓度对系统性能的影响分析计算中,首先确定原液温度为 $25\text{ }^\circ\text{C}$,进料温差为 $2\text{ }^\circ\text{C}$ 。进料浓度的范围为 $0.01\sim 0.1$ 时蒸发面积变化如图 6 和图 7 所示;出料浓缩液的浓度为 $0.1\sim 0.3$ 时蒸发面积变化如图 8 和图 9 所示。

图 6 进料浓度 X_f 对蒸发面积的影响Fig.6 The effect of feed concentration (X_f) on evaporation area图 7 出料浓度 X_b 对蒸发面积的影响Fig.7 The effect of discharging concentration (X_b) on evaporation area

从图 6 和图 7 中可以看出,蒸发面积随着进料浓度的增加呈近似线性下降的趋势,而随着出料浓度的增加呈近似线性上升的趋势,2 种变化趋势均在较低的蒸发温度工况下更为明显;与此相反,从图

图 8 进料浓度 X_f 对压缩机比耗功的影响Fig.8 The effect of feed concentration (X_f) on power consumption of the compressor图 9 出料浓度 X_b 对压缩机比耗功的影响Fig.9 The effect of discharging concentration (X_b) on power consumption of the compressor

8和图 9 中可以看出,随着进料浓度的增加,压缩机的比耗功呈上升趋势,但出料浓度的变化对压缩机的比耗功影响不大,另外,在各蒸发温度工况下的进、出料浓度对压缩机比耗功的变化趋势基本相同。以蒸发温度 $70\text{ }^\circ\text{C}$ 的工况为例,每 1% 进料浓度变化对应蒸发面积的变化值为 25 m^2 ,对应压缩机比耗功为 0.96 kWh/m^3 ;而每 1% 出料浓度变化对应蒸发面积的变化值只有 4.8 m^2 ,压缩机比功率的对应变化值为 0.07 kWh/m^3 ,影响较小。

3.4 蒸发温度 T_e

蒸发温度是 MVR 系统设计和运行时的重要操作参数,其对应于蒸发器内蒸发室操作压力下的饱和蒸汽温度。由于在较高操作温度下换热器表面结垢和腐蚀的作用增强,对系统带来严重的影响,因此本系统采用负压蒸发的操作,蒸发温度的范围为 $50\sim 90\text{ }^\circ\text{C}$ 。

由图 10 可知,在一定的传热温差条件下,蒸发温度对系统蒸发面积的影响较小,只是随着蒸发温度的增加,蒸发面积略有减小;由图 11 可知,预热面积的变化呈现相反的趋势。 $\Delta T=5\text{ }^\circ\text{C}$ 时,观察 T_e 从 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 到 $90\text{ }^\circ\text{C}$,蒸发面积减小值为 30 m^2 ,而预热面积增加了 5.7 m^2 。由图 12 可知,在一定的传热温差条件下,压缩机比耗功随蒸发温度的增加略有降低,

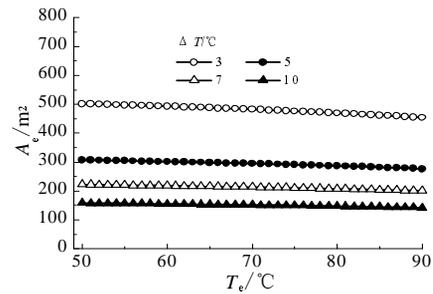


图 10 蒸发温度对蒸发面积的影响

Fig.10 The effect of evaporation temperature on evaporation area

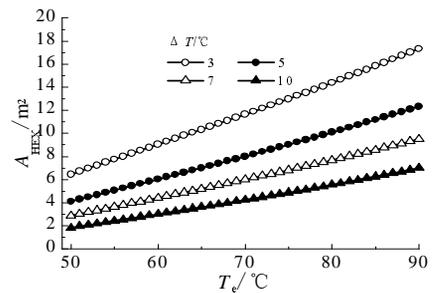


图 11 蒸发温度对预热面积的影响

Fig.11 The effect of evaporation temperature on preheat area

其总体变化值不超过 3 kWh/m^3 。

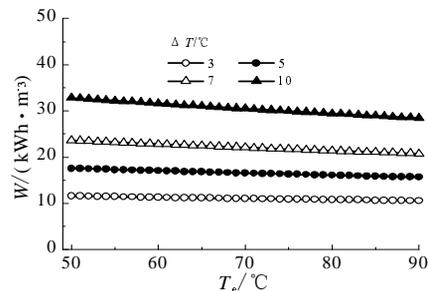


图 12 蒸发温度对压缩机比耗功的影响

Fig.12 The effect of evaporation temperature on power consumption of the compressor

4 结论

针对高盐度废水蒸发处理工艺,以硫酸钠溶液为研究对象,提出了采用机械蒸汽再压缩蒸发结合水平管降膜蒸发、负压低温蒸馏技术的技术方案,依据平衡方程和传热机理建立了完整的系统数学模型,并对系统性能的相关影响因素进行了计算分析。由上述计算结果,可以得出以下几方面结论:

传热温差是影响系统蒸发面积和压缩机耗功的主要因素,减小传热温差可以降低系统的能耗,而增大传热温差可以节省系统的换热面积,降低设备投资。进料温差对系统性能的影响与传热温差的作用相似,其大小也与传热温差相互关联,因此选择合适

的进料温差(1~4℃)和传热温差(3~7℃)的值是保证系统高效、节能运行的关键。

较低的进料浓度和较高的出料浓度都需要蒸发面积较大的系统,进出料浓度的波动对蒸发面积的影响较大,因此需要控制一定的进出料浓度范围,以保证系统的蒸发面积足以满足蒸发量的需求。

由于蒸发温度对蒸发面积和系统能耗的影响并不明显,因此蒸发温度的确定更主要的考虑实际工艺需求以及防腐防垢的需要。

参考文献:

- [1] 雷云,解庆林,李艳红.高盐度废水处理研究进展[J].环境科学与管理,2007,32(6):94-98.
- [2] An Li, Gu Guo wei. The treatment of saline wastewater using two-stage contact oxidation method [J].Water Science and Technology,1993,28(7):31-37.
- [3] 李耀辰,鲍建国,周旋,等.高盐度有机废水对生物处理系统的影响研究进展[J].环境科学与技术,2006,29(6):109-111.
- [4] 钟璟,韩光鲁,陈群.高盐有机废水处理技术研究新进展[J].化工进展,2012,31(4):920-926.
- [5] 郑贤助,戴艳,谢敏.高浓度含盐化工废水蒸发脱盐回收处理的试验研究[J].污染防治技术,2009,22(4):5-7.
- [6] 毛尚良.减压膜蒸馏法的研究[J].水处理技术,1994,20(5):267-270.
- [7] 薛建良,赵东风,李石,等.炼化企业含盐废水处理的研究进展[J].工业水处理,2011,31(7):22-26.
- [8] 陆恩锡,吴震.蒸馏过程热泵节能 - 热泵基本原理[J].化学工程,2008,36(8):75-78.
- [9] 国家重点推广节能技术报告(第三批)(六)[J].设备管理与维修,2011(07):58-60.
- [10] Narmine H Aly, Adel K El-Fiqi. Mechanical vapor compression desalination systems-a case study [J].Desalination,2003,158:143-150.
- [11] K M El-Khatib, A S Abd El-Hamid, A H Eissa, et al. Transient model simulation and control of a single-effect mechanical vapor compression (SEMVC) desalination system [J].Desalination,2004,166:157-165.
- [12] Hisham Ettouney. Design of single-effect mechanical vapor compression[J].Desalination,2006,190:1-15.
- [13] Marian Marcovecchio, Pio Aguirrea, Nicolas Scenna, et al. Global optimal design of mechanical vapor compression (MVC) desalination process [J].20th European Symposium on Computer Aided Process Engineering,2010.
- [14] A M Helal, S A A1-Malek. Design of a solar-assisted mechanical vapor compression (MVC) desalination unit for remote areas in the UAE[J].Desalination,2006,197:273-300.
- [15] Aly Karameldin, A Lotfy, S Mekhemar. The Red Sea area wind-driven mechanical vapor compression desalination system [J].Desalination,2002,153:47-53.
- [16] Ulrich Plantikow. Wind-powered MVC seawater desalination-operational results[J].Desalination,1999,122:291-299.
- [17] Yehia M El-Sayed. Thermoeconomics of some options of large mechanical vapor compression units [J].Desalination,1999,125:251-257.
- [18] 钱颂文.换热器设计手册[M].北京:化学工业出版社,2002.
- [19] Arun Hulcy, Rajm Manglik. Enhanced heat transfer characteristics of single-phase flows in a plate heat exchangers with mixed chevron plates[J].Enhanced Heat Transfer,1997,4:187-201.
- [20] Gherhardt Ribatskia, Anthony M Jacobi. Falling-film evaporation on horizontal tubes-a critical review [J].International Journal of Refrigeration,2005,28:635-653.
- [21] M W Browne, P K Bansal. An overview of condensation heat transfer on horizontal tube bundles [J].Applied Thermal Engineering,1999,19:565-594.
- [22] Chato J C. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes[J].ASHRAE J,1962,2:52-60.
- [23] 马庆芳,方荣生.实用热物理性质手册[M].北京:中国农业机械出版社,1986.
- [24] I M Abdulagatova, A Zeinalovab, N D Azizovb. Viscosity of aqueous Na₂SO₄ solutions at temperatures from 298 to 573 K and at pressures up to 40 MPa[J].Fluid Phase Equilibria,2005,227:57-70.

PERFORMANCE AND ANALYSIS OF MECHANICAL VAPOR RECOMPRESSION FOR HIGH SALINITY WASTEWATER DESALINATION SYSTEM

Shi Chengjun, Zhou Yasu, Sun Shao, Dong Guoqiang, Ni Simei

(School of Environmental Science and Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China)

Abstract: The mechanical vapor recompression (MVR) and horizontal tube falling film evaporation are introduced, and the system mathematical model based balance equation and heat-transfer mechanism is developed. The influences of feed temperature difference and heat transfer temperature difference about the evaporator, and the evaporation temperature, the salinity of feed and ejection on the system performance are analyzed. The results indicate that: selecting the proper feed temperature difference (1~4℃) and heat transfer temperature difference (3~7℃), and keeping the salinity stability of feed and ejection are crucial to the economical efficiency and energy conservation of the system.

Keywords: high salinity wastewater; mechanical vapor recompression; horizontal tube falling film evaporation; model analysis