

机械蒸汽再压缩系统的流程模拟及性能研究

Process simulation and performance study of mechanical vapor recompression system

李 伟¹ 洪厚胜^{1,2} 朱曼利³ 孙宏韬¹

LI Wei¹ HONG Hong-sheng^{1,2} ZHU Man-li³ SUN Hong-tao¹

(1. 南京工业大学生物与制药工程学院, 江苏 南京 211816; 2. 南京汇科生物工程设备有限公司, 江苏 南京 210009; 3. 南京工业大学化学与分子工程学院, 江苏 南京 211816)

(1. College of Life Science and Pharmaceutical Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing, Jiangsu 211816, China; 2. Nanjing Huike Bioengineering Equipment Corporation, Nanjing, Jiangsu 210009, China; 3. College of Chemistry and Molecular Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing, Jiangsu 211816, China)

摘要: 为使得整个机械蒸汽再压缩(MVR)蒸发系统的稳定性、节能性更好,借助 Aspen Plus 软件学习版,根据 MVR 运行原理,构建了 MVR 性能分析模型,并通过改变 MVR 节点的参数,模拟研究了蒸发量、补充新鲜蒸汽量与进料温度、蒸发压强的关系;蒸发量、沸点与进料浓度(NaCl 质量分数)、蒸发压强的关系;蒸发器换热量、COP 与蒸发压强、压缩机压力升的关系。通过分析模拟结果得出:适当减小压缩比,可以提高蒸发系统的 COP;原料液应该加热到沸点后,再进入蒸发器中进行换热;从节能效果看,MVR 蒸发系统更适合在低温低压下运行;在蒸发前,应对浓度较大的原料液进行适当的稀释。

关键词: 机械蒸汽再压缩系统; Aspen Plus; 性能研究; 节能

Abstract: Mechanical vapor recompression (MVR) system has been more and more popular because of its good energy-saving effect and small footprint, but how to make the stability and energy-saving of whole MVR evaporation system are better still need to further research on its performance. With the help of Aspen Plus software version, the MVR performance analysis model was set according to the operation principle of MVR to study the relationship between the amount of evaporation, the amount of fresh steam and feed temperature, evaporation pressure, and the relationship between evaporation and boiling temperature and feed concentration (NaCl mass fraction) and evaporation pressure, the relationship between heat transfer rate of evaporator, COP and evaporation pressure, pressure increase of compressor by changing the parameters of MVR node. Make conclusions by analyzing the simulation results: the COP can be improved

by reducing the compression ratio properly; the feed should be heated to the boiling point temperature and then into the evaporator for heat transfer; MVR evaporation system is more suitable for operation at low temperature and low pressure from the view of energy saving; the feed with high concentration should be dilute before evaporation.

Keywords: mechanical vapor recompression system; Aspen Plus; performance analysis; energy saving

蒸发浓缩作为基本的化工单元操作,早已经广泛应用于化工、食品、制药、原子能等领域中^[1-2]。但蒸发作为耗能大户也一直面临着新技术的改革,机械蒸汽再压缩系统是继单效蒸发、多效蒸发、TVR 之后第四代蒸发技术,相比于前三代, MVR 系统有着节能效果明显、蒸发温度低、占地面积小、自动化程度高等诸多优点^[3-5]。已经广泛应用于海水淡化^[6-8]、废水处理^[9-10]、中药浓缩^[11-12]、固体干燥^[13]等领域。

MVR 蒸发系统工艺流程见图 1,其工作原理^[14-16]:原料液可以利用蒸汽冷凝水的余热以及新鲜蒸汽的热量进行预热,使其达到饱和温度,然后进入蒸发器中与壳程中的蒸汽进行换热蒸发,生成的二次蒸汽经过气液分离器进行分离提纯后,进入蒸汽压缩机,经由蒸汽压缩机压缩后的高品位的二次蒸汽经过冷却水消除过热度后,作为加热物料可以替代新鲜的生蒸汽进入到蒸发器的壳程中,冷凝换热。同时,由于蒸汽压缩机性能的问题,通常需要通入一定量的新鲜蒸汽来保持整个系统的稳定换热,该系统完全利用了二次蒸汽所蕴含的潜能,并且压缩机的抽吸作用会给系统产生一定的真空度,省去了前三代蒸发器中的用于冷凝二次蒸汽的冷凝器。

机械蒸汽再压缩系统主要有蒸汽压缩机、蒸发器、气液分离器、预热器、真空泵以及其他附属设备^[17-18]。在该系统

作者简介: 李伟,男,南京工业大学在读硕士研究生。

通信作者: 洪厚胜(1965—),男,南京工业大学教授,博士。

E-mail: hhs@njtech.edu.cn

收稿日期: 2017-05-04

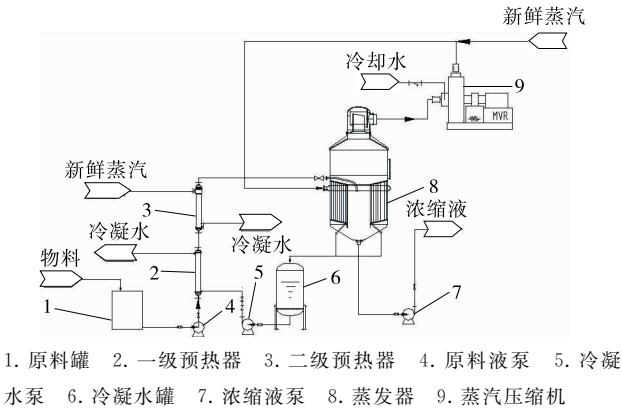


图 1 MVR 蒸发系统工艺流程

Figure 1 The process flow of MVR evaporation system

中,蒸汽压缩机是最重要的设备,其工作效率的高低直接关系到 MVR 系统节能的效果。目前中国用于 MVR 系统上性能良好的压缩机主要依赖于进口^[19]。根据蒸发量的不同需要,应用最多的是离心式压缩机和罗茨式压缩机。蒸发器的种类有很多,目前应用较广泛、技术成熟的蒸发器是:中央循环管式蒸发器、外热式蒸发器。由于食品行业物料具有热敏性的特点,一般选用竖直管降膜式蒸发器较多^[20]。水平管降膜蒸发器凭借着高传热效率、设备体积小等优点已经越来越受到青睐,但适用于洁净的物料,易于结垢的物料则有难清理结垢的缺点^[21-22],蒸发出来的二次蒸汽含有部分液态水,直接进入蒸汽压缩机会造成压缩机的损坏。因此,需要性能良好的气液分离器,适合 MVR 系统的气液分离器主要是悬液分离器和重力沉降分离器;预热器则主要选用结构简单、换热系数高的板式换热器。

国内外也已经对 MVR 系统作了大量的模拟研究。顾承真等^[23]以水作为工质,利用 Aspen Plus 软件建立了分析模型,并研究了循环蒸汽量、补充水的量与进料温度、冷凝液温度、蒸汽压缩比以及蒸发压强等之间的变化关系,并提出了最佳工艺操作条件。刘立等^[24]构建了 MVR 循环工艺模型,并将实际运行中的蒸汽冷凝放热量以及电动机功率进行了验证,得出了所构建模型的可靠性,并以此进行了 MVR 系统放大分析。Han^[25]利用 Aspen Plus 基于 MVR 技术的工作原理构建了单级和双级的零排放的海水淡化系统,并与传统的蒸发技术进行了能耗对比。这些研究足可以看出 Aspen Plus 在分析 MVR 系统上有很大的应用。

MVR 蒸发系统的性能受到许多节点的控制,而且每个节点之间的参数都有一定的关联度,本试验拟通过流程模拟的方法构建了 MVR 工艺流程,通过控制进料温度、进料浓度、蒸发压强、蒸汽的压力升等节点的参数,讨论其对 MVR 蒸发系统性能的影响,旨在为离子型溶液的 MVR 蒸发过程优化提供借鉴,得到能够模拟 MVR 蒸发过程的方法,指导 MVR 系统的工程放大。

1 MVR 系统理论分析与模型的构建

1.1 MVR 系统理论分析

MVR 系统存在物料衡算与能量衡算,物料衡算由式

(1)、(2)计算:

$$F = D + W, \tag{1}$$

$$F x_f = W x_w, \tag{2}$$

式中:

F ——原料液的质量流量,kg/h;

D ——二次蒸汽的质量流量,kg/h;

W ——浓缩液的质量流量,kg/h;

x_f ——原料液中 NaCl 的质量分数,%;

x_w ——浓缩液中 NaCl 的质量分数,%。

能量衡算由式(3)计算:

$$D r_0 = F c_0 (t - t_0) + D r_1 + Q_L, \tag{3}$$

式中:

r_0 ——压缩后二次蒸汽的汽化热,kJ/kg;

c_0 ——原料液的比热容,kJ/(kg·℃);

t ——原料液的沸点,℃;

t_0 ——原料液的初始温度,℃;

r_2 ——二次蒸汽的汽化热,kJ/kg;

Q_L ——系统的热量损失,kJ/h。

蒸发器中产生的二次蒸汽经过蒸汽压缩机压缩后变为过热蒸汽,其中,压缩后的过热温度^[26]可由式(4)计算:

$$\frac{T_d}{T_s} = 1 + \frac{k-1}{k} \times \frac{\epsilon-1}{\eta_v} - \tau, \tag{4}$$

式中:

T_d ——压缩后过热蒸汽的温度,K;

T_s ——料液在蒸发压强下的饱和温度,K;

k ——绝热系数;

ϵ ——压缩比;

η_v ——容积效率,%;

τ ——压缩机温度偏差,K。

一定工况下,蒸汽压缩机在压缩过程中所消耗的理论功率^[27]由式(5)计算:

$$W_{th} = \frac{k}{k-1} q_{vs} p_1 (\epsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1), \tag{5}$$

式中:

W_{th} ——压缩机的理论功率,kW;

q_{vs} ——二次蒸汽的体积流量,m³/s;

p_1 ——蒸发压强,kPa;

m ——多变系数。

由于压缩机压缩二次蒸汽属于多变过程,同时,压缩机本身存在机械效率,所以实际运行过程中,压缩机所消耗的总功率按式(6)计算:

$$W_T = \frac{W_{th}}{\eta_e \eta_m}, \tag{6}$$

式中:

W_T ——压缩机的实际功率,kW;

η_e ——机械效率,%;

η_m ——多变效率,%。

过热蒸汽在进入蒸发器以前,需要对其进行饱和化处理,所需要冷却水的质量流量由式(7)计算:

$Dh_w + q_s h_s = (D + q_s) h_{sa},$ (7)

式中:

h_w ——过热蒸汽的单位比焓, kJ/kg;

q_s ——冷凝水的质量流量, kg/h;

h_s ——冷凝水的单位比焓, kJ/kg;

h_{sa} ——饱和蒸汽的单位比焓, kJ/kg。

MVR 属于热泵技术, 评价热泵工作过程性能好坏的参数便是转为高温高品位的热源获得的热量 Q_1 与为此所消耗的机械功 W_T 之间的比值大小, 工程上称这个比值为供热系数^[28], 用符号 COP 来表示:

$COP = \frac{Q_1}{W_T},$ (8)

式中:

COP ——供热系数;

Q_1 ——蒸发器换热量, kW。

1.2 MVR 系统模型的构建

Aspen Plus 是基于稳态化模拟、优化、灵敏度分析和经济评价的大型化工流程模拟软件, 主要由三部分组成: 物性数据库、单元操作模块、系统实现策略, 可用于各种操作过程的模拟及从单个操作单元到整个工艺流程的模拟^[29]。本文根据 MVR 工艺原理以及 Aspen Plus 模拟的特点, 选用通过热物流连接的 2 个 Heater 与两相闪蒸器 flash2 共同组成蒸发器及气液分离器, 选用 compr 作为蒸汽压缩机, 选用一个 Heater 将压缩后的过热蒸汽冷凝到饱和蒸汽, 整个 MVR 系统分析模型见图 2^[30-31], 物料选用一定质量分数的 NaCl 溶液, 考察进料温度、蒸发压强、进料浓度、二次蒸汽经过压缩机压缩后的温升以及补充新鲜蒸汽的量对蒸发量、压缩机功率、COP 的影响, 为保证模拟结果的合理性。现作以下假设:

- (1) 整个 MVR 系统的热量损失主要集中在蒸发器的换热过程, 选择总换热量的 5% 作为整个系统的热量损失。
- (2) 以产生一定量的二次蒸汽作为初始条件, 忽略启动时所需要的新鲜蒸汽。
- (3) 蒸汽压缩机的多变效率、机械效率均取为 90%。
- (4) 为达热平衡, 补充 0.5 MPa 的新鲜饱和蒸汽。

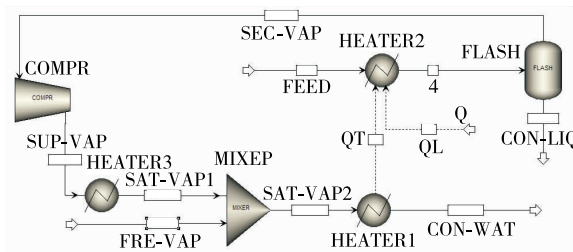


图 2 MVR 系统模拟图

Figure 2 Simulated diagram of MVR system

2 模拟结果与讨论

2.1 蒸发量、补充新鲜蒸汽量与进料温度、蒸发压强的关系

选取原料的进料量为 5 000 kg/h, 初始阶段产生的二次蒸汽量为 1 000 kg/h, 原料液中 NaCl 的质量分数为 10%, 选

取不同的进料温度, 在不同的蒸发压力下对蒸发量、补充新鲜蒸汽量进行模拟, 结果见图 3、4。

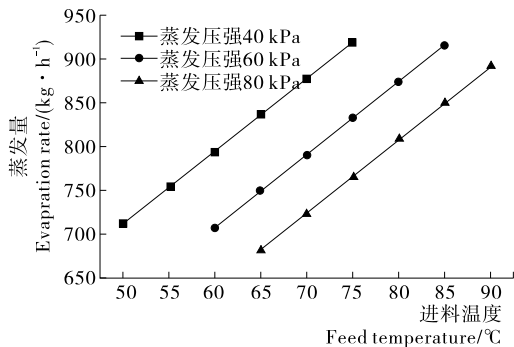


图 3 进料温度、蒸发压强与蒸发量的关系

Figure 3 The relation between feed temperature, evaporation pressure and evaporation rate

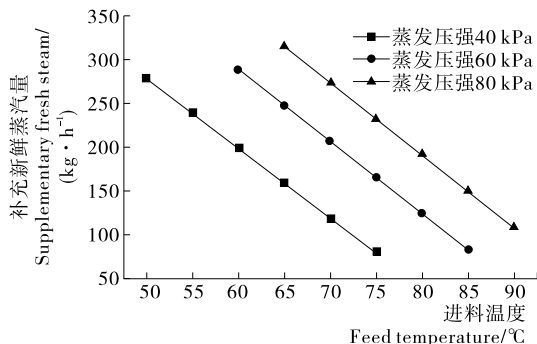


图 4 进料温度、蒸发压强与补充新鲜蒸汽量的关系

Figure 4 The relation between feed temperature, evaporation pressure and Supplementary fresh vapor

由图 3 可知, 在同一蒸发压强下, 蒸发量随着进料温度的增加成线性增加, 在同一进料温度下, 蒸发量随蒸发压强的增大而减小。由图 4 可知, 为达到热平衡, 在同一蒸发压强下, 随着进料温度的增加, 所需要补充的新鲜蒸汽量呈线性减少, 在同一进料温度下, 需补充的新鲜蒸汽量随着蒸发压强的增大而逐渐增大。主要原因是: ① 原料液在进入蒸发器后需要先加热到相应压强下的沸点温度才可以进行蒸发, 在蒸汽换热量一定的前提下, 进入蒸发器的原料液温度越低, 本身所携带的热量越少, 则需要加热到沸点所需要的热量越多, 则用于蒸发的剩余热量会越少, 产生的二次蒸汽量越少, 为维持系统一定的蒸发量, 所需要补充的新鲜蒸汽的量会相应地减少; ② 在一定的进料温度下, 系统的蒸发压强越低, 其所对应的饱和沸点温度越低, 则会有更多的热量用于蒸发过程, 产生的二次蒸汽越多, 所补充的新鲜蒸汽量越少。

2.2 蒸发量、沸点与进料浓度 (NaCl 质量分数)、蒸发压强的关系

料液的进料量为 5 000 kg/h, 初始阶段产生的二次蒸汽量为 1 000 kg/h, 进料温度为饱和温度, 选取不同的进料浓度, 在不同的蒸发压强下对蒸发量、溶液的沸点进行模拟, 结果见图 5、6。

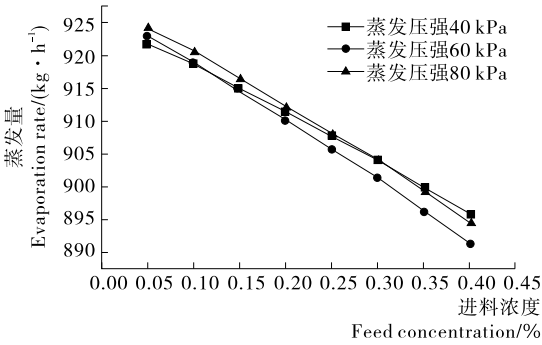


图 5 进料浓度、蒸发压强与蒸发量的关系

Figure 5 The relation between feed concentration, evaporation pressure and evaporation rate

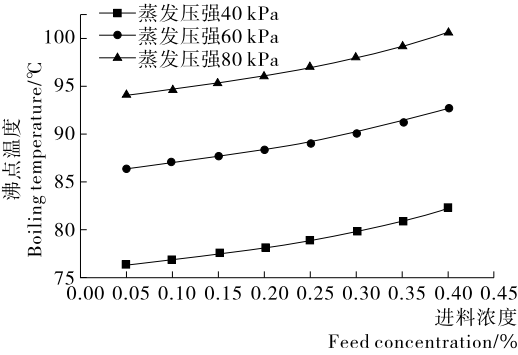


图 6 进料浓度、蒸发压强与沸点的关系

Figure 6 The relation between feed concentration, evaporation pressure and boiling temperature

由图 5 可知,在同一蒸发压强下,随着进料浓度的增加,料液的蒸发量逐渐减小,且蒸发压强为 40 kPa 时蒸发量的下降速度要小于蒸发压强为 60,80 kPa 时的。由图 6 可知,随着进料浓度的增加,沸点呈上升趋势,在同一进料浓度下,沸点随着蒸发压强的增大而升高。主要原因在于在进料温度与系统的换热量一定的情况下,进料浓度越高,溶液的沸点越高,溶液达到沸腾需要的热量会越多,因此,用于蒸发的热量会相应地减小,产生的二次蒸发量减小。另外,随着进料浓度的增加蒸发压强为 40 kPa 的沸点升速要小于蒸发压强为 60,80 kPa 下的。

2.3 压缩机功率、冷凝器热负荷与蒸发压强,蒸汽压力升的关系

料液的进料量为 5 000 kg/h,初始阶段产生的二次蒸汽量为 1 000 kg/h,进料温度为饱和温度,进料浓度为 10%,选取二次蒸汽经过压缩机压缩后不同的压力升,在不同的蒸发压强下对压缩机功率、冷凝器热负荷进行模拟,结果见图 7、8。

由图 7、8 可知,两者的变化趋势差别不大,在一定的蒸汽压力升下,压缩机功率、冷凝器热负荷随着蒸发压强的增大而减小,在一定的蒸发压强下,压缩机功率、冷凝器热负荷随着蒸汽压力升的增大而增大。主要原因是:① 当蒸汽的压力升一定、压缩机的处理量不变时,随着蒸发压强的增大,压缩机所对应的压缩比会相应减小,压缩后二次蒸汽的能量

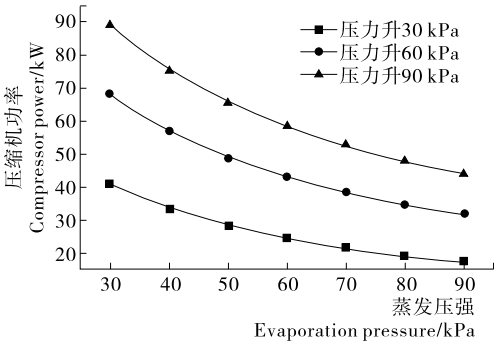


图 7 蒸发压强、压力升与压缩机功率的关系

Figure 7 The relation between evaporation pressure, pressure increase of vapor and compressor power

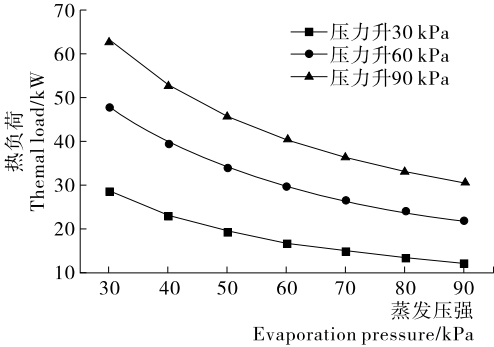


图 8 蒸发压强、压力升与热负荷的关系

Figure 8 The relation between evaporation pressure, pressure increase of vapor and thermal load

会变小,过热温度会减小,被冷却水冷却成饱和蒸汽所放出的热量同样会减小;② 在同一蒸发压强下,蒸汽的压力升越大,相对应压缩机的压缩比会越大,压缩后蒸汽的热量会变大,需要压缩机做更多的功,压缩机所消耗的功率越大,则经过压缩后的过热蒸汽的温度越高,为冷凝到饱和状态,所消耗冷却水的量也相应地增加。所以,两者具有相同的趋势。

2.4 蒸发器换热量、COP 与蒸发压强、蒸汽压力升的关系

进料量为 5 000 kg/h,初始二次蒸汽量为 1 000 kg/h,原料液的浓度为 10%,沸点进料,热损失保持换热总量的 5%,在不同的蒸发压强,不同的蒸汽压力升下,对蒸发器的换热量、COP 进行模拟,结果见图 9、10。

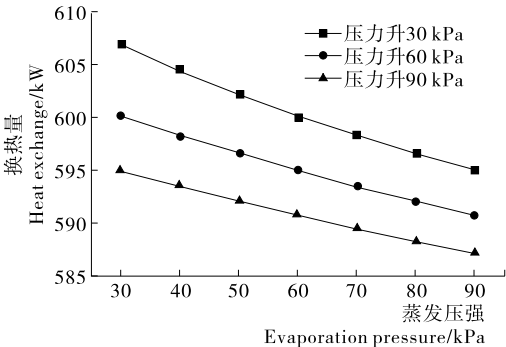


图 9 蒸发压强、压力升与换热量的关系

Figure 9 The relation between evaporation pressure, pressure increase of vapor and heat exchange

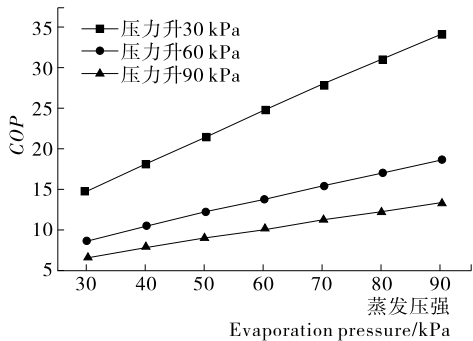


图 10 蒸发压强、压力升与 COP 的关系

Figure 10 The relation between evaporation pressure, pressure increase of vapor and COP

由图 9 可知,在同一蒸汽压力升下,蒸发器的换热量随蒸发压强的增大而减小;在同一蒸发压强下,随着压力升的减小而增大。主要原因是:① 在一定的压力升下,蒸发压强越大,压缩机相对应的压缩比越小,其被压缩后的饱和蒸汽压越大,相对应的汽化热越小,如保持产生的二次蒸汽量不变,则蒸发器的换热量会相应地减小;② 在同一蒸发压强下,由于二次蒸汽的进料量一定,蒸汽的压力升越大,二次蒸汽被压缩后的饱和蒸汽压越大,相对应的汽化热值减小,蒸发器的换热量减小。由图 10 可知,在同一压力升下,随蒸发压强的增大,相对应的压缩比减小,COP 值变大,因此适当地增大蒸发压强,可以降低能耗,提高蒸发系统的 COP。在不同的蒸发压强下,压力升越大,COP 的增幅越大,在不同的压强下,压力升为 30 kPa 时的 COP 增幅最大,也就是说,压缩比越小,COP 值越大,但由于需要维持一定的蒸发量,因此,压缩比应该有一个合理的取值范围。

3 结论

通过 Aspen Plus 软件对影响 MVR 蒸发系统的几个节点进行了模拟,主要通过进料温度、蒸发压强、蒸发量、补充新鲜蒸汽量、压缩机压力升、进料浓度、蒸发器换热量、冷凝器热负荷、压缩机功率、COP 性能评价指标来对 MVR 蒸发系统的性能进行研究。并对模拟结果进行了理论分析,结论如下:

(1) 适当地减小压缩比,可以提高蒸发系统的 COP,减少压缩机所消耗功率,减少冷凝水的用量。理论上,压缩比越小,系统越节能、效率越高。但由于系统需要维持一定的蒸发量,因此,压缩比应该有一个合理的取值范围。

(2) 为维持系统一定的蒸发量,更好地将系统热能用于蒸发,减少新鲜蒸汽的消耗量,原料液应该加热到沸点后,再进入蒸发器中进行换热。

(3) MVR 蒸发系统更适合在低温低压下运行,同时需要结合物料的热敏性来考虑。

(4) 物料的浓度越大,沸点升越大,越不易蒸发,在蒸发前,可以对浓度较大的原料液进行适当的稀释后再进行蒸发。

参考文献

[1] 姚玉英,黄凤廉,陈常贵,等. 化工原理:上册[M]. 天津:天津

科学技术出版社,2012:290-298.

[2] ZHOU Ya-su, SHI Cheng-jun, DONG Guo-qiang. Analysis of a mechanical vapor recompression wastewater distillation system [J]. Desalination, 2014, 353: 91-97.

[3] ETTOUNEY H. Design of single-effect mechanical vapor compression[J]. Desalination, 2006, 190(1/2/3): 1-15.

[4] SHEN Jiu-bing, XING Zi-wen, ZHANG Kai, et al. Development of a water-injected twin-screw compressor for mechanical vapor compression desalination systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95: 125-135.

[5] 李伟,朱曼利,洪厚胜. 机械蒸汽再压缩系统的设计及其在食品工业中的应用[J]. 食品与机械, 2016, 32(7): 223-226.

[6] HAN Dong, HE Wei-feng, YUE Chen, et al. Study on desalination of zero-emission system based on mechanical vapor compression [J]. Applied Energy, 2017, 185: 1 490-1 496.

[7] 刘鹏,王永青. 机械蒸汽蒸馏海水淡化技术的研究和发展状况 [J]. 机电技术, 2011, 34(4): 161-165.

[8] 焦冬生. 机械蒸汽蒸馏海水淡化系统的可用能分析[J]. 太阳能学报, 2008, 29(10): 1 197-1 203.

[9] LI Yu-long, WU Hong, LIANG Xin-gong, et al. Experimental study of waste concentration by mechanical vapor compression technology[J]. Desalination, 2015, 361: 46-52.

[10] 梁林,韩东,彭涛. 机械蒸汽再压缩硫酸铵废水处理系统的分析[J]. 化学工程, 2012, 40(8): 74-78.

[11] 王谷洪,郭亮,周齐. 浅析 MVR 浓缩技术在中药方面的应用 [J]. 现代制造, 2015(35): 22-24.

[12] 张功臣. MVR 蒸发器的节能特点及其在中药浓缩中的应用 [J]. 现代制造, 2015(8): 25-28.

[13] 杨德明,叶梦飞,谭建凯,等. 机械蒸汽再压缩(MVR)热泵技术的应用进展[J]. 常州大学学报:自然科学版, 2015, 27(1): 76-80.

[14] 梁林,韩东. 蒸汽机械再压缩蒸发器的实验[J]. 化工进展, 2009, 28(S1): 358-360.

[15] YANG Jun-ling, ZHANG Chong, ZHANG Zhen-tao, et al. Study on mechanical vapor recompression system with wet compression single screw compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 103: 205-211.

[16] 石成君,周亚素,孙韶,等. 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[J]. 水处理技术, 2013, 39(12): 63-68.

[17] LIANG Lin, HAN Dong, MA Ran, et al. Treatment of high-concentration wastewater using double-effect mechanical vapor recompression[J]. Desalination, 2013, 314(4): 139-146.

[18] 李伟,朱曼利,洪厚胜. 机械蒸汽再压缩技术(MVR)研究现状 [J]. 现代化工, 2016(11): 28-31.

[19] 王力威,庄景发,杨鲁伟,等. 单螺杆水蒸汽压缩机驱动的 MVR 系统性能实验研究[J]. 中国科学院大学学报, 2015, 32(1): 38-45.

[20] 顾承真,洪厚胜,颜旭,等. 罗茨压缩机驱动 MVR 热泵系统的节点分析[J]. 现代化工, 2014, 34(4): 125-129.

[21] 路慧霞,马晓建. 水平管外降膜蒸发的传热实验[J]. 化工进展, 2009, 28(2): 203-205.

表 3 不同风选方式卷烟(单支)烟气指标

Table 3 Mainstream smoke components of different air separation ways of a cigarette

样品	重量/mg	抽吸口数/口	总粒相物/mg	焦油量/mg	CO/mg	烟碱量/mg
不风选	890.3	7.0	13.19	11.1	11.40	0.98
节能型风选机	891.4	6.8	12.94	10.7	10.80	0.90
传统多级风选	890.3	6.9	12.93	10.8	11.79	0.91

表 4 不同风选方式卷烟感官质量指标

Table 4 Different air separation ways of the sensory quality of cigarette

样品	光泽	香气	谐调	杂气	刺激性	余味	总分
不风选	5.00	29.00	5.00	10.55	17.65	22.25	89.45
节能型风选机	5.00	29.00	5.00	10.69	17.69	22.35	89.73
传统多级风选	5.00	29.00	5.00	10.62	17.67	22.32	89.61

改善,主要是杂气、刺激和余味;④ 节能型循环风式多级叶丝风选系统与传统多级风选机在产品品质方面无明显差异。

3.3 能耗对比

由表 5 可知,节能型叶丝风选机比传统多级风选器节约能耗 50%以上,节能效果显著。如果考虑空调能耗方面,节能型叶丝风选机仅有传统二级风选机除尘风量的 10%,比传统多级就地风选系统节能 90%以上,大大减轻了空调系统的负荷。经测算,仅节能型叶丝风选机自身每年可为企业节约电费 20 万元以上。

表 5 能耗对比

Table 5 Energy consumption compared

风选方式	本机功率/kW	除尘系统/kW	总功率/kW
传统多级风选	32.0	93.5	125.5
节能型风选机	49.5	4.5	54.0

4 结论

与传统多级风选机相比,采用节能型循环风式多级风选器,能耗降低 50%以上;风选后叶丝含水率提高 0.17%,温度提高 6.2℃;卷烟感官质量在杂气、刺激和余味方面有所改善。采用节能型循环风式多级风选器可有效提高风选效果,改善烟丝结构,减少烟丝温度、水分散失,降低能耗,值得推广应用。由于设备为首台样机,外观较为粗糙,部分连接处存在扬尘现象,下一步将在提高设备的外观及密封性方面开展工作。

参考文献

[1] 张辉, 孙小龙, 戈方, 等. 一种烘后叶丝松散、筛分并风选的方法[J]. 科技创新导报, 2012(10): 227.

[2] 李春光, 孙觅, 刘强, 等. 叶丝风选工艺实用性评价[J]. 烟草科技, 2010(3): 5-7.

[3] 张良斌, 罗富炜, 范明登, 等. ET22 型风分器结构优化改进及应用[J]. 食品与机械, 2016, 32(9):74-76.

[4] 江威, 张国智, 冯志斌, 等. 利用烟丝含签率检测仪研究加工工艺对烟支含签率的影响[J]. 食品与机械, 2014, 30(5):161-166, 228.

[5] 姚光明, 刘朝贤, 尤长虹, 等. FX 型就地风选器在制丝线上的

应用试验[J]. 烟草科技, 2003(8): 3-5.

[6] 熊安言, 彭桂新, 姚光明, 等. 薄层物料双面喷射式加料系统的研制与应用[J]. 烟草科技, 2015, 48(9): 81-87.

[7] 顾芳珍, 刘燕. 气流干燥器的优化设计[J]. 天津大学学报, 1996(3): 22-24.

[8] 叶德全. 切向落料器结构的改进设计[J]. 烟草科技, 1998(1): 15-16.

[9] 国家烟草专卖局. 卷烟工艺规范[S]. 北京: 中央文献出版社, 2013: 66-78.

[10] 国家烟草专卖局. GB 5606.4—2005 卷烟 第 3 部分: 包装、卷接技术要求及贮运[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005: 1-2.

[11] 全国烟草标准化技术委员会卷烟分技术委员会. YC/T 151.2—2001 卷烟 端部掉落烟丝的测定 第 2 部分: 旋转筛法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2001: 1-2.

(上接第 75 页)

[22] 何茂刚, 王小飞, 张颖. 制冷用水管降膜蒸发器的研究进展及新技术[J]. 化工学报, 2008, 59(S2): 23-28.

[23] 顾承真, 闵兆升, 洪厚胜. 机械蒸汽再压缩蒸发系统的性能分析[J]. 化工进展, 2014, 33(1): 30-35.

[24] 刘立. 机械蒸汽再压缩式降膜蒸发系统的设计和性能研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2014: 37-44.

[25] HAN Dong. Study on zero-emission desalination system based on mechanical vapor recompression technology[J]. Energy Procedia, 2015, 75: 1 436-1 444.

[26] 苏春模. 罗茨鼓风机及其使用[M]. 长沙: 中南工业大学出版社, 1999: 66-75.

[27] 刘立, 张继军, 刘燕, 等. 机械蒸汽再压缩式热泵用于降膜蒸发系统的研究[J]. 现代化工, 2014, 34(9): 128-132.

[28] 郑聪. 新型热泵操作方式的研究[D]. 天津: 天津大学, 2009: 19-20.

[29] 张治山, 杨超龙. Aspen Plus 在化工中的应用[J]. 广东化工, 2012, 39(3): 77-78.

[30] 郝冬青, 沙作良, 王彦飞, 等. 低温多效海水淡化系统的 Aspen Plus 模拟[J]. 天津科技大学学报, 2011, 26(1): 47-50.

[31] 陈军. 低温多效蒸发海水淡化系统工艺流程模拟及优化[D]. 北京: 北京化工大学, 2013: 19-33.