

离心式与旋涡式压缩机驱动的 MVR 系统运行效果比较

Operation efficiency comparison of MVR systems driven by centrifugal and vortex compressor

汤添钧¹ 刘成刚¹ 李伟华²

TANG Tian-jun¹ LIU Cheng-gang¹ LI Wei-hua²

(1. 苏州科技大学, 江苏 苏州 215009; 2. 河北乐恒化工设备制造有限公司, 河北 廊坊 065000)

(1. Suzhou University of Science and Technology, Suzhou, Jiangsu 215009, China;

2. Hebei Le Heng Chemical Equipment Manufacturing Co. Ltd, Langfang, Hebei 065000, China)

摘要:从理论上分析植物提取液浓缩用 MVR 系统的运行原理,并比较不同类型压缩机的特点。结合实例,对比离心式与旋涡式压缩机驱动的 MVR 系统的运行效果。通过统计方法计算运行半年内,两套系统累计的蒸发量与用电量。结果发现:在相同设计蒸发量下,离心式压缩机平均蒸发量为 2 545.3 kg/h,最大能效比(COP)为 15.3,单位蒸发量电耗为 0.040 kW·h/kg;旋涡式压缩机平均蒸发量为 1 908.3 kg/h,最大 COP 为 11.0,单位蒸发量电耗为 0.058 kW·h/kg。证明在保证气密性的前提下,离心式压缩机比旋涡式压缩机更适用于含乙醇植物提取液的浓缩,节能效果更佳。

关键词:浓缩;离心式压缩机;旋涡式压缩机;比较;节能

Abstract: Theoretically analyzes the operating principle of MVR system for plant extract concentration, and compares the characteristics of different types of compressors. Combined with an example, the operation efficiencies of two MVR systems driven by centrifugal and vortex compressor are researched. The total amount of evaporation and electricity consumption between the two systems are calculated through a statistical method in a half year running time. The results show that under the same design evaporation rate, the average amount of evaporation rate is 2 545.3 kg/h for centrifugal compressor, which is 1 908.3 kg/h for vortex compressor. The largest coefficient of performance (COP) is 15.3 for centrifugal compressor and 11.0 for vortex compressor. The specific electricity con-

sumptions for evaporating are 0.040 kW·h/kg and 0.058 kW·h/kg for the two types of compressors. It can be proved that under the premise of ensuring air tightness, the centrifugal compressor is more suitable for concentrating alcohol distilled plant extract than the vortex compressor, and has a better energy saving effect in concentration process.

Keywords: concentration; centrifugal compressor; vortex compressor; comparison; energy saving

蒸发浓缩是食品、药品制造过程中的一项常见工艺,既能保持植物提取液中的有效成分,又对植物提取液种类具有很强的适应性,在食品、制药行业中应用最早也最广泛^[1-3]。但常用的单效外循环蒸发器存在加热时间长、温度高、均匀性差等缺点,对热敏性和易挥发性成分的稳定性不利等弊端^[4]。同时,其高能耗也与食品行业节能减排的目标相违背。在此背景下,机械蒸气再压缩系统(MVR)受到越来越多食品制造企业关注^[5-6]。该系统利用蒸气压缩机,将蒸发出的二次蒸气再次压缩,使之重新作为热源加热物料,实现了二次蒸气潜热回收利用,从而提高了蒸气的利用率。用于食品行业的 MVR 系统主要是蒸发浓缩纯水或含乙醇溶媒提取液,文献[7~8]分别报道了离心式与螺杆式压缩机蒸发纯水的效果,两种压缩机蒸发 1 kg 纯水的电能消耗约为 0.033 kW·h,节能效果显著,针对植物提取中特有的含乙醇溶媒蒸发,目前正处于测试运行阶段,相关报道较少。

蒸气压缩机作为 MVR 系统的核心设备,对系统蒸发能力、节能效果有极其重大的影响。本研究基于两套用于含乙醇植物提取液浓缩的 MVR 系统,分别选用离心式与旋涡式压缩机,记录下在半年内的运行参数,从而对比两种压缩机驱动的 MVR 系统运行效果,旨在证明哪种类型压缩机更适

基金项目:镇江市经信类专项资金扶持项目节能与循环经济项目(编号:镇经信[2015]103 号)

作者简介:汤添钧,男,苏州科技大学在读硕士研究生。

通讯作者:刘成刚(1958—),男,苏州科技大学教授。

E-mail: cliu1977@163.com

收稿日期:2016-08-09

用于含醇溶媒的蒸发,为 MVR 系统在食品行业植物提取中的高效运行提供依据。

1 基于 MVR 的蒸发浓缩系统

1.1 系统描述

结合蒸发浓缩工艺的特点,运用于植物提取液浓缩的 MVR 系统基本流程见图 1。

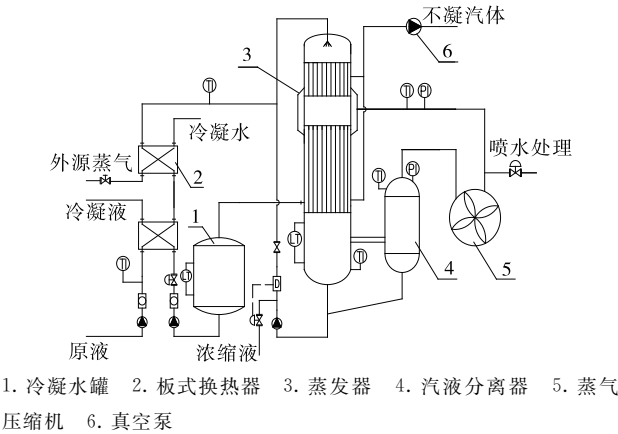


图 1 MVR 系统流程图
Figure 1 Schematic diagram of MVR system

系统流程为:原液由温度 T_0 经过两级预热至饱和温度 T_e ,进入蒸发器内。在建立真空后,分离器内存在一定的闪蒸蒸气,启动压缩机。稳定运行后,原液在蒸发器管层内沸腾蒸发,汽液两相流通过蒸发器下部的平衡管进入分离器中,气相被压缩机吸入,液相则通过分离器底部的管道返回蒸发器。压缩后的过热蒸气经喷水处理,变成同压力下的饱和蒸气进入蒸发器壳程,冷凝放出潜热。蒸发器中的原液通过原料泵不断补充,当循环管上的密度传感器到达设定值时,工艺完成,将浓缩液输出系统。

1.2 MVR 系统热力学分析

原液受热蒸发形成的二次蒸气,在 MVR 系统中的热力学过程见图 2。饱和二次蒸气从状态点 A 进入压缩机,经过一多变过程压缩到状态点 S,蒸气的温度、压力、焓值提升后变为过热状态;过热蒸气经过喷水处理消除过热,达到状态点 B;高温、高压的饱和二次蒸气重新作为热源进入蒸发器

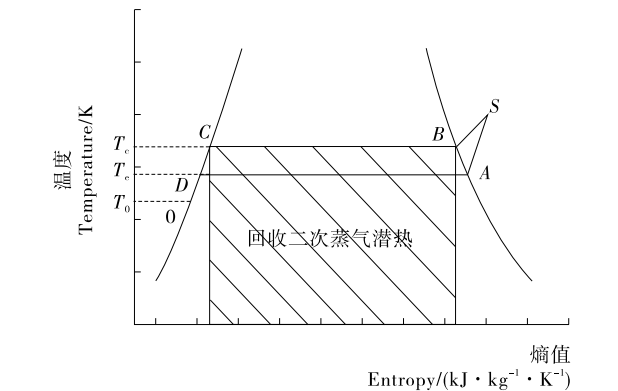


图 2 蒸气热力学过程图
Figure 2 The thermodynamic process of vapor

壳程,冷凝放出潜热到达 C 点,最终进入到冷凝水罐内。这样,原先要废弃的蒸气就得到了充分利用,回收的潜热量为图 2 中的阴影部分。

1.3 主要参数测量与计算

1.3.1 二次蒸气蒸发量 二次蒸气实际蒸发量 M 通过冷凝流量计与冷凝水罐液位变化测得,计算公式:

$$M = q\rho + \frac{\Delta h S\rho}{\Delta t}, \tag{1}$$

式中:
 q ——冷凝流量计读数, m^3/s ;
 ρ ——冷凝液的密度, kg/m^3 ;
 S ——冷凝水罐底面积, m^2 ;
 Δh ——冷凝水罐液位变化, m ;
 Δt ——测量时间, s 。

1.3.2 二次蒸气放热量 假设二次蒸气冷凝放出的热量全部被原液吸收,并且原液经预热至沸点进入蒸发器,故二次蒸气放出的热量全部用于溶媒蒸发上^[9],二次蒸气冷凝过程放出热量见式(2)。

$$Q = M(h_B - h_C) = Mr, \tag{2}$$

式中:
 Q ——二次蒸气放热量, kW ;
 h_B ——消除过热后饱和蒸气比焓, kJ/kg ;
 h_C ——二次蒸气冷凝后的液相比焓, kJ/kg ;
 r ——压缩后二次蒸气的汽化潜热, kJ/kg 。

1.3.3 压缩机功率 将二次蒸气的压缩升温过程视为多变过程,在给定工况的压缩机多变压缩功 W_{pol} 可以按式(3)进行计算。

$$W_{\text{pol}} = \frac{m}{m-1} q_v P_A \left[\left(\frac{P_S}{P_A} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \tag{3}$$

式中:
 m ——多变指数;
 q_v ——压缩机进汽体积流量, m^3/s ;
 P_A ——压缩机进汽压力, kPa ;
 P_S ——压缩机出汽压力, kPa 。

压缩机电机实际消耗的功率 W_0 通过电机电流计算获得,计算公式:

$$W_0 = \sqrt{3} UI \cos\varphi, \tag{4}$$

式中:
 U ——电压, 380 V ;
 I ——电机电流, A ;
 $\cos\varphi$ ——电机功率因数。

考虑到电机自身效率,以及压缩机与电机之间通过齿轮或其他传动方式联接以提高转速,压缩功与电机实际消耗功率之间的关系:

$$W_0 = \frac{W_{\text{pol}}}{\eta_0 \eta_m \eta_{\text{pol}}}, \tag{5}$$

式中:
 η_0 ——电机效率, %;
 η_m ——机械效率, %;

η_{pol} ——多变效率, %。

不同的压缩机结构类型存在差异, 传动方式不同, 造成各效率值有所区别, 从而会直接影响系统实际运行效果。

1.3.4 能效比 COP 能效比 COP 为二次蒸气放热量与压缩机电机消耗功率的比值, 用以衡量压缩机对电能的利用效率与系统节能效果, 计算过程为:

$$\text{COP} = \frac{Q}{W_0},$$

(6)

2 蒸汽压缩机对比

作为 MVR 系统内的核心部件, 蒸汽压缩机在系统中起到至关重要的作用。目前, 中国压缩机还是以进口为主, 如泰悉尔(Tuthill)、西门子(Siemens)、琵乐(Piller)等知名品牌^[10], 但随着中国压缩机研发、制造技术的日趋成熟, 国产蒸汽压缩机也得到越来越多使用。

MVR 压缩机目前的发展趋势主要是离心式压缩机、螺杆式压缩机与旋涡式压缩机。离心式压缩机适用于大流量小温升的工况, 此外, 离心式压缩机输入功率可以大部分转化为流体功率, 效率较高, 在高效率区内流体流动平稳, 应用最为广泛。但也存在喘振与工质泄漏等弊端, 因而常运用于以水为蒸发介质的工艺中。

容积型压缩机主要以螺杆式为主, 该类型压缩机压缩比较高, 可实现湿压缩, 常应用于处理高浓度废水^[8], 但长期运转后螺杆间隙会变大, 且维修不便。

旋涡式压缩机是一种介于离心式与容积式之间的压缩机^[11], 具有较高的气密性, 由于该类型压缩机借助流体之间的动量交换(撞击)来传递能量, 并伴有较大冲击损失, 所以旋涡式压缩机效率较低。三类压缩机对比见表 1。植物提取液浓缩工艺常选用离心式或旋涡式压缩机。

表 1 不同类型压缩机比较

Table 1 Comparison of different types of compressor

项目	离心压缩机	螺杆压缩机	旋涡压缩机
工作类型	动力型	容积型	摩擦型
处理量	较高	较低	一般
总效率	55%~65%	50%~60%	35%~45%
特点	处理量大; 存在喘振、介质泄漏风险	压缩比较高, 适用于处理高浓度废水; 处理量较小	结构简单, 密封性能较好, 设备紧凑; 效率较低

3 案例分析

两家食品制造企业提取车间进行浓缩工艺节能改造, 采用 MVR 系统替代原先的外循环蒸发器, 蒸发液为某植物提取液, 设计蒸发量均为 2.5 t/h。待蒸发的料液中含有 40% VOL 的乙醇, 需着重考虑压缩机密封性能, 防止乙醇蒸气泄漏造成危险。

两套 MVR 系统都选用同一规格的降膜式蒸发器及其他辅助设备, 蒸发器换热面积均为 210 m²。只有压缩机类型有所区别, 厂家 A 选用旋涡式压缩机, 单台装机功率 30 kW, 采用 4 台并联运行以提高蒸发量; 厂家 B 选用单台离心式压

缩机, 装机功率 110 kW, 通过机械密封加蒸气密封的方式保证气密性, 系统每天大约运行 9 h, 每月开机 25 d。

统计出两套 MVR 系统正常运行半年内的运行参数。在实际运行中, 压缩机电流存在波动, 且蒸发量与压缩机电流大小相关, 运用 BIN 参数法计算得出系统累计蒸发量(ΣM)与累计用电量(ΣW), 计算公式:

$$\Sigma M = \sum_{i=1}^n (M_i t_i),$$

(7)

$$\Sigma W = \sum_{i=1}^n (W_i t_i),$$

(8)

式中:

M_i ——平均电流对应的蒸发量, kg/h;

W_i ——平均电流下的实际功率, kW;

t_i ——电流区间内的运行时间, h。

(1) 旋涡式压缩机运行记录: 通过监控平台对旋涡式压缩机半年内的电流值进行监测, 发现 4 台压缩机总电流基本在 155~205 A 变化, 不同电流对应的运行时间不同。已知 4 台压缩机的总额定功率为 120 kW, 额定电压为 380 V, 电机功率因数为 0.89, 鉴于电机电流在一定区间内是连续变化的, 将电流 155~205 A 分成 10 个区间, 分别统计不同区间内 4 台压缩机的运行时间, 同时获取平均电流对应的实际蒸发量与实际功率。将参数代入式(7)和(8), 计算出的 ΣM 与 ΣW 见表 2。

在实际运行中, 通过 COP 反映压缩机对电能的利用情况, 其值越大, 表明压缩机对电能的利用率越高。由表 2 可以看出, 当压缩机功率为 118.6 kW 时, COP 最大, 为 11.0。随着压缩机实际功率不断减小, COP 逐渐降低, 压缩机对电能的利用率下降。

(2) 离心式压缩机运行记录: 对离心式压缩机驱动的 MVR 系统半年内的运行参数进行统计, 用同样的方法计算出的 ΣM 与 ΣW 见表 3。

与旋涡式压缩机相比, 在相同的运行时间内, 离心式压缩机总蒸发量明显上升, 而用电量却略有下降; 同时, 离心式压缩机 COP 也随实际功率的减小而不断降低。

4 运行效果对比

两种类型压缩机不同电流所对应的蒸发量与 COP 曲线见图 3、4。由图 3 可知, 两种压缩机蒸发量都与电机电流近似呈线性关系; 相同的电流下, 离心式压缩机蒸发量明显高于旋涡式压缩机蒸发量; 离心式压缩机电流达到 179.75 A 时, 蒸发量达到 2 850 kg/h, 而 4 台旋涡式压缩机总电流为 202.5 A 时, 蒸发量仅为 2 280 kg/h; 虽然 4 台旋涡式压缩机与 1 台离心式压缩机的设计蒸发量相同, 实际运行情况表明: 离心式压缩机蒸发量更大, 在保证气密性的前提下, 更适用于含乙醇植物提取液的浓缩。

两套 MVR 系统, 运行半年时间内, 旋涡式压缩机共计蒸发溶媒 2 576 213.2 kg, 运行时间为 1 350 h, 计算出平均蒸发量为 1 908.3 kg/h; 在相同的运行时间内, 离心式压缩机共计蒸发 3 436 151.5 kg, 平均蒸发量为 2 545.3 kg/h。与旋涡式压缩机相比, 离心式压缩机的平均蒸发量提高了 637 kg/h。

表 2 旋涡式压缩机驱动的 MVR 系统 ΣM 与 ΣW

Table 2 ΣM and ΣW of MVR system driven by vortex compressor

序号	区间	平均电 流/A	时间/ h	实际蒸发量/ (kg · h ⁻¹)	ΣM / kg	实际功 率/kW	ΣW / (kW · h)	COP _{vc}
1	[205,200)	202.5	189	2 280.0	430 920.0	118.6	22 415.4	11.0
2	[200,195)	197.5	219	2 185.0	478 515.0	115.7	25 338.3	10.8
3	[195,190)	192.5	290	2 014.2	584 118.0	112.8	32 712.0	10.2
4	[190,185)	187.5	302	1 886.7	569 783.4	109.8	33 159.6	9.8
5	[185,180)	182.5	120	1 630.4	195 648.0	106.9	12 828.0	8.7
6	[180,175)	177.5	109	1 502.9	163 816.1	104.0	11 336.0	8.3
7	[175,170)	172.5	58	1 359.5	78 851.0	101.0	5 858.0	7.7
8	[170,165)	167.5	39	1 255.9	48 980.1	98.1	3 825.9	7.3
9	[165,160)	162.5	14	1 141.9	15 986.6	95.2	1 332.8	6.9
10	[160,155)	157.5	10	959.5	9 595.0	92.3	923.0	5.9
总计			1 350		2 576 213.2		149 729.0	

表 3 离心式压缩机驱动的 MVR 系统 ΣM 与 ΣW

Table 3 ΣM and ΣW of MVR system driven by centrifugal compressor

序号	区间	平均电 流/A	时间/ h	实际蒸发量/ (kg · h ⁻¹)	ΣM / kg	实际功 率/kW	ΣW / (kW · h)	COP _{vc}
1	[181,178.5)	179.75	231	2 850.0	658 350.0	106.5	24 601.5	15.3
2	[178.5,176)	177.25	212	2 741.7	581 240.4	105.0	22 260.0	14.9
3	[176,173.5)	174.75	190	2 626.8	499 092.0	103.5	19 665.0	14.5
4	[173.5,171)	172.25	179	2 520.4	451 151.6	102.0	18 258.0	14.1
5	[171,168.5)	169.75	153	2 471.9	378 200.7	100.6	15 391.8	14.0
6	[168.5,166)	167.25	139	2 396.4	333 099.6	99.1	13 774.9	13.8
7	[166,163.5)	164.75	85	2 333.7	198 364.5	97.6	8 296.0	13.7
8	[163.5,161)	162.25	64	2 218.3	141 971.2	96.1	6 150.4	13.2
9	[161,158.5)	159.75	87	2 023.5	176 044.5	94.6	8 230.2	12.2
10	[158.5,156)	157.25	10	1 863.7	18 637.0	93.1	931.0	11.4
总计			1 350		3 436 151.5		137 558.8	

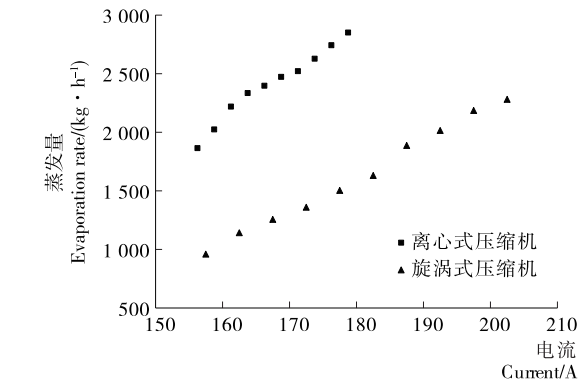


图 3 蒸发量随电流的变化

Figure 3 The change of evaporation rate with current

由图 4 可知,离心式压缩机对电能的利用效率高 于旋涡式压缩机,离心式蒸汽压缩机最大 COP 为 15.3,而 4 台旋涡式压缩机总 COP 最大值为 11.0。虽未测定单台旋涡式压缩机的 COP,但 4 台压缩机并联运行,进气量存在差异、做功大小不一,造成总 COP 下降。

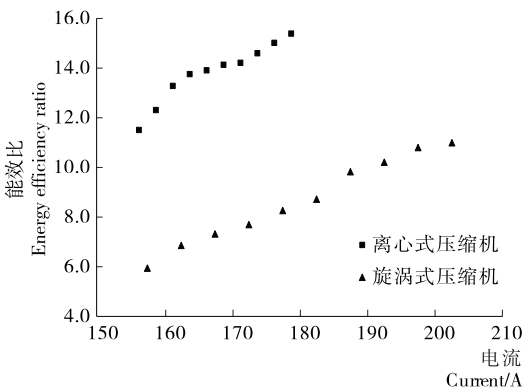


图 4 COP 随电流的变化

Figure 4 The change of COP with current

在运行半年时间内,旋涡式压缩机消耗电能 149 729.0 kW · h,单位蒸发量电耗为 0.058 kW · h/kg;离心式压缩机消耗电能 137 558.8 kW · h,单位蒸发量电耗为 0.040 kW · h/kg。与旋涡式压缩机相比,离心式压缩机单位

(下转第 204 页)

[25] WELTI-CHANES J, VERGARA-BALDERAS F, BERMUDEZ-AGUIRRE D. Transport phenomena in food engineering: basic concepts and advances[J]. Journal of Food Engineering, 2005, 67(1/2): 113-128.

[26] SCHEERLINCK N, VERBOVEN P, FIKIIN K A, et al. Finite element computation of unsteady phase change heat transfer during freezing or thawing of food using a combined enthalpy and Kirchhoff transform method[J]. Transactions of the Asae American Society of Agricultural Engineers, 2001, 44(2): 429-438.

[27] SANTOS M V, LESPINARD A R. Numerical simulation of mushrooms during freezing using the FEM and an enthalpy: Kirchhoff formulation[J]. Heat and Mass Transfer, 2011, 47(12): 1 671-1 683.

[28] TOMAS N, SUN Da-wen. Computational fluid dynamics (CFD) - an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review [J]. Trends in Food Science & Technology, 2006, 17(11): 600-620.

[29] CLELAND D J, CLELAND A C, JONES R S. Collection of accurate experimental data for testing the performance of simple methods for food freezing time prediction[J]. Journal of Food Process Engineering, 1994, 17(1): 93-119.

[30] CAMPAÑONE L A, SALVADORI V O, MASCHERONI R H. Food freezing with simultaneous surface dehydration: approximate prediction of freezing time[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2005, 48(6): 1 205-1 213.

[31] 李杰, 谢晶, 陆方娟. 食品冻结过程温度场及冻结时间的数值

模拟与实验研究[J]. 食品工业科技, 2009(2): 123-125.

[32] KOTCHETKOV N D, MIKHAILIN N V, AVERIN G D. The effect of air temperature and velocity at various periods upon the technological characteristics during meat freezing[J]. Proceedings of the International Congress of Refrigeration (13th Washington), 1973(3): 205-213.

[33] MOLEERATANOND W. Heat exchange of boxed ground beef as influenced by packaging, refrigeration temperatures and air velocities[J]. Dissertation Abstracts International, 1982, 42(8): 148-178.

[34] DOMINGUEZ M, ELVIRA C, FUSTER C. Influence of air velocity and temperature on the two-stage cooling of perishable large-sized products[J]. Bulletin de l’Institut International du Froid, 1975(4): 83-90.

[35] 张珍, 谢晶. 带有上下均风孔板的速冻装置中流场及温度场的数值模拟[J]. 制冷学报, 2009, 30(5): 36-40.

[36] 张珍, 谢晶. 上下冲击式高效鼓风冻结装置速度场的数值模拟与验证[J]. 低温工程, 2008(6): 45-50.

[37] 李杰, 谢晶. 鼓风冻结虾仁时间的数值模拟及实验验证[J]. 农业工程学报, 2009, 25(4): 248-252.

[38] SARKAR A, SINGH R P. Air impingement technology for food processing: visualization studies[J]. Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie, 2004, 37(8): 873-879.

[39] HU Ze-hua, SUN Da-wen. Modelling of an experimental air-blast freezer using CFD code, in: advance in refrigeration system, food technologies and cold chain [J]. International Institute of Refrigeration, 1998, 6: 395-400.

(上接第 100 页)

蒸发量电耗下降了 0.018 kW · h/kg。

根据上述运行结果,在相同的设计蒸发量下,单台离心式压缩机的蒸发量、耗电量、压缩机 COP 均明显优于 4 台并联运行的旋涡式压缩机。其原因主要是:① 单台压缩机运行比 4 台压缩机分散运行更加稳定,单台压缩机额定功率小于 4 台额定功率之和。② 离心式压缩机运行效率高于旋涡式压缩机,对电能的利用更加充分。③ 旋涡式压缩机内部流体冲击损失较大,并联运行,管路阻力损失增加。

5 结论

① 两种压缩机蒸发量都与电机电流近似成线性关系。② COP 均随着实际功率的减小而降低。③ 在相同的设计蒸发量下,离心式压缩机平均蒸发量为 2 545.3 kg/h,最大 COP 为 15.3,单位蒸发量电耗为 0.040 kW · h/kg;而旋涡压缩机的平均蒸发量为 1 908.3 kg/h,最大 COP 为 11.0,单位蒸发量电耗为 0.058 kW · h/kg。④ 在保证气密性的前提下,离心式压缩机比旋涡式压缩机更适用于含乙醇植物提取液的浓缩,节能效果更佳。

参考文献

[1] 吕少华, 于颖, 张利, 等. 中药蒸发浓缩设备的应用[J]. 广东化

工, 2012, 39(5): 175-182.

[2] 宋继田, 张韩霏, 王慎钰, 等. 热管蒸发器浓缩果汁芳香成分变化规律研究[J]. 食品与机械, 2012, 28(2): 3-5.

[3] 朱永峰, 李庆生, 柳杰, 等. LD 苹果酸降膜蒸发器内流体的传热性能模拟[J]. 食品与机械, 2013, 29(3): 173-176.

[4] 杨明, 伍振峰, 王雅琪, 等. 中药制药装备技术升级的政策、现状与途径分析[J]. 中草药, 2013, 44(3): 247-252.

[5] 顾承真, 颜旭, 张志强, 等. 机械蒸汽再压缩蒸发系统的性能研究进展[J]. 食品与机械, 2013, 29(5): 234-269.

[6] 赵媛媛, 赵磊, 钱方, 等. 机械蒸汽再压缩(MVR)蒸发器在食品工业中的应用[J]. 中国乳品工业, 2015, 43(1): 27-50.

[7] 庞卫科, 林文举, 潘麒麟, 等. 离心风机驱动机械蒸汽再压缩热泵系统的性能分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(12): 142-146.

[8] 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.

[9] 顾承真, 洪厚胜, 张志强, 等. 罗茨压缩机驱动 MVR 热泵系统的实验研究[J]. 化工进展, 2015, 34(6): 1 602-1 612.

[10] 刘立, 张继军, 刘燕, 等. 机械蒸汽再压缩技术在蒸发领域的应用[J]. 化学工程, 2014, 42(11): 1-5.

[11] 张帆, MARTIN Böhle, 裴吉, 等. 侧流道泵叶轮轴径向间隙内流动特性数值模拟与验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10): 78-83.