

复叠式与二级压缩式热泵冷冻干燥系统 循环特性比较

刘永忠, 杨丽坤, 孙 皓, 冯 霄
(西安交通大学 化学工程系, 陕西 西安 710049)

摘 要: 为了降低干燥过程的能耗, 提高冷冻干燥过程的经济性, 故以 R600a/R290 和 R290 为工质, 分别构建了复叠式循环和二级压缩式循环的热泵冷冻干燥系统。对 2 种热泵干燥系统的构建方法和循环性能进行了分析和计算, 并讨论了中间温度、加热温度和冷阱温度变化对系统循环特性的影响。计算结果表明, 复叠式热泵循环和二级压缩式热泵循环均可用于冷冻干燥系统; 在常规的冷冻干燥条件下, 系统中采用复叠式热泵循环较适宜。

关键词: 冷冻干燥; 热泵; 复叠式热泵; 二级压缩式热泵; 循环性能

中图分类号: TB69; TB657

文献标识码: A

文章编号: 1006-7086(2004)02-0089-05

COMPARISON ON PERFORMANCES OF CASCADE HEAT PUMP AND TWO-STAGE COMPRESSION HEAT PUMP FOR FREEZE-DRYER

LIU Yong-zhong, YANG Li-kun, SUN Hao, FENG Xiao
(Department of Chemical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reduce the energy consumption and improve economic performance of freeze-drying, a cascade system and a two-stage compression heat pump system for freeze-dryers, in which R600a/R290 and R290 served as work fluids respectively, have been investigated. The analyses on the performance of the two systems were conducted through variation of the temperature in the intermediate heat exchanger, heating platen and vapor condenser. The results show that the two systems are both feasible to freeze-dryer. Under the operational conditions in convention, the cascade heat pump system is slightly superior to the two-stage compression system.

Key words: freeze-drying; heat pump; cascade heat pump; two-stage compression heat pump; performance

1 引 言

冷冻干燥广泛地应用于食品、生物、制药、医学、化工和材料等领域, 已成为高附加值物料干燥脱水的重要方法之一^[1,2]。干燥速率低、干燥时间长、干燥过程能耗高和干燥设备投资费用大等缺点成为制约冷冻干燥技术大规模工业应用的技术瓶颈。因此, 降低冷冻干燥过程能耗、提高冷冻干燥过程的经济性、开发新型节能装置是冷冻干燥技术发展的研究热点。

冷冻干燥过程中, 干燥室中的加热搁板加热冻结物料, 提供物料中冰升华所需要的热量, 从物料中逸出的水蒸气由水气冷凝器捕集。按照冷冻干燥机的常规操作条件, 辐射加热搁板的工作温度为 60~80 °C, 水气凝结器的工作温度低于-40 °C, 冷源与热源的温度相差了 100~120 °C, 在干燥过程中同时需要热量和冷量。热泵装置可以使热量从低温物体转移到高温物体, 并可将低温热能转变为可用的热能。而热泵装置中压缩机的单级压缩比一般不超过 8~10^[3], 为了获得较低的蒸发温度和较高的冷凝温度, 就要应用多级压

收稿日期: 2003-12-13.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (20206026).

作者简介: 刘永忠 (1968—), 男, 浙江省宁波市人, 博士, 副教授, 从事冷冻干燥、化工过程的数学模拟等方向的研究。

缩循环,使单级的压缩比降低,效率提高。为了提高冷冻干燥过程的经济性,提高系统的能量利用效率,提高系统运行的经济性,因而可将多级压缩循环的热泵装置用于冷冻干燥系统。

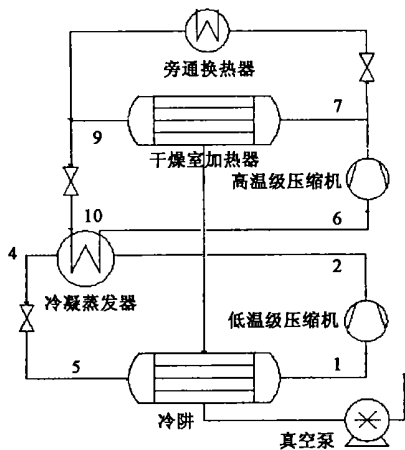
作者以 R600a/R290 和 R290 为工质,分别构建了复叠式循环和二级压缩式循环的热泵冷冻干燥系统。对 2 种热泵干燥系统的构建方法和循环性能进行了分析,并计算和分析了中间温度、加热温度和冷阱温度变化对热泵系统循环特性的影响。

2 复叠式与二级压缩式热泵冷冻干燥系统

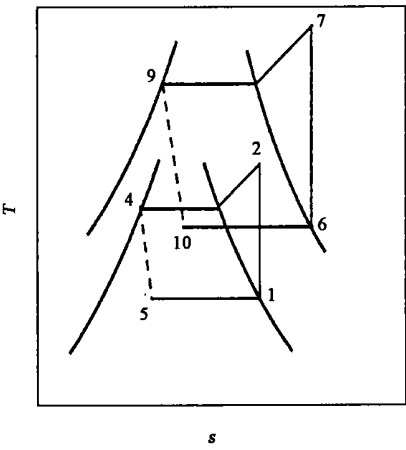
2.1 复叠式热泵冷冻干燥系统

复叠式热泵循环由两部分组成,即高温级和低温级。两部分组成各自独立的循环系统,用冷凝蒸发器将这两个系统联系在一起,它既是高温级的蒸发器,也是低温级的冷凝器。图 1(a)表示复叠式热泵冷冻干燥系统的原理流程图。

高温级由高温级压缩机、干燥室加热器、旁通换热器、节流阀和冷凝蒸发器等组成封闭循环。循环工质在干燥室加热器的搁板内冷凝,加热被冻结的含湿物料,在低压下使物料中的冰升华为水蒸气,使物料脱



(a) 系统原理流程图



(b) T-s 图

图 1 复叠式热泵冷冻干燥系统

水。低温级由低温级压缩机、冷凝蒸发器、节流阀和水气凝结器等组成封闭循环。循环工质在水气凝结器中管内蒸发,降低水气凝结器温度,并捕集干燥过程中升华的水蒸气,以维持系统的真空度和防止水蒸气进入真空泵。

在间歇式冷冻干燥系统中,由于升华干燥过程中的水蒸气全部由水气凝结器捕集,如果忽略在升华-凝华过程中升华水蒸气的显热变化,则在干燥过程中,干燥室的加热负荷与水气凝结器的冷凝负荷大致相等。在此系统中热泵的制热量则大于干燥过程中所需的加热量,多余热量可用于弥补干燥室的热量损失,以及由旁通换热器加以利用,如加热清洗和消毒用水、用于冷冻干燥物料的前处理过程等。

图 1(b)给出了该热泵系统在 T-s 图上的工作过程:1—2 和 6—7 为压缩过程;2—4 为低温级工质的等压冷却冷凝过程;7—9 是高温级工质的等压冷却冷凝过程;4—5 和 9—10 分别是高温级和低温级工质的节流过程;5—1 和 10—6 是循环工质的蒸发过程。

2.2 二级压缩式热泵冷冻干燥系统

二级压缩循环是将来自蒸发器的低压蒸气先经低压级压缩机压缩到某一中间压力,然后进入高压级压缩机压缩到冷凝压力,这样既可以满足热泵系统蒸发温度和冷凝温度的要求,又可使压缩机的压缩比控制在合理范围内。

二级压缩按其节流方式和高压级压缩机的吸气状态可分为^[3,4]:二级节流中间完全冷却循环、二级节流中间不完全冷却循环、一级节流中间完全冷却循环和一级节流中间不完全冷却循环 4 种形式。采用一级节

流时,工质液体是直接从冷凝压力节流到蒸发压力,可利用其压力差实现远距离或向高处供液,而且易于调节。

一级节流中间完全冷却循环与一级节流中间不完全冷却循环的唯一不同点,是低压级压缩机的排气在中间冷却器中被冷却成饱和蒸气。低压级压缩机排气冷却时要放出过热热量,因而在中间冷却器中要引起中压液体工质的蒸发,这将使高压压缩机的流量增加。但高压压缩机所吸入的不再是过热蒸气,而是饱和蒸气。因此,高压级压缩机的排气温度不会过高,这对绝热指数较高的工质比较有利。

图2(a)和(b)分别示出二级压缩一级节流中间完全冷却循环系统原理流程图和热泵系统工作的 $\lg p-h$ 图。如图(a)所示:冷阱(蒸发器)的低压蒸气8由低压级压缩机吸入,并压缩到中间压力 p_m 后进入中间冷却

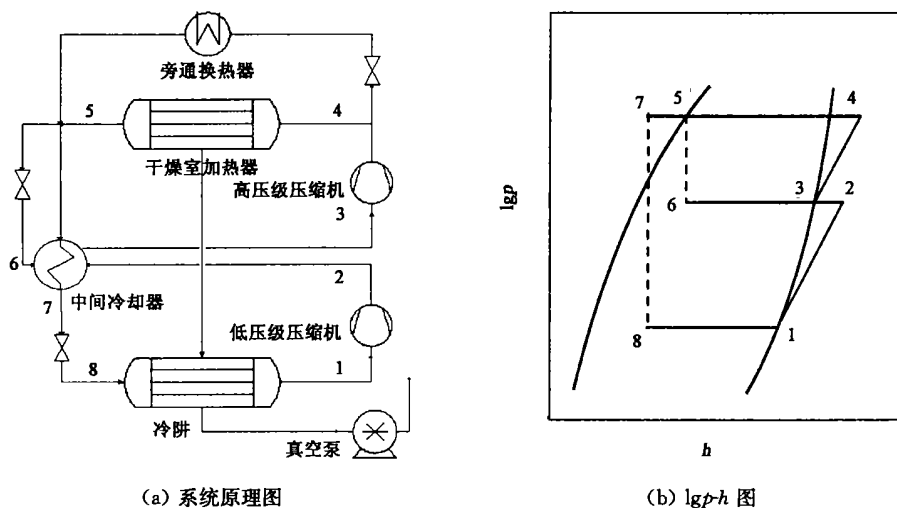


图2 二级压缩热泵冷冻干燥系统

器,被其中的循环工质液体冷却为该压力下的饱和蒸气,与经节流阀的闪发蒸气6一同被高压级压缩机吸入,压缩到冷凝压力 p_k 进入干燥室加热器和旁通换热器(冷凝器)。高压液体分成两路:一路经节流阀节流至中间压力 p_m 进入中间冷却器,利用其产生的冷量来冷却低压压缩机的排气和盘管中的液体,吸热蒸发后的蒸气与低压级压缩机的排气一同进入高压压缩机;另一路高压液体在中间冷却器的盘管内过冷后经节流阀节流至蒸发压力 p_0 ,在冷阱(蒸发器)中吸热蒸发。

图2(b)表示该循环在 $\lg p-h$ 图上的各个过程:1—2为低压压缩机中压缩过程;2—3为低压排气在中间冷却器中冷却过程;3—4为高压压缩机的压缩过程;7—5为高压级排气在冷凝器中的冷凝过程;5—6为在节流阀中节流至中间压力的过程;6—3为在中间冷却器中的蒸发过程;7—8为高压液体在节流阀中节流至蒸发压力的过程;8—1为蒸发器中的蒸发过程。

对比图1和图2可以看出,复叠循环是2种不同工质循环的叠合,与二级压缩循环相比其优点是可以利用不同工质适用于不同的温度范围,可工作于温差较大的场合,但缺点是一个热泵系统使用2种不同的工质。

2.3 循环特性的计算

为了考察热泵循环冷冻干燥系统的能量利用效率,可根据图1(b)所示复叠热泵循环的工作状态点来计算复叠循环的供热系数 COP_c 。

$$COP_c = \frac{Q_k}{N_d + N_g} = \frac{(h_2 - h_4) \times (h_7 - h_9)}{(h_2 - h_1) \times (h_6 - h_{10}) + (h_2 - h_4) \times (h_7 - h_6)} \quad (1)$$

与复叠式热泵循环类似,由图2(b)所示的状态点,可将二级压缩中间完全冷却热泵循环的 COP_T 表示为

$$COP_T = \frac{Q_k}{N_d + N_g} = \frac{(h_2 - h_7) \times (h_4 - h_5)}{(h_2 - h_1) \times (h_3 - h_5) + (h_2 - h_7) \times (h_4 - h_3)} \quad (2)$$

式中 Q_k 为冷凝器的加热负荷,该加热负荷为干燥室加热器的热负荷与旁通换热器加热负荷之和, kW; N_d 为

低温级或低压级压缩机的输入功率, kW; N_g 为高温级或高压级压缩机的输入功率, kW。

3 计算结果的分析与讨论

在复叠热泵冷冻干燥系统中, 高温级以 R600a 为工质, 低温级以 R290 为工质^[5]。为了研究该系统能量利用率的情况, 针对系统进行计算。计算中制冷量 Q_0 取 3.1 kW, 低温级循环的蒸发温度 T_0 取 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, 高温级循环的冷凝温度 T_K 取 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, 冷凝蒸发器的传热温差取 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。 T_m 定义为高温级循环的蒸发温度一致。高温级压缩机和低温级压缩级的等熵效率均取 0.75。为了避免使高温级循环压缩机压缩后进入两相区, 计算中压缩机吸气过热度取 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

对于二级压缩一级节流中间完全冷却的热泵循环, 系统的工质采用 R290。为了便于比较和分析, 计算中制冷量 Q_0 、低压级循环的蒸发温度 T_0 、高压级循环的冷凝温度 T_K 、压缩机等熵效率等与复叠式热泵循环的计算参数相同。

3.1 中间温度变化对循环特性的影响

图 3 表示中间温度变化对热泵冷冻干燥系统循环性能的影响。由图可以看出, 当中间温度变化时, 对于复叠式热泵和二级压缩式热泵冷冻干燥系统, 均存在最佳的中间温度, 使系统的 COP 值达到最大, 而且复叠式热泵的 COP 值高于二级压缩式热泵。当中间温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 复叠式热泵的 COP 值达到最大值 1.89; 当中间温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 二级压缩式热泵的 COP 值达到最大值 1.87。当中间温度从 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化到 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 复叠式热泵的 COP 值的变化幅度小于 1.00%, 而二级压缩式热泵的 COP 值的变化幅度为 1.75%, 表明中间温度变化对复叠式热泵运行性能的影响较小。复叠式热泵的供热性能略高于二级压缩式热泵, 中间温度的变化对复叠式热泵和二级压缩式热泵整体供热性能的影响均较小。

3.2 冷凝温度变化对循环特性的影响

当需要改变冷冻干燥过程加热操作条件时, 热泵的冷凝温度也需随之改变。图 4 表示冷凝温度变化对热泵冷冻干燥系统循环性能的影响。由图可以看到, 当蒸发温度维持 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 不变、且中间温度取最佳值时,

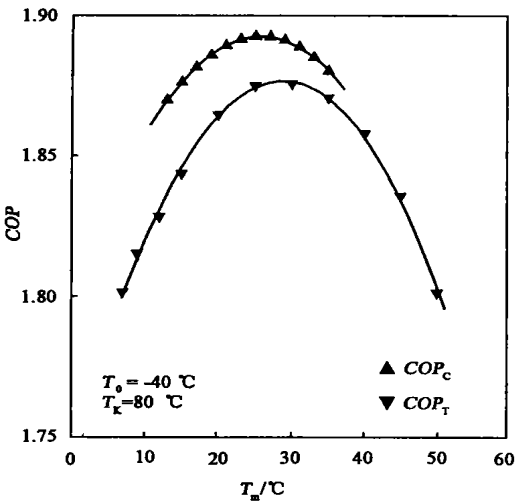


图 3 中间温度变化对热泵冷冻干燥系统循环性能的影响

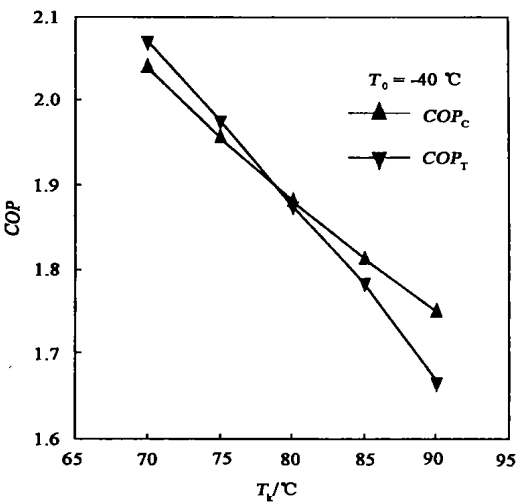


图 4 冷凝温度对热泵冷冻干燥系统循环性能的影响

热泵循环的供热系数随冷凝温度的上升而下降。当冷凝温度由 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 复叠式热泵的供热系数从 2.05 变化到 1.75, 降低了 14.7%; 而二级压缩式热泵的供热系数则从 2.67 降至 1.67, 降低了 19.3%, 表明冷凝温度对二级压缩式热泵的供热性能影响较大。

因此, 在热泵冷冻干燥系统实际运行中, 只要能满足加热的温度要求, 就应适当控制热泵系统冷凝温度, 以保证热泵系统获得较高的供热系数。

3.3 蒸发温度变化对循环特性的影响

为了捕集升华干燥的水蒸气,冷冻干燥系统的冷阱就需要维持在较低的温度水平。为了考察冷阱工作温度对热泵干燥系统性能的影响,作者故此计算了蒸发温度变化对热泵冷冻干燥系统的循环性能的影响,其结果如图 5 所示。

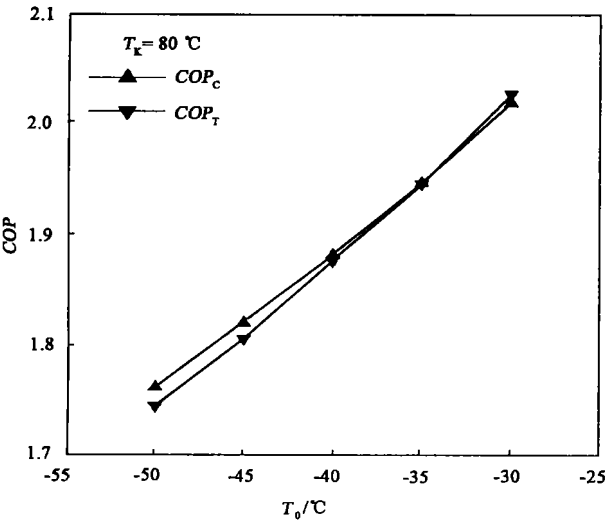


图 5 蒸发温度对热泵冷冻干燥系统循环性能的影响

由图 5 可见,热泵循环供热系数随着蒸发温度升高而增大。当蒸发温度从-50℃上升到-30℃时,复叠式热泵的供热系数则由 1.76 变化到 2.02,增大了 14.7%,而二级压缩式热泵的供热系数则由 1.74 增至 2.03,增大了 16.7%,两者大致相同。

因此,在实际运行中,只要能满足捕集升华水蒸气的温度要求,提高冷阱的工作温度则会有利于热泵冷冻干燥系统获得较高的供热系数和较好的经济性。

3.4 循环特性的比较

表 1 列出上述 2 种热泵冷冻干燥系统循环性能的比较。由表 1 数据可见,2 种热泵冷冻干燥系统在蒸发压力、高(压)温级压比、低(压)温级压比和高(压)温级压缩终温等方面非常类似。然而对于冷凝压力,复叠式热泵的冷凝压力远低于二级压缩式热泵。这就意味着,从满足压缩机和系统的强度要求看,复叠式热泵

的造价相对低廉,但缺点是在热泵系统中需采用 2 种不同的循环工质。

表 1 循环性能的比较

系统	p_0/kPa	p_K/kPa	p_K/p_m	p_m/p_0	高温(压)级压缩终温/ $^\circ\text{C}$
R600a/R290 复叠循环	110.1	1 363	3.86	9.8	87.9
R290 二级压缩循环	110.1	3 143	3.32	8.6	86.2

注: $T_0=-40\text{ }^\circ\text{C}$, $T_K=80\text{ }^\circ\text{C}$, $T_m=25\text{ }^\circ\text{C}$ (复叠式循环), $T_m=30\text{ }^\circ\text{C}$ (二级压缩循环)。

4 结 论

作者以 R600a/R290 和 R290 为工质,分别构建了复叠式循环和二级压缩式循环的热泵冷冻干燥系统。对 2 种热泵干燥系统的构建方法和循环性能进行了分析,并讨论了冷冻干燥过程中热泵系统中间温度、加热温度和冷凝温度变化对系统循环性能的影响。计算和分析表明:复叠式热泵和二级压缩式热泵均可用于冷冻干燥系统。在常规的冷冻干燥条件下,二者具有类似的循环性能,复叠式热泵的供热性能略高于二级压缩式热泵,但复叠式热泵的冷凝压力远低于二级压缩式热泵。从压缩机和系统的强度方面考虑,复叠式热泵的造价相对低廉,但缺点是在热泵系统中需采用 2 种循环工质。

参考文献:

[1] LIAPIS A I, PIKAL M J, BRUTTINI R. Research and development needs and opportunities in freeze drying[J]. Drying Technology, 1996, 14(6): 1 265~1 300.

[2] 潘永康,王喜忠. 现代干燥技术[M]. 北京:化学工业出版社,1998. 451~497.

[3] 吴业正. 制冷原理及设备(第二版)[M]. 西安:西安交通大学出版社,1997. 101~116.

[4] 张祉佑. 制冷原理及设备[M]. 北京:机械工业出版社,1987. 87~123.

[5] 刘永忠,冯霄. 复叠热泵冷冻干燥系统制冷剂的选择[J]. 保定:华北电力大学学报,2003, 30(5): 105~108.