

文章编号: 0253-987X(2002)05-0536-05

NH₃/CO₂ 低温制冷系统研究

顾兆林, 刘红娟, 李云

(西安交通大学环境与化学工程学院, 710049, 西安)

摘要: 研究了一种 NH₃/CO₂ 复叠式低温制冷系统, 其中高温部分采用 NH₃ 做工质, 低温部分利用 CO₂ 为工质. 通过对 NH₃/CO₂ 复叠式制冷系统的性能进行的热力学模拟计算, 分析了该循环的运行参数和性能系数在中间温度和冷凝温度改变时的变化规律, 结果表明, 在同一冷凝温度下, 复叠式两级低温制冷系统存在一个最佳中间温度, 使系统性能系数最大, 在最佳中间温度的±5 K 范围内, 性能系数降低很少; 高温级冷凝温度改变时, 循环性能系数也要随之变化, 随冷凝温度增加, 系统达到最大性能系数时的最大中间温度也增加. 研究结果为该复叠式制冷系统的优化设计和实际运行提供了理论基础.

关键词: 二氧化碳; 氨; 制冷系统; 天然工质

中图分类号: TB66 **文献标识码:** A

Performance of Ammonia/Carbon Dioxide Low Temperature Refrigeration System

Gu Zhaolin, Liu Hongjuan, Li Yun

(School of Environmental and Chemical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Studied is a kind of ammonia/carbon dioxide two-stage low temperature refrigeration system, in which ammonia is used as the refrigerant in the high-temperature stage and carbon dioxide is used as the refrigerant in the low-temperature stage. The performance of the system is simulated and analyzed by changing the mean temperature of the evaporator-condenser and the temperature of the condenser. The mean temperatures of the evaporator-condenser are calculated to maximize the coefficient of performance (COP) of the system at different condensing temperatures. It is shown that there exists an optimum mean temperature in evaporator-condenser to maximize the COP of the system, and the maximal COP of the system is increased with lowering the condensing temperature. The relationship between the optimum mean temperature and the condensing temperature is given.

Keywords: carbon dioxide; ammonia; refrigeration system; natural refrigerant

全球环境问题, 如大气臭氧层的破坏及温室效应, 对压缩式制冷系统产生了深刻的影响. CFCs 制

冷剂的禁用和 HCFC 制冷剂的逐步淘汰, 使得天然工质越来越受到人们的重视. 天然工质, 如 CO₂、

收稿日期: 2001-09-11. 作者简介: 顾兆林(1965~), 男, 博士, 教授. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59806010).

NH₃ 等,对臭氧层不产生破坏,没有或基本没有温室效应问题,但是 CO₂ 的高压和氨气的毒性却对制冷系统的设计和单元设备提出了新的要求。

本文研究了一种 NH₃/CO₂ 复叠式低温制冷系统,其中高温部分采用 NH₃ 做工质,低温部分利用 CO₂ 为工质.通过对 NH₃/CO₂ 复叠式循环的热力计算,分析了该循环的运行参数和性能系数在中间温度和冷凝温度改变时的变化规律,为该复叠式制冷系统的优化设计和实际运行提供了理论基础。

1 NH₃/CO₂ 复叠式低温制冷循环及系统

1.1 CO₂ 制冷剂

CO₂ 作为制冷工质的优点是:无毒,不可燃;价格便宜,来源丰富;蒸发潜热较大,单位容积制冷量相当大;运动粘度低,与普通润滑油相容;属于自然工质,环境友好。

CO₂ 作为制冷工质的缺点是:系统的工作压力高,最高压力达 10 MPa,甚至更高。

目前关于 CO₂ 制冷剂作为单一制冷剂的研究主要集中于采用跨临界制冷循环的汽车空调系统、热泵系统等¹⁻⁴。

1.2 NH₃ 制冷剂

NH₃(R717)作为制冷工质的优点是:具有良好的热力学性能,与氟里昂相比,获得相同冷量的氨制冷系统可以采用较小尺寸的压缩机和换热器,功率消耗也较小;属于自然工质,环境友好。

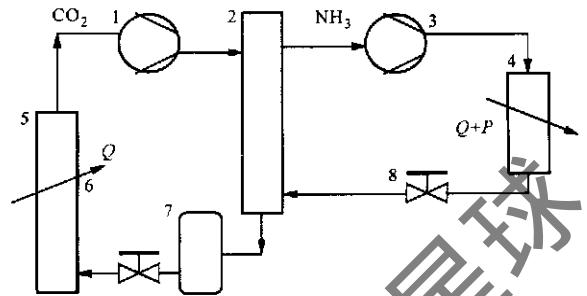
NH₃ 制冷剂的不足之处是:具有中等程度的毒性,可燃;与普通矿物基润滑油不相溶;蒸发器须采用满液式蒸发器,使得系统中 NH₃ 的充注量增加;需要定期清除蒸发器表面的润滑油,操作维护不便,制冷系统的小型化困难;对铜具有腐蚀性,传热管采用钢管,传热性能差,需要较大的传热面积,机组的质量因此增加。

因此,要扩大 NH₃ 制冷剂的应用范围,必须克服其不足之处,这方面的研究已经取得了一些进展⁵⁻⁷。

1.3 NH₃/CO₂ 复叠式低温制冷系统

由于要求减少 NH₃ 制冷系统中 NH₃ 制冷剂的充注量,同时让 NH₃ 制冷系统远离公众场合及半公众场合,以降低 NH₃ 制冷系统的危险性,因此使得 NH₃ 制冷技术发生了一些变化,其中之一就是利用

NH₃ 和 CO₂ 的双工质两级制冷系统代替传统的 NH₃ 低温制冷系统^{8,9}。图 1 示出了这种 NH₃/CO₂ 两级低温制冷系统的组成简图。



1: CO₂ 制冷压缩机; 2: 中间热交换器(或蒸发-冷凝器); 3: NH₃ 制冷压缩机; 4: 高级制冷循环的冷凝器; 5: 低级制冷循环的蒸发器; 6: 低级节流装置(毛细管或节流阀); 7: 液相 CO₂ 储液器; 8: 高级节流装置. Q 代表制冷量; $Q+P$ 代表放热, P 是两级压缩机的输入功。

图 1 NH₃/CO₂ 复叠式低温制冷系统示意图

在 NH₃/CO₂ 两级低温制冷系统中,利用 CO₂ 作为低温级循环的相变冷媒^{10,11},降低了低温级循环的工作压力,压缩后的 CO₂ 气体被普通的 NH₃ 制冷系统冷却及冷凝,即 NH₃ 制冷系统是该低温制冷系统的高温级.因此, NH₃ 制冷系统也可以在远离公众的场所设置,安全问题可以完全解决.由于 CO₂ 无毒、不可燃、没有气味,且相对分子质量比空气的大,因此可以按照氢氟烃(简称 HFC)制冷剂的规程处理.另外, CO₂ 制冷剂的容积制冷量大约是 NH₃ 制冷剂的 8 倍,低温级制冷剂的容积流量大大降低,而且由于是利用 CO₂ 相变来制冷,因此换热性能改善,大大减小了所需换热器的面积,使得这种低温制冷系统具有很强的竞争力,系统的安装、操作和维护成本可以降低。

图 2 是 NH₃/CO₂ 复叠式低温制冷系统的实际循环 $T-S$ 图.低温级制冷剂 CO₂ 从蒸发器出来进入压缩机前存在压力损失,导致压力降低,其过程为 1-1_R;进入压缩机后,制冷剂被压缩,温度和压力升高,其过程为 1_R-2_R;制冷剂进入蒸发-冷凝器被冷却、冷凝,其过程为 2-3-4;然后通过节流阀,即过程 4-5;最后进入蒸发器中蒸发,即过程 5-1,从而达到制冷目的。

高级 NH₃ 制冷剂与低级的工作原理相同,不同点是高级 NH₃ 制冷剂在蒸发-冷凝器中蒸发,然后进入压缩机被压缩,在冷凝器中冷却、冷凝,进入节流阀节流降压,最后在蒸发-冷凝器中蒸发以冷凝低级 CO₂ 制冷剂。

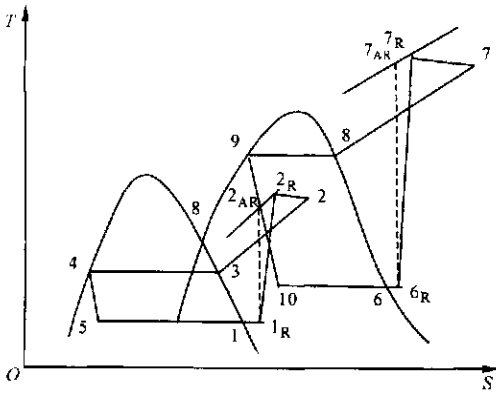


图2 NH₃/CO₂ 复叠式系统的实际循环图

对循环做功由两部分组成,即低温级 CO₂ 压缩机功 N_1 和高温 NH₃ 压缩机功 N_2 . 由于高温级循环的制冷量来自低温级循环的冷凝热量,因此当低温级循环需要 1 kg CO₂ 制冷工质时,高温级循环所需要的 NH₃ 制冷工质量应是 CO₂ 制冷剂的 α 倍,即

$$\alpha = q_c / q_g \quad (1)$$

式中: q_c 为低温级循环的单位冷凝热 ($h_2 - h_4$) (kJ/kg); q_g 为高温级循环的单位制冷量 ($h_{6R} - h_{10}$) (kJ/kg).

在复叠式制冷系统中,低温级 CO₂ 制冷剂的质量流量为

$$G_d = Q_0 / q_d = Q_0 / (h_{1R} - h_5) \quad (2)$$

式中: Q_0 为复叠式系统的制冷量 (kW); q_d 为低温级 CO₂ 的单位制冷量 (kJ/kg). 因此,高温级 NH₃ 制冷剂的质量流量为

$$G_g = \alpha G_d \quad (3)$$

在复叠式制冷循环中,由 CO₂ 蒸发而产生的制冷量为整个系统的制冷量,因此复叠式制冷系统的性能系数

$$C_{cop} = \frac{Q_0}{G_d(h_{2R} - h_{1R}) + G_g(h_{7R} - h_{6R})} \quad (4)$$

2 NH₃/CO₂ 复叠式制冷系统的热力学模拟

为了计算性能系数,首先需对复叠式循环的状态点进行确定. 根据已知制冷温度、环境温度和制冷量 Q_0 , 并设定传热温差,即可确定低温级蒸发器的 CO₂ 蒸发温度和高温级 NH₃ 制冷剂的冷凝温度 T_K .

高温级的蒸发温度和低温级的冷凝温度,即蒸发-冷凝器的平均或中间温度,是一个变动值. 易知低温级的冷凝温度越低,则低温级的性能系数越大,而高温级的性能系数越小,因此存在一个中间温度,使整个系统的性能系数最大,此温度即为最佳中间温度.

在复叠式系统中,蒸发-冷凝器中间温度的确定直接影响着系统的效率. 关于中间温度的选取,一般来说可采取两种方法,即使制冷系统的性能系数最大或使两级压缩机的压比近似,以省功. 本文按照性能系数最大的原则确定最佳中间温度. 在计算过程中,还需要假设两个压缩机的等熵压缩效率和压力损失.

3 计算结果及分析

设计计算条件: 制冷温度为 238.15 K, 环境温度为 303.15 K, 制冷量为 1.5 kW.

假设各换热设备的传热温差为 5 K, 则低压级 CO₂ 的蒸发温度为 233.15 K, 高压级冷凝温度为 308.15 K. 根据文献[12], 对于全封闭压缩机, 设等熵效率为 0.75, 压缩机机械效率为 0.9.

图3给出了系统性能系数随中间温度的变化, 中间温度的变化范围是 250.65 ~ 265.65 K. 可以看出, 随中间温度 T_m 不同, 系统的 C_{cop} 也不同; 当中间温度为 257.65 K 时, 系统的 C_{cop} 达最大值 1.486.

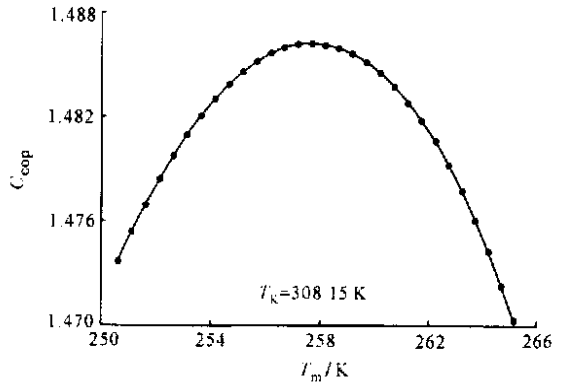


图3 系统 COP 随中间温度的变化

确定了最佳中间温度后,循环的各状态点即可确定,从而可以对系统的其他性能进行计算. 计算所得最佳中间温度下循环各状态点的参数如表1所示. 系统的 C_{cop} 值为 1.486, 各主要设备的负荷如表2所示, 表中 Q 为换热量, Q_e 为蒸发器换热量, Q_c 为冷凝器换热量, q 为质量流量, N_c 为压缩机输入轴

表 1 循环各状态点的参数

状态点	T/K	P/MPa	$H/kJ \cdot kg^{-1}$	$S/kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$
1	233.15	1.004	629.66	5.028 8
1 _R	232.89	0.984	629.66	5.032 2
2 _{AR}	280.86	2.474	668.39	5.032 2
2	—	2.426	681.29	—
3	260.15	2.426	—	—
4	260.15	2.426	364.70	3.871 8
5	—	—	364.70	—
6	255.15	0.208	1 639.86	8.871 7
6 _R	254.96	0.204	1 639.86	8.881 1
7 _{AR}	395.82	1.375	1 925.97	8.881 1
7 _R	—	1.375	2 021.34	—
7	—	1.348	2 021.34	—
8	308.15	1.348	—	—
9	308.15	—	565.16	4.563 8
10	—	—	565.16	—

表 2 各主要设备的负荷

Q_c/kW	Q_e/kW	$q/g \cdot s^{-1}$	N_c/kW
低温级 1.500	1.792	5.66	0.318
高温级 1.792	2.428	1.67	0.692

功率。

另外,虽然存在最佳的中间温度使得 C_{cop} 最大,但是在最佳中间温度的 $\pm 5 K$ 范围内, C_{cop} 降低很少,这为 NH₃/CO₂ 两级低温制冷系统的设计与运行操作增加了弹性。

当复叠式制冷循环高温级冷凝温度改变时,循环的 C_{cop} 也要随之变化,如图 4 所示。可以看出:在同一冷凝温度下,制冷系统的 C_{cop} 随中间温度的改变而有所变化;在不同的冷凝温度下,系统 C_{cop} 的最大值也不同,如当冷凝温度为 298.15 K 时,循环的 C_{cop} 可达 1.75,而当冷凝温度为 323.15 K 时,循环的 C_{cop} 只有 1.19。

图 5 给出了不同冷凝温度下最大 C_{cop} 所对应的最佳中间温度的变化。从图中可以看出,最佳中间温度随冷凝温度的升高而升高,且基本上呈线性关系:当冷凝温度从 298.15 K 升高到 323.15 K 时,最佳中间温度从 255.65 K 升高到 260.65 K,这一关系

用数学表达式可表示为

$$T_m = 196.02 + 0.2 T_K \quad (5)$$

其中冷凝温度 T_K 在 298.15 ~ 323.15 K 范围内变化。

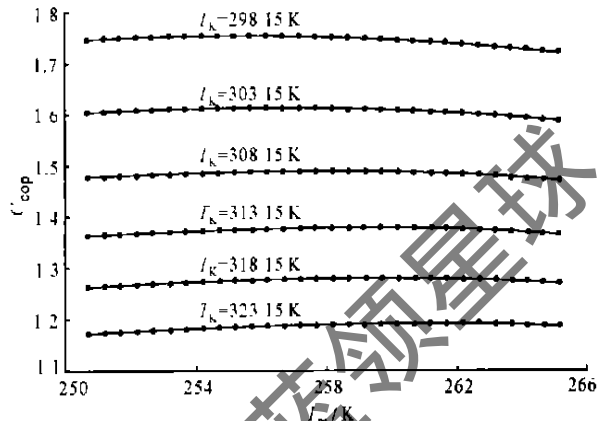


图 4 不同冷凝温度下性能系数随中间温度的变化

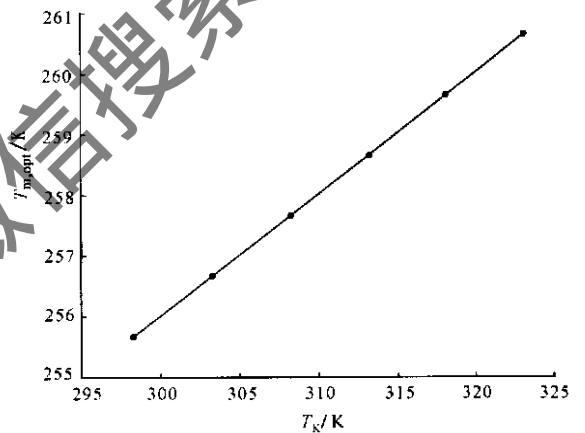


图 5 最佳中间温度随冷凝温度的变化

4 结 论

(1)在同一冷凝温度下, NH₃/CO₂ 复叠式两级低温制冷系统存在一个最佳中间温度,使系统的性能系数最大,且在最佳中间温度的 $\pm 5 K$ 范围内性能系数降低很少,因此为 NH₃/CO₂ 两级低温制冷系统的设计与运行操作增加了弹性。

(2)当高温级冷凝温度改变时,系统的性能系数也要随之变化;在不同的冷凝温度下,性能系数的最大值不同,最佳中间温度也不同;冷凝温度越高,系统达到最大性能系数时的最佳中间温度就越高。

参考文献

[1] Lorentzen G, Pettersen J. A new, efficient and environ-

mentally benign system for car air conditioning [J] . Int J Refrig, 1993, 16(1): 4~12.

- [2] Lorenten G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant [J] . Int J Refrig, 1994, 17(4): 292~301.
- [3] 林高平, 顾兆林. 跨临界二氧化碳制冷循环的性能研究 [J] . 西安交通大学学报, 1998, 32(8): 35~38.
- [4] Klocker K, Schmidt E L, Steimle F. Carbon dioxide as a working fluid in a drying heat pumps [J] . Int J Refrig, 2001, 24(1): 15~24.
- [5] De Larminat P. Expanding the use of ammonia [J] . ASHRAE Journal, 2000, 3: 35~40.
- [6] Pearson F S. Ammonia refrigeration systems [J] . ASHRAE Journal, 2000, 3: 24~29.
- [7] 津幡行一. Ammonia cooling system for the show-case [J] . 冷冻, 2000, 75(10): 867~870.
- [8] Rolfman L. CO₂ and NH₃ in the supermarket ICA-focus [A] . Proc Int Conf IIR—Applications for Natural Refrigerants [C] . Aarhus, Denmark; National Technology

Institute, 1996. 181~187.

- [9] 宫坂明男. Ammonia, carbon dioxide and ice slurry—the commercial refrigerants of the future [J] . 冷冻, 1999, 74(2): 120~125.
- [10] Enkemann T, Arnemann M. Investigation of CO₂ as a secondary refrigerant [A] . Proc Int Conf IIR—New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning [C] . Hannover, Germany; Hannover University of Technology, 1994. 109~125.
- [11] Infante Ferreira C A, Boukens R A. Carbon dioxide—secondary coolant or refrigerant for cascade systems [A] . Proc Int Conf IIR—Applications for Natural Refrigerants [C] . Aarhus, Denmark; National Technology Institute, 1996. 401~406.
- [12] 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机 [M] . 北京: 机械工业出版社, 2001.

(编辑 葛赵青)

(上接第 535 页)

表 1 压力容器的模糊稳健优化设计参数

方案号	λ	V_{max}/m^3	$S V_{max}/mm^3$	R/mm	H/mm
1	0.85	0.010 498	0.627	66.414	429.583
2	0.90	0.010 494	0.635	64.030	460.947
3	0.95	0.010 550	0.641	63.388	472.456
4	0.98	0.011 676	0.716	63.259	522.497

由表 1 可见, 模糊稳健优化设计可同时同时对模糊设计目标的均值和方差进行有效控制, 而且方差随均值而变化. 所得优化设计参数的稳健性是显而易见的, 设计者还可根据用户的要求, 调整 λ 值或由模糊综合评判来确定^[5], 直到设计方案满意为止.

5 结束语

在工程实际中, 模糊信息是普遍存在的, 故稳健设计理论应考虑这些客观存在的各种模糊因素. 望大望小特性的模糊设计目标是产品质量设计中的典型情况, 其模糊稳健优化设计理论的研究尚是一个新的课题. 稳健设计的内容应包括模糊设计目标的

稳健性和模糊约束条件的可行稳健性, 因此本文所作的探讨对完善稳健设计理论是有益的. 从望大望小特性模糊设计目标的稳健性准则对设计质量指标 y 的均值和方差的控制作用来看, 其效能和田口试验法、随机模型法、容差模型法^[3] 的作用是相同的, 故本文的模糊稳健设计原理和方法可认为是传统稳健设计理论的发展和进步.

参考文献

- [1] 韩之俊. 三次设计 [M] . 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [2] 何可桢. 因子试验、RSM 与田口方法的比较研究 [J] . 机械设计, 1999, (10): 1~4.
- [3] 陈立周. 稳健设计 [M] . 北京: 机械工业出版社, 2000. 79~86.
- [4] 杨伦标, 高英仪. 模糊数学原理及应用 [M] . 广州: 华南理工大学出版社, 1993. 22~23, 337~340.
- [5] 黄洪钟. 机械模糊优化原理及应用 [M] . 北京: 科学出版社, 1997. 178~182.
- [6] 程立周. 工程随机变量优化设计方法——原理与应用 [M] . 北京: 科学出版社, 1997. 118~139, 143~176.
- [7] 李洪. 机械加工工艺手册 [M] . 北京: 北京出版社, 1990. 39~40.

(编辑 管咏梅)