

# 中高温热泵系统循环工质的研究

天津大学 高攀<sup>☆</sup> 赵力

**摘要** 为提高中高温热泵系统的性能,对 R22/R236ea 和 R22/R236ea/R141b 两种非共沸混合工质进行了多工况的理论计算与实验测试,结果显示采用后一种工质的系统性能优于采用前一种工质的系统,后一种工质完全可以满足中高温热泵系统的需求。

**关键词** 中高温热泵 循环工质 R22/R236ea R22/R236ea/R141b 实验

## Research on cycle working fluids for moderate and high temperature heat pump systems

By Gao Pan<sup>★</sup> and Zhao Li

**Abstract** In order to improve performance of the systems, calculates and tests the cyclic performance of R22/R236ea and R22/R236ea/R141b in different working conditions. The results show that the performance of the system with the latter mixture is superior to that of the system with the former mixture and that the latter mixture can well meet the requirement of moderate and high temperature heat pump systems.

**Keywords** moderate and high temperature heat pump, cycle working fluid, R22/R236ea, R22/R236ea/R141b, experiment

★ Tianjin University, Tianjin, China

①

### 0 引言

热泵是一种高效节能装置,根据热泵系统冷凝温度的不同,可将热泵系统分为常温热泵和中高温热泵。中高温热泵系统的应用具有如下意义:首先,大量的工业余热为其解决了低温热源问题,这就可以使热泵既能充分利用其他方法较难利用的工业余热,又能以远高于其他供热方式的效率(热泵系统循环效率一般为 3 以上)提供热能,从 ASHRAE 对美国和加拿大等地的调查结果看,这一思路的前景是乐观的<sup>[1]</sup>;其次,工业余热经热泵利用后,能以较低的温度排放,减少了对环境的热污染;再次,应用热泵供热对降低温室效应也具有积极作用,与燃煤锅炉相比,通过节约燃料,其二氧化碳排放量可降低 30%~50%<sup>[2]</sup>。

当前,针对中高温热泵的研究大都集中在循环工质的选择上。W. Vance Payne 等人对以 R32/R290, R32/R152a 和 R290/R600a 为工质的热泵的制冷制热性能进行了测试<sup>[3]</sup>。Sukumar Devotta 等人于 1994 年对当时已提出的 HFC 和 HFE 纯

工质进行了理论循环分析,计算的冷凝温度范围为 80~120 °C,对所有物质均指定循环条件为无过冷、无过热、无压降、绝热压缩,温升 40 °C;结果表明, R143 和 R134 的 COP 相对较高<sup>[4]</sup>。上述成果主要是从非共沸混合工质的热力学循环性能研究中得到的。国内,清华大学史琳等人研究了 R124/R142b/R600a 混合工质,给定高温水源热泵的冷凝温度为 90 °C<sup>[5]</sup>。上海交通大学 Li Tingxun 等人利用混合工质 R22/R141b 将冷凝水从 70 °C 加热到 80 °C,并对压缩机频率和 COP 的关系进行了初步的研究<sup>[6]</sup>。天津大学的学者对高温热泵开展了一系列的研究工作,其中包括在固定温升为 40 °C、冷凝温度为 60~80 °C、过热度为 10 °C 左右、过冷度为 5 °C 左右的条件下,对 R142b, R227ea/

①☆ 高攀,男,1981 年 11 月生,在读硕士研究生  
300072 天津大学机械学院 140 信箱  
(022) 27892823

E-mail: sijifeiren@163.com

收稿日期:2005-07-27

修回日期:2005-10-08

R600, R22/R142b 和 R124/R141b 工质进行了理论循环分析和热泵性能实验研究<sup>[7]</sup>; 利用 R22/R142b/R21 和 R290/R600a/R123 等混合工质, 得到了热泵出口水温 85 °C, COP 在 3 以上的实验结果<sup>[8]</sup>; 最近又将冷凝温度升高到 98 °C, 提供了 95 °C 的冷凝水<sup>[9]</sup>。

由此可以看出, 由于中高温热泵有良好应用前景, 使其成为近年来国际以及国内热泵研究的一个基本方向。在日本的超级热泵项目<sup>[10]</sup>、美国 IEA 热泵中心和 IIR 热泵发展计划<sup>[11]</sup>及欧洲的大型热泵研究计划中, 高温热泵均是其中的重点研究内容之一。因此, 以如何提高其效率、保障其正常运行为目的的各种研究具有非常重要的意义。本文对两种非共沸制冷剂在中高温热泵工况下进行了理论和实验研究。

### 1 所选工质的理论分析

对于纯工质和共沸混合工质, 由于其相变过程是等温的, 再加上临界温度和临界压力的限制, 所以不可能高效运行于温度变化大的领域。而非共沸工质在相变时存在温度滑移, 使其应用范围可能拓宽。不同特点的纯工质按照特定的比例混合, 有可能相互弥补各自的缺陷, 表现出优良的循环特性。

筛选工质的原则如下<sup>[12]</sup>: 1) 冷凝压力应在 2.4 MPa 以下; 2) 蒸发压力应在 0.1 MPa 以上, 以免在系统中形成负压; 3) 容积制热量一般应大于 2.5 J/cm<sup>3</sup>, 以免使系统体积过大, 造成设备费用升高; 4) 应当对环境危害小, 化学性质稳定, 热物性优良; 5) 在满足上述条件的前提下, 循环的性能系数(COP)越高越好。

笔者选取了两种制冷剂, 第一种为 R22/R236ea(质量比为 0.48 : 0.52)混合工质, 第二种在第一种基础上加入了 R141b, 即 R22/R236ea/R141b(质量比为 0.46 : 0.5 : 0.04)。

R22 是目前广为使用的一种制冷剂, 且通常情况下单位容积制热量较大。R236ea 在高温状态下饱和压力较小, 如在 80 °C 时约为 1 MPa。R141b 的使用量很小, 主要用来调节系统的压力, 它在高温状态下的饱和压力更小, 在 80 °C 时为 0.41 MPa。这几种工质组合在一起, 既可以保证使系统的压力不会过高, 同时, 又可以得到较大的容积制热量。此外, 这三种工质对环境的危害都较小, 其

对环境的影响参数如表 1 所示<sup>[13]</sup>。

表 1 所选工质对环境的影响参数

工 质	ODP(破坏臭氧层潜能)	GWP(温室效应潜能)
R22	0.034	1 700
R236ea	0	1 200
R141b	0.086	700

设定蒸发温度为 25 °C, 过冷度和过热度均为 5 °C, 压缩机指示效率为 0.6。在不同的冷凝温度下, 分别对两种工质的循环性能参数进行理论计算, 计算结果见表 2, 3。

表 2 R22/R236ea 理论循环计算结果

冷凝温度/ °C	蒸发压力/ MPa	冷凝压力/ MPa	容积制热量/ (kJ/m <sup>3</sup> )	COP
60	0.55	1.36	4 128.2	5.92
65	0.55	1.52	3 958.8	5.20
70	0.55	1.69	3 787.5	4.64
75	0.55	1.87	3 614.2	4.18
80	0.55	2.08	3 438.6	3.80

表 3 R22/R236ea/R141b 理论循环计算结果

冷凝温度/ °C	蒸发压力/ MPa	冷凝压力/ MPa	容积制热量/ (kJ/m <sup>3</sup> )	COP
60	0.51	1.26	3 914.9	6.00
65	0.51	1.41	3 761.6	5.28
70	0.51	1.57	3 607.1	4.71
75	0.51	1.75	3 450.3	4.25
80	0.51	1.94	3 291.7	3.86

从理论计算结果来看, 对应于不同的冷凝温度, R22/R236ea/R141b 的蒸发压力与冷凝压力均小于 R22/R236ea, 同时, 前者的 COP 也均大于后者。但 R22/R236ea 的容积制热量却大于 R22/R236ea/R141b。

理论计算能够反映理想条件下制冷剂的循环性能, 但还需要进行实验验证。

### 2 实验台的说明

该实验台是单级蒸气压缩式热泵系统实验台。整个热泵系统分为两大部分, 其一为工质循环系统, 主要包括全封闭双螺杆压缩机(排气量为 411 m<sup>3</sup>/h)、冷凝器(管壳式换热器, 换热面积为 58 m<sup>2</sup>)、蒸发器(管壳式换热器, 换热面积为 31.5 m<sup>2</sup>)、电子膨胀阀、干燥过滤器、视液镜等; 其二为水系统, 包括蒸发器侧用于模拟低温热源的水箱(含电加热器)、泵、阀门和调压器等, 以及冷凝器侧用于模拟高温热源的循环水系统, 包括水箱(含电加热器)、冷却塔、泵和阀门等。数据采集系统采集完数据后直接输入电脑, 并由电脑监控和调节热泵

系统的运行。其中温度采集设备的精度为 0.1 °C，压力采集设备的精度为 0.1 kPa。热泵实验台系统图及测点的布置见图 1。

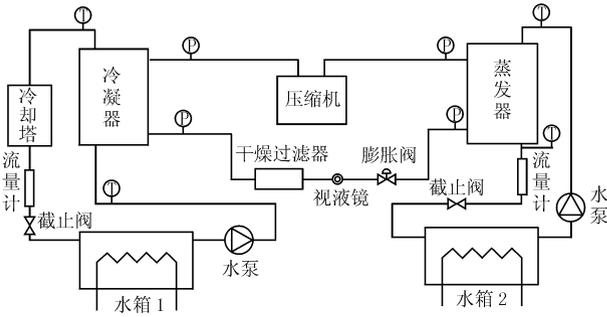


图 1 中高温热泵实验台系统图

### 3 实验数据及分析

本实验分别对两种工质进行了测试，测试时间从 2005 年 1 月 12 日至 27 日，实验时的环境温度为 5~10.5 °C。

实验中，设定蒸发器进口水温为 30 °C，出水温度保持在 25 °C 左右。在冷凝器进出口水温差保持在 5 °C 条件下，选取冷凝器出口水温为 70 °C 和 75 °C 左右的两组数据进行对比。主要测量参数见表 4。

从表 4 可以看出，在第一种混合工质中加入 R141b 后，系统的 COP 均有所提高，尤其在冷凝器出水温度为 70 °C 时，COP 从 2.716 上升到了 3.192。

表 5 实验结果(冷却水进出口 10 °C 温差)

	冷凝器出水温度/°C					
	60		65		75	
	R22/R236ea	R22/R236ea/R141b	R22/R236ea	R22/R236ea/R141b	R22/R236ea	R22/R236ea/R141b
冷水流量/(m <sup>3</sup> /h)	46.71	51.94	39.11	49.21	40.05	38.37
冷却水流量/(m <sup>3</sup> /h)	32.71	33.16	28.66	32.37	32.28	28.87
主侧制热量/kW	372.7	390.7	335.0	369.6	347.4	345.5
容积制热量/(kJ/m <sup>3</sup> )	3 264.5	3 422.2	2 934.3	3 237.4	3 042.9	3 028.9
压缩机功率/kW	98.4	95.1	104.5	104.5	124.8	120.6
蒸发压力/MPa	0.38	0.43	0.39	0.44	0.41	0.45
冷凝压力/MPa	1.60	1.59	1.80	1.78	2.22	2.09
蒸发器工质滑移温度/°C	12.4	15.9	11.8	15.2	10.4	14.0
冷凝器工质滑移温度/°C	12.7	16.2	12.1	15.6	10.9	14.5
COP	3.786	4.109	3.205	3.537	2.784	2.865

从表 5 同样可以看出，在调整混合工质各组分的比例后，系统的 COP 均有所提高；压缩机功率的变化幅度很小，但是制热量的变化在不同的温度下则呈现不同的状况，在 60 °C 和 65 °C，制热量的变化相对较为明显，而在 75 °C 时，则基本没有变化，

表 4 实验结果(冷却水进出口 5 °C 温差)

	冷凝器出水温度/°C			
	70		75	
	R22/R236ea	R22/R236ea/R141b	R22/R236ea	R22/R236ea/R141b
冷水流量/(m <sup>3</sup> /h)	35.41	43.80	36.47	38.71
冷却水流量/(m <sup>3</sup> /h)	58.43	64.49	55.06	58.06
主侧制热量/kW	312.5	362.3	314.4	337.0
容积制热量/(kJ/m <sup>3</sup> )	2 732.8	3 173.4	2 753.9	2 951.8
压缩机功率/kW	115.1	113.5	125.2	124.4
蒸发压力/MPa	0.38	0.43	0.39	0.46
冷凝压力/MPa	2.02	1.98	2.21	2.15
蒸发器工质滑移温度/°C	11.4	14.4	10.4	13.8
冷凝器工质滑移温度/°C	11.5	14.9	10.9	14.3
COP	2.716	3.192	2.511	2.710

升幅明显；调整了混合工质各组分的比例后，在压缩机功率变化幅度很小的条件下，系统的制热量也有了显著的增加。

在冷水进口温度为 30 °C，出水温度保持在 25 °C 左右，冷却水进出口温差为 10 °C 条件下，选取冷却水温度为 60 °C，65 °C 以及 75 °C 左右的三组数据进行对比。主要参数见表 5。

相应 COP 的升幅也就较小。

从实验数据中可以看出，调整流量后，在相同的出水温度条件下，冷却水进出口温差为 10 °C 时的 COP 要高于温差为 5 °C 时的 COP 值。由此可以得出结论，适当地增大冷却水进出口温差可以提

高系统运行的效率。但系统的循环效率还与其他因素有关,如出水温度、水流量、压缩机功率等。还可以看出,调配好系统的各参数后,系统可以以较高的效率运行,如在 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, $COP$ 达到了4.1。同时,系统也可以提供较高的出水温度,满足供热需求。

#### 4 实验数据与理论计算值的比较

4.1 同工况下 R22/R236ea/R141b 的冷凝压力低于 R22/R236ea,与理论计算结果相同,但实验中的蒸发压力和理论分析相反,前者要高于后者,可能与制冷剂的充灌量有关。另外,冷凝与蒸发压力的实验值与理论计算值也有差异,其原因是在实验中所控制的是冷凝器和蒸发器的进出水温度,而非理论计算中给定的冷凝和蒸发温度,造成实验中的冷凝和蒸发温度与理论计算的不同。

4.2 实验测得的工质的容积制热量要低于理论计算值,其原因还是由于实验中的蒸发温度、过热度与理论计算时的不同,使得压缩机出口处的工质比体积有所不同,但实际应用中更关注系统的制热量,目的是使制热量达到需求。

4.3 实验中所得的  $COP$  与理论计算有较大的差距,这是由于实际热泵系统的压缩机耗功量要远大于理论计算中的耗功量,并且,实际压缩机的指示效率也低于理论计算中的 0.6。同时,实际系统的换热器与管路还向外界环境不断地散发热量,造成了热量损失,也使得系统的  $COP$  降低。

#### 5 结论

5.1 从实验数据可以看出,在工质中加入 R141b 后,系统的运行效率有了明显的提高,可见选择适当的工质对提高系统的性能非常重要。

5.2 同一工质在不同工作温度区间的特性是不同的,只有在合适的工作温度区间才能表现出良好的性能。如在本文实验中,若要求冷凝器出水温度超过 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,则系统的  $COP$  值会较低。从实验数据可知,此时系统冷凝压力较高,使得压缩机耗功增加,导致  $COP$  下降。因此,应根据系统的工作温度范围选择适合的工质,充分发挥工质特性,提高系统的运行效率。

5.3 从实验数据还可以看出,采用 R22/R236ea/R141b(质量比为 0.46 : 0.5 : 0.04)这种混合工质,系统可以提供 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的热水,并且冷凝压力保持在 2 MPa 左右。同时,系统还具有较高的  $COP$ ,在

一定工况下,甚至超过了 4。因此,R22/R236ea/R141b(质量比为 0.46 : 0.5 : 0.04)混合工质完全可以满足中高温热泵系统的需求,具有良好的应用价值。

#### 参考文献

- [1] Cane R L D, Clemes S B, Forgas D A. Heating-recovery heat pump operating experiences [G] // ASHRAE Trans, 1994, 100(2): 165-172
- [2] 卓存真. 国际热泵技术发展动态[J]. 制冷学报, 1994 (1): 52-58
- [3] Payne W V, Domanski P A, Muller J. Study of a water-to-water heat pump using hydrocarbon and hydrofluorocarbon zeotropic mixtures[R] // NISTIR 6330, 1999
- [4] Devotta S, Pendyala V R. Thermodynamic screening of some HFCs and HFEs for high-temperature heat pumps as alternative to CFC114[J]. Int J Refrig, 1994, 17: 338-342
- [5] 史琳,朱明善,韩礼钟,等. 一种高温水源热泵的制冷工质:中国,01120434.6[P]. 2002-01-09
- [6] Li Tingxun, Guo Kaihua, Wang Ruzhu. High temperature hot water heat pump with non-azeotropic refrigerant mixture HCFC-22/HCFC-141b [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(15): 2033-2040
- [7] 陈东. 压缩式中高温热泵低环害循环工质的理论和实验研究[D]. 天津:天津大学,1997
- [8] 赵力. 中高温地热泵循环工质及系统智能调控的研究[D]. 天津:天津大学,2001
- [9] Wang Huaixin, Ma Limin, Li Hailong. Working fluids for moderate and high temperature heat pumps [C] // Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Guangzhou, 2002:393-399
- [10] Honjo K. Current status of super heat pump energy accumulation systems[C] // Heat pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress, 1993: 553-561
- [11] Mottal R. Heat pump technology and working fluids [C] // XIXth International Congress of Refrigeration, Holland, 1995(4B): 1334-1341
- [12] 赵力,张启,涂光备. 一种新型工质在热泵、空调下的实验分析[J]. 化工学报, 2002, 53(9): 984-988
- [13] Calm J M, Hourahan G C. Refrigerant data summary [J]. Engineered Systems, 2001, 18(11): 74-88