

R32 与 R410A 的循环特性对比研究

时间:2011-05-19 11:55 来源:未知?作者:admin 点击:188 次

国内外加速淘汰 HCFCs 制冷剂的时间表已经制定,而理想的替代制冷剂仍不明确,本文对目前业内应用较多的替代制冷剂 R410A 以及被国内学者关注的 R32 制冷剂的循环特性进行理论上的对比分析及实验研究,并指出应用 R32 制冷剂时存在的问题,以期为国内 R22 的替代决策提

引言

??? 2007 年 9 月,《蒙特利尔议定书》第 19 次缔约方会议在加拿大蒙特利尔召开,会议讨论通过多项决定,其中包括关于加速逐步淘汰氢氯氟烃(HCFC)的第 XIX/6 号决定,要求缔约方在选择 HCFC 替代物时优先考虑的原则是:首先逐步淘汰那些 ODP 值较高的 HCFC,其次要选用 GWP 值最小的工质作替代品,并同时能满足健康和安全的等要求[1]。

??? 目前,日本、美国主要采用 R410A(ODP 值为零)作为 R22 的过渡性替代制冷剂,国内制冷空调企业也在加快推出 R410A 新产品,但 R410A 的 GWP 值较高(2100),这与当下全球节能减排目标尚有差距,依然需要探索与 R410A 热力性能相当且 GWP 值较低的替代制冷剂。在这种形势下,作为 R410A 制冷剂一个组元的 R32 逐渐得到国内学者及业内人士的关注。根据现有研究资料可知 R32 具有与 R410A 非常相近的热力性能,泄漏时的相对 CO₂ 排放当量为 405,与 R22 相比 CO₂ 减排比例可达 77.6%,符合美国环保局(2009 年)在家用、商用空调部分提出减排 CO₂ 50%~90%的措施,而 R410A 减排 CO₂ 仅为 2.5%[2]。

??? 本文着重对目前应用较多的环保型制冷剂 R410A 及具有更好环境效益的 R32 的循环特性进行理论对比分析和实验研究,并指出应用 R32 作为制冷剂时客观存在的问题。

1 R32 与 R410A 的基本特性分析

??? 众所周知,R410A 是由 R32 与 R125 按照质量百分比 1:1 混合而成,这就决定了 R32 与 R410A 在各项特性方面具有相近性。表 1 列出了 R32 与 R410A 在热物性、环保特性及安全性等方面的关键参数[2,3]。

??? 对比分析下表 1 中的数据不难看出,在热物理性质方面,R32 的摩尔质量是 R410A 的 0.71 倍,根据充注量与摩尔质量大体上成正比关系,可知 R32 充注量可减少,仅为 R410A 的 0.71 倍;R32 的沸点与 R410A 很接近,而其临界温度和临界压力比 R410A 偏高。在环保特性方面,R32 与 R410A 的 ODP 值均为零,而 R32 的 GWP 值明显比 R410A 低,前文已指出,与 R22 相比 R32 的 CO₂ 减排比例可达 77.6%,而 R410A 减排 CO₂ 仅为 2.5%,可见 R32 在环保特性方面要优于 R410A。在安全特性方面,R32 为无毒可燃(A2),而 R410A 为无毒不可燃(A1)。

表 1 R32 与 R410A 基本特性对照表

??? 关于 R32 的可燃性分析,文献[4]指出低 GWP 值的 R22 替代物往往具有很强的可燃性,而选择长期替代物时又要求 GWP 尽可能的低,折中方案即为 GWP 值适中,而可燃性最小,实际上,在 R22 的几种替代物 R32、R290、R161、R1234yf 中,R32 的燃烧下限(LFL)最高,最不易燃烧,并且燃烧后所释放的燃烧热(HOC)也最小,也即它的燃烧强度最低,因而是几种替代物中相对最安全的。

2 理论循环特性比较

??? 为方便后续进行实验验证,本文参照 GB/T 18430.1-2007 及实际产品设计过程中的经验针对目前应用较多的风冷式冷(热)水机组进行设计工况下分别采用 R410A 和 R32 的理论循环特性进行分析比较。

??? 作为 R410A 的一个主要组元,R32 与 R410A 在系统运行状态参数方面具有相近性,图 1 给出了 R32 与 R410A 的饱和蒸汽压力随温度变化的关系曲线,从图中可以看出在可能应用到的工况范围内,相同温度条件下 R32 的饱和蒸汽压力均比 R410A 高,但相差不大,最大不超过

2.6%，与现有 R410A 系统管路及换热器的承压要求基本相当，基本可以直接利用现有的 R410A 产品加工设备。

图 1 R32 与 R410A 的饱和蒸汽压力随温度变化的关系曲线

根据风冷式冷(热)水机组运行工况特点，设计工况选定为：蒸发温度 2 °C、吸气温度 10 °C、冷凝温度 50 °C、过冷温度 3 °C。同时，计算中压缩机的等熵效率设为 0.8，最终的计算结果见表 2。表 2 中的主要循环性能包括蒸发压力，冷凝压力，压比，排气温度，相对，相对单位质量制冷量，相对单位容积制冷量和相对单位容积耗功量，其中相对热力性能是指 R32 与 R410A 循环性能的比值。

表 2 设计工况下 R32 与 R410A 理论循环性能对比

从上表可以看出，在系统关键状态参数方面，R32 系统的工作压力略高于 R410A，但相差很小，而 R32 系统的排气温度较 R410A 高，若直接采用现有的 R410A 制冷系统充注 R32 运行中可能导致压缩机烧毁；在系统循环性能方面，R32 系统的压比与 R410A 几乎一样，而 R32 的单位质量制冷量则高出 R410A 约 55.6%、单位容积制冷量高出约 12.6%，可知相同排气量的压缩机采用 R32 时的制冷量要比采用 R410A 大 12.6%，而目前压缩机都是按照制冷量大小来设计，这样就需要重新设计压缩机的排气量才能使压缩机规格型号统一，另外 R32 的单位容积耗功较 R410A 升高 8.1%，综合节能效果大约为 4.3%。

为进一步了解采用 R32 制冷剂时不同工况下系统的排气温度变化情况，本文根据风冷热泵机组在实际运行中可能达到的典型工况进行理论计算，典型工况及对应的理论排气温度值如表 3 所示，可以看出在低温制热工况下系统的排气温度最高，达到 133.8 °C，经计算 R410A 在此工况下的排气温度仅为 98.5 °C，表明采用 R32 制冷剂后系统正常运行工况范围内的排气温度最高升高多达 35.3 °C，而现有 R410A 及 R22 压缩机的排气温度上限为 125 °C，直接充注 R32 制冷剂存在烧毁的风险。

表 3 典型工况下 R32 的理论排气温度

综上所述，单从性能方面考虑，采用 R32 时要优于 R410A，面临的主要问题是采用 R32 后排气温度较高，压缩机可能需要重新设计。

3 实机性能测试

3.1 实验方案及步骤

为了验证制冷剂 R32 在实际中的应用效果，作者从所在公司批量生产的 R410A 冷媒风冷式冷热水机组系列中随机抽取一台单冷机组和一台热泵机组作为测试样机，并按照 GB/T 10870-2001 规定的液体载冷剂法和 GB/T 18430.1-2007 规定的测试条件在国家认可的焓差实验室进行名义制冷、名义制热循环性能测试，而放热侧/热源侧采用 GB/T 17758 的空气焓差法中的室内空调装置使其达到被测试样机的环境温度条件。

机组测试条件见表 4，测试时的温度和流量偏差见表 5。

表 4 机组测试温度/流量条件

表 5 机组测试温度和流量偏差

实验装置原理图如图 2 所示，被测试机组放置在焓差实验室的室外侧，主要的测试参数包括机组制冷量、制热量、总输入功率、氟系统及水系统关键部位的压力和温度等参数，单冷机组的测量点布置情况如图 3 所示，热泵机组测量点布置与单冷机组相似，所有测量数据利用实验室配置的自动采集软件在线实时采集并记录。

图 2 实验装置原理图

图 3 实验样机测点布置图

??? 总体测试步骤为：首先将实验样机按照已经匹配好的充注量充注 R410A，进而测试不同工况，测试完毕后将样机内的 R410A 冷媒排放干净，抽真空后缓慢注入适量的 R32 冷媒，先进行制冷剂充注量匹配实验，待系统状态参数达到一个最佳值后，R32 充注量匹配实验即完毕，接着再按照这个最佳状态时的充注量进行 R32 冷媒不同工况下的实验。

3.2 测试结果分析

??? 按照上述实验方案及步骤获得 R32 与 R410A 的制冷、制热循环性能参数如下表 6 所示。

表 6 R32 和 R410A 的实测循环性能参数表

??? 从上表 6 的测试结果可以看出，与 R410A 制冷剂系统相比，R32 系统的蒸发压力基本相等，而冷凝压力略有上升，与理论循环较为一致；各工况下 R32 系统排气温度都较 R410A 高；两台样机的制冷量提高幅度分别为 10.5%、9.2%，而耗功率提高幅度分别达到 9.8%、9.0%，使得机组 COP 与 R410A 系统基本相同，提高幅度明显小于理论值。由于实验条件有限，本文仅测试了名义工况下 R32 与 R410A 系统的部分循环性能参数，关于 R32 制冷剂系统在各种工况下的实际性能有待进一步的实验研究。

4 结论

??? 本文对目前业内应用较多的替代制冷剂 R410A 以及被国内学者关注的 R32 制冷剂的循环特性进行理论上的对比分析及实验研究，结果表明：在热物理性质方面，R32 的充注量可减少，仅为 R410A 的 0.71 倍，R32 系统的工作压力较 R410A 高，但最大升高不超过 2.6%，与 R410A 系统的承压要求相当，同时 R32 系统的排气温度较 R410A 最大升高达 35.3℃，现有压缩机需要重新设计；在环保特性方面，R32 与 R410A 制冷剂的 ODP 值均为零，但 R32 的 GWP 值适中，与 R22 相比 CO₂ 减排比例可达 77.6%，而 R410A 仅为 2.5%，在 CO₂ 减排方面明显优于 R410A；在安全性能方面，R32 与 R410A 均无毒，而 R32 可燃，但在 R22 的几种替代物 R32、R290、R161、R1234yf 中，R32 的燃烧下限(LFL)最高，最不易燃烧，相对最安全；在系统理论循环性能方面，R32 系统制冷量较 R410A 提高 12.6%、耗功率增加 8.1%，综合节能 4.3%。实验结果也表明相同系统采用 R32 制冷剂后，制冷量较 R410A 提高 10%左右，能效比略有增加，但较理论值小。综合考虑，R32 具有较大替代 R410A 的潜力。

参考文献

- [1]汪训昌. 《蒙特利尔议定书》缔约方第 19 次会议第 XIX/6 号决定及相关决议的解读与述评. 暖通空调, 2009, 39(1):53-61
- [2]朱明善, 史琳. 在家用/商用空调中用 R32 替代 R22 的探索. 制冷与空调, 2009, 9(6):31-34
- [3]张龙, 刘煜. 制冷剂 R32 在空调应用上的理论分析. 制冷与空调, 2010, 10(3):76-78
- [4]史琳, 朱明善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分析. 制冷学报, 2010, 31(1):1-5

(责任编辑: admin)

R32 与 R410A 的循环特性对比研究

时间：2011-04-21 来源：互联网 发布评论 进入论坛

为进一步了解采用 R32 制冷剂时不同工况下系统的排气温度变化情况，本文根据风冷热泵机组在实际运行中可能达到的典型工况进行理论计算，典型工况及对应的理论排气温度值如表 3 所示，可以看出在低温制热工况下系统的排气温度最高，达到 133.8 °C，经计算 R410A 在此工况下的排气温度仅为 98.5 °C，表明采用 R32 制冷剂后系统正常运行工况范围内的排气温度最高升高多达 35.3 °C，而现有 R410A 及 R22 压缩机的排气温度上限为 125 °C，直接充注 R32 制冷剂存在烧毁的风险。

表 3 典型工况下 R32 的理论排气温度

典型 工况	蒸发温度 °C	冷凝温度 °C	吸气温度 °C	等熵 效率	排气温度 °C
高温制冷	10	60	18	0.8	114.1
低温制冷	0	31	8		72.1
高温制热	10	55	14		100.2
融霜工况	-10	50	-6		117.7
低温制热	-20	50	-16		133.8

综上所述，单从性能方面考虑，采用 R32 时要优于 R410A，面临的主要问题是采用 R32 后排气温度较高，压缩机可能需要重新设计。

3、实机性能测试

3.1 实验方案及步骤

为了验证制冷剂 R32 在实际中的应用效果，作者从所在公司批量生产的 R410A 冷媒风冷式冷热水机组系列中随机抽取一台单冷机组和一台热泵机组作为测试样机，并按照 GB/T 10870-2001 规定的液体载冷剂法和 GB/T 18430.1-2007 规定的测试条件在国家认可的焓差实验室进行名义制冷、名义制热循环性能测试，而放热侧/热源侧采用 GB/T 17758 的空气焓差法中的室内空调装置使其达到被测试样机的环境温度条件。

机组测试条件见表 4，测试时的温度和流量偏差见表 5。

表 4 机组测试温度/流量条件

测试工况	水流量 [m ³ / (h · kW)]	出口水温 ℃	干球温度 ℃	湿球温度 ℃
名义制冷	0.172	7	35	-
名义制热		45	7	6

表 5 机组测试温度和流量偏差

测试工况	水流量 [m ³ / (h · kW)]	出口水温 ℃	干球温度 ℃	湿球温度 ℃
名义制冷	±5%	±0.3	±1	-
名义制热				±0.5

实验装置原理图如图 2 所示，被测试机组放置在焓差实验室的室外侧，主要的测试参数包括机组制冷量、制热量、总输入功率、氟系统及水系统关键部位的的压力和温度等参数，单冷机组的测量点布置情况如图 3 所示，热泵机组测量点布置与单冷机组相似，所有测量数据利用实验室配置的自动采集软件在线实时采集并记录。

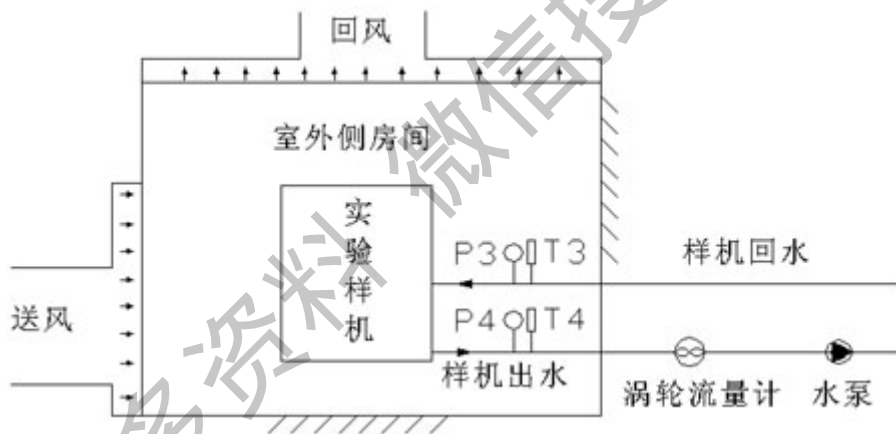


图 2 实验装置原理图

获取更多资料 微信搜 领星球

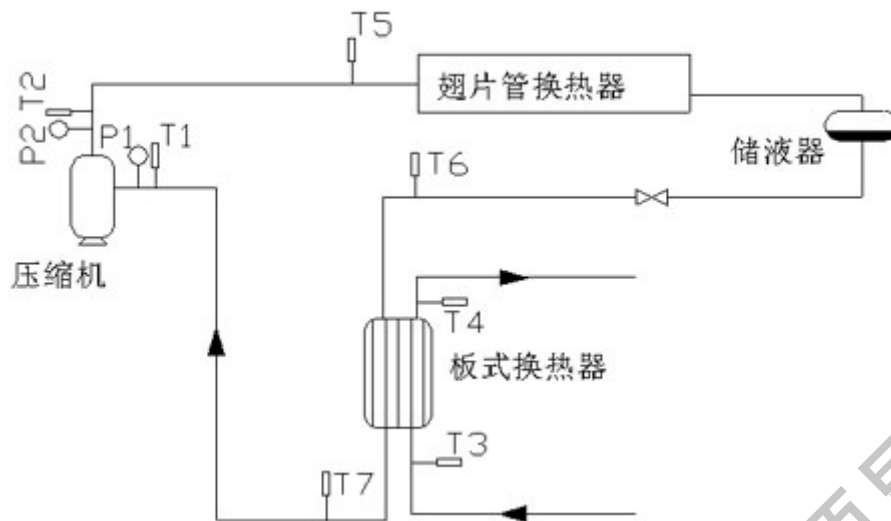


图 3 实验样机测点布置图

总体测试步骤为：首先将实验样机按照已经匹配好的充注量充注 R410A，进而测试不同工况，测试完毕后将样机内的 R410A 冷媒排放干净，抽真空后缓慢注入适量的 R32 冷媒，先进行制冷剂充注量匹配实验，待系统状态参数达到一个最佳值后，R32 充注量匹配实验即完毕，接着再按照这个最佳状态时的充注量进行 R32 冷媒不同工况下的实验。

3.2 测试结果分析

按照上述实验方案及步骤获得 R32 与 R410A 的制冷、制热循环性能参数如下表 6 所示。

表 6 R32 和 R410A 的实测循环性能参数表

工况	制冷剂	p_e/MPa	p_c/MPa	p_f	$t_s/^\circ\text{C}$	相对 COP	相对 Q_c	相对耗功率
名义 制冷	R32	0.88	3.21	3.64	97.4	1.007	1.105	1.098
	R410A	0.85	3.08	3.62	79.4	1	1	1
名义 制冷	R32	0.77	2.96	3.84	98.3	1.002	1.092	1.090
	R410A	0.76	2.8	3.68	85.6	1	1	1
名义 制热	R32	0.68	3.15	4.63	99.5	-	-	1.059
	R410A	0.68	2.99	4.39	66.7	-	-	1

从上表 6 的测试结果可以看出，与 R410A 制冷剂系统相比，R32 系统的蒸发压力基本相等，而冷凝压力略有上升，与理论循环较为一致；各工况下 R32 系统排气温度都较 R410A 高；两台样机的制冷量提高幅度分别为 10.5%、9.2%，而耗功率提高幅度分别达到 9.8%、9.0%，使得机组 COP 与 R410A 系统基本相同，提高幅度明显小于理论值。由于实验条件有限，本文仅测试了名义工况下 R32 与 R410A 系统的部分循环性能参数，关于 R32 制冷剂系统在各种工况下的实际性能有待进一步的实验研究。

4、结论

本文对目前业内应用较多的替代制冷剂 R410A 以及被国内学者关注的 R32 制冷剂的循环特性进行理论上的对比分析及实验研究, 结果表明: 在热物理性质方面, R32 的充注量可减少, 仅为 R410A 的 0.71 倍, R32 系统的工作压力较 R410A 高, 但最大升高不超过 2.6%, 与 R410A 系统的承压要求相当, 同时 R32 系统的排气温度较 R410A 最大升高达 35.3℃, 现有压缩机需要重新设计; 在环保特性方面, R32 与 R410A 制冷剂的 ODP 值均为零, 但 R32 的 GWP 值适中, 与 R22 相比 CO₂ 减排比例可达 77.6%, 而 R410A 仅为 2.5%, 在 CO₂ 减排方面明显优于 R410A; 在安全性能方面, R32 与 R410A 均无毒, 而 R32 可燃, 但在 R22 的几种替代物 R32、R290、R161、R1234yf 中, R32 的燃烧下限(LFL)最高, 最不易燃烧, 相对最安全; 在系统理论循环性能方面, R32 系统制冷量较 R410A 提高 12.6%、耗功率增加 8.1%, 综合节能 4.3%。实验结果也表明相同系统采用 R32 制冷剂后, 制冷量较 R410A 提高 10%左右, 能效比略有增加, 但较理论值小。综合考虑, R32 具有较大替代 R410A 的潜力。

获取更多资料

微信搜索

关于 R32 制冷剂的系统的分析

时间: 2011-5-16 13:00:45 来源: 其它添加人: admin

1R32 的基本物性分析

1.1 基本特性

R32 和几种常用制冷剂的 ODP, GWP 和沸点, 摩尔质量, 临界温度, 临界压力和临界密度。R32 在沸点上与 R410A 最为接近, 实际上 R32 就是 R410A 的主要组元。R32 的 GWP 值适中 (675), 远低于 R410A 和 R22。R32 制冷剂在空气源热泵热水器行业的推广应用, 也将促进我国低碳经济政策的落实。同时, R32 由于具有较低的 GWP 值, 符合欧洲国家提倡的低 GWP 制冷剂的替代方向。R32 的摩尔质量仅为 R22 的 0.6 倍, 为 R410A 的 71.7%。由于充注量大体与摩尔质量成正比, 因此 R32 充注量仅为 R22 的 0.6 倍, 为 R410A 的 71.7%。

LFL 为最低可燃燃烧极限, 即在特定试验条件下, 可燃制冷剂在其与空气的均匀混合物中能够维持火焰传播的最小浓度。一般, LFL 以制冷剂在空气中的体积分数表示。LFL 数值越小, 表明可燃性越强; LFL 为 0 表示这种制冷剂在空气中不可燃。燃烧热 HOC 表示 1kmol 的可燃制冷剂, 在 25 和 101.325kPa 条件下, 完全燃烧且燃烧生成物均处于气相状态时所放出的热量。TLVTWA 为慢性毒性指标, 该数值越大, 表明毒性越低。

R32 是一种毒性和 R22 相当的, 弱可燃性的制冷剂。

1.2 基本热物理量对比

1.2.1 冷凝压力和蒸发压力

在相同的冷凝温度下, R32 的冷凝压力比 R410A 和 R22 的都高; 随着冷凝温度的升高, 冷凝压力也升高。比如, 在 60℃ 冷凝温度下, R22, R410A 和 R32 的冷凝压力分别为 2.3MPa, 3.82MPa 和 3.93MPa, 即 R32 的为 R22 的 1.62 倍, 为 R410A 的 1.029 倍。较大数值的冷凝压力, 一方面可以采用较小直径的换热管, 克服较大的阻力损失; 另一方面对系统的承压和可靠性提出了更高的要求。不过, 由于其压力只比 R410A 的高约 3%, 现有的 R410A 系统使用的换热器基本能够承受 R32 系统的压力要求; 但是在具体应用中还是需要特别注意系统的承压要求, 并在系统设计时进行适当的调整。为了达到系统的压力要求, 必须降低冷凝温度, 即降低热水的出水温度。比如将冷凝温度从 65℃ 降低到 60℃, R32 系统的冷凝压力将从 4.38MPa 降低到 3.93MPa。也就是说, 对于 R32 系统, 笔者认为其最高出水温度只能达到 55℃, 不能够达到 60℃。在相同的蒸发温度下, R32 的蒸发压力比 R410A 的稍高, 但是比 R22 和 R407C 高出的幅

度要大。比如，在 -15°C 蒸发温度下，R32 的蒸发压力比 R22 的高出 64.8%。较高的蒸发压力，意味着采用 R32 制冷剂的空气源热泵热水器有可能在更低的环境温度下使用。

1.2.2 饱和液体密度和饱和气体比容

在相同温度下，R32 的饱和液体密度最低，在 60 时，仅为 R410A 的 94%和 R22 的 75%。液态制冷剂密度的大小直接影响制冷剂的充注量，在相同容积下，密度小的制冷剂充注量小。

在相同温度下，R32 饱和气体的比容略低于 R22 的，但是比 R410A 的高。饱和制冷剂的比容大，意味着压缩机的排气量相同时，比容大的制冷剂的质量流量有所降低，制冷（热）量有所降低。但这并不表明制冷剂的物性差，因为效率是其制冷（热）能力与其功耗量的比值，所以还要考虑其功耗量的大小。

1.2.3 饱和液体比热容

在相同的温度下，饱和液态比热容越大，达到相同的过冷度放出的热量越大，所需要的换热器面积越大。从图 5 可以看出，R32 饱和液体的比热容比 R410A，R407C 以及 R22 的都要高。对于热泵热水器来说，采用 R32 的好处是相同质量的制冷剂，可以释放给水更多的热量，起到较好的加热效果。

1.2.4 饱和液体黏度和饱和气体黏度

在相同温度下，R32 的黏度比其他 3 种制冷剂的都要低。在 60 时，R32 饱和液体的黏度为 R410A 的 94.6%，R22 的 67.1%。R32 饱和气体的黏度比 R22 的高，比 R407C 和 R410A 的低。在 10 时，R32 饱和气体的黏度比 R22 的高 1.5%，比 R410A 的低 6%。由于饱和液体和饱和气体制冷剂的黏度小，一方面可以减少流体与管壁以及流体内部的摩擦损失，另一方面可以减小传热时的附面层厚度，从而增大传热系数。另外，黏度小的制冷剂，可以减小制冷剂流动过程的阻力损失。因此，与其他 3 种制冷剂比较，R32 液态制冷剂的流动阻力小，传热效果好。

1.2.5 饱和液体导热系数和饱和气体导热系数

R32 饱和液体的导热系数远高于其他 3 种制冷剂；而其饱和气体的导热系数基本与 R410A 的相当，但是高于其他 2 种制冷剂。由于制冷剂的导热系数越大，在蒸发器和冷凝器中的传热系数越大，有利于提高系统的换热性能，因此，可以认为 R32 制冷剂具有比较好的传热性能，用于空气源热泵热水器时有利于提高能效。

1.2.6 汽化潜热

从汽化潜热随温度的变换规律可以看出，R32 的汽化潜热在相同温度下比其他 3 种制冷剂的都要高。在 60 下，R32 的汽化潜热比 R410A 的高出 60.7%，比 R22 的高出 25.4%；在 10 下，R32 的汽化潜热比 R410A 的高出 43%，比 R22 的高出 52%。汽化潜热越高，单位质量制冷剂吸收或放出的热量越多。所以，R32 用于热泵热水器，可以降低压缩机输送制冷剂的功率消耗，提高 COP。

2R32 的理论循环分析

计算时选择冷凝温度 60，蒸发温度随环境温度变化，过冷度 5，过热度 5，压缩机压缩过程为等熵压缩，计算采用 Solkane6.0 软件。

2.1 压缩比

在相同的蒸发温度下，R407C 的压缩比最大；R32 的基本与 R410A 的接近，但比 R22 的略低。图中数据从另外一个侧面说明，在 -20 的蒸发温度下，系统要达到 60 的冷凝温度，计算中使用的 4 种制冷剂系统都会超出压缩机的可靠压比运行范围，处于不安全区域。为了满足低温下的制热需求，只有降低冷凝温度才能够保证压缩机的压比。也就是说，在低温环境条件下，为保证压缩机的可靠性，热泵热水器的热水出水温度须要降低。

在整个蒸发温度范围内，R32 制冷剂系统循环的压缩比都低于 R22 和 R407C 的，基本与 R410A 的相当。由于空气源热泵热水器的压缩机经常工作在高冷凝温度范围，第 3 期饶荣水：制冷剂 R32 特性及其用于空气源热泵热水器的理论循环分析#83#容易造成高的压缩比。因此，从压缩比角度看，R32 是一种更加适合于热泵热水器的制冷剂。

2.2 COP

在相同的蒸发温度下，R410A 循环的 COP 最低，R22 循环的最高，R32 循环比 R407C 略低。比如，在 10 的蒸发温度下，R32 循环的 COP 为 R22 的 92.1%，为 R410A 循环的 106.8%；在 -12 的蒸发温度下，R32 循环的 COP 为 R22 的 92.6%，为 R410A 循环的 108.7%。与传统电热水器和燃气热水器相比，空气源热泵热水器的一个很重要的优点是具有很好的节能效果。而体现节能的最好评价指标就是热泵热水器的能效比 COP。因此，从提高系统理论 COP 角度看，R32 比 R410A 更加适合用于热泵热水器，更能够体现节能，降低碳排放量的环保特性。

2.3 排气温度

不同制冷剂的排气温度随蒸发温度的变化规律. 在相同的蒸发温度下, R32 的排气温度最高, R407C 的最低, R410A 的与 R22 的接近。

从理论循环计算看, 在 60 冷凝温度条件下, 蒸发温度低于 5 后, 压缩机的排气温度将超过 110, 这将恶化压缩机润滑油的工作环境。所以, 从排气温度角度考虑, R32 不是用于热泵热水器的理想制冷剂; 但是, 压缩机的排气温度可以通过制冷剂喷液等方法进行调节, 以保证其在可靠的运行范围内。

2.4 容积制热量

R32 的容积制热量最高, R407C 的最小; 在蒸发温度为 10 时, R32 的容积制热量比 R22 的高 58%, 比 R407C 的高 67%, 比 R410A 的高 14%。这说明, 为了达到相同的制热效果, 采用 R407C 制冷剂压缩机的排气量要比 R32 的大。较高的容积制热量, 可以降低压缩机的排气量, 减小压缩机气缸设计尺寸, 减小压缩机的外形体积尺寸, 从而降低压缩机的成本。从容积制热量角度看, R32 是一种用于热泵热水器的很好的制冷剂; 排气量相同时, 使用 R32 制冷剂可以实现最好的制热效果。

2.5 回气比容

回气比容随蒸发温度的变化规律见图 16。从图可以看出, 在相同的蒸发温度和冷凝温度条件下, R32 的回气比容比 R410A 的高, 稍低于 R22 的和 R407C 的。这种差别在低蒸发温度区域更加明显。这说明在相同的蒸发温度下, 如果压缩机的排气量相同, 压缩机吸入 R32 的质量比 R22 的略多, 但低于 R410A 的, 高于 R407C 的。从回气比容角度看, R32 比 R22 和 R407C 更加适合用于热泵热水器, 但略差于 R410A。

3 结论

1) 对比 R32, R22, R407C 和 R410A 四种制冷剂的基本特性, 从传热和流动角度看, R32 具有较低的黏度, 较高的导热系数, 以及较高的汽化潜热, 冷凝压力和蒸发压力。由于 R32 系统的冷凝压力较高, 对系统的承压性能提出了更高的要求, 在系统设计时须要采取适当的方法控制最高压力, 以保证系统的安全性。考虑到系统的可靠性, R32 系统的最高出水温度建议为 55。

2) 通过理论循环计算分析, R32 系统具有较低的压缩比, 较高的 COP 以及很好的容积制热量, 适合用于空气源热泵热水器; 但是, R32 系统的排气温度较高, 须要通过制冷剂喷液等方法降低排气温度, 以保证压缩机的可靠性。

3) R32 制冷剂经过合理的系统匹配后可以用于空气源热泵热水器, 并得到较高的 COP. 在当前节能减排的大环境下, 可以考虑推广使用 R32. 同时, 考虑到空气源热泵热水器能效限定值国家标准在制定中, 随着该标准的实施, 可能会推动这种有利于提高系统 COP 的 R32 制冷剂在空气源热泵热水器上的应用。

4) 具有较低 GWP 值的 R32 制冷剂, 在我国空气源热泵热水器行业的推广应用, 将有助于实现低碳经济的发展战略。

国内对空气源热泵热水器用制冷剂提出了很多替代方案, 比如 R417A, R404A, R407C, R134a 和 CO₂ 等。各种不同制冷剂在实际应用中取得的效果除了与制冷剂本身的特性有关外, 还与热泵热水器的类别以及使用条件有很大关系。所以, 一种性能优良的制冷剂只有与一个系统设计优良的热泵热水器产品相结合, 才能够最大地发挥其节能环保性能, 为用户和厂家提供最大的经济效益。

获取更多资料 微信搜索蓝岛学术