

文章编号: 1671-6612 (2019) 03-251-05

带过热平衡器的空气源热泵热水器 设计与性能分析

郭俊杰

(宁波方太厨具有限公司 宁波 315336)

【摘要】 为了解决空气源热泵热水器的热力膨胀阀在低环境温度下出现的不稳定振荡问题, 提出了过热平衡器的理论模型, 设计了小型的过热平衡器装置, 并进行了实验验证。实验分析结果表明: 当空气源热泵热水器的热力膨胀阀在低温环境温度下出现振荡时, 接入过热平衡器后其振荡周期明显延长, 从 59s 增加到 148s, 振荡被抑制, 系统 COP 有所改善。同时, 针对过热平衡器的压降计算表明, 优化填充材料和丝网的结构, 使其压降进一步降低, 系统的综合能效和稳定性可望得到进一步提升。

【关键词】 空气源热泵热水器; 过热平衡器; 过热度
中图分类号 TK523 文献标识码 A

Design and Experimental Study on the Performance of an Air-source Heat Pump Water Heater with Superheat-balanced Device

Guo Junjie

(Fotile, Ningbo, 315336)

【Abstract】 The theoretic model of a superheat-balanced device of heat pump water heater is proposed for solving hunting phenomenon of thermostatic expansion valve (TXV) at cold ambient temperature, and a small superheat-balanced device is built and tested. The test result shows that the hunting is constrained, the hunting cycle is extended from 59s to 148s when the superheat-balanced device is on. Compare to that without superheat-balanced device, the COP of the system is improved. Additionally, it can be also found from calculation that the pressure drop along the evaporator can be reduced if the filled material and structure is optimized. The stability and thermal performance of air-source heat pump water heater can be improved.

【Keywords】 Air-source heat pump water heater; Superheat-balanced device; Superheat

0 引言

热力膨胀阀 (TXV) 是空气源热泵热水器常用的节流部件, 在气候温和的地区使用可以获得较好的调节效果, 保证系统以较高的 COP 运行, 但是, 在低温天气时, 由于热力膨胀阀本身的局限和蒸发器两相流沸腾换热的特点, 蒸发器出口过热度容易出现振荡现象, 导致压缩机吸气带液, 会影响压缩机的安全^[1-4]。为了避免压缩机吸入液态的制冷剂,

通常可以采用加大膨胀阀静态过热度的方法, 但这样做的结果一方面会降低系统的效率, 另一方面也容易导致压缩机在水温较高时排气温度过高, 同样也会影响系统的安全。面对这一难题, 在环境温度低于 10℃ 时, 有学者采用其他的加热方案作为替代, 如电加热, 从而回避了这一问题, 但采用电加热的方式来直接加热水箱中的水, 和热泵相比显然是不经济的^[5-9]。

为了提高系统的经济性,拓宽热力膨胀阀的使用范围,解决低温下蒸发器出口过热度振荡带液的问题,作者基于蓄能可以实现削峰填谷的思想,提出了一种名为过热平衡器的装置,旨在为提高热力膨胀阀工作的稳定性提供一个研究的思路。

1 设计装置的基本原理

针对现有的空气源热泵热水器系统,拟作如下改造,如图 1 所示。在蒸发器出口和温包之间安装一个部件,命名为过热平衡器。该过热平衡器的内部结构为带有微通道的蓄热材料,例如采用网状纯铝片、网状纯铜片或者泡沫金属,见图 2,在过热平衡器的入口采用扩散通道设计,从蒸发器出口过来的制冷剂气体或者液滴会沿着扩散通道向过热平衡器的腔体均匀扩散,在制冷剂气体和液滴通过带微通道的网状纯铝片的同时,也和纯铝片进行换热,由于过热气体和液滴的焓值是不同的,过热气体会释放热量给铝片,而液滴由于温度较低,会从铝片上获取热量,从而使得液滴逐渐从铝片表面蒸发,最后,温度更为均匀的制冷剂气体通过过热平衡器的扩散型通道后,进入压缩机。过热平衡器的外壳覆盖保温材料,隔绝过热平衡器与环境的换热。

过热平衡器的运行过程:当环境温度低于一定值时,过热度降到较低的值,比如 3~5℃,系统一旦进入不稳定区^[4]。此时,过热度就开始出现振荡,即交替出现正值和负值,并且维持一定的频率,但振荡的波峰和波谷基本对称,波峰和波谷持续的时间是相等的,过热度的等效平均值趋近于不变。当过热度交替出现正负值时,即表明蒸发器出口制冷剂的焓交替变化,过热度为正,焓值较大;过热度为负,焓值较小,吸气带液,因此,如果在温包的上游安装一个具有一定热容的通道,在制冷剂通过时同时也蓄存一定的能量,一旦蒸发器出口过热度出现振荡时,蒸发器出口存在尚未蒸发的液滴,当液滴通过过热平衡器时,液滴被丝网表面吸附,和纯铝丝网进行换热,丝网中蓄存的能量传递给液滴,使得液滴及时蒸干,以保证通过温包测量管段的制冷剂是气态的,这个过程类似于带吸液芯热管的冷凝和蒸发过程;而在接着的时间内由于膨胀阀的调节,过热度又开始上升,但过热平衡器的温度相对是稳定的,当过热度偏大的制冷剂通过过热平

衡器时,过热的气体得到冷却,即过热度的值变小,使得进入压缩机的制冷剂气体热力学状态得到改善,在整个运行的过程中,该过热平衡器起到了类似“削峰填谷”的作用,减少了热力膨胀阀的过调,促使过热度的振荡幅度减小或者延长振荡的周期,甚至消失。因此,该过热平衡器能改善低温下的工作性能。另外,由于该过热平衡器的削峰填谷的作用,使得过热度平稳,可以把热力膨胀阀的静态过热度设置更低,使得系统运行时总体过热度更低,压缩机的排气温度也会降低,最终使得系统的安全性和 COP 都得以提高,而在较低的静态过热度设置下,其他环境温度下系统的热力学性能同样得到不同程度的改善,从而改善了系统的热力学性能和安全性。

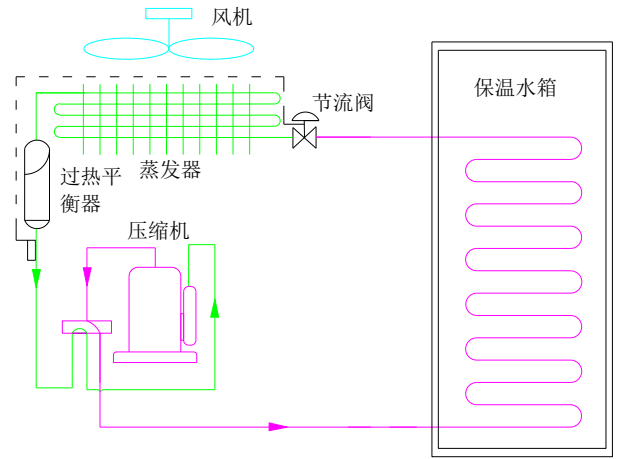


图 1 系统设计图

Fig.1 Sketch of system

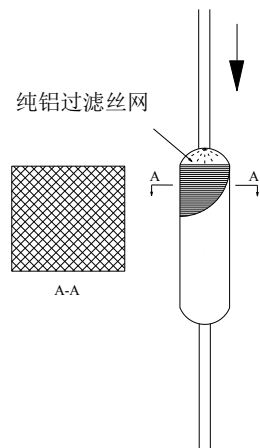


图 2 过热平衡器结构示意图

Fig.2 Structure sketch of superheat-balanced device

2 实验装置理论计算和案例分析

2.1 理论计算模型

从理论上讲，当热力膨胀阀进入不稳定区，振荡发生时，过热平衡器具有的蓄热能力要能够平衡蒸发器出口能量振荡的差值。理论计算模型如下：设振荡的周期为 λ ，设蒸发器出口温度振荡曲线的水平横轴焓为零，蒸发器出口温度在波峰一侧的平均比焓为 h_1 ，此时制冷剂质量平均流量为 m_1 ；波谷一侧的平均比焓为 h_2 ，此时制冷剂质量平均流量为 m_2 ，如果以蒸发器出口温度振荡曲线的水平横轴为界，则在一个周期内水平轴上方积存的能量为：

$$Q_1 = m_1 \times h_1 \times \lambda / 2 \quad (1)$$

在一个周期内水平轴下方相对不足的能量为：

$$Q_2 = m_2 \times h_2 \times \lambda / 2 \quad (2)$$

那么，在一个振荡周期内蒸发器出口能量的波动平均值为：

$$\bar{Q} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (3)$$

这就表明，只要过热平衡器在振荡周期内能蓄存超过 \bar{Q} 的能量，即当过热平衡器内蓄热材料的热容大于或者等于其反应时间内的能量差时，那么，过热平衡器就能起到稳定蒸发器出口过热度的作用。

2.2 案例和实验结果分析



图 3 过热平衡器实验装置图

Fig.3 Test rig of superheat-balanced device

为了检验模型的可行性，通过对一台额定输入功率为 950W 的空气源热泵热水器进行了实验研

究，实验装置如图 3，制冷剂的充注量为 1.5kg，水箱容积 150L。通过实验结果发现，当没有接入过热平衡器，在环境温度为 5℃ 和 15℃ 时，蒸发器出口过热度在不同时段都出现了不同幅度的波动和振荡，其中，在 5℃ 环境温度下过热度振荡的周期为 59s，见图 4、5。

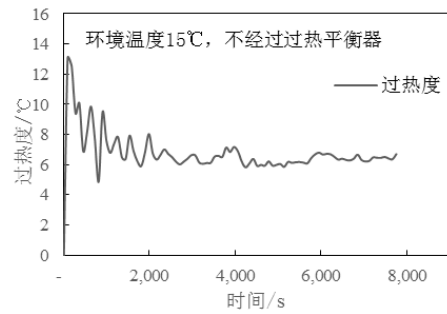
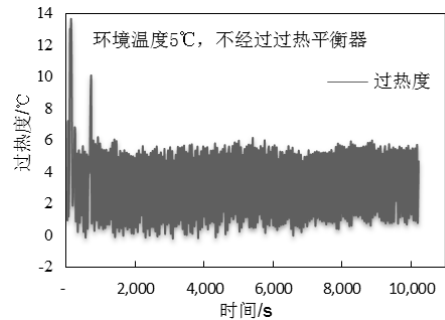
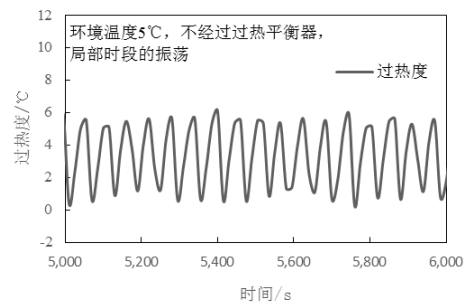


图 4 环温 15℃ 时过热度随时间的变化规律

Fig.4 Superheat variation at 15°C ambient temperature



(a)



(b) 局部时段的振荡

图 5 环温 5℃ 时过热度随时间的变化规律

Fig.5 Superheat variation at 5°C ambient temperature

过热度振荡主要集中在环境为低温的情况，如图 5 所示，空气源热泵热水器在运行的过程中几乎有一半的时间处于带液的情况，但是，由于气液分离器的分离作用，压缩机吸入制冷剂气体的温度显然要比气液相之间充分换热得到的气体的温度高，因此，尽管气液分离器能解决安全性的问题，但并

不能提高系统的效率。

为了设计过热平衡器，现在对环境温度 5℃ 的工况进行计算。根据实验的结果，如表 1 所示，系统 COP 为 2.51，则系统的平均制冷量为：

$$Q_0 = P \times COP = 950 \times 2.51 = 2384 \text{ W}$$

从图 5 可见，蒸发器出口温度存在周期为 59s 的振荡，这就表明蒸发器出口的焓值存在周期为 59s 的振荡，但是，振荡的上下幅度是基本一致的，此时，要在蒸发器出口和温包之间安装过热平衡器，就必须削弱或者削平这种振荡。

表 1 不同环境温度下的实验数据

Table 1 Experiment result at different ambient

环境温度 /°C	接入平衡器 Y/N	初始水温 /°C	加热时间 /min	COP
5	N	22	171	2.51
5	Y	22	174	2.54
15	N	24	131	3.10
15	Y	24	127	3.20

根据理论计算模型，对不同时间段的采样计算发现，在每个振荡周期内能量的波动值在 2000J 内，那么，假设过热平衡器内选用的蓄热材料为铝（蓄热材料的选择要求是导热性能和热容较大，同时要 和制冷剂相容，因此，亦可以考虑其他材料如铜），采用丝网或者泡沫铝金属等多孔的结构，气态制冷剂能直接通过，而液滴通过多孔表面时被孔状通道吸附，液滴在和铝换热变得均匀后逐渐以气态的形式通过蓄热腔体。为了保证蓄热材料整体温度的均匀性，假设在制冷剂通过时蓄热材料整体温度波动的范围 ΔT 为 2℃，设铝的密度为 ρ ，比热容为 C_p ，体积为 V ，总质量为 M ，则满足如下关系式：

$$C_p \times \rho \times V \times \Delta T = 2000 \quad (4)$$

$$M = \rho \times V = 2000 / 902 / 2 = 1.1 \text{ kg}$$

$$V = M / \rho = 1.1 / 2710 \times 1000000 = 406 \text{ cm}^3$$

如果将蓄热材料折算成高度为 10cm 的具有多孔通道的圆柱，其底面直径约为 12cm，放置在系统蒸发器出口端，其体积是可以接受的。

同理，如果选用的蓄热材料为紫铜，假设在制冷剂通过时蓄热材料整体温度波动的范围 ΔT 为 2℃，设铜的密度为 ρ ，比热容为 C_p ，体积为 V ，总质量为 M ，则满足如下关系式：

$$C_p \times \rho \times V \times \Delta T = 2000 \quad (5)$$

$$M = \rho \times V = 2000 / 386 / 2 = 2.59 \text{ kg}$$

$$V = M / \rho = 2.59 / 8930 \times 1000000 = 290 \text{ cm}^3$$

如果将蓄热材料折算成高度为 10cm 的实心通道的圆柱，其底面直径约为 6cm，由于体积更小，也是可以接受的。

在本实验中，作者采用了铝丝作为蓄热材料，将其以丝网的形式填充在一个过滤器改装的容器中，具体如图 3 所示。铝丝的丝径为 0.1~0.12mm，全部为手工填充，由于容器空间的限制，实际填充量为 0.14kg，总填充率 25%。

当系统接入过热平衡器，在环境温度 5℃ 时，见图 6，虽然振荡的幅度没有明显改善，但可以发现振荡的周期明显变长，这表明热力膨胀阀所受到的扰动得到了一定的抑制。为了比较振荡周期的区别，如图 7，将加热时段的 5000s 到 6000s 之间的过热度变化进行了对比。从图中可见，振荡周期从之前的 59s 延长到了 148s。由于热力膨胀阀的工作状态得到一定程度的改善，系统的 COP 略有上升，见表 1。实验结果表明，过热平衡器在提高热力膨胀阀调节的稳定性方面具有一定的作用。

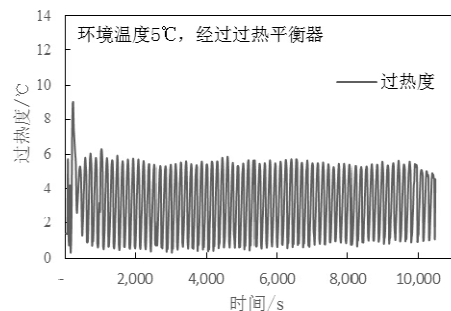


图 6 环温 5℃ 时过热度随时间的变化规律

Fig.6 Superheat variation at 5°C ambient temperature

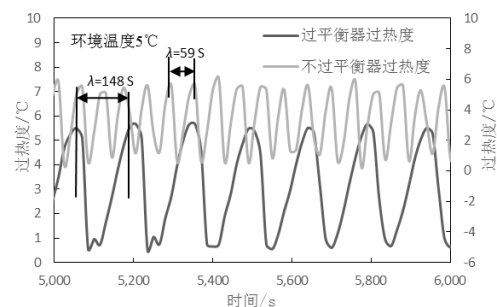


图 7 环温 5℃ 时有/无过热平衡器时过热度的变化规律

Fig.7 Superheat variation at 5°C ambient temperature with/without superheat-balanced device

从实验结果还可以看出，当蒸发器出口接入过热平衡器，会增加压降环节，在采用不同的蓄热材

料以及采用不同的多孔通道结构将会带来不同的压力损失和能量调节作用,因此,有必要对过热平衡器的压降损失进行进一步分析。

2.3 过热平衡器压降损失计算与分析

以实验中的空气源热泵热水器作为计算对象,在5℃的环境温度时,制冷剂液体流量为10g/s,其中蒸发器铜管尺寸为Φ9.5×1mm,即蒸发器出口铜管内径为8mm,则折算为蒸发器出口的流速13m/s,假定采用铝丝,考虑到制冷剂必须通过铝丝构成的多孔通道且要和铝丝充分换热,因此,应尽可能增加过热平衡器的轴向长度,设过热平衡器的实际途径 d_2 等效于蒸发器出口铜管内径 d_1 的两倍,根据流体力学局部阻力损失换算公式:

$$\Delta H = \Delta h_{in} + \Delta h_{out} \quad (5)$$

从蒸发器出口进入过热平衡器经历了一个流通截面扩大的过程,其压力降对应水头损失:

$$\Delta h_{in} = k_e \frac{V_1^2}{2g} = (1 - \frac{d_1^2}{d_2^2})^2 \frac{V_1^2}{2g} \quad (6)$$



图8 制冷剂通过过热平衡器的示意图

Fig.8 Sketch of flowing refrigerant through superheat-balanced device

从过热平衡器出口进入经历了一个流通截面缩小的过程,其压力降对应水头损失:

$$\Delta h_{out} = k_c \frac{V_1^2}{2g} = 0.42(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2})^2 \frac{V_1^2}{2g} \quad (7)$$

由公式(6):

$$\begin{aligned} \Delta h_{in} &= (1 - \frac{d_1^2}{d_2^2})^2 \frac{V_1^2}{2g} \\ &= 0.75 \times 0.75 \times 13 \times 13 / 2 / 9.8 = 4.85\text{m} \end{aligned}$$

同理,由公式(7):

$$\begin{aligned} \Delta h_{out} &= 0.42(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2})^2 \frac{V_1^2}{2g} \\ &= 0.42 \times 0.75 \times 0.75 \times 13 \times 13 / 2 / 9.8 = 2\text{m} \end{aligned}$$

$$\Delta H = \Delta h_{in} + \Delta h_{out} = 4.85 + 2 = 6.85\text{m} \quad (8)$$

则总压降:

$$\Delta h_{in} = \rho g \Delta H = \frac{1}{0.06535} \times 9.8 \times 6.85 = 0.1\text{bar}$$

制冷剂通过过热平衡器后的压降在0.1bar左

右,折算成蒸发器出口饱和蒸气压,相当于蒸发温度降低了1℃,其压降的程度与制冷剂通过气液分离器时的压降相当,因此,该部件造成的压力损失处于可接受的范围。随着丝网和泡沫金属等工艺的进步,其压降可望进一步降低,则系统的综合能效和稳定性可以得到进一步提升。

3 结论

针对空气源热泵热水器热力膨胀阀在低环境温度下容易出现的不稳定振荡问题,本文提出了过热平衡器的理论模型,进行了初步的设计,并搭建了小型的过热平衡器装置,进行了实验研究。

实验研究结果表明:当热力膨胀阀在低温环境温度下出现振荡时,接入过热平衡器后其振荡周期明显延长,振荡被抑制,系统COP有所改善。同时,针对过热平衡器的压降计算表明,优化填充材料和丝网的结构,使其压降进一步降低,系统的综合能效和稳定性可望得到进一步提升。

参考文献:

- [1] 王文斌.小型风冷热泵制冷剂充注量实验研究[J].制冷与空调,2008,22(3):114-117.
- [2] 张良俊,吴静怡,王如竹,等.热力膨胀阀在空气源热泵热水器系统中稳定特性的实验研究[J].工程热物理学报,2006,27(1):33-36.
- [3] 林辩启,罗会龙,王浩,等.热泵辅助供热太阳能热水系统运行模式对比分析[J].制冷与空调,2015,29(6):706-710.
- [4] 田长青,窦春鹏,杨新江,等.制冷系统的稳定性[J].流体机械,2002,30(4):44-47.
- [5] 李舒宏,张小松,杜凯,等.热泵热水装置的应用与分析[J].能源研究与利用,2005,(2):35-37.
- [6] 吴国熙.调节阀使用与维修[M].北京:化学工业出版社,1999.
- [7] Ji Jie, Pei Gang, Chow Tin-tai, et al. Performance of multi-function domestic heat-pump system[J]. Applied Thermal Energy, 2005,(80):307-326.
- [8] Mei V C, Domitrovic, Ronald E, et al. A frost-less heat pump[J]. ASHRAE, 2005,PART1:452-459.
- [9] Hepbasli Arif, Kalinci Yildiz. A review of heat pump water heating systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009,13(6,7):1211-1229.