

文章编号: 1671-6612 (2022) 01-133-07

不同类型膨胀阀对热泵热水器性能影响的研究

严彦¹ 高秀峰² 郑菲菲²

(1. 西安工程大学机电学院 西安 710048; 2. 西安交通大学苏州研究院 苏州 215123)

【摘要】 目前热泵热水器大多采用热力膨胀阀作为系统的节流元件, 但是其仅能控制过热度, 而无法根据其他热力参数对系统进行更加优化的控制。首先建立了热泵热水器稳态数学模型, 搭建了实验装置, 并将模拟结果与实验进行了对比, 验证了模型的精确性。然后, 对系统中采用热力膨胀阀和电子膨胀阀等两种情况进行了模拟分析, 结果显示, 采用电子膨胀阀后可有效降低换热器管内压力及提高系统 COP, 其中冷凝压力会降低 2.16%, COP 值会增加 4.12%, 系统性能大幅提升。

【关键词】 热泵; 热水器; 膨胀阀; 性能系数

中图分类号 TK124 文献标识码 A

Performance of Different Heat Pump Water Heater Influenced by Type of Expansion Valves

Yan Yan¹ Gao Xiufeng² Zheng Feifei²

(1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2.Xi'an Jiaotong University Suzhou Academy, Suzhou, 215213)

【Abstract】 The thermostatic expansion valves (TEV) are usually used to be the throttle devices in heat pump water heaters. However, TEV can merely maintain the superheat temperature, so the system cannot be optimized based on other thermal parameters. A steady mathematical model and experimental apparatus are set up in the present study, and the model is verified by the measured data. Then, the system performance is predicted by the model using TEV and electronic expansion valve (EEV) respectively. The result shows EEV could effectively reduce the in-tube pressure of heat exchangers and increase COP. The condensing pressure decreased by 2.16%, the COP value increased by 4.12%, and the system performance was greatly improved.

【Keywords】 heat pump; water heater; expansion valve; coefficient of performance

基金项目: 陕西省教育厅科研计划项目 (19JK0374); 西安工程大学博士科研启动项目 (BS201807)

作者 (通讯作者) 简介: 严彦 (1988-), 女, 博士, 讲师, E-mail: yy8923507@163.com

收稿日期: 2021-06-03

0 引言

能源和环境问题是 21 世纪人类社会面临的两大严峻挑战, 传统化石能源大量消耗导致的二氧化碳、硫化物、粉尘等污染物排放及热污染方面的环境问题同样备受瞩目。因而寻求新的替代能源及对环境友好的可再生能源, 减少能源消耗引发的环境问题所带来的压力, 成为当前世界性的共同话题和全人类共同关注的焦点^[1,2]。

空气源热泵热水机组是在冷水机组的基础上发展起来的, 它可将低品位热源转移至高品位热源,

其消耗 1 度电即可获取约 4 度电的热量, 并具有节能、安全、环保等优点, 近年来取得了广泛的应用, 目前国内热泵热水器基本上每年保持 300%~400% 的增长率^[3]。

在空气源热泵热水器中, 常用的节流装置有毛细管、热力膨胀阀和电子膨胀阀^[4]。毛细管只是简单地通过流通截面的突然收缩, 增加流体流通阻力来达到对制冷工质节流降压的目的, 无法根据负荷变化及时改变制冷工质的流量, 无法满足空气源热泵热水器运行工况范围宽、常年制热及冷凝温度时

变等特点^[5,6]。因此,热泵热水器通常选用热力膨胀阀或电子膨胀阀作为节流装置。

热力膨胀阀是热泵系统中应用比较广泛的一种节流设备,它是通过感受蒸发器出口制冷剂蒸气过热度大小,来调制冷剂的流量,以维持恒定的过热度。其工作原理是通过感温包将蒸发器出口温度变化转换为压力的变化,压紧/放松弹性金属膜片,推动阀芯改变阀门开度。沈希^[7]等把流量作为开启度、阀的进口压力和出口压力的函数;Mac Arthur^[8]用感温包的时间常数来体现膨胀阀的时间相应,采用喷嘴方程来计算流量;Sami^[9]等把流量方程表示为名义流量、运行过热度、静态过热度、开启过热度的乘积。热力膨胀阀对过热度响应的延迟时间长,调节范围有限,调节精度低。

电子膨胀阀克服了热力膨胀阀的缺点,具有调节精度高、调节范围大等优点,并为制冷装置的智能化提供了条件^[10,11]。电子膨胀阀主要是通过传感器将蒸发器出口压力、压缩机吸气过热度传给控制器,控制器处理信号后,输出指令作用于电子膨胀主阀的步进电机,将阀开到需要的位置以保持蒸发器需要的供液量。控制中,电子膨胀阀的步进电机实时输出变化的动力,能及时克服各种工况和各种负荷情况下主膨胀阀变化的弹簧力,使阀的开度满足蒸发器供液量的需求,进而蒸发器的供液量能实时与蒸发负荷相匹配。但是电子膨胀阀前期的设备成本和后期的维护成本相较于热力膨胀阀都高,这也是阻碍电子膨胀阀全面代替热力膨胀阀的一个障碍。

为了对热力膨胀阀和电子膨胀阀在热泵热水器性能影响方面有一个更加客观地认识,本文建立了热泵热水器的模型,搭建了风冷热泵系统的实验平台,对比了两种节流装置的过热度、吸气压力、排气压力、机组功耗及性能系数,并分析其原因。

1 热泵热水器数学模型

1.1 压缩机模型

本文采用美优乐的全封闭活塞压缩机 MT60,图 1 是根据产品手册数据所给出的压缩机性能曲线,其性能数据可采用最小二乘法拟和出压缩机输入功率、冷凝量和蒸发量等随冷凝温度和蒸发温度变化的函数归纳式^[3]。

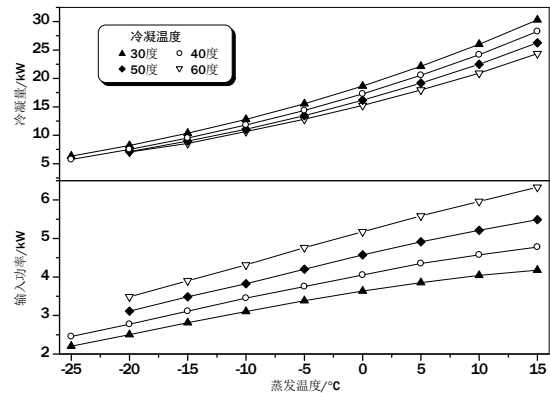


图 1 美优乐 MT60 压缩机性能曲线

Fig.1 MEYLOL MT60 compressor performance curve

1.2 冷凝器和蒸发器模型

本文选用的冷凝器为套管式换热器,内管为外螺纹管,水走管侧,制冷剂走壳侧,如图 2 (a)所示;蒸发器采用管翅式换热器,其简化模型如图 2 (b)所示。对两个换热器均采用稳态分布参数法建立数学模型,并对模型做如下假设^[4]: (1)为逆流型换热器; (2)制冷剂的流动为一维均相流动,不考虑压降,水侧的流动亦视作一维流动; (3)不计管壁热阻略。

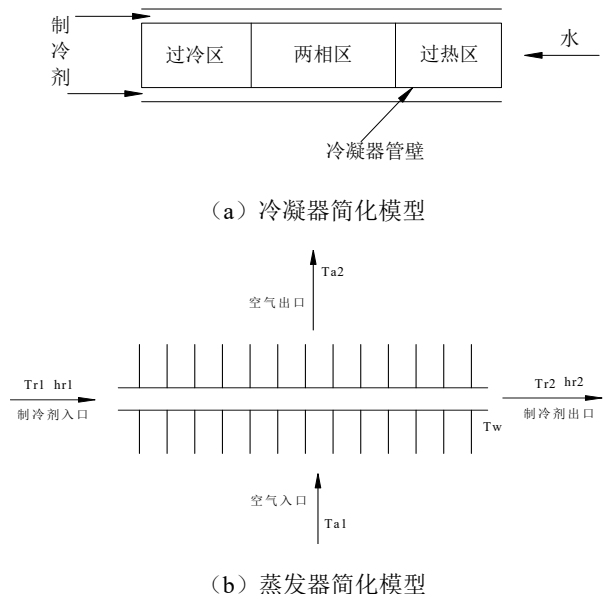


图 2 蒸发器、冷凝器简化模型示意图

Fig.2 Simplified model diagram of evaporator and condenser

在模型中,将换热器分三个相区:过热区、两相区和过冷区,每个相区划分为若干微元。对于单相区,即过热区和过冷区,微元的划分按制冷剂侧

温降进行均分(也可以按焓差进行均分, 由于比热变化不大, 故按焓差划分与按温降划分是近似的); 对于两相区, 由于温度不变, 换热表现在焓值的变化上, 因此微元的划分可按焓差进行均分。对任一微元, 可建立制冷剂侧、水侧或空气侧能量守恒、质量守恒方程组, 知道了微元入口参数则可求解出口参数。

1.3 膨胀阀模型

热力膨胀阀可利用膨胀阀的工作特性来建立经验模型, 也可通过分析膨胀阀的结构和原理来建立机理模型。经验模型的建立需要提供大量的实验数据, 且应用范围比较窄; 而机理模型只要求厂家提供对应的膨胀阀结构数据即可, 实际运用起来也比较方便。本文通过分析热力膨胀阀的工作原理, 利用力平衡法建立热力膨胀阀的机理模型。

热力膨胀阀主要受到三种力的作用, 分别是作用于膜片顶部的感温包内的压力 F_b , 膜片下部的蒸发压力 F_r 以及弹簧力 F_s 。当制冷剂流动达到稳定时, 作用在膜片上的合力平衡, 受力分析如图 3 所示。

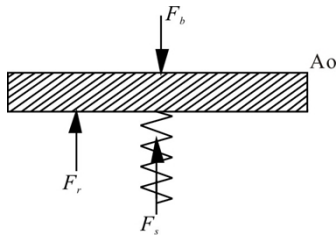


图 3 膨胀阀受力示意图

Fig.3 Force diagram of expansion valve

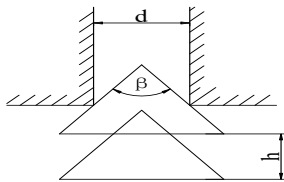


图 4 流通示意图

Fig.4 Circulation diagram

膜片受力达到平衡后分析有:

$$F_b = F_s + F_r$$

(1)

F_b 与感应温度及充注的工质有关, 可通过感温包内的工质的压力和温度得到。 F_s 可由下式计算:

$$F_s = F_{s,o} + F_f + k_s h \tag{2}$$

式中: $F_{s,o}$ 、 F_f 和 k_s 可通过厂家提供的数据得到。其中, $F_{s,o}$ 为阀门全开时的弹簧力, N; F_f 为开启阀门的摩擦力, N; k_s 为弹簧的弹性模量, N/m; h 为阀芯的位移即开启度, m。

当已知过热度及蒸发压力时, 就可根据 (1) 和 (2) 两式得到热力膨胀阀的开启度 h 。热力膨胀阀的流通示意图如图 4 所示, 从图中可以看出, 已知膨胀阀的开启度 h 和结构尺寸(可通过厂家得到), 就可得到热力膨胀阀在一定工况下的流通面积 A , 其可由下式计算:

$$A = \pi h \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \left(d - \frac{h}{2} \sin \beta\right) \tag{3}$$

式中: β 为阀体锥角; d 为针孔直径。

热力膨胀阀在一定的进出口状态和过冷度下, 其制冷剂流量 m 特性可由下式计算得到:

$$m = C_D A \left[2\rho_m (p_c - p_e)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{4}$$

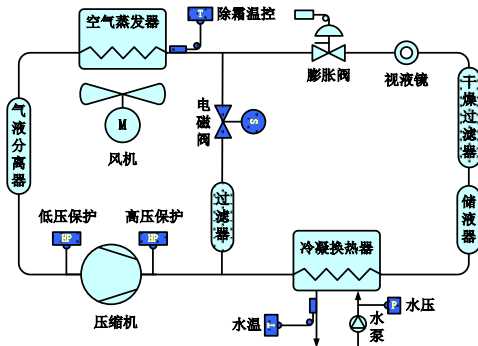
式中: C_D 为流量系数, ρ_m 为膨胀阀的进口密度, p_c 和 p_e 分别为冷凝和蒸发压力。

由于电子膨胀阀的节流结构和热力膨胀阀相同, 故仍采用热力膨胀阀的数学模型来描述电子膨胀阀的流量特性^[8]。对于圆锥型电子膨胀阀, 沿用水力学公式来描述电子膨胀阀的流量特性, 与热力膨胀阀有所不同的只是阀的开度 h 与过热度 t_{sh} 之间的关系, 电子膨胀阀既可存在上述热力膨胀阀所描述的力学关系, 亦可根据实际情况来设定适应实际情况的调节关系。

2 实验方法及流程

图 5 (a) 所示为空气源热泵热水装置的原理图, 图 5 (b) 所示为所搭建的实验平台。实验中, 压缩机选用美优乐的全封闭活塞压缩机 MT60。在压缩机吸气口前设置一气液分离器, 起到气液分离作用, 壁面过量液体进入压缩机腔体造成“液击”损伤。蒸发器采用管翅式换热器, 冷凝器选用套管式换热器。压缩机、水泵及风机的功耗 W_l 应用智能数显功率表测得, 精度等级为 0.5。采用 T 型热电偶测量冷凝器进口水温、冷凝器出口水温、压缩机吸气口温度及压缩机排气口温度, 热电偶精度为

±0.1℃。采用精度为 0.5% 的压力变送器测量蒸发器出口压力和冷凝器出口压力。



(a) 系统流程图



(b) 热泵实验装置及保温间

图 5 热泵热水器实验装置

Fig.5 Experiment equipment of heat pump water heater

控制模拟环境温度在 -5℃、5℃ 和 15℃ (保证翅片管式换热器的进风) 进行制热性能实验。在不同的工况下, 将机组连续、稳定运行 20 分钟以上 (以翅片管式换热器的进风温度不超过 ±1.0℃ 为准), 测量系统运行时的参数, 其温度、压力等过程参数, 主要通过温度热电偶和压力传感器在机组达到稳定运行时测得, 采样周期为 2 秒, 并将测试值与模拟值进行比较, 比较结果如表 1 所示。从表中可见, 计算模型具有很高的精度。

表 1 模拟结果与实验结果对比

Table 1 Comparison between simulation results and experimental results

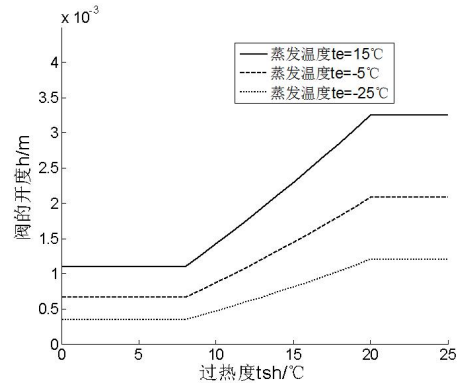
环温/℃		-5	5	15
压缩机功耗 P	实验值/kW	4.81	5.59	6.13
	模拟值/kW	4.54	5.32	6.07
	误差/%	5.63	4.84	0.97
制热量 Q_c	实验值/kW	14.07	19.25	23.54
	模拟值/kW	13.05	17.86	23.27
	误差/%	7.27	7.22	1.15
COP	实验值/kW	2.93	3.44	3.84

模拟值/kW	2.81	3.36	3.83
误差/%	4.16	2.38	0.18

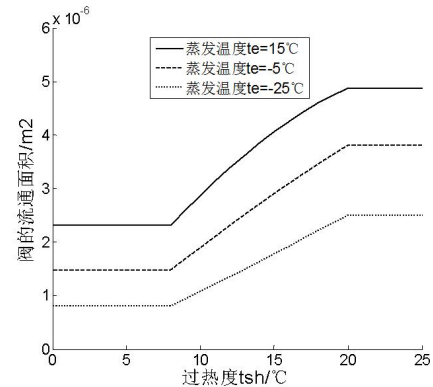
3 热力膨胀阀和电子膨胀阀对性能影响

膨胀阀在热泵中主要起节流作用, 其工作原理是制冷剂流过阀门时流动截面突然收缩, 流体流速加快, 压力下降。在热泵空调中, 膨胀机构的主要作用是: 节流降压、调节流量和控制过热度。

若节流机构给蒸发器的供液量与蒸发器负荷相比过大, 则部分液态制冷剂会进入压缩机, 引起湿压缩或冲缸事故; 反之, 若供液量与蒸发器负荷相比过少, 则蒸发器部分传热面积未能充分发挥其效能, 甚至会造成蒸发压力降低, 而使制冷量降低, 亦影响制热量降低, 进而影响系统性能。由此可见节流机构的流量调节对热泵或空调装置的节能降耗起着非常重要的作用, 下面主要以热力膨胀阀和电子膨胀阀作对比研究。



(a) 过热度对阀门开度的影响



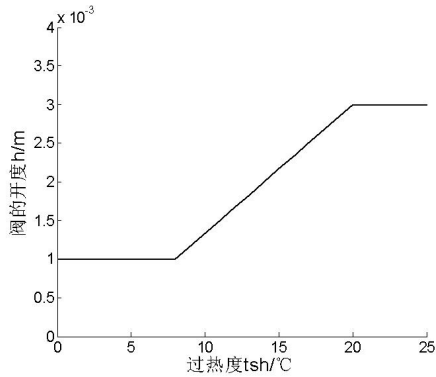
(b) 过热度对阀门流通面积的影响

图 6 热力膨胀阀的开度或流通面积随过热度的变化

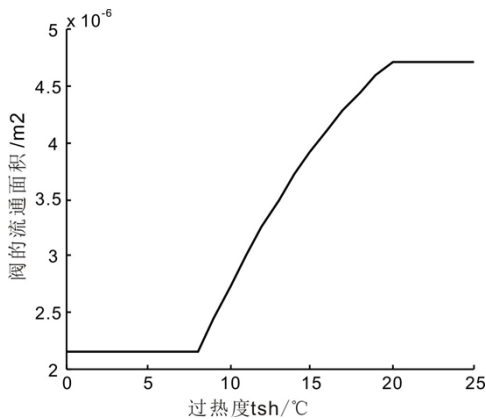
Fig.6 Variation of opening or flow area of thermal expansion valve with superheat

图 6 所示为热力膨胀阀的开度及流通面积随

过热度的变化。从图中可以看出, 热力膨胀阀的开度不仅与过热度有关, 还与蒸发温度有关。过热度在 0~8℃时, 阀门的开度为 0.3m, 并在此过热度范围内保持不变; 当过热度在 8~20℃变化时, 阀门的开度随着过热度的增加而增大; 当过热度大于 20℃时, 阀门开度继续保持不变。同时, 随着蒸发温度的增加, 阀门开度也随之增大, 但因增加速率不同, 各条状态线间的差值在逐渐增大, 蒸发温度的不同对过热度较大时的阀门开度影响较大。从图中可以看出: 当蒸发温度为-25℃时, 阀门开度的增长率为 150%; 当蒸发温度为-5℃时, 阀门开度的增长率为 185%; 当蒸发温度为 15℃时, 阀门开度的增长率为 200%。



(a) 过热度对阀门开度的影响



(b) 过热度对阀门流通面积的影响

图 7 电子膨胀阀的开度或流通面积随过热度的变化
Fig.7 Variation of opening or flow area of electronic expansion valve with superheat

图 7 所示为电子膨胀阀的开度及流通面积随过热度的变化。与热力膨胀阀不同的是, 电子膨胀阀的开度只与过热度有关, 与蒸发温度无关。同时, 控制器可人为设定阀的开度与过热度的关系, 因此

电子膨胀阀能有效的控制过热度, 使机组性能达到最优。

图 8 为蒸发压力随环境温度的变化曲线, 图 9 为冷凝压力随环境温度的变化曲线。从图 8 中可以看出, 应用电子膨胀阀的蒸发压力略高于热力膨胀阀, 但两者间差距不大。从图 9 中可以看出, 应用电子膨胀阀的冷凝压力远低于热力膨胀阀, 平均差值为 2.6%。且随着环境温度的升高, 两者之间的差距越来越小。这一现象表明, 应用电子膨胀阀可提高机组的整体性能。

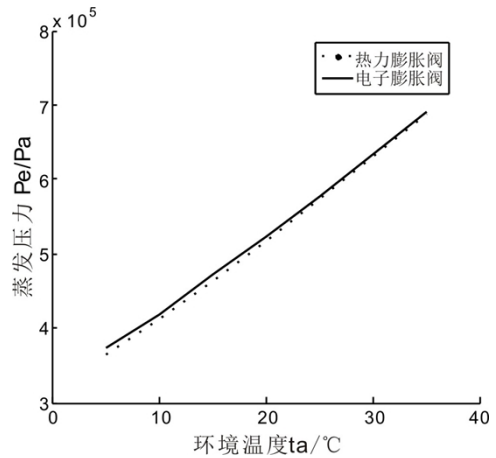


图 8 蒸发压力随环境温度的变化

Fig.8 Variation of inspiratory pressure with ambient temperature

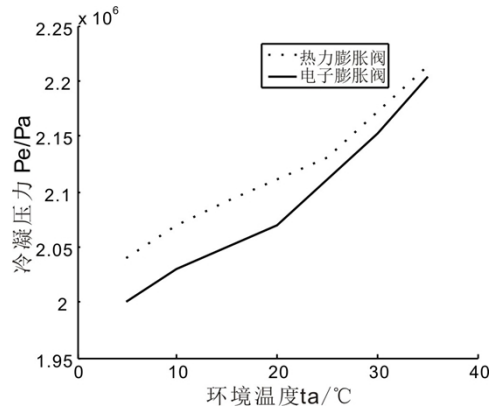


图 9 冷凝压力随环境温度的变化

Fig.9 Variation of exhaust pressure with ambient temperature

图 10 为过热度随环境温度的变化曲线。从图中可以看出, 两种控制方式下, 过热度均随环境温度的增加而增大。热力膨胀阀的过热度始终高于电子膨胀阀, 这说明电子膨胀阀可以降低蒸发器的过热度, 增加压缩机的吸气量, 从而提高机组性能。

从图中还可以看出，因增长率不同，不同膨胀阀的过热度变化曲线间的差值在逐渐减小，膨胀阀类型的不同对过热度的影响随着环境温度的增加越来越小。

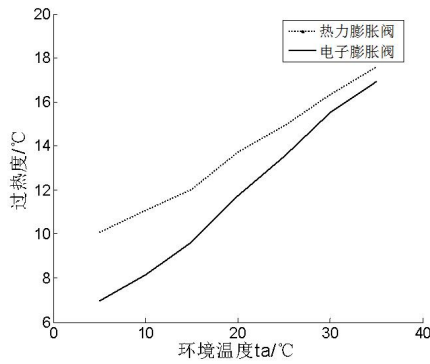


图 10 过热度随环境温度的变化

Fig.10 Variation of superheat with ambient temperature

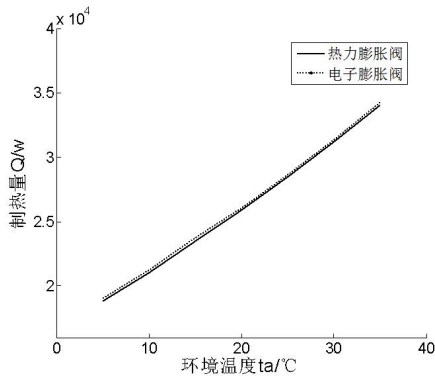


图 11 机组制热量随环境温度的变化

Fig.11 Variation of heating capacity with ambient temperature

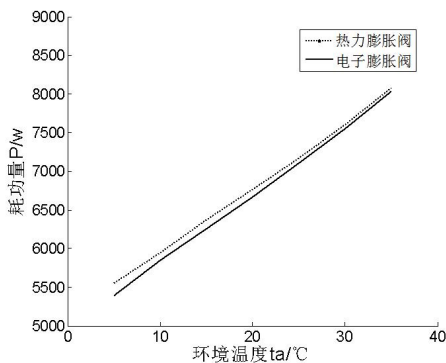


图 12 机组功耗量随环境温度的变化

Fig.12 Variation of power consumption with ambient temperature

图 11 为制热量随环境温度的变化曲线，图 12 为功耗量随环境温度的变化曲线。从图中可以看出，虽然相较于热力膨胀阀，采用电子膨胀阀的机组的制热量增幅不是很大，但功耗有所减少，因此机组的整体性能有所增加，如图 13 所示。图 13 为 COP 随环境温度的变化。从图中可以看出，COP 随环境温度的升高而增加，且与热力膨胀阀相比，电子膨胀阀的 COP 值均较高，比热力膨胀阀的 COP 总体增加了 4.12%。但因增长率不同，不同膨胀阀的 COP 变化曲线间的差值在逐渐减小，膨胀阀类型的不同对 COP 的影响随着环境温度的增加越来越小。

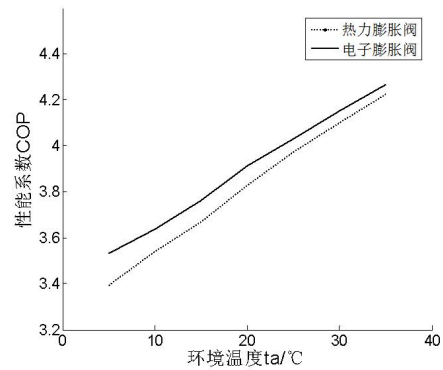


图 13 性能系数随环境温度的变化

Fig.13 Variation of COP with ambient temperature

从图 8~13 整体来看，当环境温度较低时，电子膨胀阀的优势更明显，随着环境温度的升高，这种差别不是很大，原因在于所采用的模型中，电子膨胀阀对过热度的控制随着环境温度的增大将与热力膨胀阀的控制趋于一致。当然，由于电子膨胀阀可通过控制人为设定有效的控制过热度，故机组在标准工况下、变工况、满负荷、变负荷运行均能维持较高的 COP 值水平。

综上所述，电子膨胀阀以其调节精度高、调节范围大等优点补偿了热力膨胀阀的不足，它能按电脑预设的程序进行流量调节，能精确控制过热度，使蒸发器的传热面积得到充分有效利用，这对提高机组性能、节约能源消耗量有重要意义。

4 结论

本文基于空气源热泵热水实验装置平台，在不同类型的膨胀阀下，分布研究了过热度对阀门开度及阀门流通面积的影响，以及环境温度对蒸发压力、

冷凝压力、过热度、制热量、功耗量以及系统 COP 的影响, 具体结论如下:

(1) 热力膨胀阀的开度随过热度及蒸发温度的增加均增大。随着蒸发温度从 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, 阀门开度的增长率从 150% 增加到 200%。电子膨胀阀的开度仅与过热度有关, 与蒸发温度无关。

(2) 电子膨胀阀的蒸发压力与热力膨胀阀相近, 但其冷凝压力低于热力膨胀阀, 平均差值为 2.6%。

(3) 电子膨胀阀的过热度 and 耗功量均小于热力膨胀阀, 而 COP 值总体比热力膨胀阀大 4.12%。

综上可知, 电子膨胀阀对热泵热水机组宽广的蒸发和冷凝温度变化区间的适应能力明显优于热力膨胀阀, 机组高载荷区电机保护、宽工况压缩机能力发挥、低环温热量防衰减、高环温 MOP 保护等性能及效果明显提升, 进一步说明电子膨胀阀的优势所在。

参考文献:

- [1] 梁金修. 我们能源供需与新型工业化能源战略[J]. 宏观经济管理, 2006, (4): 67-72.
 - [2] 余升翔, 马超群, 王振红, 等. 能源金融的发展及其对我国的启示[J]. 国际石油经济, 2007(8): 21-26.
 - [3] 孟庆山. 水源热泵机组变流量水系统节能优化探讨[J]. 制冷与空调, 2010, 10(1): 84-89.
 - [4] 张川, 马善伟, 陈江平, 等. 电子膨胀阀节流机构流量特性的实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(2): 291-296.
 - [5] 刘志强. 空气源热泵机组动态特性及性能改进研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2003.
 - [6] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
 - [7] 沈希. 压缩机制冷量测试系统的动态分布模型的研究[J]. 压缩机技术, 1991, 10(1): 12-16.
 - [8] MacArthur J W. Transient heat pump behavior: a theoretical investigation[J]. Internation Journal of Refrigeration, 1984, 7(2): 123-131.
 - [9] Sami S M, Dahman A. Numerical prediction of dynamic performace of vapour compressor heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(3): 691-705.
 - [10] Kim Y C. Two-phase flow of R-134a and R-12 through short-tube orifices[J]. ASHRAE Transactions, 1994, 100(2): 582-591.
 - [11] 石文星, 王宝龙, 邵双全, 等. 小型空调热泵装置设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.
-
- (上接第 114 页)
- [2] 刘小燕, 吕晓军, 程清波, 等. 铁路客运站能耗设备监控系统研究[C]. 2014 第九届中国智能交通年会, 2014: 947-951.
 - [3] 杨秀娥. 成都新客站候车厅建筑设计节能研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2009.
 - [4] 宋歌, 刘燕, 朱丹丹, 等. 铁路客站用能现状及其影响因素分析[J]. 暖通空调, 2013, 43(4): 85-90.
 - [5] 刘小燕. 铁路客运站夏季空调能耗研究[D]. 长沙: 中南大学, 2010.
 - [6] 韩婕, 龚光彩, 杨厚伟, 等. 高大空间空气载能辐射末端热环境与传能研究[J]. 建筑科学, 2017, 33(10): 113-119.
 - [7] 刘刚, 叶倩, 魏庆芑, 等. 公共建筑能耗指标值确定方法研究[J]. 建设科技, 2015, (14): 41-45.
 - [8] 住房和城乡建设部标准定额研究所, 深圳市建筑科学研究院股份有限公司, 清华大学建筑节能研究中心. 国家标准《民用建筑能耗标准》实施指南[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018.
 - [9] 谭雪梅. 泵与风机[M]. 北京: 中国电力出版社, 2019.