

# 干式多联机电子膨胀阀特性研究

傅英胜 宋培刚 魏忠梅  
(珠海格力电器股份有限公司)

**摘要** 干式多联机具有蒸发温度高、节能环保和舒适性高的特点,应用前景广阔。本文分析了干式多联内机电子膨胀阀特性,通过试验验证普通电子膨胀阀在干式多联内机使用的可行性,结果表明普通电子膨胀阀可应用在干式多联机上。

**关键词** 温湿度独立控制空调;电子膨胀阀;干式多联机;流量特性

## Research on characteristics of electronic expansion valve of dry VRF

Fu Yingsheng Song Peigang Wei Zhongmei  
(Gree Electric Appliances, Inc. of Zhuhai)

**ABSTRACT** Due to the high evaporation temperature and good energy saving and comfort features, VRF application prospect. This paper analyzes the dry VRF indoor unit electronic expansion valve characteristics, experimental verification ordinary electronic expansion valve in the feasibility of using dry VRF indoor unit. The results show that ordinary electronic expansion valve can be used in the dry VRF indoor unit.

**KEY WORDS** Temperature and humidity independent control air-conditioning; electronic expansion valve; VRF; flow characteristics

随着经济和社会的快速发展,建筑能耗在我国总能源消耗中的比例已超过1/3,成为关系国计民生的重大问题,而采暖、空调能耗又约占建筑总能耗的60%以上,提高室内空气品质、减少能源消耗已经受到越来越多的关注。目前常规多联空调系统采用冷凝除湿方式处理空气,降温与除湿同时进行。而实际上降温所需的冷源温度明显高于除湿所要求的冷源温度,且此种处理方式很难满足建筑室内空气温度与湿度同时变化的需求。将温度与湿度独立处理的空调系统(温湿度独立控制空调系统)可以避免常规空调系统热湿耦合处理带来的问题,能够有效提高空调系统的能源利用效率,与普通空调相比可节能35%。在温湿度独立控制空调系统中,采用蒸发温度17℃左右即可实现控制室内空气温度的目的;采用溶液除湿或冷凝除湿等多种方式处理新风,可以实现控制室内空气湿度及提供新鲜空气的需求;保证了一些扩宽机组运行范围的方法。

干式多联机采用高蒸发温度,又有多联机的舒适、灵活性的优点,为温湿度独立控制空调系统提供一种新的空调系统方案。由于室内湿度的调节任务主要由新风机组承担,干式多联机负责湿度的调节仅需提供显热部分的调节。较之传统制冷系统蒸发温度高,电子膨胀阀前后压差小、冷媒流量小,这对电子膨胀阀在小压差、小开度下实现冷媒流量的准确控制提出了迫切需要。实现电子膨胀阀在小流量下对冷媒流量的准确控制,可以有效推进温湿度独立控制空调技术的普及,实现建筑节能。本文将通过试验验证普通电子膨胀在干式多联机可行性。

### 1 试验系统

#### 1.1 试验电子膨胀阀

试验运行工质为R410A,调节参数为阀前的压力和过冷、阀后的压力和温度以及阀的开度(脉冲数);测定参数为制冷剂的质量流量。

试验采用佛山华鹭自动控制器有限公司生产

收稿日期:2014-10-23

作者简介:傅英胜,本科,中级工程师,主要研究方向为多联机制冷系统及控制。

的 UKV-10D240 电子膨胀阀(详细信息见表 1), 其全开脉冲为 500, 电子膨胀阀流通截面  $A(\text{m}^2)$  的拟合关系式如式(1)、(2)所示。

$$A = -0.17h^2 + 1.3h \quad (1)$$

$$h = \frac{n}{192} \quad (2)$$

式(1)、(2)中:  $h$  为阀杆升程(m);  $n$  为脉冲数(pls)。

表 1 UKV-10D240 电子膨胀阀参数

电子膨胀阀型号	冷量范围	管口尺寸	适应冷媒
UKV-10D240	R410A 3.1kW R22 2.6kW	$\varphi 1.0$	R22、R410A、 R407C

### 1.2 试验原理图

试验流程说明:

主回路: 压缩机 → 冷凝器 → 储液器 → 吸气压力控制阀(旁通阀) → 蒸发器 → 压缩机  
 旁通回路: 压缩机 → 旁通阀 → 蒸发器 → 压缩机

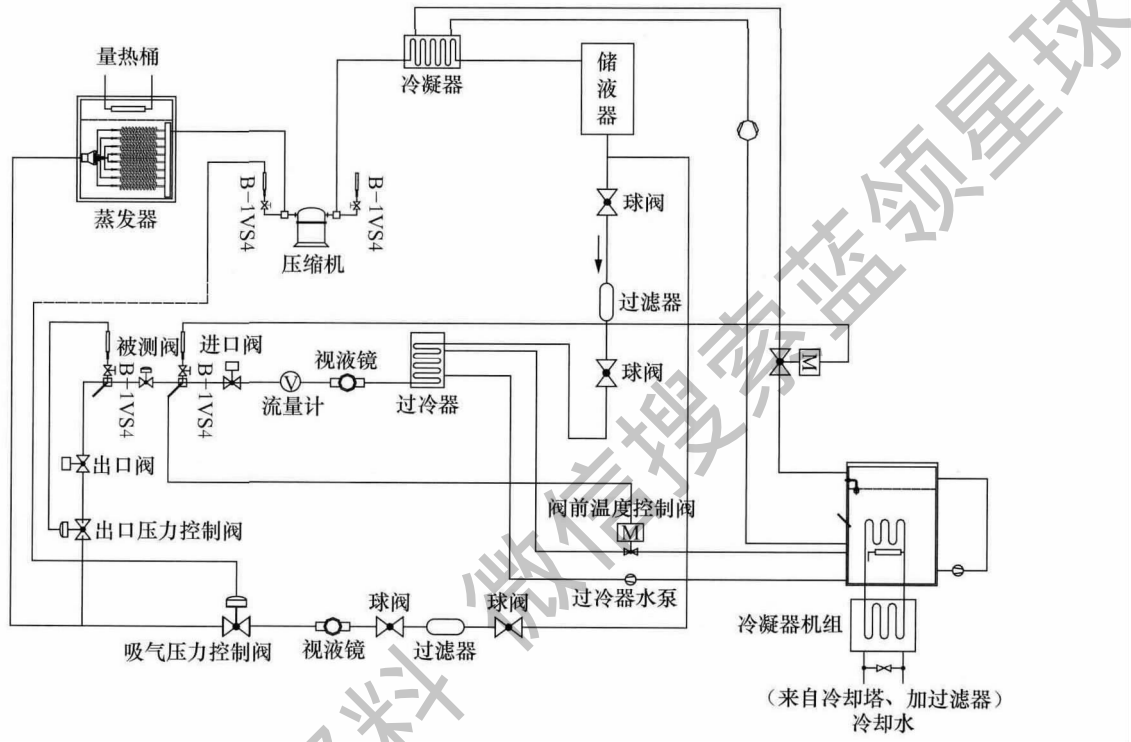


图 1 试验原理图

测试回路: 压缩机 → 冷凝器 → 储液器 → 过冷器 → 流量计 → 被测阀(节流装置) → 出口压力调节阀 → 蒸发器 → 压缩机

### 1.3 试验主要设备

#### 1.3.1 压缩机

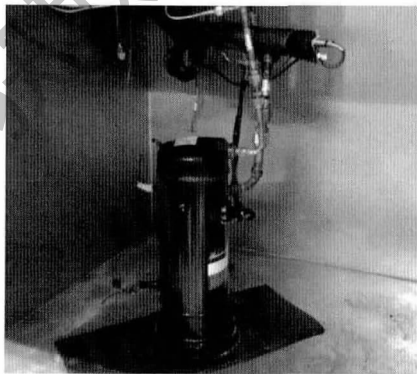


图 2 压缩机

该试验所用压缩机(图 2)的型号为 VPV038SE, 其排气量为 38 cc/rev, 转速为 900 ~ 7 200 RPM, 制冷量为 12.6 kW, 功率为 3.8 kW。

#### 1.3.2 冷凝器

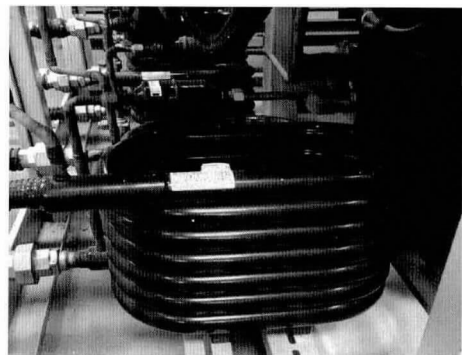


图 3 冷凝器

该试验所用冷凝器(图 3)为同轴换热器, 型号

是 SS0366GT-U,水侧压力为 1.5 MPa,制冷剂侧压力为 3.0 MPa。

### 1.3.3 旁通阀



图 4 旁通阀

该试验所用旁通阀(图 4)型号是 SS0366GT-U,行程为 8 mm,操作信号为 DC4-20 mA(0-5 V),共有正、逆两个动作。

### 1.3.4 蒸发器

该试验所用蒸发器(图 5)为自制件。



图 5 蒸发器

## 1.4 仪器精度误差

该试验所用仪器精度见表 2。

表 2 试验所用仪器精度

测量参数	测量仪器	测量范围	测量精度	控制精度
阀前温度/℃	日本千野 PT100A	过冷度为 3~10	±0.1	±0.2
阀后温度/℃	日本千野 PT100A	0~50	±0.1	/
阀前压力/MPa	FP101 0~5	1.0~4.5	±0.2% FS	±0.5% FS
阀后压力/MPa	FP101 0~2.0	0.2~1.5	±0.2% FS	±0.2% FS
质量流量/(kg/h)	质量流量计 美国 Emerson	5~100	±0.1%	/

注:FS 为满量程精度

## 2 仿真模型

目前对于电子膨胀阀流量特性关联式的研究,综合实验数据的基础上整理关系式的时候,总是遵循半经验的或纯经验处理方法。文献[1、3]中采用水力学形式来描述电子膨胀阀流量特性关联式

$$q_m = C_d A \sqrt{2\rho(P_{in} - P_{out})} \quad (3)$$

式(3)中: $q_m$ 为制冷剂的质量流量(kg/s); $C_d$ 为流量系数; $A$ 为电子膨胀阀的流通截面积( $m^2$ ); $\rho$ 为电子膨胀阀入口制冷剂的密度( $kg/m^3$ ); $P_{in}$ 为电子膨胀阀前制冷剂入口压力(MPa); $P_{out}$ 为电子膨胀阀后制冷剂出口压力(MPa)。该方程结构简单,等式两端量纲一致,因此,在系统仿真计算中被广泛加以采用。但该方程结构形式是在不可压缩流体的假设条件下推导得出的,与电子膨胀阀实际流动特性有较大的差别,因此作为修正系数的  $C_d$  必须能够反映出电子膨胀阀自身的流量特性,从而对电子膨胀阀流量特性的研究也就集中在对  $C_d$  经验关联式的研究上,目前,学术界引进  $C_d$  建立流量计算公式:

$$C_d = 0.08076\pi_1^{0.0554}\pi_2^{-0.0102}\pi_3^{-0.0190}\pi_4^{0.2046}\pi_5^{-0.0017}\pi_6^{0.6612} \quad (4)$$

$\pi_1$  进口压力的影响:

$$\pi_1 = \frac{P_{in} - P_{sat}}{P_c} \quad (5)$$

式(4)、(5)中: $P_{in}$ 为进口压力(MPa); $P_{sat}$ 为饱和压力(MPa); $P_c$ 为冷凝压力(MPa)。

$\pi_2$  过冷度影响:

$$\pi_2 = \frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \quad (6)$$

式(6)中: $\Delta T_{sub}$ 为过冷度(°C); $T_c$ 冷凝温度(°C)。

$\pi_3$  结构尺寸(长径比)影响:

$$\pi_3 = \frac{L}{D} \quad (7)$$

式(7)中: $L$ 为长度(m); $D$ 为直径(m)。

$\pi_4$  密度、摩擦力、气泡生长影响:

$$\pi_4 = \frac{v_g}{v_f} \quad (8)$$

式(8)中: $v_g$ 为气相比容( $m^3/kg$ ); $v_f$ 为液相比容( $m^3/kg$ )。

$\pi_5$  密度、气泡生长的影响:

$$\pi_5 = \frac{\sigma}{DP_{in}} \quad (9)$$

式(9)中: $\sigma$ 为表面张力(N); $D$ 为直径(m); $P_{in}$ 为

进口压力(MPa)。

$\pi_6$  结构尺寸影响:

$$\pi_6 = \frac{D_c}{D} \tag{10}$$

式(10)中; $D$ 为直径(m); $D_c$ 为当量直径。

### 3 结果分析

#### 3.1 电子膨胀阀在小压差小开度流量数据

试验过程保持阀前压力 2.32 MPa(对应冷凝温度 38 °C)、阀后压力 1.263 MPa(对应蒸发压力 15 °C)、过冷度 10 °C,电子膨胀阀开度范围 40~70PLS 测试数据如表 3 所示。

表 3 电子膨胀阀开度范围 40~70PLS 测试流量与计算流量

阀开度/PLS	40	45	50	55	60	65	70
实测流量/(kg/h)	8.99	10.68	12.06	13.1	14.33	15.83	17.09
计算流量/(kg/h)	8.11	10.53	11.75	13.23	14.15	15.56	16.81
理论计算误差/%	-9.8	-1.4	-2.6	1.0	-1.3	-1.7	-1.6

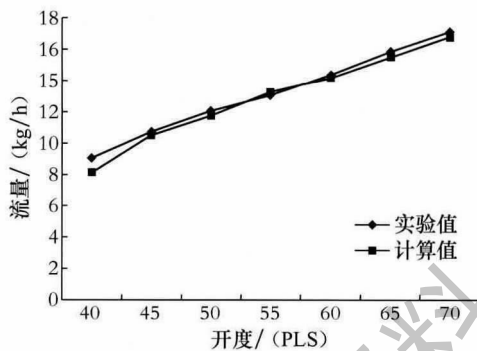


图 6 电子膨胀阀开度范围 40~70PLS 流量对比

由表 3、图 6 可见,当阀的进出口压力、过冷度一定时,电子膨胀阀的质量流量随开度线性关系,理论计算也是呈线性关系,理论流量与实际流量均在 10%误差内。电子膨胀阀在小压差小开度情况下,流量曲线近似直线,在这种情况下电子膨胀阀还是可控的。

#### 3.2 不同压降与对应流量的数据及分析

试验过程中保持阀前压力 2.6 MPa、过冷度为 4 度时,在一定阀后压力(出口压力)调节不同开度(100 PLS~500 PLS),测定此时的质量流量。改后阀后压力(0.8 MPa~1.6 MPa),重复上述操作,试验结果如表 4 所示。

由表 4、图 7 可见,阀前后压差变小电子膨胀

表 4 改后阀后压力(0.8 MPa~1.6 MPa)的测试结果

开度	压差 $\Delta P$ /MPa					最小流量 / 最流量
	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	
100	22.94	23.61	23.88	24.15	24.72	92.8%
200	38.80	40.78	41.85	42.21	42.68	90.9%
300	53.35	55.83	58.41	57.45	58.07	91.9%
400	66.73	69.88	72.25	72.70	72.02	92.7%
500	75.91	80.89	82.62	88.32	92.26	82.3%

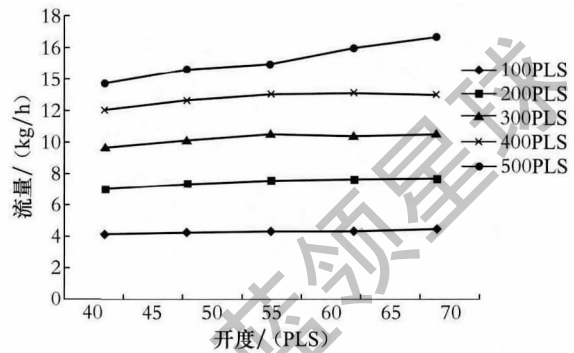


图 7 改后阀后的流量对比

阀质量流量略有降低,且在不同开度条件制冷剂量流量的减少量基本一致.压差由 1.8 下降到 1.0 MPa 质量流量减少 10%左右(100~400 PLS),而开度为 500 PLS 质量流量也只减少 17%,因此阀前后压差对质量流量的影响并不大,改变质量流量的主要因素是电子膨胀阀的开度。

### 4 结束语

干式多联机作为温湿度独立控制空调系统一部分,该机组具有蒸发温度高、高效节能等特点,其内电子膨胀阀工作特点是压差小、制冷剂流量小。本文通过实验验证电膨胀在小压差小开度情况流量稳定可控;电子膨胀阀出口压力不是影响电子膨胀主要因素。干式多联内机可以使用普通电子膨胀阀。

### 参考文献

- [1] 张春路,杨亮,邵亮亮主编.制冷系统仿真原理[M].上海:机械工业出版社,2001:78-102.
- [2] 陈芝久,孙文喆,于兵.制冷装置节能控制与电子膨胀阀应用研究[J].制冷学报,1998,30(4):39-44.
- [3] 张春路,丁国良,李灏.制冷剂饱和热力性质的隐式拟合方法[J].工程热物理学报,1999,20(6):673-676.
- [4] 张涛,刘晓华,赵康,江亿.温湿度独立控制空调系统应用性能分析[J].建筑科学,2010,20(10):146-150.