

文章编号:0253 – 4339(2018) 03 – 0039 – 05
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 03. 039

变径毛细管在 R410A 冷暖空调器中的流量特性

何钦波 闫格尼 徐言生

(顺德职业技术学院 广东高校热泵工程技术开发中心 佛山 528333)

摘 要 为减少变径毛细管在 R410A 冷暖空调器应用中的匹配实验工作量,利用节流元件制冷剂流量测试台对多个结构尺寸规格的变径毛细管进行了 R410A 制冷剂流量测试,建立了基于阻抗计算方法的流量特性经验模型。利用该模型计算出 KFR-32GW 冷暖空调器所需变径毛细管的初步结构尺寸,并在该冷暖型空调器上进行精确匹配实验,确定最佳变径毛细管结构尺寸。实验结果表明:采用变径毛细管节流的空调器相对采用毛细管组件节流的空调器,制冷量减少 0.3%,制冷能效比不变,制热量增加 0.5%,制热能效比减少 0.3%,两者的性能指标基本相同。因此变径毛细管可以代替毛细管组件应用于 R410A 冷暖空调器,且通过实验方法建立的变径毛细管 R410A 制冷剂流量特性经验模型精度较高,可以满足实际工程应用。

关键词 变径;毛细管;空调器;流量特性;R410A

中图分类号:TB657.2; TK124

文献标识码: A

Flow Characteristic of Variable Diameter Capillary Tube for Heat Pump Type Air Conditioner with R410A

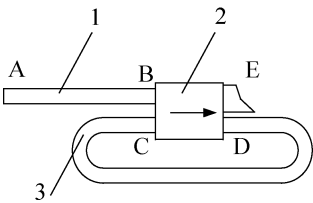
He Qinbo Yan Geni Xu Yansheng

(Guangdong University Heat Pump Engineering Technology Development Center, Shunde Polytechnic, Foshan, 528333, China)

Abstract A variable diameter capillary tube consisting of two serially connected capillary tubes with different diameters was invented to replace a conventional expansion device. The mass flow rates of refrigerant R410A in variable diameter capillary tubes with various sizes were tested. A model of the variable diameter capillary tube is proposed, and a numerical algorithm for the tube length and mass flow rate is developed. The experimental results show that, in a performance comparison between a variable diameter capillary tube system and a capillary tube assembly system, the cooling capacity of the former is reduced by 0.3%, their energy efficiency ratio (EER) is equal, the heating capacity is increased by 0.3%, and the coefficient of performance (COP) is decreased by 0.3%. That is, the performance index of the two kinds of throttle mechanism is almost identical. This indicates that the variable diameter capillary tube can completely replace the capillary tube assembly in an R410A heat pump type air conditioner. The model is validated using experimental data, and the results show that the model can be used for sizing and rating a variable diameter capillary tube.

Keywords variable diameter; capillary tube; air conditioner; flow characteristic; R410A

冷暖型空调器在制冷运行和制热运行时制冷剂流量不同,且制冷流量大于制热流量,这就要求制冷运行时毛细管节流阻力小于制热运行的阻力^[1]。为达到这一目的,目前采用如图 1 所示的带单向阀的毛细管组件,使制冷系统在制冷、制热时制冷剂流过的毛细管长度不同(制冷时,制冷剂流向为 A-B-E;制热时,制冷剂流向为 E-D-C-B-A),但也因增加了单向阀,使毛细管组件的成本增加。Xu Yansheng 等^[2]利用制冷剂在毛细管节流中的气液两相流特性,发明了如图 2 所示的由两段管径不同的毛细管串联组成的变径毛细管,用于替代带单向阀的毛细管组件,以达



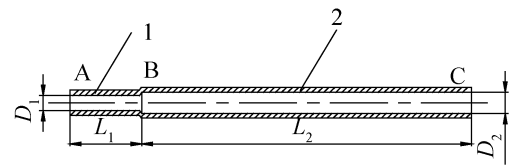
1 主毛细管;2 单向阀;3 辅助毛细管。

图 1 带单向阀的毛细管节流组件

Fig. 1 Capillary tube assembly

到降低成本、简化结构的目的。本课题组在以 R22 为制冷剂的 KFR-32GW 冷暖型空调器中做了等效代

替实验,取得了较理想的结果^[3]。但由于环保方面的问题,R22 制冷剂将逐步被淘汰,因此 R410A (R32、R125 质量比各占 50%,)作为一种主要替代制冷剂,将广泛应用于空调器等制冷产品中^[4-9]。因此,研究变径毛细管在 R410A 冷暖空调器中的节流特性对促进变径毛细管技术的应用有较大意义。



1 小管径毛细管;2 大管径毛细管。

图 2 变径毛细管

Fig. 2 Variable diameter capillary tube

1 实验方案及设备

1.1 实验方案

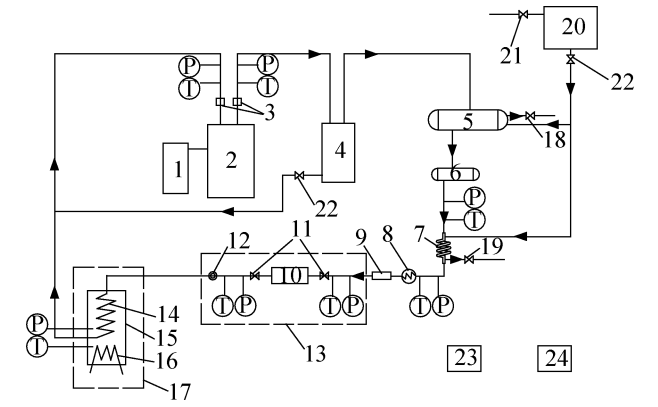
要实现用变径毛细管代替毛细管组件进行节流,关键问题是解决变径毛细管在空调器中的匹配问题,即毛细管管径和长度两个结构尺寸的确定。目前,用于单一管径的毛细管结构尺寸计算的理论模型和经验模型较多,且具有较高的计算精度^[10-16],但变径毛细管必须同时满足制冷流量和制热流量需要,需要确定两个管径和两个长度共 4 个结构尺寸,现有的经验模型已不适用,而理论模型不仅精度较差,计算也较为复杂,不适合工程应用^[17]。为减少变径毛细管在 R410A 冷暖空调器中的匹配工作量,制定了如下实验方案:

- 1)测定采用毛细管组件节流的原 R410A 冷暖空调器在标准环境工况下的性能指标(制冷量、制热量、制冷能效比、制热能效比)和运行工况(冷凝压力、过冷度、蒸发压力、过热度)。
- 2)在节流元件制冷剂流量测试台上,测定毛细管组件在运行工况下 R410A 制冷剂制冷流量和制热流量。
- 3)制作不同结构尺寸的多个变径毛细管,在节流元件制冷剂流量测试台上测定相同运行工况下的制冷流量和制热流量,构建经验计算模型。
- 4)根据经验计算模型计算变径毛细管初步规格尺寸,在空调器上进行匹配测试,并确定变径毛细管最终结构尺寸。

1.2 实验设备

变径毛细管制冷剂流量测试在自行设计的节流元件制冷剂流量测试台上进行。该测试台由压缩机、变频器、油分离器、水冷冷凝器、冷却水箱、储液器、过

冷器、节流短管测试段、量热器、针阀、电加热器、控制系统、测量系统等组成,如图 3 所示。在图 3 中,毛细管入口压力(即冷凝压力)主要通过调整流过冷凝器中水量的大小和温度来调整,入口温度通过调整过冷器中冷水的水温和流量来控制,出口压力(即蒸发压力)通过调整压缩机的转速来调节,而压缩机的转速是通过调节变频器的输出频率来改变,测试台温度测量精度为 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,压力测量精度为 $\pm 0.2\%$,流量测试精度为 $\pm 1\%$ 。空调器性能实验在空调焓差室进行。



1 变频器;2 压缩机;3 快速接头;4 油分离器;5 冷凝器;6 储液器;7 过冷器;8 电加热器;9 干燥过滤器;10 节流机构;11 三通截止阀;12 视液镜;13 节流机构测试段;14 蒸发器;15 压力容器;16 电热管;17 量热器;18 水量调节阀 1;19 水量调节阀 2;20 冷却水箱;21 浮球阀;22 球阀;23 控制系统;24 测量系统。

图 3 节流元件制冷剂流量测试台

图 3 节流元件制冷剂流量测试台

Fig. 3 Test rig for mass flow rate in step capillary tube

2 流量实验与建模

2.1 毛细管组件空调器性能实验

实验选用制冷剂为 R410A 的 KFR-32GW 冷暖型空调器,毛细管组件的结构尺寸为主毛细管 $\Phi 1.6\text{ mm}$ (内径) $\times 1\,350\text{ mm}$ (长度)、辅毛细管 $\Phi 1.6\text{ mm}$ (内径) $\times 400\text{ mm}$ (长度)。在标准环境工况^[5]下测得的空调器性能指标及毛细管组件运行工况如表 1 所示。

2.2 变径毛细管节流特性模型

2.2.1 基础模型构建

图 2 中变径毛细管的节流阻力由 3 部分组成,即小管径沿程阻力 Δp_1 、突变处局部阻力 Δp_{ξ} 、大管径沿程阻力 Δp_2 ,因突变处局部阻力 Δp_{ξ} 较小,可以忽略,因此变径毛细管在进出口压差一定的情况下,按阻抗的计算方法,可建立式(1)~式(2)变径毛细管结构尺寸与制冷流量、制热流量的无量纲线性关系。

表 1 毛细管组件空调器性能指标及毛细管组件运行工况
Tab. 1 Performance index and operation condition of the capillary tube assembly

工作模式	环境工况		能量/kW	COP	冷凝温度/℃	过冷温度/℃	蒸发温度/℃	质量流量/(kg/h)
	室内干湿球温度/℃	室外干湿球温度/℃						
制冷	27/19	35/24	3.25	3.26	46	41	7	70.8
制热	20/15	7/6	3.63	3.40	47	43	4	63.1

$$a_1 + b_1 \frac{L_1}{D_1^5} + c_1 \frac{L_2}{D_2^5} = \frac{1}{G_C^2} \tag{1}$$

$$a_2 + b_2 \frac{L_1}{D_1^5} + c_2 \frac{L_2}{D_2^5} = \frac{1}{G_H^2} \tag{2}$$

式中： a_1 、 a_2 、 b_1 、 b_2 、 c_1 、 c_2 为无量纲系数； L_1 为小管径长度，mm； D_1 为小管径内径，mm； L_2 为大管径长度，mm； D_2 为大管径内径，mm； G_C 为制冷流量，kg/h； G_H 为制热流量，kg/h。

2.2.2 变径毛细管流量测试

实验确定的变径毛细管结构尺寸为 $D_1 = 1.2$ 、 1.3 、 1.4 、 1.5 mm， $D_2 = 1.6$ 、 1.7 、 1.8 、 1.9 mm， $L_1 = 100$ 、 200 、 300 、 400 mm， $L_2 = 300$ 、 400 、 500 、 600 mm。为减少实验次数，按 4 因素、4 水平设计正交试验方案，制作了 16 根变径毛细管，在制冷剂流量测试台进行流量测试，得到 16 组制冷流量和制热流量，进行线性回归，得到变径毛细管结构尺寸的经验计算模型为：

$$62.5 + 0.953 \frac{L_1}{D_1^5} + 0.883 \frac{L_2}{D_2^5} = \frac{10^6}{G_C^2} \tag{3}$$

$$97.8 + 1.14 \frac{L_1}{D_1^5} + 0.59 \frac{L_2}{D_2^5} = \frac{10^6}{G_H^2} \tag{4}$$

2.2.3 模型分析

根据式(3) ~ 式(4) 计算得到在不同 L_1/D_1^5 、 L_2/D_2^5 下的制冷流量 G_C 和流量比 G_C/G_H 的结果如图 4 所示。由图 4 中可知， G_C 随 L_1/D_1^5 、 L_2/D_2^5 的增大而减小，且减小的趋势渐缓， L_1/D_1^5 的影响大于 L_2/D_2^5 ； G_C/G_H 随 L_2/D_2^5 的增大而减小，且减小的趋势减缓，同时 G_C/G_H 刚开始随 L_1/D_1^5 的减小而减小，但随着 L_2/D_2^5 的逐渐增加，减小值趋小，导致后期出现随 L_2/D_2^5 的增大而增大的现象。

3 空调器匹配实验

已知空调器 $G_C = 70.8$ kg/h、 $G_H = 63.1$ kg/h，根据式(3) ~ 式(4) 求解得到 $L_1/D_1^5 = 123$ 、 $L_2/D_2^5 = 21.8$ 。在空调器匹配中为了提高毛细管流量调节工况适应性，毛细管的长度为 500 ~ 1 500 mm，因此选取变径毛细管 $D_1 = 1.4$ mm、 $D_2 = 1.8$ mm，计算得到

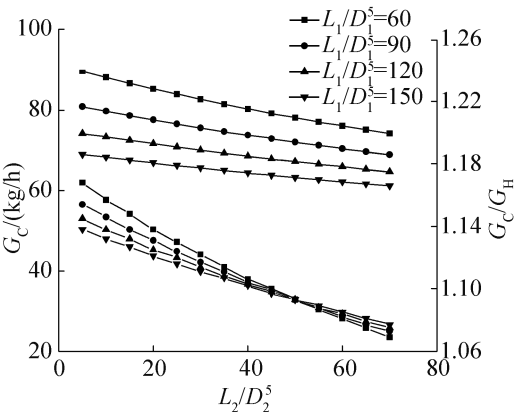


图 4 制冷流量和流量比计算值
Fig. 4 The calculated value of cooling mass flow and flow ratio

$L_1 = 661$ mm、 $L_2 = 412$ mm，并对变径毛细管进行进一步精确匹配。当 D_1 、 D_2 不变时，取 $L_1 = 630$ 、 660 、 690 mm， $L_2 = 380$ 、 410 、 440 mm，对这 9 个规格的变径毛细管在空调器上进行精确匹配，测试得到的空调器制冷性能指标和制热性能指标分别如图 5 和图 6 所示。

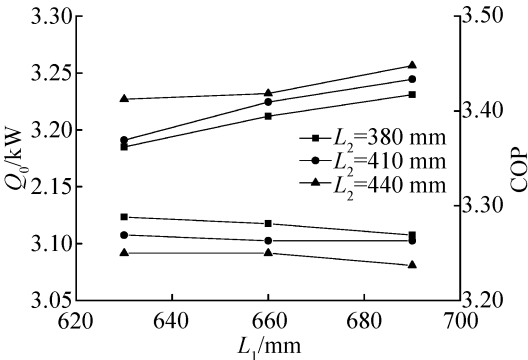


图 5 不同规格变径毛细管空调器制冷性能指标
Fig. 5 The performance indicators of cooling mode with different size variable diameter capillary tube

上述 9 个规格的变径毛细管总的制冷量变化为 2.3%，制冷 COP 变化为 1.5%，制热量变化为 3.1%，制热 COP 变化为 1.7%，说明毛细管长度的小幅变化对空调器性能影响不大，这也有利于变径毛细管的匹配。实验最终确定的变径毛细管结构尺寸为 $D_1 = 1.4$ mm， $L_1 = 690$ mm， $D_2 = 1.8$ mm， $L_2 = 410$

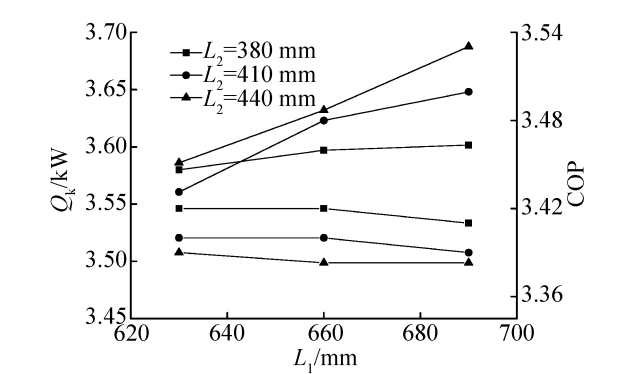


图 6 不同规格变径毛细管空调器制热性能指标

Fig. 6 The performance indicators of heating mode with different size variable diameter capillary tube

mm, 相应的空调器性能指标如表 2 所示。

由表 2 对比数据可知, 采用变径毛细管节流的空调器与采用毛细管组件节流的空调器相比, 制冷量减少 0.3%, 制冷能效比不变, 制热量增加 0.5%, 制热能效比减少 0.3%, 两者的性能指标基本相同。

表 2 变径毛细管空调器性能指标及对比				
Tab. 2 Performance comparing between variable diameter capillary tube system and capillary tube assembly system				
工作模式	性能	变径毛细管 空调	毛细管组件 空调	性能偏差/%
制热	制热量/kW	3.65	3.63	0.5
	COP	3.39	3.40	-0.3
制冷	制冷量/kW	3.24	3.25	-0.3
	EER	3.26	3.26	0

4 结论

通过实验的方法建立了 R410A 变径毛细管节流流量特性经验模型, 以此计算变径毛细管结构尺寸, 并应用于 R410A 冷暖型空调器, 通过空调器性能实验得到如下结论:

1) 基于阻抗计算方法, 通过实验建立的经验模型精度较高, 可以用于 R410A 变径毛细管初步结构尺寸的计算。

2) 变径毛细管长度尺寸在较小范围内变化, 对空调器性能影响不大。

3) 采用变径毛细管节流的空调器与采用毛细管组件节流的空调器相比, 制冷量减少 0.3%, 制冷能效比不变, 制热量增加 0.5%, 制热能效比减少 0.3%, 两者的性能指标基本相同, 变径毛细管完全可

以替代毛细管组件用于 R410A 冷暖型空调器。

本文受广东省应用型科技研发专项项目(2016B020243008)和广东省自然科学基金项目(2016A030313012)资助。(The project was supported by Special Applied Technology Research and Development of Guangdong Project (No. 2016B020243008) and the Natural Science Foundation of Guangdong Province (No. 2016A030313012).)

参考文献

[1] BILL W, BILL J, JOHN T, et al. Refrigeration and air conditioning technology [M]. 6th ed. Delmar: Cengage Learning, 2009: 241.

[2] 徐言生, 何钦波, 黎绵昌, 等. 变径毛细管代替毛细管组件在冷暖空调器上的应用研究[J]. 流体机械, 2013, 41(4): 62-65. (XU Yansheng, HE Qinbo, LI Mianchang, et al. Experimental investigation on thermal properties of heat pump air-conditioner with variable diameter capillary instead of capillary module[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(4): 62-65.)

[3] XU Yansheng. Model investigation on coupled throttling flow characteristic of stepped capillary tube with R22[J]. Advanced Materials Research, 2014, 960/961: 648-653.

[4] 马虎根, 姜岗, 白健美. 微翅管内 R410A 的流动沸腾传热特性[J]. 化工学报, 2011, 62(1): 41-46. (MA Hugen, JIANG Gang, BAI Jianmei. Heat transfer characteristics of flow boiling in micro-fin tubes with R410A [J]. CIESC Journal, 2011, 62(1): 41-46.)

[5] 刘建, 丁国良. 以 R410A 为工质的空调换热器性能仿真与实验[J]. 上海: 上海交通大学学报, 2006, 40(2): 262-266. (LIU Jian, DING Guoliang. Simulation and experimental study on the characteristics of residential heat exchanger with R410A [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(2): 262-266.)

[6] 孙硕, 胡海涛, 丁国良, 等. 泡沫金属对圆管内 R410A 流动沸腾压降特性的影响[J]. 化工学报, 2012, 63(11): 3428-3433. (SUN Shuo, HU Haitao, DING Guoliang, et al. Influence of metal foams on two-phase pressure drop of R410A flow boiling in circular tubes [J]. CIESC Journal, 2012, 63(11): 3428-3433.)

[7] 葛琪林, 柳建华, 张良, 等. R410A 微通道内沸腾换热实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(4): 58-65. (GE Qilin, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. The experimental study of boiling heat transfer of R410A in microchannel [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(4): 58-65.)

[8] 刘荣, 陶乐仁, 高立博, 等. R410A 在内螺纹管内无润滑油沸腾换热实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(4): 20-24. (LIU Rong, TAO Leren, GAO Libo, et al. Experimental study on boiling heat transfer of R410A without lubricant oil in the inner-grooved copper tubes [J]. Journal of

- Refrigeration, 2011, 32(4):20-24.)
- [9] 黄理浩,陶乐仁,郑志皋,等. R410A 应用于内螺纹强化管的蒸发实验研究[J]. 制冷学报,2010,31(6):12-15. (HUANG Lihao, TAO Leren, ZHENG Zhigao, et al. Experiment on evaporation heat transfer of R410A in horizontal enhanced tube[J]. Journal of Refrigeration, 2010,31(6):12-15.)
- [10] BANSAL P K, RUPASINGHE A S. An empirical model for sizing capillary tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 1996, 19(8):497-505.
- [11] YANG L, WANG W. A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2):197-203.
- [12] PARK C, LEE S, KANG H, et al. Experimentation and modeling of refrigerant flow through coiled capillary tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(7):1168-1175.
- [13] 徐琳,刘楚芸,陈国栋,等. 绝热毛细管两相流特性与实验研究[J]. 制冷学报,2006,27(2):13-16. (XU Lin, LIU Chuyun, CHEN Guodong, et al. Analysis and experiment on flow characteristics of refrigerants in adiabatic capillary tubes[J]. Journal of Refrigeration, 2006,27(2):13-16.)
- [14] 杜垵,戴国民. 变频空调器中毛细管应用的理论计算与研究[J]. 制冷学报,2003,24(2):47-50. (DU Kai, DAI Guomin. A theoretical compute and research on the application of capillary tube in the inverter air-conditioner[J]. Journal of Refrigeration, 2003,24(2):47-50.)
- [15] 赵丹,丁国良,徐言生. 变径毛细管流量关联式开发[J]. 化工学报,2017,68(1):57-62. (ZHAO Dan, DING Guoliang, XU Yansheng. Development of correlation for mass flow rate through varying diameter capillary tube[J]. CIESC Journal, 2017,68(1):57-62.)
- [16] 翟千钧,谷波. 绝热毛细管流量快速计算模型[J]. 上海交通大学学报,2010,44(8):1140-1144. (ZHAI Qianjun, GU Bo. Fast calculation model of adiabatic capillary tube flow[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 44(8):1140-1144.)
- [17] ZHAO Dan, DING Guoliang, XU Yansheng, et al. Development of a stepped capillary tube as a low cost throttling device for a residential heat pump system[J]. International Journal of Refrigeration, 2014,42:36-47.

通信作者简介

何钦波,男,博士,副教授,顺德职业技术学院,广东高校热泵工程技术开发中心,(0757)22328737, E-mail: heqinbook@sina.com。研究方向:制冷与节能技术。

About the corresponding author

He Qinbo, male, doctor, associate professor, Guangdong University Heat Pump Engineering Technology Development Center, Shunde Polytechnic, +86 757-22328737, E-mail: heqinbook@sina.com. Research fields: refrigeration and energy conservation technology.