



## 制冷热泵装置毛细管组件及其应用特性研究

曹雯莉, 陈 东, 谢继红, 陈文放  
(天津科技大学机械工程学院, 天津 300222)

**摘 要:** 研究一种新型结构的毛细管组件, 可克服传统毛细管流量变化单一的缺点, 并通过优化设计其结构, 使其具有较灵活的流量变化特性. 采用均相流模型, 对普通毛细管与毛细管组件在变工况、变工作模式下的流量变化规律进行了对比计算. 计算表明, 毛细管组件可较好地满足制冷热泵装置流量变化的需求. 建立 R22 制冷热泵实验装置, 对毛细管组件的应用特性进行了实验研究. 结果表明, 在典型工况下, 当制冷负荷和制热负荷不同时, 毛细管组件能提供不同的制冷剂流量, 与相应的冷热负荷相匹配.

**关键词:** 热泵; 制冷; 毛细管; 节流部件

**中图分类号:** TB657.2      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1672-6510(2013)05-0075-04

## Research on Throttling Characteristics of the Capillary Tube Combination Unit in Refrigerators and Heat Pumps

CAO Wenli, CHEN Dong, XIE Jihong, CHEN Wenfang

(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China)

**Abstract:** A new type of capillary tube combination unit was studied, which enabled more flexible refrigerant flowing than traditional capillary tubes. With a homogeneous-phase model, the refrigerant flowing rate of the capillary tube combination unit and that of the traditional capillary tube were calculated and compared at different parameters and working modes. The results indicated that the capillary tube combination unit met the refrigerant flowing needs much better in refrigerators & heat pumps. An experimental R22 refrigerator & heat pump was built with a capillary tube combination unit, and its performance was experimentally studied. The study showed that the capillary tube combination unit could match the cooling or heating load under typical toorking conditions, and it could provide different refrigerant flowing rates for cooling and heating modes at given inlet and outlet parameters.

**Key words:** heat pump; refrigerate; capillary tube; throttling unit

节流部件是制冷热泵装置的基本部件之一, 传统毛细管是应用广泛的节流部件, 具有简单可靠、价格低等优点, 主要不足是工况适应性差<sup>[1]</sup>. 制冷热泵装置在制冷和制热不同模式及工况下, 不仅制冷剂流向不同, 而且要求节流部件的流量也要相应调整, 常规的毛细管很难适应这一要求. 张春路等<sup>[2]</sup>提出一种毛细管并节流思路, 并对其计算方法进行了研究, 但对其在制冷热泵装置不同工况下的适应性未展开研究; 苏顺玉等<sup>[3]</sup>提出一种主副毛细管和储液器联合控制的方法, 能对不同工况实现一定的流量匹配, 但需要增设阀件, 提高了成本, 可靠性也受到一定的

影响.

本文研究了一种新型结构的毛细管组件结构, 对其结构、原理及其应用性能进行了理论和实验研究. 此毛细管组件能同时满足制冷、制热模式, 且可具有较好的流量调节功能, 其结构简单、工作可靠、成本低.

### 1 毛细管组件结构原理

#### 1.1 毛细管组件的结构

毛细管组件结构如图 1 所示. 新型毛细管组件

由 3 段毛细管和一个缓冲器组成. 通过对各毛细管长度、内径的优化组合, 可适应制冷热泵装置工况变化和流量调节的需要.

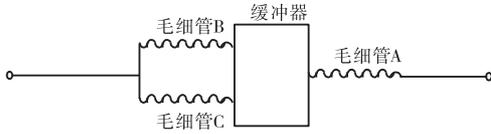


图 1 毛细管组件结构

Fig. 1 Structure of the capillary tube combination unit

### 1.2 毛细管组件的工作特性

采用毛细管组件的制冷热泵装置如图 2 所示, 其中实线表示制冷模式时的制冷剂流向, 虚线表示制热模式时的制冷剂流向.

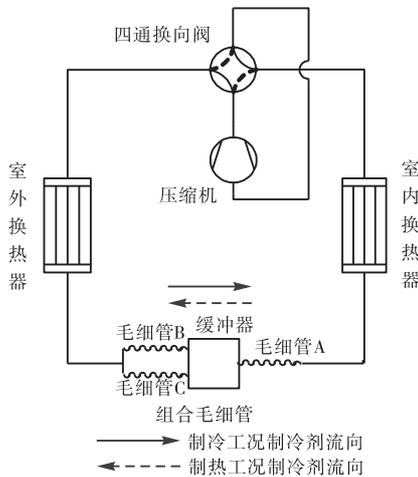


图 2 采用毛细管组件的制冷热泵装置示意图

Fig. 2 Refrigerator & heat pump with a capillary tube combination unit

制冷模式下, 从室外换热器来的液态制冷剂经过毛细管 B 和毛细管 C 一级节流降压后, 变为气液两相, 在缓冲器中混合后, 再经毛细管 A 二级节流后进入室内换热器吸收室内的热量, 经压缩机进行下一个循环.

制热模式下, 四通换向阀动作, 压缩机排出的高温制冷剂进入室内换热器放热, 变为液态制冷剂, 经毛细管 A 一级节流变为气液混合物, 进入缓冲器中两相分离, 气态制冷剂经毛细管 B 二级节流, 液态制冷剂经毛细管 C 二级节流, 二级节流后的低温制冷剂进入室外换热器吸收环境热量, 再回到压缩机开始下一个循环.

制冷与制热模式下, 制冷剂流过毛细管组件中各毛细管的状态和参数均不同, 通过优化设计, 毛细管组件可满足制冷热泵装置在不同模式和工况下的制

冷剂流量要求.

## 2 毛细管组件特性的理论分析

本文采用均相流模型对毛细管组件的特性进行计算分析, 其通用计算方程如下<sup>[4]</sup>:

质量守恒方程为

$$G_1 = G_2 \quad (1)$$

能量守恒方程为

$$h_1 + \frac{1}{2}G^2v_1^2 = h_2 + \frac{1}{2}G^2v_2^2 \quad (2)$$

动量守恒方程为

$$p_1 - p_2 = G^2(v_2 - v_1) + \frac{f_m v_m G^2 L}{2D} \quad (3)$$

式中:  $G$  为工质的质量流量,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ;  $h$  为工质的比焓,  $\text{J}/\text{kg}$ ;  $v$  为工质的比体积,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $p$  为工质的压力,  $\text{Pa}$ ;  $f$  为沿程摩擦阻力系数, 无量纲;  $D$  为毛细管内径,  $\text{m}$ ;  $L$  为毛细管长度,  $\text{m}$ ; 下标 1 表示毛细管进口, 2 表示毛细管出口,  $m$  表示进出口平均值.

毛细管工作过程中, 其中的制冷剂状态可能为过冷液体、气液两相等状态, 其具体计算方程如下:

(1) 过冷液体段压降的计算式<sup>[5]</sup>为

$$\Delta p_{sc} = f_{sc} \frac{L_{sc}}{D} \cdot \frac{\rho_{sc} u_{sc}^2}{2} \quad (4)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{sc}}} = -1.8 \lg \left[ \left( \frac{e/D}{3.7} \right)^{1.1} + \frac{6.9}{Re_{sc}} \right] \quad (5)$$

$$Re_{sc} = \frac{4m}{\pi D \mu_{sc}} \quad (6)$$

式中:  $e$  为粗糙度 (根据材料取  $1.5 \times 10^{-6} \text{ m}$ ),  $m$ ;  $m$  为制冷剂质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $u$  为制冷剂流速,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $Re$  为雷诺数;  $\mu$  为动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ; 下标  $sc$  表示过冷液体段.

(2) 当气液两相段较长时, 可分成多个微元段, 气液两相段的压降计算式<sup>[6]</sup>为

$$\Delta p_{tp} = f_{tp} \frac{L_{tp}}{D} \cdot \frac{\rho_{tp} u_{tp}^2}{2} + G^2(v_2 - v_1) \quad (7)$$

$$L_{tp} = \sum_{i=1}^n L_{tp}(i) \quad (8)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{tp}}} = -1.8 \lg \left[ \left( \frac{e/D}{3.7} \right)^{1.1} + \frac{6.9}{Re_{tp}} \right] \quad (9)$$

$$Re_{tp} = \frac{4m}{\pi D \mu_{tp}} \quad (10)$$

气液两相段物性计算方程<sup>[7]</sup>为

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{1-x}{\mu_l} + \frac{x}{\mu_v} \quad (11)$$

$$v_{tp} = xv_v + (1-x)v_l \quad (12)$$

式中:  $x$  表示干度, 无量纲; 下标  $tp$  表示气液两相,  $v$  表示气态,  $l$  表示液态。

制冷剂流经毛细管的总压降等于过冷段压降和两相段压降之和。

当毛细管组件尺寸和进出口工况(进口压力、出口压力和进口过冷度)一定时, 假设一个制冷剂流量, 利用式(4)一式(12)计算毛细管组件压降, 比较是否与给定工况的压差相同, 如不同, 则重新假设制冷剂流量, 直到计算压降与给定工况压差相同为止。采用此方法, 对 5 组典型工况下(见表 1)毛细管组件和普通毛细管在制冷模式和制热模式下的制冷剂流量特性进行了计算分析, 如图 3 所示。计算中, 选用 R22 制冷剂。毛细管组件尺寸为: 毛细管 A, 长度 4.5 m, 内直径 1.96 mm; 毛细管 B, 长度 1.8 m, 内直径 1.96 mm; 毛细管 C, 长度 1.7 m, 内直径 1.12 mm。为得到较明显的流量比较效果, 使得毛细管组件与普通毛细管制冷剂流量在同一流量区域内, 按普通毛细管的制冷剂流量等于工况 3 时毛细管组件制冷与制热模式制冷剂流量平均值的原则, 通过计算, 取普通毛细管长度 0.363 m, 内直径 1.12 mm。

表 1 计算用典型工况

Tab. 1 Typical working conditions for calculation

工况编号	进口压力/MPa	出口压力/MPa	进口过冷度/℃
1	1.50	0.45	14
2	1.59	0.47	13
3	1.80	0.50	13
4	1.95	0.51	12
5	2.02	0.52	12

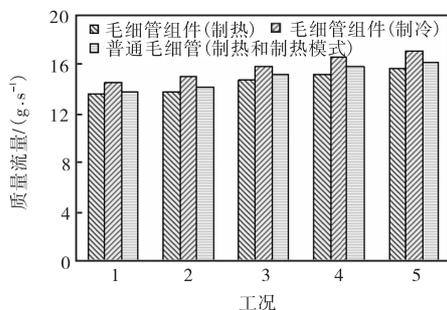


图 3 普通毛细管与毛细管组件的流量对比

Fig. 3 Refrigerant flowing rates of a traditional capillary tube and capillary tube combination unit

由图 3 可知: 当进出口参数变化时, 毛细管组件具有较灵活的流量变化, 可通过优化设计, 较好地满

足制冷热泵装置变工况运行的需要; 此外, 进出口参数一定时, 毛细管组件可在制冷与制热模式下, 具有不同的制冷剂流量, 满足冷负荷和热负荷不同的要求; 普通毛细管的流量特性则较单一。

### 3 毛细管组件应用特性的实验

#### 3.1 实验装置

建立了采用毛细管组件的 R22 制冷热泵实验装置, 实验装置及主要参数测点布置如图 4 所示。

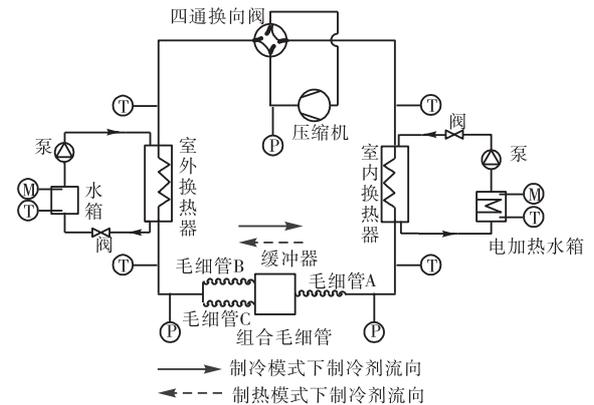


图 4 实验装置示意图

Fig. 4 Diagram of the experimental device

图中毛细管组件的尺寸与理论分析中相同。压缩机型号为 2P17C225, 室内换热器和室外换热器均采用套管式, 由恒温冷水箱和恒温热水箱作为冷热源, 提供适宜的毛细管组件进出口参数; 通过装置中四通换向阀实现毛细管组件的制冷剂流向切换。

实验中压力用指针式压力表读取, 精度为 0.002 MPa; 温度采用热电偶测量, 精度为 0.2 ℃; 质量流量采用计时称重法, 精度为 0.1 g/s。

#### 3.2 实验数据处理

利用所测数据采用焓差法得到制冷剂质量流量, 计算式<sup>[6]</sup>为

$$m_r = \frac{Q}{h_{r0} - h_{r1}} \quad (13)$$

$$Q = cm_w(T_{wi} - T_{wo}) \quad (14)$$

式中:  $Q$  为换热器热负荷, kW;  $m_r$  为制冷剂质量流量, kg/s;  $m_w$  为水的质量流量, kg/s;  $c$  为水的比热容, kJ/(kg·K);  $h_{r0}$  为出换热器制冷剂焓值, kJ/kg;  $h_{r1}$  为进换热器制冷剂焓值, kJ/kg;  $T_{wi}$  为进换热器热水温度, ℃;  $T_{wo}$  为出换热器热水温度, ℃。

#### 3.3 实验结果及分析

调整实验工况(见表 2)和运行模式, 得到毛细管

组件在制冷热泵装置典型工况下的运行数据如图 5 所示。

表 2 实验用典型工况

Tab. 2 Typical working conditions for experiment

工况编号	进口压力/ MPa	出口压力/ MPa	进口过冷度/ ℃
1	1.50	0.45	13.5
2	1.59	0.47	13.0
3	1.70	0.48	13.0
4	1.79	0.49	13.0
5	1.89	0.50	12.0
6	1.95	0.51	11.5
7	2.02	0.51	11.5

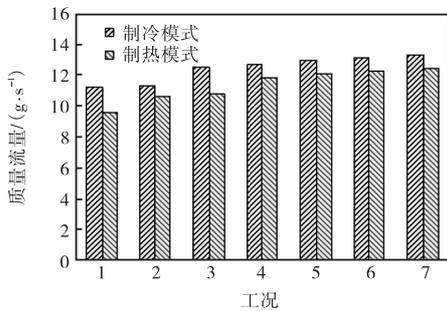


图 5 不同模式下的毛细管组件的运行数据

Fig. 5 Experimental data of the capillary tubes combination unit under different modes

由图 5 可知,当毛细管组件进出口工况一定时,在制冷和制热模式下,制冷剂流量明显不同,可与机组在不同模式下的冷热负荷分别适应;一定运行模式下,制冷剂流量随工况的变化规律为非线性,易使装置的制冷量或制热量与用户冷热负荷较好匹配。

此外,毛细管组合件应用实验所得制冷剂流量规律与理论计算结果基本一致,但由图 3 与图 5 中进出口参数相同的工况比较表明,实验流量要低于计算流量(误差约为 20%),主要原因可能是毛细管组合件的管口切割时可能有所收缩,使毛细管 A、毛细管 B 和毛细管 C 的进出口局部阻力增加;另外,所选用的计算模型与实际模型的差别也是造成理论值与实验值偏差的另一个重要原因。

### 4 结 论

对新型毛细管组件与传统毛细管在不同工况和制冷制热模式下的制冷剂流量特性进行了计算分析,表明毛细管组件具有较灵活的流量变化规律。

利用 R22 制冷热泵实验装置对毛细管组件的应用特性进行了实验研究,表明在工作模式一定时,毛细管组件的制冷剂流量随工况变化而非线性变化;工况参数一定而工作模式调整时,制冷剂流量也随之不同,使毛细管组件用于制冷热泵时可更好地满足用户的冷热负荷要求。

进一步对毛细管组件结构、变工况时毛细管组件的动态特性等进行深入研究,可使其与制冷热泵的工况和模式调整实现良好匹配。

### 参考文献:

- [1] 张小松. 制冷技术与装置设计[M]. 重庆:重庆大学出版社,2008:179-188.
- [2] 张春路,丁国良. 毛细管并关节流的当量方法[J]. 机械工程学报,2002,38(3):43-45.
- [3] 苏顺玉,张春枝,陈俭. 空气源热泵毛细管节流空调系统的研究[J]. 湖南大学学报,2009,36(12):1-3.
- [4] 周斌,章伯其. 绝热毛细管长度数值计算[J]. 机械设计与制造,2005(10):35-37.
- [5] Somchai Wongwises, Worachet Pirompak. Flow characteristics of pure refrigerants and refrigerant mixtures in adiabatic capillary tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(6): 845-861.
- [6] Dongsoo Jung, Chunkun Park, Byungjin Park. Capillary tube selection for HCFC22 alternatives[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22: 604-614.
- [7] Melo C, Ferreira R T S, Boabaid Neto C, et al. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 1999, 19(6): 669-684.

责任编辑:常涛