

采用分布参数模型的 CO₂ 微通道 蒸发器数值模拟

张海清, 郭蓓

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用有限元分析方法为跨临界 CO₂ 空调系统的微通道蒸发器建立了二维分布参数仿真模型, 比较分析了适用于不同制冷剂侧的换热关联式, 并为此提出了一种修正的换热关联式, 以期微通道蒸发器模型能够获得很好的预测结果. 模型中考虑了干、湿工况以及制冷剂进出集液管产生的压力损失对制冷剂侧换热和流动特性的影响. 对比分析得出: 微通道蒸发器的制冷量和压降在制冷剂侧仿真、实验的相对误差分别小于 8.2% 和 10%, 表明所建模型可作为 CO₂ 微通道蒸发器的优化设计的理论依据.

关键词: 二氧化碳; 微通道蒸发器; 分布参数模型; 数值模拟

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)01-0042-06

Numerical Simulation of the Carbon Dioxide Microchannel Evaporator Using Distributed Parameter Model

ZHANG Haiqing, GUO Bei

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A steady state distributed parameter model for the microchannel evaporator applied in a transcritical carbon dioxide air-conditioning system was established using the FEM method. Different models of heat transfer at the refrigerant-side were compared and analyzed, and a modified heat transfer correlation was proposed. Moreover, characteristics of heat transfer and flow were analyzed under both dry and wet conditions considering the pressure losses at the inlet and outlet of the header of the evaporator. The simulation results are in reasonable agreement with the experimental data. The average relative errors for cooling capacity and refrigerant-side pressure drop are less than 8.2% and 10%, respectively. It is likely that the present model may be used to analyze and design CO₂ microchannel evaporators.

Keywords: carbon dioxide; microchannel evaporator; distributed parameter model; numerical simulation

环境保护问题已受到人们的重视, 其中对跨临界 CO₂ 制冷装置的研究与应用已成为国内外学者关注的热点. 微通道蒸发器是跨临界制冷系统中的重要部件, 其性能的改进对于提高 CO₂ 制冷系统的性能意义重大. 为此, 本文为微通道蒸发器建立了分布参数模型, 进行了模拟计算, 分析了 CO₂ 侧和空

气侧的流动、换热特性.

1 微通道蒸发器的结构

图 1 为微通道蒸发器的结构简图. 该蒸发器是一种又流高效紧凑式微通道换热器, 具有 4 个流程, 每个流程有 50 个平行通道管, 每个扁平管有 6 个内

径为 0.79 mm 的微通道管. 两相的 CO₂ 来自集液管,并沿扁平微通道管流动,且与位于扁平管之间的百叶窗翅片的空气进行换热. 表 1 为微通道蒸发器的主要参数. 表 2 为微通道蒸发器的扁管和百叶窗翅片的主要结构参数. 微通道蒸发器的空气侧是百叶窗翅片,其结构见图 2.

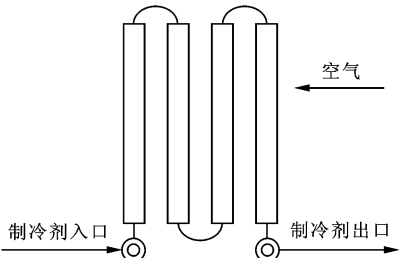


图 1 微通道蒸发器的结构简图

表 1 微通道蒸发器的主要参数

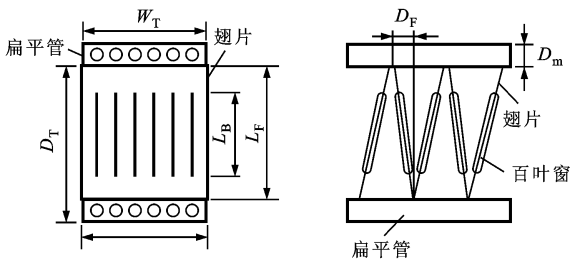
W_y/cm	L_y/cm	ζ_a/cm	V_c/cm^3	A_a/m^2	A_r/m^2
49.5	20.2	3.5	3 500	4.4	0.62

注: W_y 为迎风面的宽度; L_y 为迎风面的高度; ζ_a 为沿空气方向的深度; V_c 为蒸发器的体积; A_a 为空气侧换热面积; A_r 为制冷剂侧换热面积.

表 2 百叶窗角度 $\theta=23^\circ$ 时扁管及百叶窗翅片的主要参数

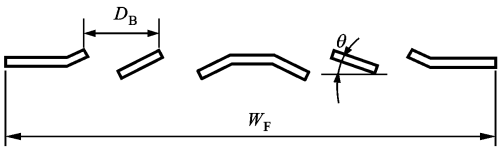
mm								
L_T	D_T	W_T	L_F	D_F	W_F	δ_F	L_B	D_B
202	10	6	8.89	1.12	6	0.1	6	1

注: L_T 为扁管高度; D_T 为扁管间距; W_T 为扁管宽度; L_F 为翅片高度; D_F 为翅片间距; W_F 为翅片宽度; δ_F 为翅片厚度; L_B 为百叶窗长度; D_B 为百叶窗间距.



D_m :扁管厚度

(a)百叶窗翅片结构



θ :百叶窗角度

(b)百叶窗翅片的截面图

图 2 微通道蒸发器的百叶窗翅片结构简图

2 数学模型

2.1 控制方程

为了简化计算,微通道蒸发器的数学模型需做以下假设:①制冷剂侧和空气侧均为稳态流动;②制冷剂从集液管平均分流到每一个微通道管内,在微通道管之间及轴线上无传热导,无管壁热阻;③制冷剂在管内的轴向和径向流动忽略,制冷剂流动为轴向一维均相流动;④空气流动为均匀流动;⑤润滑油和非凝性气体的影响不予考虑;⑥蒸发器向环境的散热损失不予考虑. 本文基于以上假设,采用有限单元的方法对蒸发器沿空气和制冷剂方向进行了二维网格划分. 沿空气流动方向,将蒸发器按微通道数量划分成若干单元,即单元数与微通道数相同;沿制冷剂流动方向,将扁管长度平均划分成若干单元(见图 3),每个单元可以视为一个小的交叉逆流式换热器.

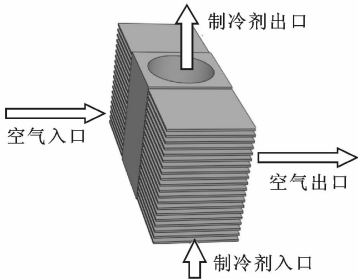


图 3 扁管单元的划分结果

针对单元 j 的能量和质量守恒方程^[1]如下.
制冷剂侧换热量

$$Q_j = m_{r,j}(h_{ro,j} - h_{ri,j}) \tag{1}$$

式中: $m_{r,j}$ 为制冷剂的质量流量; $h_{ri,j}$ 、 $h_{ro,j}$ 分别为制冷剂进、出口比焓.

制冷剂与管壁之间

$$Q_j = \alpha_r A_{r,j}(T_{tm,j} - T_{rm,j}) \tag{2}$$

式中: $T_{rm,j}$ 、 $T_{tm,j}$ 分别为制冷剂、管壁的平均温度; α_r 为制冷剂侧换热系数; $A_{r,j}$ 为制冷剂侧换热面积.

空气侧

$$Q_j = m_{a,j}(h_{ai,j} - h_{ao,j}) \tag{3}$$

式中: $m_{a,j}$ 为空气的质量流量; $h_{ai,j}$ 、 $h_{ao,j}$ 分别为空气进、出口比焓.

干、湿工况下空气和管壁之间

$$Q_j = \alpha_{ad} \eta_{ad} A_{a,j}(T_{am,j} - T_{tm,j}) \tag{4}$$

$$Q_j = \alpha_{aw} \eta_{aw} A_{a,j}(T_{am,j} - T_{tm,j})/b_{wm} \tag{5}$$

式中: $\alpha_{aw} = (b_{wm} \alpha_0)/c_{pa}$ 为湿表面换热系数,其中 α_0 为显热换热系数, b_{wm} 为饱和湿空气的焓在温度方向

上的斜率; c_{pa} 为空气的比热容; η_{ad} 、 η_{aw} 分别为干、湿表面的效率; α_{ad} 为干表面的换热系数; $A_{a,j}$ 为空气侧换热面积; $T_{am,j}$ 为空气的平均温度.

湿工况下,针对空气侧和凝结层单元 j 的质量守恒方程如下

$$m_{a,j}(\chi_{ai,j}-\chi_{ao,j})=\beta A_{a,j}(\chi_{am,j}-\chi_{s,wm,j}) \quad (6)$$

$$m_{co,j}-m_{ci,j}=\beta A_{a,j}(\chi_{am,j}-\chi_{s,wm,j}) \quad (7)$$

式中: β 为质量迁移系数, $\beta=\alpha_0/c_{pa}$; $\chi_{ai,j}$ 、 $\chi_{ao,j}$ 分别为进、出口的空气湿度; $\chi_{am,j}$ 、 $\chi_{s,wm,j}$ 分别为平均空气温度和平均液膜温度对应的湿度.

2.2 制冷剂侧换热和压降的关联式

2.2.1 换热关联式 蒸发器在制冷剂侧的换热包括两相区和过热区换热,两相区的流动沸腾换热和传热较流体动力学单相的更为复杂,不易预测.为了更好地模拟出蒸发器的换热特性,选择合适的换热关联式至关重要.本文模拟所用蒸发器的几何和工作参数与文献[1]类似,文献[1]中实验数据和沸腾换热关联式如图 4a、4b 所示.从图 4a、4b 看出,几种关联式的变化趋势不尽相同,如 Gungor 等^[2]和 Hwang^[3]的关联式中 α_r 随着干度 x 的增加先增后减且均大于实验值,Liu 等^[4]的关联式则呈下降趋势且低于实验值,Yoon 等^[5]的关联式中 α_r 在干涸点和干涸前较 Cheng 等^[6]的更为准确,但在干涸后较 Cheng 的误差大,而 Cheng 的关联式在干涸后的变化趋势与实验结果相同.就此,本文选择了 Yoon 和 Cheng 的关联式并将其结合使用,即在干涸点前用 Yoon 的关联式,在干涸点后用 Cheng 的关联式.本文关联式在 CO_2 侧的换热计算结果如图 4c 所示,相应的 CO_2 两相区的沸腾换热关联式如下.

当 $x \leq x_{di}$ (x_{di} 为干涸起始点的干度)时,两相区换热系数^[5]

$$\alpha_{tp}=[(S\alpha_{nb})^2+(E\alpha_l)^2]^{1/2} \quad (8)$$

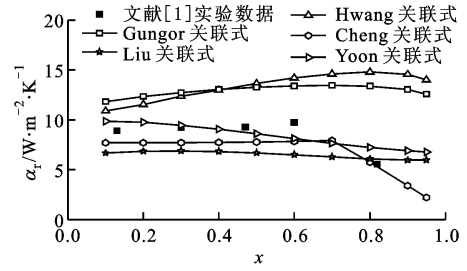
$$\alpha_{nb}=55\times(p/p_{crit})^{0.12}[-\lg(p/p_{crit})]^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67} \quad (9)$$

$$S=\frac{1}{1+1.62\times10^{-6}\times E^{0.69}Re_l^{1.11}} \quad (10)$$

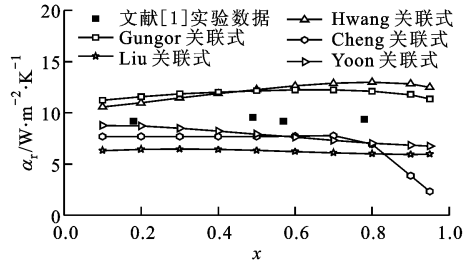
$$E=\left[1+9.36\times10^3\times xPr_1\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}-1\right)\right]^{0.11} \quad (11)$$

式中: α_l 为液相换热系数; α_{nb} 为核态沸腾换热系数; p_{crit} 为临界压力; M 为摩尔质量; q 为热流密度; Re_l 、 Pr_1 分别为液相雷诺数、普朗特数; ρ_l 、 ρ_v 分别为液

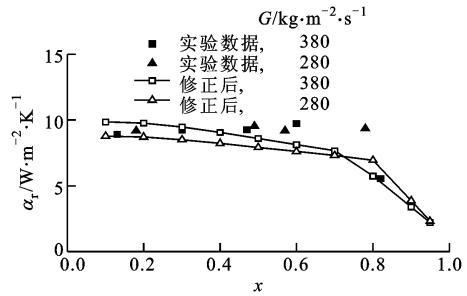
相、气相密度.



(a) 流量 $G=280\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时相关关联式比较



(b) 流量 $G=380\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时相关关联式比较



(c) 本文关联式与实验数据比较

图 4 α_r 的模拟与实验结果比较 ($d=0.8\text{ mm}$, $q=10\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$)

当 $x \geq x_{di}$ 时,换热在干涸区域进行,干涸区的换热系数^[6]

$$\alpha_{dr}=\alpha_{tp}(x_{di})-\frac{x-x_{di}}{x_{de}-x_{di}}[\alpha_{tp}(x_{di})-\alpha_{mist}(x_{de})] \quad (12)$$

$$\alpha_{tp}=[(S\alpha_{nb})^3+a_{cb}^3]^{1/3} \quad (13)$$

$$\alpha_{nb}=131\times(p/p_{crit})^{-0.0063}[-\lg(p/p_{crit})]^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.58} \quad (14)$$

$$\alpha_{cb}=0.013\ 3\times\left(\frac{4G_r(1-x)\delta}{\mu_l(1-\epsilon)}\right)^{0.69}Pr_1^{0.4}\frac{\lambda_l}{\delta} \quad (15)$$

$$\alpha_{mist}=0.011\ 7\times Re_H^{0.79}Pr_v^{1.06}Y^{-1.83}\frac{\lambda_v}{d} \quad (16)$$

$$Re_H=(G_rd/\mu_v)[x+(1-x)(\rho_v/\rho_l)] \quad (17)$$

$$Y = 1 - 0.1 \times [(\rho_l/\rho_v) - 1](1 - x)]^{0.4} \quad (18)$$

$$\delta = \frac{d}{2} - \left(\frac{d^2}{4} - \frac{A_l}{\pi}\right)^{1/2} \quad (19)$$

$$A_l = \frac{\pi d^2}{4}(1 - \varepsilon) \quad (20)$$

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left\{ (1 + 0.12 \times (1 - x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1 - x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18 \left[\frac{g\sigma(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} (1 - x)}{G_r} \right\}^{-1} \quad (21)$$

式中: α_{mist} 、 α_{cb} 分别为雾状流、对流沸腾的换热系数; x_{de} 为干涸结束点的干度; G_r 为制冷剂的质量流量; g 为重力加速度; σ 为表面张力; λ_l 为液相导热系数; μ_l 为动力黏度; $d=0.79 \text{ mm}$ 为微通道管径; Re_H 为均相雷诺数; Pr_v 为气相普朗特数; λ_v 为气相导热系数; Y 为修正因子。

间歇流与环状流分界点的干度

$$x_{\text{IA}} = [1.8^{1/0.875} \times (\rho_v/\rho_l)^{-1/1.75} (\mu_l/\mu_v)^{-1/7} + 1]^{-1} \quad (22)$$

$$S = \begin{cases} 1 & x < x_{\text{IA}} \\ 1 - 1.14 \times \left(\frac{d}{0.00753} \right)^2 \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{\text{IA}}} \right)^{2.2} & x \geq x_{\text{IA}} \end{cases} \quad (23)$$

式中: μ_v 为气相动力黏度; δ_{IA} 为干度是 x_{IA} 时液膜的厚度。

式(12)中的 $\alpha_{\text{tp}}(x_{\text{di}})$ 可根据式(13)计算获得, $\alpha_{\text{mist}}(x_{\text{de}})$ 可根据式(16)计算获得,并假定干涸结束点的干度 $x_{\text{de}}=0.999$ 。

临界热流密度^[7]

$$q_{\text{crit}} = 0.149 \times \rho_v^{0.5} h_{\text{lv}} [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{0.25} \quad (24)$$

式中: h_{lv} 为汽化潜热。

干涸起始点的干度

$$x_{\text{di}} = 0.58 \times \exp(0.52 - 0.67 \times We_v^{0.17} Fr_v^{0.348} \cdot (\rho_v/\rho_l)^{0.25} (q/q_{\text{crit}})^{0.7}) \quad (25)$$

式中: $Fr_v = G_r^2/(gd\rho_v(\rho_l - \rho_v))$ 为气相弗劳德数; $We_v = G_r^2 d/(\rho_v \sigma)$ 为气相韦伯数。

CO₂在单相过热区的换热系数^[8]

$$\alpha_v = 0.023 \times Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \frac{\lambda_v}{d} \quad (26)$$

2.2.2 压降关联式 两相区压降关联式^[9]的基本形式为

$$\Delta p_{\text{tp}} = \Delta p_f + \Delta p_m \quad (27)$$

式中: Δp_f 是摩擦压降; Δp_m 是动量压降。

过热区压降的关联式^[10]为

$$\Delta p_{\text{sp}} = f_r \frac{l}{d} \frac{G_r^2}{2\rho_m} \quad (28)$$

式中: f_r 为制冷剂侧摩擦系数; ρ_m 为平均密度; l 为微通道管长度。

CO₂在进、出蒸发器集液管时的压降可以采用文献[11]的方法来计算.CO₂从集液管流入微通道管时经历了一个突缩过程,该突缩压降^[12]

$$\Delta p_{\text{sub}} = \frac{(m_r/A_{\text{us}})^2}{2\rho_m} \left[\frac{1}{(c_c \gamma_{\text{ud}})^2} - 1 - \frac{2}{\gamma_{\text{ud}}^2} \left(\frac{1}{c_c} - 1 \right) \right] \quad (29)$$

$$c_c = \frac{1}{0.639 \times (1 - \gamma_{\text{ud}})^{1/2} + 1} \quad (30)$$

式中: A_{us} 为集液管上游横截面面积; γ_{ud} 为下游横截面面积与上游横截面面积的比值。

2.3 空气侧换热和压降关联式

空气侧的换热系数及压降^[13]分别为

$$\alpha_a = G_a c_{\text{pa}} \tau / Pr^{2/3} \quad (31)$$

$$\Delta p_a = f_a \frac{A_a}{A_c} \frac{\rho_a u_c^2}{2} \quad (32)$$

式中: G_a 为空气的质量流量; f_a 为空气侧的摩擦系数; A_c 为空气侧最小流通面积; ρ_a 为空气密度; u_c 为最小截面处的空气速度。

对于百叶窗翅片, τ 和 f_a 的计算公式如下。

干工况^[13]时

$$\tau = Re_{D_B}^{-0.487} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.257} \left(\frac{D_F}{D_B} \right)^{-0.13} \left(\frac{L_F}{D_B} \right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{W_F}{D_B} \right)^{-0.235} \left(\frac{L_B}{D_B} \right)^{0.68} \left(\frac{D_T}{D_B} \right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_F}{D_B} \right)^{-0.05} \quad (33)$$

$$f_a = Re_{D_B}^{-0.781} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.444} \left(\frac{D_F}{D_B} \right)^{-1.682} \cdot \left(\frac{L_F}{D_B} \right)^{-1.22} \left(\frac{W_F}{D_B} \right)^{0.818} \left(\frac{L_B}{D_B} \right)^{1.97} \quad (34)$$

湿工况^[14]时

$$\tau = Re_{D_B}^{-0.512} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.25} \left(\frac{D_F}{D_B} \right)^{-0.171} \left(\frac{L_F}{D_B} \right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{W_F}{D_B} \right)^{-0.248} \left(\frac{L_B}{D_B} \right)^{0.68} \left(\frac{D_T}{D_B} \right)^{-0.275} \left(\frac{\delta_F}{D_B} \right)^{-0.05} \quad (35)$$

$$f_a = Re_{D_B}^{-0.798} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.395} \left(\frac{D_F}{D_B} \right)^{-2.635} \cdot \left(\frac{L_F}{D_B} \right)^{-1.22} \left(\frac{W_F}{D_B} \right)^{0.823} \left(\frac{L_B}{D_B} \right)^{1.97} \quad (36)$$

基于百叶窗间距 D_B 的雷诺数为

$$Re_{D_B} = \frac{u_c D_B}{\mu_a} \quad (37)$$

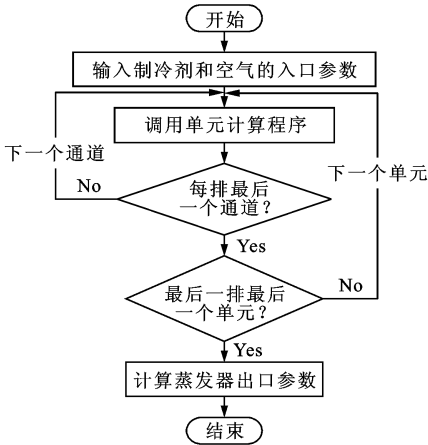
翅片效率及表面效率^[15]分别为

$$\eta_F = \text{th}\left(\left(\frac{2\alpha_a}{\lambda_F\delta_F}\right)^{1/2} \frac{L_F}{2}\right) / \left(\left(\frac{2\alpha_a}{\lambda_F\delta_F}\right)^{1/2} \frac{L_F}{2}\right) \quad (38)$$

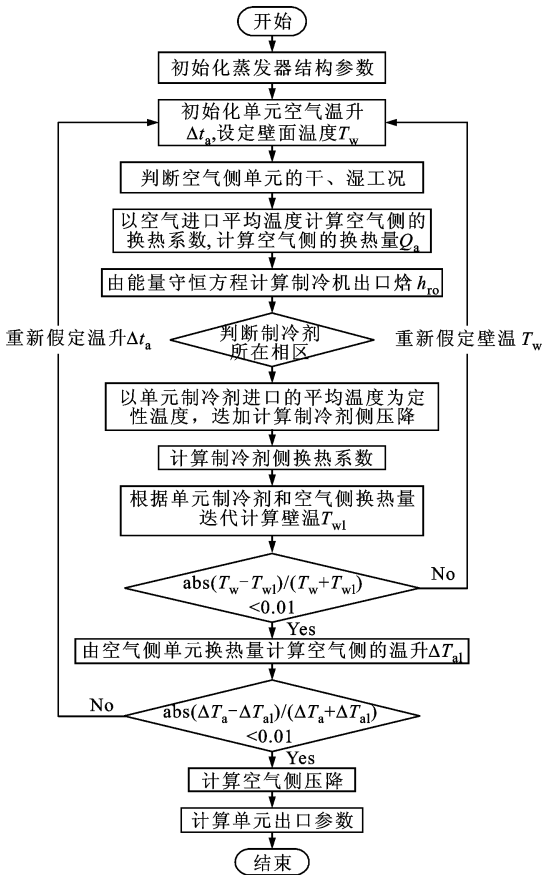
$$\eta_a = 1 - \frac{A_F}{A_a}(1 - \eta_F) \quad (39)$$

式(38)中的换热系数 α_a 在干工况时可用 α_{ad} 来替代,湿工况时用 α_{aw} 来替代。

微通道蒸发器的分布参数稳态仿真流程如图 5 所示。



(a)蒸发器稳态仿真算法



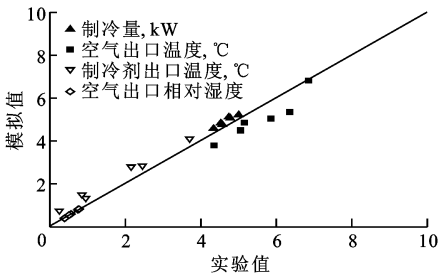
(b)单元子程序算法

图 5 微通道蒸发器的分布参数稳态仿真流程

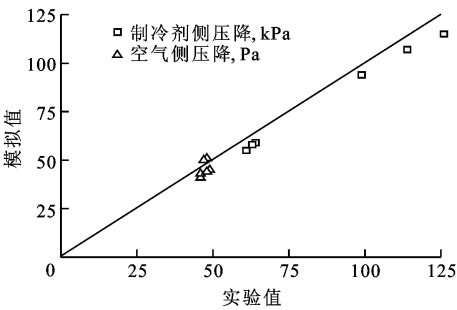
3 模型验证

本文对微通道蒸发器进行了仿真计算,并将仿真结果与伊利诺伊大学香槟分校制冷空调中心(ACRC)CO₂ 实验室的相关数据^[16]进行了比较,结果如图 6 所示。从图 6a 看出,模拟与实验二者的制冷量相对误差小于 8.2%,空气出口温度的误差小于 0.8℃,制冷剂出口温度的误差小于 0.65℃,空气出口相对湿度的误差小于 8.1%。

从图 6b 看出,空气侧压降的模拟结果与实验数据相当吻合,二者的相对误差小于 10.9%,制冷剂侧压降的相对误差小于 10%,这主要是考虑了进出集液管压降^[11]、蒸发器样机中微通道管的加工误差及加工时钎焊熔剂堵塞等因素对管内侧压降的影响。Yin 等^[17]通过拆卸微通道气冷器样机发现,微通道管径只有名义值的 94%,微通道管在加工时被钎焊熔剂堵塞了 39%,本文基于此考虑了其管内 CO₂ 侧压降的影响。



(a)制冷量、温度和湿度



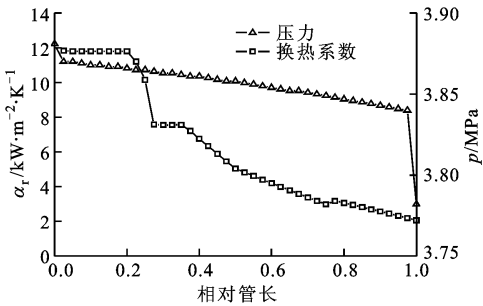
(b)空气侧和制冷剂侧压降

图 6 微通道实验和仿真结果比较

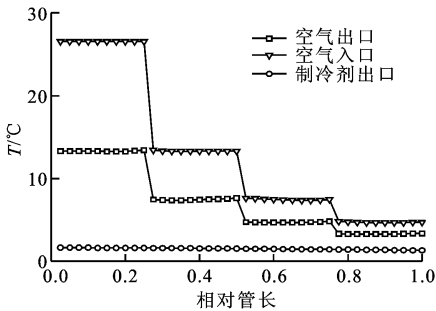
当制冷剂质量流率为 40.5 g/s,制冷剂温度为 4.1℃,入口干度为 0.42,空气体积流率为 638.5 m³/h,空气入口干、湿球温度分别为 27、19.5℃时,制冷剂侧表面传热系数、压力和温度以及空气侧温度随管长的变化如图 7 所示。从图 7a 看出,在蒸干点以前,表面传热系数比较大;在蒸干点以后,传热

恶化,表面传热系数迅速减小.其主要原因是,在 CO₂ 沸腾换热中,核态沸腾换热占据了主导地位,在干涸点以后,核态沸腾受到抑制促使换热恶化^[18].当相对管长小于 0.3 时,制冷剂在第 1 排蒸发器中换热,空气进口的干球温度较高,制冷剂侧热流密度相对较大,从而引起表面换热系数增大;当制冷剂进入到第 2 排蒸发器时,换热系数呈现减小的趋势.制冷剂压力沿管长而变化,尤其在蒸发器入口和出口处的压降比较大,这是进口和出口管的摩擦、进口和出口集管与进口和出口弯管的摩擦,以及局部损失、端口突缩等因素影响的结果^[11].

从图 7b 看出,随着管长的增加,空气与壁面间的温差呈现减小的趋势,换热恶化,换热量减少.由于翅片式微通道蒸发器的热阻主要集中在空气侧,因此管壁温度更接近于制冷剂温度.



(a) 制冷侧压力和表面换热系数



(b) 空气侧和制冷剂侧温度

图 7 制冷剂侧表面换热系数、压力和温度以及空气侧温度随管长的变化

4 结 论

本文建立了 CO₂ 空调系统的微通道蒸发器的参数仿真模型,比较分析了几种换热关联式,并对微通道管内的流动换热进行了仿真、实验比较.结果表明:管长增加,换热量减少,表面换热系数减小,空气

侧温度、壁温和制冷剂温度均随之减小.由于空气侧热阻占据主导地位,所以壁温更接近于制冷剂侧的温度.

参考文献:

[1] PETTERSEN J. Flow vaporization of CO₂ in micro-channel tubes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28(2/3):111-121.

[2] GUNGOR K E, WINTERTON R H S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data [J]. Chemical Engineering Research and Design, 1987, 65 (1):148-156.

[3] HWANG Y. Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle [D]. Maryland, USA: University of Maryland, 1997.

[4] LIU Z, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34: 2759-2765.

[5] YOON S H, CHO E S, HWANG Y W, et al. Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (2):111-119.

[6] CHENG L, RIBATSKI G, WOJTAN L, et al. New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(21/22):4082-4094.

[7] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社, 2006:320-330.

[8] DITTUS F W, BOELTER L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type [M]. California, USA: University of California Publications of Engineering, 1930:43-61.

[9] KIM M H, BULLARD C W. Development of a micro-channel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system [J]. Energy, 2001, 26(10):931-948.

[10] 黄冬平. 跨临界二氧化碳制冷系统特性分析[D]. 上海:上海交通大学, 2000.

[11] YIN J, BULLARD C, HRNJAK P. R-744 gas cooler model development and validation [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24:692-701.

[12] CHISHOLM D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers [M]. London, UK: London George Godwin, 1983.

[13] KIM M H, BULLARD C W. Air-side thermal hy-

- draulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(3):390-400.
- [14] KIM M H, BULLARD C W. Air-side thermal performance of micro-channel heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(7):924-934.
- [15] KUEHN T, RAMSEY J, THRELKELD J. *Thermal environmental engineering* [M]. Englewood Cliffs, NJ, USA: Prentice Hall, 1998.
- [16] ELBEL S. Experimental and analytical investigation of a two-phase ejector used for expansion work recovery in a transcritical R744 air-conditioning system [D]. Illinois, USA: University of Illinois, 2007.
- [17] YIN J M, BULLARD C W, HRNJAK P S. Single-phase pressure drop measurements in a microchannel heat exchanger [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2002, 23(4):3-12.
- [18] HAJAL J E, THOME J R, CAVALLINI A. Condensation in horizontal tubes: part 2 New heat transfer model based on flow regimes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(18):3365-3387.

(编辑 苗凌)