

文章编号:0253-4339(2020)03-0031-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.03.031

微通道平行流冷凝器两相流传热和压降的修正方法

刘启媛¹ 吕鸿斌¹ 蔡博伟¹ 施骏业^{1,2} 陈江平^{1,2}

(1 上海交通大学制冷及低温工程研究所 上海 200240; 2 上海高效冷却系统工程技术研究中心 上海 200240)

摘 要 本文通过建立以 R134a 为制冷剂的微通道平行流冷凝器的分布参数模型,使用交复检验非线性法对微通道冷凝器两相区的传热和压降关联式进行修正,并与无修正的仿真模拟结果、传统简单多项式拟合修正法的结果进行了比较。结果表明,运用交复检验非线性法修正的效果要优于无修正及传统简单多项式拟合法,使用前者修正后可将换热量误差减少 64.5%,均方误差控制在 3%以内;制冷剂侧压降误差减少 82.05%,均方误差控制在 10%以内,该方法为换热量和制冷剂侧压降的修正提供了一种预测精度更高的思路和方法。

关键词 微通道平行流冷凝器;两相流;传热关联式;修正

中图分类号:TB657.5;TK172 **文献标识码**:A

Correction Method of Two-phase Flow Heat Transfer and Pressure Drop in Micro-channel Parallel Flow Condenser

Liu Qiyuan¹ Lü Hongbin¹ Cai Bowei¹ Shi Junye^{1,2} Chen Jiangping^{1,2}

(1 Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2 Shanghai High Efficient Cooling System Research Center, Shanghai, 200240, China)

Abstract Two categories of correction method for two-phase flow condensation heat transfer and pressure drop were compared for a distributed parameter model of a microchannel condenser with R134a as the refrigerant. The Cross-repeated-testing nonlinear correction method was demonstrated to be better than the conventional simple polynomial fitting correction. Using the former correction, the error of the estimation of heat transfer can be reduced by 64.5% and the mean square error was less than 3%. Similarly, the error of refrigerant side pressure drop decreased by 82.05% and the mean square error was controlled within 10%. Furthermore, this method not only proved the correctness and validity of the simulation model of a microchannel parallel-flow condenser, but also identified a way to accurate prediction of key parameters during heat transfer, including heat flux and pressure drop.

Keywords micro channel parallel flow condenser; two-phase flow; heat transfer correlation; correction

微通道平行流冷凝器配合百叶窗翅片,具有结构紧凑,重量轻,传热效率高等特点,在汽车空调中广泛的应用,而建立微通道平行流冷凝器模型进行仿真计算和预测,对其选型和设计优化具有重要意义^[1]。

国内外学者针对平行流冷凝器性能进行了大量的数值模拟和实验研究,微通道平行流冷凝器制冷剂侧两相流特性不同于常规的冷凝器。邵世婷等^[2]提出了一种微通道两相流均相模型,分析了微型通道冷凝器换热特性与经典关联式模拟结果的差异,为微通道冷凝器两相区的传热关联式研究提供了方法和思路;胡浩茫等^[3]对平行流冷凝器的两相流进行了仿真模拟及实验验证,发现两相区制冷剂在冷凝过程中依次经过环状流型、重叠区和间歇流型,通过提高传热系数较高的环状流型在两相区的占比可以增大

两相区的换热系数;严瑞东等^[4]通过标准性能实验比较了不同流程的微通道平行流冷凝器的两相分配差异,发现两相区的冷凝换热对系统性能有关键影响;刘宏宇等^[5]研究了国内外学者的相关成果,建立了平行流换热器的计算模型并介绍了适用于平行流冷凝器的两相区的计算关联式,以此为依据设计了新型换热器进行了验证;姚奕等^[6]建立了使用 R1234yf 的微通道平行流冷凝器的分布式参数模型,通过对比了四种不同的两相流冷凝关联式并找到了最佳仿真精度的关联式,仿真结果与实验结果误差为 2.9%。

在传统仿真模型数据和实验数据的修正中一般采取全部的实验样本量进行简单多项式拟合的策略。芮银波等^[7]提出了自动修正翅片管换热器仿真精度的方法,但在实验数据较少时采用了简单的多项式回

归的形式来建立管外空气侧换热系数修正因子的修正多项式;梁媛媛等^[8]通过多项式回归的方法比较了不同的两相流传热关联式,建立了微通道蒸发器的仿真模型和实验验证;谷波等^[9]针对多元微通道平行流冷凝器通过多项式迭代计算,建立了多元微通道平行流冷凝器的稳态分布参数理论模型并进行了实验验证。简单多项式拟合的方法虽然比较简单,但是一方面需要大量的实验数据才能找到效果较好的修正因子对关联式进行修正,另一方面在实际过程中由于参数对结果的影响很大程度上是非线性的导致简单多项式拟合难以有效体现非线性变化的参数对性能的影响,同时当利用全部的样本量进行关联式拟合时就缺少用来检验关联式推广泛化能力的样本,使得关联式只适用于实验工况点,无法普遍推广运用。本文提出的利用交复检验非线性法对实验样本进行拟合,基于“留出法”将样本集分成互斥集合,通过训练集和测试集的交复检验不仅可在实验样本量比较小的情况下达到预测换热器性能的高精度,而且还具有检验关联式的运用场景泛化的能力。

1 冷凝器基本模型与算法

建立准确且能反映物理过程基本特性的冷凝器模型是整个仿真计算和预测的基础。本文主要采用效率传热单元数(ε -NTU)法对微通道平行流冷凝器建立分布参数模型,将流道和翅片离散成一个个离散单元,前一个单元的输出作为下一个单元的输入(如图 1 所示)以保证基本模型计算的结果跟实际物理过程的变化趋势是一致的。

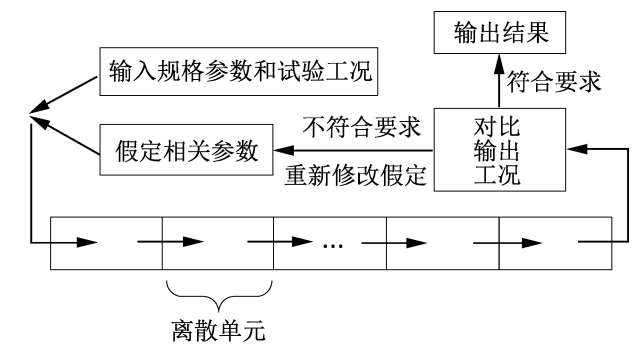


图 1 基本算法图

Fig.1 Basic algorithm diagram

1.1 物理模型

当工作状态下的冷凝器处于稳态时,相对湿度较低的湿空气流过翅片和管壁,并与经过压缩机的压缩而温度较高的制冷剂进行换热,此时制冷剂出口状态基本上是气液两相或者过冷,而管外的湿空气由于被加热,相对湿度减小,因此管壁不会出现凝露或者结

霜的现象。

1.2 基本假设^[10]

- 1) 每个流程各扁管中制冷剂是均匀分配的,且具有相同的温度和压力分布;
- 2) 制冷剂在管内流动为沿轴向一维均相流动,各处的温度和压力不随时间的变化而变化;
- 3) 管壁面沿周界均匀吸热或放热,不考虑管壁和制冷剂的轴向导热;
- 4) 忽略制冷剂在集流管转折时的压力损失;
- 5) 忽略重力对冷凝换热和压降的影响,忽略热辐射的影响,忽略不凝性气体及污垢热阻影响。

1.3 数学模型

本文采用的微通道平行流冷凝器的分布参数模型分为管外空气侧模型和管内制冷剂侧模型,两种模型通过能量守恒定律进行耦合,制冷剂侧模型又分为过热区、两相区和过冷区三个子模型,在每个子单元中采用效率传热单元数(ε -NTU)法来求解出口参数^[11]。

空气侧传热和压降采用被广泛使用的 WANG C. C.等^[12]研究的关联式。制冷剂侧单相区传热采用 Genielinski 关联式^[13],压降采用 Blasius 关联式。

$$f_{lo} = \begin{cases} 16/RELO & (RELO < 2\ 100) \\ 0.25 \left(0.868\ 59 \times \ln \frac{RELO}{1.964 \ln (RELO - 3.821\ 5)} \right)^{-2.0} & (RELO > 2\ 100) \end{cases} \quad (1)$$

两相区传热采用的是 DOBSON ADN CHATO^[14]关联式:

当 $RELP \leq 1\ 250$ 时,

$$Fr^* = 0.025 RELP^{1.59} \left[\frac{1 + 1.09 X_u^{0.039}}{X_u} \right]^{15} \frac{1}{\sqrt{Ga}} \quad (2)$$

当 $RELP > 1\ 250$ 时,

$$Fr^* = 1.26 RELP^{1.04} \left[\frac{1 + 1.09 X_u^{0.039}}{X_u} \right]^{15} \frac{1}{\sqrt{Ga}} \quad (3)$$

其中:Ga 为 Galileo 数,

$$Fr^* = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g) d^3}{\mu_l^2} \quad (4)$$

$$X_u = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \quad (5)$$

当 $Fr^* > 20$ 时,为环状流,

$$Nu = 0.023 RELP^{0.8} Pr^{0.4} \left(1 + \frac{2.22}{X_u^{0.89}} \right) \quad (6)$$

当 $Fr^* \leq 20$ 时,为分层流。

$$Nu = \frac{0.23 RELP^{0.12}}{1 + 1.1X_u^{0.58}} \left(\frac{Ga Pr_l}{Ja} \right)^{1.4} + \left(\frac{\cos^{-1}(2\alpha - 1)}{\pi} \right) (0.0195 RELP^{0.5} Pr^{0.4} \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_u^{c_2}}}) \quad (7)$$
$$\alpha = \left(1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right)^{-1} \quad (8)$$
$$Ja = \frac{C_p(T_{sat} - T_w)}{h_{lg}} \quad (9)$$

式(9)中, Ja 为 Jakob 数,当 $Fr_{lo} \leq 0.7$ 时,

$$c_1 = 4.172 + 5.48Fr_{lo} - 1.564 Fr_{lo}^2 \quad (10)$$
$$c_2 = 1.733 - 0.169Fr_{lo} \quad (11)$$

当 $Fr_{lo} > 0.7$ 时, $c_1 = 7.242, c_2 = 1.655$

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (12)$$

两相冷凝过程的压降由摩擦压降、减速压降和重力引起的压降三部分组成:

$$\Delta P = \Delta P_{fr} + \Delta P_d + \Delta P_g \quad (13)$$

其中, ΔP_{fr} 的计算采用 Zhang 等^[15]的经验公式:

$$\Delta P_{fr} = \Delta P_{fr,lo} \times \phi_{lo}^2 \quad (14)$$
$$\phi_{lo}^2 = (1-x)^2 + 2.87x^2 \left(\frac{P}{P_c} \right)^{-1} + 1.68x^{0.8} (1-x)^{0.25} \left(\frac{P}{P_c} \right)^{-1.64} \quad (15)$$
$$\Delta P_{fr,lo} = 2 \times f_{lo} \frac{G^2 l}{D_h \rho_l} \quad (16)$$

平行流冷凝器水平放置,可以近似认为 $\Delta P_g = 0$ 。

减速压降 ΔP_d 可由下式得出^[15]:

$$\Delta P_d = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right]_{in} - \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right]_{out} \right\} \quad (17)$$
$$\alpha = \frac{1}{1 + 0.28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.64} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.36} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.07}} \quad (18)$$

表 1 参数列表
Tab.1 The parameter lists

变量	计算公式	备注
RELP	$\rho_a u_a l_a / \mu_a$	空气流动的入口雷诺数
RELO	$\rho_l u_l l_l / \mu_l$	制冷剂流动的入口雷诺数
PN	$\frac{P_{ri}}{10P_o}$	压力数, P_{ri} 为制冷剂进口压力, P_o 为大气压的比值,单位都为 kPa
TN	$\frac{SH + SC}{0.1T_{ri}}$	温度数, SH 制冷剂进口过热度, SC 为制冷剂出口过冷度, T_{ri} 为空气进口温度,单位都为 $^{\circ}\text{C}$
IHA	A_{ii}/m^2	管内表面积数, A_{ii} 为换热器内流道总面积,单位 m^2
THA	$5A_{io}/m^2$	管外表面积数, A_{io} 为换热器扁管总外面积,单位 m^2
FHA	A_f/m^2	翅片表面积数, A_f 为换热器翅片总面积与 $1 m^2$ 的比值,单位 m^2
PSSN	$Passnum/1$	流程数, $Passnum$ 为换热器总流程数

2 两种拟合修正因子关联式法

为了仿真计算的结果符合基本的物理过程特性,本文利用换热量和传热系数、离散单元压降与总压降分别成正比的关系,根据实验结果在原始关联式计算出的换热系数和离散单元压降上分别乘以一个传热修正因子 $\phi_h(p_1, p_2, p_3 \cdots, c_1, c_2, c_3 \cdots)$ 和压降修正因子 $\phi_p(p_1, p_2, p_3 \cdots, c_1, c_2, c_3 \cdots)$ 进行修正。由于修正因子 $\phi_h(p_1, p_2, p_3 \cdots, c_1, c_2, c_3 \cdots)$ 和压降修正因子 $\phi_p(p_1, p_2, p_3 \cdots, c_1, c_2, c_3 \cdots)$ 是关于换热

器无量纲结构参数 P 和无量纲实验条件参数 C 的函数,因此根据已有的实验数据拟合出合适的修正因子 $\phi(p_1, p_2, p_3 \cdots, c_1, c_2, c_3 \cdots)$ 是拟合修正因子关联式法的关键。

2.1 交复检验非线性法

交复检验非线性法采用“留出法”将全部的实验样本集 D 划分为两个互斥的集合,其中一个集合作为训练集 S ,另一个作为测试集 T ,即 $D = S \cup T, S \cap T = \phi$, 其创新性在于用 S 拟合关联式后,可以用 T 来评估仿真计算的均方误差:

$$\delta = \sqrt{\sum_1^{n_D} (\hat{y}_i - y_i)^2}$$

(19)

其中 $\hat{y}_i$ 表示用训练集拟合的模型在测试集种的估计值, y_i 代表相应的实验值(或称真实值), n_D 为测试集的样品数量。

均方误差作为对泛化误差的估计量,使得到的关联式外推性更强,而非线性的拟合相比直接的简单多项式拟合能应对更加复杂的情况,精度更高。

训练集 S 和测试集 D 的划分一般是随机的,划分方法的不同,拟合的效果和泛化外推的能力也不一样。所以最好采取多种划分方法,然后选取其中使得测试集均方误差和总集合均方误差最小的划分方法。

本文采用的传热修正因子 ϕ_h 模型为:

$$\phi_h = (REL P^{n_{h1}} RELO^{n_{h2}} PN^{n_{h3}} TN^{n_{h4}} IHA^{n_{h5}} THA^{n_{h6}} FHA^{n_{h7}} PSSN^{n_{h8}})^{\frac{n_{h8}}{5}}$$

(20)

压降修正因子 ϕ_p 模型为:

$$\phi_p = (REL P^{n_{p1}} RELO^{n_{p2}} PN^{n_{p3}} TN^{n_{p4}} IHA^{n_{p5}} THA^{n_{p6}} FHA^{n_{p7}} PSSN^{n_{p8}})^{n_{p9}}$$

(21)

其中 $n_{h1} \sim n_{h8}$ 和 $n_{p1} \sim n_{p8}$ 的取值范围为 $(-1, 1)$, 同时为避免出现过度修正的情况,约定 ϕ_h 的范围为 $(0.9, 1.1)$, ϕ_p 的范围为 $(2, 3.8)$ 。

2.2 传统简单多项式拟合法

传统的简单多项式拟合法是基于已有的全部实验样本,采取一个或多个无量纲参数进行简单多项式拟合修正因子的方法。拟合关联式的形式是

$$\phi = a_1 x_1^{n_1} + a_2 x_2^{n_2} + \cdots + a_N x_N^{n_N} + b$$

(22)

其中: $x_1, x_2, \cdots, x_N$ 为无量纲参数; $n_1, n_2, \cdots, n_N$ 为无量纲参数的指数,一般取 $-1 \sim 2$; $a_1, a_2, \cdots, a_N, b$ 为无量纲参数的系数。

本文采用文献中[13]的关联式模型

$$\phi = a_1 x_{\text{air}}^2 + a_2 x_{\text{air}} + a_3 x_{\text{air}}^{-1} + b$$

(23)

其中, $x_{\text{air}} = t_{db}/30$, t_{db} 为空气进口干球温度。

3 仿真验证与比较

建立两种拟合修正因子关联模型后,需要通过已有的实验数据求解未知的待定系数,原则上用于求解未知的待定系数的实验样本数量要不少于待定系数的数目,否则方程组无法求得唯一解。

3.1 实验条件

本次实验的换热器为双排冷凝器,共计 19 组实验数据样本,样品尺寸和实验条件参数的变化范围如表 2 所示。

表 2 样本参数覆盖范围

Tab.2 Coverage of sample parameters

变化量	变化范围
扁管宽度/mm ²	12 和 16
翅片间距/mm ²	0.9~1.3
窗距/mm ²	0.8 和 1.0
总扁管数/mm ²	45、50、54 和 57
总流程数	2 和 4
空气进口干球温度/℃	38~49
制冷剂进口过热度/℃	24.7~35.5
制冷剂进口过冷度/℃	5~10
迎面风速/(m/s)	1~5

3.2 实验数据与仿真数据对比

将实验数据与仿真模型的数据对比进行误差分析,统计结果显示:换热量的最大偏差为 8.1%,全部实验数据分布在实验真实值的±20%误差范围内(见图 2);制冷剂侧压降的仿真数据值跟实验值误差较大,普遍在-40%~-80%之间,且仿真值都小于实验值,如图 3 所示。

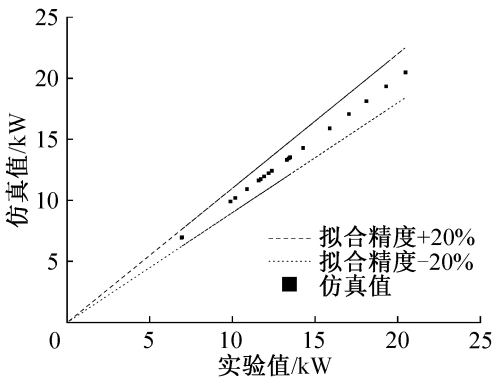


图 2 换热量实验值与仿真值对比

Fig.2 Comparison of experimental and simulated values of heat transfer

3.3 修正方法结果对比

由 3.2 可知,传统数值模拟得出的仿真值由于经过了一系列的数学模型简化假设,在未经修正的情况下与实验值的差距较大并且数值出现明显偏移,因此在实际工况中传热关联式精度和物理模型的准确性并不能满足要求,为了满足换热器设计的精度要求,需要对相关关联式进行合理的修正。

对于交复检验非线性修正法,主要是在总试验样品数中划分不同的两个集合,用其中的训练集作为拟合并样品时,会得到不同的结果。

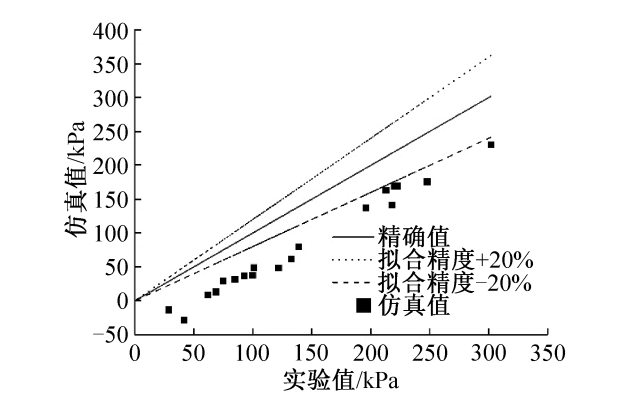


图 3 制冷剂侧压降实验值与仿真值对比

Fig.3 Comparison of experimental and simulated values of refrigerant side pressure drop

本文采用随机的方法抽取 4 种不同的训练集 S , 每个训练集样本个数保证都是 11 个,剩下的 8 个作为测试集 D ,得到的结果如表 3 和表 4 所示:

表 3 传热修正因子 ϕ_h 的拟合划分方法		
Tab.3 The method of divide and fitting for the heat transfer correction factor ϕ_h		
划分方法	测试集均方误差	总集合均方误差
#5	4. 965 8	9. 861
#6	41. 462	27. 129
#7	3. 855 6	11. 332
#8	3. 907 0	9. 091

表 4 压降修正因子 ϕ_p 的拟合划分方法		
Tab.4 The method of divide and fitting for the pressure drop correction factor ϕ_p		
划分方法	测试集均方误差	总集合均方误差
#1	3. 8031	2. 8201
#2	2. 8600	2. 5446
#3	4. 1692	3. 0208
#4	2. 8728	2. 5916

测试集均方误差越低,说明采用此划分方法的模型泛化能力越强。在传热修正因子 ϕ_h 的拟合划分中的方法#2 的测试集均方误差和总集合均方误差都比相应的其他 3 组低,所以选用#2 的划分方法拟合传热修正因子。压降修正因子 ϕ_p 的拟合划分中方法#8 的总集合均方误差最低,且测试集均方误差与方法#7 差别不大,所以选取方法#8 拟合压降修正因子 ϕ_p 。

图 4 将#2 的划分方法与没有修正和用传统简单多项式拟合法的修正的换热量相对误差进行对比。无

修正前仿真的换热量与实验值的误差最大,采用交复检验非线性法修正后的相对误差在 0 处附近最为集中,同时方差范围的阴影宽度最小,说明其拟合误差最小,而采用传统简单多项式拟合法的修正的效果介乎以上两者之间没有明显优势。

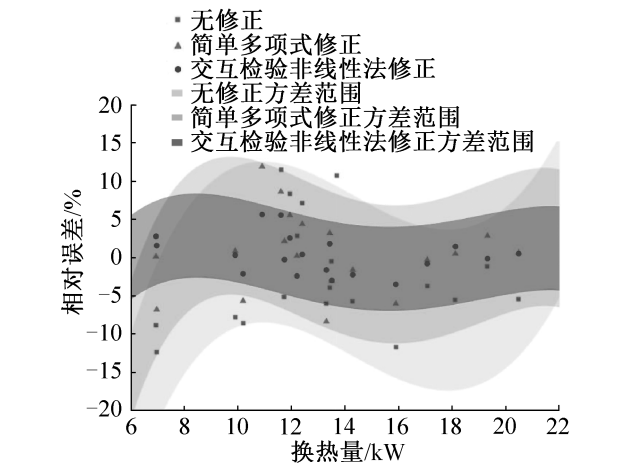


图 4 换热量误差比较

Fig.4 Comparison of heat transfer errors

将采用#8 的划分方法拟合压降修正因子 ϕ_p ,跟没有修正和用传统简单多项式拟合法的相对误差进行对比,如图 5 所示。采用传统简单多项式拟合法的修正的效果较未修正之前的值有一定改善,基本均匀分布在压降零线附近,但可以观察到取值范围中最大误差可达到 80%。而采用交复检验非线性法修正后的相对误差取值范围在 0 处附近最为均匀,说明拟合误差变化范围最小,其最大误差仅为 20%。

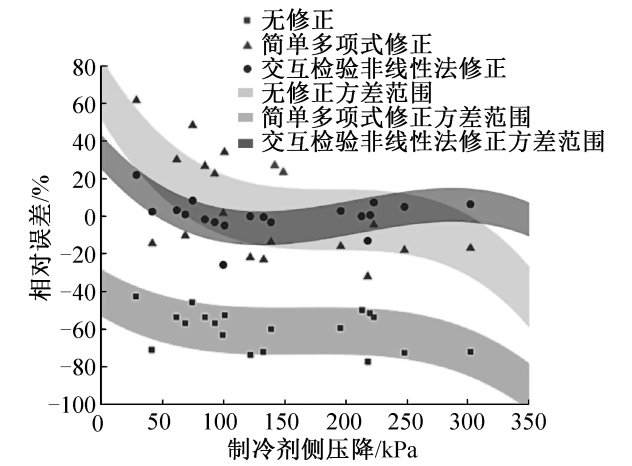


图 5 压降误差比较

Fig.5 Comparison of pressure drop errors

为了进一步量化拟合效果,采用全集合均方误差的方法,如表 5 所示,无修正前换热量在全集合的均方误差接近 8%,经过传统简单多项式拟合法修正后均方误差约为 5%,而适用交复检验非线性法处理后

均方误差均小于 3%,相比无修正前均方误差下降了 64.5%。而无修正前制冷剂侧压降全集合的均方误差接近 60%,而经过传统简单多项式拟合法修正后均方误差约为 30%,大约减少了一半,而适用交复检验非线性法处理后均方误差小于 10%,相比无修正前均方误差下降了 85.02%,而且对比测试集的换热量的均方误差为 2.86%,制冷剂侧压降的均方误差为 3.91%,说明该模型的泛化能力比较可靠。

表 5 修正方法对全集合均方误差影响比较
Tab.5 Comparison between the effects of correction methods on the total mean square errors

修正方法	换热量全集合 均方误差	压降全集合 均方误差
无修正	7.83	60.68
简单多项式	5.06	28.29
交复检验非线性法	2.56	9.09

4 结论

本文通过建立以 R134a 为制冷剂的微通道平行流冷凝器的分布参数模型,提出使用交复检验非线性法对两相流冷凝传热和压降进行修正,并与仿真数据无修正结果和简单多项式拟合法进行了对比分析。结果表明:

- 1) 采用交复检验非线性法修正换热量和制冷剂侧压降和简单多项式拟合法均可以提高两相流冷凝传热和压降的计算精度。
- 2) 使用交复检验非线性法修正后,微通道平行流冷凝器的分布参数模型比简单多项式拟合的换热量计算误差减少 64.5%,同时换热量均方误差可以减少到 3%以内;制冷剂侧压降误差减少 82.05%,均方误差可以减少到 10%以内。
- 3) 该方法具有良好的泛化能力,可以满足换热器设计的需要。

参考文献

[1] 张驰,庄友明,张明辉,等. 汽车空调平行流冷凝器的仿真研究[J]. 低温与超导, 2015,43(6):70-75. (ZHANG Chi, ZHUANG Youming, ZHANG Minghui, et al. Simulation and optimization study on parallel flow condenser used in automotive air conditioner[J].Cryogenics & Superconductivity,2015,43(6):70-75.)

[2] 邵世婷,王文. 微型通道冷凝器数值模拟与分析[J].上海交通大学学报, 2009,43(2):251-255. (SHAO Shi-

ting, WANG Wen. Simulation and analysis of micro-channel condenser[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2009, 43(2): 251-255)

[3] 胡浩茫,陈焕新,王彦忠,等. 基于两相流流型的平行流冷凝器整体仿真模型与实验验证[J]. 化工学报,2012, 63(3):806-811. (HU Haomang, CHEN Huanxin, WANG Yanzhong, et al. Simulation model and experimental study on parallel-flow condenser based on two-phase flow regime [J]. CIESC Journal,2012,63(3):806-811.)

[4] 严瑞东,徐博,陈江平,等. 微通道换热器两相分配特性对空调系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2013,34(3):20-23. (YAN Ruidong, XU Bo, CHEN Jiangping, et al. The Impact on Air Conditioning System of Two-phase Distribution in Microchannel Heat Exchanger[J].Journal of Refrigeration,2013,34(3):20-23.)

[5] 刘宏宇,王铁军,王飞,等. 平行流冷凝器的传热计算与应用研究[J]. 低温与超导,2014,42(6):74-77. (LIU Hongyu, Wang Tiejun, Wang Fei, et al. Heat Transfer Calculation and Application of Parallel Flow Condenser [J]. Cryogenics & Superconductivity,2014, 42(6):74-77.)

[6] 姚奕,徐柏兴,邵翌旻,等. R1234yf 微通道平行流冷凝器仿真模型[J]. 制冷技术,2013,33(3):34-38. (YAO Yi, XU Boxing, SHAO Yimin, et al. Simulation Model for Micro-channel Parallel Flow Condenser using R1234yf as Working Fluid[J]. Refrigeration Technology,2013,33(3):34-38.)

[7] 芮银波,丁国良,吴志刚. 翅片管换热器仿真软件精度自适应校正方法[J]. 上海交通大学学报, 2006,40(6):1360-1364. (Rui Yinbo, DING Guoliang, WU Zhigang. Accuracy Self-Adaptive Method of Fin and Tube Heat Exchanger Simulation Software[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University,2006,40(6):1360-1364.)

[8] 梁媛媛,赵宇,陈江平. 微通道平行流蒸发器仿真模型[J]. 上海交通大学学报,2013,47(3):413-416. (LI-ANG Yuan-Yuan, ZHAO Yu, CHEN Jiangping. Numerical Model for Micro-channel Parallel Flow Evaporator [J]. Shanghai Jiao Tong University, 2013, 47(3):413-416.)

[9] 谷波,方继华,赵鹏程. 空气侧结构对多元微通道平行流冷凝器传热流动性能的影响[J]. 制冷学报, 2014,35(6):9-15. (GU Bo, FANG jihua, ZHAO Pengcheng. Effects of Air_side Structure on Heat Transfer and Flow Performance of Multiple Micro channel Parallel Flow Condenser[J].Journal of Refrigeration, 2014, 35(6):9-15.)

[10] 方继华,谷波,田镇,等. 制冷剂侧结构对多元微通道平行流冷凝器传热与流动性能的影响[J]. 上海交通大学学报,2014,48(9):1315-1322. (FANG Jihua, GU Bo, TIAN Zhen, et al. Effects of Refrigerant-Side Structure on Heat Transfer and Flow Performance of Multiple Micro-Channel Parallel Flow Condenser. Journal of Shanghai Jiao

- Tong University, 2014, 48(9):1315–1322.)
- [11] 徐博, 祁照岗, 陈江平, 等. 微通道换热器翅片参数研究[J]. 制冷技术, 2011, 31(4):16–20. (XU Bo, QI Zhao-gang, CHEN Jiangping, et al. Simulation and Parametric Analysis of Microchannel Condensor [J]. Refrigeration Technology, 2011, 31(4):16–20.)
- [12] Chang Y, Hsu K, Lin Y, et al. A generalized friction correlation for louver fin geometry[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(12):2237–2243.
- [13] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels [J]. International Chemical Engineering, 1975, 16(2):359–368.
- [14] Dobson M K, Chato J C. Condensation in Smooth Horizontal Tubes[J]. Journal of Heat Transfer, 1998, 120(1):193–213.
- (上接第 24 页)
- [73] JOHRA H, FILONENKO K, HEISELBERG P, et al. Active magnetic regenerators implemented as a magnetocaloric heat pump for residential buildings[C]//Thermag VIII-International Conference on Caloric Cooling. Darmstadt, Germany, 2018, 002.
- [74] DHUMANE R, LING J, AUTE V, et al. Portable personal conditioning systems: transient modeling and system analysis[J]. Applied Energy, 2017, 208:390–401.
- [75] QIAN S, NASUTA D, RHOADS A, et al. Not-in-kind cooling technologies: a quantitative comparison of refrigerants and system performance[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 62:177–192.
- [76] GAO X, SHEN J, HE X, et al. Improvements of a room-temperature magnetic refrigerator combined with Stirling cycle refrigeration effect[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 67:330–335.
- [77] 和晓楠, 公茂琼, 张弘, 等. 改进前后复合磁制冷机实验研究对比[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(11):1997–2000. (HE Xiaonan, GONG Maoqiong, ZHANG Hong, et al. Comparison between the experimental researches of before and after improvements on hybrid magnetic refrigerator [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(11):1997–2000.)
- [78] SHEN Jun, GAO Xinqiang, LI Ke, et al. Experimental research on a 4 K hybrid refrigerator combining GM gas refrigeration effect with magnetic refrigeration effect[J]. Cryogenics, 2019, 99:99–104.
- [79] SHIRRON P J, KIMBALL M O, JAMES B L, et al. Thermodynamic performance of the 3-stage ADR for the Astro-H Soft-X-ray Spectrometer instrument[J]. Cryogenics, 2016,

- [15] Zhang Ming, R L Webb. Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2001, 25(1):131–139.

通信作者简介

陈江平, 男, 教授, 博士生导师, 上海交通大学制冷与低温工程研究所, (021) 34206775, E-mail: jpchen@sjtu.edu.cn。研究方向: 车用空调、节能环保技术、换热器设计优化。

About the corresponding author

Chen Jiangping, male, professor, Ph. D. supervisor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, 021-34206775, E-mail: jpchen@sjtu.edu.cn. Research fields: mobile air-conditioning technology, energy saving and environmental protection technology, thermal design and optimization of heat exchangers.

74: 24–30.

- [80] HU Yong, LI Zongbin, YANG Bo, et al. Combined caloric effects in a multiferroic Ni-Mn-Ga alloy with broad refrigeration temperature region [J]. APL Materials, 2017, 5(4):046103.
- [81] CZERNUSZEWICZ A, KALETA J, LEWANDOWSKI D. Multicaloric effect: toward a breakthrough in cooling technology[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 178:335–342.
- [82] VOPSON M M. The multicaloric effect in multiferroic materials[J]. Solid State Communications, 2012, 152(23):2067–2070.
- [83] KRISHNA MURTHY J, VENIMADHAV A. Multicaloric effect in multiferroic Y_2CoMnO_6 [J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2014, 47(44):445002.
- [84] HOU H, FINKEL P, STARUCH M, et al. Ultra-low-field magneto-elastocaloric cooling in a multiferroic composite device[J]. Nature Communications, 2018, 9(1):4075.

通信作者简介

沈俊, 女, 博士, 研究员, 中国科学院低温工程学重点实验室, E-mail: jshen@mail.ipc.ac.cn。研究方向: 磁制冷材料及应用, 新型复合制冷机的应用。

About the corresponding author

Shen Jun, female, Ph. D., professor, Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, E-mail: jshen@mail.ipc.ac.cn. Research fields: magnetocaloric materials and their applications, novel combined refrigerators and their applications.