文章编号:0253-4339(2020) 03-0051-07 doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.03.051

# 不同流程布置风冷式冷凝器的数值研究

李晓静 臧润清 张晨旭

#### (天津商业大学机械工程学院 天津 300134)

**摘 要**为了节省实验资源并缩短实验周期,本文应用三维分布参数模型对风冷式冷凝器的4种流程布置和5组不同制冷剂流量工况的流动换热性能进行数值研究,并通过实验验证了模型的可靠性。仿真模型对制冷剂换热量的预测与相同工况下的实验值的相对误差在±10%以内;制冷剂压降的预测值相对误差在±15%以内。模拟结果表明:为了使换热量尽量大的同时熵产数小,流程布置合流次数为0、2、3时所对应的最佳质量流量范围分别为511~540 kg/h、472~511 kg/h和432~472 kg/h。研究发现在低质量流量区域,选择有合流的管路更具优势;在高质量流量区域,则选择无合流的管路具有更好的传热特性。 关键词 风冷式冷凝器:流动换热:流程布置:数值研究

中图分类号:TB657.5;TB61<sup>+</sup>1

#### 文献标识码:A

# Numerical Study on Air-cooled Condenser with Different Circuit Arrangements

Li Xiaojing Zang Runqing Zhang Chenxun

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China)

**Abstract** To save experimental resources and shorten the experimental cycle, a three-dimensional distributed parameter model was used to study the heat transfer performance of air-cooled condensers. Four kinds of circuit arrangements and five groups under different refrigerant flow conditions were compared, and the reliability of the model was experimentally verified. The relative error of the simulation model for predicting the heat transfer of refrigerants was less than  $\pm 10\%$ , compared with the experimental values under the same working conditions, and the relative error of the predicted value of refrigerant pressure drop was less than  $\pm 15\%$ . Simulations demonstrated that the optimal mass flow rate ranges corresponding to the confluences number of the circuit arrangements of 0, 2, and 3 were 511  $\sim 540$ kg/h, 472 $\sim 511$ kg/h, and 432 $\sim 472$ kg/h, respectively, reflecting ahigh heat transfer and low entropy production. The pipeline with confluence exhibited more advantages in the low mass flow rate area, while the non-confluence pipeline exhibited better heat transfer characteristics in the high mass flow rate area.

Keywords air-cooled condenser; circuit arrangement; flow and heat transfer; numerical study

当今,全球 25%~30%的电力用于制冷,主要是 用于传统的蒸气压缩制冷循环<sup>[1]</sup>。我国制冷、空调 相关产品产量已位居世界前列,维持这些产品运行所 消耗的能源与先进国家相比仍然较高,能源消耗和环 境污染问题也日益严重<sup>[2]</sup>。而制冷系统能效的提高 会使电力需求下降,因此研发高效率、低耗能的制冷 技术及相关设备已成为重要课题<sup>[3]</sup>。翅片管换热器 逐渐广泛应用于各领域,强化风冷式冷凝器的换热能 力有 3 类方法:1)增大总传热系数;2)增大换热器的 传热面积;3)提高有效传热温差。相比于前两种强 化方式<sup>[4-6]</sup>,通过提高有效传热温差来提高传热性能 的相关研究较少。根据已有文献的表述<sup>[7]</sup>,改变风 冷式冷凝器的管路流程布置可以很大程度上影响传 热平均温差。此外,流程布置中的管路分合会直接影 响制冷剂的流速,还可以改善换热器各支路中制冷剂

#### 换热不均和分布不均的问题,进而强化传热过程。

风冷式冷凝器的流程布置方式种类繁多,包括顺 逆流布置、管路分合及跳管布置等,使管路连接形式 千差万别。若仅用实验来对流程布置的流动换热性 能进行研究,不仅会大大提高实验成本,而且不能覆 盖所有可能的工况条件。因此,很多学者对于风冷式 冷凝器流程布置的研究并不局限于实验研究,还进行 了数值仿真<sup>[8]</sup>。对风冷式冷凝器流程布置的流动换 热性能进行数值研究,可以节省大量实验资源并缩短 实验周期,还为以后的风冷式冷凝器的优化设计提供 参考。

# 1 模型建立

### 1.1 模型的基本假设

本文采用有限体积法建立风冷式冷凝器的数学

收稿日期:2019-06-12;修回日期:2019-08-16

模型,由于考虑流程布置,需要将风冷式冷凝器的物 理模型离散成三维分布参数模型<sup>[9]</sup>,风冷式冷凝器 整体被划分为以管为中心的微元控制体,每个微元控 制体都是由管内侧制冷剂微元、翅片管微元和管外侧 空气微元3部分组成。

为了兼顾数值仿真模型计算的准确性、稳定性和 计算时间,提出合理的假设来简化模型:1)制冷剂和 空气流动传热过程为稳态过程;2)管内制冷剂流动 为沿管道轴向的一维均相流动,忽略管内制冷剂的轴 向导热;3)制冷剂在连接换热管段的弯头中只存在 流动压降,不进行换热;4)制冷剂在换热器中的汇合 为绝热混合;5)空气流动方向与翅片表面基本平行, 按一维流动处理;6)忽略换热管的轴向导热,只考虑 换热管间的翅片导热;7)风冷式冷凝器迎风面进风 均匀。

## 1.2 管路连接方式描述模型

风冷式冷凝器流程布置复杂多变,且没有统一的 设计规律可供参考,有必要针对其几何结构特点和换 热流体流动方式建立合适的管路连接方式描述模型, 使用有向图<sup>[10]</sup>和邻接矩阵<sup>[11]</sup>来表示风冷式冷凝器 流程布置,是描述管路连接方式较多的方法。

风冷式冷凝器流程布置及其有向图如图1所示。 有向图中的所有顶点根据确定的顺序进行编号,每条 边都连接着有序的一对顶点。换热管(即顶点)进行 编号先从换热器迎风面换热管开始,自上而下对当前 管排的换热管依次编号,然后自迎风面管排向背风面 管排依次重复上一步对每排换热管进行编号。最后, 引入两个不参与换热的管段:制冷剂进口集管(编号 为0)和制冷剂出口集管(编号为最大换热管数+1)。 经过上述步骤,图1(a)所示的风冷式冷凝器流程布 置可转化为如图1(b)所示的有向图形式。图1中, 编号为0的管为制冷剂进口集管,编号为11的管为 出口集管,其余为中间换热管。





邻接矩阵 M 的矩阵维数与换热器管数(顶点数) 一致,连通矩阵 m<sub>i,j</sub> 的值可用来确定管路的连接关 系,行坐标 i 和列坐标 j 分别表示管段 i 和 i 的下游连 接管 j。当管段 i 和管段 j 相连时,其值为 1;当管段 i 和管段 j 不相连时,其值为 0。

5			. , ,										
m -	<u> </u>		( <i>j</i> 与 <i>i</i> 不相连)								(1)		
$m_{i,j}$ –	1		(j	与i	相	连)						(1	)
根据	图 1	的	流利	a 行	置,	其令	『接	矩	年形	式)	句:		
<i>M</i> =	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	
	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	
	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	
	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	
	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

### 1.3 控制方程

由于风冷式冷凝器离散成一个个由管内侧制冷 剂微元、翅片管微元和管外侧空气微元3部分组成的 微元控制体,所以只需联立这3个部分的控制方程即 可得到微元控制体的流动换热情况。微元控制体中 的制冷剂和空气都存在质量和能量的交换,需要对制 冷剂侧和空气侧分别建立连续性方程、能量方程和动 量方程;由于翅片只考虑导热而没有其他变化,所以 仅需对其建立能量方程。

1) 制冷剂侧控制方程组

在同一根换热管的微元控制体中制冷剂的连续 性方程为:

$$G_{\rm ri} = G_{\rm ro} \tag{2}$$

式中: $G_{ri}$ 、 $G_{ro}$ 分别为制冷剂进口和出口的质量 流量, kg/s。

在同一根换热管的微元控制体中制冷剂的能量 方程为:

$$Q_{\rm rh} = G_{\rm ri}h_{\rm ri} - G_{\rm ro}h_{\rm ro} \tag{3}$$

$$Q_{\rm rt} = \alpha_r A_1 (T_{\rm rm} - T_{\rm w}) \tag{4}$$

式中: $Q_{\text{rh}}$ 、 $Q_{\text{rl}}$ 分别为由焓差计算和由温差计算 的制冷剂侧换热量,W; $h_{\text{ri}}$ 、 $h_{\text{ro}}$ 分别为制冷剂进口和 出口比焓,J/(kg·K); $\alpha_{\text{r}}$ 为制冷剂侧对流换热表面传 热系数, $\alpha_{\text{r}} = Nu_{r}\lambda_{r}/D_{1}$ ,W/(m<sup>2</sup>·K); $\lambda_{\text{r}}$ 为制冷剂导热 系数,W/(m·K); $A_{1}$ 为微元管内侧换热面积,m<sup>2</sup>; $D_{1}$ 为微元管的管内径,m; $T_{\text{rm}}$ 、 $T_{\text{w}}$ 分别为微元中制冷剂 进出口平均温度和换热管壁面温度,K。

冷凝器管内侧制冷剂经历了单相→两相→单相 的变化过程。管内侧制冷剂单相时对流换热表面传 热系数用 Gnielinski 关联式<sup>[12]</sup>计算,该关联式中的 Darcy 阻力系数  $f_r$  用 Filonenko 关联式<sup>[13]</sup>计算;制冷 剂两相凝结时用 Shah<sup>[14]</sup>关联式计算。

在同一根换热管的微元控制体中制冷剂的动量 方程为:

$$dp_{tube} = dp_{sh} + dp_{tp} + dp_{sc}$$
(5)

式中:  $dp_{tube}$  为风冷式冷凝器中制冷剂总压降, Pa;  $dp_{sh}$  为过热区域制冷剂压降, Pa;  $dp_{tp}$  为两相区域 制冷剂压降, Pa;  $dp_{sc}$  为过冷区域制冷剂压降, Pa。

制冷剂在单相区域的压降计算时,加速压降可以 忽略不计,两相区域制冷剂压降计算不仅有摩擦压 降,还有加速压降;而对于风冷式冷凝器,重力压降一 般发生在连接换热管的弯头中。

2) 空气侧控制方程组

不同管段排布的风冷式冷凝器空气侧微元控制 体的连续性方程不同。

对于顺排布置:  

$$G_{ai} = G_{ao}$$
 (6)  
对于错排布置:

$$G_{\rm ai,cur} = \sum_{j=1}^{n} G_{\rm ao,j} / n \tag{7}$$

空气侧微元之间的能量传递方程为:

$$G_{\rm ai, cur}h_{\rm ai, cur} = \sum_{j=1}^{n} G_{\rm ao, j}h_{\rm ao, j}/n$$
(8)

$$Q_{\rm ah} = G_{\rm ao} h_{\rm ao} - G_{\rm ai} h_{\rm ai} \tag{9}$$

空气侧微元内的能量方程为:

$$Q_{\rm at} = \alpha_{\rm a} A_2 (T_{\rm am} - T_{\rm w}) \tag{10}$$

式中: $G_{ai}$ 、 $G_{ao}$ 分别为空气侧进口和出口的质量 流量,kg/s; $G_{ai,eur}$ 、 $G_{ao,j}$ 分别为错排布置时空气侧进 口和沿空气流动方向上游空气侧微元的出口质量 流量,kg/s;n为对应微元上游空气侧的总管数;  $h_{ai,eur}$ 、 $h_{ao,j}$ 分别为错排布置空气侧进口和空气流动 方向上游空气侧微元的出口比焓,J/(kg·K); $Q_{ah}$ 、  $Q_{at}$ 分别为由焓差计算和由温差计算的空气微元换 热量,W; $\alpha_a$ 为空气侧对流换热表面传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K); $A_2$ 为微元管外侧换热面积,m<sup>2</sup>; $T_{am}$ 为 空气进出口平均温度,K。

对于波纹型翅片管换热器,空气侧压降  $\Delta p_a$  和摩 擦系数  $f_a$  的关系如下:

$$f_{\rm a} = \frac{A_{\rm c}}{A_{\rm o}} \frac{\rho_{\rm m}}{\rho_{\rm i}} \left[ \frac{2\rho_{\rm i}\Delta p_{\rm a}}{G_{\rm a,c}^2} - (1+\omega^2) \left( \frac{\rho_{\rm i}}{\rho_{\rm o}} - 1 \right) \right] \quad (11)$$

式中:A。、A。分别为最小流通截面积和总表面

积,m<sup>2</sup>; $\rho_i$ , $\rho_o$ , $\rho_m$ 分别为空气进口密度、出口密度和 平均值,kg/m<sup>3</sup>; $G_{a,c}$ 为基于最小流通面积的质流密 度,kg/(m<sup>2</sup>·s); $\omega$ 为最小流通截面积和迎风面积 之比。

空气侧摩擦系数 $f_a$  同样适用 Wang C. C. 等<sup>[15]</sup> 推荐的关联式计算。

3) 翅片导热控制方程

在风冷式冷凝器运行过程中,翅片不存在质量和 动量的变化,只有从高温区域向低温区域的热传导, 所以只需建立能量方程。

翅片导热能量方程为:

 $Q_{\rm r} + Q_{\rm a} + Q_{\rm L} + Q_{\rm T} + Q_{\rm R} + Q_{\rm B} = 0$  (12)

式中: $Q_r$ 、 $Q_a$ 分别为制冷剂侧换热量与空气侧换 热量,W; $Q_L$ 、 $Q_T$ 、 $Q_R$ 、 $Q_B$ 分别为与前排、上一列、后排 和下一列的控制容积的换热量,W。

# 2 仿真设计及工况

### 2.1 仿真计算流程

整个风冷式冷凝器模型的仿真算法可以分为两 部分,即制冷剂路径矩阵生成算法和离散微元控制方 程组求解算法。

实际风冷式冷凝器流路布置得到的换热管邻接 矩阵和进口管制冷剂流动方向经过制冷剂路径矩阵 生成算法,输出制冷剂换热计算路径矩阵和压降计算 路径矩阵,且两个路径矩阵和换热管邻接矩阵维度相 同。但由于在换热器存在制冷剂汇合的情况下,支路 压降会影响到各支路制冷剂流量的分配比例,而换热 量没有影响,所以换热路径矩阵的生成算法和压降路 径矩阵的生成算法不同。换热路径矩阵生成算法使 用广度优先遍历算法,压降路径矩阵生成算法使用深 度优先遍历算法<sup>[16]</sup>。

控制方程组求解算法包括求解能量方程和动量 方程。求解能量方程包括一般微元换热量求解和相 变过渡微元换热量求解,求解动量方程包括制冷剂压 降计算和支路流量调整,仿真计算的流程见图2。

## 2.2 微元控制方程求解算法

由于分布参数模型划分的微元模型数量很多,联 立求解困难,所以本文采用顺序法迭代求解风冷式冷 凝器仿真模型。

求解微元能量方程即求解制冷剂和空气在微 元控制体内的换热量,由于假设的换热管内外壁面 温度相同,通过计算翅片管壁温来使制冷剂侧和空 气侧能量方程相互独立求解,并根据相同位置管壁 的热流量相同的原则来达到制冷剂侧和空气侧的

— 53 —



Fig.2 Logical flow chart of simulation algorithm

能量守恒。

流量分布会影响换热器的流动换热特性,在风 冷式冷凝器工作过程中,使制冷剂流动的驱动力为 压差,非焓差。由此可知,换热对流量的影响较小, 而各支路的压降会影响流量的分配,所以求解压降 和调整流量相互耦合,流量调整使用流量自适应 算法<sup>[17]</sup>。

制冷剂侧微元可能有单相入口和两相出口条件 或两相入口和单相出口条件的情况,这样的微元控制 体通常称为过渡微元。本文通过式(13)识别过渡微 元,然后判断其换热量计算是否收敛。二分法处理过 渡微元原理如图 3 所示。

 $(h_{r_i} - h_{r,sat})(h_{r_o} - h_{r,sat}) < 0$  (13) 式中:  $h_{r,sat}$  为制冷剂饱和状态比焓,J/kg<sub>o</sub>

## 2.3 仿真工况

仿真的主要研究对象为不同流程布置的风冷式 冷凝器,获得不同流程布置的风冷式冷凝器在不同工 况下局部工作特性的详细数据。为充分研究不同流 程布置、不同制冷剂流量对风冷式冷凝器性能的影 响,风冷式冷凝器选取了4种流程布置和5组不同制 冷剂流量工况,流程的具体布置如图4所示,流程布





置的 a、b、c、d 所对应的合流级数分别为 0、1、2、3。 不同制冷剂流量工况如表 1 所示。





Fig.4 Different circuit arrangement of air-cooled condenser

#### 表1不同制冷剂流量仿真工况

Tab.1 Simulation conditions	for different	refrigerant
-----------------------------	---------------	-------------

mass flow				
工况参数	数值			
冷凝器进口压力/MPa	1. 869 946			
冷凝器进口温度/℃	64.3			
迎面风速/(m/s)	3.0			
迎风温度/℃	27.0			
制冷剂流量/(kg/h)	432,450,468,486,504			

## 3 模型验证

为研究风冷式冷凝器流程布置对其流动换热性能的影响,搭建了风冷式冷凝器测试实验台,并通过 实验数据验证仿真模型的可行性和准确性。实验工 况为冷凝温度为 40 ℃,制冷剂流量为 432~504 kg/h,相同工况下换热量、制冷剂压降的实验值与仿 真模型预测值的对比结果分别如图 5 所示。





换热量的预测值与实验值相对误差在±10%以 内,制冷剂压降的预测值与实验值相对误差在±15% 以内。由对比结果可知,本文建立的风冷式冷凝器仿 真模型满足精度要求,可以研究流程布置对风冷式冷 凝器流动传热性能的影响。

# 4 结果分析

## 4.1 不同流程制冷剂流量对换热量的影响

图 6 所示为不同流程布置的风冷式冷凝器换热 量、制冷剂压降随制冷剂质量流量的变化。由图 6 (a)可知,在低质量流量区流程布置 b、c、d 换热效果 优于流程布置 a 的换热效果,这是因为在低质量流量 区域,具有合流布置的风冷式冷凝器中的制冷剂要比 无合流的流速高,从而使雷诺数 *Re*、努塞尔数 *Nu* 和 对流换热表面传热系数 *h* 均增大,换热量得到较大 的提升。但在高质量流量区则相反,因为流程布置 b、c、d 的制冷剂压降要远远大于流程布置 a 的制冷 剂压降,如图 6(b)所示。压降的增大会使流动换热 过程中的饱和温度降低,即空气和制冷剂之间的传热 温差降低,使其换热量小于流程布置 a 的换热量,虽



图 6 不同流程布置换热量、制冷剂压降随制冷剂 质量流量的变化

Fig.6 Variation of heat exchange capacity and refrigerant pressure drop with mass flow in different circuit arrangements

第41卷第3期	制 冷 学 报	Vol. 41, No. 3
2020年6月	Journal of Refrigeration	June , 2020

然合流会使流速增大,促使换热量增大,但增大的幅度比降低的幅度要低得多,所以总体上仍是流程布置 a 更具优势。

具有合流布置的换热量均随着制冷剂质量流量 的增大呈现先增大后减小的趋势,这是因为在低质量 流量区,随着质量流量的增大,换热量增大,此时风冷 式冷凝器进出口制冷剂的比焓差(图6(a)中的斜 率)减小,换热量变小,但它属于过冷区制冷剂显热 的一部分,相比之下质量流量带来的影响更大。在高 质量流量区,质量流量增大会使换热量增大,但压降 对换热量的影响更大,压降的增大会使换热量降低。

## 4.2 不同流程制冷剂流量对熵产数<sup>[11]</sup>影响

图 7 所示为不同流程布置熵产数随制冷剂质量 流量的变化。对比图 6(a)和图 7 可知,风冷式冷凝 器较大的传热量几乎对应了较小的熵产数。在高质 量流量区域,随着质量流量的增大,由于流程布置 b、 c、d 过高的压降使空气侧的熵增变大,同时比焓差的 增大使制冷剂侧的熵减增大,但熵减增大的程度比空 气侧熵增的程度小,所以总体上导致熵产数增加;同 理,在低质量流量区域,随着制冷剂质量流量的减小, 空气侧的熵增变小,制冷剂侧的熵减增大,由于压降 在低质量流量区域内的影响较小,所以综合结果导致 流程布置 b、c、d 的熵产数低于流程布置 a 的熵产数。 由此可见,熵分析与换热量分析的结果基本一致。





对比图 6(a) 和图 7 还可知, 使换热量较大的最 佳制冷剂流量范围和使熵产数较小的最佳制冷流量 范围并不一致。流程布置 a、b、c、d 使风冷式冷凝器 具有较大换热量的最佳制冷剂流量范围分别为 521~ 540、440~521、440~520、432k~482 kg/h; 而流程布 置 a、b、c、d 所对应的使熵产数较小的最佳制冷剂流 量范围分别为 511~540、450~511、440~510、432~ - 56 — 472 kg/h。综合不同流程布置换热量和熵产数的结 果可以得到使换热量较大的同时有较小熵产数的最 佳制冷剂流量范围,流程布置 a、c、d 的最佳流量范围 分别为 511~540、472~511、432~472 kg/h;在大部分 的制冷剂流量范围内,流程布置 b 的换热量和熵产数 均比其余流程布置的换热量和熵产数更差,因此在本 文制冷剂流量范围内不推荐使用一级合流布置的流 程布置形式。

# 4.3 不同流程对对流换热表面传热系数的 影响

图 8 为制冷剂侧对流换热表面传热系数(α<sub>r</sub>)和 空气侧对流换热表面传热系数(α<sub>a</sub>)沿单根换热管长 的变化趋势。由图 8 可知,4 种流程布置的风冷式冷 凝器中制冷剂过热区长度一致。具有合流布置的风 冷式冷凝器在经过合流点之后,α<sub>r</sub> 会有一个明显的 提升,尤其在两相区与过冷区相接的区域进行合流布 置会提高过冷区的 α<sub>r</sub>,甚至会高于两相区的 α<sub>r</sub>,从而 强化过冷区的换热。α<sub>r</sub> 在经过提升后,会沿着管路 逐渐下降,这是因为在流体在换热管中流动时,密度 会逐渐增大,导致流速降低,α<sub>r</sub> 降低。

由图 8 还可知,在每一个制冷剂汇流点之前,具 有相同流程布置形式换热管段的-α,几乎一致,说明 在中间无分流布置且各分支流路换热管长相等时,制 冷剂进行合流对合流点下游制冷剂的流动换热影响 较大,而对上游影响较小,即在该流程布置的风冷式 冷凝器中,可以认为合流点处制冷剂合流对整个流程 中制冷剂流动换热特性的影响是单向的。



图 8 制冷剂侧对流换热系数和空气侧对流换热系数分布 Fig.8 Distribution of convective heat transfer coefficient on refrigerants side and convective heat transfer coefficient on air side

# 5 结论

本文对风冷式冷凝器流程布置优化进行了实验 研究和数值模拟,并应用三维分布参数模型对风冷式 冷凝器的4种流程布置和5组不同制冷剂流量工况 的流动换热性能进行数值模拟。使用熵分析法和换 热量分析法分析了不同制冷剂合流次数对风冷式冷 凝器流动传热性能的影响。得到如下结论:

1) 对比风冷式冷凝器三维分布参数模型的仿真 结果与实验结果可知, 换热量相对误差在±10%以内, 制冷剂压降相对误差在 15%以内, 可用于风冷式冷 凝器流动传热性能的研究。

2)可以同时使用换热量和压降等热力学第一定 律评价参数及熵等热力学第二定律评价参数来对风 冷式冷凝器流程布置流动换热性能进行评价。综合 分析所得流程布置 a、c、d 的最佳制冷剂流量范围分 别为 511~540、472~511、432~472 kg/h,可为风冷式 冷凝器流程布置和制冷剂流量的匹配提供依据。

3)在两相区与过冷区相接的区域进行合流布置 会极大地提高过冷区的对流换热表面传热系数,从而 强化过冷区的换热,且在换热流程下游的合流点对上 游制冷剂管内对流换表面传热热系数的影响较小。 对各级合流点布置的进一步研究起到参考作用。

#### 参考文献

- [1] MOLENBROEK E, SMITH M, SURMELI N, et al. Savings and benefits of global regulations for energy efficient products[R]. European Commission, 2015.
- [2] MORA C, SPIRANDELLI D, FRANKLIN E C, et al. Broad threat to humanity from cumulative climate hazards intensified by greenhouse gas emissions[J]. Nature Climate Change, 2018, 8(12): 1062–1071.
- [3] LEE W J, KIM H J, JEONG J H. Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 98: 462–471.
- [4] WONGWISES S, CHOKEMAN Y. Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(13/14):2216-2231.
- [5] AMEEL B, HUISSEUNE H, DEGROOTE J, et al. On fin efficiency in interrupted fin and tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 60: 557-566.
- [6] 谷波,郑钢,裴勇华,等.管壳式冷凝器内低螺纹管的凝结传热模型[J].上海交通大学学报,2002,36(2):198-201. (GU Bo, ZHENG Gang, PEI Yonghua, et al. Heat transfer model for thread tube in shell and tube condenser [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2002, 36(2):198-201.)
- [7] 邓斌,陶文铨,林澜. 冷凝器流程布置方案的研究与探讨[J]. 制冷学报,2006,27 (2):31-38. (DENG Bin, TAO Wenquan, LIN Lan. Study on refrigerant circuitry design for condensers[J]. Journal of Refrigeration, 2006,27

(2):31-38.

- [8] LEE J H, BAE S W, BANG K H, et al. Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 372-382.
- [9] 魏文建,刘建,丁国良,等. 基于两相流体网络的翅片 管换热器仿真模型研究[J]. 流体机械,2005(3):53-58. (WEI Wenjian, LIU Jian, DING Guoliang, et al. Simulation of fin-and-tube heat exchanger based on two-phase fluid network[J]. Fluid Machinery, 2005(3): 53-58.)
- [10] LIU Jian, WEI Wenjian, DING Guoliang, et al. A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8):965-973.
- [11] JIANG H, AUTE V, RADERMACHER R. Coil designer: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(4): 601-610.
- [12] GNIELINSKI V. Calculation of mean heat and mass transfer coefficients in laminar and turbulent flow past single bodies with the aid of a uniform equation [J]. Forschung im Ingenieurwesen, 1975, 41:145-153.
- [13] SHUI Linqi, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, et al. The effect of cooling conditions on convective heat transfer and flow in a steam-cooled ribbed duct[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(1):331-341.
- [14] SHAH MOHAMMED M. An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes[J]. HVAC&R Research, 2009, 15(5):889-913.
- [15] WANG C C, HWANG Y M, LIN Y T. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(5):673-680.
- [16] 刘建,魏文建,丁国良,等.基于图论的通用翅片管换 热器仿真模型[J].机械工程学报,2005,41(6):233-238. (LIU Jian, WEI Wenjian, DING Guoliang, et al. General steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on geraph theory[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(6):233-238.)
- YE H Y, LEE K S. Refrigerant circuitry design of fin-andtube condenser based on entropy generation minimization
   [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(5): 1430-1438.

#### 通信作者简介

臧润清,男,教授,天津商业大学机械工程学院,13821232559, E-mail: zrqing@ tjcu.edu.cn。研究方向:制冷系统的优化及 节能。

#### About the corresponding author

Zang Runqing, male, professor, School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, +86 13821232559, Email: zrqing@tjcu.edu.cn. Research fields: optimization and energy saving of refrigeration system.