

文章编号:0253-4339(2014) 06 - 0009 - 08
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 06. 009

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

谷波¹ 方继华¹ 赵鹏程²

(1 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240; 2 上海汽车集团股份有限公司 上海 201804)

摘要 建立了多元微通道平行流冷凝器的稳态分布参数模型,与实验对比验证了模型的正确性。利用所建立的模型,研究了翅片高度、翅片间距、百叶窗开窗间距、百叶窗开窗角度变化对多元微通道平行流冷凝器传热和流动性能的影响。结果表明,随着翅片高度的增大,换热量逐渐增大,空气侧压降逐渐减小;随着翅片间距或者百叶窗开窗间距的增大,换热量和空气侧压降都是逐渐减小;随着百叶窗开窗角度的增大,换热量和空气侧压降都是逐渐增大。

关键词 平行流冷凝器;数学模型;变结构

中图分类号:TK124;TB657. 5

文献标识码: A

Effects of Air-side Structure on Heat Transfer and Flow Performance of Multiple Micro-channel Parallel Flow Condenser

Gu Bo¹ Fang Jihua¹ Zhao Pengcheng²

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Shanghai Automotive Group Co., Ltd., Shanghai, 201804, China)

Abstract The theoretical model of the multiple micro-channel parallel flow condenser is established based on the method of distribution parameters, and validity of the model is verified by comparison with the experimental data. Based on this model, the effects of fin height, fin pitch, louver pitch and louver angle on the heat transfer and flow performance of multiple micro-channel parallel flow condenser are investigated. The results show that, as increasing of fin height, the heat transfer rate increases, but the air-side pressure drop decreases; when fin pitch increases, or louver pitch increases, the heat transfer rate and air-side pressure drop all decrease; as increasing of louver angle, the heat transfer rate and air-side pressure drop all increase.

Keywords parallel flow condenser; mathematical model; variable structure

微通道平行流冷凝器由百叶窗翅片、散热扁管、集流管和隔片组成,如图 1、图 2 所示。具有传热系数高、空气侧和制冷剂侧压降小、制冷剂充注量低、结构紧凑、坚固耐用等特点,在汽车空调中有广泛的应用。与管带式冷凝器相比,在制冷剂相同的情况下,其换热性能提高约 75%^[1]。

目前国内外对多元微通道平行流冷凝器的研究主要集中在冷凝器的总体性能及空气侧、制冷剂侧流体的传热与流动特性^[2-8]。而关于空气侧结构参数变化对冷凝器性能影响的研究尚不多,仅有姬利明等^[9]、张荣花等^[10]、舒朝辉等^[11]、林泉来等^[12]研究了迎面风速、翅片参数变化对冷凝器空气侧性能的影响。但上述研究均只研究了各结构参数变化对冷凝器空气侧性能的影响,且只用传热系数来表征传热性

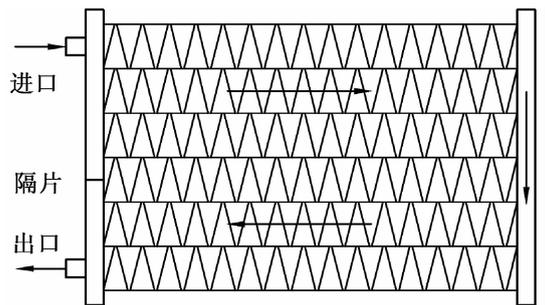


图 1 多元平行流冷凝器示意图

Fig.1 Schematic of multi-unit parallel-flow condenser

能,未研究空气侧结构参数变化对冷凝器换热量的影响,然而很多时候在传热系数随结构参数变化的同时换热面积也在随之变化,二者的变化方向很可能相

基金项目:国家科技支撑计划(2013BAG03B01)资助项目。(The project was supported by the Key Technologies R&D Program of China (No. 2013BAG03B01).)

收稿日期:2014 年 3 月 14 日

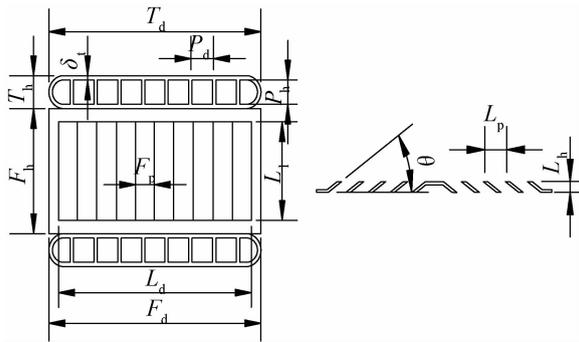


图2 多元平行流冷凝器结构图

Fig.2 Structure of multi-unit parallel-flow condenser

反,使传热系数与换热量的变化趋势不同,甚至会出现相反的变化。

本文采用已发表的平行冷凝器制冷剂侧传热、压降关联式、空气侧传热关联式和根据实验数据拟合的空气侧压降关联式,设计迭代算法,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。利用所建立的模型,探讨了空气侧结构参数(翅片高度、翅片间距、开窗间距、开窗角度)变化对多元微通道平行流冷凝器传热和流动性能的影响。

1 数学模型

建立平行流冷凝器稳态分布参数模型,为简化研究,提出以下假设:

- 1) 冷凝器工作在稳定工况,空气侧和制冷剂侧各参数不随时间变化;
- 2) 制冷剂均匀分配到同一流程中的每根管内,温度和压力分布相同,并在管内做一维稳态流动;
- 3) 忽略压降对制冷剂物性的影响;微元内制冷剂物性保持不变;
- 4) 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;
- 5) 忽略冷凝器的辐射换热,忽略重力对传热和压降的影响,不计不凝性气体及污垢热阻影响。

根据以上假设,以焓差为依据,沿制冷剂流动方向划分微元,任意选择一个微元为控制体。以该控制体为研究对象,列出制冷剂侧和空气侧的能量方程、传热方程、管壁与翅片的导热方程以及热平衡方程,迭代求解。模型中采用的适用于多元微通道平行流冷凝器结构的传热、流动关联式如下。

1.1 空气侧模型

1.1.1 空气侧传热系数

微通道平行流冷凝器空气侧传热系数采用 Chang Y J 等^[3] 经过大量实验总结出的传热 j 因子公式:

$$\alpha_a = j \cdot c_{pa} \cdot M_{a,max} \cdot \rho_a \cdot Pr_a^{-2/3} \quad (1)$$

$$j = Re_a^{-0.49} \cdot \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \cdot \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \cdot \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \cdot \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \cdot \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (2)$$

(100 < Re_a < 3000)

其中, $Re_a = M_{a,max} \cdot L_p / \mu_a$, $M_{a,max} = M_a \cdot A_y / A_c$ 。

1.1.2 空气侧压降

空气侧压降摩擦因子 f 根据管带式散热器摩擦因子公式的形式,采用实验数据拟合。拟合偏差最大为 2.39%, 平均为 0.97%。

$$f = 3.208 Re_a^{-0.384} \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{-0.196} \quad (3)$$

$$\Delta p_a = \frac{f}{2} \cdot \frac{F_l}{D_a} \cdot \rho_{am} \cdot v_{a,max}^2 \quad (4)$$

$$\text{其中, } D_a = \frac{2 \cdot F_p \cdot F_h}{F_p + 2 \sqrt{F_p^2/4 + F_h^2}}$$

1.2 制冷剂侧模型

1.2.1 过热区

制冷剂在微通道扁管内经过过热、两相、过冷三个相态。过热区时采用经典的 Ditus-Boelter 公式^[13] 计算制冷剂冷凝传热系数即可。

$$\alpha_r = 0.023 \cdot Re_r^{0.8} \cdot Pr_r^{0.3} \cdot \left(\frac{\lambda_r}{D_r}\right) \quad (5)$$

$10^4 < Re_r < 1.2 \times 10^5$

其中, $Re_r = D_r \cdot M_r / \mu_r$ 。

单相区摩擦因子采用传统的 Blasius 关联式计算^[4]。

$$f = \begin{cases} 16/Re_r & 0 < Re_r < 2500 \\ 0.079 Re_r^{-0.25} & 2500 < Re_r < 20000 \\ 0.046 Re_r^{-0.2} & Re_r > 20000 \end{cases} \quad (6)$$

$$\Delta p_r = 4f \cdot \frac{L}{D_r} \cdot \frac{\rho_r v_r^2}{2} \quad (7)$$

1.2.2 两相区

C Y Yang 和 R L Webb^[5] 推荐如下关联式计算两相区制冷剂冷凝传热系数:

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \cdot \lambda_r \cdot (1-x)^{0.8} + 3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{Pr_r^{0.38}} \quad (8)$$

$$Nu_r = 0.0265 Re_r^{0.8} \cdot Pr_r^{(1/3)} \quad (Re_r > 50000) \quad (9)$$

$$Re_r = \frac{D_r \cdot M_r}{\mu_r} \cdot \left((1-x) + x \cdot \left(\frac{\rho_{vl}}{\rho_{lv}}\right)^{0.5} \right) \quad (10)$$

两相区制冷剂压降采用 C Y Yang 和 R L Webb^[5] 推荐的摩擦因子关联式:

$$f = 0.435 Re_r^{0.12} \cdot f_l \quad (11)$$

$$\Delta p_r = 4f \cdot \frac{L}{D_r} \cdot \frac{Re_r^2 \mu_{vl}^2}{2 \rho_{vl}} \quad (12)$$

式中: f_r 为按照单相区摩擦因子计算公式计算得到的制冷剂液态摩擦因子。

1.2.3 过冷区

过冷区内采用更为准确的 Petukhov-Popov 实验关联式^[13]计算制冷剂冷凝传热系数:

$$Nu_r = \frac{Re_r \cdot Pr_r \cdot (f_r/8)}{1.07 + 12.7 (f_r/8)^{1/2} \cdot (Pr_r^{2/3} - 1)}$$

($10^4 < Re_r < 5 \times 10^6, 0.5 < Pr_r < 2000$) (13)

其中, $f_r = (1.82 \cdot \lg Re_r - 1.64)^{-2}$ 。

过冷区压降公式同过热区。

1.3 算法设计

基于 VB 编制计算程序,算法流程如图 3 所示。

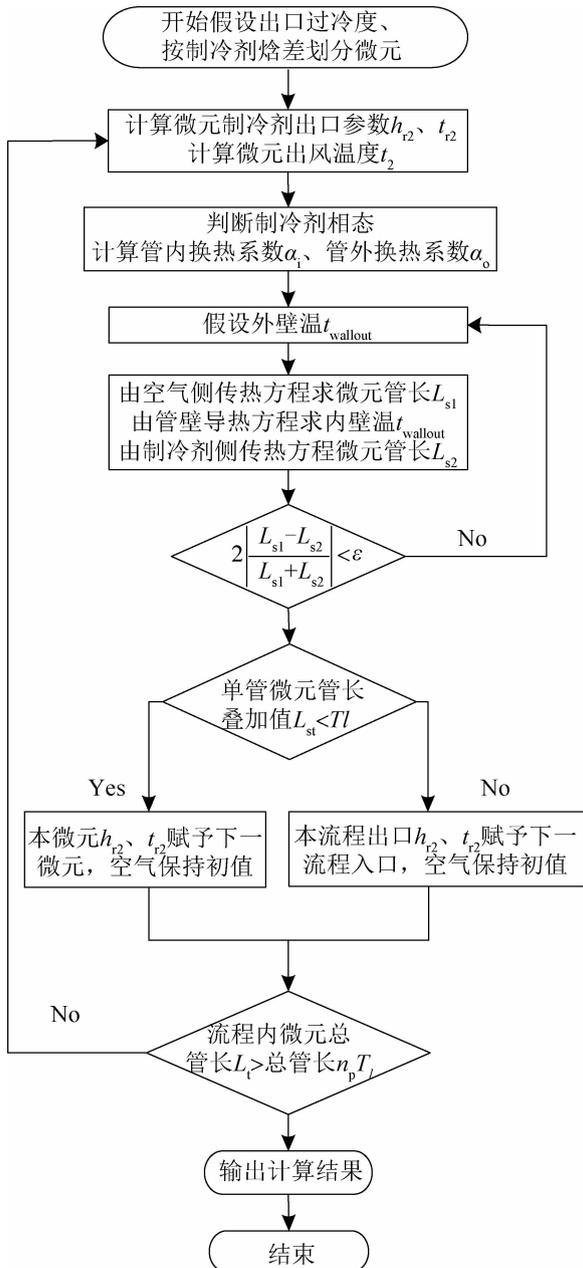


图 3 算法流程图

Fig. 3 Algorithm flowchart of the model

2 实验验证

2.1 实验装置与测试系统

为研究上述数学模型的正确性,采用焓差法原理设计相应的实验装置,实验系统原理图如图 4 所示。实验装置由风系统、制冷剂循环系统以及换热器测量系统三部分构成。风系统提供、控制流经实验台的风速、风量等风侧工况要求;制冷剂循环系统提供流经换热器的制冷回路和进出口状态;换热器测量系统测量换热器空气侧和制冷剂侧进出口状态参数。系统制冷剂为 R134a。实验测量参数为冷凝器的换热量、风侧压降和制冷剂侧压降。实验中温度和压力测试仪器的精度如下:铂电阻精度为 $\pm 0.5\%$,空气侧喷嘴压差传感器精度为 ± 2.0 Pa,制冷剂侧压力传感器精度为 ± 3.4 kPa,制冷剂侧流量计精度为 $\pm 2\%$ 。

实验中换热量通过测量空气和制冷剂进出口状态参数计算得到。如果换热量的测量值 Q 与直接测量量 x_1, x_2, \dots, x_n 有以下函数关系:

$$Q = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (14)$$

则可由下式计算 Q 的相对不确定度:

$$U_Q = \frac{1}{Q} \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

式中: δx_i 为测量量的绝对误差,根据上式计算可得换热量 Q 的不确定度 U_Q 为 3%。同理可得空气侧与制冷剂侧压降的不确定度分别为 2.1% 和 1.8%。

2.2 实验冷凝器结构参数

实验采用的多元微通道平行流冷凝器样件为双流程,换热扁管为铝制口琴管,具体结构参数如表 1 所示。

2.3 实验工况

共设计实验工况 14 个,如表 2 所示。设计过冷度为 5 °C,设计过热度为 25 °C。

2.4 模型验证

将实验工况和实验采用样件的结构参数作为已知条件,调用所建立的数学模型计算,模型计算结果与实验测量值的偏差见图 5。在 14 个实验工况中,换热量相对偏差不超过 8.27%,平均为 2.89%;空气侧压降相对偏差不超过 3.16%,平均为 1.62%;制冷剂侧压降相对偏差不超过 7.45%,平均为 2.52%。由此可知,上述数学模型的计算结果与实验值吻合较好,可较为准确的预测多元微通道平行流冷凝器的传热与流动性能。

表1 冷凝器结构参数
Tab.1 Structure parameters of parallel-flow condenser

C_w /mm	C_h /mm	C_t /mm	n_p	n	T_d /mm	T_w /mm	δ_t /mm
638	273	16	28(22+6)	12	16	1.8	0.35
P_h /mm	P_w /mm	F_h /mm	F_p /mm	δ_t /mm	L_h /mm	L_t /mm	θ /(°)
1.10	0.95	7.8	1.4	0.1	0.295	6.200	27

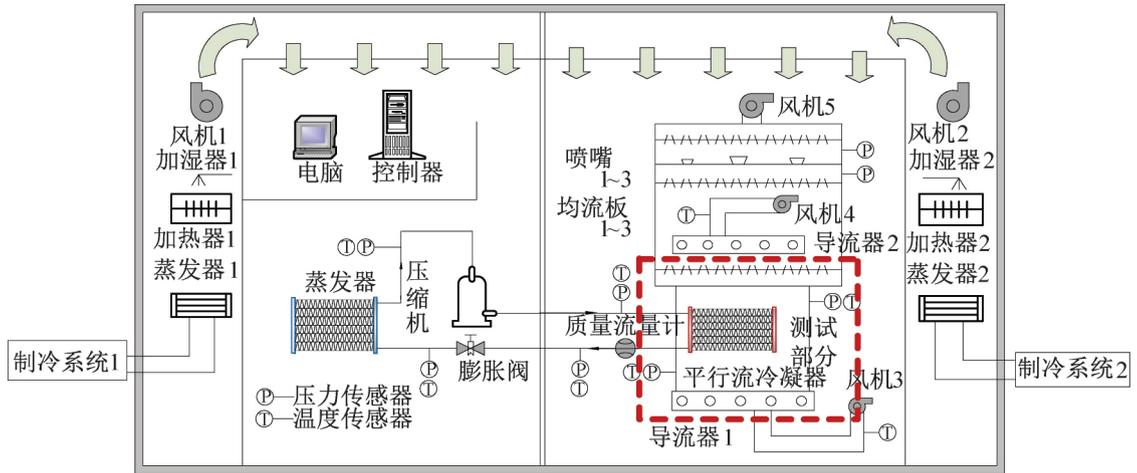


图4 实验台原理图

Fig.4 Schematic of the experimental rig

表2 实验工况

Tab.2 Experimental condition parameters

工况	t_a /°C	v_a /(m/s)	p_k /MPa	工况	t_a /°C	v_a /(m/s)	p_k /MPa
1	35	7	1.79	8	50	5	1.79
2	38	7	1.79	9	50	6	1.79
3	43	7	1.22	10	50	6.3	1.55
4	43	7	1.39	11	50	6.5	1.79
5	43	7	1.59	12	50	7	1.58
6	43	7	1.79	13	50	7	1.79
7	48	7	1.79	14	50	7	2.02

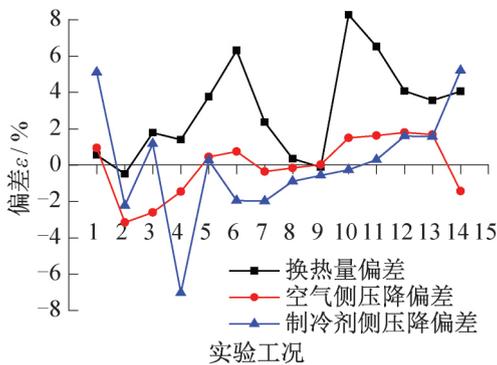


图5 模型计算值与实验值偏差

Fig.5 The deviation between simulation and experiment

3 空气侧结构变化对平行流冷凝器传热流动性能的影响

平行流冷凝器在运行过程中,其传热流动性能

(换热量、压降)受多方面因素的影响,包括结构参数(空气侧、制冷剂侧)、运行工况(风速、进风温度、冷凝压力、制冷剂质量流量等)以及制冷剂物性参数。这些影响因素是相互耦合,即相互影响的。如前文所述,关于空气侧结构变化对平行流冷凝器性能的影响,目前尚无全面、系统的研究。利用本文建立的理论模型,通过程序计算,可以得出其他参数恒定的情况下,空气侧结构变化对平行流冷凝器传热流动性能的影响。由于空气侧结构变化不影响制冷剂侧的传热流动,故不研究制冷剂侧传热系数、压降随空气侧结构的变化。模拟工况如表3所示。

3.1 翅片高度对平行流冷凝器性能的影响

模拟工况条件下,保持其他结构参数不变,翅片高度从6 mm增大到12 mm时,平行流冷凝器换热

量、空气侧传热系数、空气侧压降变化情况如图6、图7所示。随着翅片高度从6 mm增大到12 mm,换热量逐渐增大,增幅为4.9%;空气侧传热系数大幅度减小,减幅达40.2%;空气侧压降也是大幅度减小,减幅为59.5%。且空气侧传热系数和空气侧压降都是减小得越来越慢。

表3 平行流冷凝器模拟工况

Tab.3 Simulated condition of parallel condenser

参数名称	单位	参数值
迎面风速	m/s	5
进风干球温度	℃	35
制冷剂进口压力	MPa	1.685
制冷剂进口温度	℃	85
制冷剂质量流量	kg/s	0.06

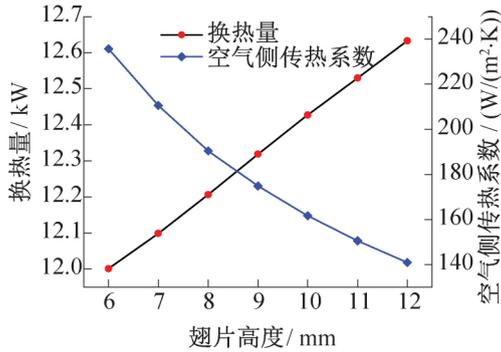


图6 翅片高度对传热的影响

Fig.6 Influence of fin height on heat transfer

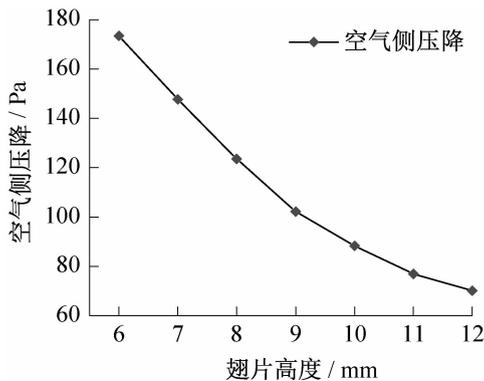


图7 翅片高度对压降的影响

Fig.7 Influence of fin height on pressure drop

出现上述现象的原因是空气侧水力直径随着翅片高度的增大而增大,使空气流过翅片时的流速减小,而流速是影响空气侧传热系数与压降的主要因素,所以空气侧传热系数与压降都随翅片高度的增大而下降。但同时随着翅片高度的增大,空气侧换热面积也随之增大,且增幅大于空气侧传热系数的减幅,

综合下来换热量还有小幅增加。

所以在应用中,翅片高度可取较大值,既可大幅度降低空气侧压降,又可使换热量小幅增大。

3.2 翅片间距对平行流冷凝器性能的影响

其他结构参数不变,翅片间距从1.1 mm增大到1.7 mm时,平行流冷凝器换热量、空气侧传热系数、空气侧压降在模拟工况下的变化由图8、图9给出。随着翅片高度从1.1 mm增大到1.7 mm,换热量、空气侧传热系数和空气侧压降都是逐渐减小,换热量下降16.4%,空气侧传热系数降幅为12.2%,空气侧压降下降44.4%。且换热量下降得越来越快,空气侧传热系数和空气侧压降都是减小得越来越慢。

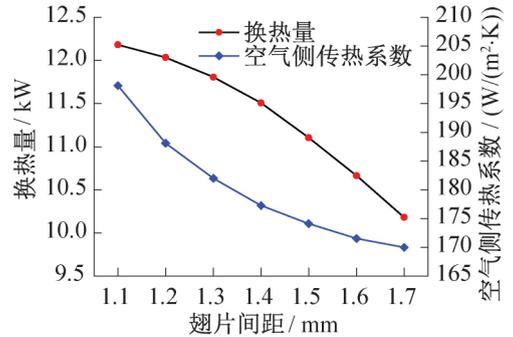


图8 翅片间距对传热的影响

Fig.8 Influence of fin pitch on heat transfer

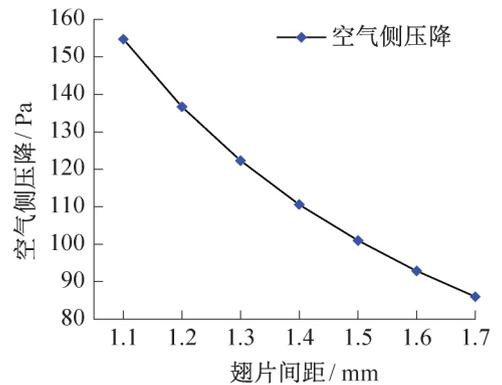


图9 翅片间距对压降的影响

Fig.9 Influence of fin pitch on pressure drop

分析原因,翅片间距的增大导致空气侧水力直径的增大,降低了流经翅片的空气流速,使空气侧传热系数与压降都下降。而空气侧换热面积随着翅片间距的增大而减小,二者作用叠加使换热量下降较大,且下降得越来越快。

综合考虑,在压降可接受的范围内,可减小翅片间距,以增大换热量。

3.3 开窗间距对平行流冷凝器性能的影响

图10、图11显示了在模拟工况条件下,其他结构参数不变,百叶窗开窗间距从0.6 mm增大到1.2

mm时,平行流冷凝器换热量、空气侧传热系数、空气侧压降的变化情况。由图可见,随着开窗间距从0.6 mm增大到1.2 mm,换热量、空气侧传热系数和空气侧压降都是逐渐减小,换热量降幅为4.8%,空气侧传热系数降幅为10.6%,空气侧压降降幅为24.3%。换热量与空气侧传热系数都是近似线性下降,空气侧压降下降得越来越缓慢。

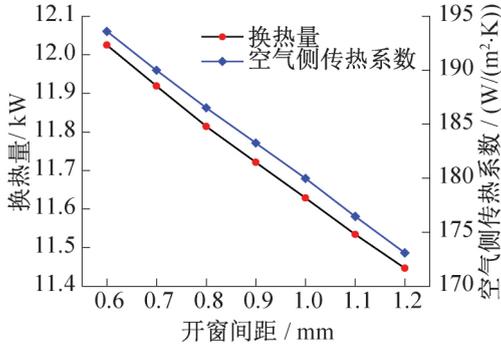


图10 开窗间距对传热的影响

Fig. 10 Influence of louver pitch on heat transfer

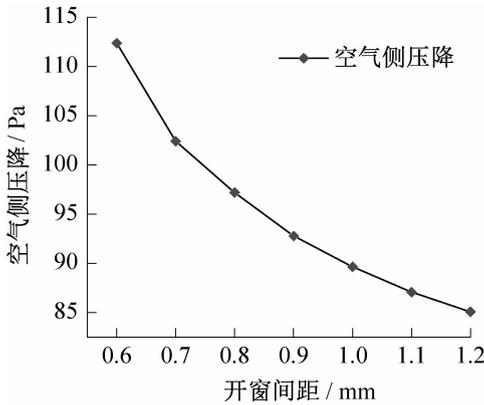


图11 开窗间距对压降的影响

Fig. 11 Influence of louver pitch on pressure drop

翅片采用百叶窗结构是为了破坏空气流动的边界层以增强换热。当百叶窗间距增大时,流经百叶窗的空气比例减少,百叶窗破坏作用减小,翅片表面空气层流边界层将得到发展,换热情况恶化,使得空气侧换热系数与换热量都降低。同时百叶窗对空气的阻碍作用也减小,所以压降也随之降低。因此在压降可接受的范围内,百叶窗间距宜取较小值。

3.4 开窗角度对平行流冷凝器性能的影响

其他结构参数不变,百叶窗开窗角度从18°增大到36°时,平行流冷凝器换热量、空气侧传热系数、空气侧压降在模拟工况下的变化由图12、图13给出。随着开窗角度从18°增大到36°,换热量、空气侧传热系数和空气侧压降都是逐渐增大,换热量增大12.4%,空气侧传热系数增大21.1%,空气侧压降增

大25.7%。换热量与空气侧传热系数都是增大的越来越缓慢,当开窗角度大于27°时,可以看到换热量与空气侧传热系数的增幅明显趋缓,空气侧压降呈线性增大。

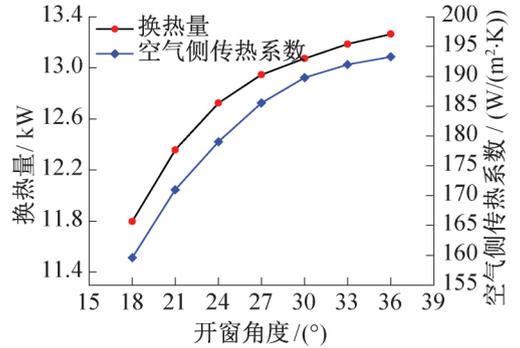


图12 开窗角度对传热的影响

Fig. 12 Influence of louver angle on heat transfer

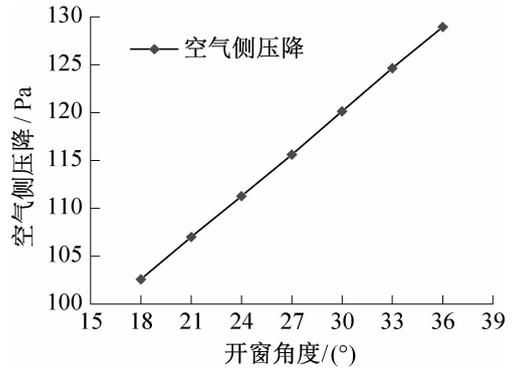


图13 开窗角度对压降的影响

Fig. 13 Influence of louver angle on pressure drop

分析原因,当百叶窗开窗角度增大时,可以使流经百叶窗的空气比例增大,百叶窗对空气边界层的破坏作用增强,使空气的流动效率增大,强化了换热,所以换热量与空气侧传热系数都增大。同样,流经百叶窗的空气比例越大,百叶窗对流动的阻碍越大,空气侧压降也就越大。

综合考虑,百叶窗开窗间距取27°较宜,再增大的话,换热量增大幅度将小于压降增大幅度。

4 结论

本文采用已发表的平行流冷凝器制冷剂侧传热、压降关联式、空气侧传热关联式和根据实验数据拟合的空气侧压降关联式,设计迭代算法,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。利用所建立的模型,研究了翅片高度、翅片间距、百叶窗开窗间距、开窗角度变化对多元微通道平行流冷凝器传热和流动性能的影响。得出以下结论:

1) 由实验验证结果可知, 建立的多元微通道平行流冷凝器的稳态分布参数理论模型与实验值吻合较好, 换热量相对偏差不超过 8.27%, 平均为 2.89%; 空气侧压降相对偏差不超过 3.16%, 平均为 1.62%; 制冷剂侧压降相对偏差不超过 7.45%, 平均为 2.52%, 可较为准确的预测多元微通道平行流冷凝器的传热与流动性能。

2) 随着翅片高度的增大, 换热量逐渐增大, 空气侧压降大幅减小。翅片高度可取较大值, 既可大幅度降低空气侧压降, 又可使换热量小幅增大。

3) 随着翅片间距的增大, 换热量和空气侧压降都是逐渐减小。在压降可接受的范围内, 可减小翅片间距, 以增大换热量。

4) 随着百叶窗开窗间距的增大, 换热量和空气侧压降都是逐渐减小。在压降可接受的范围内, 百叶窗间距宜取较小值。

5) 随着百叶窗开窗角度的增大, 换热量和空气侧压降都是逐渐增大。百叶窗开窗角度取 27° 较宜, 再增大的话, 换热量增大幅度将小于压降增大幅度。

符号说明

\dot{m} — 质量流量, kg/s	D — 当量直径, m
h — 焓值, kJ/kg	ρ — 密度, mm
t — 温度, °C	v — 速度, m/s
α — 传热系数, W/(m ² ·K)	F_h — 翅片高度, mm
c_p — 比定压热容, kJ/(kg·K)	λ — 导热系数, W/(m·K)
M — 质量流速, kg/(m ² ·s)	L — 微元管长, m
Pr — 普朗特数	Nu — 努赛尔数
Re — 雷诺数	x — 制冷剂干度
θ — 百叶窗倾角, (°)	Q — 换热量, W
F_p — 翅片间距, mm	C_w — 换热器长度, mm
L_p — 百叶窗开窗间隙, mm	C_h — 换热器高度, mm
F_l — 翅片宽度, mm	C_t — 换热器厚度, mm
T_d — 散热管长轴, mm	n_p — 散热管数
L_l — 百叶窗开窗长度, mm	n — 扁管孔数
T_p — 换热管间距, mm	T_w — 散热管短轴, mm
δ_f — 翅片厚度, mm	δ_t — 扁管壁厚, mm
μ — 动力粘度, Pa·s	P_h — 孔高度, mm
A_y — 迎风面积, m ²	P_w — 孔宽度, mm
A_c — 空气侧最小流通面积, m ²	L_h — 百叶窗开窗高度, mm
f — 摩擦因子	p_k — 冷凝压力, MPa
Δp — 压降, Pa	

a — 空气侧	m — 平均值
r — 空气侧	max — 最大值
i — 进口	l — 饱和和液体
o — 出口	v — 饱和和气体

参考文献

[1] Lee G H, Yoo J Y. Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system[J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(3): 243-254.

[2] Sepehr Sanaye, Masoud Dehghandokht. Modeling and multi-objective optimization of parallel flow condenser using evolutionary algorithm [J]. Applied Energy, 2011, 88(5): 1568-1577.

[3] Chang Y J, Wang C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533-544.

[4] M B Ould Didi, N Kattan, J R Thome. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(7): 935-947.

[5] C Y Yang, R L Webb. Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1996, 39(4): 791-800.

[6] B Mathew, H Hegab. Experimental investigation of thermal model of parallel flow micro-channel heat exchangers subjected to external heat flux [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2012, 55(7/8): 2193-2199.

[7] 包涛, 陈蕴光, 董玉军, 等. 多元平行流冷凝器传热流动性能研究 [J]. 制冷学报, 2005, 26(3): 1-5. (Bao Tao, Chen Yunguang, Dong Yujun, et al. Study on heat transfer and flow characteristics of a multi-parallel-flow type condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(3): 1-5.)

[8] 张萍, 谷波, 王婷, 等. 多元微通道平行流冷凝器理论模型与实验研究 [J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(11): 1738-1744. (Zhang Ping, Gu Bo, Wang Ting, et al. Theoretical model and experimental analysis on multiple micro-channel parallel flow condenser [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2013, 47(11): 1738-1744.)

[9] 姬利明, 祁影霞, 郭聪. 平行流冷凝器空气侧传热性能探讨 [J]. 流体机械, 2011, 40(9): 78-81. (Exploration on the air-side heat transfer performance of parallel-flow type condenser [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(9): 78-81.)

[10] 张荣花, 程文龙. 基于蒙特卡罗法的平行流冷凝器的翅片参数优化 [J]. 制冷学报, 2011, 32(5): 53-58. (Zhang Ronghua, Cheng Wenlong. Optimization of the parallel-flow condenser fins based on Monte Carlo method [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(5): 53-58.)

[11] 舒朝辉, 罗艳, 陈焕新, 等. 家用空调器中平行流冷凝器翅片参数对空气侧传热流动性能的影响 [J]. 低温工

- [6] 方甲闯, 郑宏飞, 李正良, 等. 小型太阳能吸收式空调多管弦月形通道溶液提升泵的性能研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(3): 290-295. (Fang Jiachuang, Zheng Hongfei, Li Zhengliang, et al. Study on performance of the thermosiphon solution elevation pump with multi-lunate channels in minitype solar absorption type air-conditioning system[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2007, 28(3): 291-295.)
- [7] 平亚琴, 刘道平, 陈盛祥, 等. 单压吸收式制冷系统气泡泵理论模型与实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(6): 46-50. (Ping Yaqin, Liu Daoping, Chen Shengxiang, et al. Theoretical model and experimental analysis of bubble pump in single-pressure absorption refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(6): 46-50.)
- [8] 王汝金, 刘道平, 薛相美, 等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵参数的设计确定[J]. 流体机械, 2008, 36(1): 62-65. (Wang Rujin, Liu Daoping, Xue Xiangmei, et al. Parameter design and determination for bubble pump in single-pressure Einstein absorption refrigerator[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(1): 62-65.)
- [9] 汤成伟, 祁影霞, 刘道平, 等. Einstein 制冷循环中气泡泵的试验研究[J]. 低温与超导, 2009, 37(11): 55-59. (Tang Chengwei, Qi Yingxia, Liu Daoping, et al. Experimental investigation on bubble pump in Einstein refrigeration cycle [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2009, 37(11): 55-59.)
- [10] 汤成伟, 刘道平, 祁影霞, 等. 单压吸收式 Einstein 循环制冷机中气泡泵的性能分析[J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 35-39. (Tang Chengwei, Liu Daoping, Qi Yingxia, et al. Performance investigation on bubble pump in single-pressure Einstein absorption refrigerator[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 35-39.)
- [11] 郝楠. 混合制冷剂扩散吸收制冷系统气泡泵的理论及实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [12] Hetsroni G. Handbook of multiphase systems [M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1982.
- [13] Beattie D R H, Whalley P B. A simple two-phase frictional pressure drop calculation method[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1982, 8(1): 83-87.
- [14] Nicklin D J. The air-lift pump theory and optimization[J]. Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 1963, 41: 29-39.
- [15] Zuber N, Findlay J A. Average volumetric concentration in two-phase flow systems [J]. Journal of Heat Transfer, 1965, 87(4): 453-468.
- [16] 冯丽娜, 刘道平, 陈翠云, 等. 气泡泵冷态实验研究及性能参数的无因次分析[J]. 制冷学报, 2013, 34(2): 44-48. (Feng Lina, Liu Daoping, Chen Cuiyun, et al. Experimental study on bubble pump under the cold state and non-dimensional analysis of system performance parameters [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(2): 44-48.)
- [17] 平亚琴, 刘道平, 薛相美, 等. 单压吸收式制冷机中气泡泵稳态工作特性研究[J]. 低温与超导, 2010, 38(4): 51-53. (Ping Yaqin, Liu Daoping, Xue Xiangmei, et al. Research on steady state characteristic of bubble pump in single-pressure absorption refrigerator [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2010, 38(4): 51-53.)

通信作者简介

陈永军,男(1988-),硕士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院,18818262005, E-mail: chenboy918@126.com。研究方向: 制冷空调新技术。

About the corresponding author

Chen Yongjun(1988-), male, master student, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 18818262005, E-mail: chenboy918@126.com. Research fields: new technology of refrigeration and air conditioning.

(上接第15页)

- 程, 2008(1): 61-64. (Shu Zhaohui, Luo Yan, Chen Huanxin, et al. Effect of fin parameters on air-side heat transfer and flow characteristics of parallel flow condenser in domestic air-conditioner [J]. Cryogenics, 2008(1): 61-64.)
- [12] 林泉来, 裴清清. 干盘管用平行流换热器翅片参数对空气侧换热系数及压降的影响[J]. 制冷, 2010, 29(4): 21-24. (Lin Quanlai, Pei Qingqing. Effect of fin parameters on air-side heat transfer and pressure drop of parallel flow heat exchanger in dry-coil [J]. Refrigeration, 2010, 29(4): 21-24.)
- [13] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2010.

通信作者简介

谷波,男(1964-),教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院,(021)34206260, E-mail: gubo@sjtu.edu.cn。研究方向: 制冷空调系统数字化设计与模型分析, 新能源汽车热管理系统, 建筑空调系统能耗分析。

About the corresponding author

Gu Bo (1964-), male, professor, doctoral tutor, School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, (021)34206260, E-mail: gubo@sjtu.edu.cn. Research fields: digital design and modeling analysis for air-conditioning and refrigeration systems, thermal management system of new energy vehicle, building air conditioning system energy consumption.