

基于 AMESet 的湿态换热器模型的二次开发

肖威,刘卫,苟睿睿

(中国航空工业南京机电液压工程研究中心,江苏南京 210000)

摘要:为了在 AMESim 中对湿态空气循环进行工程计算,在 AMESet 中使用析湿系数法编写了湿态换热器模型。对某换热器设计 5 种实验工况:热边/冷边的流量、压力和进口温度分别动态稳定在 2 200 kg/h, 2 100 kg/h, 1.16 MPa, 0.13 MPa, 81.5 °C, -17.5 °C, 冷边绝对湿度 8 g/kg, 热边绝对湿度分别为 22 g/kg, 20 g/kg, 18 g/kg, 14 g/kg 和 10 g/kg。测得热、冷边出口温度以及温差效率,并使用湿态换热器模型计算温差效率。研究表明:湿态换热器模型的温差效率误差在 4% 以内,相对误差在 10% 以内,满足工程需求;热边绝对湿度从 1 g/kg 增加到 30 g/kg,计算的温差效率下降缓慢,在翅片形成液膜后温差效率下降迅速,符合实际情况。

关键词:湿空气;换热器;AMESet

中图分类号:TQ051.5 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.05.014

[引用本文格式]肖威,刘卫,苟睿睿.基于 AMESet 的湿态换热器模型的二次开发[J].热能动力工程,2021,36(5):90-95. XIAO Wei, LIU Wei, GOU Rui-rui. Secondary development of wet heat exchanger model based on AMESet[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 90-95.

Secondary Development of Wet Heat Exchanger Model based on AMESet

XIAO Wei, LIU Wei, GOU Rui-rui

(Nanjing Electromechanical Hydraulic Engineering Research Center of Aviation Industry of China, Nanjing, China, Post Code: 210000)

Abstract: In order to calculate the wet air circulation in AMESim, a model of wet heat exchanger was designed in AMESet by means of moisture loss coefficient method. Five working experimental conditions were designed for a heat exchanger; when the hot side and cold side flow rates, pressures and inlet temperatures are stabilized at 2 200 kg/h, 2 100 kg/h, 1.16 MPa, 0.13 MPa, 81.5 °C, -17.5 °C dynamically and respectively and the absolute humidity of cold side was 8 g/kg, the absolute humidity of hot side were 22 g/kg, 20 g/kg, 18 g/kg, 14 g/kg and 10 g/kg respectively. The outlet temperature and temperature difference efficiency of hot and cold side were measured, and the temperature difference efficiency was calculated by the model of wet heat exchanger. The study result shows that the temperature difference efficiency error of the wet heat exchanger model is within 4% and the relative error is within 10%, which meets the engineering requirements. When the absolute humidity on the hot side is increased from 1 g/kg to 30 g/kg, the calculated temperature difference efficiency is dropped slowly, while efficiency is dropped rapidly after the fins form a liquid film. The trend is consistent with the actual situation.

Key words: wet air, heat exchanger, AMESet

引言

在环控系统生产设计中,需要对整套循环制冷系统各状态点进行参数匹配,其计算结果的准确性很大程度上取决于单个子模型的计算精度。AMESim 仿真软件在环控专业有很广的使用范围,其强大的一维系统仿真能力给设计人员提供了极大的便利^[1]。对于空气循环制冷系统,AMESim 包含可以计算介质为干空气的换热器模型^[2],但对于湿空气特别是存在凝结水的换热器,AMESim 自有模型的计算结果误差较大,没有参考价值,因此对湿态换热器模型的开发就显得尤为重要。

本文使用 AMESim 的自定义工具 AMESet,对湿态换热器进行二次建模。使用析湿系数法定义输出变量和内部参数变量,并封装为模块。该模块便于与其他模型匹配,进行整套空气循环制冷系统仿真分析,为后续设计工作提供基础。

1 热力计算原理

在设计生产中主要使用平板翅片式换热器^[3-4],其设计计算多用 η -NTU 法,与 AMESim 自有子模型的计算方法一致。对于存在相变的湿态换热器热力计算,引入析湿系数,将潜热传递折合为显热传递。其他过程与干态换热器的计算方法有相似之处,通过设置初始温差参数减少计算迭代次数,保证模型计算的收敛性。

干态无相变情况:

$$Q = K(t_1 - t_2)F \quad (1)$$

湿态存在相变的情况:

$$Q = K_{\text{wet}}(t_1 - t_2)F = \sigma_d(h_1 - h_s)F \quad (2)$$

引入析湿系数:

$$\xi = \frac{\sigma_d(h_1 - h_s)}{\alpha_m(t_1 - t_s)} = \frac{h_1 - h_s}{c_{pm}(t_1 - t_s)} \quad (3)$$

则式(2)可整理为:

$$Q = \xi \alpha_m(t_1 - t_s)F \quad (4)$$

式中: Q —换热量, W; K —传热系数, W/(m²·°C); F —传热面积, m²; t_1 、 t_2 —热、冷流体温度, °C; K_{wet} —湿态传热系数, W/(m²·°C); σ_d —以含湿量差计算的传质系数, kg/(m²·s); h_1 、 h_s —热边气流温度下的湿空气比焓、热边凝结水膜温度下的湿空

气比焓, J/kg; α_m —显热换热系数, W/(m²·°C); c_{pm} —显热下的定压比热容, J/(kg·°C)。

ξ 表征由于存在湿热交换而使换热量扩大的倍数。 ξ 的大小反映了凝结水析出的多少,故称析湿系数^[5]。在干态换热时, $\xi = 1$; 在湿态换热时, 可认为外表面换热系数比干态时增加了 ξ 倍。因此所开发的湿态换热器计算模型同样适用于计算干空气换热器效率。

其他计算原理和干态的 η -NTU 法有着相似之处^[6], 这里不再赘述。

2 仿真计算流程和模型

2.1 换热器芯体的几何尺寸

在工作中主要使用叉流单流程换热器, 为了减小模型的复杂程度和计算仿真时间, 在几何计算上编写了叉流单流程换热器芯体计算程序。由热、冷边的翅高、节距、翅厚、层数以及流道长度等几何参数计算相关参数。

总传热面积:

$$F = 2NL_1L_2(x+y)/P_f \quad (5)$$

肋片面积比:

$$\varphi = x/(x+y) \quad (6)$$

式中: N —翅片层数; L_1 、 L_2 —热边、冷边的流道长度, mm; x 、 y —单个流道的等效长和宽, mm; P_f —翅片间距, mm。

2.2 工作流体的物性参数

模型程序的迭代计算, 需要假设一个初始参数, 确保模型尽快收敛。查找换热器性能曲线^[5]可以发现, 在平均工况下叉流单流程换热器的干态和湿态效率分别约为 0.6 和 0.3, 因此为使计算尽快收敛可假设换热器的初始温差效率, 干态取 0.6、湿态取 0.3, 进而计算热、冷边平均温度下的定压比热容、比焓和物性参数。定压比热容和比焓的计算以湿空气的计算模型为基础; 对导热系数、动力粘度等物性参数在湿态下有导热系数修正系数 K_λ 和动力粘度修正系数 K_μ ^[7]:

$$K_\lambda = \frac{4.56724}{\left(1 + 0.8881 \left(\frac{\mu_{de}}{\mu_w}\right)^{\frac{1}{2}}\right)^2} \times$$

$$\left[1 - \frac{\varphi p(t)}{p} + \frac{\frac{\lambda_w}{\lambda_{da}} \times \frac{\varphi p(t)}{p}}{\frac{\varphi p(t)}{p} + 1.60746 \left(1 - \frac{\varphi p(t)}{p} \right) \frac{\mu_w}{\mu_{de}}} \right] \quad (7)$$

$$K_\mu = \frac{1 - \left(1 - 0.79 \frac{\mu_w}{\mu_{de}} \right) \frac{\varphi p(t)}{p}}{1 - 0.2 \frac{\varphi p(t)}{p}} \quad (8)$$

式中： μ_{de} 、 μ_w —干空气和水蒸气的动力粘度， $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ； λ_{de} 、 λ_w —干空气和水蒸气的导热系数， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})$ ； φ —相对湿度，%； $p(t)$ —温度 t 下水蒸气的饱和压力，Pa。

在工作温度 $-20 \sim 220 \text{ °C}$ 范围内，取平均温度 100 °C ，影响因子与 $\frac{\varphi p(t)}{p}$ 的对应表格见文献[7]，在误差 8% 范围内通过计算得出：当湿空气压力为 0.1 MPa 时，相对湿度在 49.5% 内可以用干态方式计算；当湿空气压力为 1 MPa 时，相对湿度在 320%，即流体包含一定凝结水时仍可以用干态方式计算。因此，结合换热器的工况，物性参数的计算在相对湿度范围内可以以干态的计算模型为基础，超出范围应当以修正系数修正。

定压比热容：

$$c_p = \frac{c_{p,g} + c_{p,v}d}{1 + d} \quad (9)$$

不饱和状态的比焓：

$$h = c_{p,g}t + d(c_{p,v}t + h_{fg}) \quad (10)$$

含有凝结水饱和状态的比焓：

$$h = c_{p,g}t + d_{\text{sat}}(c_{p,v}t + h_{fg}) + (d - d_{\text{sat}})c_{ft} \quad (11)$$

导热系数：

$$\lambda = 2.456 \times 10^{-4} \times (t + 273.15)^{0.823} \quad (12)$$

动力粘度：

$$\mu = 1.50619 \times 10^{-6} \times \frac{(t + 273.15)^{1.5}}{t + 395} \quad (13)$$

在计算换热系数时，为了避免在专业书籍中查找范宁摩擦因子 $j^{[8]}$ ，不便于程序编写，通过努塞尔数 Nu 的经验关系式修正，求得换热系数：

$$\alpha_m = \frac{\omega c_{p,m0} Nu}{RePr} \quad (14)$$

式中： $c_{p,g}$ 、 $c_{p,v}$ —常温下干空气和水蒸气的定压比

热容， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{°C})$ ； d —湿空气的含湿量， g/kg ； h_{fg} —水的气化潜热， J/kg ； d_{sat} —温度 t 下的饱和含湿量， g/kg ； c_f —常温下水的比热容， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{°C})$ ； Re 、 Pr —雷诺数和普朗特数； ω —单位面积下的质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ； $c_{p,m0}$ —热边平均温度下的显热定压比热容， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{°C})$ 。

2.3 析湿系数和传热系数

由温差效率计算出热边出口的温度以及比焓，得出析湿系数：

$$\xi = \frac{h' - h''}{c_{p,m0}(t' - t'')} \quad (15)$$

式中： h' 、 h'' —热边进、出口的比焓， J/kg ； t' 、 t'' —热边进、出口温度， °C 。

忽略过程中凝结水显热交换的热量，湿热换热器与干工况的热换热器的同类方程相比，除了热流体侧的流量及换热系数分别扩大了 ξ 倍外，其他无任何区别。

凝结的液膜厚度与翅片厚度相比不足其 2%，忽略液膜和壁面热阻，芯体的传热系数计算式为：

$$\frac{1}{K_{\text{wet}}F} = \frac{1}{(\xi\alpha\eta F)_1} + \frac{1}{(\alpha\eta F)_2} \quad (16)$$

式中： η —翅片的表面效率。

2.4 湿态效率和温差效率比较

由单流程叉流式效率计算公式计算湿态效率，由换热量计算出口温度，由热边进、出口温度计算当前温差效率，进而和初始温差效率相比较，并进行折中计算。为了减少程序计算时间，设定判断条件：

$$\left| \frac{\eta_w - \eta_{w0}}{\eta_{w0}} \right| \leq 1\% \quad (17)$$

式中： η_{w0} —初始效率； η_w —当前计算效率。

判断初始温差效率是否满足条件，决定程序计算迭代或是结束。

对热、冷流体均不混合的叉流湿态效率：

$$\eta_{\text{wet}} = 1 - \exp\left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c_r} [\exp(-c_r NTU^{0.78}) - 1] \right\} \quad (18)$$

式中： NTU —湿工况下的传热单元数； c_r —湿工况下的热容比。

2.5 AMESet 和模型仿真逻辑

AMESet 是基于 C 语言可供用户自行开发仿真模型的自定义设计平台，通过端口变量、内部变量以

及参数的定义,在程序行嵌入代码,实现 AMESim 内置模型相同的计算功能。AMESim 自有的半边换热器的效率计算分为两种方式:干态的 NTU 法以及换热器性能曲面赋值计算,显然不能计算湿态工况或者在实验数据不足的情况下难以计算湿态效率;与其不同的是,本研究开发的湿态换热器模型将冷、热流道集中在一个子模型中,忽略封头等其他不参与换热的结构,通过简化模型,实参数定义芯体的尺寸参数,利用析湿系数法计算湿态效率,其计算逻辑如图 1 所示。

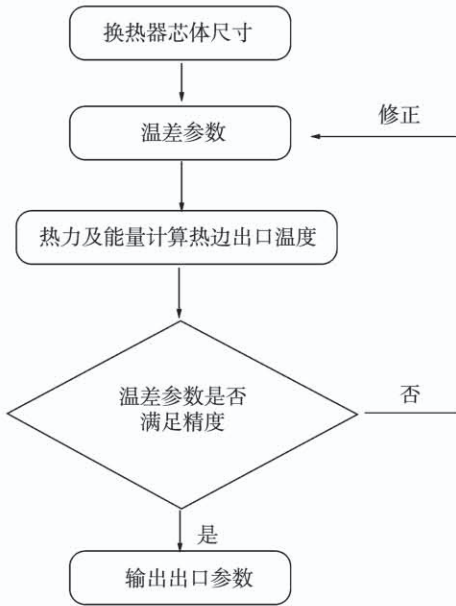


图 1 湿态换热器模型计算逻辑

Fig. 1 Calculation logic of wet heat exchanger model

3 仿真与实验设计

把完成建模的湿态换热器模型放置在 AMESim 元件库中,连接进出口端口并设置工作介质参数,搭建完整的换热器仿真计算模型,如图 2 所示。

以某型换热器为例,设计相关实验参数:热边流量 $G_1 - 2\ 200\ \text{kg/h}$,冷边流量 $G_2 - 2\ 100\ \text{kg/h}$,热边压力 $p_1 - 1.16\ \text{MPa}$,冷边压力 $p_2 - 0.13\ \text{MPa}$,热边进口温度 $T_1 - 81.5\ \text{°C}$,冷边进口温度 $T_2 - -17.5\ \text{°C}$,冷边绝对湿度 $d_2 - 8\ \text{g/kg}$,热边绝对湿度分别为 22, 20, 18, 14 和 10 g/kg 。对这 5 组工况进行实验和仿真计算。

表 1 为换热器芯体的几何尺寸。

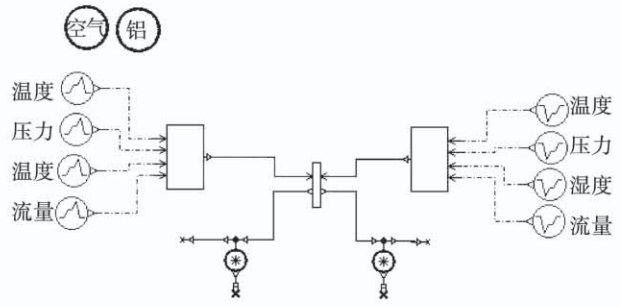


图 2 AMESim 下的湿态换热器仿真试验模型

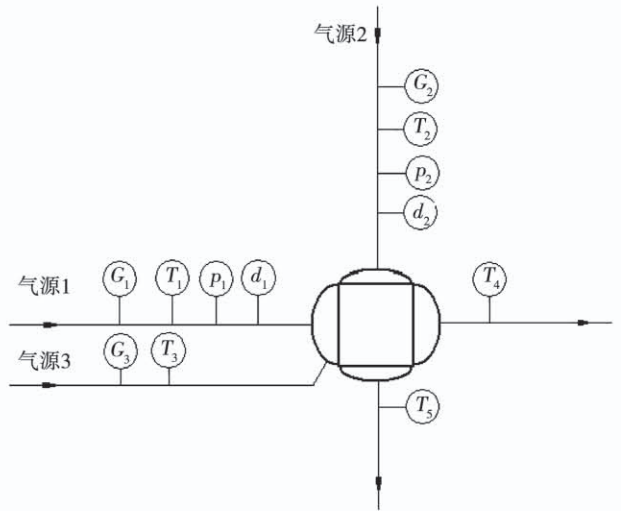
Fig. 2 Simulation test model of wet heat exchanger under AMESim

表 1 换热器芯体的几何尺寸

Tab. 1 Geometric dimensions of heat exchanger core

流道	翅高/ mm	节距/ mm	翅厚/ mm	层数	流道 长/mm	错列长 度/mm
热边	6.5	1.7	0.15	10	224	3
冷边	6.5	2.0	0.12	11	142	3

换热器参数设计热动力性能实验在热动力性能试验台上进行,试验台设有三路气源,实验原理如图 3 所示。



d_1 —热边含湿量, g/kg ; G_3 —防冰流量, kg/h ; T_3 —防冰进口温度, °C ; T_4 —热边出口温度, °C ; T_5 —冷边出口温度, °C 。

图 3 换热器实验原理

Fig. 3 Schematic diagram of heat exchanger experiment

换热器热边气流参数由“气源 1”保证。来自“气源 1”的气体经调温后流入换热器热边,与来自“气源 2”的气体与流进换热器冷边的冷流体进行热

交换,放出热量、温度降低,经压力、温度测量后排入大气,防冰流体从“气源3”吹入防止结冰。换热器冷边气流参数由“气源2”保证,经调温后在产品中与热流体进行热交换,吸收热量、温度升高,经压力、温度测量后排入大气。

为保证实验结果准确性,要求每一测量点的热平衡误差满足要求,否则所测数据无效。

$$\varepsilon = \left| \frac{G_1 \Delta h_r - G_2 \Delta h_1}{G_1 \Delta h_r} \right| \leq 0.1 \quad (19)$$

式中: ε —热平衡误差; Δh_r —热边焓降, J/kg; Δh_1 —冷边焓增, J/kg。

在流量、温度和压力保持动态稳定情况下,测得5个工况点的状态参数,如表2所示。

表2 状态参数
Tab.2 State parameters

工况	(热边/冷边) 进口流量/ kg · h ⁻¹	(热边/冷边) 进口压 力/MPa	(热边/冷边) 进口温 度/℃	(热边/冷边) 含湿量/ g · kg ⁻¹
1	2 238/2 112	1.16/0.125	78.5/-21.0	22/8
2	2 194/2 128	1.16/0.125	82.5/-17.5	20/8
3	2 170/2 098	1.16/0.125	81.5/-21.5	18/8
4	2 210/2 116	1.16/0.130	80.1/-16.5	14/8
5	2 224/2 096	1.16/0.130	80.5/-17.5	10/8

在此基础上,将热边流量定为1 050 kg/h,热边湿度从1 g/kg增加到30 g/kg,其余参数不变,详细分析模型的热边湿度变化对换热器效率的影响,得到换热器温差效率和热、冷边比热容随含湿量的变化关系。

4 结果分析

5组工况下的实验和仿真计算结果,分别如表3和表4所示。

图4为仿真效率和实验效率曲线,最大误差不超过4%,整体吻合性较好,满足工程需求。

原实验条件:热边压力1.16 MPa、冷边压力0.13 MPa;热边进口温度81.5℃、冷边进口温度-17.5℃;冷边绝对湿度8 g/kg,冷边流量2 100 kg/h。在热边流量调整为1 050 kg/h,即热冷边质

量流比调整为1:2后,热边绝对湿度从1 g/kg增加到30 g/kg,得到热边比热容与冷边比热容的变化曲线,如图5所示,换热器的仿真效率随含湿量的变化如图6所示。在热边绝对湿度达到7.4 g/kg之前,热边还未出现冷凝,翅片没有液膜包裹,比热容的变化较小,换热效率的减小幅度也较小;当湿度超过7.4 g/kg后,热边出现冷凝水,热边翅片附着液膜,热边比热容快速增大,换热效率随着含湿量增大急剧下降,符合换热器物理模型。

表3 换热器实验结果

Tab.3 Experimental results of heat exchanger

工况	热边出口 温度/℃	冷边出口 温度/℃	效率	热平衡 误差/%
1	51.1	24.5	0.276	0.3
2	52.9	28.0	0.298	1.5
3	48.5	21.9	0.320	2.0
4	44.9	22.1	0.370	2.5
5	42.0	18.5	0.393	4.1

表4 仿真模型计算结果

Tab.4 Simulation model calculation results

工况	热边出口温度/℃	冷边出口温度/℃	效率
1	47.4661	29.4488	0.2746
2	50.0933	28.8380	0.2960
3	46.8273	24.7366	0.3155
4	45.4241	23.3582	0.3586
5	41.2726	20.2615	0.4134

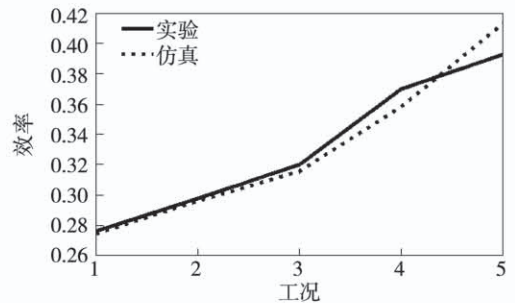


图4 5种工况下效率曲线

Fig.4 Efficiency curves under five working conditions

仿真中发现:通过设置初始温差效率,可使模型更快进入收敛范围;增大相对误差判定条件能够增

强其动态稳定性,但降低了计算精度。因此,要对判断条件进行合理规划,才能获得更迅速更冷确的仿真结果。

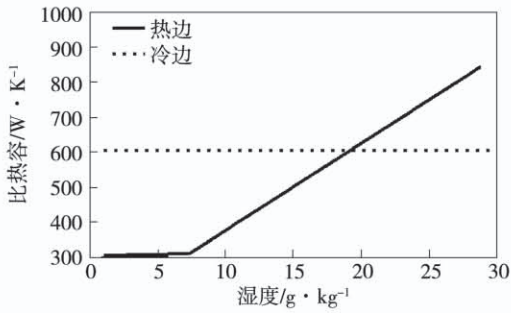


图5 比热容随热边含湿量变化曲线

Fig.5 Change curve of specific heat capacity with moisture content of hot side

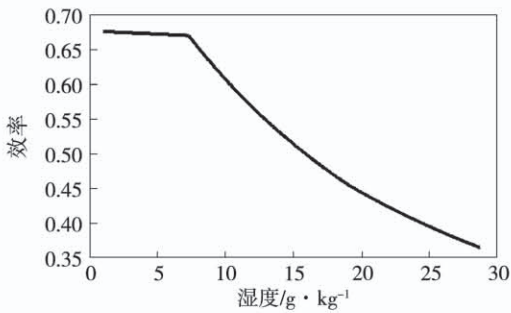


图6 效率随含湿量变化曲线

Fig.6 Change curve of efficiency with moisture content

5 结论

利用 AMESet 软件设计编写湿态换热器模型,对其进行仿真计算,温差效率计算结果与实验结果误差不超过 4%;分析了模型热边湿度变化对换热器效率的影响:在热边翅片出现冷凝前,换热效率随着含湿量增大而减小的幅度较小;冷凝后,换热效率随着含湿量增大而急剧下降,符合实际物理模型。

从整体来看,编写的湿态换热器模型在计算湿态单流程板式翅片换热器参数时能满足一定精度,但对于多流程换热和逆流方式,此模型的计算效率会偏低,需要对效率公式做进一步修正。在空气循环系统中,涉及到湿态换热的换热器多为单流程板

翅式,因此,开发的湿态换热器可以被空气循环系统仿真借鉴使用。

参考文献:

- [1] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
FU Yong-ling, QI Xiao-ye. Modeling and simulation of AMESim system[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2006.
- [2] 马 兰,李艳娜,齐社红. 基于 AMESim 的空-液热交换器仿真分析[J]. 航空科学技术,2016,27(12):38-42.
MA Lan, LI Yan-na, QI She-hong. Simulation analysis of air-liquid heat exchanger based on AMESim[J]. Journal of Aeronautical Science and Technology, 2016, 27(12): 38-42.
- [3] 刘敏珊,李 娜,董其伍. 板翅式换热器的研究进展[J]. 化工设备与管道,2007,44(6):9-12.
LIU Min-shan, LI Na, DONG Qi-wu. Research progress of plate-fin heat exchanger[J]. Chemical Equipment and Pipelines, 2007, 44(6): 9-12.
- [4] 董军启. 板翅式换热器传热特性研究[D]. 大连:大连海事大学,2004.
DONG Jun-qi. Study on heat transfer characteristics of plate-fin heat exchanger[D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2004.
- [5] 齐 铭. 制冷附件[M]. 北京:航空工业出版社,1992.
QI Ming. Refrigeration accessories[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 1992.
- [6] 寿荣中,何珊珊. 飞行器环境控制[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2004.
SHOU Rong-zhong, HE Shan-shan. Aircraft environmental control [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2004.
- [7] 纪 威. 湿空气热物理性质计算方程及其修正系数[J]. 内蒙古工业大学学报(自然科学版),1994(3):22-28.
JI Wei. Calculation equation of thermal physical properties of wet air and its correction coefficient[J]. Journal of Inner Mongolia University of Technology (Natural Science Edition), 1994(3): 22-28.
- [8] 凯斯 W M,伦敦 A L. 紧凑式热交换器[M]. 北京:科学出版社,1997.
KASS W M, LONDON A L. Compact heat exchanger[M]. Beijing: Science Press, 1997.