

# 适于系统仿真的表冷器模型及其实验验证

同济大学 孟 华<sup>☆</sup> 龙惟定  
 香港理工大学 王盛卫  
 同济大学 张恩泽

**摘要** 从热力学和传热传质的基本原理出发,以 TRNSYS 为仿真平台,建立了表冷器动态数学模型,并对其进行了实验验证,结果表明该模型仿真结果精度较高、可靠性较好,适合于系统仿真研究。

**关键词** 系统仿真 表冷器 模型

## Cooling coil model for system simulation and its experiment validation

By Meng Hua, Long Weiding, Wang Shengwei and Zhang Enze

**Abstract** Based on the principle of thermodynamics and heat and mass transfer, taken TRNSYS as the simulation platform, develops the dynamics mathematical model of cooling coils and validates it by experiment. The results show that the model has high accuracy and reliability. It is suitable for system simulation.

**Keywords** system simulation, cooling coil, model

Tongji University, Shanghai, China

### 0 引言

表冷器属于表面式换热器的一种,一般以冷、热水作为冷、热媒,对空气进行冷却、加热甚至除湿,它是空气处理装置 AHU 中的重要组成部分,也是空调系统中水侧和风侧子系统的重要接口,要建立表冷器的数学模型,就必须准确而简单地模拟表冷器的有关特性。

人们在表冷器的仿真研究上已经做过大量工作,由于研究目的不同,建立的表冷器模型也各异。文献[1]基于复杂的物理特性,对表冷器中空气和水的湿交换进行了详细模拟,其模型适合于表冷器的设计和选型;文献[2]建立了表冷器的经验性模型,但需要进行大量的参数辨识。本文在前人的研究<sup>[3]</sup>基础上,建立了适于系统仿真的表冷器数

学模型。

### 1 表冷器的数学模型

考虑表冷器的热容性及空气和水的温度延迟,采用动态方法模拟其热力特性。采用当量平均温度作为肋片管表冷器的表面温度。根据空气和水进行换热的能量平衡方程有:

$$C_c \frac{dT_c}{d\tau} = \frac{T_{a,i} - T_c}{R_a} - \frac{T_c - T_{w,i}}{R_w} \quad (1)$$

<sup>☆</sup> 孟华,女,1968年8月生,在读博士研究生,讲师  
 200092 上海市赤峰路67#同济大学南校区楼宇设备工  
 程与管理系  
 (021) 65980902  
 E-mail: menghua@fem.tongji-univ.net  
 收稿日期:2003-11-13  
 修回日期:2004-07-01

空气和水的出口温度可由热平衡方程得到:

$$T_{a,o} = T_{a,i} - \frac{SHR(T_{a,i} - T_c)}{c_{p,a} m_a R_a} \quad (2)$$

$$T_{w,o} = T_{w,i} + \frac{T_c - T_{w,i}}{c_{p,w} m_w R_w} \quad (3)$$

式(1)~(3)中  $T_c$  和  $C_c$  分别为表冷器的当量平均温度和总热容;  $T$  为温度;  $R$  为总热阻;  $m$  为流量;  $c_p$  为比定压热容;  $SHR$  为显热比, 即显热与总交换热量之比; 下标  $a$  代表空气、 $w$  代表水、 $i$  指入口状态、 $o$  指出口状态。

空气侧总热阻  $R_a$  可由空气侧表面传热系数  $h_a$  及表冷器的有关几何参数获得, 即

$$R_a = \frac{A_t}{h_a[(A_t - A_{fin}) + A_{fin} \epsilon_{fin}]} \quad (4)$$

式中  $A_{fin}$  和  $A_t$  分别为表冷器肋片管的外表面积和表冷器总外表面积;  $\epsilon_{fin}$  为肋片管的肋效率, 由  $h_a$  和具体的表冷器类型及结构尺寸确定。

肋片管外空气侧的表面传热系数  $h_a$  [4] 为:

$$h_a = \rho_a \frac{m_a}{A_{min}} c_{p,a} C_1 Re_a^{C_2} Pr_a^{-\frac{2}{3}} \quad (5)$$

式中  $\rho$  为密度;  $A_{min}$  为表冷器的最小迎风面积;  $C_1, C_2$  是与表冷器结构类型有关的常数, 由具体表冷器给定;  $Re$  为雷诺数;  $Pr$  为普朗特数。

采取类似的方法计算水侧总热阻  $R_w$ :

$$R_w = \frac{A_t}{A_{tube} \cdot \max(h_{w,l}, h_{w,t})} \quad (6)$$

式中  $A_{tube}$  为表冷器管内总表面积;  $h_w$  为管内水侧表面传热系数, 下标  $l, t$  分别表示层流、湍流, 可按式计算 [3-4]:

$$h_{w,l} = \left\{ 3.65 + \frac{0.0668 \left( \frac{D_w}{L_w} \right) Re_w Pr_w}{1 + 0.04 \left[ \left( \frac{D_w}{L_w} \right) Re_w Pr_w \right]^{\frac{2}{3}}} \right\} \frac{\lambda_w}{D_w} \quad (7)$$

$$h_{w,t} = 0.0235 (Re_w^{0.8} - 230) \cdot$$

$$(1.8 Pr_w^{0.3} - 0.8) \left[ 1 + \left( \frac{D_w}{L_w} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \frac{\lambda_w}{D_w} \quad (8)$$

式中  $D_w$  为管径;  $L_w$  为冷水每个流程的长度;  $\lambda_w$  为水的导热系数。

根据典型换热器的传热单元数  $NTU$  和换热器效能  $\epsilon$ , 可以计算空气与水的总交换热量, 从而得到  $SHR$ 。

将以上各部分热力计算组合起来, 利用 TRNSYS 作为仿真平台, 得到表冷器的动态模型。该模型以冷水入口温度及流量, 空气入口温度及流量作为输入参数, 而模型出口参数为冷水出口温度及流量, 空气出口温度、湿度、含湿量、焓, 空气和水的总热交换量、显热交换量、显热比等。图 1 给出了表冷器的仿真模拟程序框图。图中  $R_m$  为盘

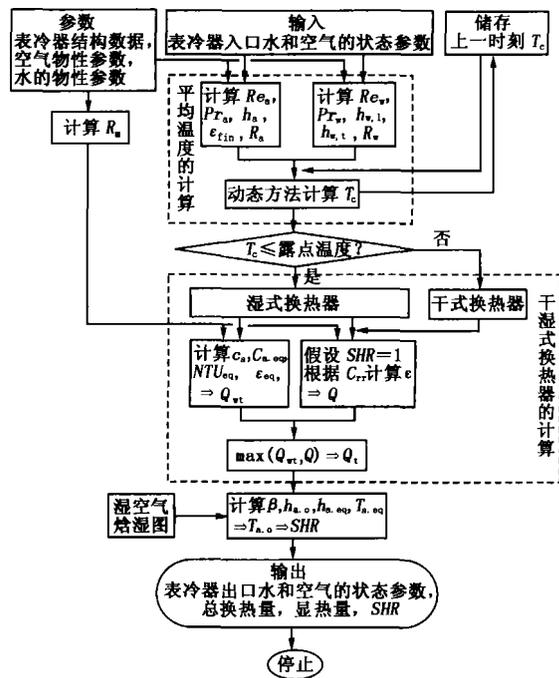
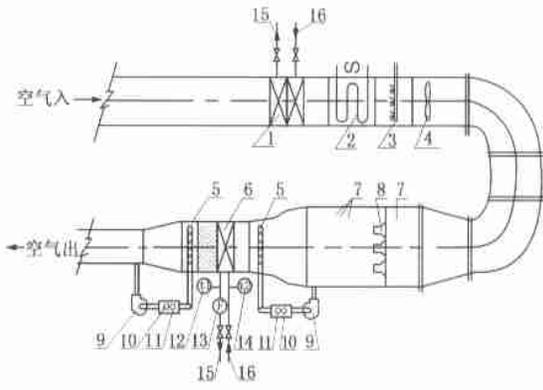


图 1 表冷器仿真模拟程序框图

管材料的热阻;  $c_s$  为空气平均饱和比热容; 下标  $eq$  表示当量值;  $Q_t, Q, Q_{wt}$  分别为表冷器、干式表冷器、湿式表冷器中空气与水的总交换热量;  $C_{rr} = 1 - \min(C_a, C_w) / \max(C_a, C_w)$ ;  $\beta$  为盘管旁通系数;  $h_{a,o}$  为空气出口焓;  $h_{s,eq}$  为空气出口当量饱和焓;  $T_{s,eq}$  为空气出口当量饱和温度。

## 2 表冷器模型的实验验证

采用同济大学供热通风与空气调节实验室的表面式换热器性能测试实验台进行实验。图 2 是该实验台装置系统图。其中空气段的冷却去湿装置包括表冷器 1、电加热器 2、蒸汽加湿器 3 和风机 4, 用来控制实验中的入口工况参数。实验中测量风量采用喷嘴流量计 8, 它是根据我国 GB 7725 - 1996 和 ZBJ 73022 - 1989 标准制作, 采用 1/4 椭圆长径喷嘴来测量风量的流量计。测量时要求喷嘴中心到排出室或接受室侧壁间距离必须大于或等于喷嘴喉部直径  $D$  的 1.5 倍; 同时, 整流板距喷嘴隔板上游至少  $1.5D$  距离, 下游至少  $2.5D$ , 以保证



1 冷却去湿用表冷器 2 电加热器 3 蒸汽加湿器 4 风机  
5 取样管 6 被测试件 7 均流板 8 喷嘴流量计 9 取样风机  
10 湿球温度测点 11 干球温度测点 12 冷水回水温度计  
13 涡轮流量计 14 冷水供水温度计 15 冷水回水 16 冷水供水

图2 表面式换热器性能测试实验台装置系统图

气流均匀通过喷嘴,使得测量准确。

实验中空气的干湿球温度采用取样法测量,参考英国 BS 4856 标准设置取样管,从取样管引出风管,连接测温小箱,其内设置干、湿球温度计,测温范围 0~50℃,分度值 0.1℃。风道、取样装置连接管、测温管都采取了良好的保温措施。考虑温度迟滞现象,实验时应稳定至少 5~10 min,等达到热平衡后再测量。

将实验用表冷器置于图 2 中位置 6,实验时每种工况都必须经过充分的热稳定,当确定 15 min 内进水温度波动小于 ±0.1℃,进风干球温度波动小于 ±0.2℃,进风湿球温度波动小于 ±0.1℃时,认为工况已经稳定。不断调节试验工况,测量出每种工况下表冷器两侧空气的进出口干球温度、湿球温度和系统风量,同时测出相应的冷水流量及进出口水温,由此计算出空气侧放热量  $Q_a$  及水侧的吸热量  $Q_w$ ,只有当二者偏差小于 ±5% 时方认为读数有效。

实验用测试仪器仪表和基本测试工况参数见表 1 和表 2。

表 1 实验用测试仪器仪表

测试项目	仪器仪表	最小分度或精度
空气干、湿球温度,水温	二等标准玻璃水银温度计	0.1℃
风量	1/4 椭圆喷嘴, Y-200B 斜管微压仪	1.96 Pa
风压	Y-200B 斜管微压仪	1.96 Pa
水量	涡轮流量计	0.5 级
水压	U 型差压计	0.13 kPa
大气压	动槽式大气压计	0.1 hPa
环境温度	玻璃水银温度计	0.1℃

表 2 实验基本测试工况参数

项目名称	进风干球温度/℃	进风湿球温度/℃	迎面风速/(m/s)	进水温度/℃	管内流速/(m/s)
等湿冷却	35.0±0.3	< 21.4	1.5~4.0	15.0±0.1	0.4~1.4
除湿冷却	29.4~22.6	19.5±0.2	1.5~4.0	7.0±0.1	1.0

一共进行了 24 组工况的实验,其中干、湿工况各 12 组。在干工况的前 6 组实验中,先保持表冷器进风温度为 35℃、冷水进水温度为 15℃、干空气流量为 3 334 m<sup>3</sup>/h,然后不断改变冷水流量(从 4 000 kg/h 增加到 13 600 kg/h),分别测量每种工况下空气和水的出口参数;接着保持进风和进水温度不变、冷水流量为 9 780 kg/h,再不断改变干空气流量(从 1 997 kg/h 增加到 5 391 kg/h),分别测量每种工况下空气和水的出口参数。在湿工况的前 6 组实验中,先保持冷水的进出口温度分别为 7℃和 9℃、冷水流量为 9 784 kg/h、干空气流量为 3 334 m<sup>3</sup>/h,然后不断改变进风温度(从 29.5℃降低到 22.5℃),分别测量空气和水的出口参数;接着保持冷水的进出口温度分别为 7℃和 9℃、冷水流量为 9 784 kg/h、进风温度为 27℃,然后不断改变干空气流量(从 1 980 kg/h 增加到 5 389 kg/h),分别测量每种工况下的相应参数。

将 24 种不同工况下实验时的空气入口状态参数、干空气质量流量、冷水入口温度、冷水流量等参数输入本文的表冷器模拟程序中,分别计算出空气出口干湿球温度、含湿量、焓和冷水出口温度,将计算值与测量值进行对比,结果见图 3~9。

从图 3 和图 4 可以看出,在干工况实验条件下,表冷器出口空气干球温度的模拟计算值非常准确,平均偏差在 ±3.3% 以内;

在湿工况条件下,其最大平均偏差为 ±10.3%。

从图 5 和图 6 可以看出,在干工况实验条件下,表冷器出口空气湿球温度的模拟计算值最大平均偏差为 -10.5%,并且计算值始终比实际测量值小;而在湿工况条件下,除了两个工况点的平均偏差分别为 -6.8% 和 -5.7% 外,其他计算值都非常准确。

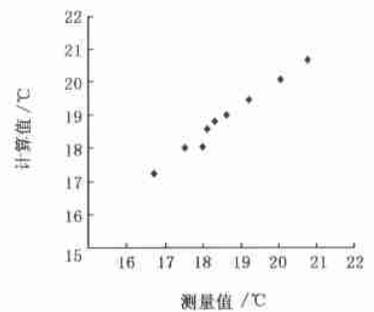


图 3 干工况下空气出口干球温度计算值与实际值对比

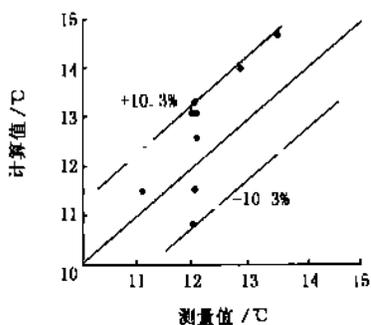


图4 湿工况下空气出口干球温度计算值与实测值对比

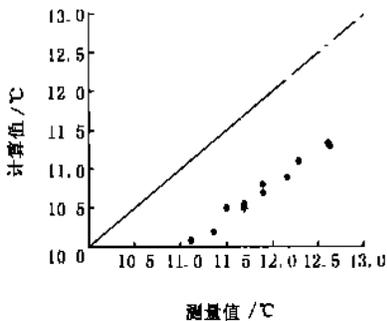


图5 干工况下空气出口湿球温度计算值与实测值对比

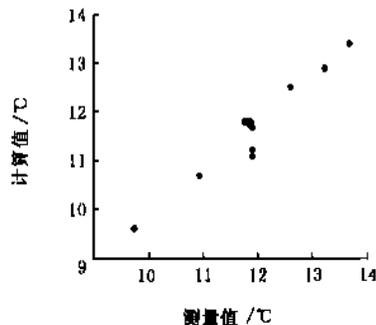


图6 湿工况下空气出口湿球温度计算值与实测值对比

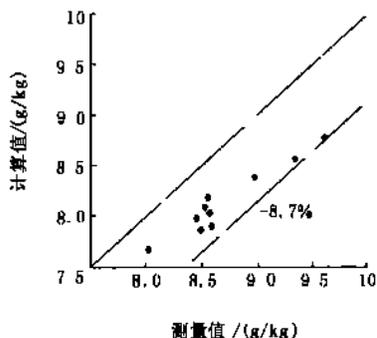


图7 空气出口含湿量计算值与实测值对比

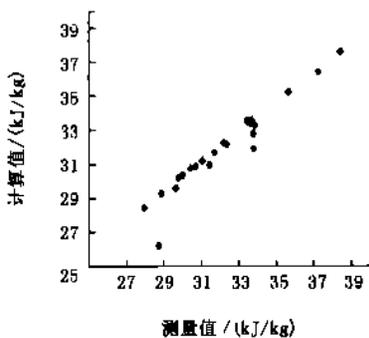


图8 空气出口焓计算值与实测值对比

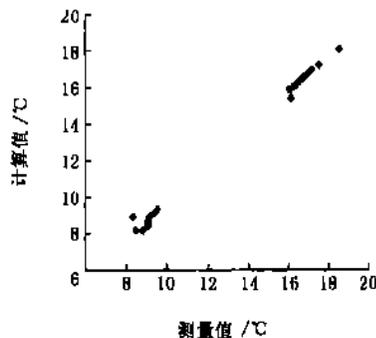


图9 出口水温计算值与实测值对比

湿工况下空气经过表冷器后的出口含湿量计算值偏小, 最大平均偏差为-8.7%, 见图7。各工况下空气经过表冷器后的出口焓值的模拟计算非常准确, 最大平均偏差在±5%以内, 见图8。

图9为水经表冷器后的出口温度计算值与实测值的对比, 可以看出出口水温的模拟计算非常准确, 最大平均偏差为-4%, 但计算值都比测量值略小。

在所有干工况 D1 ~ D12 和所有湿工况 W1 ~ W12 的实验条件下, 根据实际测量得到的空气进出表冷器前后的焓值以及干空气的质量流量, 可以得出空气侧的放热量  $Q_a$ ; 再根据实际测量中得到的流经表冷器前后的水温及水流量, 可以获得水侧的吸热量  $Q_w$ , 将所有工况下表冷器模型中全热换热量的模拟计算值  $Q_s$  与  $Q_a$  和  $Q_w$  进行比较(见图10), 可以发现模拟计算值与  $Q_a$  的最大平均偏差为-13.8%, 与  $Q_w$  的最大平均偏差为-14.2%, 并且模拟计算值始终比实际测量值偏小。

从以上的比较中可以看出, 本文的表冷器模型在模拟干工况下空气出口干球温度、湿工况下空气出口湿球温度、所有工况下空气出口焓和水出口温度时, 准确度相当高, 平均偏差都在±5%~±6%

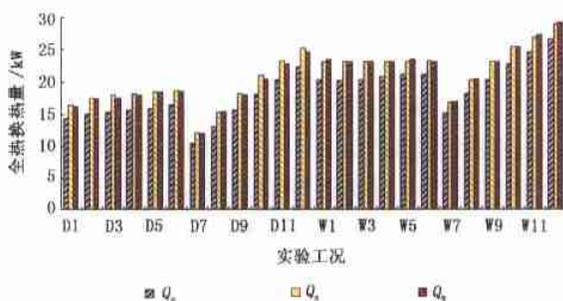


图10 空气与水全换热热量的计算值与模拟值对比

以内; 而在模拟湿工况下空气出口干球温度时的平均偏差在±10.3%以内; 当用本模型模拟干工况下空气出口湿球温度、所有工况下空气出口含湿量和空气与水的全热换热量时, 其最大平均偏差分别为-10.5%, -8.7%, -14.2%, 并且计算值始终比测量值偏小, 这可能是由于模型中某些假设条件造成的, 对于这种系统误差可采取利用部分实测值对模型进行修正的办法加以降低。

### 3 结语

本文根据热力学和传热传质的基本理论, 采用动态方法, 以 TRNSYS 为仿真平台, 建立了表冷器的数学模型, 并进行了实验验证。实验结果表明,

(下转第6页)

对于基准窗户的总年节电量最大值为 119 kWh/m<sup>2</sup>;在居住建筑 ( $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$ ) 中最节能的窗户构造为: 8 mm+8 mm 普通玻璃、双层、中空、铝框(带

热隔断), 它相对于基准窗户的总年节电量最大值为 103 kWh/m<sup>2</sup>。

表2 上海地区不同窗户的总年耗电量指标

kWh/(m<sup>2</sup>·°C)

窗户构造和类型	建筑物类型	朝 向							
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
6 mm 普通玻璃, 单层, 铝框	* Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	233	255	222	158	108	171	240	266
	Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	210	205	143	80	47	90	157	215
6 mm 普通玻璃, 单层, 塑钢框	* Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	189	210	177	113	63	127	195	222
	Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	162	157	95	32	-1	42	109	167
6 mm 浮法玻璃, 单层, 铝框	* Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	223	239	215	167	130	177	228	248
	Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	210	207	161	114	90	121	171	214
8 mm 普通玻璃, 单层, 铝框	* Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	200	220	188	126	78	140	206	232
	Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	175	170	109	49	16	58	123	180
8 mm 浮法玻璃, 单层, 铝框	Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	188	202	180	137	104	147	193	210
	* Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	175	172	130	88	66	94	140	178
10 mm 浮法玻璃, 单层, 铝框	* Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	185	198	178	140	110	148	189	205
	Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	175	172	135	97	77	103	143	178
15 mm 浮法玻璃, 单层, 铝框	Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	183	195	177	142	114	149	187	201
	* Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	175	173	138	104	86	109	146	178
6 mm+6 mm 普通玻璃, 双层, 中空, 铝框	Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	168	183	161	117	84	127	173	190
	* Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	154	152	110	68	46	74	119	158
6 mm+9 mm Low-e 玻璃, 双层, 中空, 铝框	Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	175	188	170	134	110	141	180	194
	* Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	169	168	134	100	85	105	142	173
6 mm+8 mm 普通玻璃, 双层, 中空, 铝框(带热隔断)	Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	126	140	119	79	48	87	131	147
	* Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	110	108	69	29	9	35	78	114
8 mm+8 mm 普通玻璃, 双层, 中空, 铝框(带热隔断)	* Com, $t_b = 13.2\text{ }^\circ\text{C}$	123	136	117	79	50	87	127	143
	Res, $t_b = 17.5\text{ }^\circ\text{C}$	109	106	70	33	14	38	78	112

注: \*表示这种类型的窗户在所调查的建筑物中没有出现, Com 表示商业建筑, Res 表示居住建筑。

### 3 结论

本文应用动态模型,对夏热冬冷地区(以上海为代表)的窗户进行了模拟计算。就商业建筑而言,其建筑物平衡温度为 13.2 °C,以 6 mm 普通玻璃、单层、铝框窗户为基准,最节能的为 6 mm+8 mm 普通玻璃、双层、中空、带热隔断的铝框窗户,其总年节电量西北向为 123 kWh/m<sup>2</sup>,南向为 58 kWh/m<sup>2</sup>。就居住建筑而言,其建筑物平衡温度为 17.5 °C,采用同一基准窗户,最节能的为 8 mm+8 mm 普通玻璃、双层、中空、带热隔断的铝框窗户,其总年节电量西北向为 103 kWh/m<sup>2</sup>,南向为 33 kWh/m<sup>2</sup>。西北向的节能潜力比南向大,因此节能型窗户应主要放置在西北向,此时节能效果最好。总之,夏热冬冷地区窗户改造或者采用节能型

新窗户的节能潜力很大,因此尽早制定该地区窗户的动态节能规范是非常必要的。

### 参考文献

- ASHRAE. ASHRAE Handbook Fundamentals. 2001
- 石民祥. 夏热冬暖地区建筑外窗的选择与节能问题的探讨. 铝门窗和幕墙, 2001(1)
- 沈国民, 张俊梅. 高层住宅单、双层玻璃窗经济性比较. 暖通空调, 2001, 31(2): 74-76
- Karlsson J, Karlsson B, Roos A. A simple model for assessing the energy performance of windows. Energy and Buildings, 2001, 33(7): 641-651
- 谭良才. 基于动态模型的窗户节能特性评价系统. 同济大学博士后研究报告, 2002
- JGJ 134-2001 夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准
- 上海华电源信息技术有限公司. 窗户评价及优化软件 WinEva V2.0 用户手册. 2002

(上接第20页)

该表冷器模型精度好、准确性高,物理概念清晰,数学形式简单,计算量小,无需进行复杂的参数辨识,适合于系统仿真研究。

### 参考文献

- ASHRAE. ASHRAE Equipment Guide. 1983
- Stoecker W F. Proposed procedures for simulating the

- performance of components and systems for energy calculations 2nd Edition. New York: McGraw-Hill, 1971
- Lebrun J, Ding X, Eppe J P, et al. Cooling coil models to be used in transient and/or wet regimes— theoretical analysis and experimental validation. In: Proceedings of System Simulation in Buildings '90, Liege, Belgium, 1990
- Rohsenow W M. Handbook of Heat Transfer. 3rd Edition. New York: McGraw-Hill, 1998