

# 关于表冷器热工计算原理的探讨

清华大学 薛殿华

江苏工学院 张永涛

## 摘 要

本文首先分析了表冷器热工计算的基本方程组，然后应用基本方程组的概念，对水冷式表冷器热工计算中的一些基本问题进行了探讨，并进一步指出了目前表冷器热工计算中存在的一些问题。

表面式空气冷却器（表冷器）是空气调节系统最常用的设备之一，它被广泛地应用于集中式空调系统的空气处理室、空调机组、风机盘管和诱导器等设备中。

自从表冷器在空调系统中使用以来，许多学者都对它的热工计算方法进行了研究，曾经先后提出了几十种不同的计算方法。最近几年，在我国也有许多同志在这方面做了大量工作，又提出了一些新的计算方法。

尽管如此，由于人们对表冷器热工计算的基本原理并不是都有足够的认识，以至有时还不能正确应用。

本文系从表冷器热工计算的基本原理出发，分析表冷器热工计算的基本方程组，并应用方程组的概念对水冷式表冷器湿工况计算中的一些基本问题进行探讨，并进一步指出目前表冷器计算中存在的一些问题。

## 一、表冷器热工计算的基本原理

水冷式表冷器是以冷水作冷媒，冷水在管内流动，空气在管外侧流过而被冷却。用表冷器处理空气时，可以实现等湿冷却（干工况）和减湿冷却（湿工况）两种过程。

表冷器热工计算的基本方法就是运用表冷器运行时必须遵循的传热、传质（湿）和热平衡原理。这些基本原理在数学上可以用一组微分方程式来加以描述，

对于干工况，湿空气和表冷器外表面之间只有热交换而没有质交换。因此，干工况热工计算的微分方程组包括下面三个方程：

$$dQ_g = -C_p dt \quad (1)$$

$$dQ_g = WC_w dt_w \quad (2)$$

$$dQ_g = K_g(t - t_w)dF \quad (3)$$

式中  $t$ —湿空气温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

$t_w$ —冷水的温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

$G$ —空气量,  $\text{kg/s}$ ;

$W$ —冷水量,  $\text{kg/s}$ ;

$C_p$ —湿空气的定压比热,  $\text{kJ/kg}\cdot\text{C}$ ;

$C_w$ —冷水的比热,  $\text{kJ/kg}\cdot\text{C}$ ;

$Q_g$ —干工况的换热量、冷量,  $W$ ;

$K_g$ —干工况表冷器的传热系数,  $W/m^2\cdot\text{C}$ ;

$F$ —表冷器外表面的总传热面积,  $m^2$ ;

式(1)反映的是空气侧的热平衡, 式(2)反映的是水侧的热平衡, 式(3)反映的是湿空气经表冷器与冷水间的热交换规律。

对于湿工况, 水侧热平衡方程仍是式(2), 而空气侧热平衡方程变成:

$$dQ = -GC_p \xi dt \quad (4)$$

式中,  $Q$ 是湿工况的总热交换量( $W$ ),  $\xi$ 是析湿系数。

湿工况时, 湿空气和表冷器外表面之间既存在由于温差而产生的显热交换, 也存在由于含湿量差而产生的质交换。质交换时伴随着有潜热的交换。这时, 显然交换和质交换可以用两个方程式来描述:

$$dQ_x = \alpha(t - t_b) dF \quad (5)$$

$$dM_w = \sigma(d - d_b) dF \quad (6)$$

式中  $\alpha$ —湿工况空气侧显热交换系数,  $W/m^2\cdot\text{C}$ ;

$\sigma$ —按含湿量差计算的传质系数,  $\text{kg}/m^2\cdot\text{s}$ ;

$d$ —湿空气的含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ ;

$M_w$ —质交换量,  $\text{kg}/\text{s}$

下标 $b$ 表示表冷器外表面饱和空气的有关参数。

湿空气和表冷器之间的总热交换量 $dQ$ 是显热交换量 $dQ_x$ 和潜热交换量 $dQ_a$ 的代数和。在存在刘伊斯关系的前提下, 由式(5)和式(6)可以得到总热交换量 $dQ$ 的下面式子(1):

$$dQ = \sigma(i - i_b) dF \quad (7)$$

式中  $i$ —湿空气的焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;

$i_b$ —表冷器外表面饱和空气的焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;

同时,  $dQ$ 还可以用析湿系数表示成下面的形式:

$$dQ = \alpha \xi (t - t_b) dF \quad (8)$$

此外, 表冷器外表面和冷水之间的总热交换量还可以用下面的方程式来描述:

$$dQ = (t_b - t_w) dF / (R_l + r_o + R + R_n) \quad (9)$$

式中  $R_l$ 、 $r_o$ 、 $R$ 和 $R_n$ 分别表示肋片热阻, 接触热阻、管壁热阻和水侧热阻 ( $m^2\text{C}/W$ )。

假如直接建立湿空气和冷水之间的总热交换方程, 可以将式(8)和式(9)合并成下式:

$$dQ = K(t - t_w) dF \quad (10)$$

式中  $K$ —湿工况时按温差计算的传热系数,  $\text{kJ}/(m^2\cdot\text{C})$ 。

由上可以看出, 湿工况时表冷器热工计算的基本方程组对不同的计算方法将有所不同。当分别在湿空气—表冷器外表面, 表冷器外表面—冷水间建立总热交换方程时, 微分方程组将由五个方程式, 例如式(2)、(4)、(6)、(8)、(9)组成。当直接在湿空气—冷水间建立总

热交换方程时,微分方程组将由四个方程式,例如式(2)、(4)、(6)、(10)组成。

## 二、基本方程组是区分计算方法的最主要标志

上面分析了表冷器热工计算的基本原理和反映这些基本原理的微分方程组,实际计算时使用的都是这些微分方程的积分形式。表冷器的热工计算方法可以各不相同,但是,基本的方法都是在一定的已知条件下解一组方程组。基本方程组是各种计算方法之间相互区别的主要标志。表冷器湿工况时各种计算方法的主要区别在以下两个方面。

### 1. 组成方程组的方程数目不同

根据组成方程组的方程数目不同,计算方法可以分成两大类,有一类方法的基本方程组由五个方程组成,另一类方法的方程组由四个方程组成。

三十年代,四十年代的大多数计算方法的方程组都是由五个方程组成的,目前,美国ASHRAE手册中介绍的方法也是如此<sup>[6]</sup>,这些计算方法中的总热交换方程是分别在湿空气—表冷器外表面,表冷器外表面—冷水间建立的。计算中涉及空气侧和水侧对流换热系数 $\alpha$ 、 $\alpha_n$ 和 $t_b$ 的计算问题。方程组由四个方程组成的计算方法较多,例如,我国过去习惯使用的对数平均温差方法<sup>[5]</sup>就是,它的四个基本方程是:

$$Q = G(i_1 - i_2) = GC_p \xi (t_1 - t_2) \quad (11)$$

$$Q = WC_w(t_{w2} - t_{w1}) \quad (12)$$

$$Q = K \Delta t_m F \quad (13)$$

$$CF = f(v_y, N) \quad (14)$$

式(13)中, $\Delta t_m$ 是对数平均温差

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_{w2}) - (t_2 - t_{w1})}{\ln \left( \frac{t_1 - t_{w2}}{t_2 - t_{w1}} \right)}$$

下标1表示湿空气或冷水进入表冷器的状态,下标2表示湿空气或冷水离开表冷器的状态。

式(14)中,N表示表冷器的排数;CF是接触系数, $V_y$ 是湿空气迎面风速。而且

$$CF = 1 - \frac{t_2 - t_{s2}}{t_1 - t_{s1}}$$

上面四个方程式中,式(11)反映的是空气侧热平衡原理,式(12)反映的是水侧热平衡原理,式(13)反映的是空气—冷水间的总热交换规律。由反映空气侧质交换原理的式(6)积分可以得到下式:

$$\frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_b} = 1 - e^{-\frac{\sigma F}{G}}$$

当刘伊斯关系式成立,并且假定*i-d*图上一段饱和线为直线时,可以推得:

$$CF = 1 - e^{-\frac{\alpha F}{GC_p}} = f(V_y, N)$$

因此,式(14)反映的是湿工况空气侧的质交换原理,该式反映了湿工况时空气状态变化的规律。有关研究表明,CF值一般以采用经验公式计算为宜。

## 2. 总热交换方程的表示方法不同

表1中给出了在我国使用的一些计算方法的基本方程组。根据这些基本方程组可以清楚地看出各种计算方法的主要特点和它们之间的主要区别。

由表1可知, 这些计算方法的基本方程都是四个, 空气侧和水侧的热平衡方程都是相同的, 各种计算方法之间最明显的区别是总热交换方程的表示方法不同, 具体表现在两个方面:

表1 一些计算方法所用方程汇总表

方法	来源	总热交换方程	反映质交换规律的方程
1	文献 <sup>[1]</sup>	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\beta(1-r)}}{1 - re^{\beta(1-r)}}$	CF = (V <sub>y</sub> , N)
2	文献 <sup>[3]</sup>	$\varepsilon_s = \frac{\varepsilon_g}{\frac{a}{C_p} (\frac{a}{C_p} - 1) D}$	BF = f(V <sub>y</sub> , N)
3	文献 <sup>[3]</sup>	$\varepsilon = \frac{\varepsilon_g}{\xi(\xi - 1) D}$	$\xi = \frac{1 + C_p/(a' - C_p) - T_p}{T_p/D + C_p/(a' - C_p) - T_p}$
4	文献 <sup>[4]</sup>	$\varepsilon_s = \left\{ \frac{\varepsilon_g}{1 + (1 - 0.5\varepsilon_s) \left( 1 - \frac{L_n(1 - \varepsilon_g)}{I_n BF} \right)} \right\}^{1.135}$	BF = f(V <sub>y</sub> , N)
5	文献 <sup>[5]</sup>	Q = KΔt <sub>m</sub> F	CF = f(V <sub>y</sub> , N)

另外两个过程  $Q = G(i_1 - i_2) = GC_p \xi(t_1 - t_2)$   
 $Q = WC_w(t_{w2} - t_{w1})$  对所有方法都相同

(1) 计算总热交换量用的空气参数不同, 方法1、3、5是用干球温度差来计算的。因为用干球温度差计算时, 湿空气—表冷器外表面间的总热交换是按式(8)计算的, 所以计算中要涉及析湿系数。方法2和4的总热交换量是用湿球温度差来计算的, 湿球温度差本质上反映的是焓差。

(2) 总热交换方程的形式不同。方法5采用的是对数形式, 而其余几种方法都是效率形式的总热交换方程。

各种计算方法还有其它一些特点。

因此, 这些计算方法之间最主要的区别是在于描述表冷器热工计算原理的基本方程组不同, 最明显的区别又表现在总热交换方程的不同上。

## 三、表冷器计算中存在的几个问题

由上可知, 表冷器的热工计算问题就是在一定的已知条件下解一组方程组, 这组方程组中的基本方程必须能够全面反映表冷器运行时所必须遵循的热交换、质交换和热平衡的基本原理。干工况计算时, 基本方程组包括三个基本方程。湿工况计算时, 则必须比干工况多用一个反映空气侧质交换原理的方程, 这是湿工况计算原理决定的, 是湿工况计算中的一个重

要特点。

长期以来,方程组的概念在表冷器热工计算中没有引起足够的重视,人们常常不注意区分基本方程和其它辅助方程,不注意基本方程的正确使用,因此在表冷器热工计算中存在着如下一些问题。

### 1. 少用一个基本方程的问题

少用一个基本方程是有些计算方法作校核计算时存在的问题。有些资料常有这类问题,例如文献(7)在校核计算时,除了应用式(11)、(12)以外,还用了下面一个方程:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\beta(1-r)}}{1 - re^{-\beta(1-r)}} \quad (15)$$

式中  $\varepsilon$ —干球温度效率,  $\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{w1}}$ ;

$\beta$ —计算 $\varepsilon$ 的传热单元数,  $\beta = \frac{KF}{GC_p \xi}$ ;

$r$ —计算 $\varepsilon$ 的水当量数,  $r = \frac{GC_p \xi}{WC_w}$ 。

尽管式(15)和式(13)形式上不同,但是它们都是湿空气和冷水间用温度差描述的总热交换方程,实质上是一样的。该法在校核计算时,少了一个反映空气侧质交换原理的方程,例如式(14)。由数学上可知,少用一个独立方程必然会得到无穷多个解答(不是指多个近似解),甚至矛盾的解出现。该文的例IV·4是这样计算的\*:

已知:  $t_1 = 32^\circ\text{C}$ ,  $i_1 = 62.59 \text{ kJ/kg}$ ,  $G = 28000 \text{ kg/h}$ ,  $W = 6000 \text{ kg/h}$ ,  $t_{w1} = 6^\circ\text{C}$ ,  $F = 32.56 \text{ m}^2$ ,

校核计算时,先假定  $\xi = 1.3$ ,然后用式(15)求得  $\varepsilon = 0.56$ ,  $t_2 = 17.4^\circ\text{C}$ ,然后再求得:

$$i_2 = i_1 - C_p \xi (t_1 - t_2) = 43.58 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{w2} = t_{w1} + (t_1 - t_{w1})\varepsilon r = 8.1^\circ\text{C}$$

最后,由式(11)求得  $Q_1 = 53172.36 \text{ kJ/h}$ ,由式(12)求得  $Q_2 = 52753.68 \text{ kJ/h}$ 。因冷量误差  $(Q_1 - Q_2)/Q_1 < 1\%$ ,从而得出结论,假定的  $\xi = 1.3$ 即为所求的解。

然而,多次计算表明,用任何一个  $\xi$ 值进行试算,都能满足上述冷量误差的要求。例如,重新假定  $\xi = 2.0$ ,可解得  $Q_1 = Q_2 = 58521.4 \text{ kJ/h}$ ,重新假定  $\xi = 2.5$ ,可解得  $Q_1 = Q_2 = 64426.48 \text{ kJ/h}$ ,冷量的相对误差均为零。原题的误差只是计算误差,严格的计算表明,对任何一个假定的  $\xi$ 值  $Q_1$ 与  $Q_2$ 都应该是绝对平衡的。

在其它文献中也发现有类似的问题,例如文献<sup>[8]</sup>在进行校核计算时,是把湿工况转化成等效干工况,然后使用式(11)、(12)、(13)和(15),因为式(13)和(15)是等价的,所以实际上也是少了一个反映质交换原理的方程。

此外,根据表冷器计算的基本原理,基本方程的两边应该是相等的关系。有的文献仅仅使用式(14)作为校核用,并使该式的左边小于或等于右边,这也是不对的,因为方程一

\* 原书为工程单位制,这里引用数据时改成了国际单位制。

边小于或等于另一边的解同样有无穷多个。

由此可见,少用一个基本方程的问题正是由于对基本方程组所反映的基本原理缺乏足够的认识造成的。

## 2. 多给已知参数的问题

表冷器湿工况计算时,若方程组由四个方程组成,可以分析出独立参数只有十个,即两个空气初参数,两个空气终参数,冷水的初、终温、风量、水量,换热量和传热面积,根据习惯给法,十个独立参数可以取为 $t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}, G, W, Q$ 和 $F$ 。因为有四个方程,所以,对于表冷器的热工计算问题应该给定六个独立参数,求其余四个参数。若基本方程组是由五个方程组成时,独立参数增加了一个表冷器表面温度 $t_b$ ,共有十一个独立参数。所以,仍然应该给六个已知参数,由五个方程求其余五个参数。

表冷器干工况计算时,基本方程组是由三个方程组成。这时候因为 $d_1 = d_2$ ,所以空气终参数只有一个是独立参数,总的独立参数只有九个,计算时同样应该给六个独立参数,求其余三个参数。

因此,对于任何表冷器的热工计算问题,都应该而且只能给定六个已知参数。然而,设计计算中常常有多给已知参数的情况。例如,在文献<sup>[2]</sup>中给出了这样的计算类型:

类型4 已知空气初状态,终状态, $\omega, Q$ 和 $F$ 。求过程线, $t_{w1}$ 和 $V_r$ 。

类型5 已知空气初状态,终状态,过程线, $Q$ 和 $V_r, f_w$ 或 $\alpha_n$ 。求 $F, N$ 和 $t_{w1}$ 。

按照上述独立参数的概念和十个独立参数的习惯给法,这两个计算类型可以表示成:

类型4 已知 $t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, W, Q$ 和 $F$ 。求 $t_{w1}, t_{w2}$ 和 $G$ 。

类型5 已知 $t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, G, W$ 和 $Q$ 。求 $F, t_{w1}$ 和 $t_{w2}$ 。

可见两种情况都给了七个已知参数。给七个已知参数,实际上也是用四个方程去求三个未知数。在这种情况下,除非偶然巧合,所得的解答一定是不正确的或至少存在一定的误差。

除以上两个问题外,在有些文献中,已知参数的给法是比较混乱的。因为设计过程中,有些参数是要求设计保证的,有些参数则是可以由设计人员在设计过程中选择的。但是,这些参数一经选定,对于表冷器计算而言就是已知参数了,六个已知参数应该包括它们在内。此外,在一些文献的设计计算例题中常常有这样的情况,例题的已知条件中的独立参数少于六个,但是在解题过程中又选择了几个参数,使实际的已知参数总数超过六个,这样做除了特殊情况外,同样是不对的。

## 四、计算类型及其转化

计算类型是表冷器计算中的另一个重要问题。明确计算类型不但可以防止多给已知参数的错误发生,而且可以对于不同问题恰当地选择计算类型,使计算得以方便进行,并得到较满意的结果。

### 1. 计算类型的划分

计算类型问题实际上是十个独立参数中,已知什么求解什么的问题。在十个独立参数中,任意给定六个,求解其余四个,便构成了一种计算类型。

一般文献上都笼统地把计算类型分成设计性计算和校核性计算两大类,实际上,根据表

冷器热工计算的特点, 计算类型可能分成第一类设计计算问题、第二类设计计算问题和校核计算问题等三大类更为合适。十个独立参数按照前面给法给定时, 各种计算类型的已知条件和计算任务见表2。

表2 表冷器热工计算类型举例

计算类型	编号	已知条件	计算内容
设计计算 (一)	1	$t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, G, W$	$F, Q, t_{w1}, t_{w2}$
	2	$t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, G, t_{w1}$	$F, Q, W, t_{w2}$
	3	$t_1, t_{s1}, t_2, G, W, t_{w1}$	$F, Q, t_{s2}, t_{w2}$
	4	$t_1, t_{s1}, t_{s2}, G, W, t_{w1}$	$F, Q, t_2, t_{w2}$
设计计算 (二)	5	$t_1, t_{s1}, t_2, F, G, W$	$Q, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}$
	6	$t_1, t_{s1}, t_2, F, G, t_{w1}$	$Q, t_{s2}, W, t_{w2}$
	7	$t_1, t_{s1}, t_{s2}, F, G, t_{w1}$	$Q, t_2, W, t_{w2}$
	8	$t_1, t_{s1}, t_{s2}, F, G, t_{w1}$	$Q, t_2, W, t_{w2}$
校核计算	9	$t_1, t_{s1}, F, G, W, t_{w1}$	$Q, t_2, t_{s2}, t_{w1}$

由表2可知, 对于第一类设计计算问题, 空气初参数和风量都是已知的, 主要计算任务是求传热面积, 确定表冷器型号。第二类设计计算问题实际上是第一类设计计算问题的继续, 这时除空气的参数和风量以外, 传热面积也已经知道, 设计计算的任务是继续求解其它未知参数。校核计算的主要任务是对于确定的表冷器, 当风量和空气初参数, 冷水初参数都已确定时, 求表冷器能够实现的空气终参数和换热量。

上面划分计算类型的方法和传统划分计算类型方法的主要区别在于增加了第二类设计计算问题。第二类设计计算问题是设计计算中必然经历的一个阶段, 突出第二类设计计算问题对于保证设计计算的正确性, 使设计计算顺利地有一定意义。

## 2. 计算类型的转化

表冷器设计计算中普遍存在着第一类设计计算问题到第二类设计计算的转化问题, 这一点常常被人们所忽略。

例如对于第1种设计计算问题, 已知 $t_1, t_{s1}, t_2, t_{s2}, G$ 和 $W$ 。当采用某种计算方法进行设计计算时, 第一步常常是计算传热面积。假定计算出来的传热面积是 $F'$ 。因为表冷器的型号、规格往往是有限的, 一般情况下选定的表冷器的实际传热面积 $F$ 并不等于 $F'$ 值。这就是说, 所选定的表冷器的传热面积 $F$ 并不是原设计问题的解, 因此就不能按 $F$ 值继续计算, 否则就产生给7个已知参数的错误了。

那么, 怎么解决这个问题呢? 正确的做法是在确定了表冷器传热面积 $F$ 以后进行计算类型的转化, 即根据具体问题的性质, 或所选用的某种计算方法的方便, 转化计算类型, 然后继续求解。

对于上面的具体问题, 计算类型转化的方法有两种, 一般可以适当地去掉原来的六个已

知条件中的一个条件,例如去掉一个空气终态参数的要求,转化为第二类设计计算问题进行计算。

目前,所有文献的设计计算中都是给出了第一类设计计算问题。但是,因为设计计算中都存在一个计算类型转化的问题,所以设计计算问题都应该由第二类设计计算来完成。

不考虑设计计算类型的转化问题,有时会给表冷器计算带来较大的误差,使计算不能满足设计要求。当然,设计计算中,人们常常为了安全起见,使选择的表冷器的实际传热面积  $F$  值比计算出来的  $F'$  值更大些。但是,由于换热量是在第二类设计计算时确定的,所以尽管传热面积加大了,但最终计算出来的  $Q$  值不一定偏安全,

对于表 2 中第 1 种设计计算问题,假定题中已知的空气初、终状态点为图 1 中的点 1 和点 2。因为

$$\frac{t_2 - t_{s2}}{t_1 - t_{s1}} = e^{-\frac{\alpha F}{GC_q}}$$

所以,当所选的表冷器的传热面积  $F$  大于计算出来的  $F'$  值时,实际表冷器所能实现的空气终状态点的干、湿球温度差将减小,即实际的空气终状态点将比点 2 更接近于饱和曲线。

这时,可能有三种典型情况,即实际的空气终状态点变到了点 3、点 4 或点 5。比较一下不难发现,如果空气终状态点由点 2 变成了点 3,说明了实际的换热量比原题要求的制冷量小了;

当点 2 变成点 4 时,实际的换热量和原题要求的制冷量相等,只有当点 2 变成点 5 时,实际的换热量才大于原题所要求的制冷量。

由此也可以看出,选择计算表冷器时的安全系数最好在选定了表冷器型号和传热面积以后,以适当调整空气终参数的方式给出。

至于转化为第二类设计计算时,保证哪一个空气终状态参数,以及由计算决定哪一个参数,则可以根据工程性质和使用要求决定。例如房间温度要求严格、相对湿度要求不严格时,则保证一个空气终参数  $t_2$ , 求另一个终参数是可以的。如果房间湿度要求严格,且产湿量变化不大,则保证一个空气终参数  $d_2$ , 求另一个空气终参数为好,此时房间温度可由再热器解决。

#### 四、正确使用方程组是表冷器计算的关键

表冷器湿工况的热工计算涉及的参数比较多,实际计算中遇到的计算类型也很多,计算相当复杂。要正确解决各种计算问题,必须紧紧抓住方程组这个重要概念,恰当地运用方程组中的各个方程。

人们用表一中的方法 1 进行第一类设计计算时,要想通过计算得到具体的  $F$  值很麻烦。但是,当大致选择一个表冷器转化为第二类设计计算问题后,利用方法 1 进行计算还是很方便的,例如,第 1 种设计计算问题转化为第二类的第 5 种设计计算问题以后变成:已知  $t_1$ ,  $t_{s1}$ ,  $t_2$ ,  $F$ ,  $G$  和  $W$ , 求其余参数。这时,首先可利用式 (14) 求出  $CF$ , 从而求出  $t_{s2}$ :

$$t_{s2} = t_2 - (t_1 - t_{s1})(1 - CF)$$

然后可以依次由式 (15) 求出  $t_{w1}$ , 由式 (11) 求出  $Q$ , 最后由式 (12) 求出  $t_{w2}$ , 整个设计任务的完成并没有要进行试算。

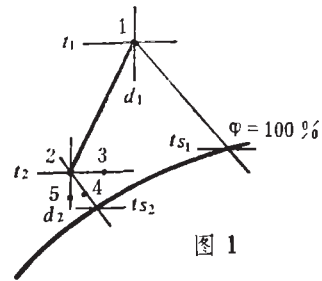


图 1

表冷器计算中所涉及的计算类型并不仅仅限于表 2 所列的几种。例如前面提到的, 要保证空气终状态的含湿量不变, 即要保证空气终状态点位于图 1 中过点 2 的等  $d$  线上便是另一种计算类型。这时就变成了已知  $t_1, t_{s1}, d_2, F, G$  和  $W$  求其余参数的问题。此时是把  $d_2$  看成是空气终状态的一个独立参数了, 所以解题时同样可以应用基本方程组, 不过还应补充两个辅助方程:

$$i_2 = 1.01t_2 + d_2(2500 + 1.84t_2) \quad (16)$$

$$i_2 = 0.07068t_{s2}^2 + 0.6452t_{s2} + 16.17 \quad (17)$$

式 (17) 在  $10^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$  温度范围内具有较好的精度。

补充式 (16)、(17) 后把  $d_2$  和  $t_{s2}$  联系起来, 这时可以由式 (14)、(16) 和 (17) 联立求出  $t_2, t_{s2}$  和  $i_2$ 。当空气的终参数求出以后, 以下的计算就和前面完全相同了。

综上所述, 基本方程组是表冷器热工计算原理的数学描述, 是计算方法的主要的和相互区别的重要标志。因此, 应用方程组的概念可以恰当地划分计算类型和进行计算类型的转化, 从而能顺利而正确地解决表冷器的各种计算问题。

## 参 考 文 献

- (1) 清华大学等编, 空气调节, 中国建筑工业出版社, 1981年4月。
- (2) 吴增菲等译, 采暖通风文集, 中国工业出版社, 1965。
- (3) 孙格非, 翅片盘管(水冷)热工计算新方法, 制冷学报, 1979年试刊。
- (4) 杨同球, 用湿球温度法计算表冷器湿工况, 制冷学报, 1979年第2期。
- (5) 四机部第十设计院等编, 空气调节与制冷设计手册, 中国工业出版社, 1970。
- (6) ASHRAE Hand Book-Equipment, 1979.
- (7) Справочник по теплоснабжению и вентиляции, книга вторая, вентиляция и кондиционирование воздуха, Издательство «Будівельник»
- (8) О. Я. Кокорин, Установки кондиционирования воздуха, Издательство «Машиностроения», 1978.

THE INVESTIGATION ABOUT THE THERMODYNAMIC  
CALCULATION FOR COOLING COILS

Xue Dian-hua  
Qinghua University  
Zhang Yong-tao  
Jiangsu Institute of Technology

**Abstract**

In this paper, the set of basic equations of thermodynamic calculation in air cooling coils and its importance have been analyzed in detail firstly. Then using this concept, the investigation of some basic problems in the thermodynamic calculation of water-cooled cooling coils has been done. Furthermore, some questions existing in the current calculation of cooling coils have been pointed out.