

采暖通风文集

吳增荪 赵荣义 赵廷元等 译

中国工业出版社

本集內共收入苏联文献11篇，其中多数是属于空气调节方面的。第一、二、三篇探讨了表面式空气冷却器的热工计算方法的分析，喷雾室中的热质交换过程和冷却干燥过程；第四篇叙述了有净化空气要求的工业的除尘；第五篇研究了定断面均匀送风管道的计算方法；第六篇是无天窗厂房的供暖通风与空气调节；第七篇是选择保证建筑物内最大换气量的自然通风天窗问题；第八篇是整体式热电站主厂房自然通风的模型研究；第九、十、十一篇介绍了有关的采暖系统和玻璃混凝土散热板。

本文集可供采暖通风科学研究人员、设计人员，以及大专院校有关专业师生阅读参考。

采 暖 通 风 文 集

吳增菲 赵荣义 赵廷元等 譯

*

建筑工程部图书编辑部編輯(北京西郊百万庄)

中国工业出版社出版(北京佳明胡同10号)

北京市书刊出版业营业许可证出字第110号

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

*

开本 $850 \times 1168^{1/32}$ ·印张 $9^{3/4}$ ·字数235,000

1965年7月北京第一版·1965年7月北京第一次印刷

印数0001—4,560·定价(科五)1.30元

*

統一书号: 15165·1581(建工-223)

目 录

表面式空气冷却器現有热工

計算方法的分析.....E.E. 卡尔皮斯 (1)

在噴霧室中用水处理空气时

热质交换过程的研究与計算.....E.E. 卡尔皮斯 (56)

噴霧室中空气冷却干燥过程

的研究.....И.М. 朱斯曼諾維奇 (161)

对空气净化有高要求的工业

除尘 A.И. 皮魯莫夫 B.B. 巴然諾娃 (202)

断面不变的均匀送风管道計算.....И.А. 謝別列夫 (216)

无天窗工业厂房的供暖通风与空气

調節...B.И. 塔里耶夫 E.E. 卡尔皮斯 A.И. 皮魯莫夫 (225)

选择保証建筑物內最大换气量

的自然通风天窗問題B.И. 塔里耶夫 (240)

整体式热电站主厂房自然通风

的模型研究Г.Т. 塔达尔丘克 (244)

順流調節式单管热水采暖系統.....B.И. 洛巴耶夫 (258)

直接应用过热水的住宅采暖

系統E.Г. 別列波列特契科夫 (266)

玻璃混凝土散热板的研究A.З. 伊万斯基 (278)

表面式空气冷却器現有热工計算方法的分析

E. E. 卡尔皮斯

前 言

在空气調節系統和設備中，許多情況下空气冷却与干燥过程是借助于光管的或肋片的表面式空气冷却器来实现。冷却器可以用制冷剂、冷水或盐水来供应。

供以制冷剂的空气冷却器是制冷机的蒸发器，并称之为直接蒸发的空气冷却器。在柜式、窗下式、窗式和嵌入墙內式的空气調節器中^①，它們得到了广泛的应用（苏联工业已开始掌握了它們的生产）。

供以冷水或盐水的空气冷却器，可以成为集中和局部空气調節器的組成部分。这些空气冷却器可以在帶有加热及冷却两用机组和帶有引射式送风器的空气調節系統內加以利用^{〔9〕}。

在集中与局部空气調節器內采用表面式空气冷却器，有可能使水按閉式管网循环。在这方面，与用噴霧室作为热湿交換設備的空气調節器相比，由于无需設置集水箱和补給水箱，大大减少了房間有效面积的需要，簡化了冷水供应系統，減低了其造价，降低了輸水方面的电能消耗和完全取消了对水质的高卫生要求。

所列举的优点引起了設計、安装和运行管理人員对表面式空气冷却器的注意。所以也就必須組織表面式热交換設備的工厂化生产，研究它們的計算和选择方法。

制造表面式空气冷却器势必要大量消耗有色金屬，因此應該研究在热工方面最有效的結構并采用有根据的和精确的方法来計

● 原文为автономный кондиционер(独立的空气調節器)指本身帶有制冷机的空气調節器，有別于неавтономный кондиционер(非独立空气調節器)指本身不帶制冷机的空气調節器——譯者。

算。

空气调节系统的空气冷却器是在空气强制运动时，在同时进行热质交换的情况下工作的。

如果说在我们这里对于光管式和肋片式空气加热器结构的研究和改进方面始终给予很大注意的话，那么有效的表面式空气冷却器结构的研究和制作，实际上仅仅是开始，规模也极有限。因此，用户们目前拥有的换热器品种很少，有关它们传热方面的知识也很贫乏。

本文对于实验资料作了简介，对空气冷却器现有的不同热工计算方法（这些方法大部分是广大读者所不知道的）进行了探讨和分析，并对旨在创造最有效换热器结构和改善其计算方法的进一步研究途径加以拟定^①。

I. 在表面式空气冷却器内热湿传递的结构

在表面式空气冷却器内冷却干燥时的热湿传递结构，在许多地方和喷雾室内空气与水直接接触时的热湿交换相似。

空气的主体部分与冷却器表面的热交换，是由于空气与表面之间的温差而产生的；湿交换则是由于空气主体部分中和与换热器表面上析出的凝结水膜相邻的饱和空气层中水蒸汽的分压力差而发生的。这时认为，凝结水膜和与其相邻的饱和空气层的温度与空气冷却器的表面平均温度相差很小。

按照某些观点，表面温度是沿着空气运动路程而降低的。因此，在一定条件下，换热器的前面部分可能仅是热交换，而在以后的部分，可能是热交换和质交换（由空气中析出凝水）。

II. 表面式空气冷却器内热质交换的实验研究

目前有关空气调节系统采用的表面式冷却器内，热质交换过

① 本文是在1958年12月23日卫生技术科学研究委员会，空气调节、通风机与除尘分组会议上宣读的。

程的實驗研究資料发表的相当少。

通常，为了获得数据来証实个别作者所推荐的换热器热力計算方法的合理性，才进行了一些实验。对实验資料的特別整理是根据一定目的进行的，以至难于由它們得到热质交换的普遍規律性。

对于空气的冷却和干燥过程来说，关于路易士比例的正确性問題是重要的。如果热交换系数与质交换系数的比实际上总是等于湿空气的比热，那么这首先就会在把研究归結为比較简单的，仅仅决定一些显热交换系数的同时，大大縮减新型结构的空气冷却器內热质交换的实验研究，而其次，就允許把有关在空气加热器內热交换的全部积累的大量热工实验資料，用来計算空气冷却器。

如所周知， $\alpha/\sigma=c_p'$ 的比例是路易士对空气絕热冷却加湿过程所得到的⁽²²⁾。后来，考虑到在热交换与质交换之間存在着近似相似，这个比例开始由理論方法推导出来。麦凱尔曾企图对于在冷却塔內水的蒸发冷却过程用实验方法来証明路易士比例的正确性⁽²¹⁾。但是，他的实验沒有成功。在表1內列出麦凱尔的一組实验結果，由表可見 α/σ 比例由0.357变到1.03，并且在一个試驗里甚至达到4.69⁽²⁶⁾。

其他一些研究者曾經评价麦凱尔的实验是极为精确的①。

在国内文献中，通常引用林哥，仿佛他証明了在空气冷却干燥情况下，路易士比例的正确性⁽⁵⁾，⁽²³⁾。

实际上，采用了路易士比例后，林哥是最先在 $I-d$ 图上导出下列空气处理直綫过程方程式的人之一：

$$\frac{I_1 - I''_{nos}}{X_1 - X''_{nos}} = \frac{I_2 - I''_{nos}}{X_2 - X''_{nos}}.$$

为了証明按照这个方程式計算空气終参数的精确性，林哥用

① 应该指出，虽然和自己实验有明显矛盾，麦凱尔仍然认为 $\alpha/\sigma=c_p'$ 是正确的。

根据麦凯尔实验的 α/σ 比值

表 1

实验编号	Δt °C	Δx (克/公斤)	$\Delta x/\Delta t$ (克/公斤°C)	α/σ (千卡/公斤°C)
1.	8.9	17.6	1.975	0.368
2	6.8	14.4	2.12	0.377
3	4.7	11.8	2.51	0.441
4	2.95	9.5	3.23	0.568
5	1.25	7.3	5.84	1.03
6	0.2	5.4	2.7	4.69
7	17	34.5	2.03	0.369
8	13.1	27.2	2.08	0.357
9	9.6	21.1	2.2	0.385
10	6.5	16.1	2.48	0.426
11	3.9	12	3.08	0.526
12	2.15	9.3	4.33	0.736
13	25.1	62.5	2.48	0.439
14	19	46.1	2.43	0.42
15	13.65	34.3	2.52	0.431
16	9.65	26.2	2.72	0.461
17	6.75	21.1	3.13	0.531
18	4.75	16.6	3.5	0.594
19	32.4	106.8	3.3	0.584
20	24.3	77	3.17	0.546
21	17.6	57	3.24	0.552
22	12.95	45.8	3.54	0.6
23	9.45	38.3	4.05	0.684
24	7.1	33	4.65	0.792

两个空气冷却器进行了实验，并将测得的终含湿量值同计算值作了比较。因为算得的空气终含湿量值 X_2 ，基本上同测得的重合，林哥就作出了关于路易士比例是正确的结论。这种间接的证明，根据下列原因是不可能令人信服的：

林哥的实验台不能保证获得高精度的结果，因为起始和终了含湿量的量测是用吹风式的干湿球温度计在进出口断面的一点上进行的；

表面溫度和与表面相邻空气层的焓不是由实验，而是根据 $I-d$ 图用图解法求出的；

未曾由实验资料算出 α 与 σ 值，也未直接求出它们的真实比值。

为了证明在空气冷却器内热质交换间的相似，K. 卡恩曾进行了实验⁽⁷⁾。在整理实验资料时，将路易士比例 $\alpha/\beta_p = 0.365$ 作为原始的先决条件。自然，得到的热质交换方程式，在结构上看来是一样的，并且采用的先决条件也不能不证明自己是正确的。

在乌克兰共和国科学院热能研究所，实验过管式空气冷却器⁽¹⁰⁾。整理实验资料的结果证明，对于热质交换的努谢尔特准则是彼此相等的。这样，似乎证明了路易士比例的正确以及热质交换过程的相似。但是，该研究所实验的特征是实验点相当分散，超过 $\pm 30\%$ ，亦即所得到的结果是值得怀疑的。

特别有兴趣的是一些作者关于下述情况的研究所得出的结论：空气在其横向流过的水平管束中冷却干燥时的热交换，由于有质交换而使热交换过程增强，在本质上不同于在同样管束中干空气的热交换。换句话说，在湿状况下，显热交换系数在其他所有条件相同时，比干状况所具有的值更大。

必须指出，同一研究所在研究喷雾室内的空气冷却干燥时， α/β_p 比值是在 0.4 到 0.55 范围内变化的⁽¹⁰⁾，而按路易士的数据，此比值应等于 0.33 千卡·大气压/公斤·°C。

奥吉⁽¹²⁾研究了由湿空气到用盐水冷却的，空气是横向流过的翼形管的放热强度，并且似乎也用实验确定了热质交换过程的相似。热交换系数与质交换系数的比值是等于 0.21。

在以克雷洛夫命名的中央科学研究所实验了带方形肋片的圆管做成的空气冷却器。换热器前后空气状态的量测是用装在进出口断面一点上的干湿球温度计进行的。在所观察的进出口断面上温度场十分不均匀时，这种空气状态的量测方法不能保证实验结果的精确性。

当热交换扩大系数在 $1.5 \leq \xi \leq 2.12$ 范围内变化时，在干和

湿状况下的显热放热系数的比等于1。該冷却器的表面平均积分温度，看来可以取为等于出水温度。

这些实验证明了热质交换过程之间的相似是存在的，因为 α/σ 等于0.24。但是，实验的精确性，如已指出，是令人难以置信的，何况质交换系数值是根据平均含湿量的降低算出来的。如所周知，用干湿球温度法决定的含湿量降带有相当大的误差。在有水分析出的状况下，空气通过阻力比干状况下增加了40~50%。

在同一实验装置内，实验了带有金属线圈状肋片的空气冷却器。质交换方程式没有导出，但研究所指出，利用基于路易士方程的系数 ξ ，会得出不准确的结果。

在试验带小形肋片管的空气冷却器试件时，证明了存在 $\xi = \frac{\alpha'_n}{\alpha_n}$ 的比例关系。许多作者指出，在有水分析出的状况下空气冷却器的空气通过阻力增加10~25%。

在卫生技术科学研究所用带有螺旋带状和线圈状肋片空气冷却器的实验表明，随着空气湿度的增加，显热放热系数比干状况下有所降低。换言之，即质交换好象阻碍了热交换的进行。这样，关于路易士比值的认识和关于在空气冷却干燥时质交换对热交换的影响就非常矛盾了，并且这个问题需要仔细的实验核对。既然空气冷却器的大小和制作它的金属消耗取决于热交换系数的大小，这样的工作就有着实际意义。尽管在不同的技术部门广泛采用着肋片式热交换器，并具有许多旨在创造有效表面的基础研究，但这个目的到现在为止却还没有达到。国内和国外的专家们继续在寻找肋片式表面的新型式和它们的最优几何尺寸。国外设计的热交换器的热工性能在文献中几乎都没有列出，一般地说它们是制造厂家的私产，他们只局限于发表最低限度的尺寸数据和说明额定能率。

E. 史密特和 O. E. 伏拉索夫关于肋片表面传热方面的分析研究⁽³⁾是众所周知的。

讓我們詳細研究一下這一領域內較近的一些研究工作。Э.С. 克拉辛娜研究了在帶有橫向圓形和方形肋片的梯形斷面管束內的热交換，获得了下列关系：

在管子正直排列时：

$$Nu_{\kappa o p} = 0.104 \left(\frac{d_H}{\tau} \right)^{-0.54} \left(\frac{h}{\tau} \right)^{-0.14} Re^{0.72}, \quad (1)$$

$$3000 \leq Re \leq 25000 \left(\frac{d_H}{\tau} \text{ 由 } 3 \text{ 到 } 4.8 \right);$$

在管子交錯排列时：

$$Nu_m = 0.223 \left(\frac{d_H}{\tau} \right)^{-0.54} \left(\frac{h}{\tau} \right)^{-0.14} Re^{0.65}. \quad (2)$$

物理参数是指对空气平均溫度而言的，取肋片間距作为定性尺寸。

对于用鋁和銅做肋片的管束，公式(2)同实验数据正好附合。

公式(1)和(2)的展开是下列形式：

$$\alpha_{\kappa o p}^{\kappa} = c_{\kappa} \tau^{-0.28} \left(\frac{d_H}{\tau} \right)^{-0.54} \frac{\lambda}{\mu^{0.72}} \left(\frac{h}{\tau} \right)^{-0.14} (v\gamma)^{0.72} \quad (3)$$

千卡/米²·小时·°C,

$$\alpha_m^m = c_m \tau^{-0.35} \left(\frac{d_H}{\tau} \right)^{-0.54} \frac{\lambda}{\mu^{0.65}} \left(\frac{h}{\tau} \right)^{-0.14} (v\gamma)^{0.65} \quad (4)$$

千卡/米²·小时·°C.

对于圓肋片管 $c_{\kappa}=0.104$ 、 $c_m=0.223$ ，而对于方肋片管 $c_{\kappa}=0.096$ 、 $c_m=0.205$ 。

为了考虑沿肋片表面放热的不均匀性，建議將放热系数 $\alpha_{\kappa o p}^{\kappa}$ 和 α_m^m 减小15%。

$$\alpha = 0.85 \alpha_{\kappa} \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot \text{°C}. \quad (5)$$

上列的肋片表面放热系数按下式确定：

$$\alpha_p^p = \alpha \left[\frac{F_p}{F} \eta p + \frac{F_{rp}}{F} \right] \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot \text{°C}, \quad (6)$$

式中 p ——梯形肋片斷面的修正值。

为了决定在干式传热状况下肋片表面的热效率系数, 9.C. 克拉辛娜作成了图 1 和 2 所示的图表。

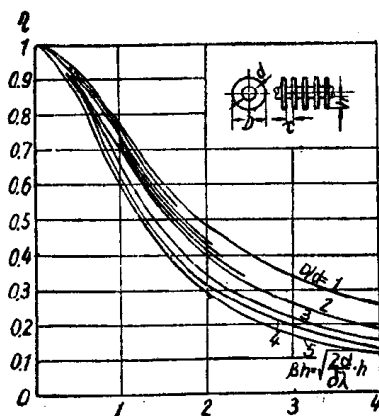


图 1 圆形肋片的热效率系数

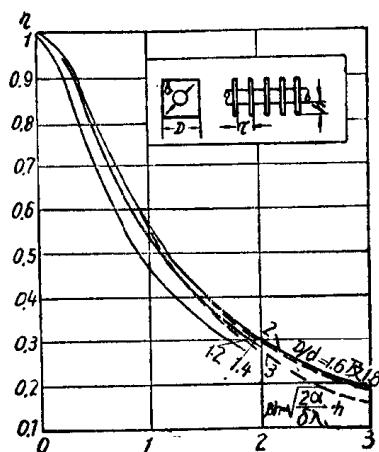


图 2 方形肋片的热效率系数

在波尔宗诺夫中央锅炉透平研究所, B.M. 安都菲也夫与 Г.С. 别列茨基研究了大量由光管和肋片管作成的各种换热器, 并根据总结实验资料的结果提出了下列的计算公式

当光管交错排列时:

对于气流的冷却

$$Nu_{oxA} = 0.18 Re^{0.61} \eta_1 \eta_2 \eta_3; \quad (7)$$

对于气流的加热

$$Nu_{nazp} = \left(0.288 - 0.108 \frac{T}{T_{cr}} \right) Re^{0.61} \eta_1 \eta_2 \eta_3. \quad (8)$$

在光管正直排列时:

对于气流的冷却

$$Nu_{oxA} = 0.119 Re^{0.66} (1 - \eta_1 \eta_2) \eta_3; \quad (9)$$

对于气流的加热

$$Nu_{nazp} = \left(0.19 - 0.071 \frac{T}{T_{cr}} \right) Re^{0.66} (1 - \eta_1 \eta_2) \eta_3, \quad (10)$$

式中 η_1, η_2 —— 考虑沿管束宽度 (正面) 及深度方面间距影响的修正系数;

η_s ——考虑管束内排数影响的修正系数。

取管子的外径作定性尺寸。物理常数是指对壁温而言的。雷诺(Re)数系根据换热器窄小断面的流速计算的。

这样, 根据B.M.安都菲也夫与T.C.别列茨基的研究, 在显热传递时, 放热系数是根据热流方向而变化的。计算指出, 气体冷却时的放热系数, 大约比加热时小15~20%。

对于肋管得到下列公式:

在气体冷却及管子交错排列时:

$$1 \leq \frac{T}{T_{cr}} \leq 1.6; \quad 1.6 < \frac{s}{d_n} < 3; \quad 0.25 \leq \frac{h}{d_n} \leq 0.5;$$

$$0.15 \leq \frac{u}{d_n} \leq 0.23; \quad 0.035 \leq \frac{\delta}{d_n} \leq 0.08;$$

$$40 \leq \lambda_m \leq 170 \text{ 千卡/米} \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}, \quad 10^4 \leq \text{Re} \leq 6 \times 10^4,$$

$$\text{Nu}_{oxA} = \left(3.24 + 0.0000825 \frac{\lambda_m}{\lambda} \right) \left[1 + 0.1 \left(\frac{s}{d_n} - 2 \right) \right]$$

$$\times \text{Re}^{0.69 - 0.37 \frac{h}{d_n}} \left(\frac{h}{d_n} \right)^2 \left(\frac{u}{d_n} \right)^{-\frac{3}{4}}; \quad (11)$$

当 $0.167 \leq \frac{h}{d_n} \leq 0.25, \quad 1.6 \leq \frac{s}{d_n} \leq 2$ 时,

$$\text{Nu}_{oxA} = 1.2 \text{Re}^{0.69 - 0.37 \frac{h}{d_n}} \left(\frac{h}{d_n} \right)^{\frac{7}{6}} \left(\frac{u}{d_n} \right)^{-\frac{3}{4}};$$

(12)

在气体冷却及管子正直排列时:

$$1 \leq \frac{T}{T_{cr}} \leq 1.6; \quad 0.25 \leq \frac{h}{d_n} \leq 0.5; \quad 1.6 \leq \frac{s}{d_n} \leq 2;$$

$$\text{Nu}_{oxA} = \left(1.37 - 0.0000342 \frac{\lambda_m}{\lambda} \right) \text{Re}^{0.78 - 0.35 \frac{h}{d_n}} \times$$

$$\times \left(\frac{h}{d_n} \right)^{\frac{7}{4}} \left(\frac{u}{d_n} \right)^{-\frac{1}{2}};$$

(13)

当 $0.167 \leq \frac{h}{d_n} \leq 0.25$; $1.6 \leq \frac{s}{d_n} \leq 2$ 时,

$$Nu_{oxA} = 0.84 Re^{0.78-0.35 \frac{h}{d_n}} \left(\frac{h}{d_n} \right)^{\frac{4}{3}} \left(\frac{u}{d_n} \right)^{-\frac{1}{2}}. \quad (14)$$

上面列出的各式, 在气流冷却时的展开式具有下列形式:

对于交错排列的光管管束

$$\alpha_n = 0.18 \frac{\lambda}{d_n} Re^{0.61} \eta_1 \eta_2 \eta_3 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}; \quad (15)$$

对于正直排列的光管管束

$$\alpha_n = 0.119 \frac{\lambda}{d_n} Re^{0.66} (1 - \eta_1 \eta_2) \eta_3 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}; \quad (16)$$

对于由带方形和圆形横向肋片及交错布置的管子组成的换热器

$$\begin{aligned} \alpha_n = & \frac{\lambda}{d_n} \left(3.24 + 0.0000825 \frac{\lambda_n}{\lambda} \right) \left[1 + 0.1 \left(\frac{s}{d_n} - 2 \right) \right] \\ & \times Re^{0.69-0.37 \frac{h}{d_n}} \left(\frac{h}{d_n} \right)^2 \left(\frac{u}{d_n} \right)^{-\frac{3}{4}} \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \cdot ^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (17)$$

根据自己的实验, 安都菲也夫和别列茨基推荐下列数值作为最优的几何参数: $\frac{h}{d_n} = 0.35$, $\frac{s}{d_n}$ 不小于 0.035 (d_n ——尽可能小的)。

札依盖尔同卡尔曼一起进行了计算理论的研究⁽²⁴⁾, 结果在直接蒸发的空气冷却器结构特性方面, 提出下列建议:

直接蒸发的换热器最优肋片系数在 15~20 范围内;

换热器的深度不应超过 7 排 (当管子的外径为 5/8" 时);

换热器的深度系数 $\frac{F}{f \phi_{ac}}$ 应该在 100 左右。

毫无疑问, 寻求有效的肋片表面新型式的工作, 必须继续进

行。

首先，根据中央工艺与机械制造科学研究所研究出来的冷螺旋压轧法做成的带有螺旋肋片的、由切割板条绕成的、嵌入肋片的、针状和绕圈状肋片的换热器，是令人感兴趣的。

带有由切割板条绕成螺旋肋片的换热器，能造成气流紊流性的增强，并因此具有较高的热工性能。

由空气很好的绕流过肋片这一点，可以认为空气通过的阻力比较小，而排除由空气析出的凝水不会遇到在一般热交换器内所具有的那些困难。

为建立热质交换的一般规律性和使热力计算方法更为准确的实验研究，必须用新型结构的肋片式换热器进行。这也就将达到确立新型肋片表面热工性能的部分目的。

III. 空气冷却器计算的类型

根据给定的空气冷却器表面形状，可能有下列一些空气冷却器的计算类型（见表2）。

空气冷却器计算类型

表 2

编 号	数 值	
	已 知 的	未 知 的
1	空气初状态, 空气的重量流速 $(v\gamma)$, 冷媒的流速 ω , 冷媒的温度 t_{xa} , 换热器表面 F	空气终状态, 过程方向 ε , 制冷量 Q
2	空气初状态, 过程方向 $\varepsilon, F, (v\gamma)$, ω	空气终状态, t_{xa}, Q
3	空气初状态, $(v\gamma), \varepsilon, t_{xa}, F$	空气终状态, ω, Q
4	空气初状态, 空气终状态, ω, Q, F	$\varepsilon, t_{xa}, (v\gamma)$
5	空气初状态, 空气终状态, $\varepsilon, Q, (v\gamma), f_{\text{ж}}, \omega$ 或 $\alpha_{\text{сн}}$	F, ε, t_{xa}
6	空气初状态, $t_{xa}, \omega, (v\gamma)$	空气终状态, F, ε, ω

1~4类型的计算具有校核的性质，而5~6类型是促成换热器设计或选择的。

对于计算方法提出下列的基本要求：有实验数据做为论据及不同于实验的换热器推广它们的可能性；在最少的时间内达到高度准确性；没有采用渐近法的必要性；未知方程式简单；可能利用 $I-d$ 图来表示和解决不同的问题。

IV. 表面式空气冷却器的热工计算方法

对于空气调节设备的表面式空气冷却器，有近十五种不同的热力计算方法，其中包括分析的、图解的和分析-图解的。尽管如此，解决有根据的和精确的换热器计算方法问题仍旧使苏联和国外学者们感到兴趣，不断发表阐述这方面问题的文章就证实了这点。

因为热质交换的理论计算在现有的物理和数学发展水平下尚不可能进行，故所有的计算方法都是基于实验数据的。

所有采用的空气冷却器计算方法可以分成两类。第一类是依据路易士比列和麦凯尔方程的方法，第二类是利用一些经验公式和概念的方法。

1. 利用路易士比列和麦凯尔方程的计算方法

基于采用由空气到干表面放热系数 α_n 的空气冷却器计算方法

利用该法不仅可以计算直接蒸发的换热器（换热器的沸腾冷媒温度是不变的）而且还可以计算由冷水或盐水供应的换热器（换热器的冷媒温度是变化的）。

该法的作者顾德曼^(15,16)认为由主体部分到与直接蒸发的空气冷却器表面上冷凝水膜相邻的饱和空气层的显热和潜热传递，可用麦凯尔方程描写如下：

$$dQ = \sigma(I - I''_{n.o.})dF = \frac{\alpha_n}{c'_p}(I - I''_{n.o.})dF \text{ 千卡/小时.}$$

(a)

同时，由空气冷却器壁到冷媒的传热用下面方程表示：

$$dQ = \frac{\alpha_{en}}{k_{op}} (t_{nos} - t_{xa}) dF \text{ 千卡/小时.} \quad (6)$$

在計算空气冷却器，特别是肋片的和在有水析出状况下工作的空气冷却器时，主要的困难在于决定表面平均温度。

与凝水膜表面相邻的饱和空气的焓 I''_{nos} 是取决于表面温度的。但 t_{nos} 和 I''_{nos} 之間不存在直接的分析关系，因此在选择空气冷却器的計算方程式时，不得不采取經驗的关系式。顾德曼采用了下列形式的关系式

$$\frac{I''_{nos} - I''_{xa}}{t_{nos} - t_{xa}} = a \text{ 千卡/公斤} \cdot ^\circ\text{C.} \quad (18)$$

公式(18)是一直綫族的方程式，它們彼此是以温度和饱和空气焓 I''_{xa} 的常数不同而加以区别的^①。在制冷剂、水或盐水的情况下，方程式(18)中引入 t_{en} 和与它相应的 I''_{en} 。

将公式(6)代入(18)并作一些整理后得到

$$I - I''_{xa} = \left(\frac{c'_p}{\alpha_n} + k_{op} \frac{a}{\alpha_{en}} \right) \frac{dQ}{dF} \text{ 千卡/公斤.} \quad (9)$$

括号内的两项是在换热器壁热阻很小的条件下由空气到冷媒总热量传递的热阻之和：

$$\frac{1}{k_n} = \frac{c'_p}{\alpha_n} + k_{op} \frac{a}{\alpha_{en}} \text{ 米}^2 \cdot \text{小时/公斤}, \quad (19)$$

那末

$$\frac{dQ}{I - I''_{xa}} = k_n dF = - \frac{G dI}{I - I''_{xa}} \quad (10) \bullet$$

或

$$\frac{dI}{I - I''_{xa}} = - \frac{k_n}{G} dF. \quad (11)$$

① 实际上，如果 $t_{xa} = t$ ，則 $I''_{xa} = c$ ，

那么 $\frac{I''_{nos} - c}{t_{nos} - t} = a$ ，因此 $I''_{nos} = at_{nos} - at + c$

或 $I''_{nos} = at_{nos} + B$ 。式中 $B = c - at$ 。

② 負号表示由空气到表面的热流方向。

$$\text{积分之后得到: } \ln \frac{I_1 - I''_{xa}}{I_2 - I''_{xa}} = \frac{Fk_n}{G} = M \quad (20)$$

$$\text{或} \quad \ln \frac{\Delta I_\sigma}{\Delta I_m} = M. \quad (21)$$

由空气传给制冷剂的总热量用下式表示

$$\begin{aligned} Q &= G(I_1 - I_2) = G[(I_1 - I'_{xa}) - (I_2 - I''_{xa})] \\ &= G(\Delta I_\sigma - \Delta I_m) \text{ 千卡/小时,} \end{aligned} \quad (22)$$

由此

$$\frac{1}{G} = \frac{\Delta I_\sigma - \Delta I_m}{Q} \text{ 小时/公斤.} \quad (e)$$

在将公式 (e) 代入式 (20) 并經简单整理后, 导出基本計算方程式

$$Q = Fk_n \Delta I_{cp.a.} \text{ 千卡/小时.} \quad (23)$$

因此, 方程式 (23) 就是在原来的前提下得到的, 亦即

$$\frac{\alpha_n}{\sigma} = c'_p \text{ 千卡/公斤} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (24)$$

在式 (18) 与 (24) 內, a 与 c'_p 具有同样的量綱。这就提供了称 a 值为飽和空气比热的基础。

实际上, 根据式 (18) a 是在将该空气冷却 1° 并由其中凝出水分时, 由一公斤具有表面溫度的飽和空气排出的平均热量。

为了决定 a 值, 顧德曼制成了專門的表格。某些部分的 a 值是这样的:

当 $t_{xa} = -5^\circ$ 时,	$a = 0.388;$
当 $t_{xa} = 0^\circ$ 时,	$a = 0.43;$
当 $t_{xa} = 5^\circ$ 时,	$a = 0.522;$
当 $t_{xa} = 10^\circ$ 时,	$a = 0.613;$
当 $t_{xa} = 15^\circ$ 时,	$a = 0.713;$
当 $t_{xa} = 20^\circ$ 时,	$a = 0.827.$

方程式 (19) 表达了总传热系数 k_n 与表面兩側的放热系数 α_{en} 和 α_n , 空气的物理参数 a 和换热器的結構特性 k_{op} 之間的关系。