轉 載

冷却塔, 蒸發式 凝縮器 및 密閉式 冷却塔의 傳熱解析을 爲한 統一理論*

柳 海 星**

A Unified Theoretical Treatment for Thermal Analysis of Cooling Towers, Evaporating Condensers, and Fluid Coolers*

Hae Seong Ryu**

〈槪 要〉

冷却塔, 密閉式冷却塔, 蒸發式凝縮器는 蒸發式冷却器의 분류에 속한다. 熱은 蒸發에 의해 제거되어, 重力에 따라 流下하는 水 film으로 부터 充塡物, 또는 密閉式冷却塔, 蒸發式凝縮器의 管群上을 흐르는 空氣에 전달된다. 따라서 공기側에서의 熱과 物質의 移動프로세스는 基本的으로는 동일하다. 各 型式에서의 차이는 冷却되는 流體側에서의 열저항의 형태가 다르다는 점이다. 이 無抵抗은 冷却塔에서는 아주 작으나 다른 두 경우에 있어서는 計算上 考慮하지 않으면 안된다. 이 論文은 이들 세 型式에 대해 통일된 理論을 적용할 수 있다는 것을 보여주기 위한 것이다. 그러므로 熱 및 物質移動抵抗의 計算을 위한 式에 대해 論議하고 있다. 또한 복잡성을 피하기 위해, Merkel의 근사식을 공기측의 열 및 物質移動計算에 利用하였다.

〈記 號〉

a	冷却器의 單位容積當 表面積(ft^2/ft^3)
A	表面積(ft^2)
A_F	空氣流에 直角인 冷却器의 前面面積 (ft^2)
C_P	流體의 比熱(Btu/ lb°F)
C	mC_P,(Btu/s·F)
D	管徑, D(外徑), D_{me}(平均徑)(ft)
G	質量速度, m/A_F(lb/s·ft^2)
h	熱傳達率(Btu/s·ft^2F)
h_w,h_w'	飽和水 film의 熱傳達率. hw는($T_s - T_i$), hw' 는($T_s - T_w$)에 대한 것
H	冷媒의 엔탈피(Btu/ lb)
i	濕空氣의 엔탈피(Btu/ lb)
k	水 film의 熱傳導率(Btu/s·ft·F)
k_t	管材의 熱傳導率
K_m	($i_i - i$)에 基礎를 둔 物質移動係數 (lb/s·ft^2)
K_{0m}	($i_w - i$)에 基礎를 둔 物質移動係數, i_w는 T_w에서 評價한 空氣엔탈피
$\dot{m}$	質量流量
NTU	式(3) 또는 (3a)에서 定義되는 移動單位數(無次元)
P_t, P_l	길이방향, 橫方向의 管配列 pitch(ft)
P_r	Prandtl 數(無次元)

* ASHRAE Transaction 1984, Part 2B, p 398(R.L. Webb, Ph. D., P.E 著)의 번역임.

** 正會員, 韓一技術硏究所

R_f	汚染係數($ft^2 \cdot s \cdot F/Btu$)	μ_w	T_{w2} 에서의 水 film의 粘度(lb/s·ft)
R_e	Reynolds 數(無次元)	ν	水 film의 動粘度(ft^2/s)
S_c	Schemit 數(無次元)	l	密度(lb/ft^3)
S_o	式(7)에서 定義되는 操作線의 기울기	ϕ	相對濕度(無次元)
S_t	式(8)에서 定義되는 連結線의 기울기		
p	充填物의 水의 흐름에 直角인 流路를 둘러싼 Perimeter 길이(ft)		〈添 字〉
T	溫度(F)	1	入口
$\bar{T}_w$	水 film의 平均溫度(F)	2	出口
U_o	式(5)에서 定義되는 film表面積에 基礎를 둔 熱通過率(Btu/s·ft²·F)	a	空氣
		f	蒸發式冷却器에서의 Process 流體
V_p	充填物容積(ft^3)	i	空氣－水境界面
w	絕對濕度(水蒸氣 lb／乾空氣 lb)	r	冷媒
Z	空氣流方向에서의 冷却器의 깊이	s	表面
Γ	$G_w P_t/Z$, 單位管長當의 水 film流量	W	水

1. 序 言

本稿는 冷却塔, 密閉式冷却塔 및 蒸發式凝縮器에 適用可能한 통일된 理論의 取扱에 대해 報告한다. 이 作業은 ASHRAE EF-322 "Algorithms for Simulation of Cooling Towers, Evaporative Condensers and Fluid Coolers"의 作成을 위한 委託硏究로 遂行되었다.

Algorithms은 Webb와 Villacres[1]에 의해 發表되어 있다.

Simulation Algorithm에는 前述한 세 열교환기 각각의 특성을 Simulate하기 위한 式을 必要로 한다. 圖 1은 각각의 蒸發式熱交換器를 說明하고 各各에 關係하는 溫度, 流量을 나타낸 것이다.

冷却塔의 理論에 관해서는 많은 硏究가 發表되어 있다.[2),3),4)]

Sutherland[2)]는 ASHRAE Handbook Equipment 編에 記述되어 있는 근사이론 以外에 엄밀한 理論도 發表하고 있다. 文獻을 살펴보면, 冷却塔工業系에서는 現時點에서 엄밀理論보다는 근사이론이 바람직하다고 한다. 冷却塔의 近似理論

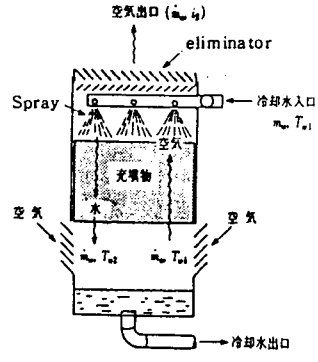


圖 1a 向流冷却塔

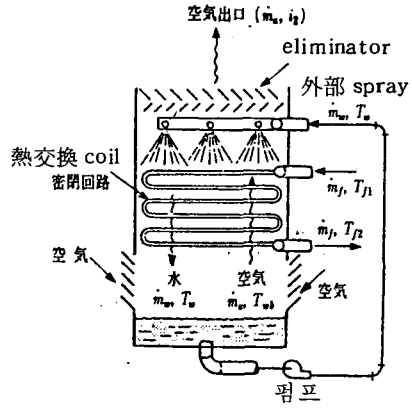


圖 1b 密閉式冷却塔

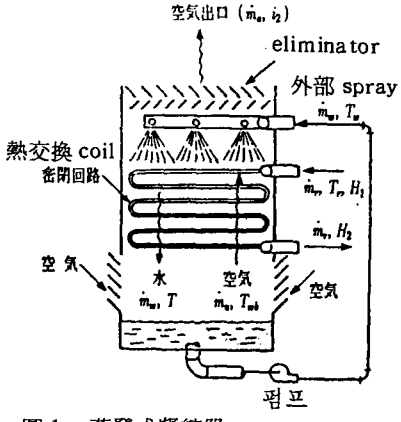


圖 1c 蒸發式凝縮器

에서는 다음 네가지 가정을 하고 있다.

1) 傳熱量은 습공기의 엔탈피 差로 나타낸다. 이 근사(여기서는 式 2)는 Merkel 의식이라 한다.

2) 에너지 收支에서 蒸發의 傾向을 무시하고 있다. 또 飛散水, Blow-down에 대해서도 무시하고 있다.

3) 濕空氣의 엔탈피는 습구온도만의 함수로 取扱한다. 嚴密하게는 乾球溫度와 絕對濕度의 函數이다.

4) 水 film의 熱抵抗을 무시하고 있다. 空氣-水境界面에서의 空氣엔탈피는 水 film溫度가 아니라 平均水溫으로 評價하고 있다.

最近에는 번잡한 計算에 대해서는 電算器의 利用이 可能하므로 實際로 최초의 세 가정에 대한 必要는 없어졌다. Majumder 등[4]은 電算器를 使用하기에 적합하고, 適用範圍가 넓은 解釋方法을 發表하고 있다. 液 film의 熱抵抗을 理論的으로 또는 實驗的으로 求하는 것은 困難하다.

그러므로, 平均水溫을 基礎로 한 驅動力에 基礎를 둔 엔탈피基準 總容積熱傳達係數가 使用되고 있다.

蒸發式凝縮器와 密閉式冷却塔의 設計理論에는 아주 깊은 關係가 있다.

兩者間의 커다란 차이는 蒸發式凝縮器에서는 냉매溫度가 일정하나, 密閉式冷却塔에서는 被冷却流體의 溫度가 5～20°C까지 變化하는 것이다.

따라서 密閉式冷却塔에서는 設計式이 그만큼 複雜하게 된다.

蒸發式凝縮器의 初期의 理論은 Goodman[5], 및 Wile[6]에 의해 展開되었다.

Kals[7]와 水科[8]는 密閉式冷却塔의 近似理論을 發表하고 있다.

Parker 와 Treybal[9]은 密閉式冷却塔의 熱 및 物質移動係數를 實驗的으로 구한 結果를 報告하고 있다. 또 Perez Blanco는 수직관에 대한 實驗結果를 報告하고 있다.

Leidenfrost 및 Korenic[11]는 權威있는 設計基礎와 함께 實驗데이터를 公表하고 있다. 密閉式冷却塔과 蒸發式凝縮器에는 모두 一般的으로 裸管을 使用한다. fintube를 使用하면 蒸發式冷却器에서의 冷却能力을 增大시킬 수 있으나, 이 能力增大는 fin表面이 充分히 젖어있는 경우에만 可能하다. fintube를 가진 冷却器에 관한 理論과 데이터는 Leidenfrost 과 Korenic[11] 및 Kried 등[12]에 의해 發表된 것이 있다.

文獻 1)에서의 性能 Simulation Algorithm에는 3種類의 型式 各各에 대한 性能을 說明할 수 있는 理論的 關係式이 必要하게 된다. 上述한 參考文獻을 調査한 結果, 冷却塔과 密閉式冷却塔의 設計式사이에는 거의 統一性이 없는 것을 알 수 있다. 그러나 水 film에서 水 film 表面上을 흐르는 空氣로 潛熱, 현열의 形態로 熱이 移動한다고 하는 理論은 三者 모두 같이 使用하고 있다.

三者의 各各에 대한 理論硏究에 따라, 세 型式 모두에 適用可能한 統一理論을 展開할 수 있다. 그러나 公表된 文獻에서는 理論을 統一的으로 取扱한 것은 없었다.

그러므로 여기서는 筆者등이 開發한 統一理論에 대해 說明하기로 한다.

2. 統一理論

複雜性을 피하기 위해 이 論文에서는 前述한 假定중 1, 2 및 4를 使用한다. 또 다음 事項을 追加로 假定하고 있다.

1) 冷却塔의 充填物, 蒸發式凝縮器와 密閉式冷却塔의 傳熱管의 表面이 均一하며 完全히 젖어있다.

2) 氣流는 偏流가 없고 全단면에 걸쳐 均一하게 흐른다.

3) 充填層內에서 熱 및 物質移動關係는 一定하다.

2.1 必要한 NTU

裝置의 크기를 計算한다는 것은 密閉式冷却塔, 蒸發式凝縮器에 대해서는 傳熱管의 表面積, 또 冷却塔에 대해서는 充填物의 表面積을 求하는 일이다.

이를 위해서는 먼저 다음 事項을 確實히 해둘 必要가 있다.

1) 冷却塔에서는 空氣의 流量, 密閉式冷却塔 및 蒸發式凝縮器에서는 水와 空氣以外에 被冷却流體(프로세스流體)流量 또는 냉매유량

2) 冷却塔充填物, 密閉式冷却塔 및 蒸發式凝縮器의 傳熱管群의 前面面積

3) 冷却塔의 水溫 range. 密閉式冷却塔의 被冷却流體의 出入口溫度差. 蒸發式凝縮器의 냉매의 出入口엔탈피差.

被冷却流體로 부터 除去된 熱量은 乾球溫度 T_{a1}, 相對濕度 ϕ의 空氣로 傳達된다.

流入濕空氣의 엔탈피는 T_{a1}, ϕ로 부터 쉽게 求할 수 있다. 에너지收支關係에서 다음 式이 成立되고 流出空氣의 엔탈피 i_2를 求할 수 있다.

冷却塔 : $\dot{m}_a(i_2 - i_1) = C_w(T_{w1} - T_{w2})$ ····· (1a)

密閉式 : $\dot{m}_a(i_2 - i_1) = C_F(T_{f1} - T_{f2})$ ····· (1b)

凝縮器 : $\dot{m}_a(i_2 - i_1) = m_r \Delta H$ ····· (1c)

密閉式冷却塔과 蒸發式凝縮器의 Spray 水의 엔탈피는 式(1b), (1c)에 考慮되지 않는다.

熱傳管群의 出入口에서는 Spray-水 溫度는 同一하며 變化하지 않기 때문이다.

空氣-水 film 境界面으로 부터 空氣流에의 熱과 物質移動을 組合하여 考慮하면 式(2)를 얻을 수 있다.

$$m_a d_i = K_m(i_i - i)dA \quad \cdots\cdots \quad (2)$$

여기서 i_i는 空氣-水 film 境界面의 飽和空氣의 式(2)는 入口와 出口狀態(i_i과 i_2)의 式(3)은 冷却塔, 密閉式冷却塔 및 蒸發式凝縮器 모두에 適用할 수 있다.

$$\frac{K_m A}{m_a} = \int_{i1}^{i2} \frac{d_i}{(i_i - i)} \quad \cdots\cdots \quad (3)$$

式(3)의 i_2는 式(1a), (1b), 또는 (1c)로 부터 구해진다.

적분치는 移動單位數(NTU)라고 하는 것이다. NTU는 必要한 傳熱量에 대해서 必要한 空氣-水 film境界面積을 나타내는 하나의 單位이다. 必要한 NTU는 熱交換器에서 흔히 使用되고 있는 UA/Cmin 값과 類似한 것이다.

Cmin는 熱交換器에서의 두傳熱流體중 $\dot{m}C_p$가 작은 값을 가진 쪽이다.

式(3)을 積分하기 위해서는 空氣流路에 沿하여 $(i_i - i)$의 값을 구하지 않으면 안된다. 따라서 다음의 關係를 확실히 해 둘 필요가 있다.

1) 流路의 各 場所마다 被冷却流體溫度의 函數로서, 各 場所에서의 濕空氣엔탈피를 求하기 위한 에너지收支에 관한 式

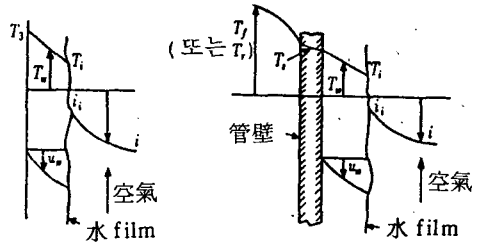
2) 各場所에서의 被冷却流體溫度에 있어서 空氣의 平均 엔탈피와 空氣-水 film 境界面에서의 局所空氣엔탈피와의 關係에 관한 式

以上을 위해 必要한 式을 다음에 說明한다.

2.2 에너지收支

에너지收支의 式은 圖2에 나타내는 微小面積

에서의 에너지收支를 考慮해 보면 얻을 수 있다.



(a) 冷却塔 (b) 蒸發式凝縮器와 密閉式冷却塔

圖2 film을 通過하는 移動

冷却塔 : $C_w dT_w = \dot{m}_a di$ ····· (4a)

密閉式 : $C_f dTf = \dot{m}_a di - C_w dT_w$ ····· (4b)

凝縮器 : $\dot{m}_r dH = \dot{m}_a di$ ····· (4c)

式(1)은 蒸發式冷却器의 出入口에서의 總括에너지收支이나, 式(4)는 蒸發式冷却器內의 局所的收支에 관한 것이다. 式(4b)에는 追加項 CwdTw가 包含되어 있다. 式(1)과 (4)를 比較하면 式(1b)와 (4b)를 除外하고는 그 形態가 같다. 式(4b)의 追加項은 傳熱管群을 Spray水가 流下하여 갈 때 水film의 엔탈피가 局所的으로 變化한다는 點을 計算에 考慮한 것이다. 그러나 이 項은 (1b)중에는 Spray數의 出入口溫度가 一定하여 變하지 않기 때문에 考慮하지 않았다.

傳熱管群의 上部에서는 水film은 加熱되고 下部에서는 冷却된다(圖3).

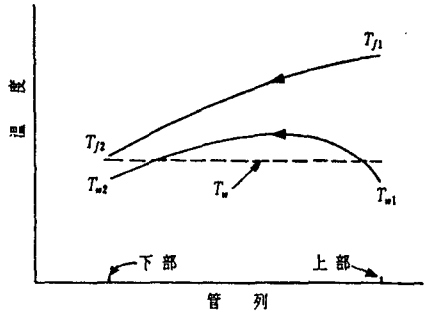


圖3 密閉式冷却塔에서의 溫度 Profile

式(4b)는 被冷却體로부터 水 film은 加熱, 또는 冷却되는 것을 나타낸다.

式(4c)에는 項 $C_w dT_w$이 考慮되지 않는다.

그 理由는 냉매온도는 거의 일정하기 때문에 水-film溫度가 거의 변하지 않기 때문이다.

2.3 空氣-水 film 境界面上에서의 空氣엔탈피

式(3)을 積分하는 데 필요한 關係는 空氣流路에 沿하여 $(i_i - i)$의 값을 구하는 것이다.

$(i_i - i)$을 包含하고 있는 式은 式(4)의 左側에 $h_w(T_s - T_i)dA$를 또 $\dot{m}_a d_i$를 $K_m(i_i - i)\,dA$로 置換하면 얻을 수 있다.

T_s는 充填物表面의 水film溫度, 또는 管表面의 水film溫度이나 未知의 값이다.

冷却塔에 대해서는 통상 $T_s = T_w$라 假定하고 있다.

T_w는 Spray水의 平均溫度이다. 密閉式冷却塔 및 蒸發式凝縮器에 대해서는 熱通過率 U를 使用하고 式을 $q = UA(T_f - T_i)$와 같이 表現함으로써 미지수 T_s의 導入을 피하고 있다. 여기서 T_f는 管內의 被冷却體의 局所溫度이다.

증발식응축기에서는 T_f가 아니고 T_r이 사용된다. 管內流體의 국소온도는 식(4)에서 구할 수 있다.

熱通過率은 다음 식(5)로 부터 구한다. 여기서 h_i는 管側의 열전달율이다.

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_f\right)\frac{D_o}{D_i} + \frac{t}{K_t}\frac{D_g}{D_i} + \frac{1}{h_w} \quad \cdots\cdots (5)$$

식(5)를 사용하여 식(4b)와 (4a)의 左側을 각각 $U_o(T_f - T_i)dA$, $U_o(T_r - T_i)dA$로 치환하면 식(4)는 다음과 같이 된다.

冷却塔 : $h_w(T_w - T_i)dA = K_m(i_i - i)dA$ ····· (6a)

密閉式 : $U_o(T_f - T_i)dA = K_m(i_i - i)dA - C_w dT_w$ ··· (6b)

凝縮器 : $U_o(T_r - T_i)dA = K_m(i_i - i)dA$ ····· (6c)

2.4 冷却프로세스의 圖式表示

蒸發式冷却器의 세가지 형식에 관련된 熱移動 프로세스는 圖 4와 같이 엔탈피-온도 線圖上에 圖示할 수 있다.

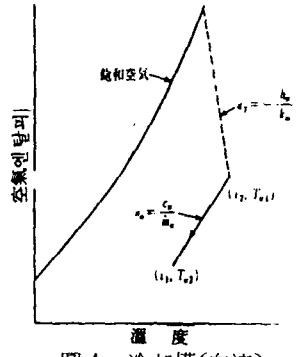


圖 4a 冷却塔(向流)

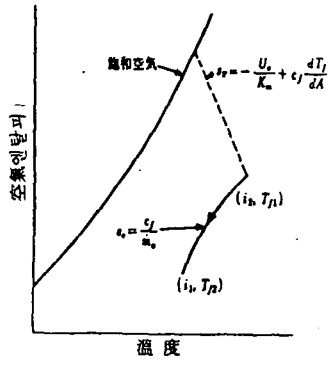


圖 4b 密閉式冷却塔

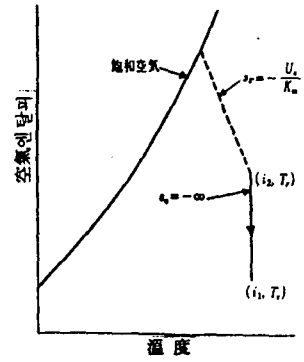


圖 4c 蒸發式凝縮器

그림에서, 1) i_{sat} (T)는 飽和空氣線을 나타낸다. 공기는 공기-水 film 境界面上에서는 포화되어 있다.

$$i_i = i_{sat}$$

2) 操作線. 이 線은 被冷却體의 온도의 함수로서 습공기의 엔탈피를 定義한 것이다. 操作線 S의 기울기는 에너지收支의 식인 식(4)를 di/dT에 대해 풀어서 구한다.

증발식냉각기의 각 형식에 대해서는 다음과 같이 된다.

冷却塔 : $S_o = di/dT_w = C_w/\dot{m}_a$ ····· (7a)

密閉式 : $S_o = di/dT_w = (C_f/\dot{m}_a) + (C_w/\dot{m}_a)dT_w/dT_f$ ··· (7b)

凝縮器 : $S_o = di/dT_r = \infty$ ····· (7c)

식(7c)은 일정온도에서 응축프로세스가 進行되므로 증발식응축기에 관해서는 $S_o = \infty$로 되는 것을 나타낸다. 식(7b)는 水 film은 傳熱管群으로부터 가열 또는 냉각되기 때문에 S_o은 傳熱管群의 수직깊이에 따라 변화하는 것을 나타내고 있다. Kals[7]는 密閉式冷却塔에 대해 $S_o = C_f/\dot{m}_a$로 된다고 설명하고 있으나 이것은 잘못된 것이다.

3) 연결선($tie-line$). 項($i_i - i$)중의 엔탈피 i_i, i는 국소공기-水film 경계면온도(T_i) 및 국소유체온도(T_{w1}, T_f 또는 T_r)로 부터 각각 구할 수 있다.

식(6)은 $S_T = (i_i - i)/(T_i - T_f)$에 대해 풀 수 있다.

여기서 T_f는 冷却되는 流體의 溫度이다. 連結線은 i_{sat} (T_i) 曲線과 操作線을 i (T_f)의 기울기로 연결하는 線分 S_T이다. S_T의 값은(6)에서 얻어지며 다음 값을 가진다.

冷却塔 : $S_T = -h_w/K_m$ ····· (8a)

密閉式 : $S_T = -\frac{U_o}{K_m} + \frac{1}{T_i - T_f}\frac{C_w}{K_m}\frac{dT_w}{dA}$ ····· (8b)

凝縮器 : $S_T = -U_o/K_m$ ····· (8c)

식(8a),(8c)는 冷却塔과 蒸發式凝縮器에 관한 한 S_T는 일정하다는 것을 나타내고 있다. 그러나 密閉式冷却塔에 관해서는 塔中의 空氣의 흐름에 沿하여 변화한다.

式(8a), (8c)을 檢討하여 蒸發式冷却器의 各形式에 대한 S_T의 값을 推定하는 것은 아주 흥미롭다. 物質移動係數는 熱과 運動量間의 類似性에 의해 近似的으로 구한다. 이 근사는 동일 치수(dimension)를 가진 것에 대해 質量移動係數(K_m)와 管群을 흐르는 空氣에 대한 熱傳達率(h_a)과의 관계설정이며, 그 결과 다음 식을 얻을 수 있다.

$$K_m = \frac{h_a}{C_{pa}} \left(\frac{P_r}{S_c}\right)^{2/3} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (9)$$

희박한 蒸氣와 空氣의 混合에 대해서는 $(Pr/Sc)^{2/3} = 1.1$, 또 蒸氣-空氣混合物의 비열은 $C_{pa} = 0.24 Btu/hrF$($1.0 KJ/Kg\cdot℃$).

傳熱係數에 대해서는 다음의 標準값으로 考慮한다.

$h_a = 15 Btu/hr\cdot ft^2\cdot F$ ($85 W/m^2\cdot℃$)

$h_w = 405 Btu/hr\cdot ft^2\cdot F$ ($2{,}300 W/m^2\cdot℃$)

$h_f = 1{,}303 Btu/hr\cdot ft^2\cdot F$ ($7{,}400 W/m^2\cdot℃$) 물(水)의 경우

$h_f = 704 Btu/hr\cdot ft^2\cdot F$ ($4{,}000 W/m^2\cdot℃$) 50 % 글리콜(Glycol)의 경우

$h_r = 599 Btu/hr\cdot ft^2\cdot F$ ($3{,}400 W/m^2\cdot℃$) R_{22}의 경우

$R_{fi} = 2.5\times 10^{-4} hr\cdot ft^2\cdot F/Btu$ (4.4×10^{-5} $m^2\cdot s\cdot℃/W$) 密閉式 冷却塔의 경우

式(9)에 $K_m = 69{,}016 m/ft^2\cdot hr$ ($337 Kg/m^2\cdot hr$, 식(6)에 上記의 계수를 적용하면 S_T의 값을 추정할 수 있다.

冷却塔 : $S_T = -6.82$

密閉式 : $S_T = -2.1 + C_w(dT_w/dA)$ 水의 경우

凝縮器 : $S_r = -2.9$

S_T의 값은, 필요 NTU를 구하기 위한 식(3) 중의 $(i_i - i)$값에 影響을 미친다. 냉각탑의 해석에서는 일반적으로 $S_T = -\infty$라 가정한다.

이 가정에서 i_i는 그 부분에서의 平均水溫에 대응하는 값을 구하는 것으로 된다. 그러나 上記의 計算結果에서 분명해지는 바와 같이 냉각탑에 대해서는 $S_T = -6.82$이나, $S_T = -\infty$로 하여도 상당히 正確한 結果를 얻을 수 있는 점을 알 수 있다. 그러나 냉각탑 이외의 것에 대해서는 양호한 결과를 기대하기는 어렵다.

S_T의 값이 작은 것은 공기-水 film 경계면 온도가 管側의 液溫보다 상당히 낮다는 것을 의미한다.

密閉式冷却塔의 S_T의 값은 空氣流路에 沿하여 변화한다.

管群의 상부근처에서는 $dT_w/dA > 0$이므로, T_w = 一定으로 계산하면 엔탈피 차는 크게 된다는 것을 의미한다. 그러나 管群의 하부에서는 반대로 된다. 이러한 효과는 圖3에 나타나고 있다. 水溫의 변화는 凸형으로 된다.

즉 操作線은 위로 볼록하게 된다(圖4b).

$(i_i - i)$의 項은 T_w = 一定 하다고 假定한 直線操作線의 경우보다 작다. T_w = 一定 하다고 가정하면 密閉冷却塔이 過大 또는 過小하게 計算되지 않는가를 검토해야 한다. 管群의 上下端에서의 變化에 의한 $(i_i - i)$는 上述한 이유로 평균화된다. 그러나 操作線을 直線이라 가정하는 것은 곡선의 경우에서 취하는 $(i_i - i)$보다 $(i_i - i)$는 확실히 큰 값을 취하게 되는 결과로 된다.

식(3)에서 $(i_i - i)$의 값이 크게 되면 필요 NTU는 작게 된다. 따라서 操作線을 直線으로 하면 과소한 냉각탑을 設計하게 되는 것이다. 그러나 K_m에 대한 설계치는 통상 밀폐냉각탑의 實驗데이터를 根據로 하게 되므로 T_w = 一定으로 하여 구한것은 實際보다 작게 된다. 그러므로 密閉式冷却塔이 過小하게 設計되는 것은 密閉冷却塔에서의 range (ΔT_f)가 設計에 使用되는 K_m을 구한 실험시의 ΔT_f보다 상당히 큰

경우에만 일어난다.

3. 傳熱係數와 物質移動係數

식(3), (5), (7) 및 (8)을 푸는 데에는 熱 및 物質의 移動値를 알고 있지 않으면 안된다.

각 형식에 대해서는 다음의 값을 필요로 한다.

冷却塔 – K_m와 h_w

密閉式 – K_m, h_w 및 h_f

凝縮器 – K_m, h_w 및 h_r

密閉式冷却塔 및 蒸發式凝縮器는 모두 水平管을 使用하고 있으므로 K_m과 h_w를 구하기 위해 利用可能한 式과 데이터가 있다.

이들을 다음에 정리하였다.

3.1 熱傳達率과 物質移動關係를 實驗으로 구하는 方法

실험적으로 구해진 K_m치는 실제로는 식(3)으로부터 導出된다. 따라서 오히려 K_{om}로 표현하는 것이 타당하다.

$$\frac{K_{om}A}{m_a}=\int_{i2}^{i1}\frac{di}{(i_w-i)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9a)$$

엔탈피 i_w는 平均 水 film溫度($\bar{T}_w$)에서의 포화공기의 엔탈피이다.

標準的인 流量 및 運轉狀態에서는 $\bar{T}_w$는 T_i보다 0.5℃ 이상 높게 되지는 않는다. 그러므로 K_{om}은 식(3)에서 구한 K_m과 數% 이상의 차가 있는 것은 아니다. 실험적으로 구한 K_{om}치는 각 부분에 대한(i_w-i)을 얻기 위해 S_T(식 8)의 값을 사용한다. 냉각탑에 대해서는 $S_T=\infty$라 가정하는 것이 보통이다. 실험적으로 구한 h_w과 k_{om}치는 주어진 형상에 대한 평균치인데 실제로는 입구·출구효과가 存在한다. 따라서 Spray 및 自由降下域의 效果가 K_{om}에 包含되어 있다. 一般的으로 알려진 K_{om}의 값은, 어떤 주어진 깊이를 가진 充填物에 대해 구한 값임을 認識해야 할 必要가 있다.

3.2 物質移動係數 K_m

(1) 冷却塔

대개의 冷却塔充填物은 아주 複雜한 형상을 가지고 있어서 그것에 대한 K_{om}을 解釋的으로 구하는 것은 不可能하다. 따라서 K_{om}을 구하기 위한 실험식은 該當 充填物의 形狀을 가진것에 대한 실험데이터로 부터 導出하지 않으면 안된다. 그러나 製造會社는 K_{om}의 데이터 값을 know-how로 생각하고 있으므로 公表된 文獻에서는 商業的으로 使用되고 있는 充填物의 데이터가 대부분 빠져있다. 최근의 硏究에 의하면 13種類의 splash형, 15種類의 film형에 대한 데이터가 公表되고 있다.[13-17] 公表된데이터를 여기서 설명하기에는 지면이 부족하므로 생략한다.

K_{om}은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{K_{om}\cdot a}{C_a}=C_1\left(\frac{G_w}{G_a}\right)^{(1-m)}Re_a^{-n}Z^{-p} \quad \cdots\cdots\cdots (10)$$

위 式에서 a는 充填物單位容積當의 空氣-水境界面積이다. 따라서 積($K_{om}\cdot a$)의 형태로 데이터가 구해진다. a가 명확하 되지 않는 한 K_{om}은 계산할 수 없다. film형 충진물에 대해서는 용적 V_p의 충진물의 표면적이 A_p라 하고 $a=A_p/V_p$로 하여 구할 수 있다. 그러나 충진물上部의 spray역, 충진물下部자유낙하역에서의 공기-水境界面積은 考慮되지 않는다. 따라서 실제의 값은 $a>A_p/V_p$로 된다. 또 splash형 충진물에서는 유효한 부분이 板사이의 自由落下域중에 있는 것이 명백하다.

上述한 최근의 연구[13)-17)]에 의하면 식(10) 중의 指數는 $0.5<m<0.6$, $0<n<0.2$, $0.7<p<1$이다. film형 충진물에 대한 충진물 깊이 Z를 포함하는 것은 상부 spray, 하부 자유낙하역의 效果를 고려하기 때문이다.

K_{om}를 구하는데 Lewis의 식(식 9)을 사용하게 된다. 이 方法에 따르면 冷却塔充填物과 同一形狀의 空氣側形狀을 가진 空氣-空氣, 또는 液-空氣熱交換器를 製作하지 않으면 안된

다. 熱交換實驗으로 구한 h_a를 식(9)에 代入하여 K_{om}이 도출된다. 이와같은 실험적방법이 正確하기 위해서는 전열표면이 冷却塔運轉時에 存在하고 있는 공기-水경계면과 같지 않으면 안된다.

따라서 이 方法은 總括的으로 表現한다면, splash型에는 적당하지 않다. 또 上部 Spray域, 下部 自由落下域의 $K_{om}\cdot a$에 대한 영향을 구하기 위해 別途의 方法을 使用하지 않는 以上, film型 充填物에 대해서도 誤差가 發生한다.

(2) 蒸發式凝縮器와 密閉式冷却塔

이들의 空氣側에는 同一形狀이 사용되고 있다. 즉 水平管群形狀이다. 市販品은 삼각배열形으로 거의 管徑의 2배의 위치에 설치된 5/8″ 또는 1″의 鋼管을 使用하고 있다. 水科 등[8)18)] 및 Parker와 Treybal[9)]는 12列의 것에 대해 K_{om}을 測定하고 있다. 이들의 測定은 密閉式冷却塔에 대해 施行되었다. 또 구해진 K_{om}는 水 film의 溫度를 일정하다고 가정한때의 것이다.

水科 등은 D=12.7, 19.05 및 40mm에 대해 P/Do=2를 가진 4 Bundle에 대한 그들의 시험결과를 근거로 하여 K_{om}에 대한 실험식을 도출하고 있다.

이 데이터는 $50<Re_w<240$, $1.2<Re_a\times 10^{-3}<14$의 범위의 것이다.

그들이 구한 실험식은 다음과 같다.

$$\frac{K_{om}\cdot a}{G_a}=2.5\times 10^{-2}\,Re_a^{-0.1}\,Re_w^{0.15}\,D_o^{-1.6} \quad \cdots\cdots (11)$$

徑 19mm管에 대한 Parker와 Treybal의 데이터는[10)], Re_a와 Re_w에 관한 指數가 각각 0.12, 0.0이다. 그들은 또 管群의 h_a(散水되고 있지 않을때의)를 측정하였는데, Lewis의 식(식 9)에서 구한 K_{om}은 측정한 K_{om}보다 50% 작은 것을 발견하였다. 測定된 K_{om}을 上部 spray域, 下部自由降水域에 의해 影響을 받아 크게 된다.

3.3 水 film 熱傳達率

垂直壁, 管群 表面을 흐르는 液 film의 熱傳達率에 대해서는 상당한 硏究가 실시되고 있다. 이 硏究는 飽和 및 過冷却된 film에 관한 것이다. Ganic과 Mastariah는 公表된 文獻에 대해 훌륭한 調査를 行하였다. 지금 問題로 되고 있는 蒸發式 冷却器에서는 과냉각된 液 film을 橫切하여 熱이 移動되고 있다.

過冷却 film에 대한 熱傳達率은 $(T_s-\bar{T}_i)$보다도 오히려 $(T_s-\bar{T}_w)$로 定義되고 있다. 그러므로 K_{om}을 使用할때에는 일관성을 유지하기 위해 $(T_s-\bar{T}_w)$로 정의된 液 film 熱傳達率 h_w'를 사용하지 않으면 안된다.

(1) 冷却塔 充填物

$h_w/K_m=\infty$의 가정은, 냉각탑에서 일반적으로 成立하기 때문에 冷却塔의 設計, 容量의 計算에 대해서는, 특별히 h_w를 알아야 할 필요는 없다. 그러나 h_w의 계산을 하고저 할때에는 과냉각 film에 대한 Ganic과 Hastaniah에 의해 주어진 식은 film型 充填物에 대해 상당히 정확한 결과를 얻을수 있다. 수직 평면상의 層流 및 亂流에 대해 勸奬되고있는 式은 다음과 같다.

$$h_w'\left(\frac{\nu^2}{gK^3}\right)^{1/3}=2.38\,Re_w^{-1/3}\quad (Re_w<1600) \quad \cdots\cdots (12a)$$

$$h_w'\left(\frac{\nu^2}{gK^3}\right)^{1/3}=1.02\times 10^{-3}\,P_r^{1/3}\,Re_w^{2/3}\quad (1600<Re_w<3200) \quad \cdots\cdots (12b)$$

$$h_w'\left(\frac{\nu^2}{gK^3}\right)^{1/3}=8.71\times 10^{-3}\,P_r^{1/3}\,Re_w^{0.4}\quad (Re_w>3200) \quad \cdots\cdots (12c)$$

여기서 $Re=2m_w/\mu_w P$, P는 充填物의 濕潤둘레

式(12)의 a, b, c는 境界面에 끊어짐이 생기지 않을때의 과냉각액의 重力에 의한 降下에 대한 것이며, 空氣流는 境界面에서 波를 일으킬 뿐만 아니라 film의 흐름을 지연시키고 있는데 가장 큰 効果로는 熱傳達率을 增大시키는 影響이 있다.

(2) 蒸發式凝縮器와 密閉式冷却塔

管群에 대한 水 flim 熱傳達率의 데이터는 水科등[18] 및 Parker, Treybal[9]의 蒸發式凝縮器에 대한 硏究에서 測定되고 있다.

그들의 測定은 空氣流가 아니고, $50 < Rew < 240$의 範圍에 있는 중력에 의한 물의 흐름에 관한 h_w에 대한 것이다. 兩者의 硏究結果는 10% 오차의 범위내에서 일치되고 있다.

管徑 12.7, 19.05 및 40mm에 대한 水科등에 의해 誘導된 實驗式은 다음과 같다.

$$h_w' = 137\left(\frac{\Gamma}{D_o}\right)^{1/3}$$

$$1,000 < \frac{\Gamma}{D_o} < 20,000 \frac{kg}{hr \cdot m^2} \quad \cdots (13a)$$

Conti의 데이터[20]와 비교하면 식(12a)는 기대한 結果를 얻고 있다.

Conti의 데이터는 水平管上에서의 포화암모니아 film의 蒸發에 관한 것이다.

Conti는 다음을 유도하였다.

$$h\left(\frac{\nu^2}{gK^3}\right)^{1/3} = 2.2\left(\frac{P_t}{D}\right)R_e^{-1/3} \quad \cdots\cdots (13b)$$

期待된 結果란 Reynolds數의 指數이다. 통상, 엷은 層流 film에 관한 Re수의 指數 m은 $-\frac{1}{3}$이나, 식(13a)에서는 $m=\frac{1}{3}$이다. 식(13a)와 (13b)에서의 指數의 差를 說明할 수 있는 論理的 理由는 없다.

식(13a)와 (13b)에 사용되고 있는 Re수는 삼각배열(三角配列)에 대해서 다음식으로 계산된다.

$$R_{ew} = 2G_w P_t / \mu_w \quad \cdots\cdots (13c)$$

4. 裝置크기의 計算法

裝置크기를 計算하는 것은 어떤 運轉狀態에 대한 냉각탑충진물, 管群의 칫수를 결정하는 것이다. 칫수는 공기류에 대한 정면면적 A_F와 管群 또는 충진물의 깊이 Z로 나타내어 진다. 크기의 計算에는 充填物 또는 管群의 깊이에 대해, 식(3)의 적분이 필요하게 된다. 上述한 바와같이 通常 熱傳達率과 K_m은 冷却器의 깊이에 대해서는 일정하게 된다. 냉각탑 및 증발식응축기에 대한 식(4a),(4c)는 프로세스 유체로 부터 그 부분에서의 熱流는 直接 空氣로 傳達되는 것을 나타내고 있다. 密閉式 冷却塔에 대해서는, 프로세스 流體와 空氣間의 에너지 收支는, 總括的 意味로는 平衡을 이루고 있으나, 式(4b)에 나타나는 것과 같이, 부분적으로는 성립되지 않는다.

프로세스 유체와 공기의 에너지 이동의 부분적 밸런스에 基礎를 둔 方法은 "프로세스流體空氣 에너지밸런스法"으로 정의되고, 표 1에 그 槪要를 나타낸다. 이 方法은, 밀폐식냉각탑에 대한 근사법이다.

그 이유는 管群上의 평균수온에 基礎를 두고 있으며, 또 공기-水경계면에서의 포화공기 엔탈피의 水 film의 온도 변화에 의한 영향을 계산에 고려하지 않은 데에 있다. 증발식응축기중에서 冷媒液의 과냉각이 있으면, 오차가 생긴다. 管群은 水 film 온도의 저하를 계산에 넣지않으면, 작게 계산된다. 프로세스 유체로 부터 각 부분에서의 熱流가 직접공기로 전달된다고 하면, 설계방법의 기본은 냉각탑, 증발식응축기 및 밀폐식냉각탑에서는 동일하다. 이 방법은 냉각탑 및 증발식응축기에 대해서는 정확한 방법이나, 密閉式冷却塔에 대해서는 近似的인 것으로 된다. 密閉式冷却塔에 대해 정확한 방법은 水 film을 가열 또는 冷却하는 것과 같이, 프로세스 유체로 부터 熱의 일부가 출입하는 사실을 계산에 고려하지 않으면 안된다. 密閉式 冷却塔에 대한 정확한 增分設計法을 부록에 나타낸다.

冷却塔에 대해서는 근사 $h_w/K_m = \infty$를 사용한다면 h_w를 알 필요가 없다. 그러나 실험적으로 구한 K_{om}은 동일의 근사하에서 구한것이 아니면 안된다.

(表 1) 프로세스 유체 - 공기에너지 收支法에 의한 장치크기의 계산

項 目	冷 却 塔	密 閉 式	凝 縮 器
充填物의 規格, 管群칫수	充填物規格	D, P_t	D, P_t
運轉條件			
a. 프로세스유체	m_w, T_{w1}, T_{w2}	$\dot{m}_f$, T_{f1} T_{f2}	$\dot{m}_r$, H_1, H_2
b. 공기 질량 속도	G_a	G_a	G_a
c. 공기류에 직각인 前面面積(A_F)의 계산	$C_w(T_{w1}-T_{w2})/G_a$***	$C_f(T_{f1}-T_{f2})/G_a$***	$m_r(H_1-H_2)/G_a$***
d. 순환수량(m_w)	N/A	$G_w A_F$	$G_w A_F$
열전달율 U값의 계산	h_w*, **	h_f*, h_w(식 13)	h_r*, h_w(식 13)
K_{ma}/G_a 의 계산	실제조건으로부터	식(11)	식(11)
NTU의 계산	식(3)	식(14)	식(14)
충진물, 管群깊이의 계산 $Z=(K_{ma})/G_a$	$(K_{ma})/G_a$	$(K_{ma})/G_a$	$(K_{ma})/G_a$

註): * 回路當 설계유량에 대한 적정한 설계 조건으로 부터 **$h_w/K_m=-\infty$라 가정할 수 있으면 필요가 없다. *** A_F의 계산에 관계하는 항목으로 이 식으로 부터 A_F를 계산할 수는 없다.

같은 가정($U_o/K_m=\infty$)는 蒸發式凝縮器, 密閉式冷却塔에 대해서는 適正하지 않다. 있으므로 U_o 値를 計算해야 한다. 冷却塔에 관한 計算方法은 對向流, 直交流 모두 잘 알려져 있음으로 여기서 다시 說明할 必要는 없을 것이다.

표 1에 세 종류의 증발식냉각기의 크기를 계산하기 위한 "Process Fluid - Air Energy Balance" 方法을 整理해 보았다. 計算에서의 要點은 (3)의 積分에 있다. 이 積分値가 NTU이다. 同一計算方法을 모든 蒸發式冷却器에 使用可能하다. 또한 상당한 單純化가 凝縮器 및 密閉式蒸發器에 대해서는 가능하다. NTU計算을 다음에 설명한다.

5. NTU의 計算

NTU의 계산방법을 설명한다. 이하에 설명하는 두가지 方法 모두 프로세스 유체로 부터 각 부분에서 熱流는 공기로 직접 전달된다고 가정하고 있다. 이것은 냉각탑 및 증발식응축기에 대해서는 정확하나, 밀폐식냉각탑에 대해서는 근사로 된다.

방법 1은, 냉각탑에 대한 것이다. 또한 蒸發式凝縮器, 密閉式冷却塔에도 사용할 수 있다.

방법 2은, 方法 1보다 간단하지만, 증발식응축기와 밀폐식냉각탑에만 적용된다.

5.1 方法 1

이 方法에서는 式(3)의 적분을 충진물 또는 管群을 몇개의 구역으로 분할하고 각 區域에서의 (i_i-i)를 구하여, 數値積分에 의해 NTU를 구한다. 操作線의 式(7)로 부터 i를, 또 連結線의 式(8)로 부터 i_i를, 각 區域마다 구한다.

$i_i=i_{sat}$ (Ti)로 하여 각 구역에서의 i_i에 대한 식(8)을 반복하는 방법으로 풀수 있다. 冷却塔 設計者는 $T_i=T_w$ 라는 假定을 해두고, 방법 1[21]을 사용하는 것이 보통이다.

이 방법은 정확하지는 않으나 계산은 간단하다. 그러나 蒸發式凝縮器와 密閉式冷却塔에서 U/K_m 값은 비교적 작은 有限値를 가지게 된다. 그러므로 각 구역마다 反復하는 方法을 行할 필요가 있다. Kals[7]는 밀폐식냉각탑에 대한 방법 1의 사용에 관해 설명하고 있다. 水 film 온도는, 증발식응축기에 대해 一定(密閉式冷却塔에 대해서는 近似的으로 일정)하기 때문에 이러한 두가지의 것에 대해서는 상당히 簡略化 할 수 있다.

5.2 方法 2

水 film 溫度는 凝縮器에 대해서는 一定하므로 i_i는 空氣流路에 沿하여 모든 點에서 일정하다. 그러므로 식(3)은 직접 적분된다. 水科등의 밀폐식냉각탑에 관한 데이터[8]에 의하면, 水 film 溫度의 變化는 2°C 또는 그 以下이다. 따라서 密閉式冷却塔에서 水 film 溫度를 일정하다고 가정하는 것은 좋은 근사방법이다. 방법 2는 水科등[8]에 의해 도출된 방법으로 Mc Adams에 의해 개요가 소개되고 있다.[22]

i_i를 일정하다고 하면, 식(3)의 적분은, 다음과 같이 된다.

$$NTU = I_n \frac{i_i - i_1}{i_i - i_2} = \frac{K_m A}{m_a} \quad \cdots\cdots (14)$$

T_i를 구하기 위한 식이 필요하게 된다. 식(6b)와 (6c)은 각각 밀폐식냉각탑과 증발식응축기에 대하여 T_i을 구하기 위한 식으로 사용되고 있다.

(1) 蒸發式凝縮器

式(6c)에서 T_i, T_r과 i_i는 일정하므로, 식(6c)의 적분은 다음과 같이 된다.

$$H_1 - H_2 \equiv \Delta H = \frac{U_o}{m_r}(T_r - T_i)A \quad \cdots\cdots (15a)$$

A에 대한 식(15a)를 적분하면

$$A = \left(\frac{\dot{m}_r \Delta H}{U_o}\right)\left(\frac{1}{T_r - T_i}\right) \quad \cdots\cdots (15b)$$

식(14)에 식(15b)을 代入하면

$$I_n \frac{i_i - i_1}{i_i - i_2} = \frac{K_m \Delta H}{U_o} \times \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \times \frac{1}{(T_r - T_i)} \quad \cdots\cdots (16)$$

$i_i(T_i)$는 $i_{sat}(Ti)$인 점에 주목하면 식(16)은 T_i에 대해 반복하는 방법으로 풀수있다. 식(14)에 $i_i = i^{sat}(T_i)$를 넣으면 NTU를 구할 수 있다.

(2) 密閉式冷却塔

식(6b)를 적분하면

$$I_n \frac{T_{f1} - T_i}{T_{f2} - T_i} = \frac{U_o A}{C_f} \quad \cdots\cdots (17)$$

A에 대한 식(17)을 풀어 식(14)에 代入하면

$$\frac{T_{f1} - T_i}{T_{f2} - T_i} = \left(\frac{i_i - i_1}{i_i - i_2}\right) \exp\left(\frac{U_o}{C_{pf} K_m} \times \frac{m_a}{m_f}\right) \quad \cdots\cdots (18)$$

식(18)은 T_i 및 $i_i(T_i)$에 대해 반복하는 방법으로 푼다. 그 결과와 식(14)에서 NTU를 계산한다.

6. 容量計算

能力(容量)計算은, 特定의 運轉狀態(流量, 流出 또는 流入 프로세스 流體溫度)에 대해 주어진 蒸發式冷却器의 能力을 구하는 것이다. 능력(용량)계산의 目的은 設計點과 다른 條件에서 運轉될때 냉각기의 용량을 구하는 것이다. 입구유체 온도 또는 유량 및 온도등이 설계치와 다를때에의 용량을 구할 필요는 많다.

모든 流體速度는 이미 알려져 있으므로 표1에 열거된 熱物質移動係數는 直接計算 可能하다

容量計算에 使用하기 위한 $K_m a/G = NTU\,a$(이용가능한 NTU)와, 또한 NTUr(필요한 NTU)를 식(3)으로 부터 구한다. 그 후의 계산은 증발식냉각기의 형식별로 설명한다.

6.1 冷却塔

入口水溫이 決定되면 向流 冷却塔에 대해서는 반복 계산이 필요하게 되나, 直交流에 대해서는

필요하지 않다. 向流冷却塔에 대해서는 출구수온을 가정하면, 塔下部에서 부터 計算을 始作하여, 水溫增分當 空氣의 엔탈피增分을 결정한다. 增分을 根據로 하여 식(3)을 使用, 增分別로 NTU를 구할수 있다. NTUr＝NTUa로 될때까지 增分을 가산한다. 같게되면 容量計算은 完了되고, 입구온도가 결정된다. 直交流에 대해서도 이와같은 직접 계산법이 사용된다. 여기서는 입구水量이 결정되어 있다. 文獻21에 이 계산법이 설명되어 있다. 어떤 입구수온에 대해 向流냉각탑의 용량을 구하는데는 반복계산이 필요하다. 이용가능한 NTU(NTUa)의 계산으로 부터 출발하여, 출구수온을 구한다.

장치크기의 계산에서 필요한 NTU(NTUr)을 계산한다. NTUr＜NTUa이면 出口水溫을 높여 NTUr에 대한 계산을, NTUr＝NTUa로 될때까지 반복한다.

6.2 蒸發式凝縮器

前項에서 說明한 冷却塔에 대한 方法과 比較하면서 下記에 용량계산법을 說明한다.

1) 식(11)에 의해, 조건으로 미리 주어진 $\dot{m}_w$로 부터 $NTUa = K_m A/\dot{m}_a$ 를 계산한다.

2) 설계점에서의 $\dot{m}_r$을 구하고 다음에, 예를들면 $\dot{m}_r/2$에서 계산을 시작하여 식(16)으로 부터 평형水film온도(T_w)를 계산한다.

3) 식(14)에 의해 필요한 NTU(NTUr)을 계산한다.

4) NTUa와 NTUr을 비교하여 냉각탑에서 설명한 바와 같이 반복한다.

6.3 密閉型冷却塔

蒸發式凝縮器와 step2를 제외하고는 같은 step을 밟아 계산이 진행된다.

step2에서는 ΔT_f를 결정한다. 다음에, 예를들면 $\Delta T_f/2$를 使用, 反復計算을 시작한다. 水의 平衡溫度는 式(18)에서 구한다.

7. 結 言

이 論文에서는 冷却塔·蒸發式凝縮器 및 密閉式冷却塔의 熱解析을 하기 위한 統一된 取扱에 대해 說明하였다. 同一한 基礎理論이 水film과 空氣사이의 熱 및 物質移動에 適用되었다. 그러나 냉각탑과 증발식응축기, 밀폐식냉각탑에 사용되고 있는 管群과의 形狀의 差에 따라 水film과 空氣間의 物質移動係數의 式은 달라지고 있다. 蒸發式凝縮器 및 密閉式冷却塔에서는 第3의 媒體가 使用되고 있으므로, 熱 抵抗이 가해지고 $S_T = -\infty$라 하는 가정(일반적으로 냉각탑에서는 사용되고 있다)가 許容되지 않게 된다.

熱移動 프로세스의 圖示表示는 各各의 形式에 대해 特有한 運轉傾向을 나타낸다.

式 및 相互關係에서는 各 形式에 대한 熱 및 物質移動係數를 論議하였다.

蒸發式冷却器의 各 形式에 대해, 크기와 용량의 계산방법에 대해서도 설명하였다.

著者가 알고있는 한도내에서는 공동의 用語를 사용하고 증발식냉각기의 세형식의 모두를 공통의 이론적 취급으로 다룬것은, 이 논문이 최초의 것이라 생각된다.

〈附錄〉 密閉式冷却塔의 差分計算法

增分法은 정확한 방법이다. 式(6b)에서 $T_w = 0$의 가정을 취하지 않는다.

이 方法은 表1의 step 1에서 부터 4를 使用한다. 순환수온도($\bar{T}_w$)를 가정할 필요가 있다

表(8)을 근거로 하는 差分法은 $T_{w1} = T_{w2} = \bar{T}_w - 2℃$라 가정하는 데서 부터 시작된다.

장치크기의 계산에 대해서는 熱負荷를 몇개의 增分으로 나눈다. 解는 管群의 下部에서부터 시작하여 구한다. 최초의 增分에 대해서 旣知의 값은 出口流體溫度 $T_f(1)$, 空氣入口엔탈피 $i(1)$ 및 가정한 물의 出口溫度이다.

各 增分에서 프로세스流體로 부터의 傳熱量은 $q_f = q_f/n$이다.

이 方法은 各 增分에서 q_f를 제거하기 위해 필요한 面積A를 계산한다.

各 增分에 대한 일반계산방법은 下記와 같이 $T_{f,j}$, $T_{w,j}$ 및 i_j의 값을 가정하여 행하는 것이다.

1) $\Delta A_j = \dfrac{\Delta q_f}{U_o(T_{f,j} - T_{w,j})}$

2) $\dfrac{i_{i,j} - i_j}{i_j - i_{j+1}} = \exp\left(\dfrac{K_m \Delta A_j}{m_a}\right)$

(i_{j+1}에 대해 푼다)

3) $\Delta q_{a,j} = C_a(i_{j+1} - i_j)$

4) $q_{w,j} = \Delta q_f - \Delta q_{a,j}$

5) $\Delta q_{w,j} = C_w(T_{w,j+1} - T_{w,j})$

($T_{w,j+1}$에 대해 푼다)

6) step 1로 되돌아 간다.

最終의 增分($j = n$)이 계산되면 入口水溫은 旣知로 된다.

그러나 境界條件으로서 $T_{w2} = T_{w1}$이 주어져 있다. 入口溫度를 가정한 出口溫度와 비교한다. 그 差가 0.1℃(0.18℉)이상인 때는 새로운 T_{w2}에 대해 전체계산을 반복한다. $T_{w1} = T_{w2}$에 대해 만족할 수 있는 결과가 얻어지면 계산은 여기서 끝난다. 필요한 표면적은 다음 式으로 구한다.

$$A = \sum_{j=1}^{n} A_j$$

參 考 文 獻

1) Webb, R. L., Villacres, A.: Algorithm for Performance of Colling Towers, Evaporative Condensers and Fluid Coolers, ASHRAE Trans., V-90, Part 2, 1984.

2) Sutherland, J. W.: Analysis of Mechanical-Draught Counterflow Air/Water Cooling Towers, J. Heat Transfer, Vol. 105, 1983, pp. 576-583.

3) Anon: ASHRAE Handbook-1981 Fundamentals, Chepter 3, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

4) Majumdar, A. K., A. K. Singhal, D.B. Spalding: Numerical Modeling of Wet Cooling Towers-Partl, Mathematical and Physical Models, J. Heat Transfer, Vol. 105, 1983, pp. 728-735.

5) Goodman, W.: The Evaporative Condenser, HPAC, Vol. 10, No. 3 (PP. 165-168), No. 4 (PP. 225-258), No. 5, 1938, PP. 327-328.

6) Wile, D. D.: Evaporating Condensers, HPAC, Vol. 30, No. 8, 1958, PP. 153-157.

7) Kals, W. A.: Wet-Surface Air Coolers Chemical Engineering, July 26, 1971, PP. 90-94.

8) 水科, 伊藤, 宮下 : Characteristics and Methods of Thermal Design of Evaporative Coolers, Int. Chem. Eng., Vol. 8, 1968, PP. 352-359.

9) Parker, R.O., Treybal, R.E.; The Heat Mass Transfer Characteristics of Evaporative Coolers, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 57, No. 32, PP. 138-149, 1954.

10) Pereg-Blanco, H.: Study of Heat and Mass Transfer in a Vertical Tube Evaporative Coolers, ASME Paper 82-WA/HT-75, 1982.

11) Leldenfrost, W., Korenic, B.; Evaporative Cooling and Heat Transfer Augmentation Related to Reduced Condenser Temperatures, Heat Transfer Eng., Vo. 3, No. 3-4, 1982, PP. 38-56.

12) Kried, D.K., Johnson, B.M.,Faletti, D. W.: Approximate Analysis of Evaporative Heat Transfer from a Finned Surface, ASME Paper No. 78-HT-26, 1978.

13) Lows, H.J., Christie, D.G.; Heat Transfer and pressure Drop Data on Cooling Tower Packings and Model Studies of the Resistence of Natural-Drafts Towers to Air flow, Proc. 1961 Int. Heat Transfer Conf., Pub. by ASME, New York, Part V, 1961, PP. 933-950.

14) Kelley, N.W., Swenson, L.K.: Comparative Performance of Cooling Tower Packing Arrangements, Chemical Engineering Progress, Vol. 52, 1956, PP. 263-269.

15) Skold, J.O.: Energy Savings in Cooling Tower Packings, Chemical Engineering Progress, Vol. 77, No. 11, 1981, PP. 48-53.

16) 手塚 : Performance of Aqueous-Film-Type Packing of Cooling Tower, Heat Transfer-Japanese Research, Vol. 2, No. 3, 1973, PP. 40-52.

17) 林, 平井, 大久保 : Volumetic Film Coefficients in Cross-Flow Cooling Towers, Heat Transfer-Japanese Research, Vol.2, No.2, 1973, PP. 1-6.

18) 水料, 伊藤, 宮下 : Experimental Study of an Evaporative Cooler, Int. Chem. Eng., Vol. 7, No. 4, 1967, PP. 727-732.

19) Ganic, E.N., Mastanaiah: Hydrodynamics and Heat Transfer in Falling Film Flow, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, ed., S. Kakac, R. K. Shah an- A. E. Bergles, Hemisphere, D.C., 1983, PP. 487-528.

20) Conti, R.J.: Experimental Investigation of Horizontal-Tube Ammonia Film Evaporative with Small Temperature Differentials, Proc. 5th Ocean Thermal Energy Conversion Conf., Miami Beach, FL, 1978.

21) Anon.: ASHRAE Handbook-1983 Equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

22) McAdams, W.H.: Heat Transmission, Mc-Graw-Hill, New York, 1952, P. 364