

|||||
論 文
|||||

回轉型 吸收式 除濕機에 關한 研究

金 英 一* 金 孝 經**

A Study on the Rotary Absorptive Dehumidifer

Young Il Kim* Hyo Kyung Kim**

ABSTRACT

A numerical analysis has been conducted on the dehumidification phenomena of rotary absorptive dehumidifier.

Parameters that affect the dehumidification efficiency, such as regeneration temperature, humidity, rotor angular velocity, air flow rate and regeneration section angle are studied and optimum driving conditions are determined from the results.

Furthermore three new types of dehumidification method are developed to improve the efficiency. They are named MODE 2, 3 and 4, while the present one MODE 1. Cooling zone has been constructed between regeneration and process zone in MODE 2 and as a result exit temperature of the process air decreases. MODE 3 an improvement of MODE 2, recirculates the cooling air into the regeneration zone and regeneration input as well as exit temperature decreases. In MODE 4, some of the regeneration air is recirculated and it cuts down the regeneration input. Among them MODE 3, showed the best dehumidification efficiency.

<記 號>

a 差分式 係數
A 面積
C 比熱
D 差分式의 擴散係數

F 差分式의 流動係數
h 對流熱傳達係數
H 絕對濕度
i 엔탈피
k 傳導熱傳達係數
Nu Nusselt 數
P Peclet 數
P_{sat} 飽和水蒸氣壓

* 서울大學校 大學院 機械工學科

** 正會員, 서울大學校 大學院 機械工學科

P_{veg}	平衡水蒸氣分壓
r	圓筒座標係 半徑方向
RH	相對濕度
S	生成率
T	除濕로우터 溫度
u	速度
V	體積
W	염화리튬의 水分濃度
x	圓筒座標係의 軸方向
Y	空氣 溫度
Y_{out}	外氣 溫度
β	物質移動係數
A	單位體積當의 接觸面積
Ω	開空率
Γ	擴散係數
λ	水分의 潛熱
θ	圓筒座標係의 圓柱方向
ANGC	冷却部 角度
ANGR	再生部 角度
CA	冷却空氣
HCE	冷却空氣 出口 絕對濕度
HCI	冷却空氣 入口 絕對濕度
HPE	處理空氣 出口 絕對濕度
HPI	處理空氣 入口 絕對濕度
HRE	再生空氣 出口 絕對濕度
HRI	再生空氣 入口 絕對濕度
PA	處理空氣
QP	處理空氣 風量
QR	再生空氣 風量
RA	再生空氣
RPH	回轉數
VC	冷却空氣 面風速
VP	處理空氣 面風速
VR	再生空氣 面風速
YCE	冷却空氣 出口 溫度
YCI	冷却空氣 入口 溫度
YPE	處理空氣 出口 溫度
YPI	處理空氣 入口 溫度

YRE	再生空氣 出口 溫度
YRI	再生空氣 入口 溫度

1. 緒 論

除濕은 空氣中の 水分을 目標值까지 減少시키는 空氣調和의 한 分野로 産業과 文明이 發達함에 따라 그 用途 및 重要性이 날로 增加하고 있다. 예를 들어 電子, 機械, 食品, 醫藥, 紡績産業, 藏書管理등 많은 分野에서 濕度の 調節은 品質의 向上 및 維持를 爲하여 必須的인 條件으로 되어있고, 특히 尖端産業인 半導體産業과 電算室에서는 正確한 濕度調節이 要求되고 있다.

除濕方式은 冷却式, 壓縮式, 吸收式 등 4가지로 分類된다.¹⁾ 이 중 回轉型 吸收式 除濕方式은 連續的으로 低露點의 空氣를 얻을 수 있고, 小規模의 裝置로 大風量을 處理하는 長點을 지니고 있으므로 冷却式 除濕과 함께 폭넓게 使用되고 있다. 이 方式의 除濕原理는 다음과 같다.^{1),2)}

吸收劑인 염화리튬 結晶을 含浸시킨 실린더 形態의 除濕로우터를 低速(5~25rph)으로 回轉시키면서 水分除去와 再生을 同時에 行한다. 除濕로우터의 內部構造는 單位體積當의 表面積을 增大시키기 위하여 허니콤狀의 構造를 지닌다. 염화리튬의 特性은 室溫 정도의 低溫에서는 水分分壓이 낮고, 高溫에서는 높으므로 空氣와의 水分分壓差에 따라 水分이 吸收劑 內로 吸收되기도 하고 放出되기도 한다. 이와같은 原理로 除濕로우터는 Fig.1(a)에서 보여주는 바와 같이 處理부와 再生부로 區分되어 多濕한 處理空氣는 處理부를 通過하는 사이에 空氣中の 水分이 除濕 로우터內의 염화리튬에 吸收되어 乾燥空氣가 되어 排出된다. 水分을 吸收한 염화리튬은 回轉에 의해 再生부로 移動하여 加熱된 高溫의 空氣에 의해 水分을 放出하고 再生된다. 再生된 吸收劑는 回轉에 의해 處理부로 移動하여 다시 除濕을 行한다.

除濕은 水分의 潛熱을 處理하므로 어느 方式이나 動力이 많이 所要되는 問題點이 있다. 回轉型 吸收式 除濕方式도 再生熱源으로 많은 動力이 要求되고 있어 本 研究에서는 數值解析을 通하여 再生熱源을 가능한 最少로 줄이면서 最大의 除濕量을 얻기 위하여 再生溫度, 再生空氣溫度, 回轉速度, 再生風量比 및 再生面積 등의 因子가 除濕效率에 미치는 影響을 考察하고 最適 運轉條件을 求한다.

除濕은 대체로 濕도가 높은 夏節期에 行하게 되는데 水分의 潛熱을 處理하는 過程에서 溫度는 上昇하게 된다. 이러한 高溫의 乾燥된 空氣를 室內로 그대로 내보낼 수 없으므로 除濕機는 單獨으로 쓰이지 않고 出口空氣의 溫度를 低下시키는 冷凍機와 併行하여 使用하는 境遇가 많다. 즉, 出口溫度의 低下가 冷凍負荷의 減少를 意味하므로 本 研究에서는 除濕量의 增加, 再生熱源의 減少뿐만 아니라 出口溫度의 低下에도 重點을 두고 있다.

再生部를 通過하여 處理部의 始作이 되는 部分의 吸收劑는 水分含有量은 적지만 高溫이라 平衡水分分壓이 相當히 높다. 이 높은 分壓으로 因하여 이 部分은 空氣의 除濕에는 별로 寄與하지 못하고 出口溫度를 不必要하게 上昇시키는 主要原因이 되고 있다. 종래 除濕方式의 이러한 點을 補完한 것이 MODE 2이다. MODE 2에서는 Fig.1(b)에서 보여주는 바와 같이 再生部와 處理部 中間에 冷却部를 設定하여 再生히터를 通過하지 않은 一部 低溫의 空氣를 바이패스(bypass)시켜 高溫의 除濕로우터를 冷却함으로서 處理空氣 出口溫度를 종래의 方法에 比하여 低下시키고 있다.

MODE 2에서 冷却部를 通過한 空氣는 除濕로우터의 高溫部를 通過하므로 高溫이 된다. 이 高溫의 空氣를 MODE 2에서와 같이 室外로 放出시키지 않고 再生히터 入口로 보내어 外氣와 混合하면 再生熱源負荷를 減少시킬 수 있고, 이 方式이 MODE 3이다. MODE 3에서는 出口溫度를

低下시키기 위하여 冷却部를 設定한 것은 MODE 2와 같으나 再生熱源負荷를 低下시키기 위하여 高溫의 冷却部 出口空氣를 再生部로 再循環하고 있고, 그 回路圖는 Fig.1(c)에서 보여주는 바와 같다.

從來 除濕方式(MODE 1)에서 再生部를 通過한 空氣는 多濕하지만 比較的 高溫이라 MODE 4에서는 이 중 一部를 再生部 入口로 再循環시켜 再生熱源負荷의 減少를 試圖하고 있다. MODE 4의 回路圖는 Fig.1(d)에서 보여주고 있다.

Fig.1(a)에서 RA는 再生空氣, PA는 處理空氣를 의미하고, ①은 再生空氣 入口, ②는 再生空氣 出口, ③은 處理空氣 入口, ④는 處理空氣 出口에서의 溫度 및 濕도를 각각 나타낸다.

以上과 같이 MODE 1, 2, 3, 4에 對한 計算을 遂行하여 各 方式의 性能을 比較, 檢討한다.

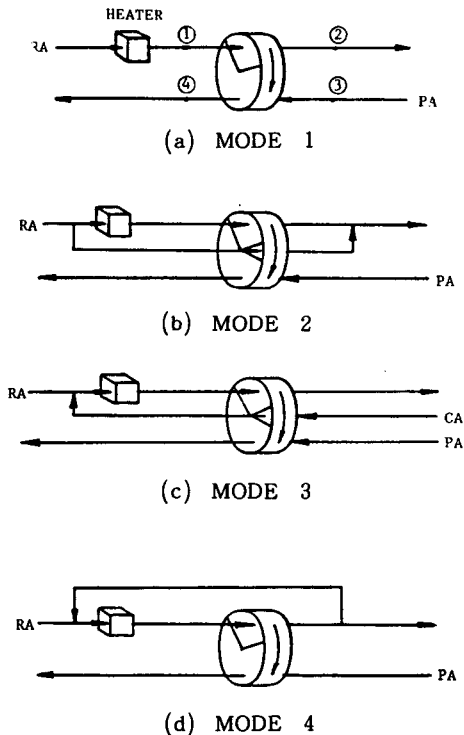


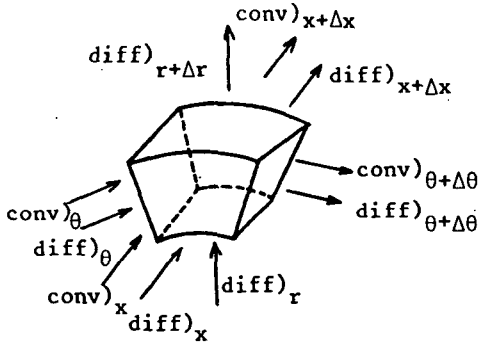
Fig.1 Schematic Diagram of Various Modes

2-1 解析方法

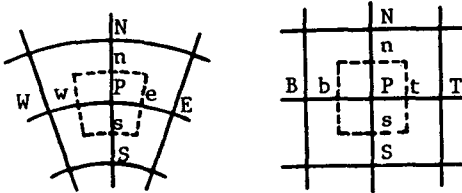
이 現象은 熱 및 質量의 擴散과 對流가 存在하는 3次元 問題이다. 空氣의 除濕로우터에 熱 및 質量保存의 法則을 空間上에 固定된 檢査체적에 對하여 適用하면 4개의 支配方程式이 誘導된다.

이 네 式은 Patankar의 Power law scheme²⁹을 利用하여 數值計算을 위한 差分式으로 變換되고, 원하는 수렴범위가 얻어질 때까지 TDMA 方法으로 反復計算하여 解를 求한다.

座標係는 r, θ, x의 원통좌표계를 利用하고, 檢査체적 및 格子의 모양은 Fig.2에서 보여주고 있다.



(a) Control Volume



(b) Grid Structure in x-surface

(c) Grid Structure in theta-surface

Fig.2 Control Volume and Grid Structures

2-2 數值解析을 위한 假定

數值解析에 使用된 假定은 다음과 같다.

- (1) 定常狀態이다.
- (2) 空氣는 x 方向의 速度 成分만을 지니고, θ 方向의 速度는 無視한다.

(3) 空氣와 除濕로우터의 物性值는 一定하다(例 k, ρ, C).

(4) 로우터의 허니콤構造는 Fig.3에서 보여주는 바와 같이 二等邊 三角形構造를 지니고, 全斷面積에서 고르게 分布되어 있다.

(5) 處理部 및 再生部 入口空氣의 溫度 및 濕度는 均一하고 空氣의 漏泄은 없다.

(6) 對流熱傳達係數 h 및 物質移動係數 β 는 一定하다.

(7) 水分의 擴散은 除濕로우터 內에서는 無視한다.

(8) 除濕로우터는 θ 成分의 速度를 지닌 流體이다.

(9) 除濕로우터의 外壁境界條件은 斷熱이다.

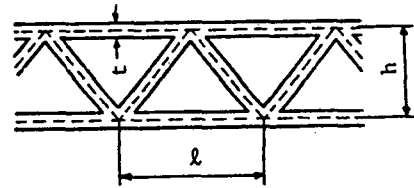


Fig.3 Honeycomb Structure

2-3 支配方程式 및 境界條件

2-3-1 空氣의 熱平衡式

空氣에서의 熱傳達은 空氣의 傳導와 對流 및 除濕로우터로부터의 熱傳達로 이루어진다. 檢査체적에 熱平衡을 適用하면 式(1)과 같은 熱平衡式이 얻어진다. 境界條件으로는 入口에서는 再生부와 處理部の 溫度 및 濕度가 주어지고, 出口에서는 溫度 및 濕度の 勾配가 0이다.

$$\frac{d}{dx} (\rho_a u_a i) = \frac{d}{dx} (k_a \frac{dY}{dx}) + S \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{여기에서 } i = (C_a + C_{H_2O} \cdot H_a) Y + \lambda H_a \dots\dots\dots (2)$$

$$S = h \cdot \Delta A_h (T - Y) / \Delta V \dots\dots\dots (3)$$

$$\Delta A_h = A \cdot \Delta V \dots\dots\dots (4)$$

엔탈피 i 를 式(1)에 代입하면

$$\frac{d}{dx} \{ \rho_a u_a (C_a + C_{H_2O} \cdot H_a) Y \} = \frac{d}{dx} (k_a \frac{dY}{dx}) - \frac{d}{dx} (\rho_a u_a \lambda H_a) + S \dots\dots\dots (5)$$

境界條件

再生部 $Y = YRI$ at $x = 0$ (6)

$H_a = HRI$ at $x = 0$

$\frac{dY}{dx} = 0$ at $x = L$

$\frac{dH_a}{dx} = 0$ at $x = L$

處理部 $Y = YPI$ at $x = L$ (7)

$H_a = HPI$ at $x = L$

$\frac{dY}{dx} = 0$ at $x = 0$

$\frac{dH_a}{dx} = 0$ at $x = 0$

2-3-2 除濕로우터의 熱平衡式

除濕로우터의 熱傳達는 除濕로우터의 傳導와 空氣로부터의 熱傳達 및 回轉에 의한 熱傳達로 이루어진다. 除濕로우터를 流體로 가정하므로, θ 方向의 速度 u_{θ} 를 지니게 되고, 熱傳導率은 허니콤構造로 인하여 r, θ, x 의 방향성을 갖는다. 檢査체적에 熱平衡을 適用하면 式(8)과 같은 除濕로우터의 熱平衡式이 誘導된다. 境界條件은 모든 外壁에서 斷熱로 주어진다.

$$\rho_r C_r u_{\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (r k_{rr} \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (\frac{1}{r} k_{r\theta} \frac{\partial T}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial x} (r k_{rx} \frac{\partial T}{\partial x}) \right] + S \dots\dots (8)$$

여기에서 $S = h \cdot \Delta A_h \cdot (Y - T) / \Delta V$ (9)

$\Delta A_h = A \cdot \Delta V$ (10)

$u_{\theta} = r \cdot w$ (w : 角速度) (11)

境界條件 $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ at $r = 0, r_0$... (12)

$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ at $x = 0, L$... (13)

$T(r, 0, x) = T(r, 2\pi, x)$ (14)

2-3-3 空氣의 質量平衡式

空氣에서의 質量移動은 空氣의 擴散과 對流 및 空氣와의 水分分壓差에 의한 除濕로우터로부터의 質量移動으로 이루어진다. 檢査체적에 質量平衡을 適用하면 式(15)와 같은 空氣의 質量平衡式이 얻어진다. 境界條件으로는 入口에서는 再生부와 處理部の 濕度가 주어지고, 出口에서는 濕度の 勾配가 0이다.

$$\frac{d}{dx} (\rho_a u_a H_a) = \frac{d}{dx} (\Gamma_a \cdot \frac{dH_a}{dx}) + S \dots (15)$$

여기에서 $S = \rho_L \cdot u_{r0} \cdot \Delta A (W_w - W_e) / \Delta V$ (16)

$\Delta A = \Delta r \cdot \Delta x$ (17)

境界條件

再生部 $H_a = HRI$ at $x = 0$ (18)

$\frac{dH_a}{dx} = 0$ at $x = L$

處理部 $H_a = HPI$ at $x = L$ (19)

$\frac{dH_a}{dx} = 0$ at $x = 0$

2-3-4 除濕로우터의 質量平衡式

除濕로우터에서의 質量移動은 除濕로우터內에서의 擴散과 空氣로부터의 質量移動 및 回轉에 의한 質量移動으로 이루어지나, 擴散에 의한 移動은 回轉에 의한 것보다 微小하므로 가정(7)에서와 같이 무시한다. 檢査체적에 質量平衡을 適用하면 式(20)과 같은 除濕로우터의 質量平衡式이 얻어진다.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{d\theta} (\rho_L \cdot u_{\theta} \cdot W) = S \dots\dots\dots (20)$$

여기에서 $S = \beta \cdot \Delta A_{\beta} (H_a - H_r) / \Delta V$ (21)

$\Delta A_{\beta} = A \cdot \Delta V$ (22)

境界條件

$W(r, 0, x) = W(r, 2\pi, x)$ (23)

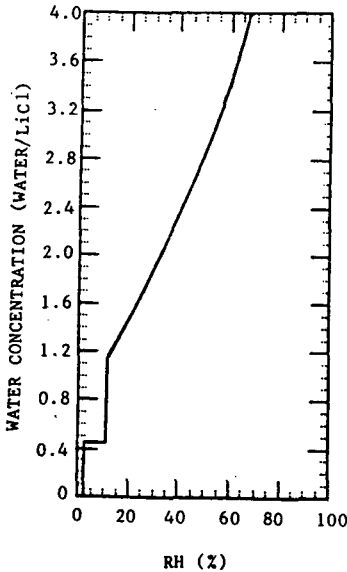


Fig.4 Equilibrium Relative Humidity of LiCl

Table.1 Physical Properties

	Nu	β	C_a	C_{H2O}	C_L	k_r	k_a	λ
Unit		kg/m ² ·s	J/kg·°C	J/kg·°C	J/kg·°C	W/m·°C	W/m·°C	J/kg
Value	3.00	7.22×10^{-3}	1003.5	1880	4180	0.166	2.624×10^{-2}	2.501×10^6

여기에서 ϕ : 從屬變數
 Γ : 擴散係數
 S : 生成項

네 개의 支配方程式 (5),(8),(15),(20)은 標準型인 式(25)으로 誘導되고, 式(25)은 Power Law Scheme 을 利用하여 다음과 같이 數值計算을 위한 差分式으로 變換시킨다.

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \dots (26)$$

$$a_E = D_e \cdot A(|P_e|) + [-F_e, 0] \dots (27)$$

$$a_W = D_w \cdot A(|P_w|) + [F_w, 0]$$

$$a_N = D_n \cdot A(|P_n|) + [-F_n, 0]$$

$$a_S = D_s \cdot A(|P_s|) + [F_s, 0]$$

2-4-2 物性值

三角形의 内部 斷面을 通過하는 層流流動의 경우 Nusselt 數는 壁面의 境界條件에 따라 決定된다.⁷⁾ 壁面에서 一定한 熱傳達이 이루어지면 Nusselt 數는 3이고, 一定 溫度인 경우 2.35의 값을 지닌다. 除濕現象은 前者의 境界條件과 類似하므로 數值計算에서는 前者의 Nusselt 값, 3을 택한다.

物質移動係數, β 는 實驗값⁵⁾ $7.22 \times 10^{-3} \text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 을 計算에 利用한다. 그 외에 計算에 利用되는 값은 Table.1에서 주어지는 바와 같다.

2-5 Patankar의 Power Law Scheme

모든 從屬變數에 保存의 法則을 適用하면 式(25)과 같은 微分方程式을 誘導할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \nabla \cdot (\rho u \phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S$$

$$a_T = D_t \cdot A(|P_t|) + [-F_t, 0]$$

$$a_B = D_b \cdot A(|P_b|) + [F_b, 0]$$

$$b = S_c \cdot \Delta V$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B - S_p \cdot \Delta V$$

$$F_e = (\rho u)_e \cdot \Delta A_e \quad D_e = \Gamma_e \cdot \Delta A_e / (\delta x)_e \dots (28)$$

$$F_w = (\rho u)_w \cdot \Delta A_w \quad D_w = \Gamma_w \cdot \Delta A_w / (\delta x)_w$$

$$F_n = (\rho u)_n \cdot \Delta A_n \quad D_n = \Gamma_n \cdot \Delta A_n / (\delta x)_n$$

$$F_s = (\rho u)_s \cdot \Delta A_s \quad D_s = \Gamma_s \cdot \Delta A_s / (\delta x)_s$$

$$F_t = (\rho u)_t \cdot \Delta A_t \quad D_t = \Gamma_t \cdot \Delta A_t / (\delta x)_t$$

$$F_b = (\rho u)_b \cdot \Delta A_b \quad D_b = \Gamma_b \cdot \Delta A_b / (\delta x)_b$$

$$A(|P|) = [0, \{1 - 0.1(|P|)\}^5] \dots (29)$$

$$P = F/D \dots (30)$$

기호 [A, B]는 A, B중 큰 값을 擇하는 것으로 定義된다.

3. 計算結果 및 分析

計算의 妥當性을 證明하기 위하여 除濕機 製造會社인 日本의 Berner International社의 實驗값과 計算값을 比較한다. Fig.5(a)은 再生空氣 入口와 處理空氣 入口濕도가 같은 경우이고, Fig.5(b)은 再生空氣 絕對濕도가 23g/kg으로 일정한 경우이다. 實驗의 條件과 一致시키기 위하여 回轉數는 18rph로 한다.

處理風速 V_p 는 處理風量을 除濕로우터의 全體斷面積으로 나눈 값으로 定義된다. 별도로 明記하지 않는 한 V_p 는 1.73m/s, 處理空氣 入口溫度 25°C, 再生溫度 140°C, 回轉數 20rph, 處理風量에 對한 再生風量比는 0.3의 값을 지닌다.

3-1 MODE 1

3-1-1 再生溫度

空氣中の 水分을 容易하게 吸收하려면 吸收劑의 水分分壓은 最小가 되어야하므로 處理部는 可能한 低溫으로 維持하는 것이 좋고, 再生部는 高溫일수록 水分分壓이 높아 再生效率이 좋아진다. 그러나 再生溫度를 過大하게 上昇시키면 一部 熱이 傳導와 回轉에 의해 處理部로 傳達되어 除濕率을 低下시키고 出口溫度를 上昇시키며, 再生熱源負荷도 增加하므로 最大再生溫度는 制約을 받는다.

處理空氣의 水分含有量이 增加하면 Fig.6(a)에서 보여주는 바와 같이 最適再生溫度는 增加하는 慶向을 보여주고 있다. Fig.6(b)에서는 處理空氣의 絕對濕도가 10g/kg일 때 再生溫度가 낮은 境遇에는 再生空氣溫度에 따라 除濕量의 增減이 顯著해지나 再生溫度가 增加함에 따라 再生空氣濕도에 따른 影響이 적어짐을 알 수 있다. 즉 再生空氣가 多濕한 境遇 再生溫度를 높이는 것이 有利하다.

3-1-2 再生空氣濕度

再生空氣의 水分含有量이 많아지면 Fig.7에서

와 같이 除濕量은 減少한다. 雨天시 外氣를 再生空氣로 使用할 때 除濕率이 減少하는 것은 再生空氣가 多濕하기 때문이다. 이 結果에서 多濕하지만 高溫의 蒸氣를 쉽게 얻을 수 있는 發電所나 蒸氣보일러가 있는 現場에서 蒸氣를 再生空氣로 使用할 경우 除濕效率을 豫測할 수 있다.

3-1-3 回轉數

回轉型 吸收式 除濕方式에서 除濕로우터의 回轉數는 除濕量 및 處理空氣出口溫度에 影響을 미치므로, 效率의인 運轉을 위하여 回轉數의 選擇은 重要하다. 回轉數를 增加시키면 處理部에서 吸收된 水分을 迅速히 再生部로 移動시키는 利點이 있으나 再生部の 熱이 處理部로 傳達되는 量이 많아지므로 위의 두 相反效果에 의하여 最適回轉數가 存在함을 알 수 있다. Fig.8에서는 處理空氣의 濕도가 增加하면 處理水分量도 많아지므로 最大의 除濕量을 行하는 最適回轉數는 약간씩 증가하는 傾向을 보여준다. 處理部 出口溫度는 回轉數에 比例하여 增加하므로 過大한 溫度上昇을 防止하기 위하여 實在에서는 最適回轉數보다 약간 낮게 運轉하는 것이 有利하다.

3-1-4 再生風量比

再生風量比는 處理風量에 對한 再生風量의 比로 定義된다. 이 比를 增加시키면 再生되는 量이 많아져 Fig.9에서와 같이 除濕量이 增加하나 아울러 出口溫度도 增加함을 알 수 있다.

3-1-5 再生部角部

現在 이 方式의 除濕機는 全體積의 약 1/4, 즉 角度로 보면 90°程度를 再生部로, 나머지 部分은 處理部로 使用하고 있다. 計算結果에서도 약 90°에서 가장 좋은 除濕效率을 보여주고 있지만 再生角度에 따른 除濕效率의 變化는 크지 않음을 알 수 있다. Fig.10에서는 處理空氣 絕對濕度 變化에 따른 最適再生角度를 보여주고 있다. 再生角度를 增加시키면 處理部 面積이 減少하므로 除濕率이 低下되는 傾向을 보여준다.

3-2 MODE 2

2-4 염화리튬의 平衡水分分壓과 物性值

2-4-1 염화리튬의 平衡水分分壓(P_{veq})

염화리튬의 平衡水分分壓은 平衡相對濕도와 飽和水蒸氣壓의 積으로 求한다. 염화리튬의 水分 함유량에 따른 平衡相對濕도는 Fig.4^{4),5)}에서 구하고, 飽和水蒸氣壓은 William C.Reynolds⁶⁾의 近似式에서 求한다.

$P_{veq} = RH \cdot P_{sat}$ (24)

冷却部를 通過하는 冷却風速 V_c 는 冷却風量을 冷却部面積으로 나눈 값으로 定義되고, V_c 는 2.5m/s, 冷却部角度 ANGC는 10°, 20°, 30°로 變化시키면서 計算을 遂行한다. 여기에서 處理空氣는 25°C, 再生溫度 140°C, 回轉數 20 rph, 外氣溫度 30°C, 再生空氣濕도는 處理空氣 入口濕도와 같다고 한다.

冷却部角度를 10°~30°으로 變化시킬 때 出口濕度の 差는 微小하므로 Fig.11에서와 같은 線上에 나타난다. 出口溫度는 冷却部角度 또는 風速의 增加에 比例하여 低下한다. 그러나 冷却部角度가 過大해지면 處理部面積이 減少하므로 最適角度가 存在함을 알 수 있다.

3-3 MODE 3

冷却風速 V_c 는 2.5m/s로, 冷却部角度 ANGC는 10°, 20°, 30°로 變化시키면서 計算을 遂行한다. 그 外의 計算條件은 MODE 2와 같다.

MODE 3이 MODE 2에 비해 除濕量이 많고 出口溫度도 低下하는 등의 좋은 效率을 보여주는 것은 冷却空氣의 再生空氣와의 平行流動보다는 逆流流動이 더 效果的이기 때문이다. MODE 3의 計算結果는 Fig.12에서 보여준다.

3-4 MODE 4

再生部를 通過한 空氣는 比較的 高溫이라 이 중 一部를 再循環시켜 再生熱源負荷의 減少를 試圖하고 있다.

再循環比는 再生風量에 대한 再循環風量比로 定義되고, 그 比가 0~0.9 範圍까지를 計算하고 結果는 Fig.13에서 보여준다.

多濕한 再生出口空氣를 再循環시켜 再生空氣로 使用하므로 從來方式보다 除濕量이 減少하고 그 減少量은 再循環比가 增加함에 따라 많아진다.

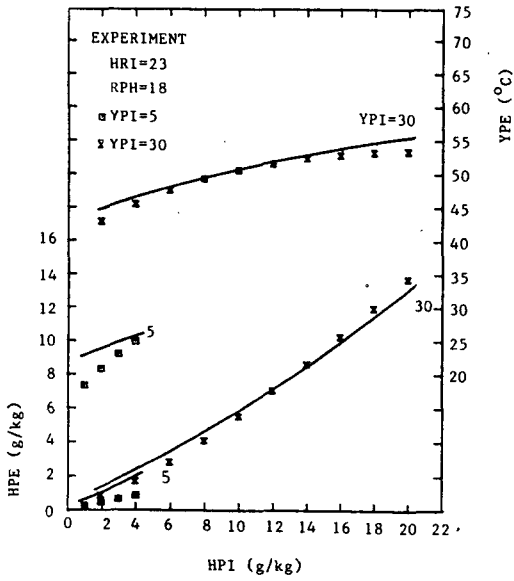
3-5 各 方式의 比較

各 方式의 除濕量, 出口溫度, 單位入力에 대한 除濕量 등의 計算結果를 보여주고 있다. 여기서 計算條件으로서 處理空氣溫度 25°C, 再生溫度 140°C, 回轉數 20, 外氣溫度 30°C, 再生空氣入口濕도는 處理入口濕도와 같다고 주어진다. MODE 2와 MODE 3의 冷却部 角度는 30°, 冷却風速은 2.5m/s이고, MODE 4의 再循環比는 0.5인 境遇이다.

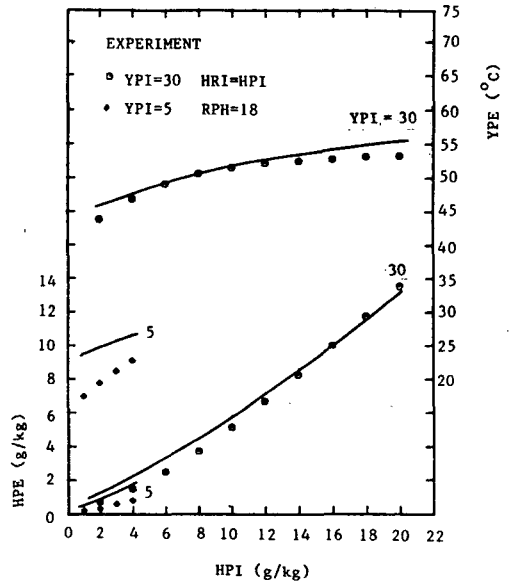
Fig.14(a)에서 보여주는 바와 같이 除濕量은 MODE 2, MODE 3에서 가장 많고, MODE 4에서 가장 적다. 出口溫度는 冷却空氣가 再生空氣와 逆流流動하는 MODE 3에서 가장 낮다.

單位再生熱源入力에 對한 除濕量을 Fig.14(b)에서 보여주고 있다. MODE 3이 他 方式에 比하여 가장 效率的임을 알 수 있다.

Fig.14(c)에서는 再生熱源負荷와 處理空氣의 出口溫度까지 내릴때 所要되는 冷凍負荷까지 包含시킨 單位入力當의 除濕量이다. 역시 MODE 3이 가장 經濟的인 方式임을 알 수 있다. MODE 2가 MODE 4보다 效率的인 것은 出口溫度가 낮아 冷凍負荷가 減少되기 때문이다.

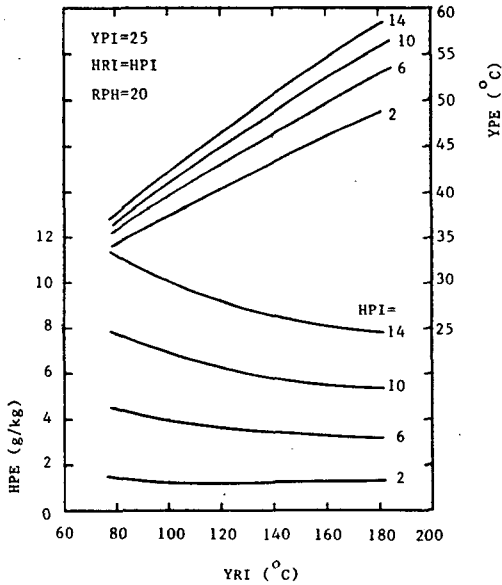


(a) HRI = HPI

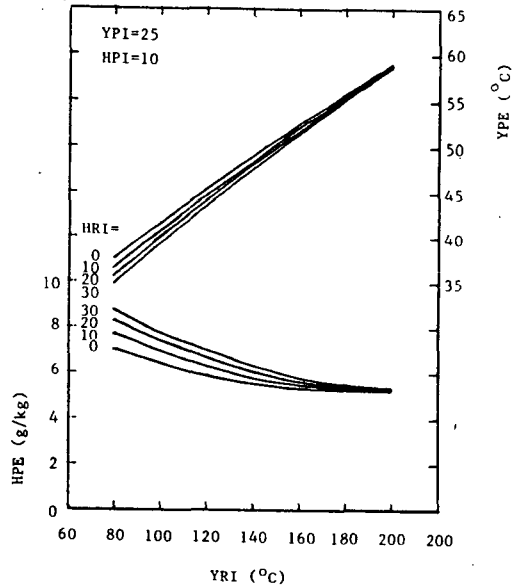


(b) HRI = 23

Fig.5 Comparison between Experiment and Computation



(a) Parameter = HPI



(b) Parameter = HRI

Fig.6 Effect of YRI

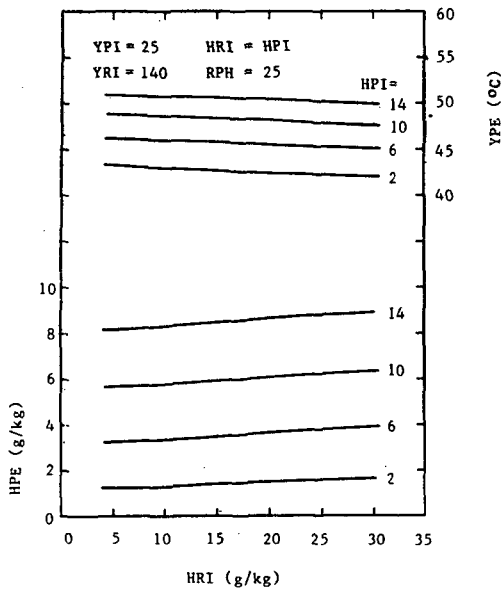


Fig.7 Effect of HRI(parameter = HPI)

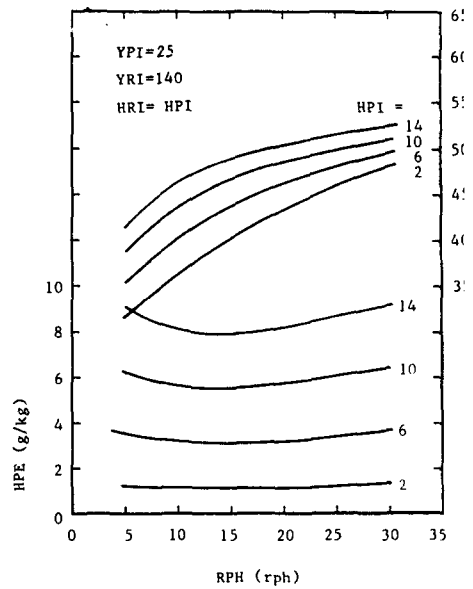


Fig.8 Effect of RPH(parameter = HPI)

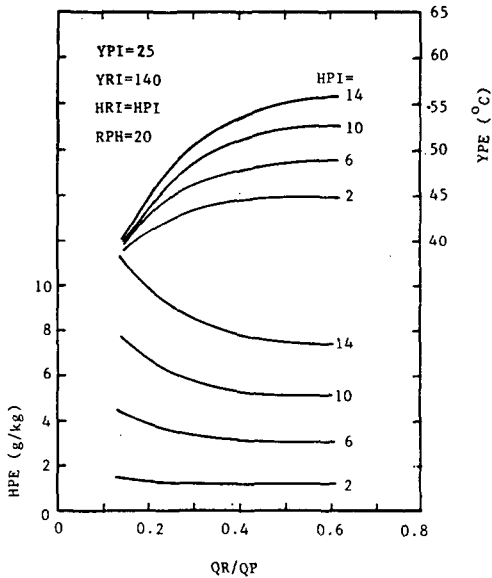


Fig.9 Effect of QR/QP(parameter = HPI)

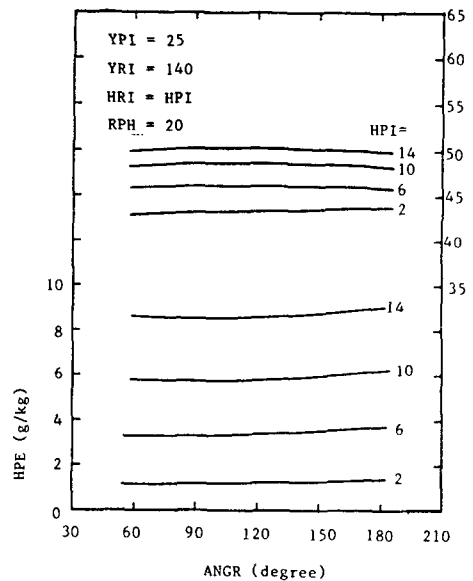


Fig.10 Effect of ANGR(parameter = HPI)

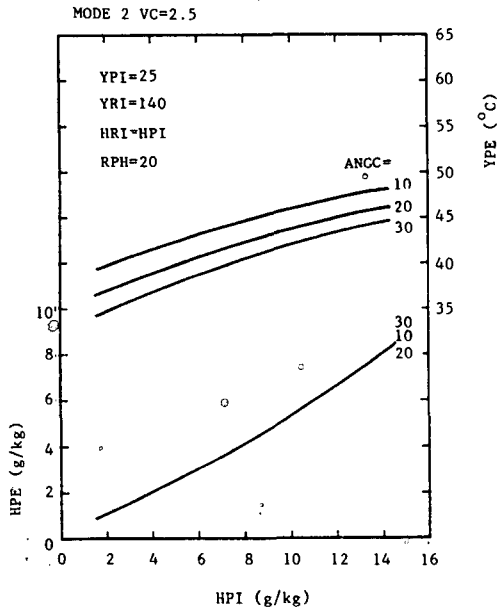


Fig.11 MODE 2 (VC = 2.5)

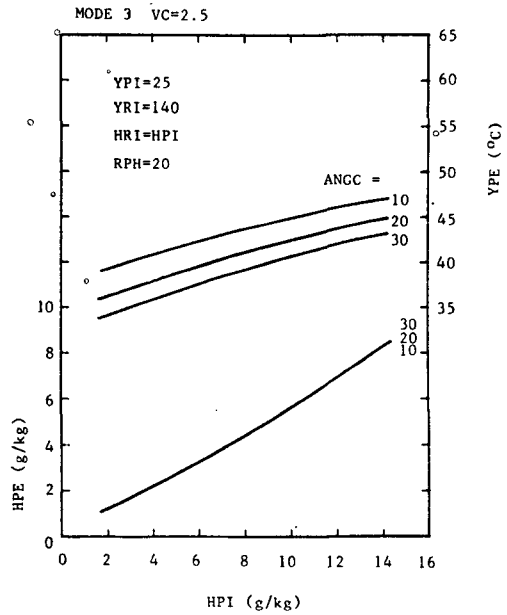


Fig.12 MODE 3 (VC = 2.5)

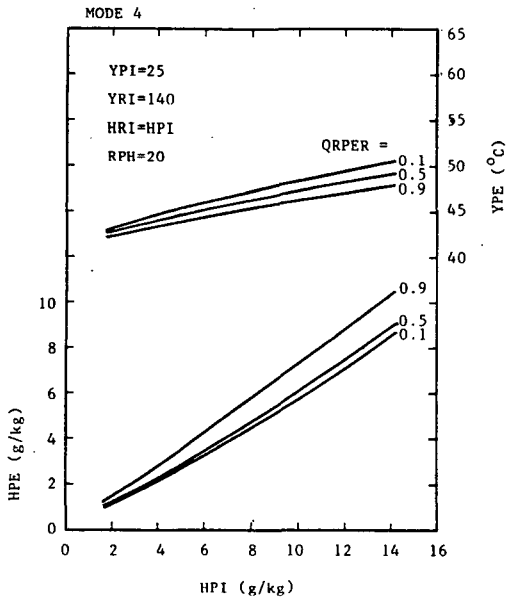
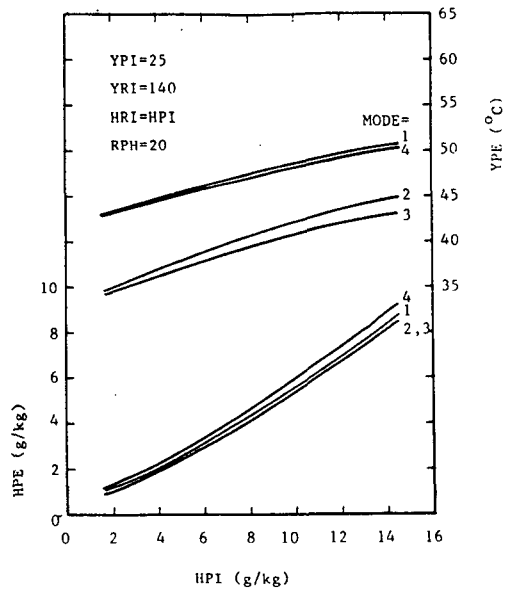
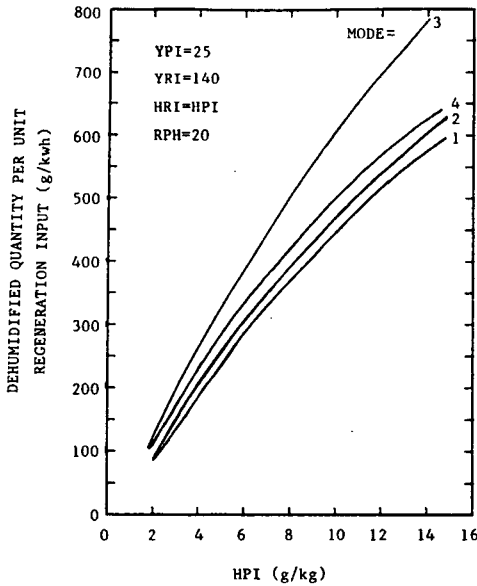


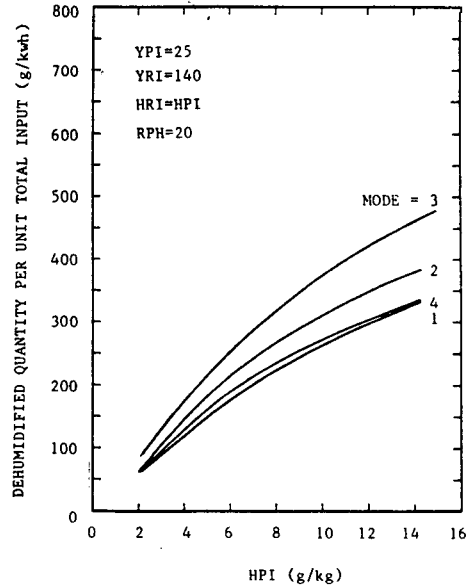
Fig.13 MODE 4



(a) Exit Humidity and Temperature



(b) Dehumidified Quantity per Unit Regeneration Input



(c) Dehumidified Quantity per Unit Total Input

Fig.14 Comparison of Various Modes

4. 結 論

數值解析을 行하여 回轉型 吸收式 除濕方式의 除濕效率增大를 模索하고 있다. 여러 因子가 除濕率에 미치는 影響을 求하고 冷却部와 再循環部를 調合한 MODE 2, 3, 4를 開發하여 從來의 除濕方式과 性能을 比較한다. 計豫結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 再生溫度는 除濕效率에 絕對的인 影響을 미치고, 處理空氣의 濕度가 增加함에 따라 最適 再生溫度는 增加하는 傾向을 보여준다.

(2) 再生空氣의 濕度가 增加하면 除濕量은 低下되나 그 低下量은 比較的 적이다.

(3) 再生溫度 또는 處理空氣의 濕度가 增加함에 따라 最適 回轉速度는 增加하는 傾向을 보여주고 있으나 回轉速度가 增加하면 出口溫度도 增加하므로 回轉速度를 제한할 必要가 있다.

(4) 再生部와 處理部 中間에 冷凍部가 設定되

고, 冷却部의 出口空氣를 再生部로 再循環시킨 MODE 3이 單位入力當 最大의 除濕效果를 보여 준다.

參 考 文 獻

1. "Sorption Dehumidification and Pressure Drying Equipment", ASHRAE 1979, Equipment Handbook, Chapter 7.
2. 出雲正矩, "乾式除濕機의 性能과 使用例", 空氣調和와 冷凍, Vol.21, No.2, 1981.
3. Suhas V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill Book Company, 1980.
4. "Sorbents and Desiccants", ASHRAE

- 1977, Fundamentals Handbook, Chapter 18.
5. 鈴木謙一郎와 大矢信男, "除濕의 實用設計", 共立出版株式會社, 1980.
6. Willam C. Reynolds, "Thermodynamic Properties in SI", Dep. of Mechanical Engineering, Stanford University, 1979.
7. William M. Kays and Michael E. Crawford, "Convective Heat and Mass Transfer", McGraw-Hill Book Company, 1980.