

〈論 文〉

吸氣條件의 變化에 따른 空氣調和用 回轉再生器에 관한 實驗的 研究

李大雨* · 趙珍鎬** · 徐廷一**

(1989年 9月 29日 接受)

An Experimental Study on the Rotary Regenerator for Air Conditioning according to Variable Inlet Conditions

Dae Woo Lee, Jin Ho Cho and Jeong Il Seoh

Key Words: Number of Transfer Units(이동단위수), Fluid Capacity Rate(유체용량률), Matrix Capacity Rate(매트릭스용량률), Matrix to Fluid Capacity Rate Ratio(용량률비), Effectiveness(유효성), Response(응답성)

Abstract

The experimental study investigates two aspects of counterflow sensible heat regenerator operation. First, it examines the regenerator performance in periodic steady state operation with spatially nonuniform inlet temperature in one of the fluid stream. Second, the study examines the transient response of a regenerator to a step change in the inlet temperature of one of the fluid streams. The effect of transient inlet temperatures is analyzed in terms of the response of the outlet fluid temperatures to a step change in temperature of one of the inlet fluid streams. The effect of temperature nonuniformities is analyzed in terms of the change of temperature nonuniformities is analyzed in terms of the change in steady state effectiveness due to a circumferential temperature distribution in one of the inlet fluid streams. An experimental analysis has been conducted using a counterflow, parallel passage, and rotary regenerator made from polyethylene film. Efficiencies follow similar trends with increasing matrix to fluid capacity rate ratio for the balanced and symmetric regenerator with nonuniform inlet temperature.

기 호 설 명

a : PE의 두께(m)
 b : PE 사이의 틈새(m)
 A_i : 매트릭스 단면적(m^2)
 A_v : 단위체적 당 유효 면적(m^2/m^3)
 C_p : 유체의 비열($J/kg^\circ C$)
 C_{pm} : 매트릭스의 비열($J/kg^\circ C$)

C_i^* : i 영역에서의 유체에 대한 매트릭스 열용량률비($=C_r/C$) _{i}
 C : 유체의 열용량률($=m_o p$)($W/^\circ C$)
 C_r : 매트릭스의 열용량률($=M C_{pm}/P$)($W/^\circ C$)
 e_i : i 영역에서의 응답성
 J_i : i 영역에서 대류열전달 계수($1/s$)
 L : 매트릭스 폭(m)
 m : 유체의 질량(kg/s)
 M : 매트릭스의 질량(kg/s)
 Ntu_i : i 영역에서의 열전달 단위수($=A_v V/C$) _{i}

* 정회원, 한양대학교 대학원

** 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

- P_i : 매트릭스의 회전 속도(rad/s)
- t : 유체의 온도(°C)
- T : 무차원 유체온도
- t_m : 매트릭스의 온도(°C)
- T_m : 무차원 매트릭스 온도
- V_i : i 영역에서 매트릭스를 통과하는 유체의 속도(m/s)
- X : 무차원 길이
- α : 열확산 계수(m²/s)
- β_i : i 영역에서 매트릭스의 회전각(rad)
- β_w : 비균일 온도 분포에 대한 회전방향의 무차원 변위 각
- δ : 온도 차(°C)
- ε : 매트릭스의 기공률
- η_i : 재생기 효율
- θ : 시간변화(s)
- Θ : 무차원 시간변화
- μ_i : 매트릭스와 유체의 질량비
- σ_i : i 영역에서 유체와 매트릭스이 비열비
- : 평균

체의 유동 중 에너지 전달을 필요로 하는 많은 산업 과정에서도 유용하다. 또한 매트릭스는 양 유체의 유동중 水分을 제거하는 除濕器의 설계에도 응용될 수 있다.

회전형 재생기의 응용에 대한 연구는 많으나 대부분의 연구^(1~3)가 재생기의 매트릭스에 대한 유입 유체의 온도가 균일하고 일정한 주기적 정상 상태에 초점을 맞춘 반면에 온도의 급속한 변화에 따른 유체의 熱容量率比가 매우 큰 $C_i^* \gg 1$ 인 對稱形 재생기에 관한 London등의 연구⁽⁴⁾와 Willmott와 Burns의 非平衡 對稱形 재생기의 과도 응답에 관한 연구⁽⁵⁾외에 거의 없으며, 이들은 유입 유체 온도가 일정하다는 가정 하에서 해석하였다. 또한 유입 유체의 급속한 온도 변화 또는 비균일 온도 분포에 대한 해석적 연구는 Romie⁽⁶⁾, Shah⁽⁷⁾와 Kays 등⁽⁸⁾에 의해 이루어졌으나, 熱容量率比 C_i^* 를 광범위하게 실험한 연구는 없다.

본 논문은 회전형 재생기에 대한 유입 유체의 급속한 온도 변화 또는 비균일 온도 분포에 따른 熱容量率比를 광범위(0.5 < $C_i^* < 10.0$)하게 실험적으로 연구하였다.

1. 序 論

공기조화용 회전형 재생기는 커다란 열용량을 가진 벌집 모양의 傳熱體인 多孔圓筒 매트릭스, 고온 영역과 저온 영역을 구분하기 위한 격벽을 갖는 매트릭스하우징, 고온 유체와 저온 유체를 유동시키기 위한 관 등으로 구성된다. 회전형 재생기는 매트릭스 하우징과 격벽 사이에서 일정한 속도로 회전하는 매트릭스를 傳熱媒體로 하여 고온 유체가 흐르는 고온 영역에서 열을 흡수하여, 이 열을 저온 유체가 흐르는 저온 영역으로 방출하는 열교환 장치이다.

회전형 재생기의 매트릭스는 양 유체의 對向 유동 사이를 회전하기 때문에 양 유체의 유동 분리를 위해 설치된 격벽 사이를 통한 혼합, 양 유체의 압력차에 따른 격벽을 통한 누설, 매트릭스이 회전 속도가 빠를 때 매트릭스 內에 함유되어 있는 온·냉유체에 의해 혼합, 매트릭스를 통과할 때 생기는 압력 강하 등의 단점이 있다.

회전형 재생기의 해석은 가스 터빈 기관에 대한 응용을 위해 처음 사용되었으나, 최근에는 엔탈피 再活用장치로서 거주지 또는 빌딩 등의 상업지역 공기 조화 시스템 등으로 이용될 뿐 아니라, 양 유

2. 實 驗

2.1 理論的背景

재생기의 열전달에 관한 지배방정식⁽⁹⁾은 다음의 가정에 따라 식 (1), (2)로 표시할 수 있다.

- (1) 축 방향과 회전 방향의 온도는 균일하다.
- (2) 유체와 매트릭스의 비열과 온도는 일정하다.
- (3) 양 유체의 유동 시 누설은 무시한다.
- (4) 유체와 매트릭스 사이의 열전달은 대류에 의해서만 이루어진다.
- (5) 양 유체는 대향 유동 한다.

$$V_i \frac{\partial t}{\partial x} + \mu_i \sigma_i \frac{\partial t_m}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

$i=1, 2$

$$\mu_i \sigma_i \frac{\partial t_m}{\partial \theta} + J_i (t_m - t) = 0 \quad (2)$$

여기서 $J_i = (h \cdot A_w / \rho \cdot c_p \cdot \varepsilon)$ 이다. 각 영역에서 x 방향은 양 유체의 유동 방향과 같다. 식 (1), (2)를 무차원화 하면

$$\frac{\partial T}{\partial X} + \beta_i C_i^* \frac{\partial T_m}{\partial \Theta} = 0 \quad i=1, 2 \quad (3)$$

$$\beta_i C_i^* \frac{\partial T}{\partial \Theta} + Ntu_i (T_m - T) = 0 \quad (4)$$

여기서,

$$Ntu_i = (JL/V)_i, C_i^* = (\mu\sigma L/PV)_i \text{이다.}$$

식 (3), (4)의 초기 조건과 경계 조건은 $x=0$ 에서 $T=T_{i, in}$ 이고, $\theta=0$ 에서의 $T(X)$ 값은 알 수 있다.

또한, 유체와 매트릭스의 무차원 온도 T 와 T_m 은 다음과 같다.

$$T = \frac{t - t_{2, in}}{t_{1, in} - t_{2, in}} \tag{5}$$

$$T_m = \frac{t_m - t_{2, in}}{t_{1, in} - t_{2, in}}$$

식 (3), (4)의 해에 관한 물리적 의미는 시간 변화에 따라 회전하고 있는 매트릭스 내로 유입되는 양 유체와 매트릭스 사이의 거동을 나타내며, 고정형 재생기의 성능을 각 영역 동안에 배출되는 유체의 시간 평균으로 정의하는 데 비하여 회전형 재생기의 성능은 배출 유체의 평균 온도로 표시된다.

따라서, 주기적 정상 상태로 운전되는 회전형 재생기의 효율 η_i 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\eta_i = \frac{\bar{T}_{i, out} - \bar{T}_{i, in}}{\bar{T}_{j, out} - \bar{T}_{i, in}} \quad \begin{matrix} i=1, 2 \\ j=3-i \end{matrix} \tag{6}$$

여기서 무차원 유입 유체의 정의 식 (5)에 의하면 $\bar{T}_{1, in}=1, \bar{T}_{2, in}=0$ 이므로 식 (6)은 다음과 같이 표시된다.

$$\eta_1 = 1 - \bar{T}_{1, out} \tag{7a}$$

$$\eta_2 = \bar{T}_{2, out} \tag{7b}$$

또한 에너지 보존의 식으로부터 다음 조건을 만족한다.

$$C_1^* \cdot \eta_2 = C_2^* \cdot \eta_1 \tag{8}$$

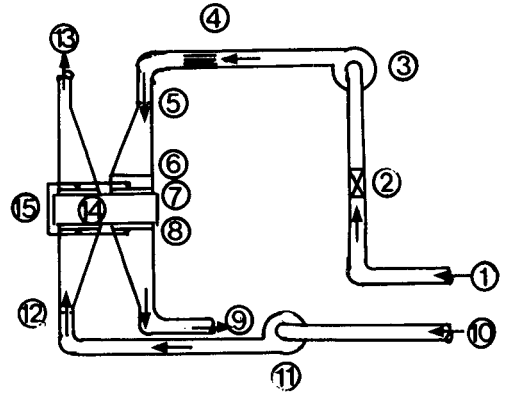
평형 재생기에서는 $C_1^* = C_2^*, \eta_1 = \eta_2$ 이며, 이에 따른 재생기 효율 η_i 는 Kays와 London⁽⁶⁾의 연구와 같다.

유입 유체의 비균일 온도 분포 또는 과도 응답에 의한 재생기의 효율은 응답성 ei 로 나타낼 수 있다.

$$ei = \frac{\bar{T}_{i, out}(\theta) - \bar{T}_{i, out}(\theta=0)}{\bar{T}_{i, out}(\theta=\infty) - \bar{T}_{i, out}(\theta=0)} \tag{9}$$

2.2 装置와 方法

본 실험 장치는 Shah⁽⁷⁾, Kays 등⁽⁸⁾과 Macline-cross 등⁽⁹⁾의 연구에 근거하여 제작한 장치로서 Fig.1과 Fig.2에 사진 및 개략도를 나타내었다. 재생기의 고온측인 1영역으로 유입되는 공기는 단열 처리된 긴 덕트 1내의 있는 히터 2에 의해 일정한 온도로 예열되어 송풍기 3에 의해 층류격자 4와 노즐 5를 지나며, 노즐 5에서는 예열 유입되는 공



- ① Intet of period 1
- ② Preheater
- ③ Blower
- ④ Laminator
- ⑤ Nozzle
- ⑥ Heater for nonuniformity or temperature step change
- ⑦ Thermocouple grid
- ⑧ Thermocouple grid
- ⑨ Outlet of period 1
- ⑩ Inlet of period 2
- ⑪ Blower
- ⑫ Nozzle
- ⑬ Outlet of period 2
- ⑭ Matrix
- ⑮ Thermocouple

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

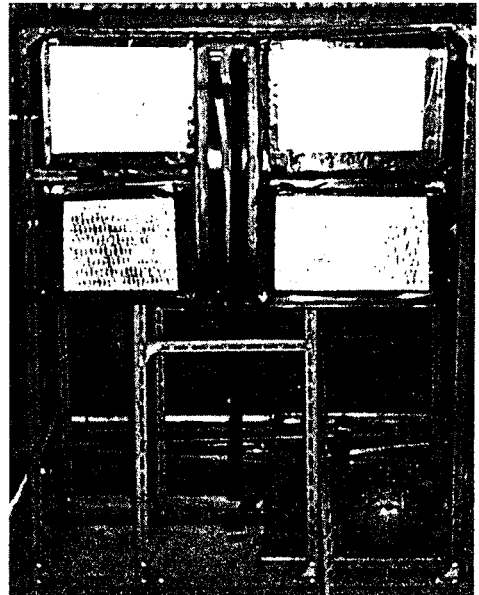


Fig. 2 Photograph of experimental apparatus

기의 유량이 측정된다. 히터 6은 유입된 공기의 온도를 실험에 적합한 온도로 재가열하기 위한 것이다. 재생기 전·후에는 Fig. 5와 같은 분포를 가진 열전대 7, 8을 설치하였다. 재생기의 저온측인 2영역의 공기도 단일 처리된 긴 덕트 10를 통해 유입되며 덕트 내의 송풍기 11과 유량 측정을 위해 설치된 노즐 12를 통과하여 매트릭스를 냉가시키면서 외부로 배출된다. 1, 2영역에서 유입되는 공기의 온도와 상대습도는 노즐 5와 12의 전방 1cm에 설치된 온도센서와 습도센서를 통해 컴퓨터에서 자동적으로 측정되며, 양 유체의 유량을 일정하게 유지시키기 위하여 송풍기 4와 11은 PWM(Pulse Width Modulation) 제어방식^(10,11)을 사용하였다.

본 실험 장치는 압력 강하를 최소로 하여 熱容量率比 C_i^* 에 관한 매트릭스의 과도 현상을 연구할 수 있도록 설계된 단면적을 갖고 있다. 그 이유는 매트릭스가 고속으로 회전할 경우에 熱容量率比 C_i^* 는 유체의 누설에 의한 영향이 크나, 저속으로 회전할 경우에 熱容量率比 C_i^* 는 단지 회전속도에 영향만 받기 때문이다. 매트릭스의 재질은 폴리에틸렌으로 두께 0.125mm, 폭 150mm로서 Fig. 3과 Fig. 4에 사진과 개략도를 나타내었다. 폴리에틸렌을 사용함으로써 매트릭스 자체의 전도는 무시할 수 있었다. 히터 2는 알루미늄 핀이 부착된 5kWh, 220V 히터로서 매트릭스에 정상 상태로 유입되는 공기의 온도를 일정하게 예열시키기 위해 설치하였으며, 히터 6은 급속한 온도 변화 또는 비균일 온도 분포를 형성하기 위하여 0.5kWh, 220V 히터 10개를 Fig. 5의 1영역 유입 유체의 열전대 설치 위치와 동일한 위치에 설치하여 유입 유체의 신속한

온도 상승이 가능하며, 독립적으로 컴퓨터의 제어에 의해서 비균일 온도 분포를 유지할 수 있도록 하였다. 또한, 1영역 덕트 내에서는 유입 유체의 유동을 균일하게 분포시키기 위해 매트릭스 전방 20cm되는 곳에 길이 20cm, 가로 세로 각각 1cm간격의 격자를 설치하였다. 열전대는 K타입으로 Fig. 5와 같이 1영역의 유입 유체 쪽에는 매트릭스로부터 1cm전면에 10개를 설치하여 매트릭스 하우

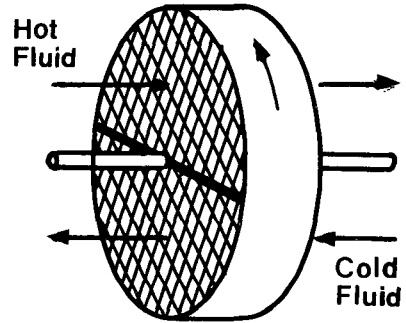


Fig. 4 Schematic diagram of a counterflow regenerator



Fig. 3 Photograph of matrix

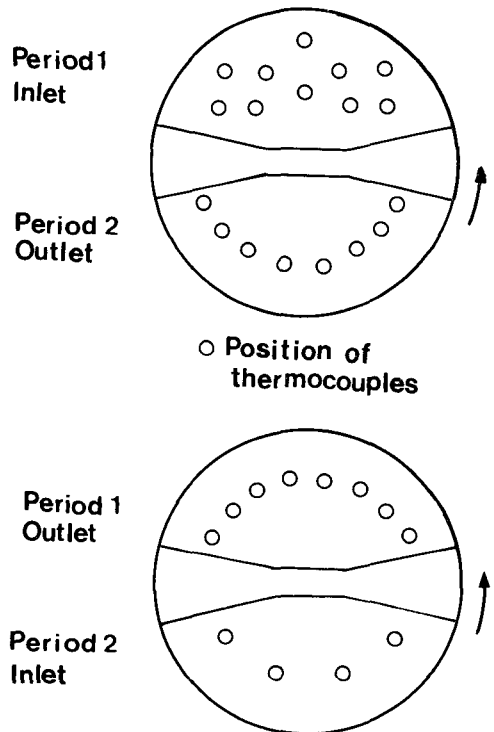


Fig. 5 Position of thermocouples at regenerator

징 내의 비균일 온도 분포 또는 급속한 온도 상승을 측정할 수 있도록 하였으며, 배출 유체의 온도 분포를 측정하기 위한 열전대는 매트릭스 중심으로부터 반경 15cm되는 곳에 원주상에 등간격으로 8개를 설치하였다. 2영역에서는 유입 유체 쪽에 등간격으로 매트릭스 중심에서 반경 15cm되는 원주상에 4개, 배출 유체 쪽에는 매트릭스 중심에서 반경 15cm되는 원주상에 등간격으로 8개를 각각 설치하였다. 특히, 배출 유체 쪽에 설치한 열전대는 배출 유체의 평균 온도를 구하여 재생기의 효율과 응답성을 측정하기 위해 설치한 것이다. 재생기는 고온 유체 영역 1과 저온 유체 영역 2사이의 유체 누설과 매트릭스와 매트릭스 하우징 사이의 유체 누설을 방지하기 위해 높이 1cm 폭 1cm의 삼각형 단면을 가진 고무를 사용하였다. 재생기의 실험에 사용된 열전달 단위수 $Ntu_i (= A_u V / C)$ 와 熱容量率比 C_i^* 는 매트릭스의 특성과 유동 조건에 따라 아래 식 (10)과 (11)로 계산하였다.

$$Ntu_i = \frac{Nu \alpha L}{b(a+b)U_i} \quad (10)$$

$$C_i^* = \frac{\mu \sigma L A_t b}{(a+b) A_r P_i U_i} \quad (11)$$

식 (10), (11)의 기호에 대한 유동 유체와 매트릭스의 열역학적 성질은 아래와 같다.

- 유동 유체 (공기) $\rho_f = 1.157 \text{kg/m}^3$
- $c_p = 1.017 \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $\alpha = 2.24 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$
- 매트릭스 $\rho_m = 1400 \text{kg/m}^3$
- $c_{pm} = 1.319 \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
- $L = 0.15 \text{m}$
- $D = 0.60 \text{m}$
- $A_r = 0.1133 \text{m}^2$
- $A_t = 0.2578 \text{m}^2$
- $a = 0.125 \text{mm}$
- $b = 0.914 \text{mm}$

이다. 면적 A_r 은 각 영역에서 유체가 유동할 수 있는 유효 단면적을 나타내며 A_r 은 양 유동의 혼합을 방지하기 위한 격벽, 매트릭스 하우징 등에 의한 단면적의 감소로 매트릭스 전체 면적의 1/2보다 작다. A_t 역시 매트릭스 하우징과의 접촉 면적, 양 유동 유체의 혼합을 방지하기 위한 격벽 등의 면적을 제외한 면적을 나타낸다. 유체와 매트릭스의 체원으로부터 $\mu\sigma = 210$ 을 구하고, Nu 의 값은 Kays⁽⁸⁾에 의하면 $Nu = 7.8$ 이다.

본 실험은 2영역 유입 유체의 온도는 일정하게 하고, 1영역으로 유입되는 유체의 온도 분포를 변화 시키면서 실시하였다.

비균일 온도 분포에 대한 실험은 5종류의 熱容量率比 C_i^* 에 관하여 온도 차 $\delta = 0.5, 1, 0$ 과 2, 0의 3가지로 변화 시키면서 균일 온도 분포의 효율 η_i 와 비교하였다.

과도 응답에 대하여는 熱容量率比 $C_i^* = 0.5$ 와 10일 때 3종류의 열전달 단위수 Ntu_i 에 대한 응답성 e_i 와 $Ntu_1 = Ntu_2 = 10$, $C_1^* = C_2^*$ 일 때 熱容量率比 C_i^* 의 변화에 대한 응답성 e_i 를 실험하였다. 1영역으로 유입되는 유체의 온도는 히터 6을 이용하여 급속히 가열하며, 이 때 양 영역에서 배출되는 유체의 온도가 새로운 온도를 유지하는 정상상태로 회복될 때까지의 응답성 e_i 로 나타내었다.

3.1 非均一溫度 分布

Fig. 6은 정상 상태에서 히터 2만을 작동시켰을 때의 온도 분포로서 균일 온도 분포를 나타내내고

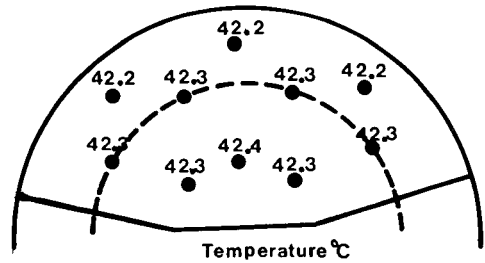


Fig. 6 Period 1 inlet temperature profile for uniform heating

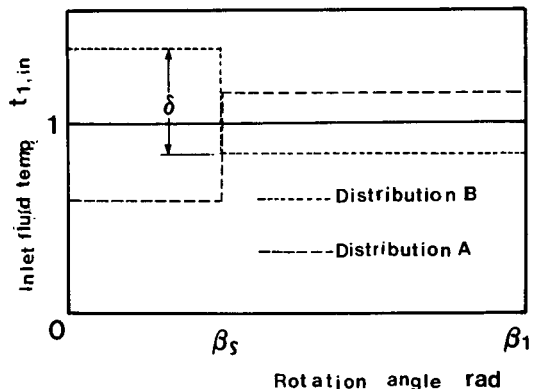


Fig. 7 Nonuniform inlet temperature distribution of period 1

있으나, Fig. 7은 매트릭스 하우징 내의 비균일 온도 분포조건을 나타내는 선도이다. Fig. 8(a)는 분포 A로 온도를 급속히 상승시킬 때의 온도 분포를 나타낸 것이다.

Fig. 9~11에서도 알 수 있듯이 熱容量率比 $C_1^* = 0.5$ 일 때 균일 온도 분포와 비균일 온도 분포의 차이가 가장 크다. 이것은 매트릭스의 회전 속도와 비균일 온도분포의 영향을 잘 설명해 주는 선도로서 매트릭스의 회전 속도가 빨라지면 1영역 배출 유체의 온도는 거의 변화하지 않고 있으나, 2영역의 배출 유체의 온도는 비균일 온도 분포의 영향을 받아 균일 온도 분포 때와 거의 같고 熱容量率比

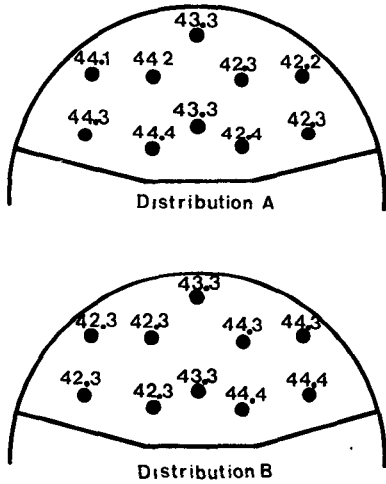


Fig. 8 Inlet temperature profile for nonuniform heating of period 1

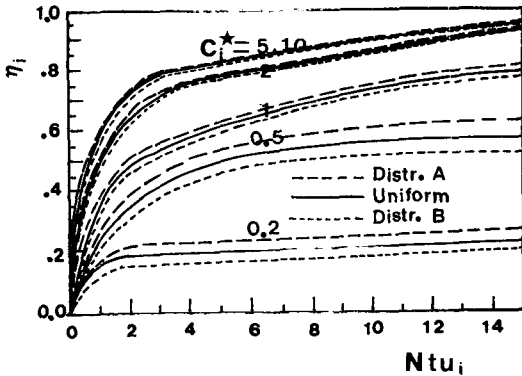


Fig. 9 Regenerator efficiency for uniform inlet conditions with $Ntu_1=Ntu_2$, $C_1^*=C_2^*$, $\delta=0.5$, $\beta_s=0.5\beta$

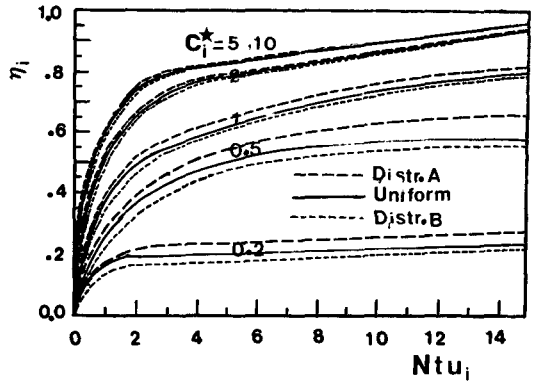


Fig. 10 Regenerator efficiency for uniform inlet conditions with $Ntu_1=Ntu_2$, $C_1^*=C_2^*$, $\delta=1$, $\beta_s=0.5\beta$

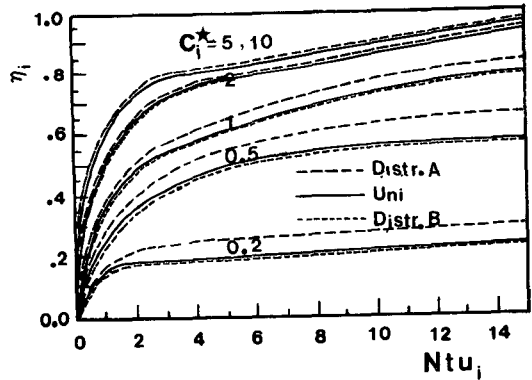


Fig. 11 Regenerator efficiency for uniform $C_1^*=C_2^*$, $\delta=2$, $\beta_s=0.5\beta$

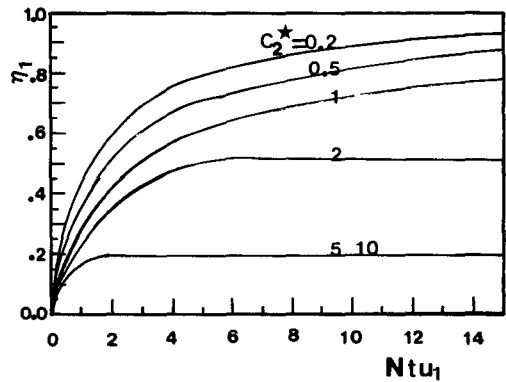


Fig. 12 Period 1 efficiency of unbalanced regenerator for $C_1^*=2$

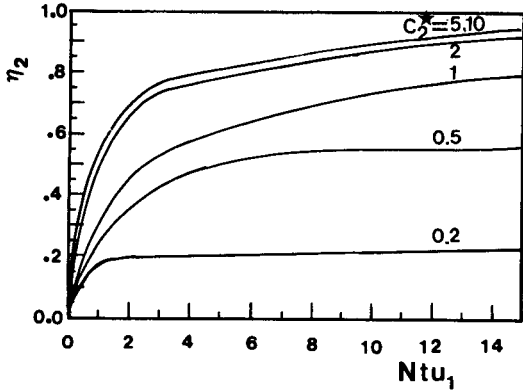


Fig. 13 Period 2 efficiency of unbalanced regenerator for $C_1^*=2$

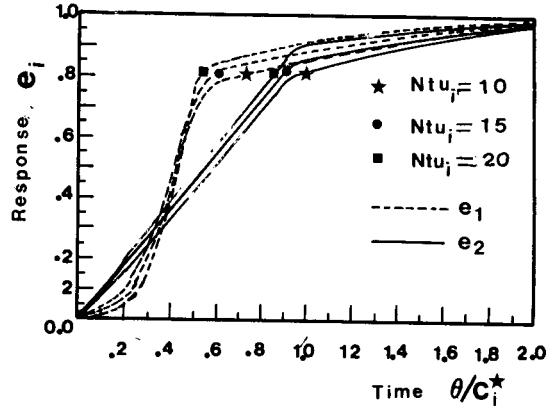


Fig. 14 Transient response of balanced symmetric regenerator for $C_1^*=0.5$

$C_1^* < 1$ 의 경우, 1영역의 배출 유체 온도는 비균일 온도 분포의 영향을 받을 수 있었다.

Fig. 12와 13은 熱容量率比 $C_1^*=2$ 일 때 비평형 재생기의 효율 η_1 과 η_2 의 상관관계를 나타내는 선도 들로써, Fig. 12에서와 같이 C_2^* 의 값이 증가할 수록 1영역의 효율 η_1 는 감소하나, 2영역의 효율 η_2 는 Fig. 13에서와 같이 C_2^* 의 값의 증가와 함께 증가하며, 이것은 식 (8)이 성립함을 보여준다.

3.2 時間的 變化

Fig. 14와 Fig. 15는 시간적 변화에 대한 재생기의 과도 응답성을 나타낸 선도로서 平衡對稱形 재생기에서 熱容量率比 $C_1^* < 1$ 인 Fig. 14의 경우 1영역의 응답성 e_1 은 2영역 응답성 e_2 보다 빠르며, 응답성 e_2 는 초기부터 무차원 시간 $\theta/C_1^* < 1$ 까지는 선형적으로 증가하나 $\theta/C_1^* > 1$ 에서는 서서히 증가하였다. 熱容量率比 $C_1^* > 10$ 인 Fig. 15의 경우는 2영역의 응답성 e_2 이 1영역의 응답성 e_1 보다 빠르며, 무차원 주기 $\theta/C_1^* > 1$ 의 경우 응답성 e_2 는 Ntu_1 의 영향을 거의 받지 않는다. 또한 Ntu_1 가 증가할 수록 응답성은 낮아진다.

Fig. 16과 Fig. 17은 $C_1^*=C_2^*$ 인 재생기에서 $Ntu_1=Ntu_2=10$ 일 때 熱容量率比 C_1^* 의 변화에 대한 선도로서 Fig. 16은 응답성 e_1 은 熱容量率比 C_1^* 가 증가할수록 감소하며, 특히 熱容量率比 $C_1^* > 1$ 보다 커지면 응답성 e_1 은 매트릭스의 회전 속도에 따른 주기적인 응답성을 보였다. 그러나, Fig. 17은 응답성 e_2 에 관한 것으로 熱容量率比 C_1^* 의 증가에 따라 응답성 e_2 도 증가하였다.

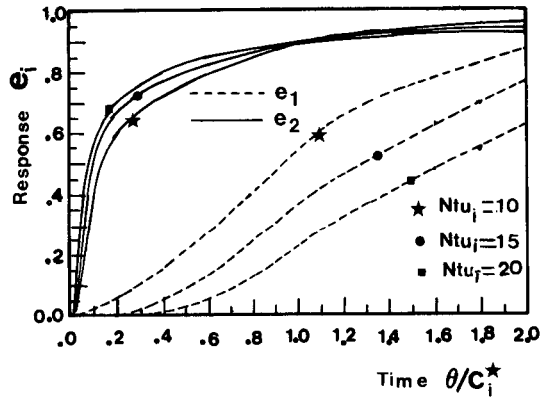


Fig. 15 Transient response of balanced symmetric regenerator for $C_1^*=10$

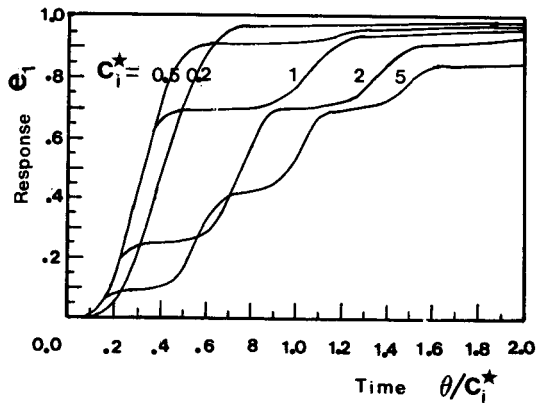


Fig. 16 Effect of C_1^* on transient response for $Ntu_1=Ntu_2=10, C_1^*=C_2^*$

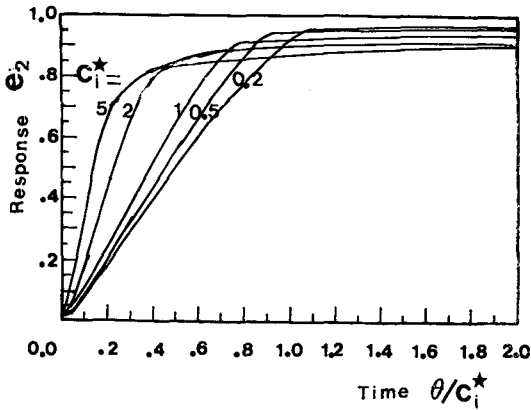


Fig. 17 Effect of C_i^* on transient response for $Ntu_1 = Ntu_2 = 10, C_1^* = C_2^*$

4. 결 론

유입 유체 온도의 시간적 변화 또는 매트릭스 하우징 내의 비균일 온도 분포에 따른 회전형 재생기에 관하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 비균일 온도 분포를 갖는 회전형 재생기의 경우는

- (1) 熱容量率 $C_i^* < 1$ 에서는 균일 온도 분포와 비균일 온도 분포의 효율이 차가 크다.
- (2) 熱容量率 $C_i^* > 1$ 의 경우에는 효율의 차가 거의 없었으며, 분포 A가 분포 B보다 효율이 높아지며, C_i^* 가 증가할수록 효율도 증가한다.

● 시간적 변화에 따른 과도응답의 경우는

- (1) 熱容量率 $C_i^* < 1$ 에서는 2영역 응답성 e_2 가 1영역 응답성 e_1 보다 빠르다.
- (2) 熱容量率 $C_i^* > 1$ 의 경우는 1영역 응답성 e_1 이 2영역 응답성 e_2 보다 빠르며, Ntu_i 가 증가할수록 응답성은 낮아진다.

참 고 문 헌

(1) Banks, P. J., 1980, "Prediction of Heat and Water

Vapor Exchanger Performance from that of a Similar Heat Exchanger", Compact Heat Exchangers -History, Technological Advancement and Mechanical Design Problems, HTD-Vol. 10, Edited by R.K. Shah, C.F. McDonald, and C.P. Howard, ASME Winter Annual Meeting, New York, pp.57~64.

- (2) Coppage, J.F. and London, A.L., 1953, "The Periodic-Flow Regenerator-A Summary of Design Theory", Trans. of ASME, Vol. 75, pp.779~787.
- (3) Lambertson, T.J., 1958, "Performance Factors of a Periodic Flow Heat Exchanger", Trans. of ASME, Vol. 80, pp.586~592.
- (4) London, A. L., Sampsel, D.F., and McGrown, J.G., 1964, "The Transient Response of Gas Turbine Plant Heat Exchanger Additional Solutions for Regenerators of the Periodic-Flow and Direct-Transfer Type", Trans. of ASME, Vol. 86, pp.127~135.
- (5) Willmott, A.J. and Burns, A., 1977, "Transient Response of Periodic Flow Regenerators", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 20, pp.753~761.
- (6) Romie, F.E., 1984, "Transient Response of the Counterflow Heat Exchanger", Trans. of ASME, Vol. 106, pp.620~626.
- (7) Shah, R.K., 1981, "Transient Response of Heat Exchanger", Heat Exchanger, Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Edited by Kokac, S., Berglss, A.E., and Mayinger, F., Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, D.C., New York, pp.915~953.
- (8) Kays, W.M., and London, A.L., 1984, Compact Heat Exchanger, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- (9) Maclaine-Cross and Banks, P.J., 1972, "Coupled Heat and Mass Transfer in Regenerator Prediction Using Analogy with Heat Transfer", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp.1225~1242.
- (10) 조진호, 이대우, 1988, "컴퓨터를 이용한 가정용 냉방기기의 실내쾌적조건 조절에 관한 실험적 연구", 공기조화·냉동공학회지, Vol.17, No. 4, pp.442~447.
- (11) 이대우, 조진호, 1989, "주파수변조장치를 이용한 열펌프식 공기조화기의 냉방-난방에 관한 실험적 연구", 공기조화·냉동공학회논문집, Vol. 1, No.3, pp. 203~209.