

주기적 왕복유동에 의한 축열매체의 열회수 특성에 관한 연구

한 화 태[†], 신 민 우^{*}

국민대학교 기계자동차공학부, *국민대학교 대학원

A Study on Heat Recovery Characteristics of Porous Media According to Periodic Oscillating Flows

Hwataik Han[†], Min-Woo Shin^{*}

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

^{*}Graduate School, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received November 28, 2006; revision received December 15, 2006)

ABSTRACT: The objective of the present study is to investigate the heat storage characteristics of a packed bed according to periodically oscillating flows. Experiments have been performed to measure transient temperature distributions in solid and fluid phases of the porous media. A simplified analytical model has been developed with intra-particle and dispersion effects neglected, and non-dimensional parameters have been derived. The transient temperature distributions according to the simplified numerical model agree well with the experimental results. Heat storage efficiencies defined in two different ways are obtained for various time periods and face velocities.

Key words: Heat storage(축열), Porous media(다공성 물질), Oscillating flow(왕복유동), Heat recovery ventilator(폐열회수 환기장치)

기 호 설 명

A : 덕트 단면적 [m^2]
 a : 고체구의 열전달 표면적 [m^2/m^3]
 Bi : Biot 수, hd/k_s
 C_p : 정압비열 [$J/kg K$]
 D : 충전층의 직경 [m]
 d : 고체구의 직경 [m]
 h : 대류열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도율 [$W/m K$]
 L : 충전층의 길이 [m]
 Nu : Nusselt 수, hd/k_f

Pr : Prandtl 수
 Re : Reynolds 수, Ud/ν_f
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 t : 시간 [s]
 t_p : 유동의 방향전환 주기 [s]
 U : 면풍속 [m/s]
 x : 축방향 좌표 [m]
 x^* : 무차원 공간좌표

그 리 스 문 자

ϵ : 공극률
 η : 축열효율
 θ : 무차원 온도
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4687; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: hhan@kookmin.ac.kr

τ : 무차원 시간

하첨자

C : 저온측
 f : 유체
 H : 고온측
 s : 고체

1. 서 론

최근 신축 공동주택에서 실내공기오염에 대한 우려가 높아지고 환기장치의 설치가 의무화됨에 따라 충분한 환기와 에너지 절감을 동시에 이룰 수 있는 폐열회수 환기시스템에 대한 관심이 높아지고 있다.

현재 사용되고 있는 폐열회수 환기시스템은 대부분 판형 열교환기나 회전식 열교환기로서, 배기로부터의 열을 회수하여 급기로 전달하는 동시 급배기 열교환 방식을 채용하고 있다. 이런 방식의 환기시스템은 내부에 급기와 배기유로를 형성해야 하므로 크기가 커질 뿐 아니라 덕트 관로가 복잡해지고 급배기 덕트가 교차할 수 있도록 충분한 천장고를 필요로 한다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 하나의 덕트 관로를 이용하여 급배기를 동시에 할 수 있는 새로운 개념의 교류형 축열식 폐열회수 환기시스템이 제안되고 있다.⁽¹⁾ 축열매체는 배기열에 의하여 충전되었다가 이후 송풍 방향이 전환되면 축열된 열은 급기로 회수되어 실내로 전달된다. 시스템의 최적화를 위해서는 축열재의 크기와 형상, 그리고 유동주기 등 다양한 시스템 변수에 따른 열전달 및 축열 성능에 관한 연구가 필요하다.

다공성 물질을 이용하여 열에너지 저장 및 방출을 위한 재생기의 열전달 특성에 대해서는 많은 연구가 진행되어 왔다. Riaz⁽²⁾는 충전층(pack-bed)를 이용한 열저장시스템의 비정상 열전달 특성을 유체와 고체온도를 동일하게 가정한 단일 방정식 모델과 유체온도와 고체온도를 구별하되 충전층 내의 확산 및 고체 내부로의 열전도를 무시한 이 방정식 모델을 적용하여 분석하였다. Frank et al.⁽³⁾은 열에너지 저장과 재생기에 대한 이론적 개념을 정리하였고, Ozturk and Bascetincelik⁽⁴⁾는 바이오시스템을 위한 열에너지 저장장치로 이

용되는 다공성 물질을 적층한 충전층이 얼마나 효율적으로 열에너지를 저장하는지에 관하여 고찰하였다. Byun et al.⁽⁵⁾은 스티어링 엔진 재생기의 열전달 현상을 지배하는 주요 변수를 도출하고, 유체와 고체 각각의 온도변화에 대한 해석해를 구하였다. Lee et al.⁽⁶⁾은 로터리식 제습기의 다공성 물질에 의한 제습 특성에 대한 연구를 수행한 바 있다. 지금까지 다공성 재질을 이용하여 재생기, 제습기 등 다양한 열 및 물질전달 특성에 관한 연구를 진행하여 왔으나 환기시스템이 갖는 변수범위에 속하는 연구나 폐열회수 환기장치에 응용된 예는 없다.

따라서 본 연구에서는 교류형 축열식 폐열회수 환기시스템의 개발을 목적으로 실제 환기장치를 모델로 하여 면풍속과 송풍방향 전환주기 등 각종 시스템 변수에 따른 열전달 특성 및 축열효율 등에 관하여 고찰하고자 한다.

2. 이론적 고찰

2.1 해석모델

본 연구의 해석모델은 Fig.1과 같다. 직경이 D 이고 길이가 L 인 원통 내에 공극률 ϵ 인 다공성 물질이 채워져 있고, t_p 를 주기로 면풍속 U 의 방향이 전환된다.

충전층을 이루고 있는 유체 및 고체의 물성치는 일정하고 통과풍속은 균일하다고 가정한다. 또한 고체측 유동방향으로의 열전도는 무시하고 유체측 열용량은 무시한다. 이러한 가정 하에 유체와 고체에 대한 에너지방정식은 각각 다음과 같이 단순화된다.

$$(\rho C_p)_f u \frac{\partial T_f}{\partial x} = ha(T_s - T_f) \tag{1}$$

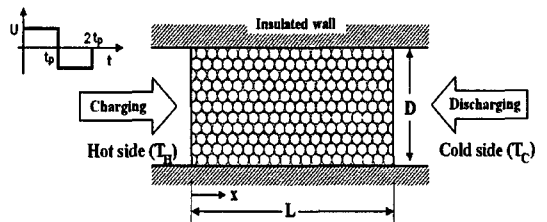


Fig. 1 Heat storage model for oscillating flows.

$$(1-\epsilon)(\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = ha(T_f - T_s) \quad (2)$$

이를 무차원화하면 다음의 식과 같이 된다.

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial x^*} = N(\theta_s - \theta_f) \quad (3)$$

$$KF \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = N(\theta_f - \theta_s) \quad (4)$$

여기서 사용된 무차원 변수는 다음과 같다.

$$\tau = \frac{t}{t_p}, \quad x^* = \frac{x}{L}, \quad \theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} \quad (5)$$

$$N = \frac{haL}{U(\rho C_p)_f}, \quad F = \frac{L/t_p}{U/\epsilon}, \quad K = \frac{(1-\epsilon)(\rho C_p)_s}{\epsilon(\rho C_p)_f} \quad (6)$$

여기서 N 은 축열매체의 NTU(number of transfer unit), F 는 유동의 전환주기와 축열매체 통과 시간의 비를 나타내며, K 는 고체와 유체의 열용량 비를 나타낸다.

축열 및 방열과정에 대한 경계조건은 다음과 같고 이들 경계조건이 주기적으로 반복된다.

축열과정 ($0 < t < t_p$)

$$u(t, x) = U \quad (7)$$

$$T_f(t, 0) = T_H \quad (8)$$

방열과정 ($t_p < t < 2t_p$)

$$u(t, x) = -U \quad (9)$$

$$T_f(t, L) = T_C \quad (10)$$

한편 축열재에 대한 대류 열전달계수 h 는 충전층에서의 유동에 대한 열전달 상관식⁽⁷⁾을 이용하여 구한다.

$$Nu = (0.5 Re^{1/2} + 0.2 Re^{2/3}) Pr^{1/3} \quad (11)$$

여기서 Nu 는 Nusselt 수(= hd/k_f)이고, Re 는 축열구의 직경에 근거한 Reynolds 수(= Ud/ν_f), U

리고 Pr 은 유체의 Prandtl 수이다.

2.2 축열효율

주기적 정상상태에 도달한 후 한 번의 왕복주기($2t_p$) 동안, 축열과정에서 유체로부터 고체에 저장된 열량 Q_{stored} 은 방열과정에서 고체에서 유체로 회수되는 열량과 같다. 이 열량이 실내 열부하를 저장시키는 유용한 열량이다. 이 기간 동안 실내에서 외부로 배출되는 유체의 열량을 $Q_{f,exh}$, 고체에 저장될 수 있는 최대 열량을 $Q_{s,max}$ 라 하면 이들은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{f,exh} = UA(\rho C_p)_f t_p \cdot (T_H - T_C) \quad (12)$$

$$Q_{s,max} = (\rho C_p)_s (1-\epsilon) AL \cdot (T_H - T_C) \quad (13)$$

$$Q_{stored} = (\rho C_p)_s (1-\epsilon) AL \cdot (\overline{T}_s(t_p) - \overline{T}_s(2t_p)) \quad (14)$$

여기서 $\overline{T}_s(t_p)$ 와 $\overline{T}_s(2t_p)$ 는 각각 축열이 끝난 시점과 방열이 끝난 시점의 고체의 평균 온도이다. 이로부터 다공성물질의 축열효율은 다음과 같은 두 가지 방법으로 정의할 수 있다.

$$\eta_1 = \frac{Q_{stored}}{Q_{s,max}} \quad (15)$$

$$\eta_2 = \frac{Q_{stored}}{Q_{f,exh}}$$

여기서 효율 η_1 은 고체의 최대가능 축열량에 대한 실제 축열량의 비이고, 효율 η_2 는 외부로 버려지는 유체열량에 대한 축열량, 즉 회수열량의 비를 의미한다.

2.3 해석방법

해석은 Euler 방법을 이용하여 두 개의 연립미분방정식 식(3)과 (4)를 교대로 시간축으로 전진하면서 수행하였다. 축방향으로 20등분하였고 무차원 시간스텝을 0.01로 하여 주기적 정상상태에 도달할 때까지 해석을 수행하였다. 수렴조건은 주기적 변화의 최대값이 10^{-4} 이하로 하였고 시스템 변수에 따라서 10~50주기 사이에서 수렴되었다. 여기서 사용된 다공성 물질과 시스템 변수는

실험에서 사용된 변수들을 기준으로 하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

실험장치는 Fig. 2와 같이 구성되어 있다. 장치의 양쪽에는 풍량전환을 위하여 3-방향 밸브가 설치되어 있고, 덕트 내 풍량측정을 위하여 양쪽 방향으로 직경 60 mm 노즐이 설치되어 있다. 노즐 양단의 압력차는 마이크로 마노미터로 측정하여 풍량을 산정하였다. 송풍기는 인버터로 풍량이 조절되며 플레넘과 정류기(straightener)를 이용하여 덕트 단면에 걸쳐 균일한 속도가 유지되도록 하였다. 고온측 덕트에는 히터가 설치되어 있고 저온측에는 항온조와 열교환기가 설치되어 있다. 시험부는 직경이 균일한 구로 적층된 충전층으로서 내경은 0.1 m, 길이는 0.3 m이고, 외벽을 통한

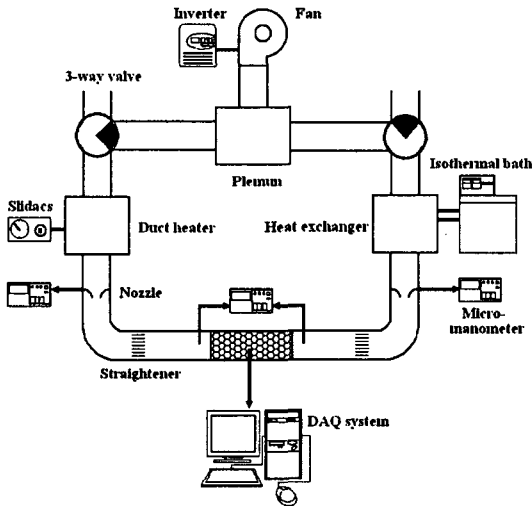


Fig. 2 Schematic diagram of the present experimental setup.

열손실을 줄이기 위하여 단열재로 쌓여 있다. 충전층에 사용된 축열재는 탄소강구와 흑연구이다. 탄소강구의 카탈로그 직경값은 14.25 mm이며 유효숫자로부터 균일도는 0.05 mm로 추정된다. 흑연구의 경우는 무작위로 추출된 200개의 직경 측정결과를 통계분석한 결과, 평균 14.72 mm, 표준편차 1.14 mm이다. 또한 공극률은 충전층에 실제로 들어간 탄소강구와 흑연구의 개수로부터 산정된 값으로 두 경우 모두 0.43이다.

다공성 매질 내의 유체 및 고체의 온도분포를 측정하기 위하여 30 mm 간격으로 T-type 열전대가 각 11개씩 설치되어 있다. 고체온도 측정 열전대는 구형 고체 속으로 삽입되어 고체와의 접촉을 좋게 하였고, 유체온도 측정 열전대는 정선부분을 스테인레스 관에 넣어 고체와 직접 접촉하는 것과 복사열의 영향을 방지하였다. 온도와 유량 등 각종 센서로부터의 데이터 수집은 National Instrument사의 PXI 장치로 수행하였다.

3.2 실험방법

본 실험에서는 탄소강구와 흑연구로 구성된 충전층의 압손특성과 축열특성을 측정하였다. 탄소강구와 흑연구의 물성치는 Table 1에 나타나 있다. 축열특성을 측정하기 위하여 저온(10°C)의 공기를 충분한 시간 동안 공급하여 충전층의 초기 온도가 균일하게 유지된 상태에서 3-way 밸브를 조절하여 유동방향을 전환하였을 때의 충전층의 온도변화를 측정하였다. 고온측 급기온도는 28°C이다. 다공성 충전층 내의 고체와 유체에 설치된 열전대로부터의 온도측정 데이터는 매 1초 간격으로 수집되었다. 열전대의 오차는 교정오차 ±0.1°C를 포함하여 ±0.2°C이다. 또한 마이크로 마노미터의 오차는 ±5 Pa로 알려져 있으며 Kline and McClintock⁽⁸⁾에 의한 오차분석 결과 풍량 측정상의 오차는 ±6%로 추정된다.

Table 1 Properties of heat storage material

| Properties | Carbon steel | Graphite |
|--------------------------------------|--------------|------------|
| Density, ρ [kg/m ³] | 7800 | 2280 |
| Specific heat, C_p [J/kg K] | 430 | 917 |
| Thermal conductivity, k [W/m K] | 50 | 1.4 |
| Diameter, d [mm] | 14.25±0.05 | 14.72±1.14 |
| Porosity, ϵ | 0.43 | 0.43 |

4. 결과 및 고찰

4.1 압력손실 측정결과

직경이 0.1 m이고 길이가 0.3 m인 충전층 양단의 압력손실 결과가 Fig. 3에 나타나 있다. 유체의 유입 면풍속이 증가함에 따라 압력손실이 증가한다. 탄소강구와 흑연구에 관계없이 지수는 2에 가깝게 측정되었다. 두 경우의 공극률은 동일하지만 흑연구의 압력손실이 크게 측정되는 것은 탄소강구에 비하여 크기와 형상이 균일하지 않고 표면의 거칠기 때문인 것으로 볼 수 있다.

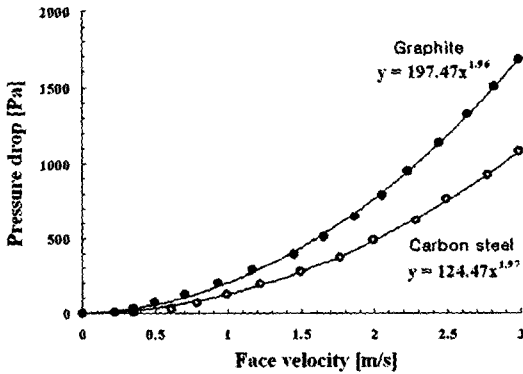


Fig. 3 Pressure drop across the packed beds with respect to the face velocity.

4.2 다공성 물질내 비정상 온도분포 측정결과

균일한 초기온도에 있는 충전층에 고온의 유체가 유입될 때, 시간에 따른 온도분포를 측정하였다. 탄소강구로 된 축열재에 대하여 면풍속이 2 m/s일 때 측정된 결과를 Fig. 4에 보인다. 유체의 온도는 유동방향을 따라서 감소하고 있으며 시간 경과에 따라서 전반적으로 온도분포가 상승하고 있다. 고체의 온도분포는 유체 온도분포를 시간적으로 뒤따라 추종하여 상승하는 것을 볼 수 있다. 그림에서 표식은 온도측정 결과이며 실선은 앞에서 설명한 단순 모델(simplified model)⁽²⁾로부터 계산된 수치해석결과로서 두 개의 결과가 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

축열재가 흑연구일 때 면풍속에 따른 고체 내의 온도변화과정을 Fig. 5에 보이고 있다. 면풍속이 빠를수록 열전달계수가 증가하여 고체의 온도 상승 속도가 빠르다. 면풍속이 3 m/s일 때, 420 s 이후에는 전 구간의 고체온도가 유입온도에 접근하여 거의 충전이 완료된 것을 알 수 있다.

여전히 수치해석결과와 실험결과가 비교적 잘 일치하고 있으나, 탄소강구일 때에 비하여 다소 차이가 다소 발생하고 있다. 이는 단순 모델에서 사용한 고체 내부의 열전도를 무시한 가정에 의한 오차 때문인 것으로 판단된다. 참고로 면풍속이 2 m/s일 때 탄소강구의 경우에는 Biot 수가 0.025

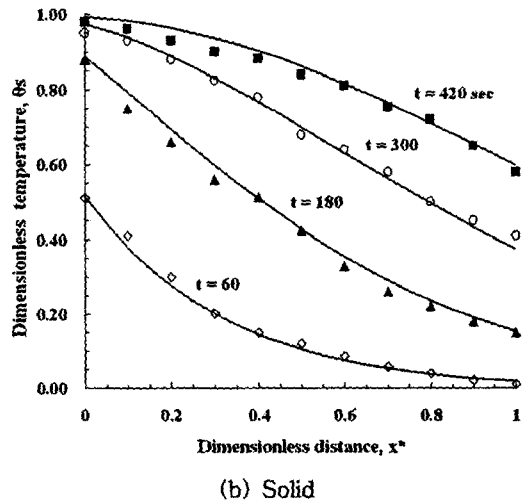
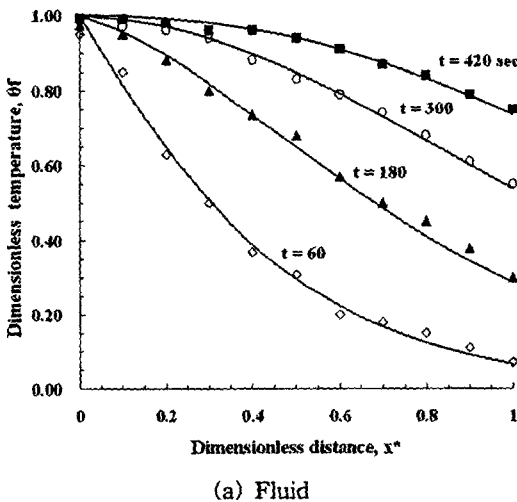
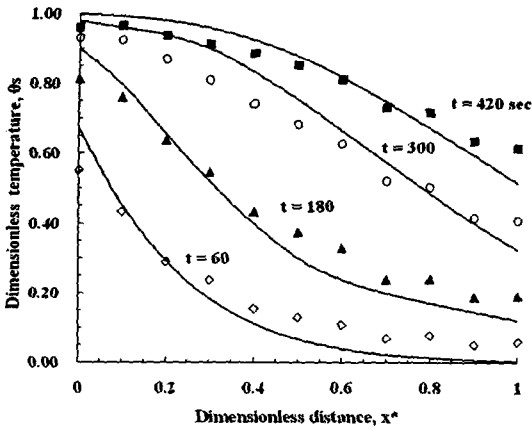
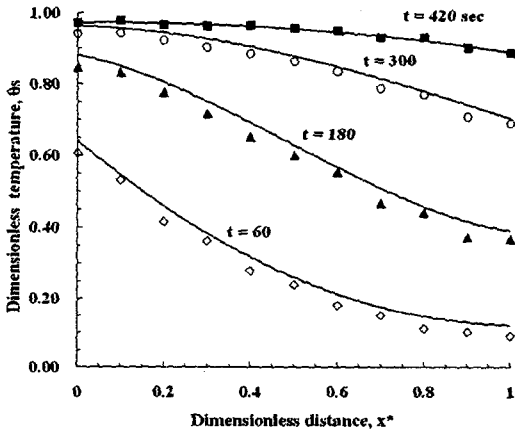


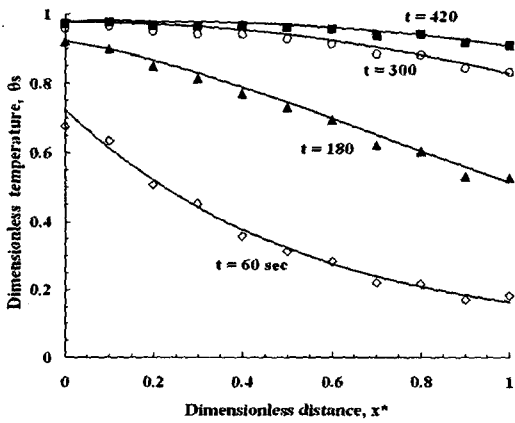
Fig. 4 Transient temperature distributions in the packed bed of carbon steel spheres (Face velocity 2 m/s).



(a) Face velocity 1 m/s



(b) Face velocity 2 m/s



(c) Face velocity 3 m/s

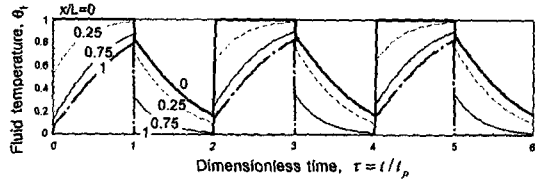
Fig. 5 Transient temperature distributions of solid in the packed bed of graphite spheres.

로서 0.1보다 작은 반면에 흑연구는 Biot 수가 0.89로 0.1보다 크다. 또한 탄소강구에 비하여 흑연구의 불균일한 직경과 거친 표면도 열전달계수의 산정에 영향을 미친 때문인 것으로 추정된다.

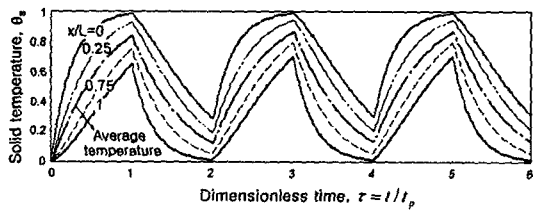
또한 축열재가 흑연구인 경우 탄소강구에 비하여 열용량이 작아서 충전층 내 온도분포가 유체의 유입온도에 보다 빨리 접근하는 것을 볼 수 있다.

4.3 주기적 왕복유동에 의한 온도변화

흑연구로 구성된 충전층에 대하여 축열과정과 방열과정이 반복되어 주기적 정상상태에 도달할 때까지 수치해석을 수행하였다. Fig. 6은 균일한 초기온도로부터 시작하여 주기적 정상상태에 도달하는 과정을 보인다. 면풍속은 2 m/s, 유동전환



(a) Fluid



(b) Solid

Fig. 6 Temperature variations in the packed bed approaching a cyclic steady state.

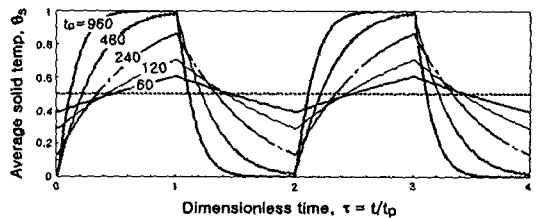


Fig. 7 Average solid temperature variations after a periodic steady state has been reached for various time periods.

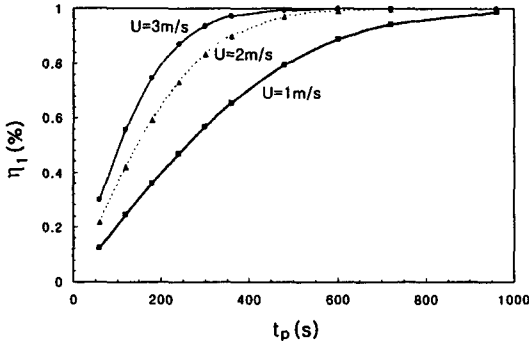


Fig. 8 Heat storage efficiency η_1 as a function of time period for different face velocities.

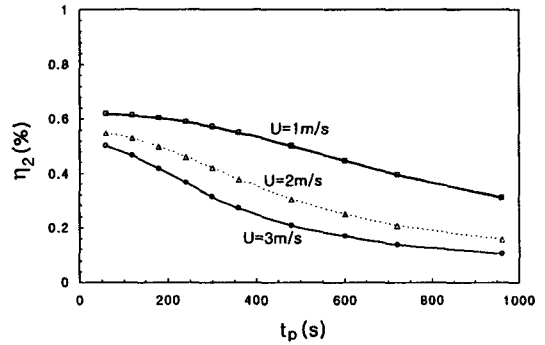


Fig. 9 Heat storage efficiency η_2 as a function of time period for different face velocities.

주기는 240 s이다. 충전층 입구와 출구를 포함한 다공성 매질 내부의 유체와 고체의 온도변화를 보인다. Fig. 6(b)에서 가운데 곡선은 전체 고체의 온도를 적분하여 구한 평균 온도의 변화를 도시한 것이며 이것은 시간에 따른 충전층의 축열량 변화를 나타낸다.

주기적 정상상태에 도달한 후 고체의 평균 온도의 변화과정을 여러 왕복주기에 대하여 구한 결과가 Fig. 7에 보이고 있다. $t_p=960$ s인 경우와 같이 유동의 전환주기가 긴 경우에는 고체의 평균 온도가 유체의 유입온도에 도달할 수 있는 충분한 시간을 갖는다. 반면 $t_p=60$ s인 경우와 같이 전환주기가 짧은 경우에는 고체의 무차원 평균 온도는 0.5를 중심으로 변화폭이 그리 크지 않다. 고체의 축열용량 범위를 충분히 활용하지 못하는 측면이 있으나 유체의 배열을 충실하게 회수하는 것으로 이해할 수 있다. $t_p=960$ s인 경우와 같이 전환주기가 길어 축열재의 온도가 유입온도에 도달하게 되면 더 이상의 축열은 이루어지지 않고 유체의 배열은 그대로 방출된다.

4.4 축열효율

앞에서 정의한 바와 같이 고체의 최대 축열용량에 대한 실제 축열량의 비, 즉 첫번째 축열효율 η_1 은 유동의 전환주기 t_p 가 길어짐에 따라 증가한다. Fig. 8에서 전환주기가 증가함에 따라서 η_1 이 증가하여 1에 접근하는 것을 볼 수 있다. 특히 면풍속이 빠를수록 열전달이 증가하기 때문에 η_1 은 빨리 증가한다.

반면 유체의 배열에 대한 축열량을 고찰하는 두 번째 축열효율 η_2 는 Fig. 9에 보이는 바와 같이 유동의 전환주기가 증가할수록 감소한다. 흥미롭게도 t_p 가 0일 때 최대 효율에 접근한다. 또한 면풍속이 증가할수록 축열되는 열량에 비하여 배기되는 열량이 많아지므로 효율은 감소한다.

5. 결론

축열식 폐열회수 환기장치 개발을 목적으로 왕복유동에 따른 다공성 물질에 대하여 해석모델과 실험장치를 이용하여 열전달 특성과 축열효율에 관한 연구를 수행하였다. 이를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 왕복유동에 따른 다공성 물질의 열전달 특성 및 축열효율에 영향을 미치는 무차원 변수를 도출하였다.
- (2) 고체 내부로의 열전도와 열확산을 무시한 단순모델을 이용한 해석결과가 전체적으로 실험결과와 잘 일치하였다. 충전층 내 온도분포는 Bi수가 0.1보다 작은 탄소강구가 흑연구보다 해석결과와 보다 잘 일치하는 것으로 나타났다.
- (3) 고체가 최대로 저장할 수 있는 열량과 실제 축열량의 비율인 효율 1은 왕복유동 주기가 길수록, 그리고 면풍속이 빠를수록 증가한다.
- (4) 유체의 배열에 대한 축열량의 비율인 효율 2는 왕복유동 주기가 짧을수록, 그리고 면풍속이 느릴수록 증가한다. 이 효율은 유체배열에 대한 회수열량을 나타내는 것으로 교류형 축열식 환기시스템의 설계에 있어서 가장 의미있는 성능변수

로 이해할 수 있다.

왕복유동에 따른 다공성 물질내의 열전달에 관한 연구를 통하여 축열식 폐열회수 환기장치 개발을 위한 기초 설계 데이터를 제시하였다. 다공성 물질의 축열효율 평가시 압력손실을 고려하여야 하며 효율을 향상시키기 위하여 최적화가 이루어져야 한다. 앞으로 변수에 의한 영향과 축열식 폐열회수 환기장치 개발을 위한 연구가 지속적으로 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 연구는 2005년도 국민대학교 교내연구비 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Han, H. and Baik, C.I., 2004, Inhaling and exhaling heat recovery ventilator using the concept of AC ventilation, Magazine of SA-REK, Vol. 33, No. 9, pp. 47-52.
- Riaz, M., 1977, Analytical solutions for single and two-phase models of packed bed thermal energy systems, Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 99, pp. 489-492.
- Frank, W., Schmidt, A. and Willmitt, J., 1981, Thermal energy storage and regeneration, Hemisphere Publishing Co.
- Ozturk, H.H. and Bascetincelik, A., 2003, Energy and exergy efficiency of a packed-bed heat storage unit for greenhouse heating, Biosystems Engineering, Vol. 86, No. 2, pp. 231-245.
- Byun, S. Y., Lee, D. Y. and Ro, S. T., 2001, Transient heat transfer in porous media under oscillating flow condition, Trans. of the KSME(B), Vol. 25, No. 3, pp. 422-432.
- Lee, J. B., Lee, D. Y. and Kim, M. S., 2004, Development of a linearized model and verification of the exact solution for the analysis of a desiccant dehumidifier, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 9, pp. 811-819.
- Whitaker, S., 1972, Forced convection heat transfer correlation for flow on pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles, AIChE Journal, Vol. 18, pp. 361-371.
- Kline, S. and McClintock, F., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.