

과도응답해석을 이용한 열교환기의 성능평가방법에 관한 연구

Performance evaluation technique of a heat exchanger using a transient response analysis

박 병 규*, 홍 택**, 박 상 회***
B. K. Park, T. Hong, S. H. Park

Key words : Performance evaluation(성능평가), Transient response analysis(과도응답해석), Heat transfer coefficient(열전달계수), Heat exchanger(열교환기), Finite difference model(유한차분모델), Single-blow method(단발 송풍온도변화법)

Abstract

The performance evaluation technique of a heat exchanger is described by using a transient response analysis for the determination of an average heat transfer coefficient. The model using a finite difference method can accommodate arbitrary inlet fluid temperature as well as longitudinal conduction. Temperature histories are obtained from the experiments at the inlet and outlet of test core. Heat transfer coefficient and friction factor of the plate array are obtained in short times using the data reduction program of transient response analysis in the single-blow method. The results agree very well with the theoretical results. It is shown that the rms deviations are very small and the performance evaluation technique gives rapid and accurate results.

기 호 설 명

A : 코어의 열전달면적 $=2NLW[m^2]$
 A_c : 코어의 최소 자유유동 면적 $[m^2]$
 a : 벽의 1/2 두께 $[m]$
 c : 비열 $[J/(kg \cdot ^\circ C)]$
 CL : 중심선
 f : 마찰계수

G : 질량유속 $= \dot{m}/A_c [kg/(m^2 \cdot s)]$
 h : 열전달계수 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
 I : 엔탈피 $[J/kg]$
 j : Colburn의 j 인자
 k : 열전도계수 $[W/(m \cdot ^\circ C)]$
 L : 유체 유동방향 열교환기의 길이 $[m]$
 \dot{m} : 유체의 질량유량 $[kg/s]$
 N : 열교환기내의 평판의 수
 Ntu : 전달 단위수 $= hA / \dot{m}c_f$
 Pr : Prandtl 수 $= \mu c/k$
 q : 열전달율 $[W]$
 Re_d : Reynolds 수 $= 4r_h G / \mu_f$

* 정회원, 한국기계연구원 열유체환경연구부
** 금오공과대학교 대학원, 기계공학과
*** 정회원, 금오공과대학교 기계공학과

r_h : 수력반경 = $A_c L / A [m]$

T : 온도 $[^{\circ}C]$

t : 시간 $[s]$

W : 평판의 폭 $[m]$

그리스문자

μ : 점성계수 $[kg/(m \cdot s)]$

ρ : 밀도 $[kg/m^3]$

상첨자

n : 차분방정식내의 시간간격

심첨자

w : 벽

f : 유체

i : 유한차분식의 절점

m : 벽 유한차분식에서의 절점의 수

0,1,2 : 초기, 입구, 출구 상태

1. 서 론

최근에 열교환기는 에너지절약과 사용공간의 제한성을 해결하기 위하여 소형화, 경량화, 고밀도화, 고효율화되는 추세에 있으며, 자동차 및 항공기의 공기조화 산업, 화학공정 산업 등으로 활용이 증대되고 있다. 특히 열교환기의 성능은 공조시스템의 성능에 상당한 영향을 미치는 인자이기 때문에 열교환기의 최적설계는 전체시스템의 효율을 증진하기 위한 매우 중요한 과제이다. 따라서 열교환기 생산자들은 최적설계에 기본이 되는 신속하고 정확한 열교환기의 성능평가방법을 확보하는 것이 시급한 실정이다.

열교환기의 성능평가방법은 정상상태 평가방법과 비정상상태 평가방법으로 구분할 수 있다. 정상상태 평가방법은 Kays와 London⁽¹⁾에 의해 보고되었으며 리큐퍼레이터(recuperator) 표면에 대한 Colburn j인자와 Reynolds수의 관계를 확립하는데 목적이 있다. 이 방법은 $0.2 \leq Ntu \leq 3$ 범위의 열교환기 표면에서 정밀한 성능평가결과를 얻을 수 있는 장점 때문

에 현재까지 사용되고는 있지만 평가시간과 비용이 많이 소요되는 단점이 있다.

비정상상태 평가방법은 재생기(regenerator)의 열저장효과를 이용하여 Ntu가 높은 표면이나 매트릭스형 표면에 대한 Colburn j인자와 Reynolds수의 관계를 확립하는데 목적이 있다. 대표적으로 열교환기 입구에서 온도의 계단함수 입력을 가하여 열전달 성능을 평가하는 단발 송풍온도변화법(single-blow method)과 주기함수 입력을 가하여 열전달 성능을 평가하는 주기 송풍온도변화법(periodic method)이 있으며, 단발 송풍온도변화법이 실험적인 조건의 용이성 때문에 성능평가에 많이 사용된다. 비정상상태 성능평가방법과 관련된 연구는 많이 연구되어 왔다. Farnas⁽²⁾는 코어에 대한 실험적인 출구유체온도 반응곡선을 Schumann(1927)의 재생기이론을 기초로 작도된 해석곡선과 비교하여 코어의 평균열전달계수를 결정하는 직접곡선매칭법(direct curve matching method)을 제시하였다. 이 방법은 데이터의 분석절차가 복잡한 반면에 정확한 Ntu값을 결정할 수 있는 장점이 있다. Locke⁽³⁾는 $Ntu \geq 3.5$ 에서 유용한 실험코어에 대한 출구유체온도 반응곡선의 최대구배와 Ntu값의 함축적인 관계로부터 Ntu값을 결정하는 최대구배법(maximum slope method)을 제시하였다. 그리고 Pucci등⁽⁴⁾은 단발송풍온도변화법에 의한 다공니켈평판으로 제작된 판형환 표면의 열전달성능 평가에 최대구배법을 적용하여 유효성을 입증하였다. Mondt와 Siegl⁽⁵⁾은 $Ntu \leq 3.0$ 에서 유용한 실험코어의 출구유체온도 반응곡선의 초기치 변화로부터 Ntu값을 결정하는 초기상승곡선법(initial rise method)을 제시하였다. Kohlmayr⁽⁶⁾은 $0.5 \leq Ntu \leq 5.0$ 에서 유용한 출구유체의 반응곡선하에서 면적도심의 위치로부터 Ntu값을 결정하는 간접 곡선매칭법(indirect curve matching method)을 제시하였고, 임의 입구유체온도의 변화에 대한 해석을 마련하였다. 이들 연구에서는 시간에 따라 입구유체의 온도가 변할 때 코어의 열전달 성능에 영향을 미치는 인자인 길이방향 전도열전달 효과를 무시하였다. 따라서 이들의 연구는 코어표면과 유체의 엔탈피 변화에 따른 대류열전달 해석이 연구의 목적이었다. Bell과 Kartz⁽⁷⁾는 입구유체의 온도가 주기적으로 변하는 길이방향 전도열전달이 없는 입구유체의 온도변

화가 정현파인 실험코어에 대한 열전달 성능을 평가하였다. 이 후에 Stang과 Bush⁽⁹⁾는 입구유체의 온도가 주기적으로 변하는 길이방향 전도가 있는 실험코어에 주기 송풍온도변화법을 적용하기 위하여 입·출구온도 반응곡선에 대한 Fourier해석으로 기본성분을 추출하고 측정곡선의 진폭감쇄와 위상천이로부터 평균열전달계수를 구하였다. 최근에 Liang과 Yang⁽⁹⁾은 열교환면의 성능을 평가하기 위하여 Laplace 변환법을 사용하여 개선된 단발 송풍온도변화법을 제시하였다. Mullisen⁽¹⁰⁾은 임의의 입구유체 온도 변화와 길이방향 전도열전달을 고려하여 비정상상태 열교환기 성능평가방법을 개발하였다. Sim과 Yang⁽¹¹⁾은 국소열전달계수의 공간의존성을 고려한 새로운 Laplace 영역해석법을 개발하였다. 이러한 비정상상태 성능평가방법은 실험원리가 간단하고 평가시간과 비용이 적게 소요되며, 비교적 높은 정확성의 열교환기의 성능평가 결과를 산출할 수 있기 때문에 현재 열교환기 제작자들에게 그 관심이 고조되고 있다.

이와 같은 비정상상태 열교환기 성능평가방법과 관련된 많은 연구에도 불구하고 국내에서는 열교환기 형상의 기하학적 다양성과 복잡성때문에 이러한 이론을 기초로한 열교환기 열교환기 성능평가방법에 대한 연구자료가 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 열교환기 최적설계의 기초가 되는, 임의의 입구유체 온도변화와 길이방향 전도 열전달이 있는 열교환면의 열전달성능과 마찰특성을 정확히 예측하기 위한 비정상상태 열교환기 성능평가방법을 개발하고 이를 검증하고자 한다. 이를 위하여 데이터를 수집하고, 처리 및 분석과정에서 유한차분해석을 이용한 직접곡선매칭법으로 열교환기표면의 평균열전달계수를 결정한다.

2. 이론 해석

2.1 지배방정식

과도특성을 이용하여 검증하고자 하는 성능평가방법의 열전달해석 대상인 시험코어 모델을 Fig.1에 나타냈으며, 벽과 유체의 에너지평형을 고려하기 위한 검사체적을 Fig.2에 나타내었다. 에너지평형식의 유도과정에서 다음과 같이 가정하였다.

1) 유체 유동방향으로 벽의 내부 전도열전달은 유

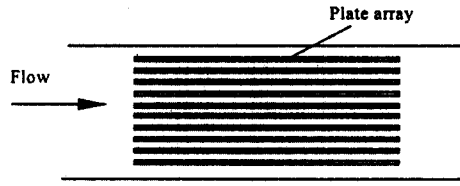


Fig.1 Test core model of plate array heat exchanger

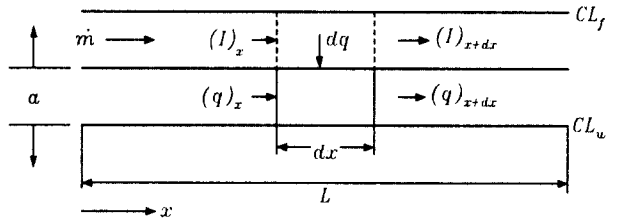


Fig.2 Half-flow passage and half-plate

한하며, 유동에 수직한 방향으로 벽의 내부 전도열전달은 무한하다.

- 2) 벽의 입·출구 측면은 단열이다.
- 3) 유체의 유동방향 전도열전달량은 무시한다.
- 4) 유체의 열용량은 고체의 열용량에 비해 충분히 작아서 무시할 수 있다.
- 5) 유체의 유동은 정상상태이다.
- 6) 유체와 벽의 물성치는 일정하다.

벽과 유체의 에너지 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_w} \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{h}{\rho a c_w} (T_f - T_w) \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{hW}{mc_f} (T_f - T_w) = 0 \quad (2)$$

지배방정식 (1), (2)의 초기조건과 경계조건은 다음과 같다.

$$T_w(x, t=0) = T_f(x, t=0) = T_0 \quad (3)$$

$$T_f(x=0, t) = T_1(t) \quad (4)$$

$$T_f(x=L, t) = T_2(t) \quad (5)$$

여기에서 T_0 , $T_1(t)$, $T_2(t)$ 는 실험으로부터 결정할 수 있다.

2.2 차분방정식

Fig.3은 차분방정식에서 고려할 절점들이다. 수치 계산을 위하여 지배방정식 (1)을 Crank-Nicolson 의 음함수법을 사용하여 차분화하면 벽에 대한 차분 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{T_{w,i}^{n+1} - T_{w,i}^n}{\Delta t} &= \frac{k}{2\rho c_w} \left[\frac{T_{w,i-1}^{n+1} - 2T_{w,i}^{n+1} + T_{w,i+1}^{n+1}}{(\Delta x)^2} \right] \\ &+ \frac{k}{2\rho c_w} \left[\frac{T_{w,i-1}^n - 2T_{w,i}^n + T_{w,i+1}^n}{(\Delta x)^2} \right] \\ &+ \frac{h}{\rho a c_w} [T_{f,i}^n - T_{w,i}^n] (i=2 \dots m) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 $i=2$ 와 m 은 벽의 좌단과 우단을 나타내며 가정에 의해 단열되어 있어 열전도가 일어나지 않는다. 벽의 경계조건은 $i=1$ 과 $m+1$ 에 가상의 절점을 설정하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{w,1}^n = T_{w,2}^n \quad (7)$$

$$T_{w,m+1}^n = T_{w,m}^n \quad (8)$$

이 경계조건들은 직렬 다단으로 배열된 벽 표면에도 쉽게 확장할 수 있어서 연속 벽면에서 결정된 열 전달계수와와의 비교가 가능하게 된다. 이러한 경계조건을 이용하여 식(6)을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} & & C_i \\ A_i & B_i & \\ & & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{w,i}^{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D_i^n \end{pmatrix} \quad (9)$$

행렬요소는 다음과 같다.

$$C = (k\Delta t)/(2\rho c_w \Delta x^2)$$

$$A_i = C \text{ for } i=3, m, \quad A_2 = 0,$$

$$B_2 = -C - 1, \quad B_m = B_2,$$

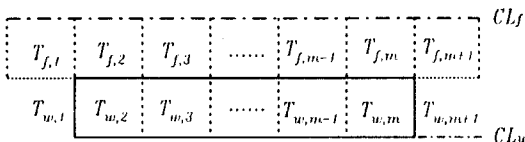


Fig.3 The division into finite-difference nodes

$$B_i = -2C - 1 \text{ for } i=3, m-1,$$

$$C_i = C \text{ for } i=2, m-1, \quad C_m = 0,$$

$$D_i = T_{w,i}^n [2C + (h\Delta t/\rho a c_w) - 1]$$

$$- C [T_{w,i-1}^n + T_{w,i+1}^n]$$

$$- [h\Delta t/\rho a c_w] T_{f,i}^n \text{ for } i=2, m \quad (9a)$$

벽의 온도분포 $T_{w,i}^{n+1}$ 는 식(9)을 삼중대각행렬 알고리즘(TDMA)으로 계산할 수 있다. 유체의 온도 분포를 결정하기 위하여 식(2)는 다음과 같이 후진 유한차분식으로 표시된다.

$$T_{f,i}^{n+1} = \frac{Cl T_{w,i}^{n+1} + T_{f,i-1}^{n+1}}{1 + Cl} \quad (10)$$

여기서 $Cl = (hW\Delta x)/(mc_f)$ 이다.

식(3)의 초기조건과 식(4), (5)의 경계조건은 다음과 같이 표현된다.

$$T_{w,i}^1 = T_{f,i}^1 = T_0 \quad (11)$$

$$T_{f,1}^n = T_1(t) \quad (12)$$

$$T_{f,m}^n = T_2(t) \quad (13)$$

차분방정식 유도과정에서의 열전달계수 h 의 물리적 의미를 살펴보면, Fig.2로부터 미소길이 dx 에 대한 표면으로부터의 열전달량과 유동유체로의 열전달량 dq 는 다음 식으로 표현된다.

$$dq = hdx(T_f - T_w) \quad (14)$$

$$dq = mc_f dT_f \quad (15)$$

식(14), (15)을 정리하여 적분하면,

$$\int_{T_f=T_1}^{T_f=T_2} \frac{dT_f}{T_f - T_w} = \int_{x=0}^{x=L} \frac{hdx}{mc_f} \quad (16)$$

만약 벽이 일정온도 경계조건을 만족한다면, 열전달계수 h 는 식(16)으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$h = \frac{mc_f}{L} \ln \left[\frac{T_2 - T_w}{T_1 - T_w} \right] \quad (17)$$

유체 유동방향 길이 L 을 통한 유동유체로의 열전달량 q'' 는 다음 식으로 표현된다.

$$q'' = \frac{mc_f}{L}(T_1 - T_2) \quad (18)$$

식(17), (18)을 정리하면 열전달계수 h 에 대한 표현식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = \frac{q''}{\frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_w - T_1}{T_w - T_2}}} \quad (19)$$

한편 Shah와 London⁽¹³⁾의 열적 입구영역에서 정의한 평균열전달계수 h_m 은 다음 식과 같다.

$$h_m = \frac{q''}{\frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_w - T_1}{T_w - T_2}}} \quad (20)$$

따라서 식(19)과 식(20)의 비교를 통하여 본 실험에서 가정한 일정 벽온도 경계조건에서의 열전달계수 h 가 Shah와 London이 정의한 평균열전달계수 h_m 과 동일함을 알 수 있다.

2.3 열전달 성능평가 절차

열전달 해석모델의 성능을 평가하기 위한 직접곡선매칭법의 해석절차를 Fig.4에 나타냈다. 먼저 적절한 h 값을 가정하고 차분방정식(9)로부터 벽의 온도분포 $T_{w,i}^{n+1}$ 를 결정한다. $T_{w,i}^{n+1}$ 를 차분방정식(10)에 적용하여 연속적으로 유체의 온도분포 $T_{f,i}^{n+1}$ 를 결정한다. 결정된 $T_{f,i}^{n+1}$ 를 실험을 통하여 결정한 출구온도의 이력 $T_2(t)$ 와 비교하여 두 온도의 평균 절대편차가 주어진 ϵ 보다 작은 수렴조건을 만족하면 가정한 h 값을 유체의 열전달계수 h 로 한다. 반면에 수렴조건을 만족하지 못하면 가위치법(regula-falsi method)을 사용하여 두 온도의 평균 대수편차에 의한 증감분 Δh 를 구하고 가정한 h 에 부가하며 이 과정에서 h 의 오차가 점점 줄어들게 되어 수렴조건을 만족할 때까지 Fig.4의 절차를 반복한다. 이 직접곡선매칭절차를 따라서 임의의 입구온도 변화와 길이 방향 전도열전달이 있는 열교환기의 열전달 성능을 예측할 수 있도록 성능평가 프로그램을 개발하였다.

2.4 마찰인자 f 및 j 인자

열교환기 벽 표면의 마찰인자 f 와 j 인자는 다음 식으로 결정하였다.

$$f = \frac{r_h}{L} \left(\frac{\Delta p}{\rho u_m^2 / 2} - K_c - K_e \right) \quad (21)$$

$$j = \frac{h}{G C_f} \text{Pr}^{2/3} \quad (22)$$

여기서 u_m 은 코어내부의 유체 유속, Δp 는 열교환기를 통한 압력강하이고, K_c , K_e 는 열교환기 입구와 출구의 손실계수로 Kay와 London⁽¹¹⁾에 제시된 값을 사용하였다.

3. 실험

3.1 실험장치

실험장치는 풍동, 측정부, 자료획득 및 제어 시스템, 시험용 열교환기로 구성되며, 전체적인 시스템의 개략도를 Fig.5에 나타내었다.

풍동은 열교환기 입구온도의 조절을 위한 가열부, 시험단면에 균일유동을 만들기 위한 단면축소부, 250

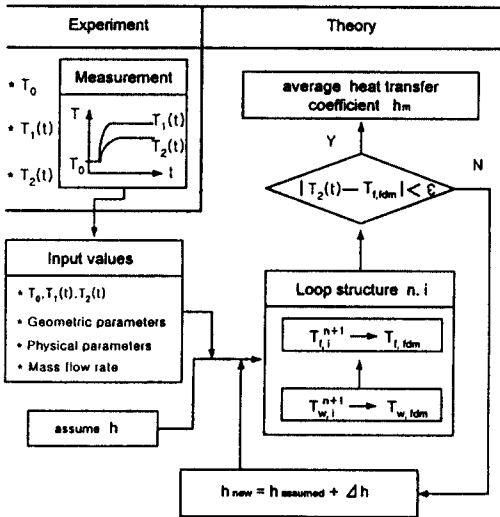


Fig.4 Performance evaluation process in the present model

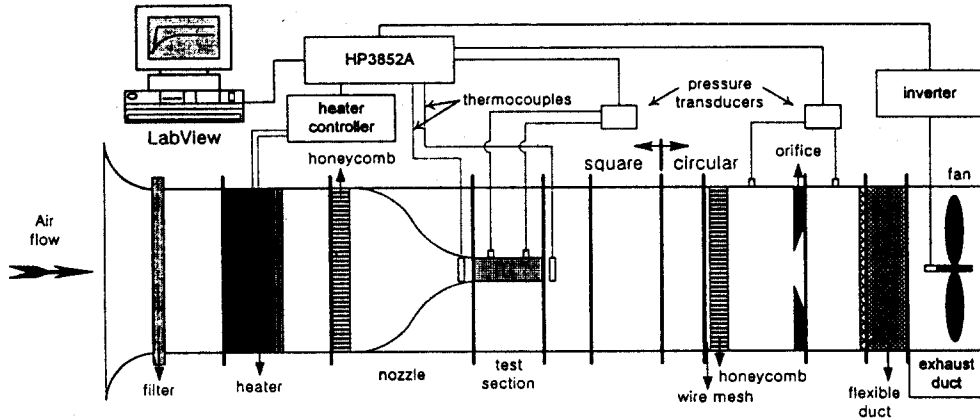


Fig.5 Schematic diagram of experimental apparatus

×60×500mm의 단열된 열교환기 설치부, 오리피스 가 설치되어 있는 직경 260mm 원통형으로 된 공기 유량 측정부, 인버터와 와류형 송풍기로 구성된 흡입 공기 유량 조절부, 배기덕트로 구성되어 있다.

가열부는 시험부의 유동단면 135cm^2 에 비하여 625cm^2 의 상대적으로 큰 단면적을 가지며 직경 0.4mm인 니크롬 와이어를 사용하여 매쉬 스크린(20×20 메쉬) 형태로 제작하여 유동단면을 균일하게 가열하였다. 이것은 히터가 낮은 온도로 유지되게 함으로써 히터에 직접 노출되는 시편 상류의 열전대에 대한 복사영향이 거의 없게 하기 위한 것으로 과도적인 성능평가방법에서는 실험결과가 온도의 측정오차에 매우 민감하기 때문이다.

열교환기는 두께 1.0mm의 알루미늄 판으로 제작되어 공간에 균일하게 배열된 10개의 평행 평판으로 구성되어 있다. 각 평판은 길이 290mm, 폭 230mm, 평판과 평판사이의 거리는 5mm이며 평판의 길이 L 을 기준으로 한 열교환기의 수력반경 r_h 는 2.5mm이다. 시편들의 지지부 구조는 베클라이트로 흡을 파서 제작하였다. 특히 시험기간 동안 코어의 열전달 표면을 제외한 부분들의 열용량 효과가 무시될 수 있도록 시험부, 히터 지지부 구조체, 시험용 열교환기 코어들의 설계에 특별한 주의가 필요하다. 시험부 외부는 두께가 40mm인 단열재를 사용하여 단열하였다.

열교환기 코어를 통한 압력강하를 측정하기 위하여 시험부 측면 중앙에 직경 1.0mm의 정압공 2개를 설치하였다. 이 정압공들은 각각 시편의 선단과

후미로부터 60mm 떨어진 곳에 있다. 측정된 열교환기를 통한 압력강하로부터 평균 마찰인자를 계산하였다.

열교환기 코어의 입구온도는 시험부의 상류단면을 가로질러 일정간격으로 배열된 3개의 직경 0.127mm T형 열전대에 의하여 측정된다. 동일한 방법으로 출구공기의 온도를 측정하기 위하여 열교환기 코어 출구의 하류에도 열전대를 설치하였다.

인버터로써 링 블로어의 유량을 제어하였으며, 유량측정을 위하여 원형덕트 하류에 직경 80mm의 오리피스를 설치하였다. 자료획득 제어장치인 HP3852A로써 시험용 시편 전후의 온도, 압력강하를 측정하며, 또한 실험조건의 설정에 필요한 송풍량의 제어 신호와 송풍온도의 제어신호는 각각 인버터와 히터 제어를 통하여 조절한다. 실험 자료획득 및 장치 제어에는 LabView 프로그램을 이용하였다.

3.2 실험조건 및 방법

실험동안 열교환기의 전면유속 V 는 1.3~3.9m/s로 변환시켰으며, 수력직경 기준 Reynolds수의 범위는 대략 930~2,800이다. 인버터에 의한 송풍기의 기동시간을 고려하여 30초 동안 일정풍량으로 운전하여 유동이 정상상태가 되면 열교환기 입·출구 공기의 온도이력은 히터에 의한 840W의 전력입력으로 유입공기를 가열하여 측정하였다.

실험순서는 다음과 같다.

(1) 유체의 유량은 미리 설정된 인버터의 인가전

압으로 일정하게 유지시킨다.

(2) 열교환기 표면을 통한 압력강하를 시험부에 설치된 정압공으로부터 측정한다.

(3) 열교환기 입구유체의 온도를 적정온도로 순간적으로 가열하기 위하여 히터에 전력을 공급한다.

(4) 시간 경과에 따른 열교환기 입·출구의 유체 온도의 분포를 측정한다.

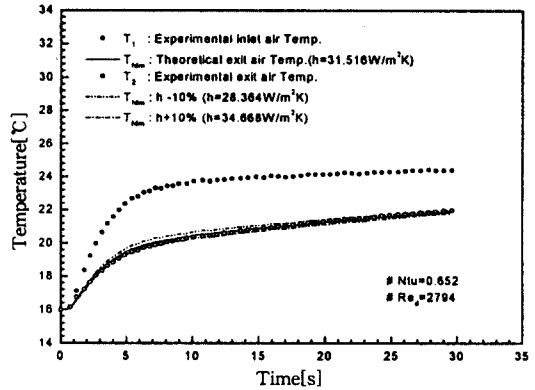
(5) 자료처리 프로그램(data reduction program)을 이용하여 열교환기의 평균열전달계수를 구하고 마찰인자 f 와 j 인자를 계산한다.

임의의 입구유체 온도변화와 길이방향의 전도열전달을 고려하여 열교환면의 열전달성능과 마찰특성을 정확히 예측하기 위한 비정상상태 열교환기 성능평가방법을 검증하기 위하여 이론적인 해가 이용가능한 평판배열관을 선정하였다. 본 연구에서는 열전달과 압력강하의 실험을 통하여 결정된 마찰인자 f 인자, j 인자, 그리고 Re_d 결과들은 실험시의 측정정도와 밀접한 관계가 있으며, Mullisen⁽¹¹⁾이 제시한 매개변수의 민감도 해석방법에 의해 분석한 결과 각각 2.7%, 7.5%, 0.3%의 불확실성(uncertainty)을 가진다. 실험정도에 영향을 주는 여러 인자들 중 열교환기 전후의 압력차 Δp 와 출구온도이력 T_2 에 대한 불확실성이 각각 2.3%, 6.3%로 가장 큰 부분을 차지하는 것으로 나타났다.

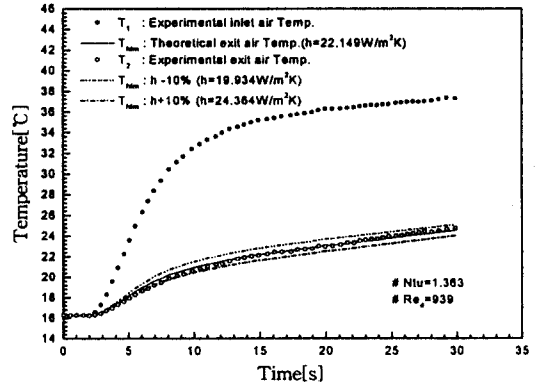
4. 결과 및 고찰

Fig.6은 시간경과에 따라 모델 열교환기의 입구유체온도가 상승하여 점근적인 거동을 나타내는 경우로서, Fig.6(a)는 열교환기 전면유속 V 가 3.9m/s 이고 전력이가열에 의한 입구온도 상승폭이 8.19°C일 때, 출구유체 온도의 변화를 나타낸 것이고, Fig.6(b)은 열교환기의 전면유속 V 가 1.3m/s이고, 입구온도의 상승폭이 21.8°C일 때의 출구유체 온도변화를 나타낸 것이다.

Fig.6(a)는 시간의 경과에 따른 열교환기 출구의 공기온도가 완만하게 상승한 후 점근적으로 상승하는 형상이다. 유체의 출구온도에 대한 유한차분 해석 결과와 실험으로 결정한 출구온도곡선 사이의 rms 편차는 0.08°C정도로 두 곡선이 잘 일치하고 있다. 이 사실로부터 직접곡선매칭법은 열교환기 입



(a) $V=3.9\text{m/s}$

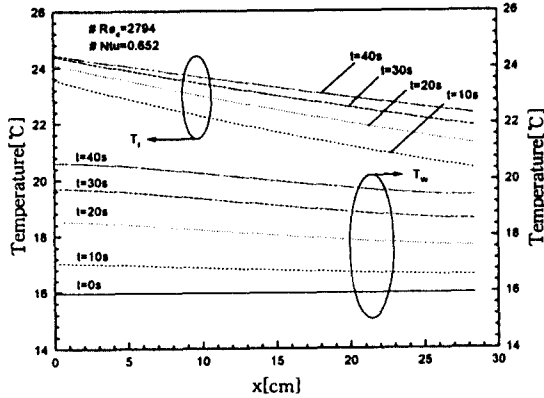


(b) $V=1.3\text{m/s}$

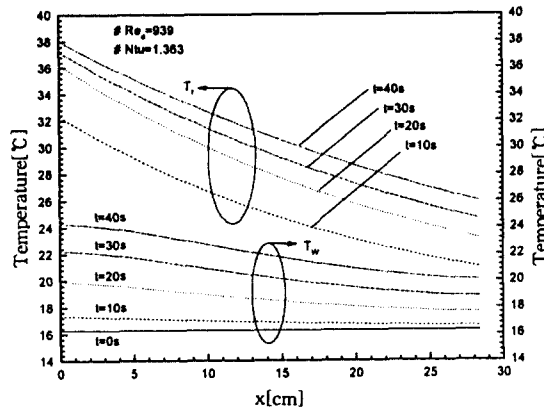
Fig.6 Curve match for asymptotic rises in inlet temperature

구유체온도의 완만한 점근적 상승에 따른 열전달 해석에 적합함을 알 수 있다. 출구온도의 이론적인 해석곡선에 대한 열전달계수 h 는 $31.516\text{W/m}^2\text{K}$ 이고 이 값의 $\pm 10\%$ 에 해당하는 두 곡선들로부터 출구 공기온도분포가 열전달계수 h 에 의존하며 그 곡선들의 전체적인 형상도 현재의 해석모델로 결정한 출구 온도곡선과 유사함을 알 수 있다.

Fig.6(b)는 열교환기 입구유체의 온도는 비교적 빠른 상승 후 점근성을 가질 때 출구의 유체온도변화를 나타낸 것이다. 여기서 열교환기 출구온도의 이론적인 해석곡선과 실험적인 출구온도곡선의 rms 편차는 0.16°C 정도로 잘 일치하고 있으며, 이로부터 온도 상승폭이 큰 경우에 대해서도 직접곡선매칭법으로 해석이 가능하다는 것을 보여준다. 또한 출구온도의 이론적 해석곡선에 대한 열전달계수 h 는 $22.149\text{W/m}^2\text{K}$ 이고,



(a) $V=3.9\text{m/s}$

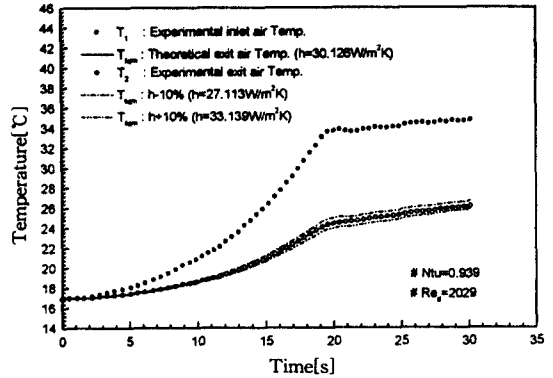


(b) $V=1.3\text{m/s}$

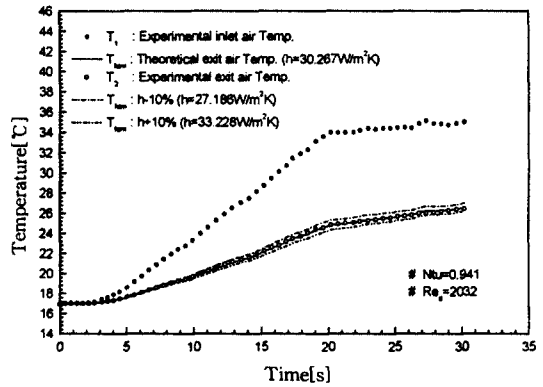
Fig.7 Temporal variations of predicted wall and air temperatures

이 값의 $\pm 10\%$ 에 해당하는 값을 함께 표시하였다. 이 곡선들로부터 완만한 상승 후 점근성을 가지는 입구온도의 변화에 대한 출구의 유체온도는 열전달계수 h 에 따라 민감하게 변화하지만 출구유체 온도곡선들의 전체적인 형상은 유사함을 알 수 있다.

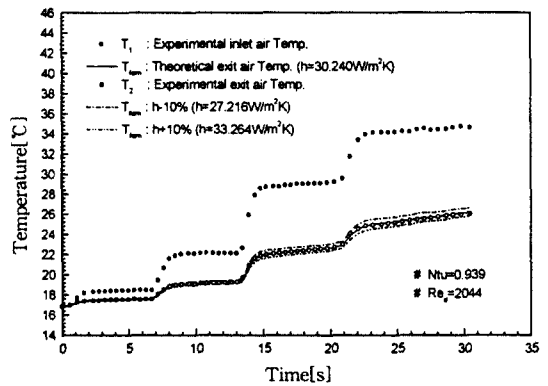
일반적으로 과도응답해석에서 벽에 대한 열경계조건은 시간과 위치의 함수이며, 층류 유동영역의 경우 열전달계수 h 에 상당히 큰 영향을 미친다. Fig.7은 유한차분해석 결과로부터 얻어진 시간과 위치의 변화에 따른 열교환기내의 벽과 유체의 온도변화를 나타낸 것으로서, Fig.7(a)와 Fig.7(b)는 열교환기 전면유속이 $V=3.9\text{m/s}$ 이고 전달단위수 Ntu 가 0.655인 경우와 $V=1.3\text{m/s}$ 이고 Ntu 가 1.363인 경우에 대한 것이다. 본 실험에서는 일정 벽온도 열경계조



(a) Parabolic function



(b) Ramp function



(c) Stairs function

Fig.8 Curve match for arbitrary function changes in inlet temperature T_1

건에 도달하는 비교적 짧은 시간동안 데이터를 취득하였다. Fig.7(a)에서 실험을 통한 입구유체온도의 상승치는 8.2°C 이며, 열전달모델 해석결과로부터 열교환기 입·출구의 벽온도차는 각각 10초 후 0.4°C , 20초

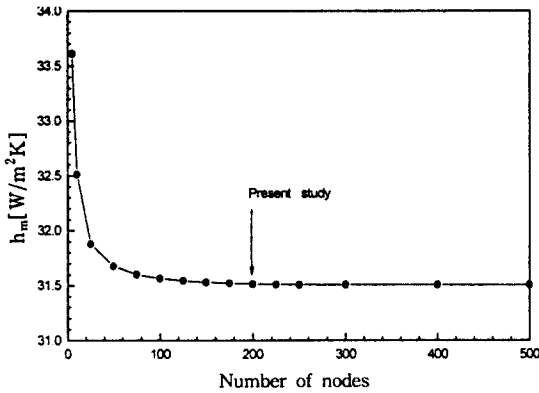


Fig.9 Heat transfer coefficient h_m variation with increasing wall node numbers

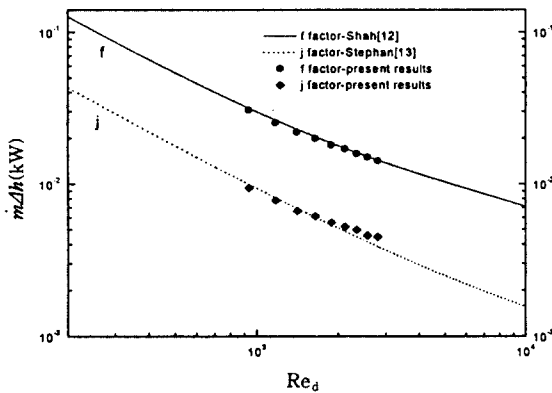


Fig.10 Heat transfer and flow friction characteristics due to Reynolds number

후 0.9°C, 30초 후 1.1°C, 그리고 40초 후 1.2°C이었다. Fig.7(b)에서 입구유체온도의 상승치는 21.8°C이며, 해석결과 열교환기 입·출구의 벽온도차는 각각 10초 후 0.7°C, 20초 후 2.2°C, 30초 후 3.3°C, 그리고 40초 후 4.1°C이었다. Fig.7로부터 얻은 결과는 열교환기 플레이트가 비교적 작은 벽 온도차로서 본 실험의 경우 일정 벽온도 열경계조건 적용기준은 최대온도차의 약 15% 정도로서 30초로 설정하는 것이 타당한 것으로 밝혀졌다.

Fig.8은 $V=2.6\text{m/s}$ 의 동일한 유속조건하에서 유체의 입구온도변화가 포물선함수, 선형함수, 계단함수형태로 증가할 때 본 모델을 사용하여 예측한 유체의 출구온도이력과 평균열전달계수를 나타낸 것이다. 예측결과에서 알 수 있는 바와 같이 평균열전달

계수는 입구온도변화에 무관하며 유속에 의존함을 알 수 있다.

Fig.9는 본 모델을 사용하여 계산한 절점의 증가에 따른 평균열전달계수의 변화를 나타낸 그림이다. 그림으로부터 평균열전달계수의 값은 벽 절점수 200개 이상에서 일정해지는 것을 알 수 있다. 따라서 본 해석모델내에서는 200개의 절점수를 선정하여 열교환기 표면의 평균열전달계수를 계산하였다.

평균열전달계수의 측정은 형상비가 매우 큰 10개의 평행 채널유로를 만들어 $930 \leq Re_d \leq 2800$ 사이의 층류영역에서 실험을 수행하였다.

열교환기의 수력저항을 기준으로 한 Reynolds수의 변화에 대한 모델 열교환기 표면의 마찰인자 f 와 j 인자의 변화를 Fig.10에 나타냈다. 이 그림에서 실선은 무한한 형상비의 채널내 층류발달유동에 대한 Shah^(12,13)의 이론적인 결과이며, 점선은 일정 벽온도 조건을 만족하는 무한한 형상비의 채널내 층류발달유동 이론에 대한 Stephan의 이론적인 결과⁽¹³⁾이다. 본 실험으로부터 얻은 층류영역내의 데이터들은 f 와 j 에 대한 이론적인 결과들과 평균 상대오차가 각각 0.98%, 2.0%로 잘 일치하고 있다.

5. 결 론

유한차분법을 채택한 과도응답해석을 적용한 단발송풍온도변화법의 검증실험을 통하여 열교환기에 대한 성능평가를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 임의의 입구온도 변화와 코어의 길이방향의 열전도효과를 고려하여 열교환기의 성능평가에 적합한 과도응답해석모델을 개발하고 검증하였다.

(2) 유한차분모델을 채택한 직접곡선매칭법을 사용한 결과 짧은 실험시간동안 벽은 일정 벽온도 경계조건이 유지되었으며 정확한 평균열전달계수의 예측이 가능하였다.

(3) 과도응답해석을 이용한 비정상상태 성능평가 방법은 데이터 수집 및 분석 소요시간이 짧아서 신속할 뿐만 아니라 정확하게 열교환기의 성능을 예측할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부 대형기계설비 핵심요소 기술개발 사업(밀집형 열교환기에서의 열전달 성능향상 연구)에 관한 연구결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- Kay, W.M. and London, A.L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- Furnas, C.C., 1932, Heat Transfer from Gas Stream to Bed of Broken Solids, U.S. Bureau of Mins, Bulletin No. 361.
- Locke, G.L., 1950, Heat Transfer and Flow Technical Report No. 10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, Calif.
- Pucci, P.f., Howard, C.P., and Piersall, C. H., Jr., 1967, "The single-blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89, pp. 29~40.
- Mondt, J.R., and Siegla, D.C., 1974, "Performance of perforated heat exchanger surface", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 96, pp. 81~86.
- Kohlmayr, G.F., 1968, "An indirect curve matching method for transient matrix heat transfer testing in the low Ntu range", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 11, pp. 567~581.
- Bell, J.C., and Katz, E.F., 1949, "A method for measuring surface heat transfer using cyclic temperature variations", Proceedings of the Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Vol. 2, pp. 243~254.
- Stang, J.H. and Bush, J.E., 1974, "The periodic method of testing compact heat exchanger surfaces", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 96, series A, pp. 87~94.
- Liang, C.Y. and Yang, W.J., 1975, "Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces", J. of Heat Transfer, TRANS. ASME, Vol. 97, pp. 16~21.
- Mullisen, R.S., 1983, Heat Transfer, Pressure Drop, and Fluid Flow in Interrupted Wall Passages, Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Department, Colorado State University.
- Sim, Y.S. and Yang W.J., 1987, "New performance evaluation analyses on heat transfer surface by single-low technique", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1587~1594.
- Shah, R. K., 1978, "A correlation for laminar hydrodynamic entry length solutions for circular and noncircular ducts", Journal of Fluid Engineering Vol. 100, pp. 177~179.
- Shah, R.K., London, A.L., 1978, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data, Academic Press, New York.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953, "Describing uncertainties in single-sample experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~8.
- Moffat, R.J., 1982, "Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis", ASME Journal of Fluid Engineering, Vol. 104, pp. 250~260.