

빙축열 시스템의 제빙용 열교환기내에서 유동 및 열전달 특성

Flow and Heat Transfer Characteristics in Ice Making Heat Exchanger Applied to Ice-Storage System

백 영 렬*, 이 재 현**
Young-Ryoul Back, Jae-Heon Lee

Key words : Latent Heat Storage Vessel(잠열저장용기), Baffle(배플), Periodic Fully Developed Region (주기적 완전발달 영역)

Abstract

Three dimensional characteristics of fluid flow and heat transfer have been studied numerically around the latent heat storage vessel which was applied to the practical ice-storage system.

The result obtained indicates that the value of frictional coefficient decreases with decrease of baffle width. For the baffle spacing, $S/H_D=9.375$, baffle height, $H/H_D=0.5$ and various pressure drop, average Nusselt numbers in heat transfer surface are much dependent on the width of side baffle and middle baffle, that is, Nu_m decreases with decrease of the width of middle baffle when the width of side baffle is 4.375, where as the optimum condition of side baffle for Nu_m exists in the range of $3.5 < B_1/H_D < 4.375$ at the width of middle baffle, $B_2/H_D=6.875$.

기 호 설 명

<p>A : 유동단면적</p> <p>A_w : 열전달 면적</p> <p>B_1 : 측면 배플의 폭</p> <p>B_2 : 중앙 배플의 폭</p> <p>f : 마찰계수</p> <p>H : 배플의 높이</p> <p>H_D : 수력직경</p> <p>k : 열전도 계수</p> <p>L_1, L_2, L_3 : 잠열저장 용기의 치수</p> <p>Nu_m : 열전달면에서의 평균 Nusselt수</p>	<p>P : 무차원 압력</p> <p>P' : 모듈내에서의 압력 변동량</p> <p>p : 유차원 압력</p> <p>\dot{p} : 주유동 방향의 단위 길이당 압력 강하량[Pa/m]</p> <p>Pr : Prandtl수</p> <p>Q : 열전달 면에서의 총열전달량</p> <p>Re : Reynolds수</p> <p>S : 배플사이의 간격</p> <p>T : 온도</p> <p>T^* : 유체의 혼합 평균온도</p> <p>T_w : 열전달면의 온도</p> <p>u, v, w : 유차원 속도 성분</p> <p>U, V, W : 무차원 속도 성분</p>
---	---

* 한양대학교 대학원, 기계공학과

** 정희원, 한양대학교 공과대학, 기계공학과

x, y, z : 직교좌표 성분
 X, Y, Z : 무차원 직교 좌표 성분

그리스 문자

α : 열팽창계수
 β : 주유동방향의 단위길이당 무차원 압력강하량
 θ : 무차원 온도
 λ, σ : 주기적 변수
 ν : 동점성계수

1. 서 론

잠열 저장 용기는 잠열 저장유체를 응고시켜 저장하였다가 냉방 부하가 많이 요구되는 때에 이를 용해시켜 상변화가 일어나는 동안 방출되는 용해 잠열을 이용하는 장치로서 빙축열시스템의 축열조 등에서 이용되고 있다. 이러한 잠열 저장 용기들의 대부분은 유동통로를 구성하기 위하여 배플(baffle)을 포함하고 있다.

일반적으로 대류와 전도가 혼합된 열전달 모드에서 유동을 방해하는 장애물의 존재는 유동저항을 증가시키지만 열전달 측면에서 고찰해 보면 열전달 면적을 증가시키므로 전반적으로 열전달 효율을 향상시킬 수도 있다. 이러한 물리적 견지에서 빙축열 시스템을 구성하는 잠열 저장 용기 주위에서의 유동 및 열전달 특성에 관한 실험적 및 이론적 연구가 많은 연구가들에 의하여 수행되어져 왔다. 이러한 배플주위의 유동 및 열전달 특성에 관한 연구는 1977년 Patankar¹⁾ 등에 의하여 엇갈린 배열을 가지는 2차원 배플 주위에서의 유동 및 열전달 특성이 연구된 이래 많은 연구가들²⁻⁵⁾에 의하여 이 분야에 관한 연구가 수행되었다. Kelkar²⁾ 등은 배플을 가지는 열교환기 주위에서의 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위하여 모듈에서 모듈까지의 유동 및 열전달특성이 완전히 발달된 특성을 가지면서 주기적으로 변화한다는 가정(periodic fully developed)을 도입하여 수치적 연구를 수행한 바 있다. 한편 Berner⁶⁾ 등은 유동 방향으로 엇갈리게 주기적으로 배플이 배열된 2차원 덕트내에서, 관 입구로 유입된 유체는 3~5개의 배플을 통과한 후

모듈에서 모듈까지 완전히 발달된 주기적 특성을 가진다는 결과를 보고 한 바 있으며, 아울러 유동이 완전히 발달 되는데 필요한 배플의 수는 자유유동의 속도와 배플의 기하학적 형상에 따라 달라진다는 결과를 발표하였다.

위에서 언급한 바와 같이 배플을 포함하는 물리적 관심영역에 관한 대부분의 연구는 유동 및 열전달 현상이 주기적으로 변화한다는 가정을 도입한다. 이는 수많은 배플들이 전후 혹은 상하면에 주기적으로 배열되어 있을 때 도입이 가능한 가정이다.

실제 열교환기 등과 같은 열유체 응용기기에서는 입구영역보다는 완전발달 주기적 영역이 대부분을 차지한다. 따라서 연구자는 대부분의 열유동영역을 대표하는 하나의 모듈에 관심을 집중시킬 수 있다. 완전 발달된 주기적 영역에 관한 기존 연구의 대부분은 2차원 해석영역에 의하여 수행된 예가 많으며 3차원적인 해석이 필요한 연구 대상을 취급한 예는 소수의 몇몇 연구가^{7, 8)}들에 의하여 수행된 바 있으나 이는 모두 배플 단위로 주기적인 조건이 성립된 예이다.

본 연구에서는 모듈단위로 주기적인 조건이 성립되며 실제 빙축열 시스템의 축열조에서 사용되고 있는 실제 잠열 저장 용기 모델의 열전달 성능을 평가하는데 그 목적을 둔다. 아울러 기존 모델의 열전달효율을 극대화하기 위한 배플의 기하학적 형상을 결정하기 위하여 배플 위치, 크기 및 자유 유동 속도의 변화에 따른 배플 주위에서의 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 연구하고자 한다.

2. 모델의 선정

빙축열 시스템에 이용되고 있는 축열조의 기하학적 형상을 도식적으로 나타내면 Fig.1에 보이는 바와 같다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 여러 개의 잠열 저장 용기(이하 모듈이라 지칭)들이 전후, 좌우 및 상하방향으로 반복되어 설치되어 있다. 이때 유체는 U_x 의 속도로 그림의 x 방향으로 유입되어 배플 사이를 경유하면서 잠열 저장 용기와 열교환을 수행한 후 역시 x 방향으로 유출된다. 이와같이 동일한 기하학적 형상을 가지는 모듈($L_1 \times L_2 \times L_3$)들이 주기적으로 배열되어 있으므로 좌측으로 유입된 유체는 수개의 모듈을 통과한 후 주위

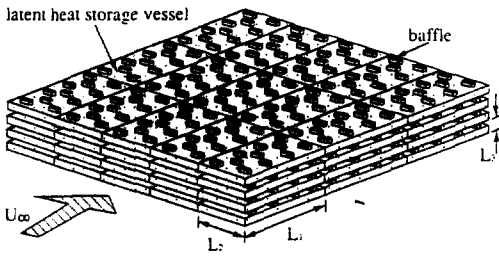


Fig.1 Schematic of an ice storage cooling tank composed of several latent heat storage vessels.

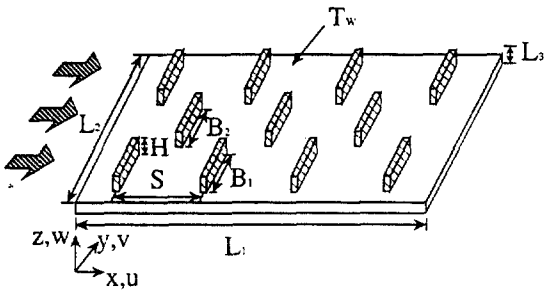


Fig.2 Coordinates system and solution domain of present channel with baffles.

동방향(x방향)에 따라 주기적으로 변화(periodic fully developed)되는 특성을 갖게 된다.

잠열 저장 용기의 내부유체는 주위 유체로부터 열을 흡수하거나 주위 유체로 열을 방출하는 용해와 응고의 상변화 과정을 되풀이 한다. 즉 잠열저장 용기내에 채워진 유체(PCM)는 상변화를 수행하면서 주위로부터 열을 흡수하거나 주위로 열을 방출하게 된다. 따라서 이러한 열전달 과정을 수행하게 되는 잠열저장 용기들의 표면은 등은 조건으로 간주될 수 있을 것이다. 유동이 모듈에서 모듈까지 주기적으로 변화하고 잠열 저장 용기의 표면이 등은(T_w)으로 유지될 경우 수학적으로 적절하게 조합되어 표현된 무차원 온도값도 모듈 단위로 주기적인 경향을 갖게 된다.¹⁾ 이러한 물리적 상황을 고려해 볼때 유동 및 온도장에 관한 해석 영역은 Fig2에 보인 하나의 모듈에 국한될 수 있다. 이와같이 11개의 배플이 하나의 해석영역에 포함되는 이유는 본 연구에서 선정된 모델이 모듈당 주기적이며 배플당 주기적이 아니기 때문이다.

본 연구에서는 배플을 가지는 잠열 저장 용기 주위에서의 유동 및 열전달 특성을 수치적으로

고찰하기 위하여 직교 좌표계 x, y 및 z 를 도입하였으며 이에 상응하는 속도 성분은 각각 u, v 및 w 이다. 앞에서 언급한 바와 같이 잠열저장용기 주위의 유동 및 열전달 특성은 그림에 나타난 입구의 평균속도, 배플의 폭 B_1, B_2 , 및 배플사이의 간격 S 등에 따라 크게 달라지리라 예상된다. 이러한 예상에 따라 본 연구에서는 일차적으로 배플의 폭 B_1, B_2 및 입구 속도의 변화에 따른 열전달면에서의 열전달 효율을 고찰하고자 한다. 이하에서 논의의 편의를 위하여 Fig2에 보인 폭 B_1 및 B_2 을 갖는 배플을 각각 측면 배플(side baffle) 및 중앙 배플(middle baffle)이라 지칭한다.

대부분의 잠열 저장 용기 주위를 흐르는 유체의 유속은 비교적 작으며 이 때 식(1)과 같이 정의된 Reynolds수는 1000을 초과하지 않는것이 대부분이다. 따라서 본 모델에서의 유동은 층류로 간주될 수 있을 것이다.

$$Re = \frac{\rho \bar{u} H_D}{\mu} \tag{1}$$

여기서 \bar{u} 는 $x=0$ 인 지점에서 주 유동 방향의 평균 속도이며 H_D 는 수력 직경으로서 다음과 같이 표현된다.

$$H_D = \frac{4A}{\text{Wetted perimeter}} = \frac{4L_2 H}{2L_2} = 2H \tag{2}$$

3. 지배방정식 및 경계조건

Fig2에 보이는 잠열 저장용기 주위의 유동 및 열전달에 관계되는 물리량의 값을 수치적으로 예측하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- 1) 유동은 비압축성 층류이다.
- 2) 유동장과 온도장은 주유동 방향으로 완전히 발달되었다.
- 3) 모든 열적 상태량은 일정하게 유지된다.
- 4) 부력의 효과는 무시한다.

위와 같은 가정에 의하여 단순화된 3차원, 비압축성, 층류 운동량 방정식 및 에너지 방정식을 무차원화하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 도입하였다.

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{x}{H_D}, \quad Y = \frac{y}{H_D}, \quad Z = \frac{z}{H_D}, \quad U = \frac{u}{(\nu/H_D)}, \\
 V &= \frac{v}{(\nu/H_D)}, \quad W = \frac{w}{(\nu/H_D)}, \quad p' = \frac{\dot{p}H_D^3}{\rho\nu^2}, \quad \beta = \frac{\dot{p}H_D^3}{\rho\nu^2}, \\
 Pr &= \frac{\nu}{\alpha}, \quad \theta = \frac{T - T_x}{T_x^* - T_w}, \\
 T_x^* &= \frac{\iint |u(x, y, z)| T(x, y, z) dydz}{\iint |u(x, y, z)| dydz} \quad (3)
 \end{aligned}$$

여기서 θ 와 T_x^* 는 각각 무차원 온도 및 유체의 혼합 평균온도이다.

앞에서 언급한 바와 같이 모듈에서 모듈까지의 유동은 여러개의 모듈을 통과한 후 주기적(periodic)으로 변화하므로 유동장이 완전히 발달된 후 주유동방향에 따른 압력분포는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p(x, y, z) = \dot{p}'(x, y, z) - \dot{p}x \quad (4)$$

식(4)에서 \dot{p}' 은 한 모듈에서의 압력 변화량이며 \dot{p} 는 상수로서 주유동 방향(x방향) 단위 길이당의 압력 강하량이다. 따라서 Fig.2에서 $x=0$ 인 지점의 유차원 압력 $\dot{p}(0, y, z)$ 와 $x=L_1$ 인 지점에서의 $\dot{p}(L_1, y, z)$ 는 다른 값을 갖게 될지라도 $\dot{p}'(0, y, z)$ 와 $\dot{p}'(L_1, y, z)$ 은 같은 값을 갖게 된다.^{1,2)} 식(4)를 무차원화하여 표현하면 다음과 같다.

$$P(X, Y, Z) = P'(X, Y, Z) - \beta X \quad (5)$$

식(5)에 나타나는 변수 β 는 무차원 변수에 관한 식(3)에서 정의된 바와 같이 주유동 방향 단위 길이당 무차원 압력 강하량이다. 따라서 변수 β 는 유동을 가속시키는 구동력(driving force) 역할을 한다.

식(3)에 정의된 무차원 변수를 도입하여 연속 방정식, 운동량방정식 및 에너지 방정식을 무차원화하면 다음식(6), (7), (8), (9) 및 (10)과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
 U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} &= - \frac{\partial P'}{\partial X} + \\
 &\left\{ \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right\} + \beta \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} &= - \frac{\partial P'}{\partial Y} + \\
 &\left\{ \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right\} \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} &= - \frac{\partial P'}{\partial Z} + \\
 &\left\{ \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right\} \quad (9)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} &= \\
 \frac{1}{Pr} \left\{ \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right\} + \frac{\sigma}{Pr} \quad (10)
 \end{aligned}$$

식(10)에서 σ 는 등온 경계조건의 가정으로 인하여 나타난 주기적인 변수(periodic parameter)이며 아래와 같이 표현된다.

$$\sigma = \left[\left(2 \frac{\partial \theta}{\partial X} - Pr \cdot U \cdot \theta \right) \lambda + \left(\lambda^2 + \frac{\partial \lambda}{\partial X} \right) \right] \quad (11)$$

여기서 λ 는 아래와 같다.

$$\lambda = \frac{dT_x^*/dx}{T_x^* - T_w} \quad (12)$$

위에서 논의한 무차원 지배 방정식에 대한 경계조건은 물리적인 경계조건으로부터 얻어지며 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = V = \frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \text{at } Y=0 \text{ and } Y=L_2/(2H_D)$$

$$U = V = W = \theta = 0 \quad \text{at } Z=0$$

$$\frac{\partial U}{\partial Z} = \frac{\partial V}{\partial Z} = W = \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad \text{at } Z=H/(2H_D)$$

$$\begin{aligned}
 U(0, Y, Z) &= U(L_1/H_b, Y, Z) \\
 V(0, Y, Z) &= V(L_1/H_b, Y, Z) \\
 W(0, Y, Z) &= W(L_1/H_b, Y, Z) \\
 \theta(0, Y, Z) &= \theta(L_1/H_b, Y, Z) \\
 &\text{at } X=0 \text{ and } X=L_1/H_b \quad (13)
 \end{aligned}$$

식(13)에서 보여주는 바와 같이 $X=0$ 인 지점과 $X=L_1/H_b$ 인 지점에서는 주기적인 경계 조건(periodic boundary condition)이 부여된다.

4. 수치해석 방법

본 연구에서 모델로 선정된 잠열 저장용기 주위에서의 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위하여 Fig.2에 보인 하나의 용기를 수치계산영역으로 선정 한 다음 유한수의 제어체적으로 분할하였다. 본 연구에서 사용된 $51 \times 18 \times 12(X \times Y \times Z)$ 의 격자 구조를 Fig.3에서 보여주고 있다. 주유동이 유입 또는 유출되는 지점에서 주기적인 조건을 부여하기 위하여 다른 영역보다 많은 격자를 배치하였고 Z방향으로는 격자구조에 따른 열경계층의 변화를 최소화하기 위하여 X, Y 방향보다 밀집되게 균일 격자 구조를 부여하였다. 이 그림에서 Z 방향의 폭은 실제 크기보다 3배만큼 확대하여 나타내었다.

이들 각각의 제어체적에서 무차원 지배방정식들은 Patankar⁹⁾의 제어체적 방법을 기본으로 하여 이산화되었다. 이때 공간에 대한 도식은 멱승도식(power-law scheme)이 이용되었다. 이와 같은 방법에 의하여 얻어진 대수방정식의 해는 선순법을 이용한 정규 TDMA 방법에 의하여 구하여지며 $X=0$ 인 지점과 $X=L_1/H_b$ 인 위치에서 주기적인 조건(periodic condition)을 부여하기 위하여 X 방향으로는 원형 TDMA(circular Tri-Diagonal Matrix Algorithm)을 이용하였다.¹⁾

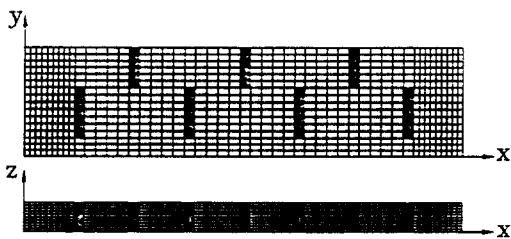


Fig.3 Grid system.

반복계산시 해의 수렴성을 향상시키기 위하여 하향이완계수 방법을 도입하였으며 이때 사용된 속도 U, V, W 및 압력 P에 관한 이완계수의 값은 0.5, 0.5, 0.5 및 0.8이다. 아울러 반복 계산시 해의 수렴성을 점검하기 위하여 각각의 제어체적 내로 유입되는 유량과 유출되는 유량을 조사하였으며 이들의 최대 차이가 10^{-6} 이하이고 모든 물리량들의 값이 유효숫자 4째 자리에서 20~30여회 이상 변화하지 않을 때 수렴된 값으로 간주하였다.

이러한 반복계산 방법에 의하여 속도에 관한 수렴된 해를 얻은 후 온도장이 풀려지며 온도장의 해석 방법으로는 Patankar¹⁾의 알고리즘이 이용되었다.

Table 1 Run numbers

Run No.	S/H _b	B ₁ /H _b	B ₂ /H _b	β(Pressure Drop)
RUN 1	9.375	4.375	6.875	1.0×10 ⁴
RUN 2	9.375	4.375	6.875	5.0×10 ⁴
RUN 3	9.375	4.375	6.875	1.0×10 ⁵
RUN 4	9.375	4.375	6.875	2.5×10 ⁵
RUN 5	9.375	4.375	6.875	5.0×10 ⁵
RUN 6	9.375	3.500	6.875	1.0×10 ⁴
RUN 7	9.375	3.500	6.875	5.0×10 ⁴
RUN 8	9.375	3.500	6.875	1.0×10 ⁵
RUN 9	9.375	3.500	6.875	2.5×10 ⁵
RUN 10	9.375	3.500	6.875	5.0×10 ⁵
RUN 11	9.375	2.500	6.875	1.0×10 ⁴
RUN 12	9.375	2.500	6.875	5.0×10 ⁴
RUN 13	9.375	2.500	6.875	1.0×10 ⁵
RUN 14	9.375	2.500	6.875	2.5×10 ⁵
RUN 15	9.375	2.500	6.875	5.0×10 ⁵
RUN 16	9.375	4.375	6.000	1.0×10 ⁴
RUN 17	9.375	4.375	6.000	5.0×10 ⁴
RUN 18	9.375	4.375	6.000	1.0×10 ⁵
RUN 19	9.375	4.375	6.000	2.5×10 ⁵
RUN 20	9.375	4.375	6.000	5.0×10 ⁵
RUN 21	9.375	4.375	5.000	1.0×10 ⁴
RUN 22	9.375	4.375	5.000	5.0×10 ⁴
RUN 23	9.375	4.375	5.000	1.0×10 ⁵
RUN 24	9.375	4.375	5.000	2.5×10 ⁵
RUN 25	9.375	4.375	5.000	5.0×10 ⁵

RUN 3 : 기준조건

5. 결과 및 고찰

본 수치계산에서 매개변수로 도입된 배플의 폭 B_1 혹은 B_2 , 및 무차원 압력 강하량 β 의 변화에 따른 유동 특성과 열전달 특성을 고찰하기 위하여 실제 공학 분야에서 사용되고 있는 잠열 저장 용기의 치수를 기준 조건으로 선정한 다음 이 기준조건으로부터 앞의 매개 변수 배플의 폭 B_1, B_2 및 주유동 방향의 무차원 압력강하량 β 를 변화시켜 가면서 수치계산을 수행하였다. 기준 조건으로는 Prandtl 수가 5.0이며 무차원 배플의 높이 H/H_D 가 0.5, S/H_D 가 9.375, B_1/H_D 이 4.375, B_2/H_D 이 6.875 그리고 무차원 압력 강하량 β 가 1.0×10^5 인 경우이다. 이 기준조건으로부터 B_1/H_D , B_2/H_D , 및 β 를 변화시켜 가면서 25가지 경우에 대한 수치계산을 수행하였다. 이들 각각에 대한 계산조건은 Table 1에 나타낸 바와 같다.

이 표에서 보여주는 바와같이 본 수치계산에는 기준조건을 선정하여 B_1/H_D 을 4.375, 3.5, 및 2.5로, B_2/H_D 를 6.875, 6.0 및 5.0으로, 무차원 압력 강하량 β 를 1.0×10^4 , 5.0×10^4 , 1.0×10^5 , 2.5×10^5 , 및 5.0×10^5 으로 변화시켜 가면서 수치계산을 수행하였다. 모듈의 기하학적 형상이 결정되고 무차원 압력 강하량 β 가 수치계산 조건으로 주어질때 그 값에 상응하는 Reynolds수는 계산결과로서 얻어진다. 즉 어떤 값에 상응하는 Reynolds 수의 값을 계산 수행전에 직접적으로 유추하는 것은 불가능하다. 그러므로 본 고찰에서는 논의의 편의를 위하여 수치계산시 입력 조건으로 사용된 β 를 기준으로 하여 논의를 진행하고자 한다.

5.1 유동특성

본 연구에서 매개변수로 도입한 변수들의 변화에 따른 압력강하 특성을 고찰하기 위하여 마찰계수 f 를 식(14)와 같이 정의하였다.

$$f = \frac{\Delta p H_D}{\frac{1}{2} \rho u^2} \tag{14}$$

$$\bar{u} = \frac{\int \int_{y=0} u_x dz}{\int dy dz} \tag{15}$$

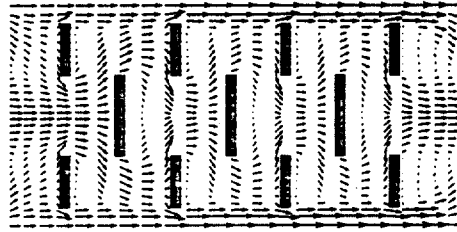


Fig.4 Distribution of velocity vectors when $B_2/H_D=4.375$, $B_1/H_D=6.875$, $S/H_D=9.375$, $\beta=1.0 \times 10^5$, and $Z=0.25$.

\bar{u} 는 유입구에서의 평균 유속이다.

Fig.4는 $B_2/H_D=6.875$, $S/H_D=9.375$ 이고 무차원 압력강하량 β 가 1.0×10^5 일때 배플의 폭 B_1/H_D 이 4.375일때 $Z=0.25$ 인 $X-Y$ 평면에서의 속도분포를 보여준다. 이 그림에서 Z 방향의 위치는 배플 높이의 중앙 평면이다. 이 속도 분포 그림에서 알 수 있듯이 X 방향 입구와 출구의 속도분포가 정량적 및 정성적으로 일치함을 볼 수 있다. 이는 본 수치계산에서 부여한 X 방향의 주기적인 경계조건이 적절하게 부여되었음을 보여주는 결과이며 본 수치계산결과의 타당성을 보여주는 결과이기도 하다. 이 그림에서와 같이 모듈의 입구로 유입된 유동은 모듈 내부에 존재하는 여러개의 배플로 인하여 복잡한 유동 경로를 갖는다. 특히, 배플의 후면에서는 박리현상으로 인하여 재순환 유동이 존재함을 볼 수 있다. 이러한 재순환 유동은 배플의 폭이 큰 중앙 배플 후면에서 더욱 크게 존재함을 볼 수 있다. 아울러 유출구쪽에 위치한 배플 후면에서의 재순환 영역의 크기가 유입구쪽에서의 것보다 넓음을 볼 수 있다. 이러한 유동 특성은 하나의 모듈 내에서 중앙 배플의 수가 좌우측 배플의 수보다 1개 적기 때문이다.

3가지 측면 배플 폭의 경우인(Run1~Run15), 압력 강하량의 변화에 따른 마찰계수 변동 특성을 조사하여 Fig.4에 나타내었다. 이 그림에서 종축은 무차원 단위 길이당 압력강하량이며 횡축은 식(14)와 같이 정의된 마찰계수이다. 이 그림에서 마찰계수는 3가지 B_1/H_D 모두에서 압력 강하량이 증가함에 따라 감소하는 경향을 갖는다. 이는 β 가 증가함에 따라 주유동방향의 유속이 증가하였기 때문에 나타난 현상이다. 이러한 정성적인 경향은

일반적인 관유동의 압력 강하특성과 유사한 결과이다(Hagen-Poiseuille 법칙). 또한 동일한 압력 강하량에서는 배플의 폭 B_1/H_D 가 작을때 마찰계수 f 의 값도 작은 경향을 가진다. 이는 배플의 폭 B_1/H_D 의 감소로 인하여 유동장애물의 총 표면적이 감소되었기 때문이다. 또한 3가지 중앙배플 폭의 경우(Run6~10, Run16~25) 압력강하량의 변화에 따른 마찰계수의 변화 경향도 측면 배플의 경우에 대한 것과 유사한 것으로 나타났다.

앞의 논의에서는 측면 배플폭, B_1 혹은 중앙배플폭 B_2 중 한가지 변수만을 변화시키며 압력강하량

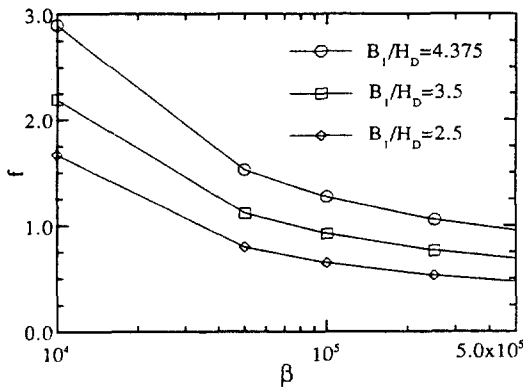


Fig.5 Distribution of friction coefficient as a function of periodic pressure gradient for three kinds of widths of side baffle when $B_2/H_D=6.875$ and $S/H_D=9.375$.

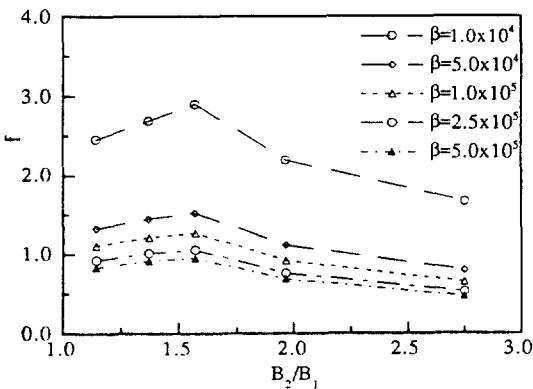


Fig.6 Distribution of friction coefficient as a function of rate of baffle width B_2/B_1 for five kinds of periodic pressure gradient at $S/H_D=9.375$.

β 의 변화에 따른 마찰계수 및 유동에 관한 정성적인 고찰을 수행하였으며 이후에서는 측면배플폭 B_1 과 중앙배플폭 B_2 의 비율에 따른 압력강하량 특성을 고찰해 보기로 한다. 이를 위하여 5가지 종류의 주기적인 압력강하량 β 에 대해서 배플폭의 비(B_1/B_2)에 따른 마찰계수의 변화를 Fig.6에 나타내었다. 앞의 논의에서 언급한 바와같이 마찰계수 값은 배플폭의 비(B_1/B_2)에 관계없이 압력강하량 β 의 값이 큰 경우보다 작은 경우에 전반적으로 크게 분포하는 경향을 보이고 있다

이는 주유동방향의 구동력(driving force)에 상당하는 압력강하량이 작을 경우에는 유속이 느리기 때문에 나타난 현상이다. $\beta=1.0 \times 10^4$ 일때 배플폭의 비에 따른 마찰계수는 증가하는 경향을 보이다가 $B_1/B_2=1.5$ 이후에서 감소한다. 이러한 정성적인 경향은 다른 종류의 압력강하량의 경우에도 유사하며 B_1/B_2 의 변화에 따른 마찰계수의 증가 및 감소의 폭은 높은 β 에서 작게 나타난다. $B_1/B_2=1.57$ 일때 마찰계수의 값은 모든 압력강하량에서 가장 큰 값을 보이고 있는데 이는 본 수치계산 조건을 보여주는 Table 1의 Run1~Run5에 해당하는 것으로서 다른 계산조건에 비하여 배플폭이 길다. 이러한 기하학적 조건 때문에 $B_1/B_2=1.57$ 일때 마찰계수 값이 가장 크게 나타난다. 본 수치계산에서는 기준 조건으로부터 다른 기하학적 조건은 고정시킨후에 배플의 폭 B_1 혹은 B_2 중 한가지 만을 변화시키면서 수치계산을 수행하였으며 본 연구의 관심대상인 잠열 저장 용기 주위에서의 보다 나은 압력강하 조건을 제시하기 위하여서는 배플의 폭 이외에도 배플사이의 간격, S 및 배플의 기하학적 형상이 변화하는 조건에 관한 수치계산을 수행해야 할것으로 사료된다.

5.2 열전달 특성

매개변수들의 변화 따른 열전달 표면에서의 열전달 효율을 고찰하기 위하여 아래와 같은 방법으로 평균 Nusselt 수, Nu_m 을 정의하였다.

$$Nu_m = \frac{h_m H_D}{k} = \frac{H_D^2}{A_w} \left(- \int_0^{L_1/H_D} \lambda \, dX \right) \left[\frac{Re}{2} \cdot Pr \cdot \left(\frac{L_1}{H_D} \right) - \iint (\theta \lambda + \frac{\partial \theta}{\partial X})_{x=0} \, dY \, dZ \right] \quad (16)$$

여기서 평균 열전달계수 h_m 은 아래와 같이 정의된다.

$$h_m = \frac{Q}{A_w(T_w - \bar{T}_s)} \quad (17)$$

Q는 모듈의 모든 열전달 표면에서 유체로 전달되는 총열량이며 A_w 는 모듈당의 열전달 면적이다. 그리고 $T_w - \bar{T}_s$ 는 용기표면의 온도와 유체의 혼합평균온도와의 차이이며 대수 평균 온도차의 개념을 적용시키면 아래와 같이 기술된다.

$$T_w - \bar{T}_s = \frac{(T_w - \bar{T}_s)_{x=0}(1-\gamma)}{-\int_0^{L_1} /H_D \lambda \, dx} \quad (18)$$

여기서 γ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\int_0^{L_1} /H_D \lambda \, dx \quad (19)$$

다른 기하학적 조건이 기준조건의 것과 동일하고 측면배플의 폭, B_1 의 크기 혹은 무차원 압력 강하량 β 가 다른 경우에, 식(16)에서 정의된 평균 Nusselt 수 Nu_m 을 β 의 변화에 따라 나타내면 Fig.7에 나타낸 바와 같다. 그림에서 보이는 바와 같이 3가지 배플의 폭 B_1/H_D 에서 모두 β 의 증가에 따라(유속의 증가) 평균 Nusselt 수 Nu_m 이 증가됨을 알 수 있다. 이러한 정성적인 증가 경향은 β 의 증가가 유속의 증가를 의미하므로 나타난 당연한 결과이다. 여기서 주의 깊게 관찰되는 현상은 모든 압력강하량의 경우에 평균 Nusselt 수의 값이 최대가 되는 B_1/H_D 이 존재한다는 것이다. 즉 B_1/H_D 이 4.375인 경우의 Nu_m 값보다 B_1/H_D 이 3.5인 경우의 Nu_m 의 값이 크며 B_1/H_D 이 2.5인 경우의 Nu_m 은 오히려 3.5인 경우보다 작게 나타난다. 위와 같은 열전달 특성은 다음과 같이 설명 되어질 수 있다. 주유동 방향의 단위길이당 압력 강하량이 일정할 경우, 측면배플 폭이 약간 감소하더라도 작동유체의 유동경로가 감소하지 않으면서 유동저항이 감소되므로 모듈 통과 유량이 증가되어 열전달량이 증가된다. 그러나 적절한 폭 이하로 B_1/H_D 이 감소되면 배플사이를 통과하는 유체의 양이 감소되므로 총열전달량이 감소된다. 이 결과로부터 열전달 특성을 향상시키기

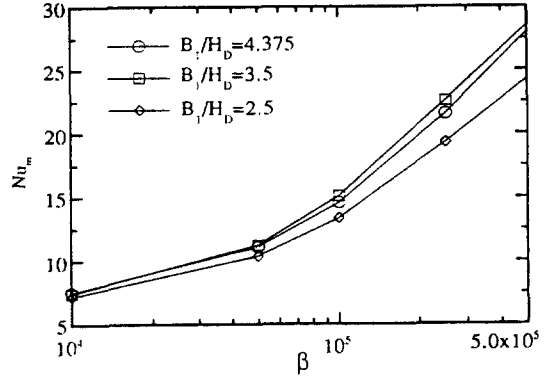


Fig.7 Distribution of average Nusselt number as a function of periodic pressure gradient for three kinds of widths of side baffle when $B_2/H_D=6.875$ and $S/H_D=9.375$.

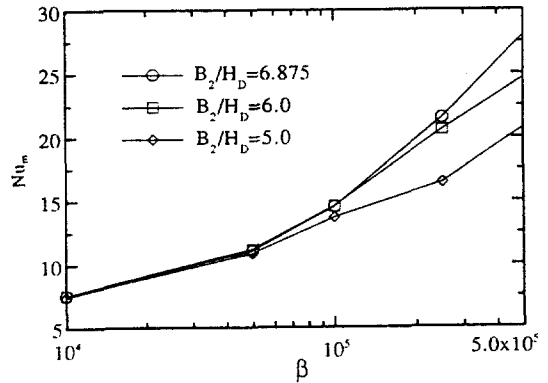


Fig.8 Distribution of average Nusselt number as a function of periodic pressure gradient for three kinds of widths of middle baffle when $B_1/H_D=4.375$ and $S/H_D=9.375$.

위한 배플의 폭 B_1/H_D 의 적절한 크기의 결정이 가능하다. B_2/H_D 의 변화를 보여주는 Fig.8에서는 모든 압력 강하량에서 B_2 의 감소에 따라 열전달이 감소함을 볼 수 있다. 이는 B_2 의 감소가 배플 사이를 통과하는 유체 유량을 감소시키기 때문이다. 위와 같은 논의로부터 아래와 같은 추론이 가능하다. 즉 본 연구에서 기준모델로 정한 배플 배열은 열전달 특성을 향상시키기 위하여 B_1 는 적정수준까지 짧게 하여야 하며 B_2 는 더 길게 하여야 한다고 사료된다. 즉 본 연구에서 기준모델로 정한 잠열저장용기의 배플폭은 유동측면에서 뿐만 아니라 열전달 측면에

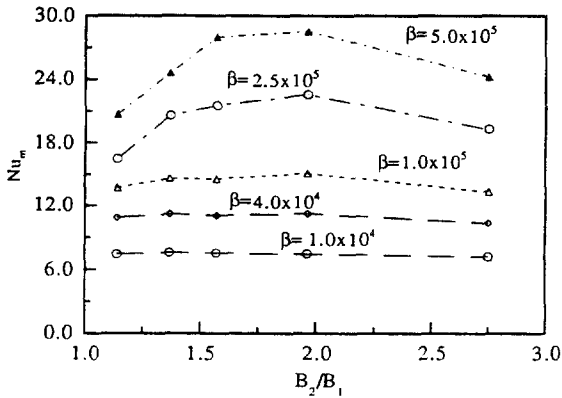


Fig.9 Distribution of average Nusselt number as a function of rate of baffle width, B_2/B_1 for five kinds of periodic pressure gradient at $S/H_b=9.375$.

서도 개선의 여지가 있음을 나타낸다.

이러한 결과는 배플폭의 비에 따른 열전달면에서의 평균 Nusselt분포를 보여주는 Fig.9에서 명확히 알 수 있다. 유속이 비교적 느린 $\beta=1.0 \times 10^4$, $\beta=5.0 \times 10^4$ 인 경우 B_2/B_1 의 변화에 따른 평균 Nusselt 값은 정량적으로 같은 값을 보이는 반면 $\beta=1.0 \times 10^5$ 이상인 경우에는 상당히 다른 경향을 보이고 있으며 특히, B_2/B_1 가 약 2.0일때 열전달면에서의 평균 Nusselt수의 값이 최대가 된다. 즉 $\beta=1.0 \times 10^5$ 이상일때 열전달면에서의 평균 Nusselt 수의 값이 최대가 되는 기하학적 조건이 존재한다. 본 수치 계산에서의 기준 모델에 대한 배플폭의 비($B_2/B_1=1.57$)는 위의 계산결과에서 보여주는 바와 같이 열전달면에서의 전열특성에 관한 최적 조건이 아님을 알 수 있다. 배플폭의 비에 따른 마찰계수의 분포를 보여주는 Fig.6에서 전열특성이 우수한 조건인 $B_2/B_1=2.0$ 일때의 마찰계수 값은 $B_2/B_1=1.57$ 인 경우보다 상당히 낮게 분포함을 알 수 있다. 이와 같은 마찰계수의 분포 및 열전달 특성을 고려해 볼때 본 연구의 관심 대상인 잠열저장 용기에서의 열전달효율을 향상시키기 위해서는 앞서 언급한 측면배플의 폭 B_1 은 적정수준까지 짧게 하여야 하며 중앙배플의 폭 B_2 는 더 길게 하여야 함을 알 수 있다.

6. 결 론

빙축열 시스템의 축열조 등에 응용되는 잠열 저장용기 주위에서의 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위하여 용기에 부착된 배플의 폭과 단위 길이당의 압력 강하량 β 을 변화시켜 가면서 수치 계산을 수행한 후 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 배플의 후면에는 박리현상으로 인하여 재순환 영역이 발생하게 되고 이는 유동저항을 증가시킨다.
- 2) 배플 폭의 감소에 따라 마찰계수의 값은 감소한다.
- 3) 본 연구의 모델인 잠열 저장용기의 열전달 특성을 향상시키기 위하여 측면배플의 폭 B_1 을 적정수준까지 짧게 하여야 하며 중앙배플의 폭 B_2 을 더 길게 하여야 한다.

후 기

이 논문은 1993년도 한국학술 진흥재단의 공모 과제 연구비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. Patankar, S.V., Liu, E.M., and Sparrow, E.M., 1977, "Fully Developed and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-sectional Areas", J. of Heat Transfer, Vol.99, pp.180-186.
2. Gaddis, E.S., and Gnielinski, V., 1985, "Pressure Drop in Cross Flow across Tube Bundle", Chemical Engineering, Vol.25, pp.1-15.
3. Kelkar, K. M., and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins", J. of Heat Transfer, Vol.109, pp.25-30.
4. Faghri, M., and Asako, Y., 1987, "Numerical Determination of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for a Converging-Diverging Flow Channel", J. of Heat Transfer, Vol.109, pp.606-611.
5. Pang, K., Tao, W. Q., and Zhug, H. H., 1990, "Numerical Analysis of Fully Developed Fluid Flow and Heat Transfer for Arrays of Interrupted Plates

- Positioned Convergently-Divergently Along the Flow Direction, Num. Heat Transfer", Vol.14, pp. 465-481.
6. Berner, C., Durst, F., and McEligot, D.M., 1984, "Flow Around Baffles", J. of Heat Transfer, Vol. 106., pp.743-749.
 7. Asako, Y., and Faghri, M., 1988, "Three Dimensional Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Arrays of Square Blocks Encountered in Electronic Equipment", Num. Heat Transfer, Vol.13, pp.481-498.
 8. Asako, Y. and Faghri, M., 1989, "Three Dimensional Heat Transfer Analysis of Arrays of Heat Square-Blocks", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.32, pp.395-405.
 9. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington, DC.