

응축형 가스보일러 열교환기의 열전달특성에 관한 수치적 연구

김석철* · 금성민** · 이창언†
(2001년 5월 31일 접수, 2001년 9월 15일 심사완료)

The Numerical Study on the Heat Transfer Characteristics of Heat Exchanger for Condensing Gas Boiler

Seok-Cheol Kim, Sung-Min Kum and Chang-Eon Lee

Key Words: Condensing Boiler(응축형 보일러), Heat Exchanger(열교환기), Baffle(배플)

Abstract

Characteristics of fluid flow and heat transfer in a tube with disk and annular baffle for heat exchanger of condensing boiler was numerically studied. The STAR-CD code was used to solve the governing equations and the temperature and flow fields were investigated. The interval between tube and annular baffle, height and diameter of baffle were selected as important design parameters, and the effects of these parameters on heat transfer and fluid flow were studied. As a result, in the case of with interval, the pressure was decreased, but heat transfer was increased. Heat transfer was slowly increased as the size of disk and annular baffle were increased and the distance between baffles were decreased. The pressure drop was rapidly changed for diameter and size of disk and annular baffle. In addition, it was desirable that optimal conditions to design heat exchanger were about $B_d/R=0.5$, $L/R=1$.

기호설명

B_a : 환형 배플 높이 [mm]
 B_d : 원형 배플의 직경 [mm]
 C : 원관과 환형 배플 사이의 거리 [mm]
 L : 배플 사이의 거리 [mm]
 Nu : Nusselt 수
 Re : Reynolds 수
 Pr : Prandtl 수
 R : 원형 덕트의 반지름 [mm]

T_w : 관 벽 표면 온도 [$^{\circ}C$]

1. 서 론

석유 중심의 불안정한 에너지 수급 체계 개선과 경제 위기로 인하여 에너지에 대한 중요성이 증대하고 있고, 에너지 절약 및 환경 오염에 대한 관심고조와 대책의 일환으로 기존의 가정용 보일러의 고효율과 에너지 절약을 위한 연구 개발이 활발히 진행되고 있다. 현재 국내에서 사용되는 가스 보일러의 대부분은 열교환기와 버너가 상하로 배치되어 있어 수증기가 응축하여 낙하하면 화염이 불안정해진다. 이를 방지하기 위하여 고온의 배기 가스를 강제 배기시키므로 배기 가스의 잠열을 이용하지 못하여 열효율이 낮을 수밖에 없다.

* 회원, (주)현대자동차
 ** 회원, 한라대학교 기계공학부
 † 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학과
 E-mail : chelee@inha.ac.kr
 TEL : (032)860-7323 FAX : (032)868-1716

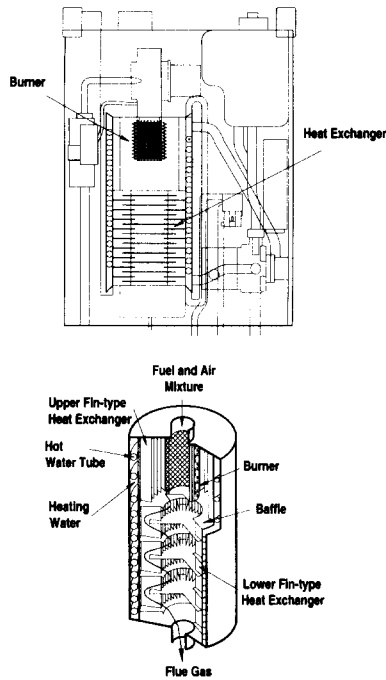


Fig. 1 Schematic of developing boiler

이와 같은 문제점을 해결하기 위해 최근 응축형 가스 보일러가 개발되었는데 이것은 기존의 연소기 및 열교환기의 형태와는 완전히 다른 것으로 Fig. 1과 같이 연소 가스 흐름을 하향식으로 하여 응축 열교환이 용이하도록 하며 열교환기 내부에 배플을 삽입하여 유동의 난류화를 촉진시키고 직교 유동 속도 성분을 유발하여 열전달을 증가시킬 수 있도록 고안되었다.

배플 삽입에 의한 열전달 증진 효과는 지금까지 많은 연구가 이루어졌다. Kelkar 등⁽¹⁾은 등온의 평행한 평판 채널 안에 배플이 엇갈린 배열로 놓여 있을 경우 배플 사이의 거리나 배플의 높이, Pr수, Re수가 열전달이나 압력 강하에 미치는 영향을 조사하였고, Webb 등⁽²⁾은 동일한 형상에서 열유속이 일정한 경우에 대하여 연구가 이루어졌고, Berner 등⁽³⁾은 유동 가시화 실험을 통해 층류와 난류 유동형상을 보여주었다. 그리고, Rowley 등⁽⁴⁾은 원형 덕트내에 원형 배플이 있는 경우에 대하여 계산을 수행하였는데, 배플 근처에서의 재순환 유동으로 인하여 열전달이 감소한다는 결과를 보고하였다. 그러나 이러한 결

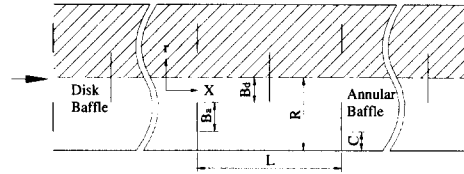


Fig. 2 The geometry considered

과들을 응축형 가스 보일러에 직접 적용하기에는 어려움이 있다. 한편, 최근에 Jeon 등⁽⁵⁾은 원형 배플과 환형 배플을 이용하여 여러 가지 설계변수들이 열전달 성능에 미치는 영향을 조사하였는데, 내부에 환형 배플의 삽입으로 고온 가스의 열교환기내 체류시간을 늘려주고, 열전달면과 평행하게 흐르는 주유동의 흐름을 수직인 방향으로 전환시켜 유동의 혼합 효과를 증가시킴으로써 열전달을 증가시킬 수 있다고 발표하였다. 그러나, Jeon 등이 제안한 형상을 바탕으로 열교환기의 성능 실험을 수행하였으나, 연소실내의 압력이 너무 커서 소음이 발생하고 연소가 불안정하여 실용화에 적용하기에는 적합하지 않은 것으로 판단하였다.

따라서 본 연구에서는 개발중인 응축형 가스 보일러에서 사용하고 있는 열교환기를 대상으로 연소실내의 압력으로 인한 소음을 줄이고, 열전달을 증대시키는 방안으로써 원형 덕트와 환형 배플간의 간격 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 조사하고 또한, 이를 중심으로 Re수와 환형 배플의 크기, 배플의 직경, 배플 사이의 거리 변화가 유동 및 열전달 특성에 미치는 영향을 검토하여 열교환기의 최적 설계조건을 제시하고자 한다.

2. 수치 해석 방법

2.1 해석 모델

본 연구에서는 응축형 가스 보일러 열교환기에서 하부 열교환기의 원형 덕트내에 원형(disk) 배플과 환형(annular) 배플의 삽입에 따른 유동 및 열전달 효과를 검토하기 위해 Fig. 2 형상과 같이 2차원으로 모델링하였다. 여기서, 같은 형상의 반복에 의한 유동의 발달 경향을 보기 위하여 7개의 모델이 연속적으로 배치되도록 하여 계산을 수행하였다.

계산은 Fig. 2에서 사선이 그어진 영역에 대해 수행하였고, 계산에서 직경에 대한 배플과 원형 덕트 사이의 간격비(C/R)는 0~0.04, 배플의 직경비(B_d/R)는 0.3~0.9, 환형 배플의 높이비(B_h/R)는 0.1~0.7, 그리고 직경에 대한 배플사이의 거리비(L/R)는 0.4~2.8로 변화시켰다. 또한, Re수는 층류는 100에서 500, 난류는 3500에서 6500까지 변화시켰으며, Pr수는 작동 유체가 연소 가스로 가정하여 0.7로 계산하였다. 그리고 모든 형상에서 배플과 환형 배플의 두께는 무시하였다.

2.2 계산 방법

본 연구에서는 열교환기의 열전달 및 유동 특성을 해석하기 위하여 유한 체적법(finite volume method)을 적용하는 상용 코드인 STAR-CD를 이용하였다. 계산시 지배 방정식의 대류항과 확산항을 이산화하는 과정에서 upwind scheme을 사용하였고, 속도와 압력사이의 커플링을 재계산하는 과정에서 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.⁽⁶⁾ 계산 격자는 충분한 격자 민감도에 대한 조사가 이루어진 후 각 모듈 당 112×64의 부등간격 격자를 기준으로 형상의 변화에 따라 가변적으로 사용하였고, 격자가 관벽이나 환형 배플 주위와 배플 끝에서 밀집되도록 하였다. 그리고 발달하는 유동 영역의 길이를 판별함에 있어서 한 모듈의 평균 마찰계수가 완전히 발달한 값의 99%에 도달하였을 때를 완전히 발달한 영역으로 보았고, 열적으로는 한 모듈의 총괄 Nu수가 완전히 발달한 값의 99%에 도달하였을 때를 완전히 발달한 값으로 판별하였다.⁽⁵⁾

그리고, 유동 및 열전달 계산과정에서 실제적으로 반경방향으로 급격한 온도 변화가 일어나기 때문에 유체의 물성치가 일정하지 않으나 계산편의를 위해 일정한 물성치를 가지는 비압축성, Newton유체, 정상 유동으로 가정하였다.

본 연구의 계산 형상의 경우 매끈한 원형 덕트에 비해 유동장과 온도장이 훨씬 빠르게 발달하게 된다.^(3,5) 이러한 형상의 난류해석은 Yakhot 등이 제안한 RNG(Renormalization Group) *k-ε* 모델^(7,8)을 이용하여 계산하였다.

또한, 완전히 발달한 영역에서의 압력변화는 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$p(x, r) = -\beta x + P(x, r) \tag{1}$$

$$\text{여기서, } \beta = \frac{p(x, r) - p(x+L, r)}{L} \tag{2}$$

그리고 P(x, r)는 연속된 동일한 형상의 모듈 반복으로 인해 나타나는 유동의 움직임과 관련된 함수이다. 압력에서 선형 구성 요소인 βx는 운동량 방정식에서 유체의 강제 작용에 의하여 발생하는 함수를 나타내고, 완전히 발달한 유동은 모듈마다 동일한 유동 패턴을 나타내며 다음과 같이 표현된다.

$$u(x, r) = u(x+L, r) \tag{3}$$

$$v(x, r) = v(x+L, r) \tag{4}$$

유동 계산시 경계 조건은 입구 영역에서 속도 분포가 균일하다고 가정하였고, 출구는 정상 유출 경계 조건을 적용하였다. 벽면 경계 조건으로 관벽이나 배플과 같은 고체 표면에는 no-slip 조건을 사용하였다. 그리고, 점성 효과가 지배적인 벽주변 영역은 일반적인 벽 함수(wall function)⁽¹⁰⁾를 이용하여 계산하였으며, 선형 법칙이 적용되는 영역은 RNG *k-ε* 모델을 이용하여 계산하였다.

이 계산에서의 Re수는 다음과 같이 표현된다.

$$Re = 2\rho\bar{u}R/\mu \tag{5}$$

또, 원형덕트의 평균속도는 다음과 같다.

$$\bar{u} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(x, r) r dr \tag{6}$$

각 모듈의 마찰계수와 정압계수는 아래와 같다.

$$f = -2R(dp/dx)/[(1/2)\rho\bar{u}^2] \tag{7}$$

$$fRe = 8\beta R^2/(\mu\bar{u}) \tag{8}$$

여기서 β는 한 모듈 당 총압력 변화량의 크기이다.⁽⁹⁾

온도장 계산시 관 벽면 온도는 T_w로 일정하게 설정하였으며 원형 배플의 경우에는 관 벽면과 접촉하고 있지 않으므로 관 벽면과는 다른 온도

를 나타내게 된다.

따라서 이와 같은 경우에 원형 배플은 단지 열을 전달하는 전도 물질로 가정하였으며, 환형 배플의 경우 원형 덕트와의 간격이 0일 때는 벽면의 표면 온도인 T_w 로 동일하게 두었지만 간격이 있는 경우는 원형 배플과 같이 열을 전달하는 전도 물질로 가정하였다.

그리고, 국소 Nu수는 다음 식으로 계산된다.

$$Nu_x = 2h_x R / \lambda \tag{9}$$

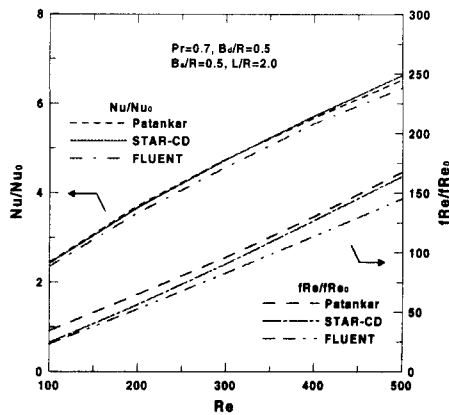


Fig. 3 Comparison of overall Nusselt number and friction factor with other's results

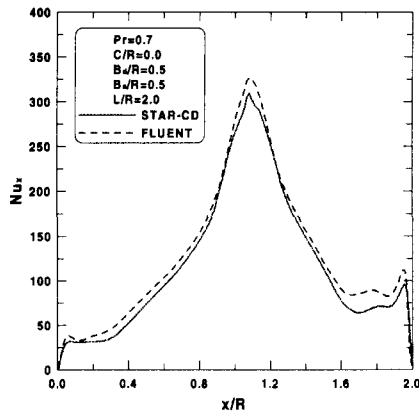


Fig. 4 Comparison of local Nusselt number with other's results (Re=3500)

여기서, λ 는 열전도계수이며, 국소 열전달계수 h_x 는 다음과 같다.

$$h_x = q_x / (T_w - T_b) \tag{10}$$

여기서, q_x 는 국소 열유속이다.

그리고, 혼합 평균 온도 T_b 는 다음과 같이 계산되며,

$$T_b = \frac{\int_0^R T |u| r dr}{\int_0^R |u| r dr} \tag{11}$$

총괄 Nu수는 다음과 같다.

$$Nu = \int_{A_w} Nu_x dA / \int_{A_w} dA \tag{12}$$

여기서, A_w 는 관 벽의 면적을 나타낸다. 이 면적 A_w 를 사용함으로써 총괄 Nu수의 증가 정도를 원형 덕트의 Nu수와 직접 비교할 수 있게 된다.

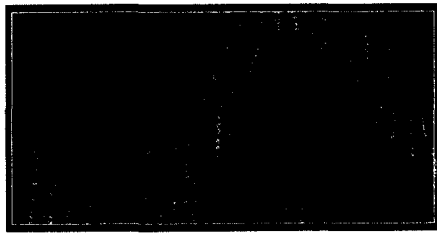
3. 결과 및 고찰

본 연구는 열교환기에서 배플에 의한 효과를 해석하기 전에 사용 모델의 타당성을 검증하기 위해 기존 연구 결과들과의 비교를 수행하였다.

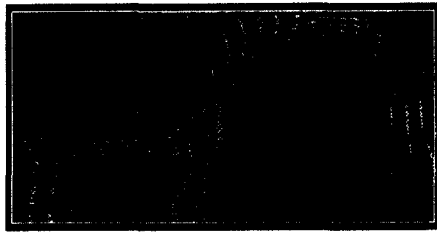
Fig. 3은 층류 모델의 경우 평행한 채널내에 전단원이 삽입된 Kelkar와 Patankar⁽¹⁾의 결과 및 Jeon 등⁽⁵⁾의 계산결과(FLUENT 이용)중 Nu수와 fRe를 비교한 것으로 FLUENT에 의한 계산결과보다 본 연구에서 STAR-CD를 이용한 계산결과가 Patankar의 결과와 더 근접하고 있음을 알 수 있다.

난류인 경우는 Jeon 등⁽⁵⁾이 Fig. 2에 있는 형상을 대상으로 상용프로그램인 FLUENT로 계산하였는데, 이 계산 결과와 완전히 발달되었다고 판단되는 다섯번째 모듈에서의 국소 Nu수를 비교하였으며, 그 결과는 Fig. 4에서 보여주고 있다. 그림에서 보면 FLUENT로 계산한 결과가 다소 높게 나타나고 있는데, 이것은 벽면 경계 조건에 대한 처리 방법에 의한 차이라고 생각된다

이상과 같이 사용 모델의 신뢰성에 대한 검증



(a) Laminar flow (Re=500)



(b) Turbulent flow (Re=4500)

Fig. 5 Flow field of developed region
 $Pr=0.7$, $C/R=0.0$, $B_d/R=0.5$,
 $B_s/R=0.5$, $L/R=2.0$

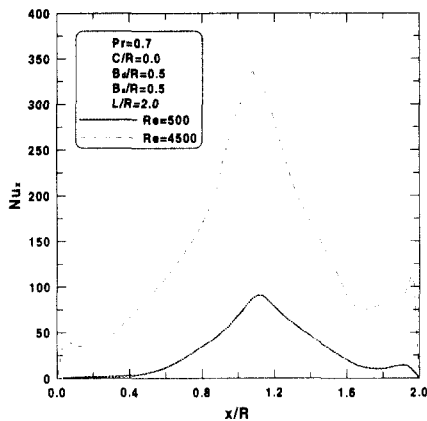


Fig. 6 Comparison of local Nusselt number with Reynolds number

결과는 만족할 만하다고 생각된다.

Fig. 5, 6은 $Pr=0.7$ 이고 C/R , L/R , B_d/R , B_s/R 이 각각 0, 2, 0.5, 0.5일 경우 층류($Re=500$)와 난류($Re=4500$)에서 완전히 발달한 영역(다섯번째 모델)의 유동장과 국소 Nu 수를 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 유동은 원형 배플과 환형 배플에 의한 유동 단면적의 증가와 감소로 환형 배플

앞·뒤 벽면 근처에서 정체 영역이 존재하고 원형 배플 앞·뒤 두부분에서 재순환 영역이 발생하고 있다. 그리고, 층류와 난류의 유동 형태는 비슷하지만 난류인 경우 유속의 증가로 인하여 유동의 강도가 증가하고 정체 영역이나 재순환 영역이 줄어들었다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 층류와 난류 상태에서의 국소 Nu 수의 변화를 보여준다. 층류에 비해 난류의 국소 Nu 수는 유동 강도의 증가로 인해 상당히 증가한다. Fig. 5에서의 유동 형태와 같이 주유동이 벽면에 충돌하는 원형 배플 근처에서 Nu 수는 높지만, 재순환 영역과 정체 영역이 발생하는 환형 배플 앞·뒷면에서는 급격히 낮아지기 때문에 이 부근의 유동 형태를 변화시킬 수 있는 형상의 변화가 요구된다. 따라서 정체 영역 부분에 주유동의 일부를 흐르게 하여 열전달을 상승시킬 수 있도록 환형 배플과 원형 덕트 사이의 간격 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 조사하였다.

그리고, 실제 용축형 가스 보일러의 운전 조건을 고려하면 난방 부하에 따라 Re 수가 약 3000~7000정도 되기 때문에 난방 부하 20,000 kcal/hr ($Re=4500$)를 기준으로 Re 수는 3500에서 6500, 원형 덕트와 환형 배플간의 간격(C/R)은 없는 경우($C/R=0.0$), 작은 경우($C/R=0.01$), 큰 경우($C/R=0.04$)를 비교하였으며, 원형 배플의 직경, 환형 배플의 높이, 배플간의 간격에 따른 유동 및 열전달 특성을 조사하였다.

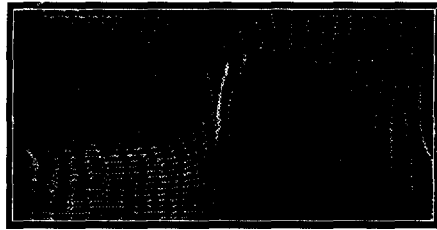
Fig. 7은 $Re=4500$ 이고 $B_d/R=B_s/R=0.5$ $L/R=2$ 일 경우 $C/R=0.01$ 및 0.04조건에서의 유동 형태를 나타내고 있다.

Fig. 7의 유동 형태는 간격이 없는 경우(Fig. 5(b))와 유사하지만 간격을 통한 유동 때문에 환형 배플 앞·뒤의 벽면 근처에서의 유동 형태는 다르게 나타난다. 즉 $C/R=0.01$ 인 경우 주유동의 속도는 간격이 없는 경우에 비해 다소 감소하지만 환형 배플 앞·뒷면에서 환형 배플과 원형 덕트간의 간격을 통한 유동으로 인해 재순환 영역이 벽면에서 떨어져 두부분으로 분리되고 환형 배플과 원형 배플사이의 중간 부분 벽면 근처에서 정체 현상이 발생하는 것을 알 수 있다.

그리고 $C/R=0.04$ 인 경우 주유동의 속도가 크게 감소하는 반면 간격을 통한 유량이 증가하여 재순환 영역이 원형 배플의 앞면보다는 환형 배플 뒷면에서 발생하고 있다. 그리고 정체 영역이 원



(a) C/R = 0.01



(b) C/R = 0.04

Fig. 7 Flow field of developed region
Re=4500, Pr=0.7, B_d/R=0.5,
B_a/R=0.5, L/R=2.0

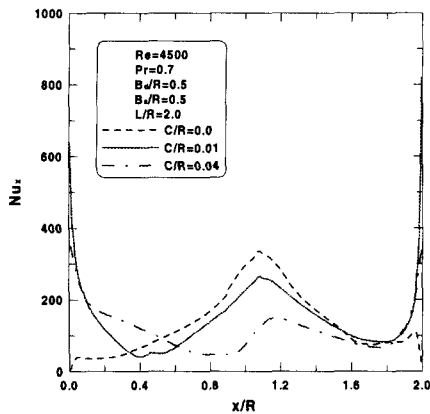


Fig. 8 Variation of local Nusselt number with interval between tube and annular baffle for turbulent flow

형 배플 근처에서 발생하여 이 부근에서의 열전달이 급격히 감소할 것으로 예측된다.

Fig. 8은 위의 조건에서 환형 배플의 간격 변화에 따른 국소 Nu수 분포를 나타낸 것으로 각 유동형태에 따라 정체 영역이 발생하는 부분에서 Nu수는 최소치를 나타내고 있다. 그리고, 간격이

작은 경우(C/R=0.01) 환형 배플 앞·뒷면(x/R=0, 2)에서 최대치를 나타내고 있고, 간격이 없는 경우(C/R=0)와 큰 경우(C/R=0.04)보다 상당히 높게 나타내고 있다. 또한 원형 배플 부근(x/R=1)에서는 간격이 클수록 없는 경우보다 유동 속도 감소로 인해 Nu수는 더 낮게 나타나고 있다.

Fig. 9는 Re수의 변화에 따른 유동 및 열전달 특성 변화를 Nu/Nu_s와 f/f_s로 나타낸 것으로 여기서 Nu_s와 f_s는 각각 매끈한 원형 덕트에서 발달한 영역의 Nu수와 마찰 계수를 나타낸다. 그리고 Nu_s와 f_s값을 얻기 위해 Dittus-Boelter와 Blasius식을 사용하였으며, 식들은 다음과 같다.

$$Nu_s = 0.023 Re_s^{0.8} Pr^{0.4} \tag{13}$$

$$f_s = 0.046 Re_s^{-0.2} \tag{14}$$

Fig. 9에서 Re수가 증가하여도 Nu/Nu_s는 크게 변하지 않는데 이것은 Re수가 증가함에 따라 총괄 Nu수는 증가하나 원관과 비교했을 경우 Re수 변화에 따른 총괄 Nu수의 증가비가 거의 일정하다는 것을 의미한다. 그리고 결과에서 총괄 Nu수는 원관에 비해 약 7~9배 정도 증가하나 마찰 계수 f는 최고 7000배까지 증가하므로 열교환기 설계시 주의 깊은 고려가 요구된다.

간격(C/R)에 따른 특성을 살펴보면 간격이 작은 경우가 간격이 없는 경우에 비해 총괄 Nu수가 10% 정도 증가하고, 마찰 계수는 약 11% 정도 감소하고 있다. 그리고, 간격이 큰 경우 총괄 Nu수 가장 낮게 나타나는 반면 마찰 계수는 30% 정도 감소한다. 따라서 응축형 가스 보일러의 열교환기 설계시 열전달을 상승시키고 압력을 낮추는 방안으로써 환형 배플과 원형 덕트사이의 적절한 간격이 설계시 주요 변수로 판단된다.

Fig. 10은 원형 배플의 직경(B_d/R) 변화에 따른 총괄 Nu수와 마찰 계수의 변화를 나타낸다. B_d/R이 증가함에 따라 총괄 Nu수와 마찰 계수가 상승하는데 이것은 B_d/R이 증가할수록 유동 단면적의 감소로 관벽을 따라 흐르는 유동 속도가 증가하여 벽면에 충돌하는 강도가 커지게 되고, 벽면에서 유동이 정체하는 부분이나 재순환 유동의 크기가 감소하기 때문으로 생각한다.

위의 결과에서 원관에 비해 Nu수는 최고 13배 정도 증가하는 반면 마찰 계수는 최대 20,000배

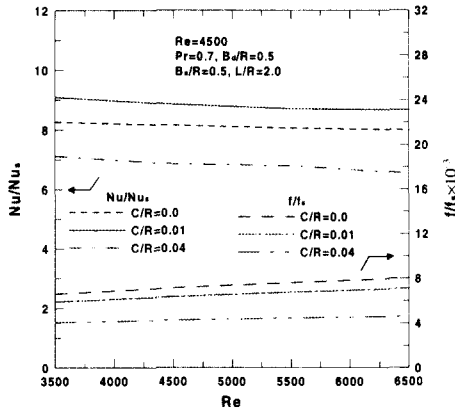


Fig. 9 Variation of characteristics with Reynolds number and interval between tube and annular baffle

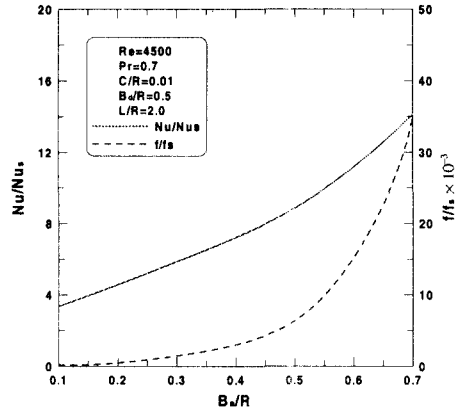


Fig. 11 Variation of characteristics with annular baffle height

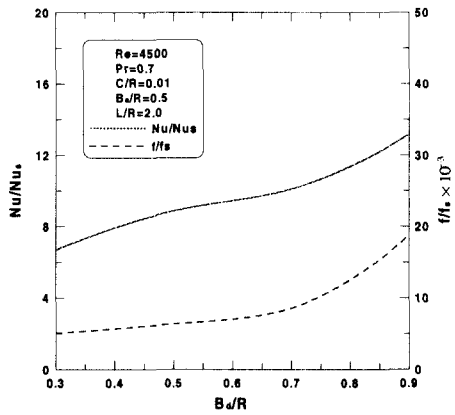


Fig. 10 Variation of characteristics with disk baffle radius

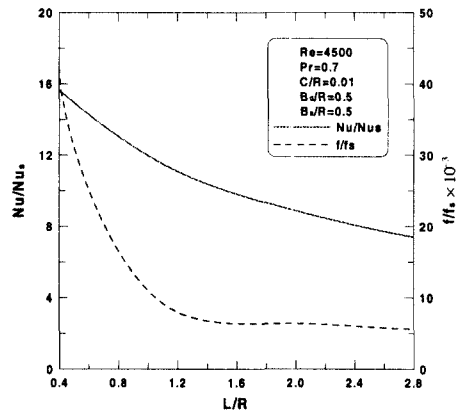


Fig. 12 Variation of characteristics with distance between baffles

정도 증가한다.

특히 마찰 계수는 $B_d/R=0.7$ 부터 급격히 상승하므로 가스 보일러의 열교환기 설계시 열전달 및 압력 강하를 동시에 고려할 경우 $B_d/R=0.7$ 정도로 설계하는 것이 최적 조건으로 판단된다.

Fig. 11은 환형 배플의 높이(B_d/R) 변화에 따른 열 및 유동 특성을 나타내고 있다. 열전달 효과는 Fig. 10의 원형 배플의 직경 변화와 비슷한 경향을 보이지만, f/f_s 는 약 2배정도 높게 나타나고 있다. 특히 B_d/R 이 0.5를 기준으로 B_d/R 이 증가함에 따라 f/f_s 는 급격히 증가하고 있다.

열전달 계수에 비해 마찰 계수가 급격히 증가

하는 것은 유동 속도는 B_d/R 에 따라 선형적으로 증가하고, Nu수는 열적 경계층이 속도의 제곱근에 비례하므로 서서히 증가하는 반면, 압력은 이 속도의 제곱에 비례하여 증가하기 때문이다.⁽¹⁾ 이러한 결과로 압력 강하를 고려했을 경우 마찰 계수가 급격히 증가하는 부분 즉, $B_d/R=0.5$ 근처가 열교환기 설계시 환형 배플의 최적 높이로 판단된다.

Fig 12는 배플간의 거리(L/R) 변화에 따른 열 및 유동 특성을 나타내고 있다. 배플간의 거리가 증가함에 따라 Nu수와 마찰 계수는 모두 감소하고 있다.

특히, 배플간의 거리가 1보다 작을 경우에는

총괄 Nu수 변화 비해 마찰 계수가 급격히 감소하고 있다. 이것은 배플간의 거리가 줄어들어 따라 유동이 심하게 휘게되고 유동의 속도가 증가하면서 관벽에 충돌되는 강도와 경사가 커지고 재순환 영역이나 정체 영역이 감소하기 때문으로 생각한다. 따라서 보일러의 열교환기 설계시 배플간의 거리는 1.0 정도가 적절하나, 이 거리는 열교환기의 크기에 관련되어 있으므로 압력 강하와 열교환기의 크기를 고려하여 설계하는 것이 바람직하다고 본다.

4. 결 론

본 연구에서는 응축형 가스 보일러 열교환기의 최적 설계를 위해 배플이 삽입된 열교환기의 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 원형 덕트와 환형 배플간의 간격에 따른 열전달 특성 및 압력 변화를 검토한 결과, 간격이 작은 경우가 없는 경우에 비해 압력은 유동 단면적의 증가로 약 11%정도 감소하고, 국소 Nu수는 정체 영역 부근에서의 유동 형태 변화로 약 10%정도 증가하였다.

(2) 원형 배플과 환형 배플의 직경, 크기, 거리 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 분석한 결과, 직경 및 크기가 클수록, 배플간의 거리가 작을수록 유속과 충돌 강도의 증가로 열전달은 향상되고, 압력 손실은 각각 원형 배플과 환형 배플의 일정한 직경, 크기, 거리를 기준으로 급격히 변화한다.

(3) 열교환기 설계시 압력 변화만을 고려한다면 각각의 형상에 따라 급격한 압력 변화가 발생하는 부근이 최적 조건으로 판단되지만, 열교환기의 용도와 용량에 따라 이러한 특성들을 고려하여 설계하는 것이 바람직한 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) Kelkar, K. M., and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 25~30.
- (2) Webb, B. W., and Ramadhyani, S., 1985, "Conjugate Heat Transfer in Channel with Staggered Ribs," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1679~1687.
- (3) Berner, C., Durst, F., and McEligot, D. M., 1984, "Flow around Baffles," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 743~749.
- (4) Rowley, G. J., and Patankar, S. V., 1984, "Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in Tube with Internal Circumferential Fins," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 553~560.
- (5) Jeon, K. J., Seo, T. B., Lee, C. E., and Kim, C. B., 1999, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Tube with Circumferential Fins and Circular Disks," *Conference of Renewable and Advanced Energy Systems for the 21ST Century*, pp. 11~15.
- (6) Gosman, D., 1997, STAR-CD Version 3.05 Users Manual, Computational Dynamics, London, England.
- (7) Yakhot, V., and Orszag, S. A., 1986, "Renormalization Group Analysis of Turbulence-I : Basic theory," *J. Scientific Computing*, Vol. 1, pp. 1~51.
- (8) Yakhot, V., 1992, "Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique," *Phys. Fluids*, A4, No. 7, pp. 1510~1520.
- (9) Patankar, S. V., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts having Streamwise-Periodic Variations of Cross Sectional Area," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180~186.
- (10) Launder, B. E., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flow," *Comp. Meth in Appl. Mech. & Eng.*, Vol. 3, pp. 269~275.

- (1) Kelkar, K. M., and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with