

금속섬유 버너를 채택한 0.5 t/h 급 무연소실 보일러의 열전달 특성

안 준^{*†} · 김 종진^{**}

* 국민대학교 기계시스템공학부, ** 한국에너지기술연구원

Heat Transfer Characteristics of 0.5 t/h Class Non-Furnace Boiler with a Metal Fiber Burner

Joon Ahn^{*†} and Jong Jin Kim^{**}

* School of Mechanical Engineering, Kookmin Univ.,

** Korea Institute of Energy Research

(Received September 24, 2010 ; Revised October 20, 2010 ; Accepted October 21, 2010)

Key Words : Tube Bank(관군), Non-Furnace Boiler(무연소실 보일러), Heat Transfer(열전달)

초록: 산업용 보일러의 열효율을 높이고 체적을 줄이기 위하여 0.5 t/h 급 무연소실 보일러를 개발하였다. 별도의 연소실이 없이 증발관이 화염에 노출된 구조에서 화염 안정성을 확보하기 위하여 금속섬유 버너를 채택하였다. 증발관은 관군의 형태로 버너 하류에 배치되고 하류에 설치된 증발관에는 흰을 설치하여 열교환 면적을 확보하였다. 무연소실 보일러는 관군에 대한 열전달 관계식으로부터 설계하였고 본 연구에서는 시제품에 대한 실험 및 보일러 내부의 유동 및 열전달에 대한 수치해석을 수행하여 관군에 대한 관계식을 적용한 설계와 비교하였다.

Abstract: A 0.5 t/h class non-furnace boiler has been developed with the aim of achieving a high efficiency and compactness. A metal fiber burner has been adopted so that a stable flame can be obtained. The tube banks are installed downstream of the burner. Bare tubes are used upstream, while finned tubes are installed downstream. The heat-transfer characteristics of the non-furnace boiler have been studied on the basis of the results of the numerical simulation as well as those of the experiment. Important design parameters such as the bulk temperature along the streamwise direction and the temperature of the fin tips have been evaluated using the CFD results and compared with the experimental data and the empirical correlations typically used for the design of the boiler.

- 기호설명 -

C_p	: 정압비열 (J/kg K)	q''	: 열유속 (W/m^2)
D	: 관 직경 (m)	r	: 반경방향 좌표 (m)
h	: 열전달계수 (W/m^2K)	r_0	: 관 반경 (m)
I	: 제 1 종 변형 베셀 함수	Re	: 레이놀즈 수 ($= uD/v$)
K	: 제 2 종 변형 베셀 함수	S_T	: 횡방향 튜브 간격 (m)
k	: 열전도도 (W/mK)	T	: 온도 ($^{\circ}C, K$)
L	: 보일러 폭 (m)	T_b	: 유동혼합 평균온도 ($^{\circ}C, K$)
N	: 전체 튜브 개수	T_i	: 입구온도 ($^{\circ}C, K$)
N_T	: 횡방향 튜브 개수	T_o	: 출구온도 ($^{\circ}C, K$)
Nu	: 누셀트 수 ($= hD/k$)	T_s	: 관표면온도 ($^{\circ}C, K$)
Pr	: 프란틀 수 ($= \nu/\alpha$)	t	: 핀 두께 (m)
q	: 열량 (W)	u	: 유동방향 속도 (m/s)

그리스문자

α	: 열확산계수 (m^2/s)
ΔT_{LM}	: 로그평균온도차 ($^{\circ}C, K$)

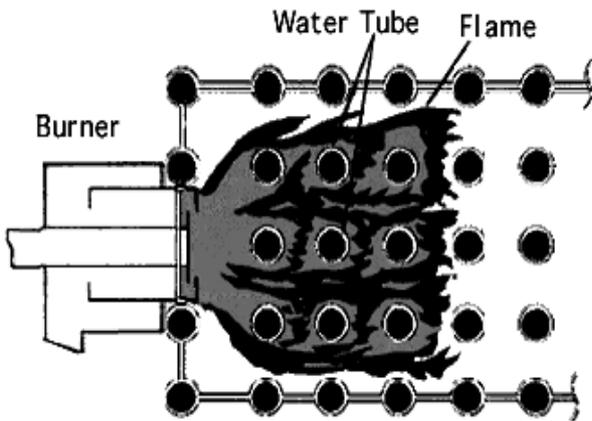


Fig. 1 Concept of non-furnace boiler⁽⁴⁾

- v : 동점성계수 (m²/s)
- θ : 온도차 (= T - T_s)
- ρ : 밀도 (kg/m³)

1. 서 론

지난 몇 년간 중국, 인도 등 신흥 시장의 성장과 중동의 불안한 정세가 이어지면서 고유가 기조가 지속되어 우리나라 경제에 큰 부담이 되고 있다. 이와 더불어 지구온난화에 의한 기상이변이 가속화하고 있어 화석연료의 사용을 절감하기 위한 기술의 개발이 어느 때보다 절실해 지고 있다. 천연자원이 부족한 우리나라는 수출주도형 경제구조를 갖고 있어 국가 에너지의 50% 이상을 산업 부문에서 사용하고 있다. 산업용 보일러는 산업 부문 에너지 사용량의 50%를 점하고 있어 효율을 높일 경우 매우 큰 에너지 절감효과를 기대할 수 있다.

산업용 보일러에는 용량에 따라 관류식, 노통연관식, 수관식 보일러가 주로 사용된다.^(1,2) 이러한 보일러 기술은 대체로 30~40년 전에 개발된 기술로서 새로운 열전달 및 연소기술을 접목하여 효율, 생산성을 높이고 체적, 공해물질 배출을 줄일 수 있다.⁽³⁾ 미국 DOE에서는 열부하에 열을 효율적으로 전달하는 기술의 개발을 주요 목표로 설정하고 있는 데⁽³⁾ 이러한 기술로서 최근 일본을 중심으로 무연소실 보일러가 등장하였다.

무연소실 보일러는 연소실을 두어 연소실에서 흡수하는 열 및 배가스로 증기를 발생시키는 기존의 보일러^(1,2)와 달리 Fig. 1에 보인 바와 같이 증발관을 직접 화염으로 가열하는 보일러를 말한

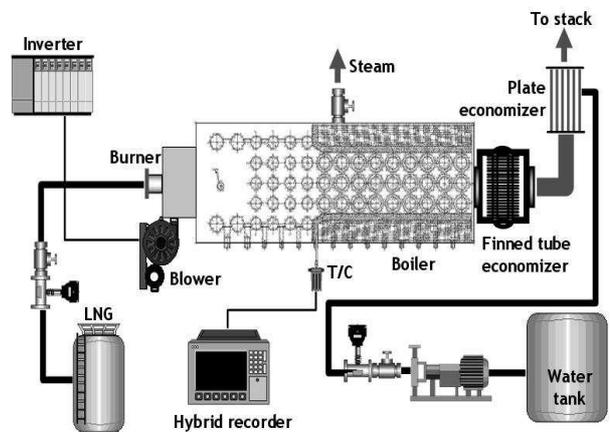


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

다.⁽⁴⁾ 이러한 무연소실 보일러의 경우 연소실을 통해 가열하는 기존의 방식에 비해 열효율을 높이고 체적을 줄일 수 있지만 증발관 사이에서 연소가 일어나면서 불안해질 수 있는 화염의 안정성을 확보하는 것이 중요하다.⁽⁵⁾

본 연구에서는 연료와 공기를 미리 혼합하여 버너에 공급하는 예혼합 연소 방식의 버너를 채택하여 화염의 안정성을 확보하였다. 예혼합 버너의 경우 연료와 산화제간의 혼합 과정이 단축되어 연소 속도가 빨라지며 좁은 공간에서 높은 부하의 안정된 화염을 얻을 수 있다.⁽⁶⁾ 예혼합 버너의 경우 다공성 물질을 삽입하여 화염의 안정성 및 제어 특성을 높이고 있는 데 본 연구에서는 금속섬유 (Metal Fiber) 버너⁽⁵⁾를 채택, 무연소실 보일러에서 화염의 안정성을 확보하였다.

무연소실 보일러는 연소실을 통해 가열하던 기존의 보일러와 다른 구조를 가지므로 설계를 위해서는 새로운 열설계 프로그램의 개발이 필요하다. 본 연구에서는 정확한 열설계 프로그램을 얻기 위하여 관군의 횡방향 열에 따라 설계인자를 갱신하는 방식으로 설계 프로그램의 정확도를 높이고 실험 결과 및 전산유체역학 해석과 비교하여 유동이 진행되면서 생기는 열물성의 변화 및 벽면에 의해서 생기는 3차원 효과 등이 열설계에 미치는 영향을 검증하였다.

2. 실험장치 및 수치해석 기법

2.1 실험장치

실험장치는 무연소실 보일러를 기반으로 Fig. 2와 같이 구성하였다. 연료는 LNG로서 100%

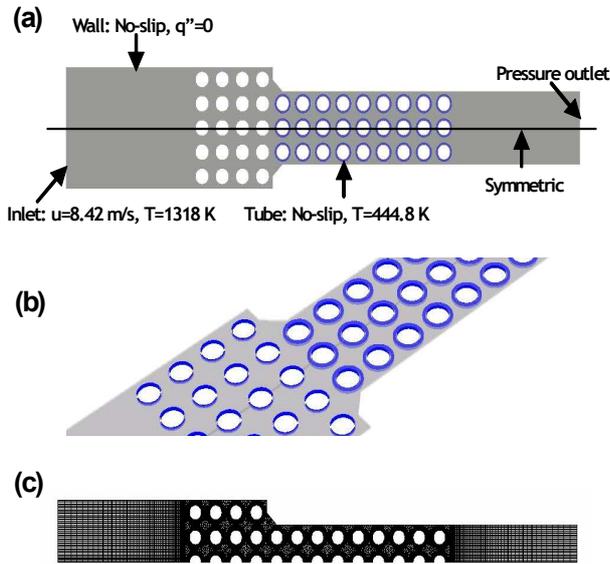


Fig. 3 Computational domain and grid system; (a) Numerical modeling; (b) spanwise geometry; (c) grid system

부하일 때 $40 \text{ Nm}^3/\text{h}$ 의 유량이 공급된다. 버너는 무연 소실 보일러에서 화염의 안정성을 확보하기 위하여 예혼합 금속섬유 버너를 채택하였다. 공기는 인버터로 제어하는 송풍기를 통해 버너로 공급한다. 공기는 배가스의 산소농도가 4%가 되도록 공급하였다. 보일러는 화염의 안정성 확보를 위해 버너 바로 하류 2 열에는 벽면에만 수관을 설치하였고 3 번째 열부터 13 열에 걸쳐 관군을 배치하였다. 관군 중 처음 4 열은 고온 기체에 의해 흰이 손상될 것을 대비하여 나관을 그 후로는 유로를 좁히고 흰 관을 설치하여 열전달을 극대화하였다. 관의 직경은 50.8 mm이며 흰이 설치된 관의 경우 두께 2 mm, 높이 12.7 mm의 흰을 1 inch에 4 개씩 설치하였다.

보일러 출구에는 2 단에 걸쳐 흰-튜브 형 및 관형 이코노마이저를 설치하여 배가스의 열을 회수, 열효율을 높였다. 급수는 이코노마이저를 통해 배가스와 열교환을 거쳐 가열된 상태로 보일러에 공급된다. 보일러 내부에는 각 열마다 열전대를 설치하여 온도분포를 측정하였고 급수량, 연료공급량, 배가스 온도 등을 측정, 보일러의 열효율을 구할 수 있도록 하였다.

2.2 수치해석 기법

실험으로 측정하기 어려운 무연소실 보일러 내

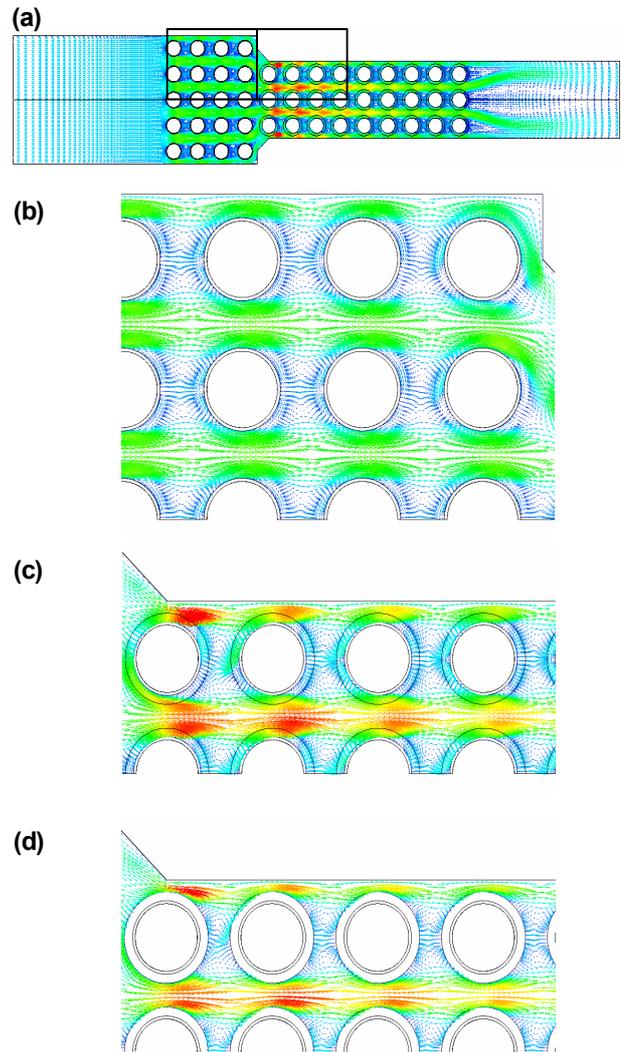


Fig. 4 Time averaged flow field from CFD; (a) Whole domain; (b) bare tube side; (c) spanwise gap between fins; (d) finned plane

부의 자세한 유동 및 열전달 특성을 파악하고 흰-튜브 실험식에 의한 설계의 타당성을 검증하기 위하여 수치해석을 수행하였다. 계산영역은 Fig. 3 과 같이 수관이 설치된 보일러 내부를 잡았고 경계조건을 부과하기 위하여 입구와 출구에 추가적인 계산영역을 확보하였다. 입구에는 연소 가스의 유량이 실험을 수행한 조건과 같아지도록 8.42 m/s의 속도를 부과하고 온도는 실험을 통해 측정된 상류 온도(1318 K)를 부과하였다. 출구에는 압력 경계조건을 부과하였다. 수관 방향으로 흰이 설치된 한 주기의 1/2 을 계산영역으로 잡고 대칭조건을 경계조건으로 부과하였다(Fig. 3(b)). 격자계는 280,000 개의 육면체 격자로 Fig. 3(c)와 같이 구성하였으며

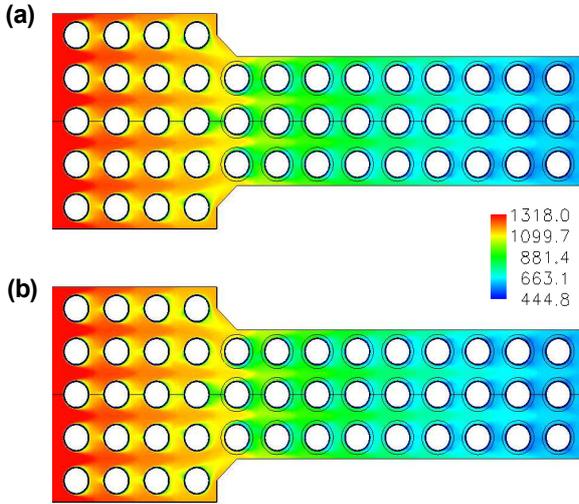


Fig. 5 Time averaged thermal field from CFD; (a) spanwise gap between fins; (b) finned plane

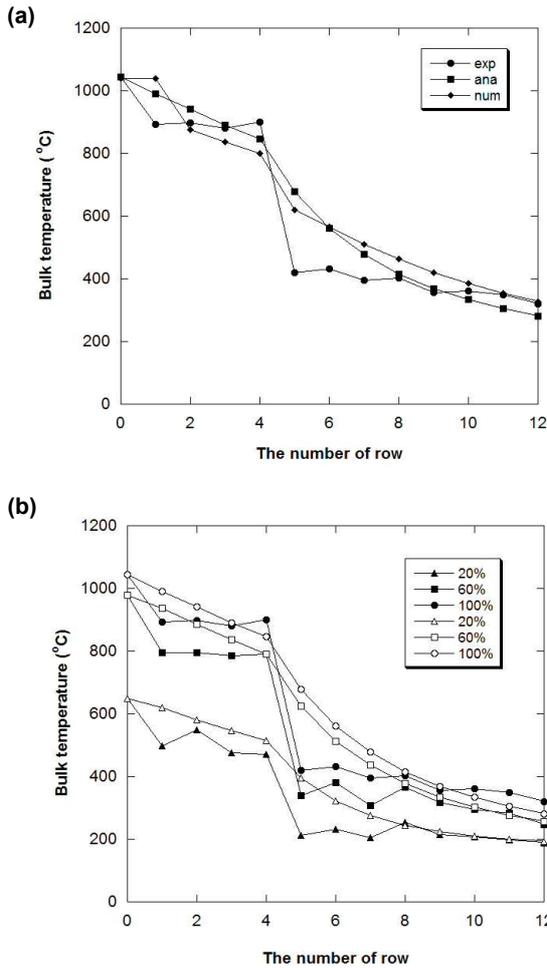


Fig. 6 Temperature drop along the flow; (a) at 100% load; (b) at smaller load (solid symbols: experiment; open symbols: prediction)

정확한 열전달 해석을 위하여 고체면에 격자를 밀집시켰다.

지배방정식은 비압축성 유체에 대한 연속, 운동량, 에너지 방정식으로 상용 소프트웨어인 FLUENT 를 이용 계산을 수행하였다. 난류 모형은 튜브에 의해 특징적인 유동이 형성된다고 판단하여 RNG $k-\epsilon$ 모형을 적용하였다. 튜브와 환에 대해서는 환 효율 및 환 팁의 온도를 구하기 위하여 고체 내부의 열전도를 고려한 복합열전달 해석을 수행하였다. 환의 열전도도는 실험장치에 사용된 재료인 SPCC 의 물성을 AISI SAE 1010 에서 찾아 계산에 활용하였다. 연소가스의 밀도는 비압축성 이상기체 방정식으로 구하였고 열물성은 300K, 500K, 1000K 의 자료를 입력, 계산 위치의 온도에 따라 선형 보간을 통해 구하는 방식으로 온도에 따른 물성치 변화를 해석에 반영하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 무연소실 보일러 내부의 유동 및 온도장

수치해석을 통해 구한 유동장을 보면(Fig. 4), 공통적으로 관 뒤에 유동박리에 의해 생긴 와류쌍이 상류와 하류의 관 사이를 채우고 있는 것을 관찰할 수 있다. 유로가 감소하는 나관의 4 번째 열 하류에서는 중앙의 관을 제외하면 관 뒤에 생긴 와류쌍이 사라진다. 환-관이 설치된 부분에서는 입구유동의 영향으로 첫 번째 환-관 뒤의 와류쌍이 비대칭적 형태를 보이지만 2 번째 환-관부터는 일정한 형태로 회복된다. 환-관 부의 중앙열과 양 옆의 열을 비교해보면 벽면에 의한 3 차원 효과는 크지 않고 환이 설치된 위치(Fig. 4(d))와 환과 환 사이(Fig. 4(c))를 보면 전체적인 유동형태는 관에 의해 결정되는 것을 확인할 수 있다. 온도장의 경우(Fig. 5)에도 유로가 줄어드는 부분을 제외하면 벽면이나 환에 의한 3 차원적 효과는 크지 않은 것을 관찰할 수 있다. 수치해석과 함께 본 연구에서는 설계에 사용되는 Zhukauskas 의 상관식으로 열전달계수를 구하고 식 (1)로부터 증발관으로의 열전달량을 계산하여⁽⁷⁾ 증발관을 지나면서 일어나는 주유동의 온도변화를 예측하여 실험 및 수치해석과 비교하였다 (Fig. 6).

$$\frac{T_0 - T_s}{T_i - T_s} = \exp \left\{ - \frac{\pi D N \bar{h}}{\rho u N_T S_T c_p} \right\} \quad (1)$$

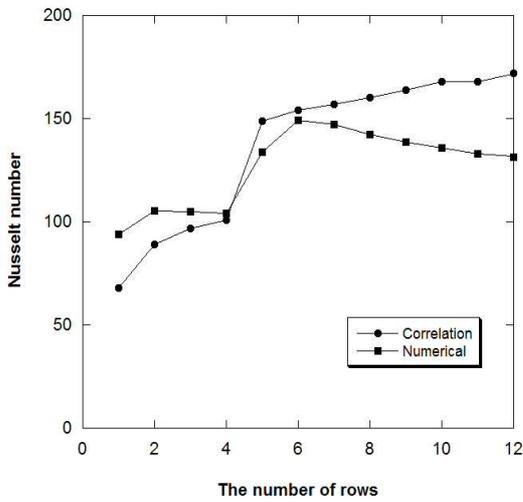


Fig. 7 Nusselt number variation along the flow

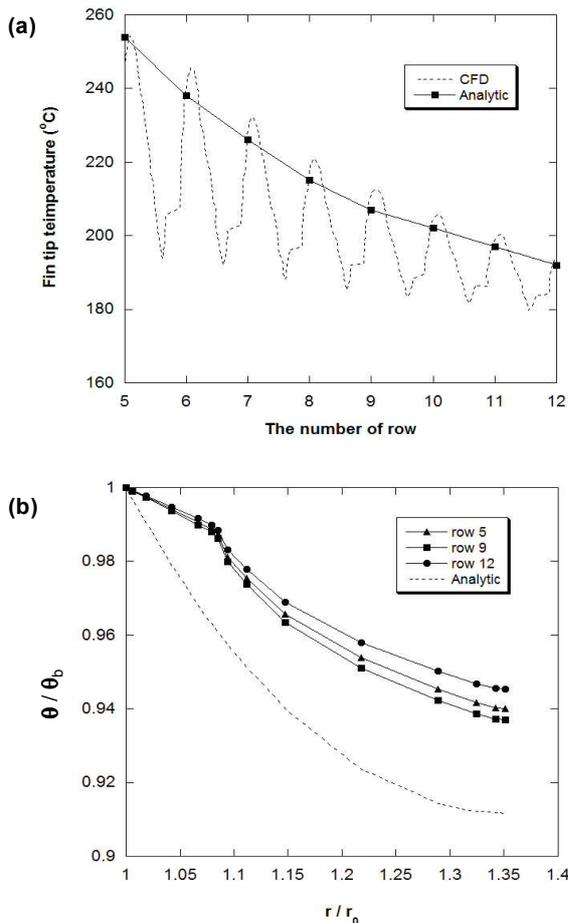


Fig. 8 Fin tip temperature prediction; (a) fin tip temperature at 100% load; (b) radial temperature distribution of fin

수치해석 및 관계식을 이용한 예측 모두 실험결과와 대체로 일치하였고 배가스 열손실에 해당하는 출구온도를 정확히 예측하였다. 그러나 유동 및 온도장에서 유로가 축소되면서 관에 따라 유동형태가 다르게 형성된 5 열에서는 실험과 다소 차이를 보인다. 이러한 경향은 낮은 부하율에서도 유지된다 (Fig. 6(b)).

3.2 무연소실 보일러 증발관의 열전달 특성

Zhukauskas의 관계식⁽⁷⁾으로 예측한 열전달 계수와 수치해석 결과를 원주방향으로 평균한 결과를 Fig. 7에 비교하였다. 두 결과의 경향은 비슷하나 관계식으로 예측한 열전달계수가 수치해석으로 구한 열전달 계수보다 최대 30%정도 높은 값을 보인다. 이는 수관의 간격이 가까워 수관 사이에 박리기포가 채워져 열전달이 효과적으로 촉진되지 않았기 때문으로 보인다.

열전달계수와 함께 중요한 설계인자인 흰 팁의 온도는 흰에 대한 해석해로 예측하여 수치해석 결과와 비교하였다. 흰 표면에서 열전달계수가 일정하고 흰 팁에서의 열전달이 표면에 비해 작아 단열조건을 부과하고 흰 내부의 열전도 방정식을 풀면 흰 팁의 온도를 식 (2)와 같이 예측할 수 있다.⁽⁷⁾

$$\frac{\theta(r_2)}{\theta_b} = \frac{K_1(mr_2)I_0(mr_2) + I_1(mr_2)K_0(mr_2)}{K_1(mr_2)I_0(mr_1) + I_1(mr_2)K_0(mr_1)} \quad (2)$$

식 (2)로 예측한 온도와 수치해석 결과를 비교해보면 표면온도와 해석해로 예측한 결과가 온도가 가장 높은 흰의 선단과 유사한 값을 보인다(Fig. 8(a)). 식 (2)와 같은 형태로 무차원화한 흰의 온도 분포를 수치해석 결과와 비교해보면 관에 가까운 부분에서 열전달이 잘 이루어지지 않아 해석해에 비해 온도구배가 작은 것을 볼 수 있다. 흰의 팁 부분에서는 수치해석 결과에서도 온도구배가 거의 0이 되어 해석해를 얻을 때 가정한 흰팁의 단열조건이 타당함을 확인할 수 있다.

수치해석 결과에서 표면열유속을 적분하여 열전달량을 구하고 상관식에서 얻은 결과를 식 (3)을 통해 열량으로 환산하여 비교하면 계산영역의 수관으로 전달되는 열량은 각각 231 kW와 245 kW로 구해진다.

$$q = \bar{h} N L \pi D \Delta T_{LM} \quad (3)$$

이는 각각 증발량 406 kg/h, 430 kg/h 에 해당한다. 수치해석과 상관식으로 예측한 배가스온도를 기준으로 보일러효율을 예측해보면 각각 90.4%와 88.8%로 실험으로 얻은 보일러효율인 88.4%를 2% 오차 이내로 예측하는 결과를 얻었다.

4. 결 론

본 연구에서는 무연소실 보일러에 대하여 실험, 수치해석, 상관식을 통한 성능예측을 수행, 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 0.5 t/h 급 무연소실 보일러에 해당하는 유동 조건에서 벽면에 의한 3 차원 효과는 크지 않아 주기조건에 의한 예측이 비교적 정확한 결과를 보인다.

(2) 관군 연소 보일러에서 관 사이의 유동방향 간격이 작은 경우 수치해석을 통해 구한 열전달계수가 상관식에 비해 작은 값을 갖는다.

(3) 흰이 설치된 관군에서 흰 팁의 온도는 수관에 가까운 부분에서 열전달이 활발하지 않아 단일 흰에 대한 해석해로 예측한 온도에 비해 대체로 낮은 분포를 나타낸다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 에너지·자원기술개발사업에 의해 수행되었고 교육과학기술부 신진연구지원사업에 의해 일부를 지원받았으며 이에 감사드립니다.

니다.

참고문헌

- (1) Ahn, J., Hwang, S., Kim, J. J. and Kang, S. B., 2009, "Heat Transfer on the Combustion Chamber of a Water Tube Type Boiler with Multiple Burners," *Trans. of the KSCFE*, Vol. 14, No. 2, pp. 77~83.
- (2) Ahn, J., Kim, H. J. and Choi, K. S., 2010, "Combustion Characteristics of Non-premixed VISTa Burner in Once-Through-Type Boiler," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 34, No. 5, pp. 547~552.
- (3) U. S. DOE, 2002, *Industrial Combustion Technology Roadmap*
- (4) Ishigai, S. 1999, *Steam Power Engineering - Thermal Hydraulic Design Principles*, Cambridge University Press, pp. 1~41.
- (5) Kim, H. J., Park, B. S., Kim, J. J. and Jeong, H. S., 2001, "The Characteristics of NOx Emission for Premixed Combustion and Flame Rapid Cooling of MFB," *Proc. of the 22nd KOSCO Symposium*, pp. 172~179.
- (6) Jung, J. and Lee, G. W., 1996, "Nitric Oxide and Carbon Monoxide Emission from a Premixed Flame Stabilized in a Porous Ceramic Matrix Burner," *Trans of the KSME (B)*, Vol. 20, No. 10, pp. 3243~3250.
- (7) Incropera, F. P. and De Witt, D. P., 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 3rd Ed.*, John Wiley & Sons, pp. 420~431.
- (8) Ganapathy, V., 1991, *Waste Heat Boiler Deskbook*, Prantice Hall Inc., pp. 275~306.