

멀티버너 보일러용 열교환기 모듈 특성 시험 - 부하별 특성 결과

김 중 진, 최 규 성, 기 호 충*, 강 새 별†

한국에너지기술연구원, *한신보일러(주)

Experimental Study on Thermal Characteristics of Heat Exchanger Modules for Multi Burner Boiler - Part Load Test Results

Jong Jin Kim, Choi Kyu Sung, Ho Choong Ki*, Sae Byul Kang†

ABSTRACT: We develop heat exchanger modules for a multi-burner boiler. The heat exchanger module is kind of a heat recovery steam generator (HRSG). This heat recovery system has 4 heat exchanger modules. The 1st module consists of 27 bare tubes due to high temperature exhaust gas and the others consist of 27 finned tubes. The maximum steam pressure of each module is 10 bar and tested steam pressure is 4 bar. In order to test these heat exchanger modules, we make a 0.5t/h flue tube boiler (LNG, 40 Nm³/h).

The test results of 100% boiler load show that heat transfer rate of 1st module is 49.7 Mcal/h which is 34% of total heat transfer rate and that of 2nd module is 82.6 Mcal/h which is 57% of total heat transfer rate. The reason of higher the heat transfer rate of 2nd module than that of 1st module is that the 2nd heat exchanger module has finned tubes instead of bare tube. The boiler load 50% results show that only 2 heat exchanger modules are needed to extract the heat from the flue gas to water. From this result, it is very important of optimum design of the first finned tube among all water tubes.

Key words: Boiler(보일러), Finned Tube(핀튜브), Heat Exchanger(열교환기), HRSG(폐열회수보일러), Multi-burner(멀티 버너), Steam(증기).

기 호 설 명

<p>c_p : 비열 [kcal/kg °C]</p> <p>F : 표준 유량 [Nm³/h]</p> <p>\dot{m} : 유량 [kg/h]</p> <p>P : 압력 [Pa, bar]</p> <p>q : 열교환량 [kcal/h]</p>	<p>T : 온도 [°C]</p> <p>V : 유량 [m³/h]</p> <p>x : 거리 [m³/h]</p> <p style="text-align: right;">그리스 문자</p> <p>Δ : 차이 -</p>
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

† Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3321; fax: +82-42-860-3098

E-mail address: byulkang@kier.re.kr

하첨자

o : 표준상태, [0°C, 1 atm]

1. 서론

보일러는 사용처에 따라 가정용, 산업용, 발전용 보일러로 구분할 수 있다. 이 중 산업용 보일러는 산업용에너지로 사용되는 연료의 약 54%를 사용하고 있다. 또한 국가 총 연료사용량 중 산업용 보일러에서 사용하는 연료는 약 25%정도 사용한다고 보고되었다. 이처럼 에너지 다소비 기기인 산업용 보일러는 우리나라 산업계의 생산성 및 경제성에 미치는 영향이 크다고 할 수 있으며, 산업용 보일러의 효율 증대 및 공해 물질의 저감은 국가 에너지 절약 및 환경 보호에 지대한 영향을 미치게 된다. 이러한 에너지 다소비의 산업용보일러 효율을 1%만 올려도 그 기술적 파급효과는 매우 크며 국가적 에너지 절약 효과도 매우 크게 된다. 또한 기후 변화 협약 및 에너지 가격 상승으로 인해 산업용 보일러에 대한 고효율 기술개발이 요구되고 있으며, 온실가스 및 배기가스 배출 규제로 인해 저공해 연소 기술 개발 또한 요구되고 있다.

최근 보일러에 대한 연구개발은 소형화, 고성능화 및 저공해화에 대해 많이 진행되고 있다. 보일러를 소형화하기 위해서는 연소실의 최적화 및 열 흡수부의 최적화를 통해 달성할 수 있다. 연소실의 최적화를 위해서는 여러 기술이 개발되고 있으며, 특히 일본 미우라공업주식회사(三浦工業)에서는 물결주름 버너(corrugated burner)와 무연소실(non furnace) 형태의 수관군내 연소 기술을 사용하여 800~2,000kg/h급 초소형 보일러를 개발하였다. 기존의 보일러는 버너를 통해 연소되는 연소 반응 공간을 위해 어느 정도 연소실 공간을 확보해야 되므로 보일러의 크기를 줄이는데 제약이 있었다.(일반적으로 보일러의 연소실은 전체 부피의 40~70%정도 체적을 점유함) 하지만 새로운 연소실 개념의 이 보일러는 연소 및 열전달이 수관군관내에서 동시에 진행시켜 보일러 본체 크기를 기존 동일 사양 대비 50%까지 줄일 수 있다고 하였다. 또한 연소가스가 수관군내에 직접 접하게 되어 비교적 저온 연소를 하게 된다. 이를 통해 저NO_x(25 PPM O₂ 0%기준)를 달성할 수 있었다고 하였다. 이러한 기술에 촉매를 사용하여 NO_x를 현재 수준의 1/25인 1 PPM이하로 개발할 것이라고 발표하였다. 연소실 소형화할 수 있는 기술로써 하나 이상의 연소기를 사

용하여 연소실 길이방향으로 크기를 축소할 수 있는 기술이 개발되고 있다. 일반적으로 화염은 길이방향으로 길게 늘어지는 형태를 가지고 있으며, 보일러 연소실의 길이는 연소 화염의 길이에 비례하여 커지게 된다. 이러한 화염의 길이를 줄이기 위해 여러 기술이 개발되고 있으며, 하나 이상의 연소기를 사용하는 멀티 버너 기술이 그 중 하나이다. 하나의 연소기를 사용하는 대신 작은 용량의 연소기를 2개 이상 사용하게 되면 저부하시 고효율화를 이룰 수 있고, 연소 화염길이 작게 되어 보일러 연소실의 길이방향의 크기를 줄일 수 있다. 열흡수부에 대한 소형화 또한 여러 기술이 사용되고 있으며 일반적으로 핀튜브 수관을 사용을 통해 열전달계수를 증가시키는 방법을 사용한다.

본 연구에서는 소형화, 고성능화 멀티 버너 보일러에 사용될 핀튜브 열교환기 모듈에 대한 특성시험을 수행하였다. 열교환기를 모듈형태로 제작하여 시스템의 구성을 최적화할 수 있도록 도모하였고, 핀형태의 수관을 사용하여 수관의 열전달의 촉진하였다. 연구에 사용된 열교환기 모듈은 4종류로 제작하였다. 4종류의 모듈중에 하나는 수관을 나관(bare tube)으로 제작하였고, 나머지 3개는 핀이 부착된 수관으로 제작하였다. 열교환기 모듈에 대한 특성을 시험하기 위해 0.5 t/h 규모의 노통 보일러를 사용하였으며, 보일러 부하 100%, 75% 및 50%에 대해 모듈의 열교환 특성 시험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 모듈 및 실험용 보일러 제작

본 연구에 사용할 열교환기 핀튜브 모듈은 모두 4종류로 제작하였다. 수관의 직경은 50.8 mm이며 재질은 STBH340이다. 폭방향으로 9열과 유동방향으로 3열을 배치하여 하나의 모듈에 총 27개의 수관을 사용하였다. 수관 사이의 간격은 폭방향으로는 85 mm이며, 유동방향으로는 120 mm이다. 수관의 상하를 연결해주는 강수관이 있으며, 증발된 증기는 배플 형태의 기수분리기가 내장된 헤더를 거쳐 증기관으로 배출된다. 4종류의 모듈은 수관 직경은 동일하며 외관에 나선형태로 감겨있는 핀(SPCC)의 형상이 다르다. 각 모듈의 형

Table 1 Details of water tubes and fin

Description	Material	Fin geometry (height × thickness × pitch)
Module A	STBH340	9 mm × 2 mm × 2/in
Module B	STBH340	9 mm × 2 mm × 3/in
Module C	STBH340	12.7 mm × 2 mm × 4/in
Module O	STBH340	bare tube

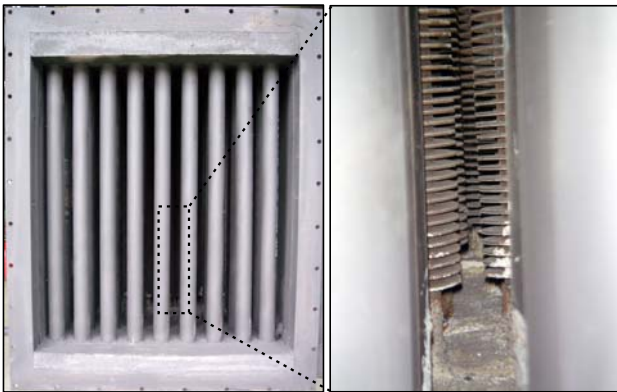


Fig. 1 Pictures of heat exchanger module.

상을 Table 1에 나타내었다. 각 모듈에 전극봉 수위계, 펌프 및 유량계를 각각 설치하여 독립적으로 급수 및 증발유량을 측정할 수 있는 시스템을 구축하였다. 수위는 수관과 헤더 사이의 연락관에 전극봉을 조절하였다. 또한 각 전열 핀튜브 모듈의 위치를 변경할 수 있게 제작하여 현재는 보일러-모듈 O-C-B-A 순서로 설치되어 있으나 향후 실험 조건에 따라 모듈 순서를 유동적으로 바꿀 수 있게 설계 및 제작하였다. 본 연구에 사용한 핀튜브 열교환기 사진을 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 앞부분은 나관(O모듈)이며 그 뒤로 핀이 부착된 수관이 보이고 있다.

지금까지 설명한 열교환기 모듈에 대한 특성시험을 수행하기 위해 0.5 t/h급 노통보일러를 사용하였으며, 노통 보일러에 300,000 kcal/h 용량의 LNG버너(P3M, Sookook co.)를 부착하였다. 버너의 최소용량은 55,900 kcal/h이고 최대용량은 300,000 kcal/h 이며, 0.55 kW 용량의 송풍기가 부착되어 있는 모델이다. 본 노통보일러의 전열면적은 3.58 m²이며, 노통 형태의 연소실, 상부의 증기를 모아 배출하는 헤더 및 급수부로 구성되어 있다. 보일러의 전체길이는 1,870mm이며 높이는 2,188mm이다. 연소실에서 연소가스로부터 열을



Fig. 2 Installation of boiler and heat exchanger.

흡수하여 증발된 증기는 보일러 상부 헤더에서 기수가 분리된 후 증기 파이프를 통해 배출된다. 정격 증기 압력은 10 bar이며 안전을 위해 설정된 보일러 정지 압력은 6 bar이다. 0.75 kW 펌프를 사용하여 급수하였으며 전극봉 위치에 따라 간헐적으로 급수를 하였다. 또한 급수량을 측정하기 위해 급수 펌프와 보일러 사이에 전자기 방식의 유량계(KTM-800, Korea Flow Meter co.)를 사용하였다. 보일러에 공급되는 LNG열량을 계산하기 위해 터빈식 가스유량계(DYTFM, 동양계전)를 설치하였다. 또한 가스량을 표준 유량으로 계산하기 위해 압력계이지(PSCD0150CAAG, Sensys)와 T형 열전대(1/16") 열전대를 부착하여 다음과 같은 식 (1)으로 표준유량(Nm³/h, 1기압 0°C)으로 변환하였다.

$$F = V \frac{P}{P_o} \times \frac{T_o}{T} \quad (1)$$

제작된 보일러와 모듈들은 보일러-O-C-B-A 순서로 설치된 후 단열처리를 모두 하였다. 단열 처리한 후 설치된 시험장치를 Fig. 2에 나타내었다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열교환기 모듈 특성시험

본 연구는 전열 핀튜브 모듈에 대한 전열 특성을 파악, 분석하는 것이다. Fig. 3과 같이 각 핀튜브 모듈에 9개씩 열전대를 부착할 수 있게 구멍을 가공하였으며, 4개 모듈에 36개의 온도 측

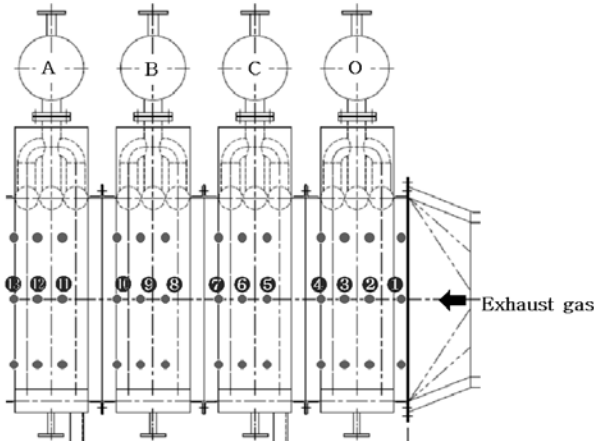


Fig. 3 Temperature sensing points of each heat exchanger modules.

정점을 가공하였다. Fig. 3에서 1번열은 배기가스 온도를 측정하기 위해 보일러 출구부에 상, 중, 하 (250 mm 간격) 3점을 가공하였다. 그리고 각 모듈에서 수관을 지나면서 배기가스 온도 변화를 측정하기 위해 수관과 수관 사이에 온도 측정 구멍을 배치하였으며 그 간격은 120 mm이다. 1번째 핀튜브 모듈의 온도 측정점과 배기가스 온도 측정점 사이의 거리는 145 mm이다 (Fig. 3에서 ①번과 ②번 측정점 사이의 거리). 보일러에서 배출되는 연소가스의 온도가 800 ~ 900°C 정도이므로 K형 열전대(1/4")를 사용하여 온도를 계측하였다.

계측에 사용된 센서는 K형 및 T형 열전대, 압력계 및 유량계, 보일러 발생하는 증기 압력을 측정하기 위한 압력계(Sensys) 및 유량계를 사용하였으며, 이 모든 데이터는 A/D컨버터(GL-450, Midilogger)을 통해 컴퓨터로 수집하였다.

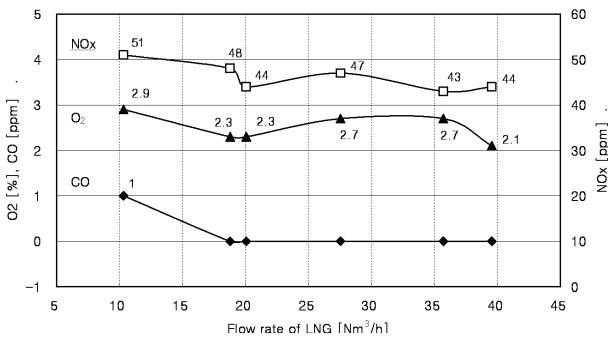


Fig. 4 Results of exhaust gas analysis of burner.

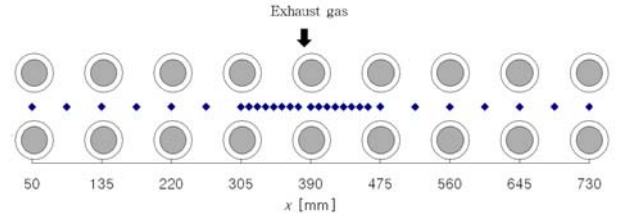


Fig. 5 Schematic diagram of finned water tube and temperature measuring points.

보일러에 설치된 연소기에 대한 배기가스 분석 시험을 수행하였다. 배기가스 분석계(Eurotron)를 사용하여 설치된 보일러에 대해 각 부하별 배기가스 분석을 실시하였으며, 측정된 결과를 Fig. 4에 도시하였다. 각 부하별로 배기가스에 포함된 O₂의 농도는 2.1 ~ 2.9%로 양호한 수준이며, CO의 값은 1ppm 미만이었다. 이를 통해 연소가 원활히 이루어지고 있음을 알 수 있다. 또한 NO_x의 경우 51 ppm 미만으로 낮은 수준임을 알 수 있다.

보일러 부하 100% (39.8 Nm³/h, 31.4 kg/h)일 때 각 모듈에서의 배기가스 온도 분포를 계측하였다. 보일러 및 각 모듈의 증기압을 4 kg_t/cm²g 이 되도록 설정하였으며, 배기가스의 산소농도는 2.9%(공기비 : 1.16)였다. 산소농도로부터 공급된 공기량을 계산해보면 488.9 Nm³/h (629.2 kg/h)이다. 보일러에 공급된 총 유량은 660.6 kg/h이다. 보일러 내부 온도가 일정해질 때까지는 보일러 운전시작 부터 약 3시간정도 걸렸다. 폭방향으로 측정된 위치를 Fig. 5에 나타내었으며 하나의 위치에서 29점의 온도를 계측하였다. x는 폭방향의 좌표를 나타내며 핀튜브 모듈의 오른쪽 벽이 0이다. 수관사이의 간격은 85 mm이며 가운데 수관 3개

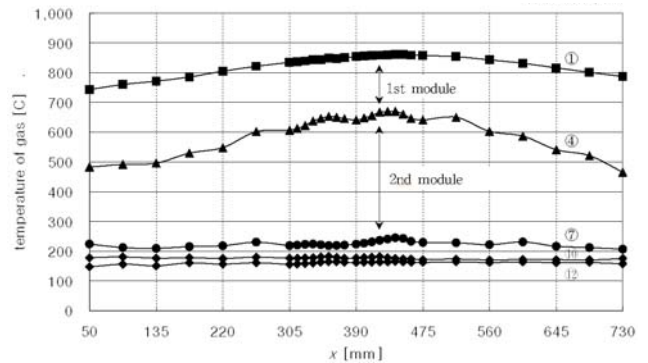


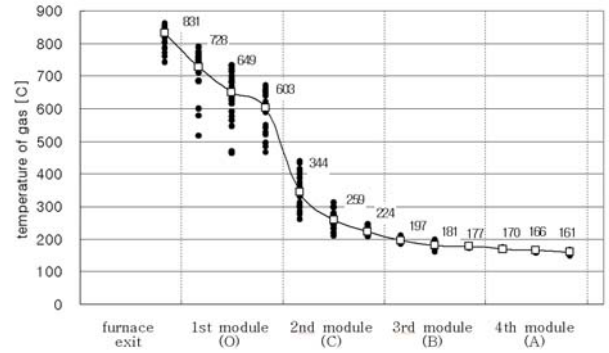
Fig. 6 Inlet and outlet temperature distribution of each module at 100% load.

사이에는 10 mm 14개, 15 mm 2개를 측정하여 수관사이의 온도변화를 자세히 계측하였다.

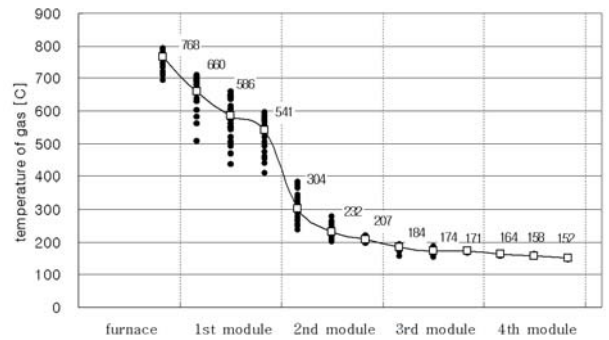
각 모듈에서 입출구 온도 지하 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 즉 ①열의 온도는 보일러 출구 온도이자 1번 모듈(O)의 입구 온도가 되며, ④열의 온도는 1번 모듈의 출구 온도이자 동시에 2번 모듈의 입구 온도이다. Fig. 7에서 보는 것과 같이 핀튜브모듈에서의 열흡수는 2번모듈에서 많이 일어나고 있음을 확인할 수 있다. 1번모듈입구에서 배기가스 온도가 850℃로 고온이기 때문에 핀이 부착된 핀튜브 수관을 사용하게 되면 고온으로 인한 핀의 파손이 우려되어 나관(bare tube)을 사용하였다. 1번모듈의 경우에는 배기가스 온도와 수관 내부의 포화수 온도(151.4℃, 4 kg_t/cm²g)의 온도차이가 가장 크게 나지만 나관을 사용하여 효과적으로 열을 흡수하지 못하게 되어 수관으로의 열흡수가 2번 모듈보다 작게된다. 반면 2번 모듈의 경우 핀튜브를 사용하여 배기가스가 2번 핀튜브 모듈을 지나면서 400℃정도 온도가 저감된다. 3번 모듈과 4번 모듈은 수관내 물의 온도와 모듈을 지나가는 배기가스와의 온도 차이가 작아 열 교환이 잘 이루어지지 않음을 알 수 있다. 즉 증기압이 4.0 kg_t/cm²g일 때 포화수의 온도는 약 151℃이고 3번 모듈과 4번 모듈을 통과하는 배기가스의 온도가 대략 180 ~ 250℃이어서 온도차가 100℃미만이 된다.

Fig. 8은 각 핀튜브 모듈의 중심부 온도를 한 그래프에 나타낸 것이다. 가운데 흰 사각형(□)과 숫자는 각 열에서 평균온도를 나타낸다. 실제 평균온도는 각 측정점에서 유속을 측정하고 유속과 온도를 적분하여 평균을 하여야하지만 배기가스의 유속을 측정하지 않아 산술평균으로 계산하였다. 이 그림에서 확인할 수 있듯이 2번 모듈(A)의 첫 번째 수관을 통과하면서 열교환이 가장 많이 일어나고 있음을 알 수 있다.

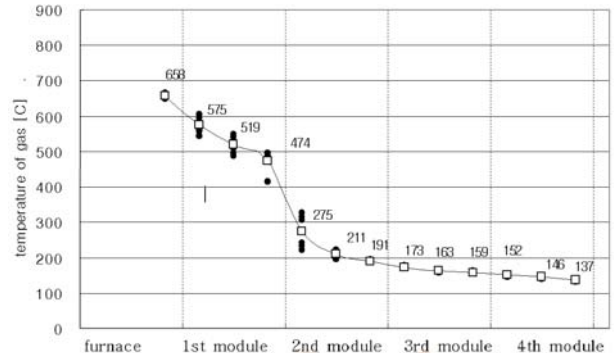
보일러 부하 75% 및 50%일 때 배가스 온도를 각각 Fig. 8 (b), (c)에 나타내었다. 보일러 부하가 100%일 때와 유사한 결과를 보이고 있으며 특히 부하가 낮아지면서 배가스 보일러 출구 온도가 낮아져 두 번째 모듈인 C모듈을 지나면 배가스 온도가 거의 170℃ 내외로 수렴하고 있음을 알 수 있다. 이러한 조건에서는 B, A 모듈은 열교환량이 미미한 수준이며 상위 2개 모듈(O, C)만 사용하여도 배가스를 수관내의 포화온도 수준까지



(a) 100% Boiler load.



(b) 75% Boiler load.



(c) 50% Boiler load.

Fig. 8 Streamwise temperature distribution of each module at each boiler loads.

떨어뜨릴 수 있음을 알 수 있다.

각 모듈 및 수관에서의 열교환량을 계산하면 다음 식 (2)와 같다.

$$q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2)$$

여기서 \dot{m} 은 앞에서 계산한 배기가스 질량유량으로 660.6 kg/h이며, c_p 는 배기가스의 비열로 0.33 kcal/kg℃를 사용하였다. 1번 모듈에서는 전체 열교환량의 34%인 49.6 Mcal/h의 열량을 배

기가스로부터 얻고, 2번 모듈에서는 전체 열교환량의 57%인 82.6 Mcal/h의 열량을 배기가스로부터 흡수하고 있다. 3번과 4번 모듈에서는 열교환량이 각각 7.1%, 2.4%인 것을 알 수 있다. 배기가스 온도가 높은 1번 모듈보다 2번 모듈에서 열교환량이 많은 것은 1번 모듈의 수관은 나관이고 2번 모듈의 수관은 핀튜브의 형태여서 2번 모듈에서 더 효과적으로 열을 흡수하고 있기 때문이다. 특히 2번 모듈의 첫 번째 수관에서의 열교환량은 56.5 Mcal/h로 전체 열교환량의 39%를 차지하고 있다. 이는 수관 중 첫 번째 핀튜브 모듈을 잘 설계하면 더욱 효과적으로 배기가스와 열교환을 할 수 있다는 것을 나타낸다.

4. 결론

본 연구에서는 멀티버너 보일러용 열교환기 모듈에 대한 특성시험을 하였다. 열교환기 모듈에 대한 소형화를 위해 핀튜브 모듈형으로 개발하였으며, 0.5 t/h급 보일러에서 그 성능을 확인하였다. 개발된 열교환기 모듈에 대한 성능 및 특징은 다음과 같다.

(1) 보일러 부하별 특성시험 결과 모든 부하 조건에서 첫 번째 모듈(O, 나관)보다 두 번째 모듈(A, 핀튜브)에서 열전달이 더 많이 발생하였다. 100% 부하시 첫 번째 모듈에서 열교환량은 전체 열교환량의 34%인 49.6 Mcal/h 였고, 두 번째 모듈에서 열교환량은 전체 열교환량의 57%인 82.6 Mcal/h였다.

(2) 모든 수관들 중 2번째 모듈의 첫 번째 수관에서 가장 열교환량이 많았으며 100% 부하시 전체 열교환량의 39%인 56.5 Mcal/h 였다. 이를 통해 핀튜브 첫 번째 수관의 최적설계가 전체 전열 핀튜브 모듈의 열교환 성능에 가장 큰 영향을

줄 것으로 판단된다.

(3) 보일러 부하 50% 조건에서는 3, 4번 모듈에서 열전달량이 상당히 낮았으며, 상위 2개 열교환 모듈에서 배가스 온도가 수관내 포화증기 온도까지 떨어졌기 때문이다.

(4) 본 연구를 통해 모듈형 열교환기를 개발하였고, 향후 모듈의 배치 및 보일러 용량에 따른 평가등을 통해 열교환기 최적 설계를 할 수 있다.

후 기

이 논문은 에너지관리공단 에너지·자원기술개발 중·대형사업의 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. El-Wakil, M. M., 1984, "Powerplant technology," McGraw-Hill.
2. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1996, "Introduction to heat transfer," John Wiley & Sons.
3. Kays, W. M., London, A. L., 1984, "Compact heat exchangers," McGraw-Hill.
4. Kim, N. H., Shin, T. R., Han, S. P., 2007, "Heat transfer characteristics of Individual rows for fin and tube heat exchanger," Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 19, No 2, pp. 149~155.
5. Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Ganic, E. N., 1985, "Handbook of heat transfer applications," McGraw-Hill.