

# 접선 연소식 보일러의 최종 과열기 열부하 분포 및 튜브 온도 예측에 관한 연구

박 호 영<sup>†</sup>, 서 상 일  
한전 전력연구원 신발전연소그룹

## Prediction of Thermal Load Distribution and Temperature of the Superheater in a Tangentially Fired Boiler

Ho Young Park<sup>†</sup>, Sang Il Seo

*Advanced Power and Combustion Group, KEPRI, Munji-Ro 65, Yusung-Gu, Daejeon, 305-380, Korea*

*(Received March 23, 2008; revision received June 4, 2008)*

**ABSTRACT:** The extreme steam temperature deviation experienced in the superheater of a tangentially fired boiler can seriously affect its economic and safe operation. This temperature deviation is one of the main causes of boiler tube failures. The steam temperature deviation is mainly due to the thermal load deviation in the lateral direction of the superheater. The thermal load deviation consists of several causes. One of the causes is the non-uniform heat flow distribution of burnt gas on the superheater tube system. This distribution is very difficult to measure in situ using direct experimental techniques. So, we need thermal load model to estimate the tube temperature. In this paper, we propose a thermal load distribution model by using CFD analysis and plant data. We successfully predict the tube temperature and the steam flow rate in a final superheater system from the thermal load model and one dimensional heat-flow system analysis. The proposed model and analysis method would be valuable in preventing the frequent tube failure of the final superheater tubes.

**Key words:** Flow network model(유동망 모델), Superheater(과열기), Thermal load distribution(열부하 분포), Boiler tube failure(보일러 튜브 파열)

### 1. 서 론

화력발전소의 과열기(Superheater)와 재열기(Re-heater)에서 종종 발생하는 발생하고 있는 보일러 튜브의 파열(Boiler Tube Failure)은 보일러의 안전성과 유지 보수등 경제적인 측면에 심각한 영향을 미친다. 튜브 파열은 석탄화력을 이용한 전력 생산에서 가장 큰 정전 원인으로 알려져 있으

며 이러한 튜브 파열을 미연에 방지하는 것이 절실히 필요하다.<sup>(1)</sup>

과열기와 재열기의 튜브 파열에 대한 주요 원인은 설계시의 튜브 재질의 부적절한 선정등 설계상의 문제와 관군(Tube Bank)에서의 불균일한 열흡수, 즉 열부하 편차를 들 수 있다. 실제로 국내외의 일부 보일러는 튜브 온도가 20~40℃까지의 편차를 갖고 있으며 이로 인하여 증기 온도가 설계 조건에 부합되지 못하고 튜브의 금속온도가 비정상적으로 증가하게 되어 튜브 파열이 발생하기도 한다.<sup>(2)</sup>

<sup>†</sup> Corresponding author  
Tel.: +82-42-865-5342; fax: +82-42-865-5346  
E-mail address: hypark@kepri.re.kr

접선연소방식(Tangential firing system)을 채용하고 있는 대용량의 석탄화력 발전소 보일러 화로(Furnace) 내에는 4개 코너에 4~6개의 미분탄 버너가 상방향으로 설치되어 있으며 버너 상하로 각종 연소용 공기노즐들이 연달아 설치되어 있다.<sup>(3, 4)</sup> 각 코너에서 분사된 석탄-공기 혼합물은 화로 중앙부에 구형의 화염(Fire ball)을 형성하며 시계, 혹은 반시계방향으로 선회연소하며 화로 출구로 연소가스가 이동하게 된다. 화로 상부에는 각종 전열 튜브 관군, 즉 복사 과열기(Radiant Superheater), 최종 과열기(Final Superheater), 최종 재열기(Final Reheater)등이 설치되어 있으며 보일러 후단부에는 재열기(Cold Reheater) 및 절탄기(Economizer) 등이 설치되어 있다(Fig. 1 참조). Fig. 2는 본 연구 대상인 A화력발전소의 최종 과열기 튜브의 형상을 나타낸 것이다. 13개로 이루어진 튜브들은 상단 오른쪽의 입구 헤더와 상단 왼쪽의 출구 헤더에 연결되어 있으며 이러한 튜브들이 지면의 수직 방향으로 85열이 설치되어 있다.<sup>(3, 4)</sup>

미분탄의 완전 연소는 보일러내 체류시간과 관련이 있으며 화로내에 선회 난류유동(Swirling turbulence flow)을 통하여 촉진된다. 이러한 접선연소 보일러의 선회 난류유동은 화로 상부의 대류 전열부를 지나면서 연소가스 흐름이 한쪽으로 편류되어 최종 과열기에서의 열흡수, 즉 열부하의 불균형이 발생되고 있으며 이것이 과열기 출구 증기온도의 좌우 편차의 주요 원인으로 알려져 있다.<sup>(5-7)</sup>

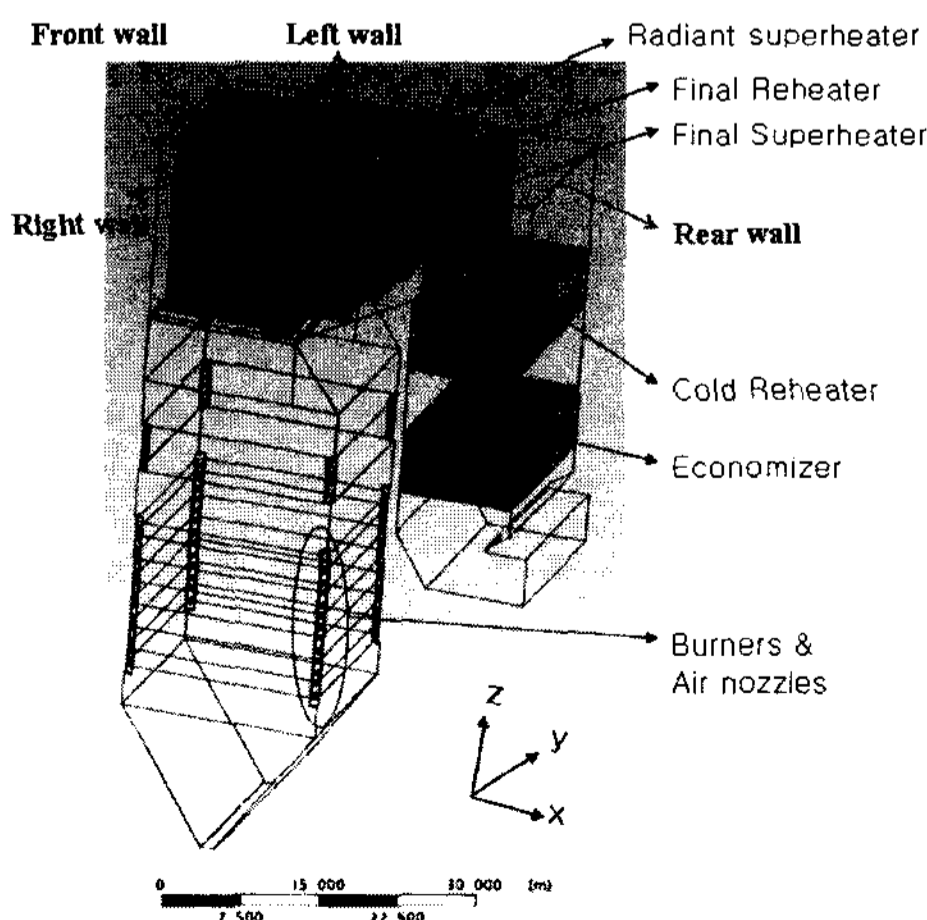


Fig. 1 Overview of the coal fired utility boiler.

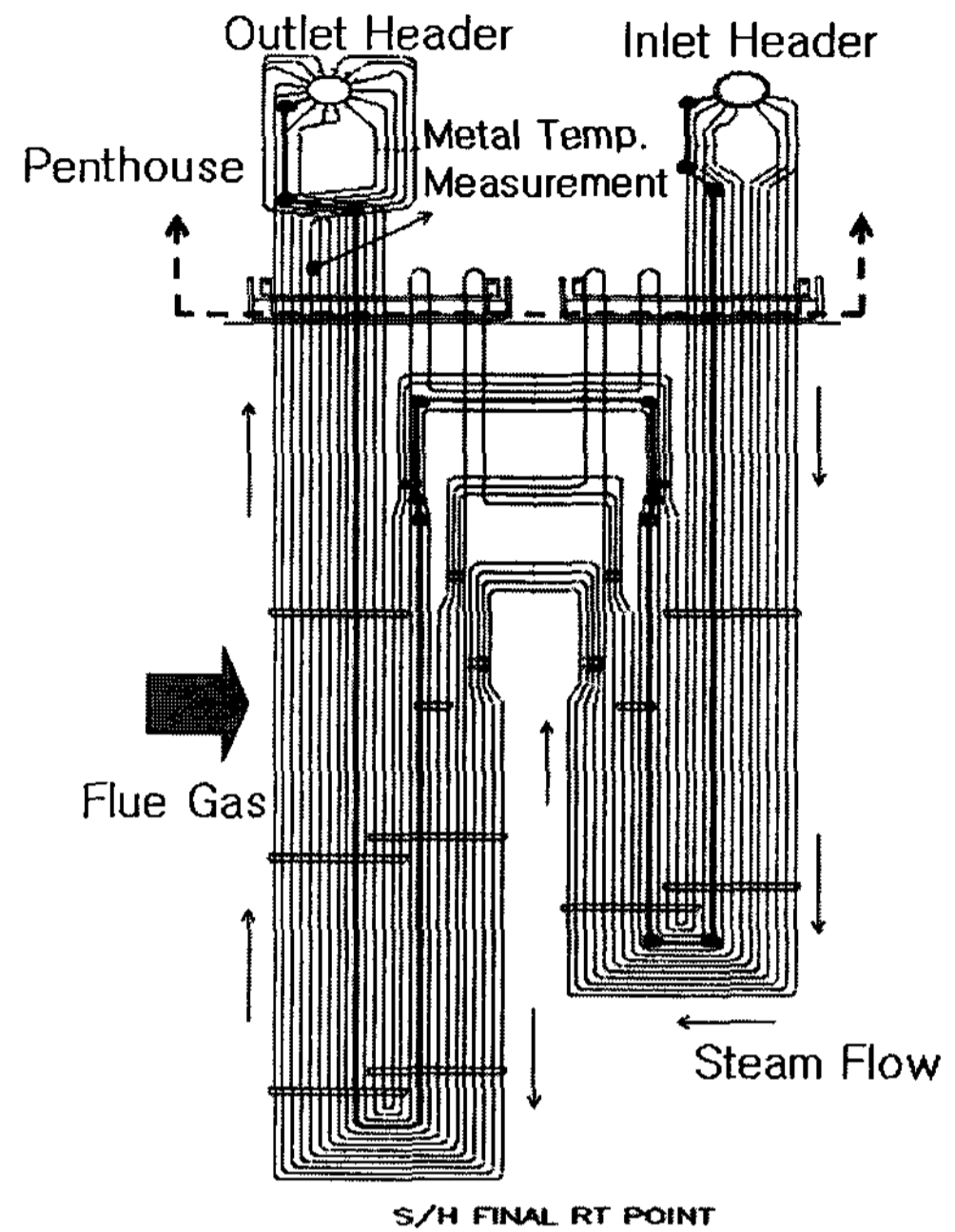


Fig. 2 Final superheater heater tube.

본 연구에서는 먼저 A화력발전소의 최종 과열기 튜브의 금속 온도를 측정하였으며 전산유체해석을 통하여 최종 과열기로 흡수되는 열부하 분포를 예측하였다. 이러한 열부하 분포로부터 최종 과열기 85열의 튜브 금속온도를 계산하였으며 이들을 발전소의 실측 데이터와 서로 비교하였다. 또한 최종 과열기 관군에 대한 일차원 유동망 모델(Flow Network Model)로부터 각 튜브열에서의 증기유량을 구하였다. 본 연구에서는 최종 과열기에 흡수되는 열부하 분포를 해석하고 그로부터 튜브의 온도를 계산하는 방법과 실제 운전 데이터와 비교하여 그 정확성을 검증하고자 하였다.

## 2. 해석 방법

A화력발전소의 최종과열기에서의 실측 온도를 전력부하별로 살펴보고 어떠한 특성이 있는지를 조사하였다. 본 연구대상인 A화력은 국내 전력부하중 기저부하를 담당하고 있어 대개의 경우 100% 출력에서 운전하고 있다. 따라서, 770 MW의 운전 조건하 보일러내의 연소 및 열유동에 대한 전산해석을 수행하여 최종과열기 전단에서의 열부하 분포를 예측하고 이로부터 최종 과열기 튜브 각각의 금속온도를 계산하여야 하며, 최종 과열기 튜브로

흐르는 증기유량은 관군에 대한 일차원 유동망(Flow Network) 모델을 적용하여야 한다.

2.1 최종 과열기 튜브 온도 측정

A화력발전소의 최종과열기 관군은 Fig. 3에서 보는 바와 입구 헤더와 출구 헤더사이에 85개 열의 튜브로 이루어져 있으며 각 열은 Fig. 2와 같이 13개의 튜브로 이루어져 있다.

최종 과열기 튜브의 금속온도는 Fig. 2에 보여진 바와 같이 보일러 상부의 penthouse(연소가스가 흐르지 않는 천정)에 위치한 5번째 튜브의 표면에 열전대를 설치하여 측정한다. 85개 튜브열 모두에 열전대가 설치되어 있지는 않으며 2, 6, 8, ..., 80, 84열등의 22개 열의 5번째 튜브에 설치되어 있다. 22번과 64번 열의 경우는 13개 튜브의 모든 표면에 열전대가 설치되어 있어 연소가스 흐름방향에서의 튜브 온도 분포를 알 수 있다.

본 연구에서 인용하는 모든 측정된 금속 온도 데이터는 보일러의 penthouse에서 측정된 결과로서 연소가스가 흐르는 보일러내의 튜브 금속온도와 큰 차이를 보이지 않는 것으로 통상 알려져 있다. 본 연구에서는 770, 610, 600, 460, 400 MW에서의 85열 중에서 22개 열의 13개 튜브의 금속 온도 데이터를 취득하였고 22열과 64열의 5번째 튜브의 금속온도 데이터를 취득하였다.

2.2 연소 및 열유동 전산해석

최종 과열기 전단에서의 열부하 분포를 얻기 위하여 A화력발전소의 2007년 10월 11일의 770 MW

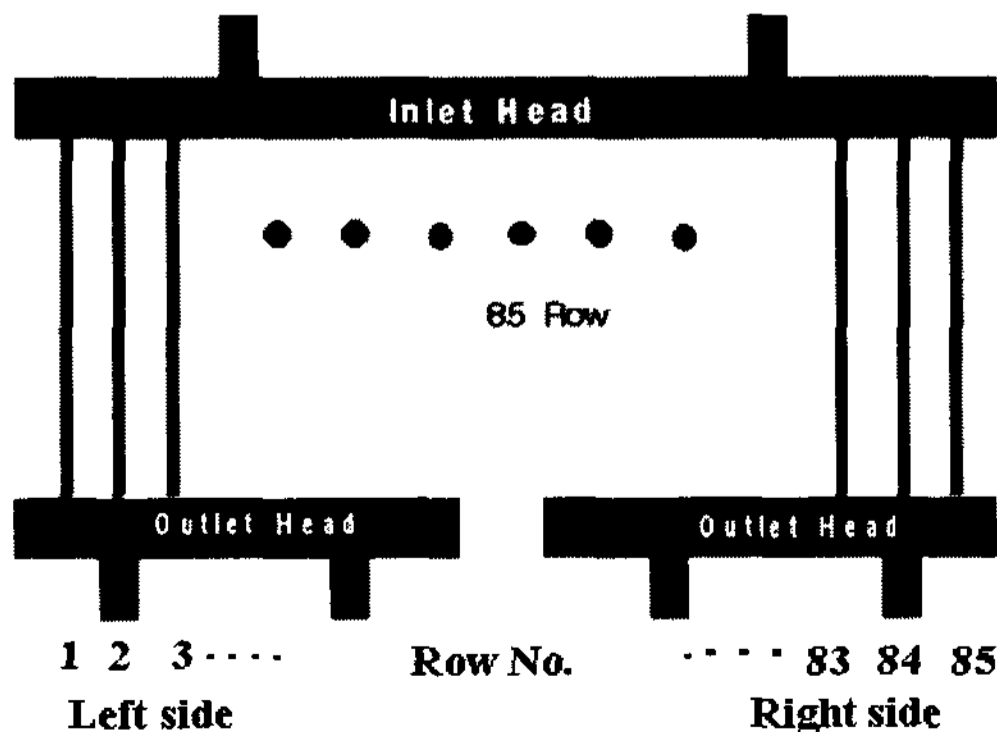


Fig. 3 Schematic diagram of the final superheater tube arrangement.

출력시의 실제 운전조건에 대하여 보일러내 연소 및 열유동 전산해석을 수행하였다. 사용된 석탄은 호주로부터 수입한 역청탄이며 연료 및 연소용 공기 공급량, 미분탄 버너의 분사각등 해석시의 여러 운전조건과 전산해석의 자세한 사항은 다른 문헌에 자세히 언급되어있다.<sup>(7)</sup> 전산해석은 상업용 전산유체해석 코드인 CFX 11.0 프로그램을 이용하였다.<sup>(8)</sup>

전산해석 결과의 건전성 검증을 위하여 발전소의 실측 데이터인 보일러 출구, 즉 2차 절탄기 출구에서 측정된 가스온도, O<sub>2</sub>, NO, CO 농도를 해석 결과와 비교하였다. 각 항목에 대한 실측 데이터는 391 °C, 2.82~3.45%, 122~152 ppm, 10~25 ppm으로서, 해석 결과인 412 °C, 3.47%, 285 ppm, 2ppm과 비교할 때 비교적 정확한 예측임을 알 수 있었다. 그리고 보일러내 각 단면에서의 온도 및 속도, 그리고 각종 농도분포는 합리적인 결과를 보여주었으며, 복사과열기, 최종 재열기, 최종과열기가 설치되어 있는 보일러 화로 상부 및 대류 전열부로의 통과부분(Crossover)에서의 온도 분포는 발전소 현장의 운전 상황과 일치하고 있어 해석 결과가 상당히 양호함을 알 수 있었다.

2.3 열부하 분포 모델 및 튜브온도 계산

최종 과열기에서 흡수되는 총 열량은 발전소 운전 데이터인 최종 과열기 입, 출구에서의 압력파 증기 온도, 그리고 증기 유량으로부터 구할 수 있다. 총 흡수열량은 108,711 kW이었으며 이는 과열기 관군으로의 복사 열전달과 대류 열전달에 의한 것이다. A화력의 보일러 열성능 계산 결과 최종 과열기의 열흡수량중 52.4%가 복사 전열량, 47.6%가 대류에 의한 것으로 분석되어졌다. 본 연구에서는 최종 과열기 열흡수량의 52.4%에 해당하는 복사 전열량인 56,965 kW는 85열의 튜브에 균일하게 전열되는 것으로 가정하였다. 그리고 대류 전열량인 51,746 kW는 전산해석 결과인 최종 과열기 전단에서의 열유속(Heat Flux) 분포에 따라 85열로 전열되는 것으로 가정하였다. 한편, 각 열의 연소가스 흐름방향으로 설치되어 있는 13개 튜브 각각으로의 전열량은 복사와 대류가 복합적으로 작용하므로 이를 계산하거나 가정하는 것은 쉽지 않다. 본 연구에서는 최종과열기 22번, 64번째 열에 설치되어 있는 각각의 13개 튜브 온도 데

이터를 770, 610, 600, 460, 400 MW에서 분석하여 13개 튜브로 전열되는 열부하 분포를 가정하였다. 따라서, 13개의 튜브로 이루어진 85열의 튜브, 즉 총 1,105개의 튜브에서의 전열량을 계산하였으며 단일 튜브에서의 일차원 열전달 방정식에 의해 과열기 튜브의 금속온도를 구하였다.

2.4 일차원 유동망(Flow Network) 모델

일반적으로 열유동 시스템의 일차원 해석은 Pipe, Junction과 같은 컴포넌트(Component)와 컴포넌트와 컴포넌트를 연결하는 노드(Node)의 결합으로 정의되어 진다. A화력발전소 최종과열기 관군에 대한 일차원 유동망에 대한 설명은 앞서의 연구<sup>(9)</sup>에 자세히 설명되어 있으며 본 연구에서도 상용 코드인 Flowmaster를 사용하여 모델을 구축하였다. Fig. 4는 A화력발전소의 최종 과열기의 단일 튜브열에 대한 일차원 모델링을 나타낸 것이다.

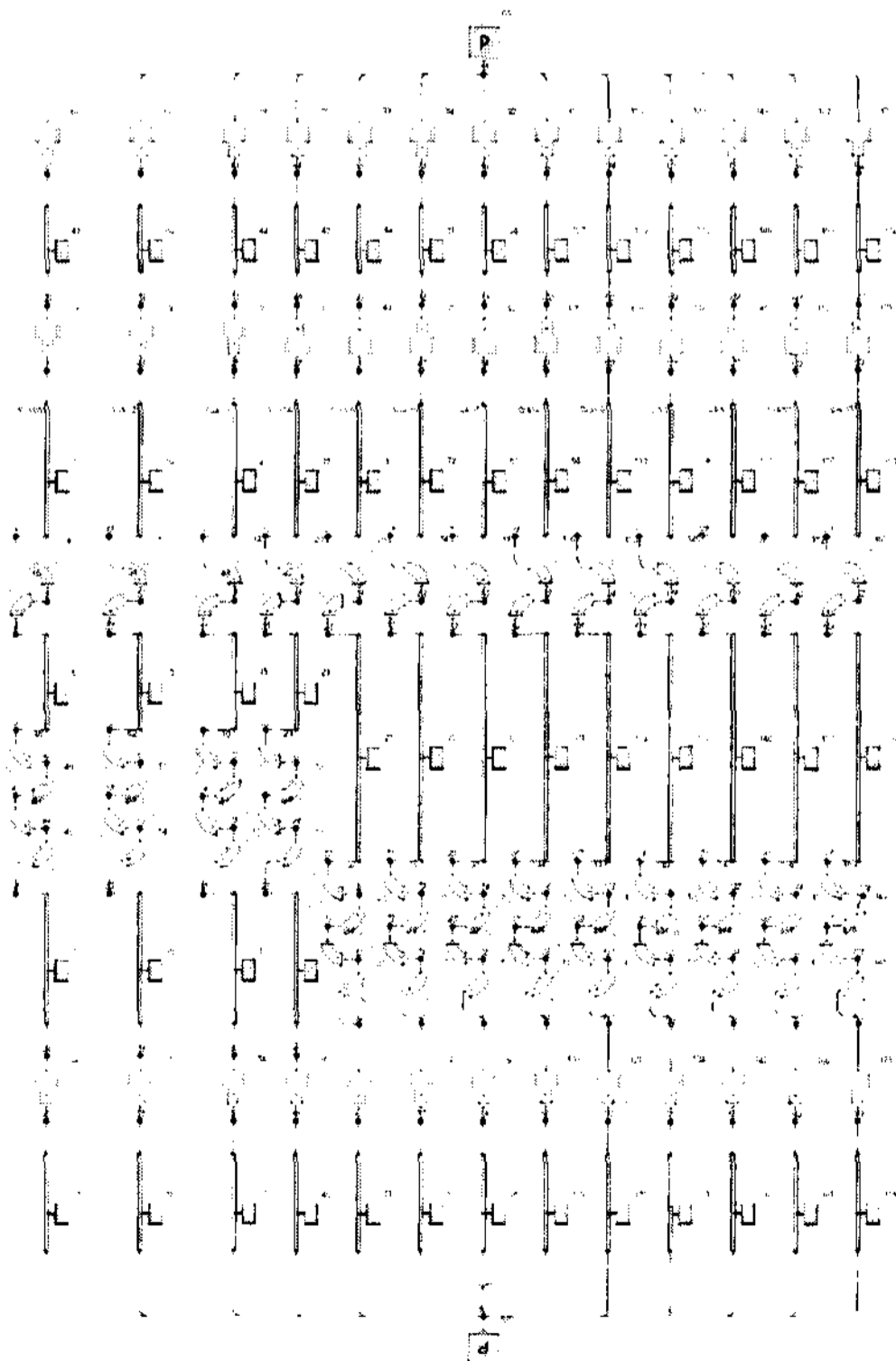


Fig. 4 One-dimensional flow network modeling for a unit row of the present superheater tube bank.

실제 과열기는 이러한 튜브열이 85개가 있게 된다. 따라서 전체 시스템을 모두 모델링 할 경우 소요되는 컴포넌트수가 너무 많아져 모델링이 복잡해지며 이로 인하여 수치해석상의 어려움이 발생하고 있다. 따라서 1개 튜브열을 모델링 하고 각 튜브열에 투입되는 열량을 85열까지 바꿔가며 계산을 수행하였다. 이러한 방식에서는 한가지 문제점이 있는데, 헤더-튜브 시스템 에서 발생할 수 있는 유량의 불균일성에 대한 부분이다. 그러나 앞서의 연구<sup>(9)</sup>에서 현재 A화력발전소의 100% 전력 부하에서 최종 과열기의 헤더-튜브 시스템에서의 유량 불균일성은 최대 편차가 0.2% 내외로서 그 영향이 미미한 것으로 나타났다. 따라서 이번 해석에서는 오로지 연소 가스에 의한 불균일한 열부하 조건만을 고려하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 튜브 금속온도 실측 데이터의 분석

A화력발전소의 최종 과열기 튜브의 금속온도 측정을 위한 열전대는 현재 85열 중에서 4개 열 간격으로 22개 열의 5번째 튜브에 동일하게 설치되어 있어 과열기 전체 85열에서의 열흡수, 즉 열부하 분포에 대한 정보를 제공할 수 있다. 한편, 22번과 64번 열은 13개 튜브 모두에 열전대가 설치되어 있다. 본 연구에서는 먼저 연료와 연소 및 운전조건이 각기 다른 770, 610, 600, 460, 410 MW에서 열전대로 측정된 금속온도를 조사하였다. 770, 610, 600 MW에서는 85열에서의 금속온도는 서로 다른 분포를 보여주었으나 중간 출력인 400, 460 MW의 경우는 포물선 모양의 서로 비슷한 온도 분포를 보여주었다. 한편, 22번 튜브열과 64번 튜브열의 13개 튜브의 금속온도는 출력에 따라 큰 변화를 보이지 않았다. 22번 튜브열의 경우 1~13번 튜브까지의 온도분포는 1번 튜브로부터 뒤쪽으로 갈수록 감소하는 경향을 나타내고 있으나 64번 튜브열의 경우는 13개 튜브는  $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$  이내의 비슷한 온도를 보여주고 있었다. Fig. 5는 본 연구에서 살펴보고자 하는 770 MW에서의 최종 과열기 튜브의 85열 중에서 22열의 5번째 튜브에서 측정된 금속온도를 나타낸 것이며 Fig. 6은 22번과 64번 열에서의 13개 튜브의 금속온도를 보여준다.

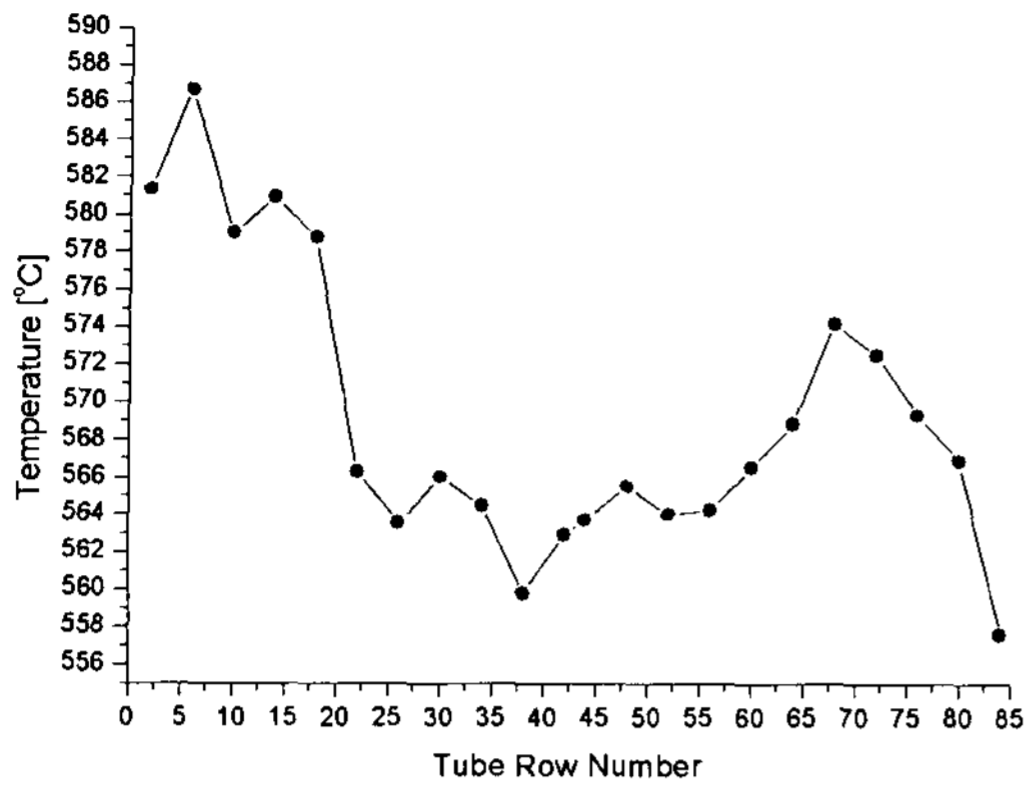


Fig. 5 Measured tube metal temperature along with the tube row of the final superheater at 770 MW.

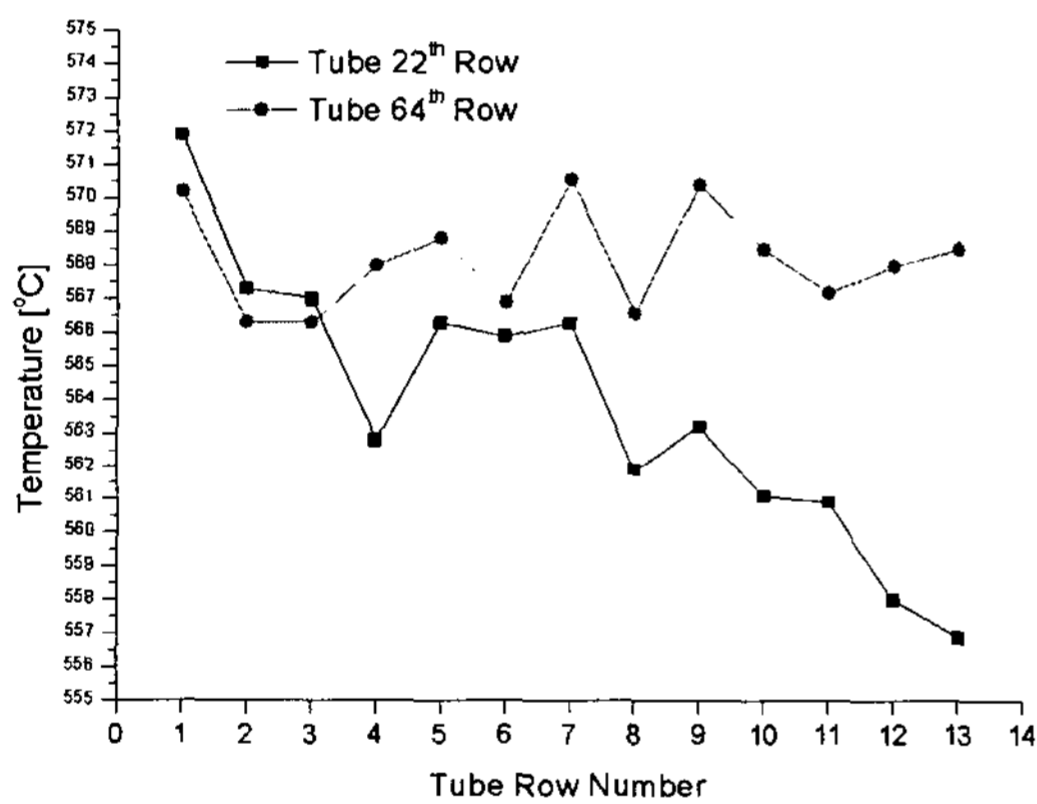


Fig. 6 Measured tube metal temperatures at 22th and 64th tube row of the final superheater at 770 MW.

### 3.2 전산해석 결과

Fig. 7은 보일러의 높이 방향 5개 단면에서의 온도 분포를 보여준다. 각 단면에서의 온도차이를 명확히 구분하기 위하여 각 단면에서의 최고, 최저 온도를 기준으로 온도분포를 나타내었다. 미분탄의 연소구역인 첫 번째 단면의 온도 분포는 미분탄의 연소가 진행됨에 따라 보일러 화로내에서 원형의 선회류가 형성됨을 볼 수 있으며 버너 상부인 두 번째와 세 번째 단면에서도 가운데 부분의 온도가 높게 나타나고 있어 선회류의 영향이 아직까지 남아 있음을 볼 수 있다. 보일러의 화로를 지나 대류 전열부와 연결되어 지는 네 번째와 다섯 번째 단면에서의 연소가스는 1번 튜브열

이 위치한 왼쪽(보일러 정면에서 출구 쪽을 보았을 때) 부분의 온도가 오른쪽보다 높은 것을 볼 수 있다. 이는 화로에서의 시계 방향의 선회유동이 화로 상부에서 약해지고 잔류 선회유동으로 인하여 왼쪽 벽면으로 치우쳐서 흐르기 때문이다.<sup>(6, 7)</sup>

Fig. 8은 최종 과열기 전단에서의 가스온도 분포를 확대하여 나타낸 것으로 1번 튜브열이 위치한 왼쪽 하단부의 온도는 약 1,430 °C에 달하고 있으며 같은 단면에서의 최저 온도는 이보다 약 300 °C까지 낮은 것을 알 수 있다. 이는 최종과열기 출구의 좌측 증기 온도가 우측의 그것보다 약 20 °C까지 높게 나타나고 있는 발전소의 운전상황과 일

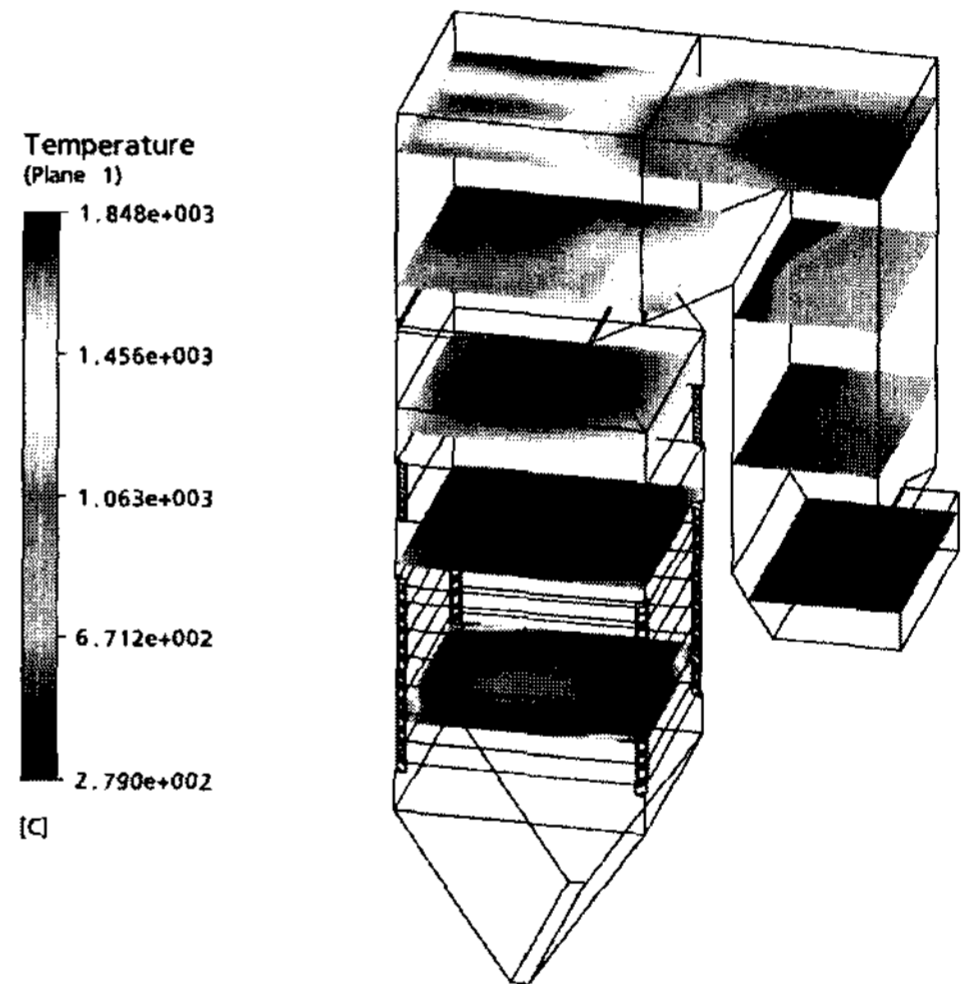


Fig. 7 Predicted gas temperatures along with the boiler height at 770 MW.

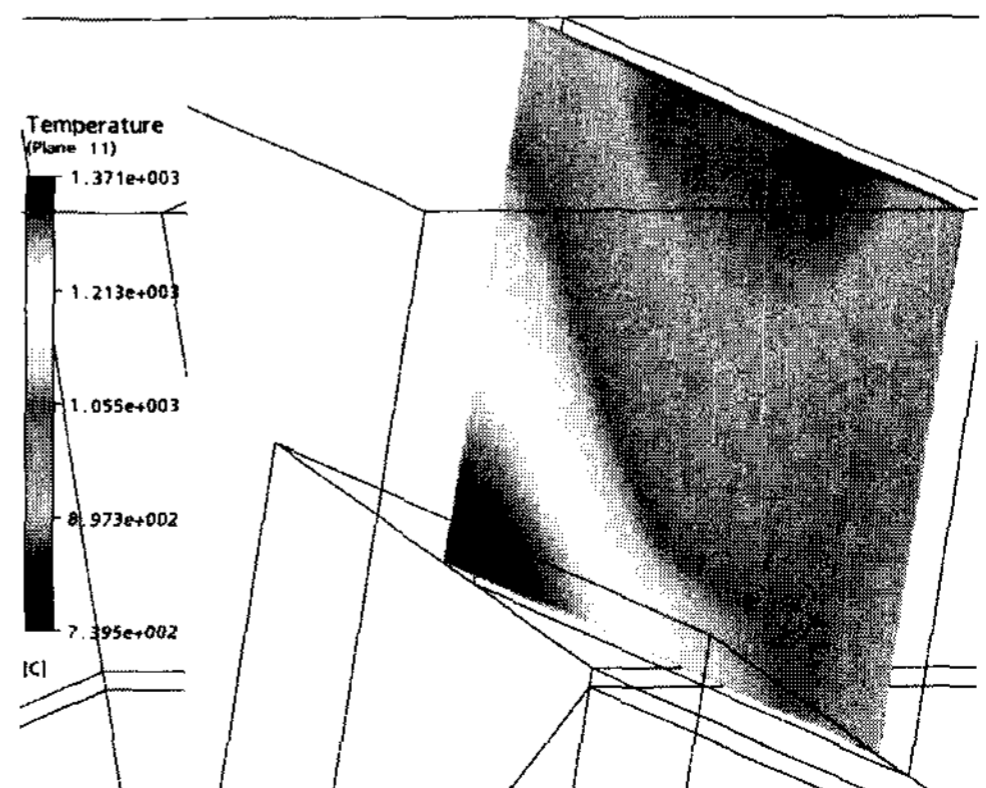


Fig. 8 Predicted gas temperature in front of the final superheater.

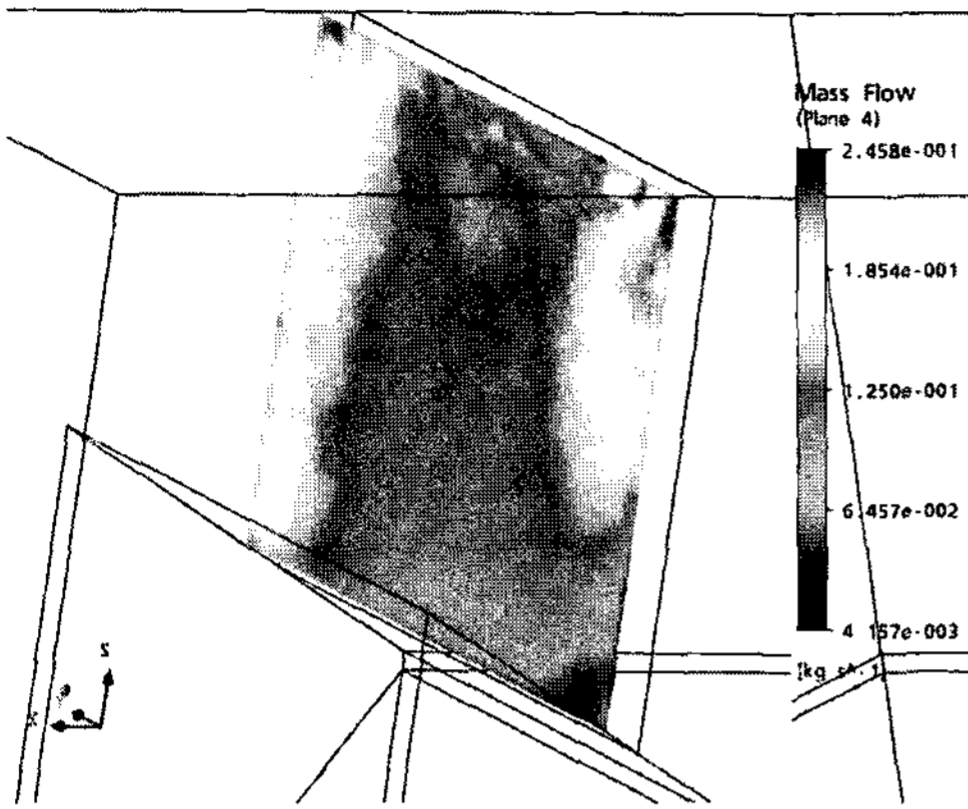


Fig. 9 Predicted mass flow rate in front of the final superheater.

치하는 결과이다. Fig. 9는 같은 단면에서의 질량 유량 분포를 보여주는 것으로 양측 벽면쪽으로 집중되어 있으며 특히 좌측 벽면쪽의 질량유량이 높은 것을 볼 수 있다. 이러한 연소가스의 측면으로의 편류는 최종 과열기 및 재열기 튜브에서의 열흡수가 불균일하게 되어 튜브의 금속온도 편차를 유발하게 되며 튜브의 금속온도가 그 금속의 허용 온도보다 높게 될 때 튜브의 파손으로 이어진다.

### 3.3 최종과열기의 열부하 분포 모델

최종 과열기에서 흡수하게 되는 열부하는 튜브의 금속온도에 직접적으로 영향을 미치며 이는 튜브의 과열과 깊은 관계가 있다. 그러므로 각 운전조건에서의 최종 과열기에서의 열부하 분포 모델을 세우는 것이 필요하다. 이러한 열부하 모델은 85개 열에서의 열부하 분포 모델과 각 튜브열의 13개 튜브에서의 열부하 모델로 나뉘어 진다.

최종 과열기 튜브에서의 열흡수량, 즉 열부하는 108,711 kW로서 이는 복사에 의한 전열과 대류에 의한 전열로 나눌 있다. 본 연구에서는 최종 과열기에 흡수된 108,711 kW의 열흡수량 가운데 52.4%에 해당하는 복사 전열량인 56,965 kW는 85열의 튜브에 균일하게 전열되고 대류 전열량인 51,746 kW는 전산해석 결과인 Fig. 8과 Fig. 9로부터 얻어진 열유속(Heat flux) 분포에 근거하여 85열로 각기 다르게 전열되는 것으로 가정하였다. 이렇게 하여 얻어진 최종과열기 85열에서의 열부하 분포를 Fig. 10에 나타내었는데, 85열에서의 열부하는 평균 대비 약 27%, 최저 열부하 기준으로는 약

37%까지의 편차를 보여주고 있다. 한편, 이러한 85열에서의 열부하 분포는 Fig. 5의 측정된 튜브 금속온도 분포와 매우 유사함을 알 수 있다.

최종 과열기의 각 열을 구성하는 13개 튜브에서 흡수하는 열부하도 복사와 대류 전열량으로 나뉘어진다. 연소가스의 흐름방향으로 연이어 위치한 13개 튜브로의 복사 전열량은 첫 번째 튜브에서 가장 크고 뒤로 갈수록 급격히 감소되는 것으로 알려져 있으나 대류 전열량은 가스의 유동방향, 튜브사이의 복잡한 유동과 열전달을 고려하여야 하기 때문에 이를 예측하는 것은 매우 어렵다.<sup>(10)</sup> 본 연구에서는 보일러의 탄종, 연소 및 운전조건이 다른 770, 610, 600, 460, 410 MW에서 측정된 22열과 64열의 13개 튜브의 금속온도 분포 형상이 거의 동일하다는 실측 데이터에 근거하여 일차원 열전달 방정식으로부터 Fig. 11과 같은 열부하 분포를 가정하였다. 1~30번 열의 13개 튜브에서의

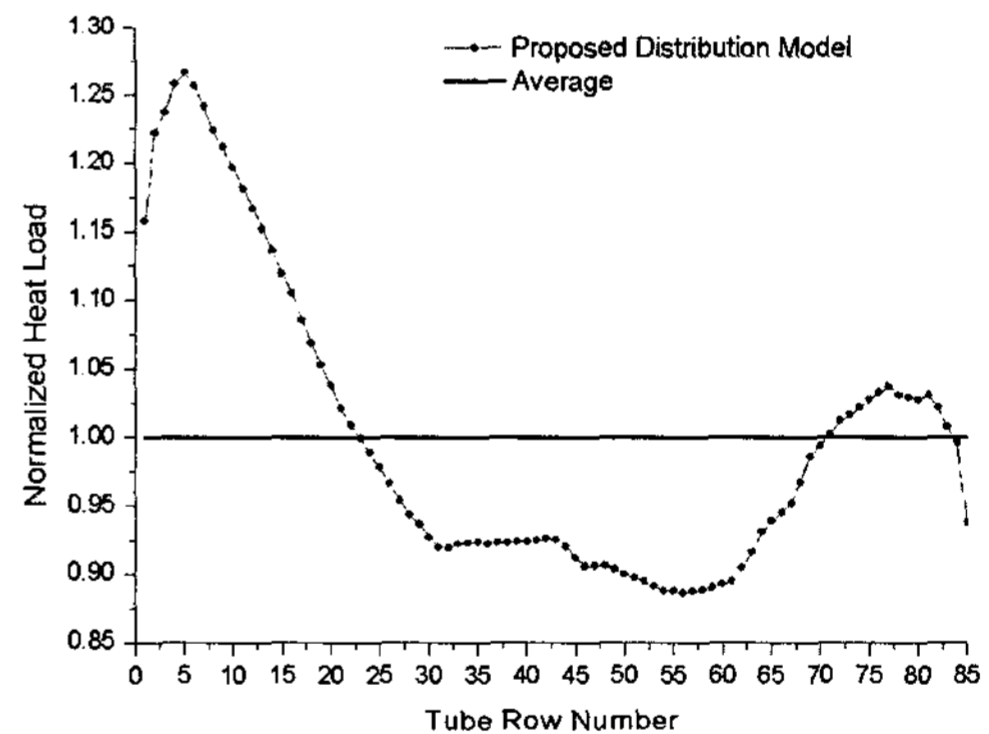


Fig. 10 Proposed lateral distribution of thermal load to the final superheater at 770 MW.

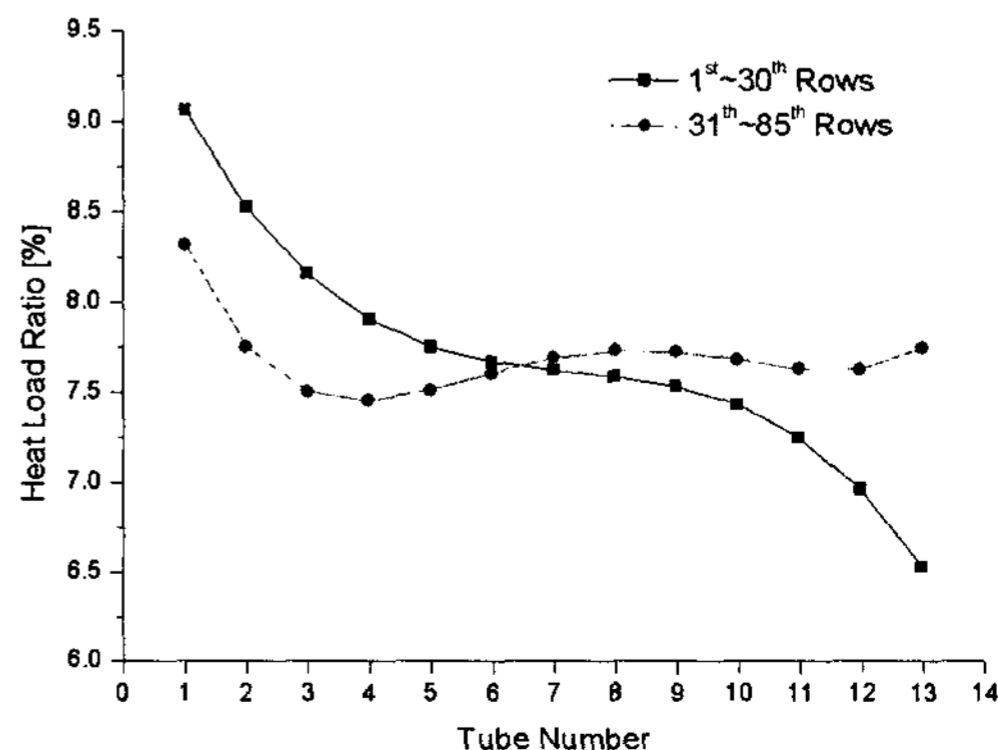


Fig. 11 Proposed thermal load distribution for the 22th and 64th tube row at 770 MW.

열부하 분포는 22번 열에서의 실측된 튜브 금속 온도를, 31~85번 열에서는 64번 열의 실측 데이터를 기준으로 얻어진 열부하 분포를 각각 사용하였다. 현재 85열 중에서 13개 튜브의 온도 측정은 22번 열과 64번 열에서만 가능하지만 향후 약 10열을 더 추가할 예정이며 이 경우 보다 많은 실측 데이터로부터 신뢰성있는 13개 튜브에서의 열부하 분포모델을 얻을 수 있을 것이다.

### 3.4 최종 과열기 튜브 온도 및 증기량 분포

770 MW 부하에서의 열부하 분포모델을 이용하여 최종 과열기 튜브의 온도와 증기유량을 계산하였다. 최종 과열기로의 총 전열량과 Fig. 10과 Fig. 11의 열부하 분포모델로부터 얻어진 1,105개 각각의 튜브에서의 열흡수량과 입구 온도/압력 데이터를 사용하여 일차원 열전달방정식으로부터 튜브의 금속온도를 구할 수 있다.

Fig. 12는 제안된 열부하 모델을 이용하여 85열 중 22열의 5번째 튜브의 금속온도 해석 결과를 측정 데이터와 비교한 것으로 상당히 잘 일치함을 보여주고 있다. Fig. 13은 22열의 13개 튜브에서의 금속온도 계산 결과를 측정 데이터를 각각 비교한 것으로 약 5 °C 정도의 차이를 보이지만 대체로 만족스런 계산 결과를 보여준다. 64열의 경우도 약 5 °C 내외의 차이를 보여주고 있다.

Fig. 14는 85열 중 22열에 대한 각각의 13개 튜브의 계산된 금속온도를 보여준다. 예측 결과를 보면 6열의 첫 번째 튜브의 온도가 약 597 °C에 이

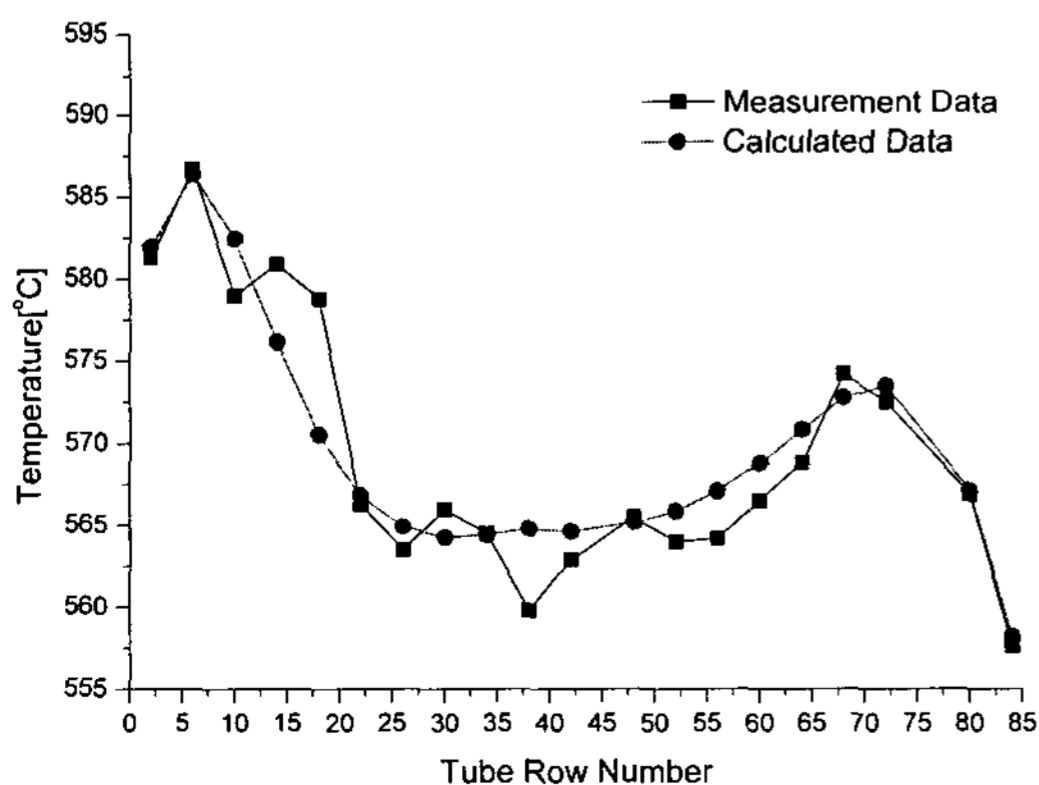


Fig. 12 Measured and calculated tube metal temperatures along with the tube row of the final superheater at 770 MW.

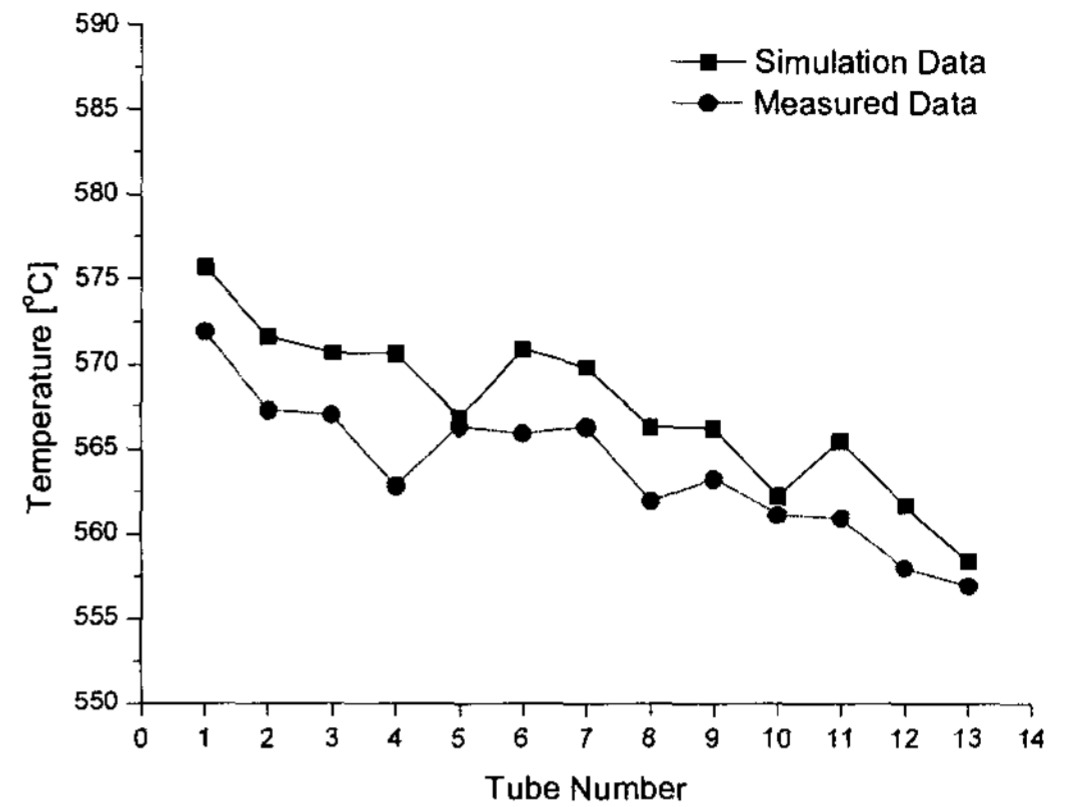


Fig. 13 Measured and calculated tube metal temperatures at 22th row of the final superheater at 770MW.

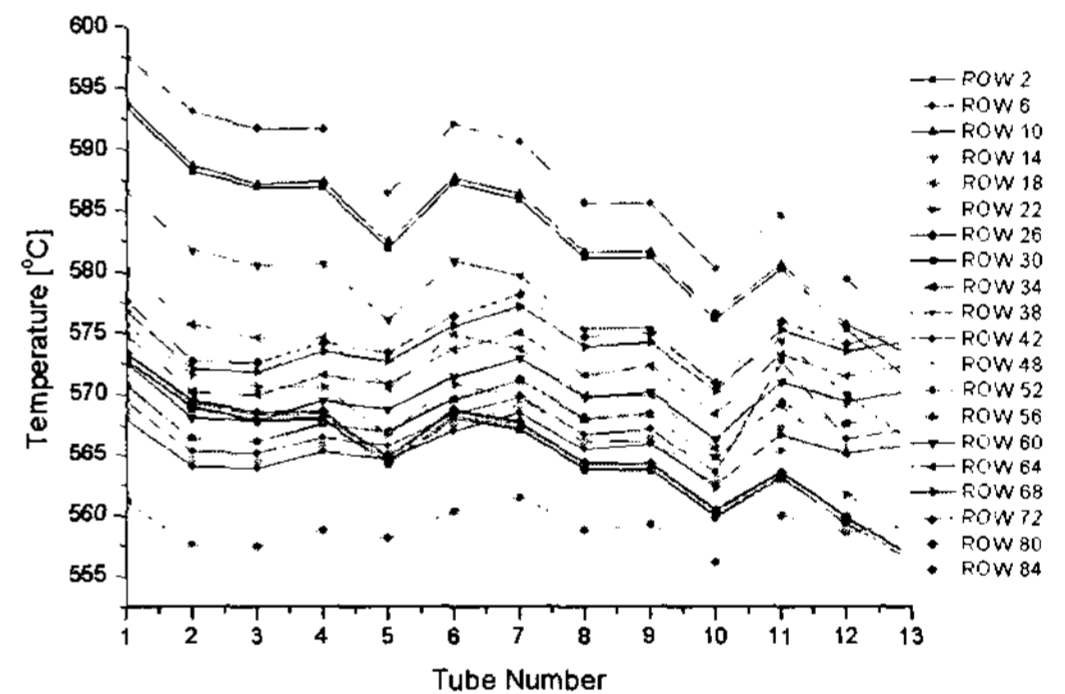


Fig. 14 Predicted tube metal temperatures of the final superheater at 770 MW.

르며 2열과 10열의 첫 번째 튜브 온도도 약 594 °C에 달하고 있음을 볼 수 있다.

최종 과열기 관군에 대하여 Fig. 10과 Fig. 11의 열부하 분포와 일차원 유동망 모델로부터 85열 중 22개 튜브열에서의 증기 유량을 계산하였으며 이를 Fig. 14에 나타내었다. 증기 유량의 분포는 열부하 분포와는 반대의 경향을 보여주고 있다. 이는 전체 투입되는 증기의 총 질량 유량이 일정하다고 보았을 때, 높은 열량이 투입되는 튜브열에서는 내부로 흐르는 증기의 비체적이 커지게 되어 질량 유량이 작아지기 때문이다. 열부하의 불균일 분포는 그 자체만으로도 튜브의 온도차를 발생시키지만 튜브내의 증기 유량 분포에도 영향을 미치게 되는 것이다. 즉 높은 열부하 조건은 낮은 질량 유량을 만들어 내어 튜브의 금속 온도 편차가 더 커질 것으로 보인다.

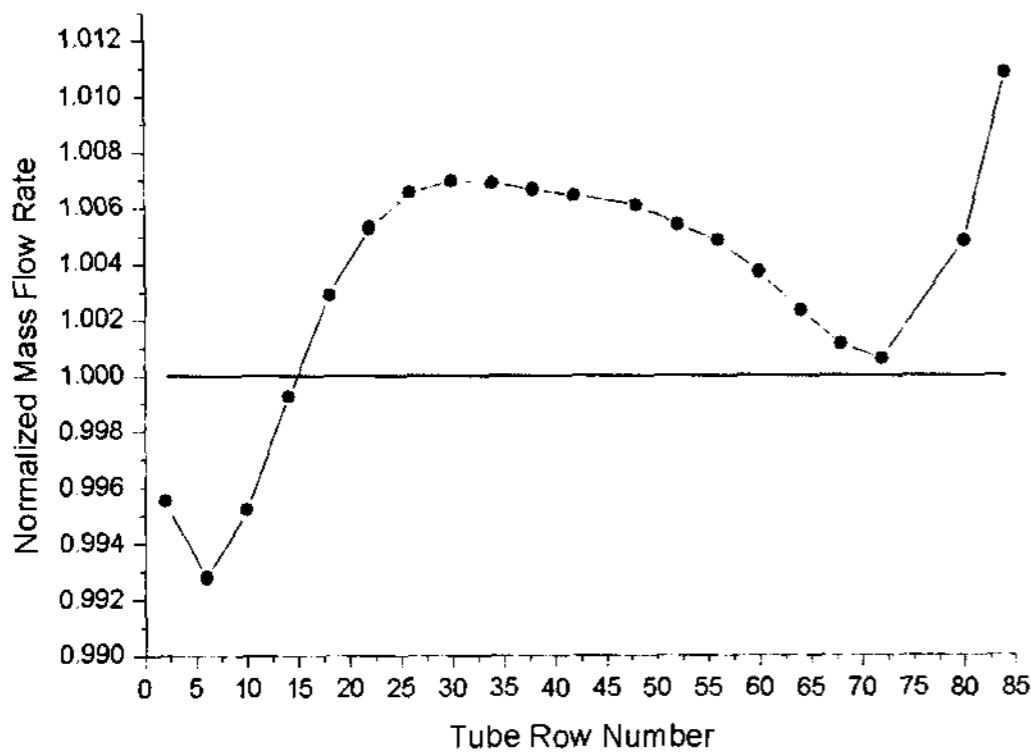


Fig. 15 Predicted steam flow rates along with the tube row of the final superheater at 770 MW.

4. 결 론

본 연구에서는 A화력발전소 최종 과열기의 열 흡수량, 튜브 금속온도 실측 데이터, 그리고 과열기 전단에서의 열유속 분포에 대한 전산유체 해석 결과를 이용하여 최종 과열기가 흡수하게 되는 열부하 모델을 가정하고 일차원 열전달 해석을 통해 관군에서의 튜브 금속온도와 증기 유량을 계산하였다. 계산된 최종 과열기 튜브의 금속온도는 실제 측정 데이터와 비교하여 비교적 만족스러운 결과를 보여주었다. 본 연구 결과 최종 과열기 튜브의 금속온도 분포는 과열기 전단에서의 연소가스의 열유속 분포에 의해 주로 영향을 받고 있음을 알 수 있었다. 따라서, 과열기 전단에서의 불균일한 열유속 분포의 편차를 줄일수 있다면 과열기 튜브의 온도 편차를 줄이고 증기 유량의 편차도 줄일 수 있을 것이다. 이러한 튜브 온도의 편차는 접선 연소방식을 채용한 대부분의 미분탄 화력발전소 보일러에서 발생하고 있다. 따라서 기존의 보일러의 연소조건, 튜브의 금속온도 실측 데이터등에 대한 좀 더 많은 플랜트 데이터와 전산유체 해석 결과, 그리고 일차원 유

동망 모델을 이용하여 좀 더 넓은 운전 조건에 대한 분석이 이루어진다면 신뢰성 있는 튜브 온도 예측이 가능하고 플랜트의 안정적인 운영과 보수가 가능할 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Xu, L., Khan, J. A. and Chen, Z., 2000, Thermal load deviation model for superheater and reheater of a utility boiler, Applied thermal engineering, Vol. 20, pp. 545-558.
2. Singer, J. G., 1981, Combustion-Fossil Power Systems, Combustion Engineering, INC.
3. KEPCO., 2005, Hyundai heavy industry., Operation Guide Book for coal fired power plant.
4. KEPCO., 2005, Hyundai heavy industry., Maintenance Guide Book for coal fired power plant, Vol. 1.
5. Yin, C., Caillat, S., Harion, J. L., Baudoin, B. and Perez, E., 2002, Investigation of the flow, combustion, heat-transfer and emissions from a 609MW utility tangentially fired pulverized-coal boiler, Fuel, Vol. 81, pp. 997-1006.
6. Yin, C., Rosendahl L. and Condra, T. J., 2003, Further study of the gas temperature deviation in large-scale tangentially coal-fired boilers, Fuel, Vol. 82, pp. 1127-1137.
7. Park, H. Y. and Kim, Y. J., 2008, A study on the uniform distribution of steam flow in the superheater tube system, submitted to SAREK.
8. ANSYS, CFX 11.0 User's Guide, 2005.
9. Park, H. Y. and Kim, S. C., 2008, Numerical studies on the combustion characteristics and NO distribution in the pulverized coal fired boiler, Vol. 30, pp. 25-33.
10. E.on-UK, PROATES User's Tutorial, 2008.