GOVP1200110263 697
L293A
v.1

최 종
연구보고서

시설원예난방의 저가연료 대체기술 개발

Development of Low-priced Fuel Substituting
Technology for Green Houses

주관연구기관

한국에너지기술연구원

농 림 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 "시설원예난방의 저가연료 대체기술 개발" 과제 (세부과제 "시설원예용 저공해 중유난방시스템 개발", 세부과제 "가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발")의 최종보고서로 제출합니다.

2001년 6월

주관연구기관명: 한국에너지기술연구원

총괄연구책임자: 김 종 진

연 구 원: 김 혁 주

연 구 원: 박 병 식

연 구 원: 최 규 성

연 구 원: 이 승 수

협동연구기관명: 전 북 대 학 교

협동연구책임자: 박 승 제

요 약 문

Ⅰ. 제 목

시설원예난방의 저가연료 대체 기술 개발

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 중요성

1. 목 적

제 1 세부과제 : 시설원예용 저공해 중유난방 시스템 분야

연료비를 저감하기 위한 경유용 난방기기의 중유 대체기술 개발, 중유용 온풍난방기 시스템 개발 및 중유용 온수보일러 시스템 개발(연소효율 99.9% 이상, 시스템 열효율 87% 이상, 배기가스중의 분진농도 200mg/Nm^3 이하, CO농도 350ppm이하)을 통하여 시설원예의 저가연료 대체 기술의 확립

제 2 세부과제 : 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발(왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 개발)

온실 1,000 평 규모의 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템을 개발하고 작동 조건 구명과 온실 1,000 평 및 3,000 평의 난방 온수 보일러 시스템 제작도면 작성

2. 연구개발의 중요성

현재 원예시설 난방 시스템은 온수보일러 시스템이 주를 이루며, 연료는 거의 대부분 경유를 사용하고 있는데 고유가 시대에 난방경비의 과다로 인하여 상품생산단가가 급격히 상승하여 경쟁력이 급락하고 있는 실정이다. 따라서

저가유인 중유를 원료로 하는 난방시스템이나 농업폐기물 혹은 산업폐기물 등을 원료로 하는 난방시스템을 도입하여야 하는데 이에 관련되는 보일러나 소각로 개발이 절실한 실정이다. 세계적으로 왕겨 생산량은 약 1억톤, 우리나라 왕겨 생산량은 약 100만톤 정도로 추산된다. 왕겨는 난분해성 및 큰 산물밀도 등으로 인하여 처리가 큰 문제이다. 현재 왕겨는 주로 가축분뇨의 수분흡수를 위한 축산시설의 깔개나 퇴비화를 위한 축분의 혼합재로 또는 가축사료, 사용 후 자연퇴비화를 위한 과수원의 잡초제거제, 과일 상자 완충재 등으로 사용되고 있다. 왕겨는 목질과 비슷한 열분해 특성을 가지고 있으며 직접 소각에 의한 이용이 매우 효과적이다. 최근에는 왕겨재를 콘크리트용 혼화재로 활용하는 연구가 활발하다.

본 연구에서는 C-중유를 사용하는 온풍난방기와 온수보일러의 기술개발하고 그 성능을 평가하며, 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발을 위하여 대형 온실 난방이나 RPC 시설에 이용할 수 있는 왕겨와 중유 겸용 연소 시스템을 개발하고 시스템의 성능특성을 분석하고자 하였다.

Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

본 연구과제의 연차별 연구개발 내용과 범위를 분야별로 요약하면 다음과 같다.

–

1. 제 1 세부과제 : 시설원예용 저공해 중유난방 시스템 기술개발

<u>1차년도</u>

◎ 중유용 온풍난방기 기술개발

· 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기의 설계·제작

· 시설원예용 온풍난방기의 중유대체 기술검토

2차년도

◎ 중유용 온풍난방기 기술개발

· 중유용 온풍난방기의 산지 적용실험

· 중유 온풍난방기 설계프로그램 개발

◎ 중유용 온수보일러 기술개발

· 600,000kcal/h급 중유용 온수보일러 설계·제작

· 시설원예용 온수보일러의 중유대체 기술검토

· 온수보일러 설계프로그램 작성

3차년도

◎ 중유용 온수보일러 기술개발

· 600,000kcal/h급 중유용 온수보일러 성능시험 및 산지실험

· 온수보일러 설계프로그램개발

· 1,000,000~4,000,000kcal/h급 중유용 온수보일러 설계

◎ 중유 온풍난방기 및 온수보일러의 설계프로그램 매뉴얼 작성

◎ 저공해의 중유연소기술개발 및 저공해 중유연소장치의 적응시험

2. 제 2 세부과제 : 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발(왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 개발)

1차년도

◎ 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 시작품 개발

· 온실 1,000 평 난방용(시간당 1,100,000 kJ) 실규모로 설계, 제작

· 최적 작동조건 구명 실험

· 대기오염 방지 시설인 사이클론 성능 분석

· 문제점 파악

2차년도

◎ 왕겨와 중유 겸용 온수 보일러 시작품의 개선

· 시스템의 개선을 통한 열효율 향상

· 작동의 자동화 앨고리듬 개발

· 폐열회수 열교환기 설계, 제작(총 시스템 효율 70% 목표)

· 폐목재 연료에 대한 시스템의 성능 분석

3차년도

◎ 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 개발 완성

· 실증실험 및 성능 분석

· 온실 1,000평, 3,000 평 규모의 시스템 제작도면 완성

Ⅳ. 연구개발 결과 및 활용에 대한 건의

1. 연구개발 결과

수행한 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

제 1 세부과제 : 시설원예용 저공해 중유난방 시스템 기술개발

◎ 본 연구에서 개발한 중유온풍난방기의 용량은 250,000 kcal/h와 300,000 kcal/h로서 참여기업인 합명회사 신흥공업사의 자회사에서 개발한 중유버너를 장착하였다.

◎ 온풍난방기의 특성을 분석하기 위하여 기존의 자료를 검토하였지만 설계에 직접적으로 활용할 수 있는 자료가 거의 없었다. 따라서 참여기업에서 제작하고 있는 기존의 경유 온풍난방기 200,000kcal/h급을

이용하여 온풍난방기의 구조분석과 전열실험을 통하여 전열특성을 파악하고, 이것을 이용하여 열설계 기술기준을 적용하여 특성실험을 실시하였으며, 이 결과를 종합하여 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기를 설계·제작하였다. 온풍난방기의 제작은 참여기업인 합명회사 신흥공업사에서 담당하였다.

◎ 설계제작한 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기를 이용하여 중유온풍난방기의 특성실험을 실시하고, 250,000kcal/h급 중유 온풍난방기를 1999년 10월에 토마토를 재배하는 600평 규모의 진천소재 비닐온실에 설치하여 산지실험을 성공리에 수행하였다.

◎ 온풍공급용 송풍기에서 공급되는 풍량을 알 수 있어야만 전열량을 분석할 수 있기 때문에 온풍공급용 송풍기의 풍량특성실험을 하였다. 풍량은 토출압과 밀접한 관계가 있기 때문에 정압, 풍량, 회전수 등등을 변수로 하여 시험을 실시하였다. 회전수와 송풍량의 관계는 거의 직선적인 관계를 갖고 있음을 알 수 있었다.

◎ 온풍난방기의 전열특성을 파악하기 위하여 온풍난방기의 실험장치를 구성하고, 온풍난방기 내부의 온도분포를 측정한 결과 1차 및 2차 연관 내부의 온도 분포는 연관 길이에 반비례하여 선형적으로 감소하는 경향을 나타났다.

◎ 설계제작한 250,000 kcal/h급 및 300,000 kcal/h급 중유용 온풍난방기를 이용하여 중유 온풍난방기의 특성실험 결과, 250,000 kcal/h급의 온풍난방기의 경우에는 4.5G/h의 노즐을 사용하고 분사압력을 24 kg/cm^2 이상으로 하면 설계용량의 난방능력을 낼 수 있고 효율도 88%이상으로 되며, 300,000 kcal/h급의 온풍난방기는 5.0G/h의 경우에는 노즐을 사용하고 분사압력을 25 kg/cm^2 이상으로 하면 설계용

량의 난방능력을 낼 수 있고 효율도 88%이상을 유지할 수가 있다.

◎ 중유 온풍난방기의 케이싱 구조는 나사조립구조로 되어 있기 때문에 그 제작도면은 매우 복잡하다. 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급의 온풍난방기의 제작도면을 각각 35매로 구성하여 작성하였다.

◎ 주관연구기관에서 연구경험을 살려 600,000 kcal/h 용량의 무압식 온수보일러를 설계하였고, 그 제작은 참여기업인 (주)삼성엔지니어링이 담당하였다.

◎ 실험용 온수보일러는 용량 600,000 ㎉/h로 설계되었지만 순환수의 1대 순환펌프로는 난방수 흡수열량이 부족하게 나타났다. 보일러동체와 열교환기 몸체 사이의 순환수량을 증가시키기 위해 보일러동체와 2개의 열교환기 사이의 순환배관을 별개로 설치하고 2개의 순환펌프를 설치하여 용량 600,000 ㎉/h를 달성할 수 있었고, 보일러의 효율도 90.3%이었다.

◎ 설계제작한 600,000kcal/h 중유 온수보일러를 이용하여 중유 온수보일기의 특성실험을 실시하고, 그 보일러를 2000년 11월에 장미를 재배하는 750평 규모의 진천소재 유리온실에 설치하여 산지실험을 성공리에 수행하였다.(보일러설비에서 열을 공급하는 전체 온실의 크기는 전체가 1,500평 규모이었지만, 소유주인 농민의 요청에 따라 시설의 설치가 용이한 약 750평 규모(의 온실에서 중유 온수보일러의 실험을 실시하였음)

◎ 보일러운전 중에는 보일러시스템 각부의 온도가 동체, 순환수, 난방수 출구, 난방수 입구의 온도 순으로 높지만 보일러의 운전이 멈춘 시점에서 난방수 입출구의 온도가 반전되어 10분 가량 유지되었다. 이것은 난방수의 온도를 보일러동체의 근접한 위치에서 측정하였기

때문으로 판단된다. 연소정지 후 10분 이후에는 순환수, 난방수 입출구 온도가 파상으로 하강하는 현상이 나타났다. 이것은 연소정지 후에 온실의 온도가 하강하게 되면 동체의 온수를 순환시킴과 동시에 난방수도 순환시키게 됨으로서 난방수 입출구, 순환수 온도가 간헐적으로 상승했다가 하강하며 그에 따라 동체의 온수의 온도는 완만하게 하강하였다.

◎ 온풍난방기나 보일러의 열설계기술은 여러 가지 연소조건에 대한 정확한 연소계산 뿐 아니라 공기와 연소가스의 물성치(점도, 비열, 밀도, 열전도도 등)도 정확히 계산하는 기술기준을 필요로 한다. 또한 여러 가지 연소조건에 따른 연소실에서의 화염의 복사계수와 복사전열량, 대류부에서의 전열계수와 전열량을 계산할 수 있는 기술을 필요하다. 이러한 설계계산에 관련된 매우 다양하고 복잡한 수식과 도표를 이용하여 일련의 설계과정을 수행하기 위한 기술을 필요로 하기 때문에 이러한 수식과 도표를 사용하는 방법을 정립하였다.

◎ 열설계 관련식들과 관련 자료들은 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 설계프로그램 매뉴얼 부분에 별도로 정리하였다. 열설계 관련식은 KIER SHEET 1~8에 정리하였고, 열설계와 관련된 chart들은 KIER SHEET 9~46으로 정리하였다.

◎ 열설계 시에는 연소실 계산, 가스공간의 계산, 그리고 대류부의 전열계산은 시행착오법에 의한 반복계산을 필요로 하기 때문에 수계산으로 온풍난방기나 보일러를 정확하게 설계하는 것은 거의 불가능에 가깝다고 할 수 있다. 따라서 비교적 용이하게 사용할 수 있는 열설계 프로그램을 Lotus 1-2-3 R5.01을 이용하여 작성하였다. Lotus

1-2-3의 Macro 기능과 대화상자(Dialog Box) 기능을 활용하였다.

◎ 열설계 프로그램에 의해 계산한 온풍난방기 최종온도는 측정값에 비하여 대략적으로 20~30℃ 정도 높게 나타났다. 이 정도의 계산편차는 공학적인 계산에서는 적합한 것으로 판단이 된다. 연소기기를 설계할 경우에는 일반적으로 보증효율을 위하여 설계여유를 0.5~1.5%를 갖고 설계를 하기 때문에 최종 출구온도 20~30℃ 편차는 이 범위에 들어가므로 엔지니어링을 위한 프로그램으로서는 문제가 없는 것으로 판단된다. 또 연소실 출구온도는 계산치가 측정치에 비하여 80~100℃ 높게 나타났지만 가스공간과 대류전열부를 지나면서 그 편차가 줄어들었다. 따라서 보다 정확한 열설계를 위해서는 연소실의 화염복사에 관한 검토가 필요할 것으로 판단된다.

◎ 열설계 프로그램에 의해 계산한 온수보일러 최종온도는 측정값에 비하여 대략적으로 20℃ 정도 낮게 나타났다. 이와 같이 설계치보다도 실험결과가 낮게 나타난 이유는 신설보일러이므로 전열면의 오염이 되지 않은 상태에서 실시한 실험결과이기 때문인 것으로 판단된다. 이 정도의 계산편차는 공학적인 계산에서는 적합한 것으로 판단이 된다.

◎ 중유 온수보일러의 설계프로그램을 이용하여 온수발생 용량이 1,000,000 kcal/h급, 2,000,000 kcal/h급, 3,000,000 kcal/h급, 4,000,000 kcal/h급 등 4종의 온수보일러를 열설계하였고, 이것들을 제작도면을 작성하였다. 보일러의 본체는 용접구조이어서 그 도면의 수가 많지 않기 때문에 한 개 용량의 보일러는 6장의 설계도로 구성하였다.

◎ 저공해 중유연소장치로서 유화연료제조장치를 개발하기 위하여 유압분사노즐을 이용한 유화연료제조장치의 개발하였다. 물을 유압노즐을

통해 중유에 직접 분사하여 제조한 유화연료의 안정성 및 그 특성에 관하여 검토하였다. 또한 유화연료의 연소성능 평가실험과 유화연료의 분무성능 평가실험도 실시하였다.

◎ 유화연료 중의 물의 함량이 많을 수록 분진저감율이 크지만, 순수 C-중유에 비해서 에멀죤 연료를 사용하면 분진발생량이 50%이상 감소하였다. 또한 개발 목표치인 배기가스 중의 분진농도 200mg/Nm^3, CO농도 350ppm을 무난히 달성하여 유화연료 사용전에는 분진농도 122.4mg/Nm^3, CO농도 83ppm이었고, 유화연료의 사용시에는 분진농도 55.9mg/Nm^3, CO농도 39ppm이었다.

◎ 경유용 온풍난방기나 온수보일러를 사용하는 시설에서 연료를 중유로 대체 하는 경우에 검토할 사항들을 정리하여 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 "온풍난방기 중유대체 매뉴얼"과 "온수보일러 중유대체 매뉴얼" 부분에 별도로 정리하였다.

<u>제 2 세부과제 : 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발 (왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 개발)</u>

◎ 본 연구에서 개발한 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템은 환상 실린더형 열교환기를 가지고 있는 연소로 본체, 폐열회수 열교환기, 사이클론 열교환기, 연료 및 공기공급장치 등으로 구성되었다. 시스템은 온실 1,000 평 난방 부하인 시간당 1,100,000 kJ 열량 이상을 생산할 수 있었다.

◎ 톱밥은 왕겨보다 단위 질량당 발열량이 15 % 정도 높고 회분은 왕겨의 10% 수준으로 매우 적으며 이론 공기량은 왕겨보다 약 1.5 배

정도로 분석되었다. 입자의 진밀도는 왕겨보다 높아서 착화가 왕겨보다 어려운 특성을 보였다. 그러나 연소 상태는 왕겨와 유사하게 양호하였으며 입자 하나로 봤을 때 왕겨보다 오래 연소되었다. 회분 함량이 적어 고정 연소층 높이의 상승은 왕겨의 경우보다 매우 느리게 진행되는 특성을 보였다.

◎ 시스템의 폐열회수 보일러는 관군 열교환기로 설계 제작되었는데, 시스템 열효율을 30% 이상 향상 시켰으며 이론적인 열전달량과 실험 결과는 비교적 잘 일치하였다. 사이클론 열교환기는 폐열회수 열교환기를 설치하지 않은 경우에는 열교환기 효율이 20% 정도로 높았으나 폐열회수 열교환기를 설치한 이 후에는 열교환기 효율이 매우 낮아 6% 이하였다.

◎ 시스템 작동의 자동화 및 연속연소는 매우 양호하였으며 최적 작동조건은 왕겨공급율 100 kg/h, 1차/2차 공기비는 1.0, 고정 연소층 높이는 연소실 높이의 20%, 최적 화격자 열부하는 176 kg/m^2-h, 연소실 열부하는 86 kg/m^3-h, 연소실 체류시간은 1.3 시간 정도인 것으로 분석되었다.

◎ 왕겨연소의 최적작동조건에서 왕겨의 연소율은 96 %, 보일러 효율은 83.6 %, 시스템의 열효율은 80.3 %, 총 에너지 효율은 78.7 % 로서 성능이 매우 우수하였다. 중유 연소의 최적조건에서는 시스템 에너지 효율이 84.2 %를 나타냈으며, 혼합연소의 경우에는 왕겨 연소와 중유 연소의 중간 특성을 보였다.

◎ 연료 공급율이 증가할수록 연소실 벽체 열교환기 효율은 감소하고 폐열회수 열교환기와 사이클론 열교환기의 효율이 증가하였으며, 왕겨 연소에서는 폐열회수 열교환기 효율이 벽체 열교환기 효율에 대

하여 60-90% 정도를 나타내고, 중유는 32-47% 정도를 나타내었다.

◎ 왕겨연소의 경우 연소실의 온도분포는 대체로 균일하며 연소실의 고정 연소층 표면을 형성하는 위치에서 가장 높은 온도가 유지되고 그 위치로부터 연소실 상부로 올라갈수록 온도는 약간씩 하강하는 경향을 보였다. 중유연소의 경우에는 화염이 있는 연소실 하부와 중부에는 거의 같은 온도로서 매우 높고 연소실 상부로 올라갈수록 왕겨보다 급격히 하강하는 경향을 보였다. 왕겨와 중유의 혼합연소는 왕겨와 중유 연소의 중간 특성을 보였다.

◎ 시스템 작동의 자동화는 LabVIEW 프로그램과 스텝핑 모터, 온도제어기 및 타이머 등으로 구성되었다. 왕겨 연소에서 왕겨재 배출 장치를 작동시키는 제어온도는 고정연소층 높이를 45 cm 로 일정하게 유지시켰으며 연소실의 과열 방지 역할도 하였다. 왕겨 공급율 60, 80, 100kg/h 인 경우 제어온도는 620, 660, 700℃ 정도로 분석되었다.

◎ 본 시스템이 제공할 수 있는 적정 난방 열량은 1,000,000 - 1,200,000 kJ/h 정도이며, 시스템 에너지 효율은 왕겨와 중유 연소 공히 75% 이상으로 분석되었다.

◎ 배연가스의 집진 사이클론(사이클론 열교환기), 왕겨 공급 및 연소재 수집용 공기 이송 장치의 사이클론은 $20m^3/min$ 용량의 표준사이클론을 사용하였는데 성능이 우수하였다.

◎ 중유 연소에서는 연소실내 음압이 연소 특성에 영향을 미쳤는데 이는 음압에 따라 공기공급량이 달라지기 때문으로 판단된다. 음압이 지나치게 작으면 공기공급량이 적어져 완전 연소가 되지 않고, 지나치게 크면 연소 상태는 경유 연소처럼 매우 좋았으나 공기공급량이 많아 열효율이 낮아지는 단점이 있었다.

◎ 혼합연소에서는 왕겨와 중유의 연소 상태는 좋으나 벽체에 약간씩 찌꺼기가 붙는 현상이 발생하였는데 이는 왕겨가 중유 찌꺼기와 밀착되어 중유 화염에 날려서 벽체에 붙어 연소되기 때문으로 판단된다. 왕겨와 중유만을 연료로 하였을 때는 연소실 벽체에 찌꺼기가 붙는 현상은 거의 없었다.

◎ 왕겨연소에서 배연가스내의 대기오염 성분은 중유 연소에 비하여 CO 함량은 많고 SO_2 함량은 적은 경향을 보였으며 NO_x 함량은 비슷한 것으로 나타났다. 혼합연소는 중유 연소와 왕겨 연소의 중간치를 나타냈다. 톱밥 연소를 제외한 모든 실험처리에서 일반 보일러 허용기준을 만족하였다.

◎ 온실 1,000평과 3,000평의 난방용 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러의 실용화 시스템의 제원과 연소실의 설계 기준을 분석하였다. 분석된 연소실의 설계 기준은 화격자 열부하 62-189 kg/m^2-h, 연소실 열부하 23-99 kg/m^3-h, 왕겨의 연소층 체류 시간 1.4-5.0 시간, 연소실 연소가스의 속도 0.4-1.4 m/s 였다.

2. 결과 활용에 대한 건의

<u>제 1 세부과제 : 시설원예용 저공해 중유난방 시스템 개발</u>

본 연구결과를 상품화하기 위한 참여업체의 자금지원이 필요할 것으로 판단되며, 농민들에게도 본 연구결과를 상품화한 제품을 구입 시에 자금지원이 필요할 것으로 판단된다.

<u>제 2 세부과제 : 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발 (왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 개발)</u>

개발된 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템의 총 에너지 효율이 왕겨 연료의 경우 약 79%, 중유 연료의 경우 84% 이며 작동이 자동화되어 있어 성능이 우수한 것으로 판단된다. 참여업체와 협의하여 상품화를 시도해 볼 계획이다. 정부의 적극적인 지원도 필요할 것으로 생각된다.

S U M M A R Y

I. TITLE

Development of the low priced fuel substituting technologies for a green house heating system

II. OBJECTIVES AND NECESSITY OF THE STUDY

1. Objectives

The first subsection : Development of the low-pollution heavy-oil (Bunker-C)-firing heating system for green houses.

- Development of the technologies replacing light oil used for existing green-house heaters with heavy oil.
- Establishing the technologies utilizing the low-priced alternative fuel for horticultural utilities through the development of a heavy-oil firing space heater system and a heavy-oil firing boiler system [Combustion efficiency(over 99.9%), thermal efficiency(over 87%), dust content among exhaust gas(below 200 mg/Nm^3) and CO emission(below 350 ppm)]

The Second Subsection: Development of a hot water boiler system for green house using agricultural combustible residue and waste (Development of a hot water boiler system fueled by

rice husk and heavy oil for green house)

- To design and fabricate a full scale prototype hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil which can be used as 3,300 m^2 green house heating system
- To analyze the energy and boiler efficiency of the prototype system
- To build the basic data for designing an optimal hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil

2. Necessity

A hot water boiler system fueled by light oil is popular as the heating system of green house. Now, the competitive power of farm products produced in green house is decreasing rapidly because oil price is higher and higher. So, a hot water boiler system for green house has to be developed using agricultural combustible residue, waste and heavy oil which is very cheap.

Worldwide yearly production of rice husk is estimated aproximately 100 million tonnes and about one million tonnes is produced a year in korea. Disposal of rice husk is a particularly serious problem because of its bulky nature and high resistance to decomposition. Some of the major uses for rice husk now in practice are litter and bedding material for animals and poultry, roughage in animal feeds, pesticide carrier, filter media, and pressing aids. The pyrolytic characteristics of rice husk is very

similar to a wood, so a direct combustion method is desirable in the use of rice husk. Recently, one of the interisting uses of rice husk comes from material science. Considerable efforts are being made to find substitutes, so called supplementary cementing materials, in order to replace part of the cement in concrete. It had been reported that rice husk ash could be used as a supplementary cementing material.

In this study, heavy-oil firing technologies for a space heater and hot water boiler were developed and then their performances evaluated, and a full scale hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil was developed and its performance was analyzed, which can be used as 3,300 m^2 green house heating system.

III. SCOPE OF THE STUDY

1. **The First Subsection:** Development of the low-pollution heavy-oil firing heating system for a green house

<u>The First Year</u>

◎ Development of the design technology of a heavy-oil firing space heater

- Design and manufacture of heavy-oil firing space heaters with heating capacities of 250,000 kcal/h and 300,000 kcal/h
- Examination of heavy-oil substituting technologies of the space heater

for green houses

The Second Year

◎ Technology development of a heavy-oil firing space heater

- Conducting on-site experiment of heavy-oil firing space heaters
- Development of a design program of heavy-oil firing space heaters

The Third Year

◎ Development of the technology of a heavy-oil firing hot water boiler

- Design and manufacturing of a heavy-oil firing hot water boiler with heating capacity of 600,000 kcal/h
- Investigation of heavy-oil substituting technologies of a hot water boiler for green houses
- Coding of a design program of the hot water boiler

2. **The Second Subsection**: Development of a hot water boiler system for green house using agricultural combustible residue and waste

The First Year

◎ Development of a prototype hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil

- Designing and fabricating a full scale prototype hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil which can be used as 3,300 m^2 green house heating system

· Finding the optimum operating conditions with experiment

· Analyzing the perfomance of flue gas cyclone

· Analyzing the problems about system operation

The Second Year

◎ Improvement of a prototype hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil

· Improvement of system energy efficiency with correction of system design

· Development of automation techniques and algorithms for system operation

· Designing and fabricating a waste heat recovery boiler

· System performance test for waste wood fuel

The Third Year

◎ Complete development of a prototype hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil

· Evaluation and analysis of system performance

· Drawing of full scale hot water boiler systems fueled by rice husk and heavy oil for 3,300 m^2 and 10,000 m^2 green house heating systems

IV. RESULTS OF THE STUDY AND OPINION OF UTILIZING THE RESULTS

1. Results of the study

The results of this study were summarized as follows:

The First Subsection: Development of the low-pollution heavy-oil firing heating system for green houses

◎ The heavy-oil firing space heaters with the heating capacities of 250,000 and 300,000 kcal/h developed in this research were equipped with heavy-oil burners manufactured by one of subsidiaries of ShinHeung Co. Ltd.(The research-cooperating company).

◎ The existing information were surveyed to analyze the characteristics of the space heater but the straightforwardly usable information for design was not available. Accordingly, through structural analysis and heat transfer experiment of the existing 200,000kcal/h-class space heater being produced by ShinHeung, the characteristics of heat transfer were found. Using these characteristics, characteristic experiments based on thermal design technologies were performed, and eventually 250,000 and 300,000kcal/h heavy-oil firing space heaters were designed and manufactured by virtue of the collection of the above results. The space heaters were manufactured by ShinHeung.

◎ Characteristic experiments were conducted on the heavy-oil firing space heaters with heating capacities of 250,000kcal/h and 300,000kcal/h. Then 250,000kcal/h-class space heater was moved to and installed in a tomato-growing plastic greenhouse with an

area of 1980 ㎡ in Chinchon, October in 1999 and its field test was completed successfully.

◎ Flowrate characteristics test of a hot air supplying blower was performed to find out cooling air flow rate supplied from the blower, which is required to analyze the amount of heat transferred to air. Since the air flow rate is very closely associated with surge pressure, the test of air flowrate was necessarily conducted by varying static pressure, blowing rate and rpm etc. It revealed that rpm is nearly linear with the air flow rate.

◎ Experimental apparatus of the space heater was organized to investigate thermal characteristics of the space heater. From temperature distribution inside the space heater it was shown that temperatures in the first and second flue gas tubes decreased linearly with tube length.

◎ From experiments with 250,000kcal/h and 300,000kcal/h space heaters, it was shown that a 250,000kcal/h space heater might meet the designed heating capacity and obtain an efficiency of over 88% with a nozzle of 4.5G/h under pressure of over 24 kg/㎠, while 300,000kcal/h space heater might meet the designed heating capacity and obtain an efficiency of over 88% with a nozzle of 5.0G/h under pressure of over 25 kg/㎠.

◎ Since casing structure of the space heater is of nut-fabricated structure, its drawings are much complicate. Drawings of two

space heaters are composed of 35 pages respectively.

◎ A 600,000 kcal/h non-pressurized hot water boiler was designed by utilizing abundant design research experience of KIER, and manufactured by a cooperating company, Samsung Engineering Co.

◎ This experimental boiler was designed for the output of 600,000 kcal/h but one circulation pump equipped with the boiler could not meet the required the heating capacity. The heating capacity of 600,000kcal/h and the efficiency of 90.3% could be attained by installing two circulation lines and two circulation pumps respectively between boiler body and a heat exchanger.

◎ Characteristic experiments with 600,000kcal/h heavy-oil firing boiler were conducted. Then the boiler was moved to and installed in rose-growing glass greenhouse with area of 2475 ㎡ in Chinchon, in November, 2000 and its field test was completed successfully (Heating facility was supposed to heat a total area of 5000 ㎡ but the experiment was performed in the area of 2475 ㎡ at the request of the greenhouse owner.

◎ As for the temperatures of boiler components during a boiler operation, the temperatures decreased as increasing order of a boiler body water, circulation water, heating water outlet and inlet, while heating water inlet temperature was kept higher than outlet temperature during about ten minutes right after the boiler operation stopped. This is thought that the

temperature-measuring positions were very close to the boiler body. From 10 minutes after the boiler stopped, temperatures of recirculating water, heating water outlet and inlet decreased wavily. It is because temperatures of circulation water, heating water inlet and outlet fluctuated intermittently as boiler body water and heating water were circulated when average air temperature in the green house decreased to set temperature. Accordingly the boiler body water temperature decreased smoothly.

◎ Thermal design technology of a space heater and a boiler requires technical standards computing exactly physical properties (viscosity, specific heat, density and conductivity etc)of air and combustion gas as well as accurate combustion calculation under various combustion conditions. In addition, with according to various combustion conditions technologies calculating radiative coefficient of a flame and radiation heat transfer in combustion chamber, and convection coefficient and convective heat transfer in convective zone are needed. The equations and tables related to such design calculations were established because the design procedure needs them.

◎ Various and complicate equations, tables and charts related to thermal design are established in 「Manual for design program and heavy-oil substituting technologies」 published as a separate booklet appended to the report. The equations are arranged in

KIER SHEET 1~8, and the charts in KIER SHEET 9 ~46.

◎ In case of replacing the light-oil with heavy-oil for a light oil firing space heater or a boiler in green houses, items to be recommended are addressed in "Manual for heavy-oil substitution for space heater" and "Manual for heavy-oil substitution for boiler" in 「Manual for design program and heavy-oil substituting technologies」 published as a separate booklet appended to the report.

◎ It is thought that design of a space heater and a boiler can not be implemented manually since calculations of a combustion chamber, gas zone and heat transfer in convective zone require iterative method such as trial-and -error method. Therefore comparatively convenient design program was composed in Lotus 1-2-3 R5.01. Macro and Dialog Box functionalities were utilized.

◎ Final temperature of exhaust gas of a space heater calculated by the design program was about 20 ~ 30 ℃ higher than measured one. It is estimated that this degree of deviation may be acceptable for engineering utilization. Because this degree of temperature deviation is within design margin of 0.5~1.5 % with which combustion equipment is designed to guarantee the required efficiency. Difference of calculated temperature and measured one shows 80~100 ℃ at the outlet of combustion chamber but decreases gradually beyond gas space and

convective heat transfer zone. Accordingly, it is thought that flame radiation in combustion chamber is needed to be examined further to get accurate thermal design.

◎ Final temperature of exhaust gas of a boiler calculated by the design program was about 20 ℃ higher than measured one. It is because heat transfer area of this boiler was not much contaminated. This degree of deviations is thought to be acceptable for engineering utilization too.

◎ 4 different class hot water boilers with heating capacities of 1,000,000, 2,000,000, 3,000,000 and 4,000, 000 kcal/h were designed using above thermal design program and their drawings were made. Each boiler was composed of 6 page drawings since a boiler body is a welded structure that saves the number of drawings.

◎ An emulsified fuel producing equipment with a pressurized spray nozzle was developed as a part of low-pollutant heavy-oil firing equipment. Stability and the characteristics of emulsified fuel generated by spraying water directly in heavy-oil were examined. In addition experiments were conducted to evaluate combustion performance and spray performance of the emulsified fuel.

◎ The more water content exist among the emulsified fuel the higher soot reduction rate can be achieved. Soot generation in emulsified fuel combustion is reduced to over 50% of that of the

pure heavy-oil combustion. And soot content of 200mg/Nm³ and CO content of 350 ppm which are the targets of this research were attained straightforwardly. In the emulsified fuel combustion, soot content and CO content are 55.9mg/Nm³ and 39ppm respectively, while in pure heavy-oil combustion 122.4mg/Nm³ and 83ppm.

The Second Subsection: Development of a hot water boiler system for green house using agricultural combustible residue and waste

In this study, a full scale hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil was developed as a prototype system and its performance was analyzed, which can be used as 3,300 m^2 green house heating system. The optimal operation conditions and characteristics of the prototype system was investigated with experiments. The results were summarized as follows:

◎ A full scale prototype hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil was developed, which mainly consisted of combustor, waste heat recovery heat exchanger, cyclone heat exchanger, fuel supply equipment and air supply apparatus. The combustor was equipped with cylindrical annulus heat exchanger. The prototype system could produce 1,100,000 kJ/h or more known as heating load of 3,300 m^2 green house.

◎ The developed prototype system was very effective for

combustion of rice husk and heavy oil, and had no big problem for combustion of sawdust. The maximum capacity of the protype system was estimated about 1,200,000 kJ/h of heating load. The energy efficiency of the system was analyzed over 75% in case of both rice husk and heavy oil fuel.

◎ A waste heat recovery boiler was designed and fabricated with bundle of stainless steel pipe heat exchanger. The waste heat recovery boiler(exchanger) improved over 30% of system energy efficiency, while the cyclone heat exchanger efficiency was below 6%. But when the waste heat recovery boiler was not installed the cyclone heat exchanger efficiency was analyzed about 20%.

◎ The automation equipment for system operation consisted of LabVIEW software, four stepping motors, temperature controller and timers. Setting temperatures in temperature controller made fixed bed depth of combustion maintained about 45 cm well. When rice husk feedrates were 60, 80, 100 kg/h, the setting temperatures were 620, 660, 700℃ respectively.

◎ The automation equipment of the prototype system worked well and 24 hours continuous combustion experiment showed no problems. The optimum operating conditions was investigated that feed rate of rice husk was 100kg/h and first/second ratio of air supply was 1.0. The optimum design conditions was analyzed that the fixed bed depth of combustion was 20% of

the combustion chamber height, heat load of grate and combustion chamber was 176 kg/m^2-h, 86 kg/m^3-h respectively and retention time in the combustion chamber was about 1.3 hour.

◎ On the whole, in case of rice husk combustion the temperature distribution in the combustion chamber was quite uniform. The highest temperature was maintained on the burning surface of fixed bed and then the temperature decreased slightly as the location was going upward from the surface of fixed bed in the combustion chamber. In case of heavy oil combustion, temperatures of lower and middle part of the combustion chamber where was jet flame of burner were both almost same and highest, and the temperature decreased more rapidly than rice husk combustion as the location was going upward in the combustion chamber.

◎ In the optimum operation conditions of rice husk combustion, burning ratio of rice husk was 96%, boiler efficiency was 83.6%, thermal efficiency of the system was 80.3%, overall energy efficiency was 78.7%. In case of heavy oil combustion, maximum overall energy efficiency of the system is 84.2%. That achieved the purpose of this study.

◎ Rice husk feeding equipment, ash collection equipment and dust collection equipment in flue gas consisted of the standard cyclone of 20 m^3/min capacity , of which perfomance was

evaluated as good as satisfactory.

◎ In the heavy oil combustion, combustion characteristics were influenced by vacuum pressure of the combustion chamber and the reason was considered as the amount of air supply differed according to the vacuum pressure of the combustion chamber.

◎ When rice husk and heavy oil was used simultaneously as fuel of system(combined combustion), the combustion characteristics showed intermediate characteristics between rice husk and heavy oil combustion. While overall energy efficiency of the system was rather lower than that in rice husk or heavy oil combustion.

◎ In the combined combustion of rice husk and heavy oil, combustion characteristics was good, but remnants were sticked to the wall of the combustion chamber. The reason was considered as the rice husk adhered to the remnants of heavy oil and was blown to the wall by the jet flame of the burner and burnt on the wall. In the rice husk or heavy oil combustion, there was little remnants on the wall of the combustion chamber, especially in case of combustion fueled by rice husk, there was no remnants on the wall.

◎ The flue gas of the rice husk combustion showed that the CO concentration was more and the SO_2 concentration was less than that of heavy oil combustion. NO_x concentration in the flue gas was very similar beteen rice husk and heavy oil

combustion. Under all conditions tested except sawdust fuel, concentrations of air pollution components in the flue gas were below the legal limits.

◎ Sawdust had about 15% more heating value than rice husk, while the ash content was 10% of the rice husk ash content. The amount of theoretical air was 1.5 times more than that of rice husk. The real density of sawdust was more than that of rice husk, so ignition characteristics was worse. But the any other combustion characteristics was as good as rice husk and a big particle of sawdust was burnt much longer than a rice husk particle. The fixed bed depth of sawdust combustion increased very slowly because of the very little ash content.

◎ The specifications of the hot water boiler systems fueled by rice husk and heavy oil, which could be used for 3,300 m^2 and 10,000 m^2 green house heating systems, were suggested. The design conditions of the suggested system was analyzed that the heat load of grate was 62-189 kg/m^2-h and the heat load of combustion chamber was 23-99 kg/m^3-h, retention time in the combustion chamber was about 1.4-5.0 hours and the combustion gas velocity in the combustion chamber was 0.4-1.4 m/s.

2. OPINION OF UTILIZING THE RESULTS

The opinion of utilizing the results of this study is summarized as follows:

The First Subsection: Development of the low-pollution heavy-oil (Bunker-C)-firing heating system for green houses.

It is thought that cooperating companies should be provided with the supporting fund to commercialize the retrench results and farmers need funds to purchase the commercialized products too.

The Second Subsection: Development of a hot water boiler system for green house using agricultural combustible residue and waste

The developed a full scale hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil has overall energy efficiency of about 79% in case of rice husk fuel and of about 84% in case of heavy oil fuel. The system also has operational automation equipment and the performance of the system is evaluated good. The developed hot water boiler system will be commercialized in conjunction with a private company participated in this study. The positive cooperation of the government will be needed.

CONTENTS(The first subsection)

Chapter 1. Introduction 3

Chapter 2. Heavy-oil firing space heater 7

Paragraph 1. Introduction 7
Paragraph 2. Performance test of hot air-supplying blower 8
Paragraph 3. Design and Manufacture of heavy-oil firing space heater 21
Paragraph 4. Drawings of heavy-oil firing space heater 42

Chapter 3. Heavy-oil firing boiler 45

Paragraph 1. Introduction 45
Paragraph 2. Design and Manufacture of heavy-oil firing boiler 46
Paragraph 3. Performance test of heavy-oil firing boiler 49
Paragraph 4. On-site experiment of heavy-oil firing boiler 54

Chapter 4. Thermal design technologies and program 66

Paragraph 1. Introduction 66
Paragraph 2. Thermal design technologies 67
Paragraph 3. Design program of heavy-oil firing space heater and boiler 78

Chapter 5. Low-pollutant heavy-oil combustion equipment 97

Paragraph 1. Introduction 97
Paragraph 2. Emulsified fuel production equipment and its performance evaluation 97
Paragraph 3. Evaluation of spraying performance of emulsified fuel 105
Paragraph 4. Evaluation of combustion performance of emulsified fuel 108

Chapter 6. Heavy-oil substituting technologies for light-oil firing heating facility 113

Paragraph 1. Introduction 113
Paragraph 2. Manual for heavy-oil substituting technologies 113

Chapter 7. Conclusion 114

References 120

CONTENTS(The second subsection)

Chapter 1. Introduction 125

Paragraph 1. Objective of the study 125

Paragraph 2. Scope of the study 127

Chapter 2. Literature Review 130

Paragraph 1. Physical and Chemical Characteristics of Rice Husk 130

Paragraph 2. Rice Husk Furnace 133

Paragraph 3. Hot Water Boiler System using Rice Husk 134

Paragraph 4. Incineration Technology 136

Chapter 3. Waste Resource Fuel for Green House Heating 141

Chapter 4. Hot Water Boiler System Fueled by Rice Husk and Heavy Oil 144

Paragraph 1. Materials and Methods 144

Paragraph 2. Results and Discussions 165

Chapter 5. Practical Model of Hot Water Boiler System Fueled by Rice Husk and Heavy Oil 219

Chapter 6. Conclusions 229

References 233

여 백

목　　차(제 1 세부과제)

제 1 장　서　　론 3

제 2 장　중유 온풍난방기 7

제 1 절　서 론 7

제 2 절　온풍난방기의 성능시험 8

제 3 절　중유용 온풍난방기 설계 · 제작 21

제 4 절　중유용 온풍난방기 제작도 작성 42

제 3 장　중유보일러 45

제 1 절　서 론 45

제 2 절　중유용 온수보일러의 설계 · 제작 46

제 3 절　중유용 온수보일러의 성능시험 49

제 4 절　중유 온수보일러의 산지시험 54

제 4 장　열설계 기술 및 열설계 프로그램 66

제 1 절　서 론 66

제 2 절　열설계 기술 67

제 3 절　중유 온풍난방기 및 온수보일러의 설계프로그램 78

제 5 장　저공해 중유연소장치 97

제 1 절　서 론 97

제 2 절　유화연료 제조장치 및 유화연료의 제조성능 평가 97

제 3 절　유화연료 분무성능 평가 105

제 4 절　유화연료의 연소성능평가 108

제 6 장　경유 난방설비의 중유대체 기술 113

제 1 절　서 론 113

제 2 절　중유대체 메뉴얼 113

제 7 장 결 론 114

참고문헌 120

목　　차(제 2 세부과제)

제 1 장　서　론 125
　제 1 절　연구개발의 목적 125
　제 2 절　연구개발의 내용 및 범위 127

제 2 장　문헌개요 130
　제 1 절　왕겨의 물리화학적 특성 130
　제 2 절　왕겨 연소로 133
　제 3 절　연소로 작동의 자동화 및 온수보일러 시스템 134
　제 4 절　소각기술 136

제 3 장　폐자원 온실 난방 연료 141

제 4 장　왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 144
　제 1 절　재료 및 방법 144
　　1. 실험재료 144
　　2. 시스템의 구성 150
　　3. 실험방법 159
　제 2 절　결과 및 고찰 165
　　1. 시스템의 제원분석 165
　　2. 시스템의 온도 특성 179
　　3. 연소로 작동의 자동화 191
　　4. 연소효율, 보일러 효율 및 시스템 효율 204
　　5. 배연가스 성분 분석 216

제 5 장　왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템의 실용화 모델 219

제 6 장　결론 및 요약 229

참고문헌 233

(제 1 세부과제)

여 백

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 개발의 목적

시설원예(유리온실, PVC 온실, 비닐온실)에서 난방을 위하여 온풍난방기나 보일러를 대부분 사용하고 있으며, 이 경우 연료로서 97년도 전반기까지는 대부분 경유를 이용하여 왔다. 그러나 농업용 경유의 면세가격이 지난 96년도에 약45%나 상승하였고, 97년도에도 약100%나 상승하여, 95년 말에 비해 2001년 현재의 연료비부담이 약3배로 폭등하였다. 경유가격이 매년 크게 상승함에 따라 온실농가의 경영부담 가중 및 소득감소 등으로 연료비절감 대책이 시급한 실정이다.

계속되는 난방비 상승으로 농가소득이 대폭적으로 감소하여, 현재 중부지방에서는 생산원가의 상승으로 말미암아 시설원예를 포기하는 사태가 발생하고 있다. 또한 시설원예 작물의 시판가격은 상당히 상승하여 소비자 물가상승에도 영향을 미칠 것으로 판단됨으로써 시설원예의 난방비 절감대책이 시급히 요구되고 있다.

원예시설 난방에 소비하는 연료 또한 거의 대부분이 수입 연료이고 매년 원예시설이 증가하고 있는 실정이므로 이 난방연료를 절약하고 또한 대체할 수 있는 기술 개발은 곧 외화를 절약하는 것이기 때문에 우리나라 경제회생에 큰 기여를 할 수 있을 것이다. 또한 외국으로부터 직수입되던 난방시스템 관련 기술이 국내에서 개발되고 국내 고유기술도 개발되면 관련 국내산업의 발전도 도모할 수 있어 일석이조가 될 수 있다.

벙커-C유(이하 중유)를 사용하는 산업용 열발생설비의 경우에는 대부분 그 규모가 크기 때문에 경험과 전문지식을 갖춘 전담 운전관리자를 선임하고 있으며, 이 운전관리자가 생산설비의 운전조건에 따라 열설비의 점

화와 소화를 담당함으로서 운전에 어려움이 없으며, 그 운전관리자에 의해 열설비의 효율관리가 이루어지기 때문에 비교적 안정적이고, 효율적인 운전관리가 가능하다. 그러나 시설원예를 위한 난방설비는 비교적 규모가 작아서 운전관리자를 선임할 수 없는 형편이기 때문에 전문지식이 없는 일반인이 쉽게 운전할 수 있는 시스템의 기술개발이 필요하다.

경유연료는 특별한 고려가 없이도 연료를 펌핑하는 것이 가능하지만, 중유는 상온에서 점도가 높아 연료펌프로 이송할 수 없기 때문에 중유탱크에서 버너에 이르는 연료공급계통에 효과적인 가열시스템이 필요하다. 난방설비가 정지 중에도 연료공급계통은 항상 가열되어 점화를 대기하고 있어야만 한다. 정지 중에 연료공급계통의 일부에서 중유가 냉각되어 50℃이하로 된다면, 점화가 정상적으로 작동될 수 없기 때문에 신뢰성 있고 효율적인 예열시스템이 필요하다. (산업용의 경우 2시간이상 정지시에는 일반적으로 운전관리자가 연료공급계통을 경유로 purge하며, 재가동시에는 경유로 점화한 후 중유로 바꾸어 운전을 행함)

중유는 경유에 비해 다량의 잔류탄소를 함유하고 있기 때문에 연소시에 카본 또는 분진(soot 또는 dust)의 배출량이 많아진다. 따라서 이 분진은 공해물질로써 대기오염을 유발할 뿐 아니라 시설원예의 시설물에 낙하하여 퇴적되는 경우에는 태양광의 투과율을 저하시킴으로서 시설원예작물의 성장에 악영향을 미치게 된다. 따라서 분진발생을 억제할 수 있는 저가의 저공해 연소시스템의 개발이 요구된다.

경유 난방기기의 경우 복제생산에 의존하던 기술수준을, 이제는 경험과 이론을 집약하여 효율적인 설비를 자체 설계할 수 있는 기술로 정립하고, 컴퓨터를 이용한 설계프로그램을 개발하여 시설원예용 난방기기의 국내기술을 향상시킬 필요가 있다.

현재의 경유보일러와 동일 수준의 노동력으로 난방설비를 유지관리할 수 있도록 하기 위하여 시설원예의 가동특성과 운전특성에 적합하면서도 보다 편리한 난방시스템의 개발이 필요하다. 또한 시설원예용으로 활용할 수 있도록 무인운전이 가능한 중유 난방기기의 안전성과 안정성, 취급 및 설치의 용이성 등을 고려한 시스템 개발이 필요하다.

제 2 절 연구개발의 내용 및 범위

1. 최종목표 및 내용

○ 경유용 난방기기의 중유 대체기술 개발

○ 중유 온풍난방기 시스템 개발

○ 중유 온수보일러 시스템 개발

▷ 연소효율 99.9% 이상, 시스템 열효율 87% 이상, 배기가스중의 분진농도 200mg/Nm^3 이하, CO농도 350ppm이하

2. 연차별 연구개발 목표 및 내용

구 분	연 구 개 발 목 표	연구개발 내용 및 범위
1차 년도 (1998)	○ 중유용 온풍난방기 기술개발 ○ 시설원예용 온풍난방기의 중유대체 기술	○ 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 용 온풍난방기 설계·제작 ○ 설계제작한 중유용 온풍난방기의 실험 ○ 경유용 온풍난방기기의 중유 대체기술 ○ 저공해의 중유연소장치 제작 ○ 중유 온풍기 설계프로그램 작성
2차 년도 (1999)	○ 중유 온풍난방기 설계프로그램 ○ 시설원예용 온수보일러의 중유대체 기술 ○ 중유용 온수보일러 설계기술	○ 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 용 온풍난방기의 현장 적용실험 ○ 중유 온풍난방기 설계프로그램 개발 ○ 600,000kcal/h급 중유용 온수보일러 계·제작 ○시설원예용 온수보일러의 중유대체 기술 검토 ○ 온수보일러 설계프로그램 작성
3차 년도 (2000)	○ 중유용 온수보일 기술개발 ○ 시설원예용 대형 중유 온수보일러 설계도 작성 ○ 설계 매뉴얼작성 ○ 저공해의 중유연소 기술개발	○ 600,000kcal/h급 중유용 온수보일러 시험 및 현장실험 ○ 온수보일러 설계프로그램개발 ○ 1,000,000~4,000,000kcal/h급 중유 보일러 설계 ○ 중유 온풍난방기 및 온수보일러의 설 프로그램 매뉴얼 작성 ○ 저공해의 중유연소장치개발 및 적응시험

제 2 장 중유 온풍난방기

제1절 서론

온풍난방기의 설계기술을 위하여 온풍난방기의 구조에 관한 자료 분석 및 열설계기술에 관한 자료를 분석하였다.

일반적으로 온풍난방기는 연소실에서 연소가 이루어진 후 연소가스가 연소실 후부에서 연관으로 유입된다. 연관군은 1-pass로 구성되는 경우도 있지만 일반적으로 2-pass로 구성이 된다. 참여기업인 신흥공업사에서 제작하여온 경유 온풍난방기의 경우도 연소실과 2-pass의 연관군으로 구성되어 있다. 이 경우 온풍용 공기를 공급하는 송풍기를 온풍난방기 상부에 장착하여 이 송풍기에서 온풍용 공기가 2차연관군을 거친 후 1차연관군을 지나서 연소통을 통과하여 온실에 공급되는 구조로 되어 있다.

온풍난방기의 특성을 분석하기 위하여 기존의 자료를 검토하였지만 설계에 직접적으로 활용할 수 있는 자료를 발견할 수가 없었다. 따라서 참여기업에서 제작하고 있는 기존의 경유 온풍난방기 200,000kcal/h급을 이용하여 온풍난방기의 구조분석과 전열실험을 통하여 전열특성을 파악하고, 이것을 이용하여 열설계 기술기준을 적용하여 특성실험을 실시하였으며, 이 결과를 종합하여 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기를 설계·제작하였다. 온풍난방기의 제작은 참여기업인 합명회사 신흥공업사에서 담당하였다.

설계제작한 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기를 이용하여 중유 온풍난방기의 특성실험을 실시하고, 250,000kcal/h급 중유 온풍난방기를 1999년 10월에 토마토를 재배하는 진천소재 비닐온실에 설치

하여 산지실험을 성공리에 수행하였다.

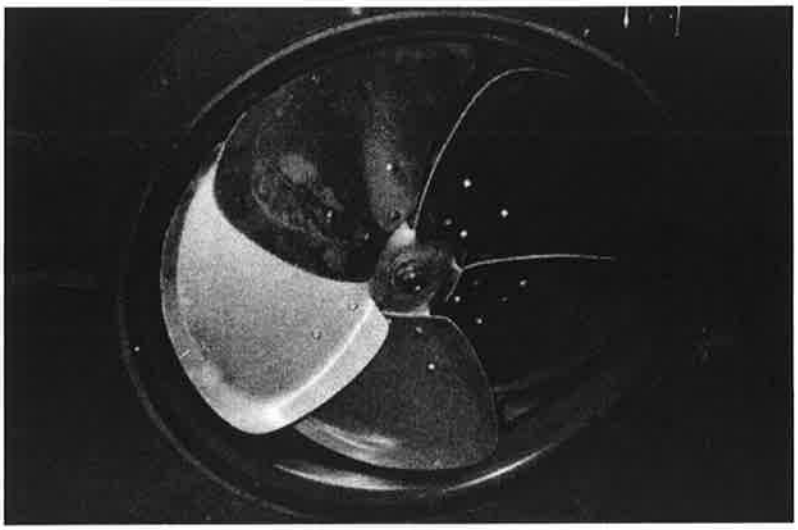
제2절 온풍난방기의 성능시험

전열특성을 파악하기 위하여 참여기업에서 제작하고 있는 기존의 경유 온풍난방기 200,000kcal/h급을 실험용 온풍난방기로 채택하여 온풍공급용 송풍기의 실험 및 전열실험을 실시하였다.

1. 온풍공급용 송풍기의 성능시험

가. 실험용 송풍기

온풍난방기의 상단에 설치되어 온풍을 공급하기 위하여 사용하고 있는 송풍기를 [그림 I-1]에 나타낸다.



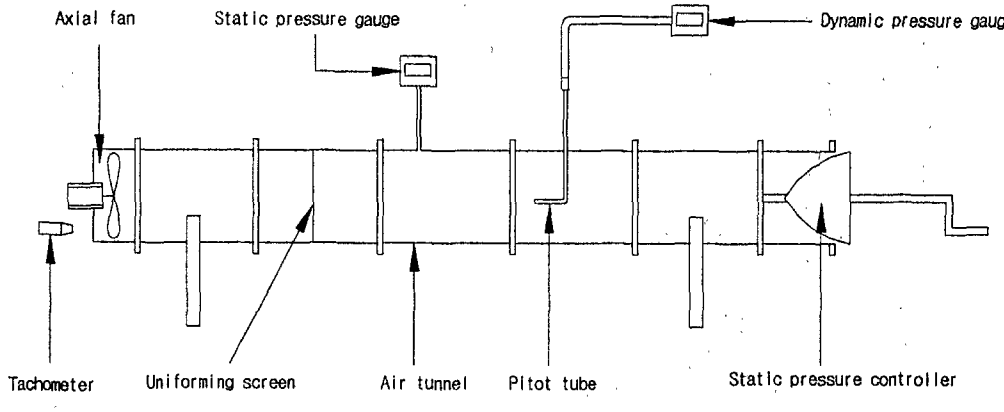
[그림 I-1] 온풍공급용 송풍기의 사진

이 송풍기는 축류형 송풍기로 참여기업인 신흥공업사 제품이다. 송풍기의 직경은 600mm, 날개매수는 5개, 상용회전수는 1,700rpm, 정격전류는

8.5A이다.

나. 온풍공급용 송풍기 실험장치 및 실험방법

[그림 I-2]는 본 연구에 사용된 시판용 온풍난방기에 장착되어 있는 온풍공급용 축류 송풍기(200H, 신흥기업사)성능 실험 장치의 개략도이다. [그림 I-3]은 성능시험을 위하여 사용한 실험장치에 온풍공급용 축류 송풍기를 장착하여 시험을 행하는 사진이다. 풍동의 직경 및 길이는 각각 560mm 및 6m이다.



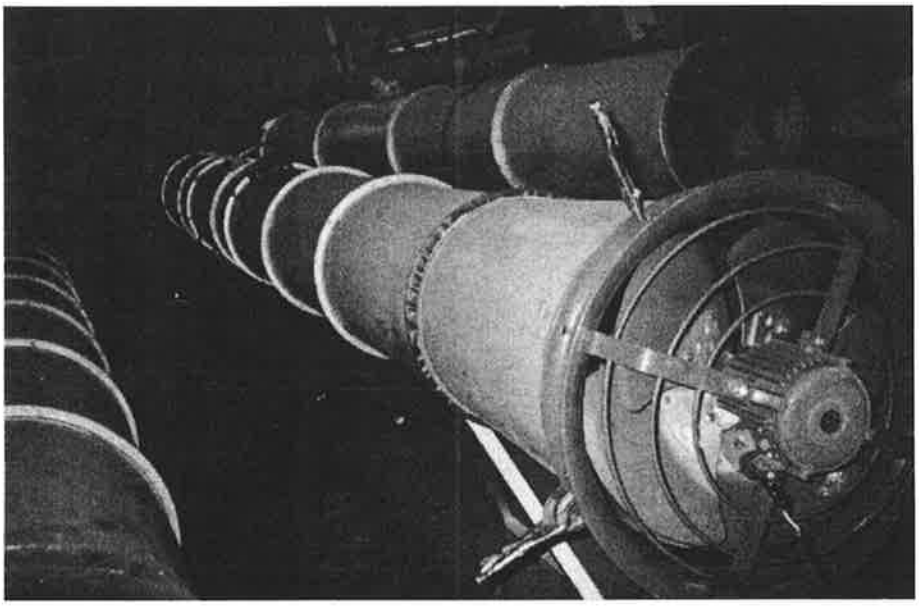
[그림 I-2] 송풍기 실험장치의 구성도

이 실험 장치는 송풍기, 풍동, 정류격자, 회전계, 정압계, 피토우관 및 정압조절기로 구성된다. 정압조절기는 송풍기의 토출압을 조절하고자 사용하였고, 소비 전력의 측정을 위하여 교류동력계(2433, Yokogawa)를 사용하였다. 디지털 마노메터(POP201, Okano Works Ltd)와 마노메터(8360-M, TSI)는 풍동내의 정압 변화와 피토우관의 동압을 측정하기 위

하여 각각 사용하였다. 회전계(DX-525A, 서림전자)는 송풍기 회전수(rpm)를 측정하기 위하여 사용하였다.

이 온풍공급용 송풍기에서 공급되는 풍량을 알 수 있어야만 실험결과를 분석할 수 있기 때문에 이 송풍기의 풍량특성을 시험하였다. 이 풍량은 토출압과 밀접한 관계가 있기 때문에 정압, 풍량, 회전수 등등을 변수로 하여 시험을 실시하였다.

온풍난방기에 장착될 온풍공급용 팬을 이 실험장치에 장착하여 KS B 6311 "송풍기의 시험 및 검사방법"에 준하여 성능시험을 실시하였다.



[그림 I-3] 송풍기 실험장치의 사진

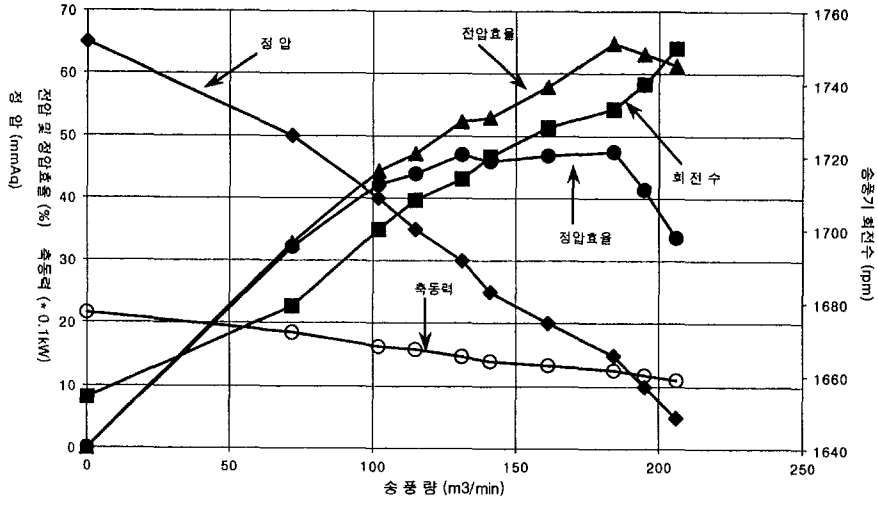
다. 온풍공급용 송풍기 실험결과

온풍난방기에 장착될 온풍공급용 송풍기를 [그림 I-2]와 [그림 I-3]의 실험장치에 장착하여 성능시험한 결과를 [그림 I-4]에 도시한다.

회전수와 송풍량의 관계는 거의 직선적인 관계를 갖고 있음을 알 수 있

대한민국국회도서관장서

다. 따라서 온풍난방기에 이 팬을 장착하는 경우 온풍공급용 송풍기의 회전수를 측정하면 쉽게 [그림 I-4]의 결과를 이용하여 온풍공급용 송풍기의 성능을 확인할 수 있다.



[그림 I-4] 온풍공급용 송풍기의 성능시험 결과

2. 실험용 온풍난방기 실험

가. 온풍난방기 실험장치 및 실험방법

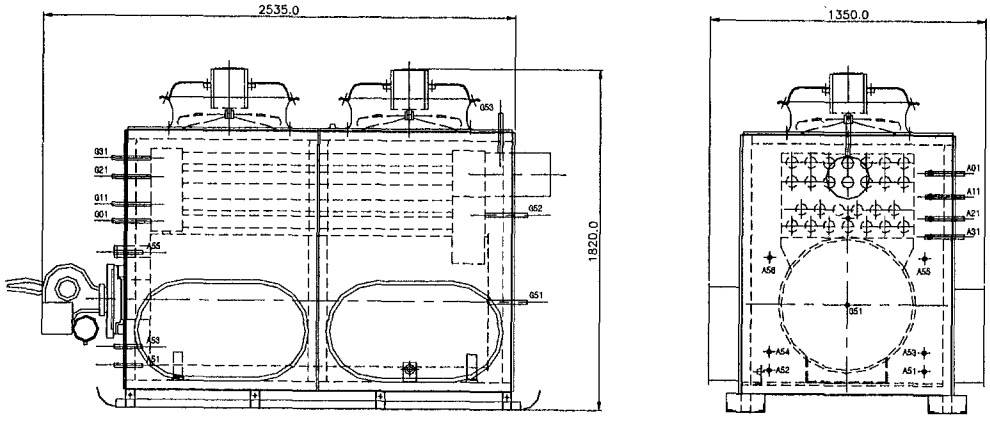
1) 온풍난방기 실험장치

온풍난방기의 열설계를 하기 위해서는 각 부에서의 전열특성을 파악하여야만 한다. 이 전열특성 파악을 위한 실제 온풍난방기에서 실험한 자료가 전무하기 때문에 온풍난방기 실험장치를 제작하여 기존의 온풍난방기를 대상으로 하여 실험을 하였다. 실험에 사용한 온풍기는 참여기업인 합명회사 신흥공업사에서 제작하여 시판하고 있는 경유 온풍난방기(SHAH-200H)로서 용량은 200,000 kcal/h이며, 주요사양을 <표 I-1>에 나타낸다. 또 이 실험용 온풍난방기의 개략적인 구조는 [그림 I-5]와 같다.

[그림 I-6]은 온풍난방기 성능실험을 위하여 구성한 장치의 개략도이고, [그림 I-7]은 이 실험장치의 사진이다. 이 실험장치는 난방기, 연료탱크, 두 개의 온풍공급용 송풍기, 버너, 연소가스온도 기록계 (HR-1300, Yokogawa), 배기가스 분석기 (Utramat23, Siemens), 공기온도 기록계 (3088, Yokogawa), Dust sampler(Bacharach, True-Spot) 및 온도 측정용 열전대 (K-type, Woojin)등으로 구성된다.

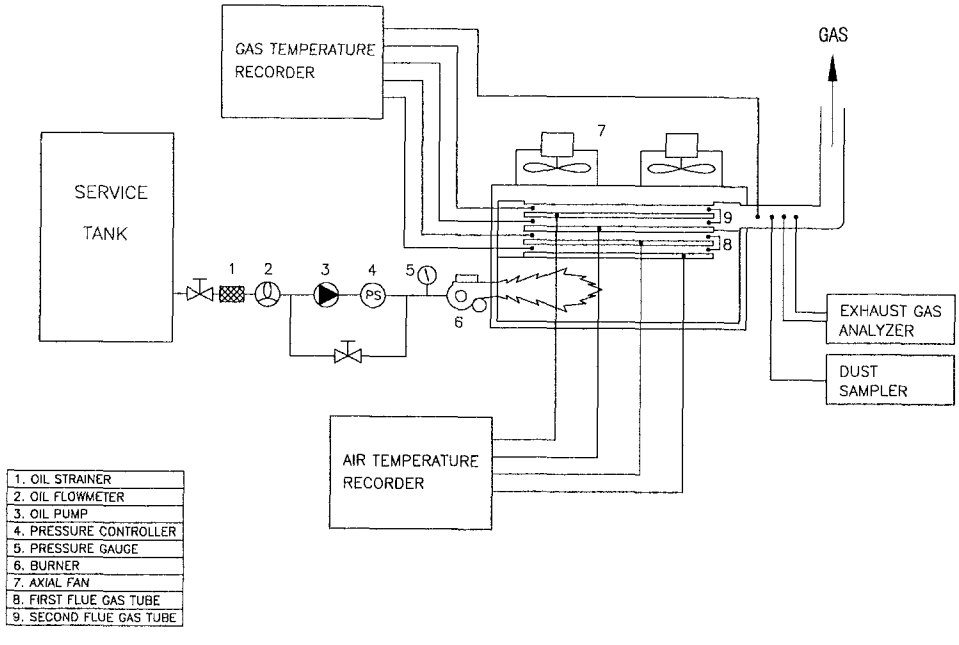
<표 I-1> 실험용 온풍난방기 주요사양

구 분			단 위	사 양
난 방 능 력			kcal/h	200,000
연 료 소 비 량			ℓ/h	25.3
열 효 율			%	87.0
열교환기	규 격 (L×W×H)		mm	1,957×700×1,212
	연소실	직 경	mm	700
		길 이	mm	1,800
		체 적	m^3	0.693
		단 면 적	m^2	0.3848
	열교환	직 경	mm	63.5
		길 이	mm	1,420
		총단면적	m^2	0.04
		갯 수		27
버 너		노 즐	G/h	3.75
		히터용량	kW	3
		분 사 압	kgf/cm^2	22

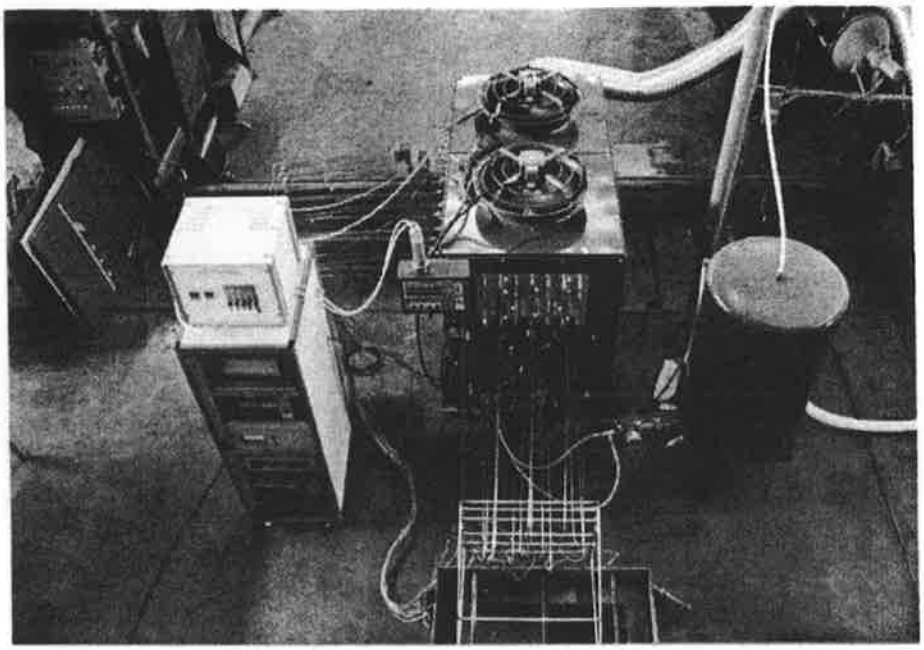


Side view　　Rear view

[그림 I-5] 실험용 온풍난방기의 구조도



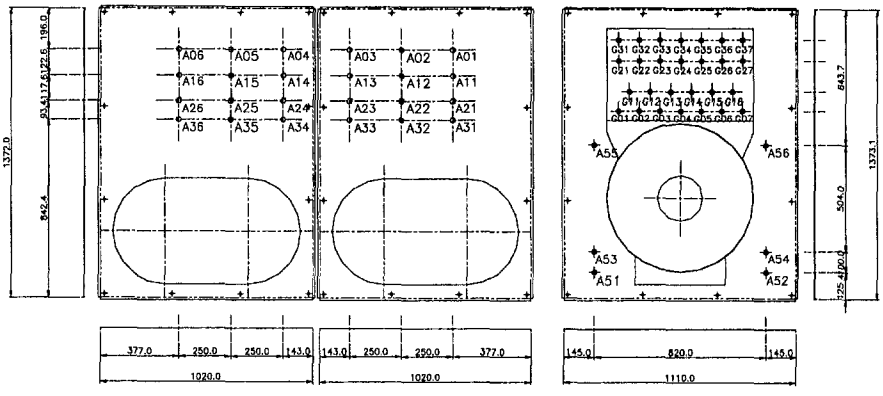
[그림 I-6] 온풍난방기 실험장치의 구성도



[그림 I-7] 온풍난방기 실험장치의 사진

2) 온풍난방기 실험방법

온풍난방기의 전열특성 분석을 위하여 온도probe를 [그림 I-8]과 같이 설치하였다. 온풍난방기의 가스측의 온도변화를 측정하기 위하여 연소실 후단(G51), 1차연관 입구(G52), 1차연관 출구, 2차연관 출구(G53)에 k-type 열전대를 각각 설치하였다. 또한 연관에서의 전열특성을 파악하기 위해 모든 연관내부에 $^{\phi}$8mm×^{L}2,000mm의 k-type 열전대(G01~G37)를 설치하고 이 온도probe를 10mm 간격으로 이송하며 온도분포를 측정하였다. 공기측의 온도변화를 측정하기 위하여 1차연관 출구(A01~A08), 1차연관 사이(A11~A18), 2차연관 출구(A21~A28), 2차연관 입구(A31~A38)에 k-type 열전대를 32개 설치하였다. 또한 버너의 측면에도 6개의 k-type 열전대(A51~A56)를 설치하여 공기온도의 대칭성을 파악할 수 있도록 하였다. 연료는 난방유와 벙커-C유를 사용하였다.



A01-A56 : Air temp. probe　　G01-G37 : Gas temp. probe

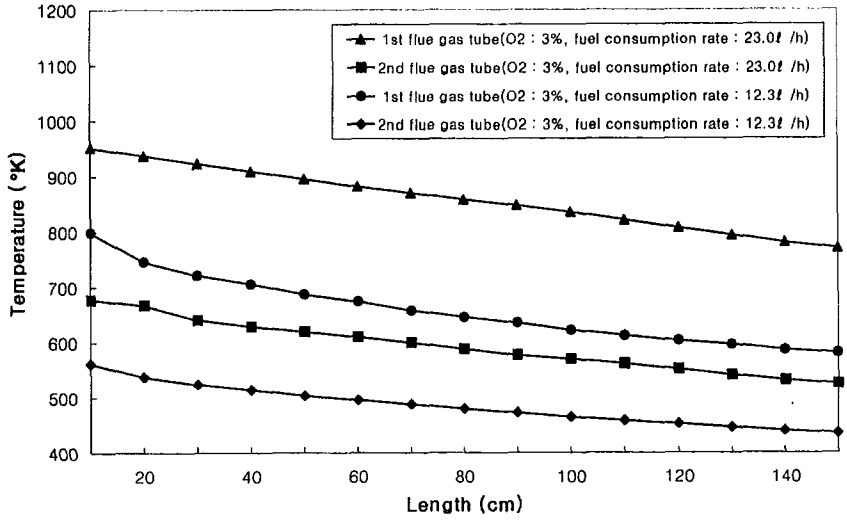
[그림 I-8] 온풍난방기의 probe설치 위치

나. 온풍난방기 실험결과

난방유를 사용한 경우 온풍난방기의 연관에서의 온도분포를 측정한 결과를 [그림 I-9]에 도시한다.

배기가스중 산소 농도가 3%이고 연료소비량을 23 *l/h* 및 12.3 *l/h*로 하였을 때 온풍 난방기의 1차 및 2차 연관 내부의 온도 분포를 [그림 I-9]에 나타냈다. 고부하(23 *l/h*) 및 저부하(12.3 *l/h*)운전시 1차 및 2차 연관 내부의 온도 분포는 연관 길이에 반비례하여 선형적으로 감소하는 경향을 나타냈다. <표 I-2>는 회귀분석을 이용한 연료소비량별 1차 및 2차 연관내부의 온도 분포의 회귀 방정식의 매개 변수를 나타내고 있다.

연료소비량이 23 *l/h*일 때 1차 및 2차 연관 입구 내부의 온도는 각각 약 680℃ 및 400℃로 나타났으며 1차 및 2차 연관 출구 내부의 온도는 각각 500℃ 및 250℃로 나타났다. 한편, 연료소비량이 12.3 *l/h*일 때 1차 및 2차 연관 입구 내부의 온도는 각각 약 530℃ 및 290℃로 나타났으며 1차 및 2차 연관 출구 내부의 온도는 각각 약 300℃ 및 160℃로 나타났다.



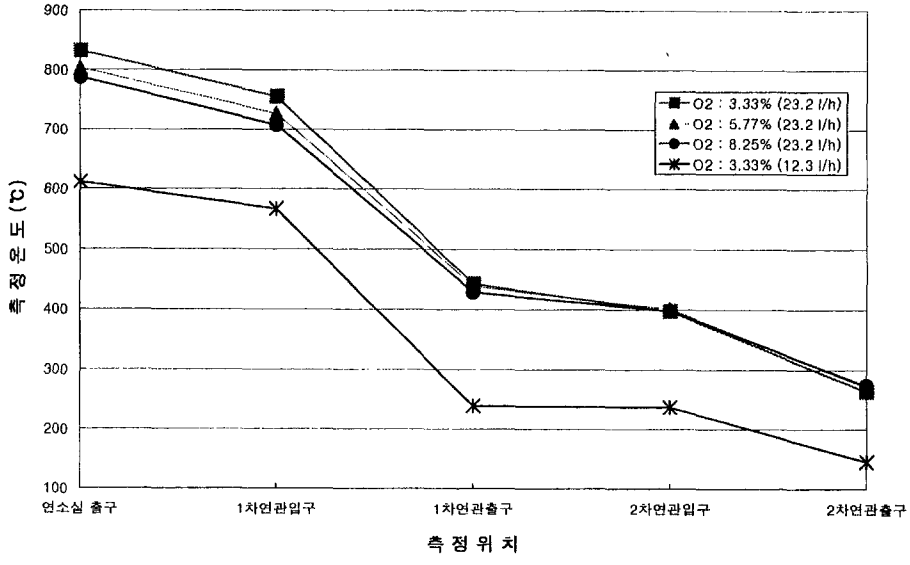
[그림 I-9] 난방유 연소시 온풍난방기에서의 온도분포

<표 I-2> 연관내 온도분포의 회귀함수

	Parameter	Parameter estimates	Standard error	R^2
1st flue gas tube (23.2 l/h)	a	-1.29	0.016	0.999
	b	689.14	0.966	
2nd flue gas tube (23.2 l/h)	a	-1.06	0.035	0.986
	b	404.20	3.226	
1st flue gas tube (12.3 l/h)	a	-1.38	0.097	0.940
	b	495.68	8.789	
2nd flue gas tube (12.3 l/h)	a	-0.83	0.042	0.968
	b	278.48	3.800	

[그림 I-10]은 난방기내에서 배기가스의 산소(O_2) 농도(3.33%, 5.77%, 8.25%), 연료소비량(23.2 *l/h*, 12.3 *l/h*) 및 위치(연소실 출구, 1차 연관 입구 및 출구, 2차 연관 입구 및 출구)에 따른 연소 가스의 온도 분포를 나타낸다. 연료소비량이 23.3 *l/h*인 경우 연소실 출구에서의 연소 가스 온도는 배기가스중 산소 농도에 따라 약간의 차이는 있으나 전반적으로 약 800℃ 정도를 나타내고, 1차 연관 입구에서의 온도는 700~770℃를 나타내고 있

다. 또한 1차 연관 입구와 출구에서의 연소 가스 온도를 비교한 결과 1차 연관 내에서 연소 가스 온도가 약 300℃ 강하하는 것으로 나타났다. 2차 연관 입구에서의 연소 가스 온도는 전반적으로 약 400℃를 나타내고 있으며 출구에서의 온도는 270℃로 배기가스가 배출되는 것으로 나타났다.

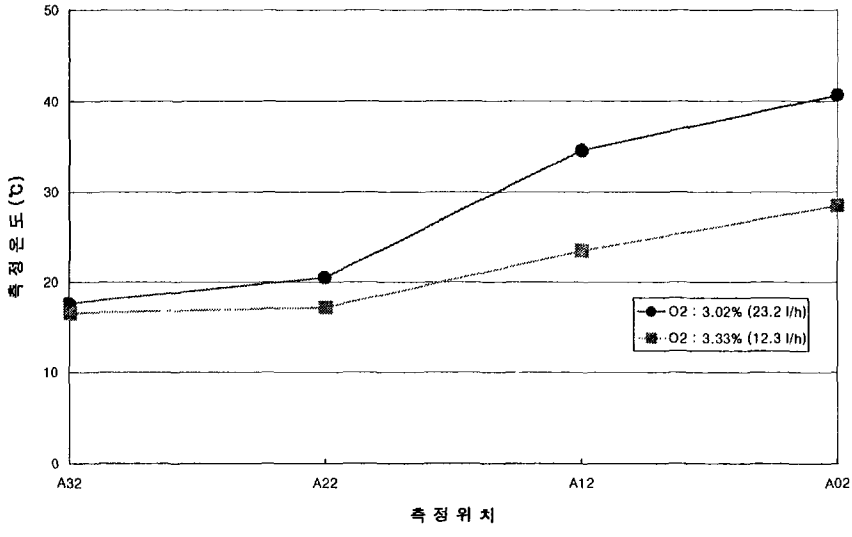


[그림 I-10] 난방유 연소시 연소가스의 위치별 온도분포

연소실 출구 또는 1차 연관입구에서 연소가스온도는 배기가스중의 산소 농도가 3.33%일 때 가장 높고, 산소 농도가 8.25%일 때 가장 낮은 것으로 나타났으나, 2차 연관 출구에서의 연소 가스 온도는 배기가스중 산소 농도가 3.33%일 때 가장 낮고 산소 농도가 8.25%일 때 가장 높은 것으로 나타났다. 이와 같이 대류 전열부에서 연소 가스 온도가 배기가스중 산소 농도의 변화에 따라 반전되는 것은 대류전열 효과인 것으로 판단된다. 위와 같이 온풍 난방기를 저공기비로 운전하면 과잉공기의 감소로 인한 에너지 절약뿐만 아니라 최종 배기 가스 온도도 낮아져 시스템 효율이 상승되는 것을 알 수 있다.

부분 부하 운전 성능을 실험하기 위하여 연료소비량을 12.3 *l/h*로 분사하였을 경우 각 위치에서의 온도 분포는 연료소비량을 23.3 *l/h*로 분사하였을 때와 매우 유사한 경향을 나타냈으며, 연소실 출구 및 2차 연관 출구에서 각각 온도가 약 200℃ 및 150℃ 낮은 것으로 나타났다.

온풍용 공기의 온도분포를 측정한 결과를 [그림 I-11]에 도시한다.

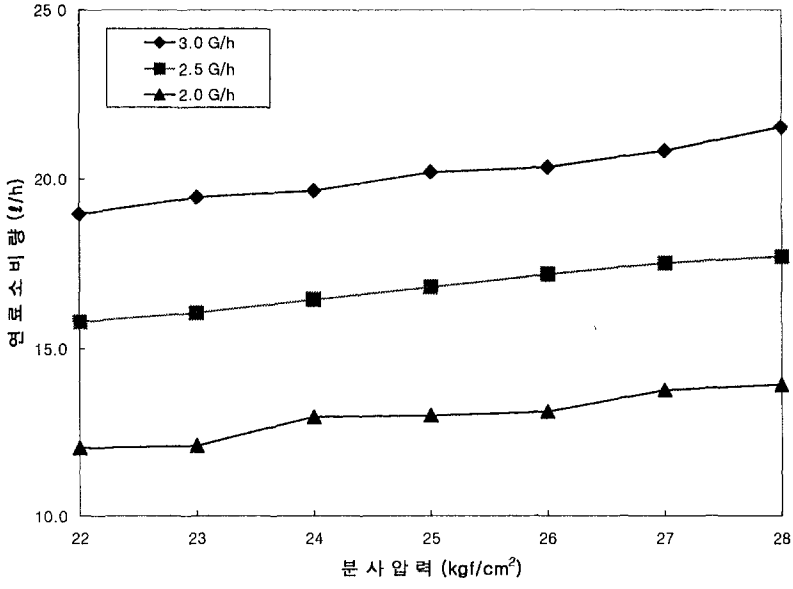


[그림 I-11] 온풍의 온도변화

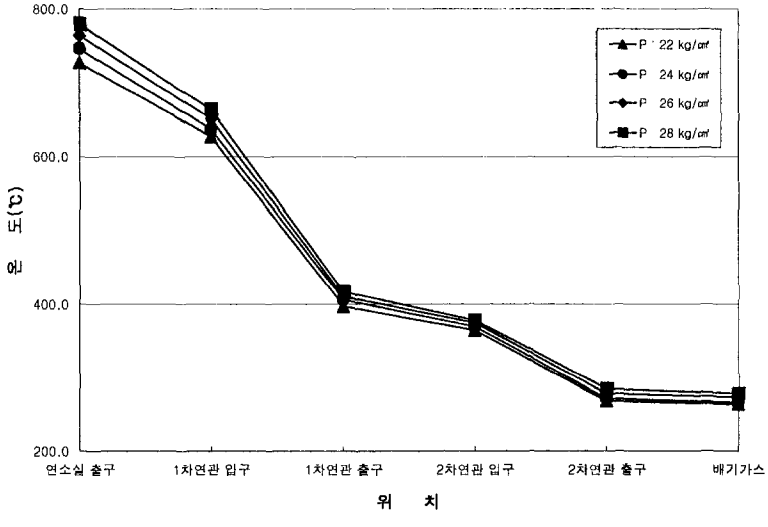
벙커-C유를 연소한 경우 측정결과를 [그림 I-12]~[그림 I-15]에 도시한다.

[그림 I-12]는 중유 연소시 분사압력의 변화에 따른 연료소비량을 측정한 결과이다. 분사압력에 따라 거의 선형적으로 연료소비량이 증대되는 것을 알 수 있다.

[그림 I-13]은 3.0 G/h 노즐을 사용하여 중유 연소시 분사압력에 따른 각부의 온도변화를 측정한 결과이다. 분사압력의 증가에 따라 연료유량이 증가함으로서 각부의 온도도 상승됨을 알 수 있다.

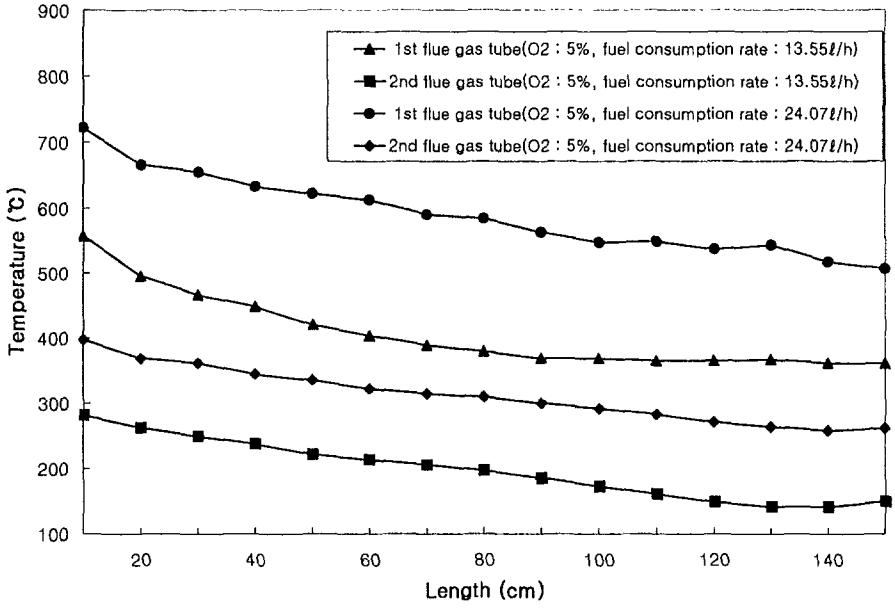


[그림 I-12] 벙커-C유 연소시 유압에 따른 연료분사량

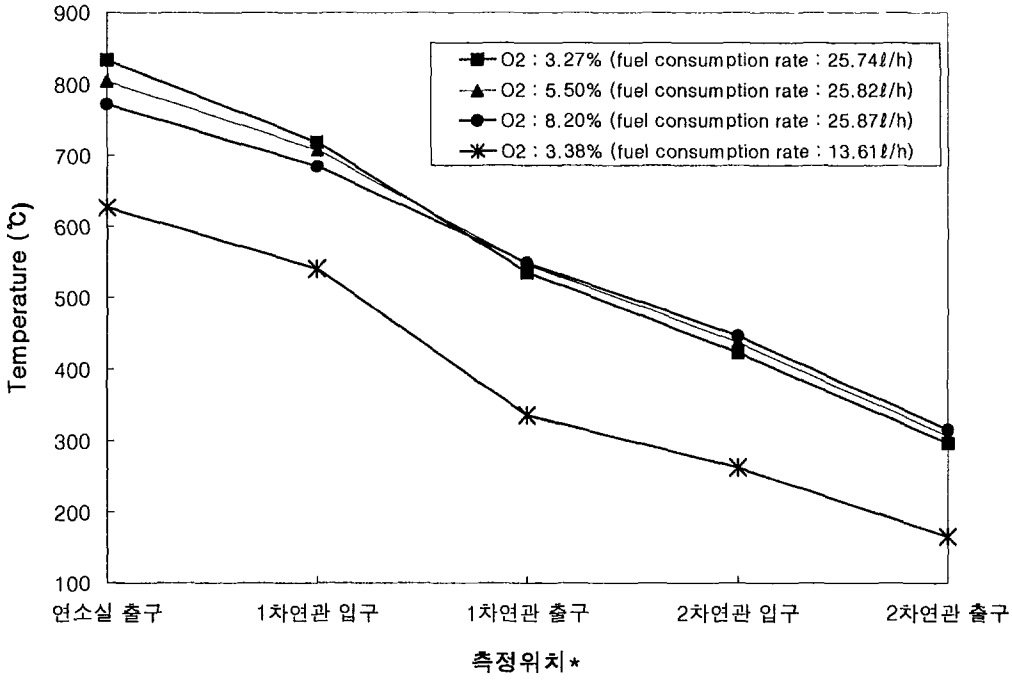


[그림 I-13] 분사압력에 따른 연소가스 온도변화 (3.0 G/h)

[그림 I-14]는 중유연소 시에 온풍난방기의 연관부에서 온도분포를 측정한 결과이며, [그림 I-15]는 중유연소 시에 각 위치에서 측정한 연소가스 온도를 나타낸다.



[그림 I-14] 벙커-C유 연소시 온풍난방기에서의 온도분포



[그림 I-15] 벙커-C유 연소시 연소가스의 위치별 온도분포

제3절 중유용 온풍난방기 설계 · 제작

1. 온풍난방기의 설계 · 제작

온풍난방기의 자료를 종합분석하고 전열특성실험 결과를 토대로 하여 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 중유 온풍난방기의 기본설계를 하였다. 그 주요 사양을 <표 I-3>에 나타낸다. 또한 그 설계에 따라 작성한 250,000 kcal/h와 300,000 kcal/h 중유 온풍난방기의 구조도를 [그림 I-16]과 [그림 I-17]에 도시한다. 본 연구를 위하여 설계제작한 250,000kcal/h와 300,000kcal/h 중유 온풍난방기의 설계는 주관연구기관에서 담당하고, 제작은 참여기업인 합명회사 신흥공업사에서 담당하였다.

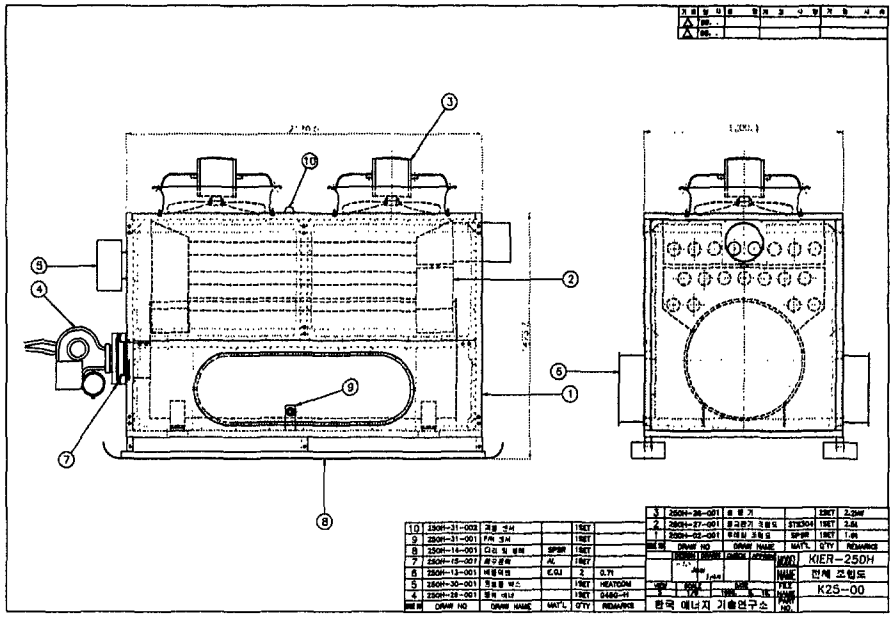
250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 중유 온풍난방기에 사용하는 버너는 참여기업인 합명회사 신흥공업사의 자회사인 (주)신흥콘트롤에서 개발한 중유버너를 사용하였다. 그러나 (주)신흥콘트롤도 C-중유 연소시험로를 완비하고 있지 못하여 개발이 다소 미진한 상태에서 시제기 온풍난방기에 장착하였다. 따라서 중유버너의 부품을 몇 번 교체하고 난 후에 버너의 연소상태가 안정되었다.

또한 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 중유 온풍난방기에 사용하는 온풍공급용 송풍기도 참여기업인 합명회사 신흥공업사에서 처음 제작한 것으로서 이것도 몇 번의 보완을 통하여 안정적인 송풍기로서 역할을 할 수 있게 되었다.

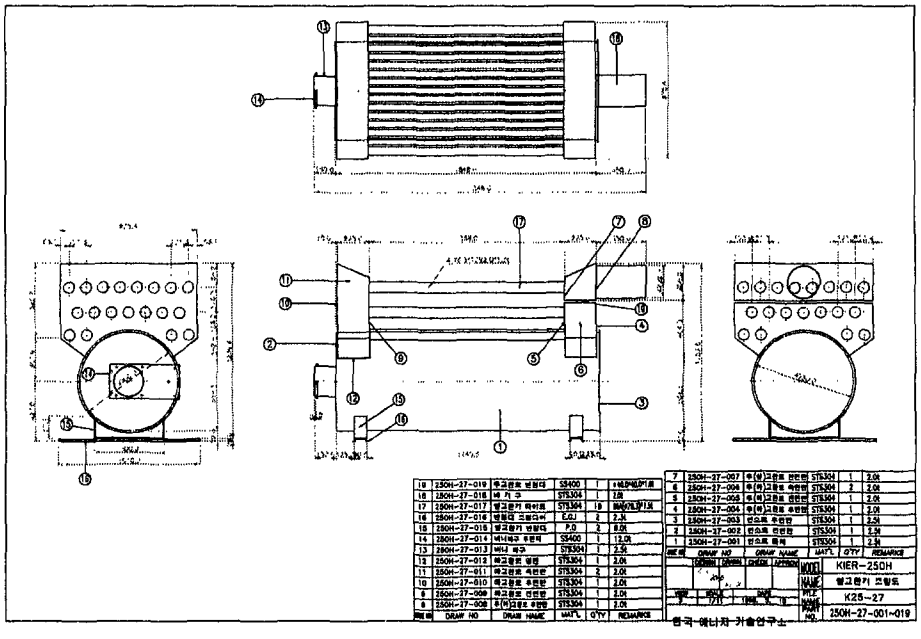
전술한 부품들에 대한 몇 번의 시행착오 후에 <표 I-3>의 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 중유 온풍난방기는 제작이 완료될 수 있었다.

<표 I-3> 중유 온풍난방기의 기본설계 결과

구 분			단 위	25만	30만	
본체규격(L×W×H)			mm	2158×1726×1576	2488×1726×1616	
난 방 능 력			kcal/h	250,000	300,000	
연 료 소 비 량			ℓ/h	29.63	36.15	
소 비 전 력			kW	13.5	15	
사 용 전 압			V	삼상 380/220	삼상 380/220	
열 효 율			%	87.0	87.0	
열교환기	규격(L×W×H)		mm	2350×975×1240	2678×975×1291	
	연소실	직 경	mm	700	760	
		길 이	mm	1868	2200	
		체 적	m^3	0.720	0.984	
		단 면 적	m^2	0.379	0.447	
		재 질	-	STS 304	STS 304	
		두 께	mm	2.5	3.0	
	열교환파이프	직 경	mm	76.3	76.3	
		길 이	mm	1388	1720	
		총단면적	m^2	0.732	0.084	
		갯 수	-	19	20	
		재 질	-	STS 304	STS 304	
		두 께	mm	1.5	1.5	
버 너	노 즐		G/h	4.5	5.5	1단 : 3.5 2단 : 2.0
	히터용량		kW	3.0	4.5	
	분 사 압		kgf/cm^2	26	25	
송풍기	풍 량		m^3/min	450	500	
	정 압		mmAq	25	25	

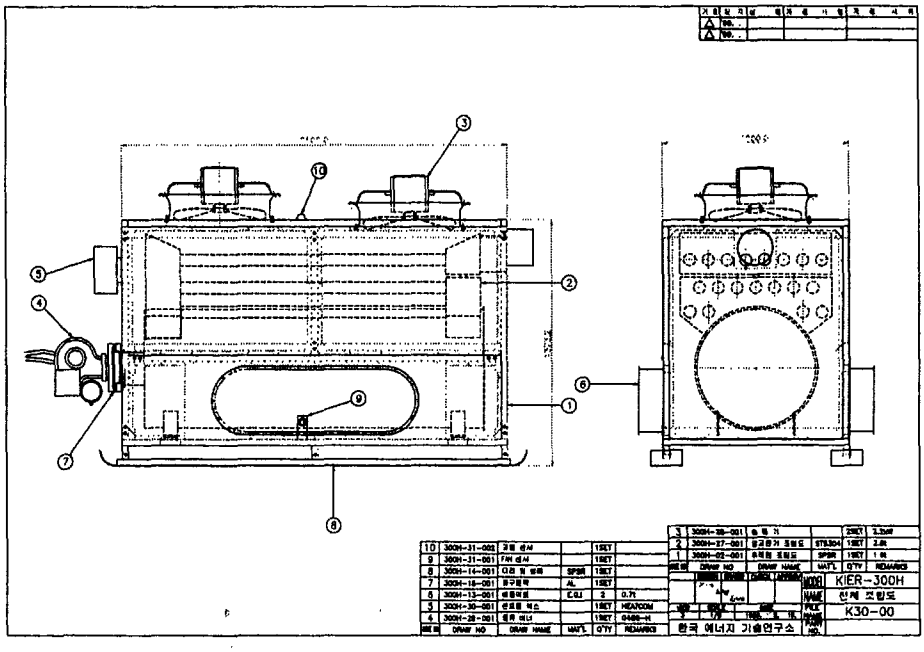


(a) 250,000 kcal/h 중유 온풍난방기 전체 조립도

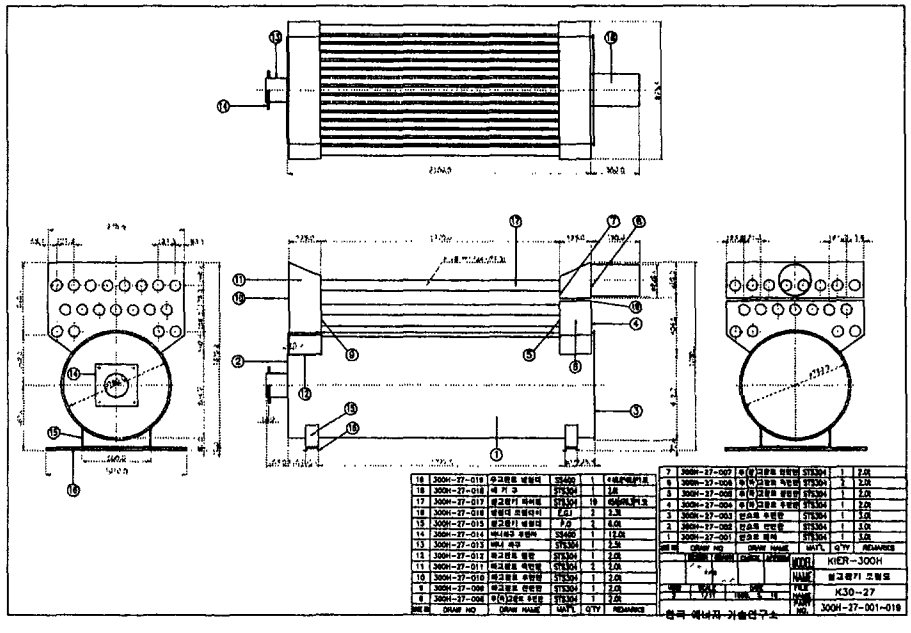


(b) 250,000 kcal/h 중유 온풍난방기 열교환기 조립도

[그림 I-16] 250,000 kcal/h 중유 온풍난방기의 구조도



(a) 300,000 kcal/h 중유 온풍난방기 전체 조립도



(b) 300,000 kcal/h 중유 온풍난방기 열교환기 조립도

[그림 I-17] 300,000 kcal/h 중유 온풍난방기의 구조도

2. 중유 온풍난방기의 성능실험

가. 실험방법 및 실험방법

경유 온풍난방기 실험에 사용한 [그림 I-6]과 [그림 I-7]의 온풍난방기 실험장치와 동일하게 중유 온풍난방기 실험장치를 구성하여 성능시험을 실시하였다.

중유 온풍난방기에 사용한 중유버너는 참여기업인 신흥공업사의 자회사인 신흥콘트롤사 제품으로써 본 연구의 중유 온풍난방기를 위하여 특별히 설계제작한 제품이다. 따라서 중유버너의 현장적응 능력을 검토하여야만 하기 때문에 버너의 노즐과 분사유압을 변화시키며 실험을 실시하였다.

250,000 kcal/h급의 중유 온풍난방기에는 3.75 G/h의 노즐과 4.5 G/h 노즐을 장착하여 성능실험을 실시하였으며, 300,000 kcal/h급의 중유난방기에는 4.5G/h 노즐, 5.0G/h 노즐, 그리고 6.0G/h 노즐을 장착하여 성능실험을 실시하였다. 또한 연료의 분사압력은 22~28 kg/cm^{2}의 압력범위를 1 kg/cm^2 단위로 변화시키며 실험을 실시하였다.

또한 중유 온풍난방기의 경우에는 현장여건에 따라 경유를 사용하는 경우도 고려하여야만 하기 때문에 중유를 사용한 실험과 더불어 경유 사용한 실험도 실시하였다.

나. 성능실험 결과

[그림 I-18]과 [그림 I-19]에 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 온풍난방기의 성능실험 결과를 도시한다.

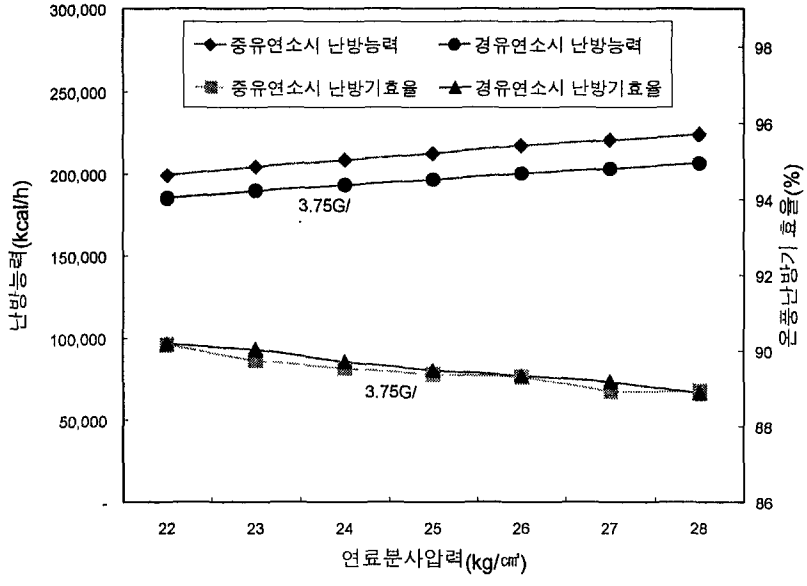
[그림 I-18]에 도시한 250,000 kcal/h급의 경우 3.75G/h의 노즐은 분사압력의 변화에도 불구하고 실험압력 범위에서 중유연소량이 22.7~26.0

kg/h이었고, 설계용량 250,000 kcal/h를 낼 수가 없었기 때문에 부적합하였다. 그러나 4.5G/h의 노즐의 경우에는 중유연소량이 27.5~30.5 kg/h이었고, 25 kg/cm^2 이상의 분사압력에서는 설계용량 250,000 kcal/h를 달성할 수 있었다. 따라서 이 온풍난방기의 경우 분사압력이 25 kg/cm^2 이상이어야 함을 알 수 있었다.

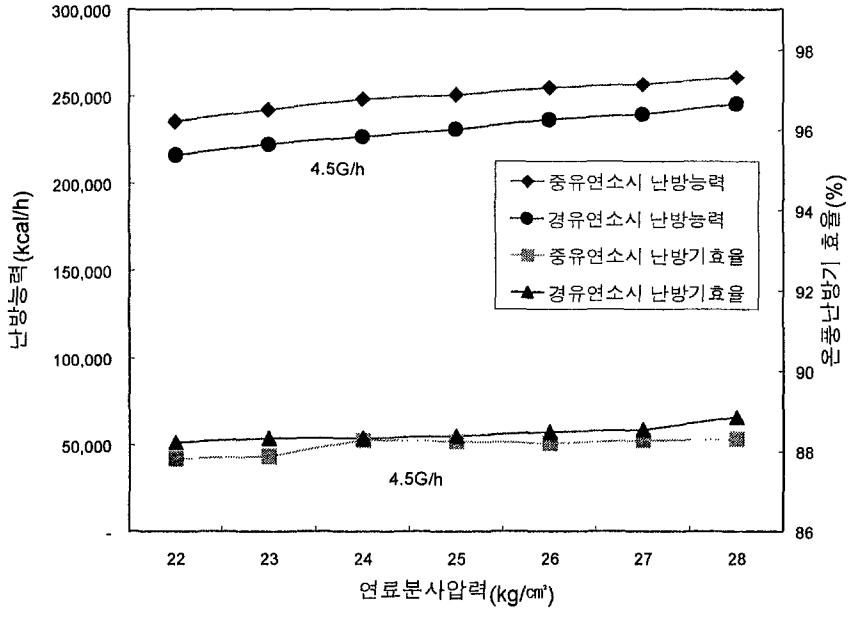
300,000 kcal/h급의 경우 4.5G/h의 노즐은 분사압력의 변화에도 불구하고 실험압력 범위에서 중유연소량이 28.5~32.0 kg/h였고, 설계용량 300,000 kcal/h를 낼 수가 없었기 때문에 부적합하였다. [그림 I-19](a)의 5.0G/h 노즐의 경우에는 중유연소량이 22.8~37.4 kg/h였고, 25 kg/cm^2 이상의 분사압력에서는 설계용량 300,000 kcal/h를 달성할 수 있었다. 또 [그림 I-19](b)의 6.0G/h 노즐의 경우에는 중유연소량이 36.6~40.3 kg/h였고, 22 kg/cm^2 이상의 분사압력에서는 설계용량 300,000 kcal/h를 달성할 수 있었다. 따라서 이 300,000 kcal/h 온풍난방기의 경우 5.0G/h 노즐을 사용하고 분사압력을 25 kg/cm^2 이상으로 하는 것이 적합함을 알 수 있었다.

250,000 kcal/h급의 경우 4.5G/h 노즐을 사용하고 분사압력을 24 kg/cm^2 이상으로 하는 경우에는 설계효율 88%의 효율이 달성되었으며, 300,000 kcal/h급의 경우 5.0G/h 노즐을 사용하고 분사압력을 25 kg/cm^2 이상으로 운전하는 경우에도 88%의 효율이 달성되었다.

중유 온풍난방기에 경유를 연료로 사용하는 경우에는 난방능력이 약 10% 정도 감소되는 것을 [그림 I-18]과 [그림 I-19]에서 알 수 있다. 이것은 버너에서 분사되는 연료의 체적유량은 중유의 경우나 경유의 경우가 비슷하지만 경유의 비중이 중유에 비해 약 10%정도 작기 때문인 것으로 판단된다.

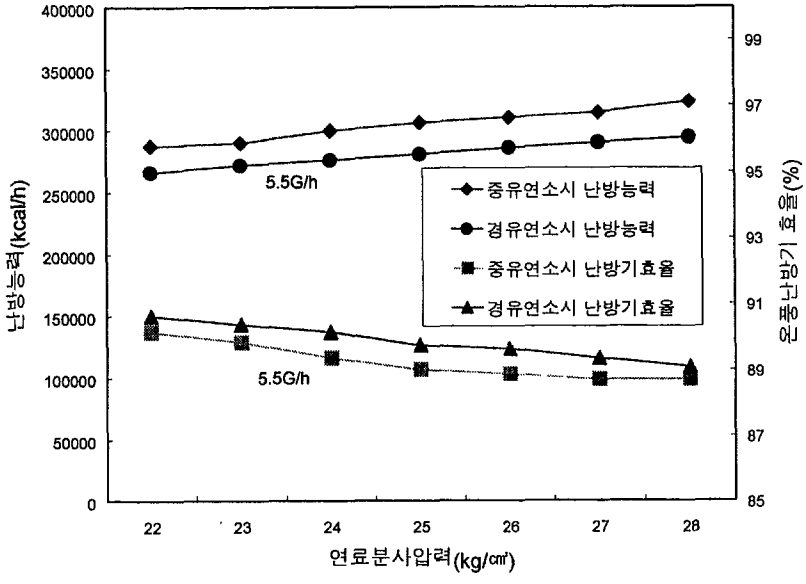


(a) 3.75G/h 노즐의 경우

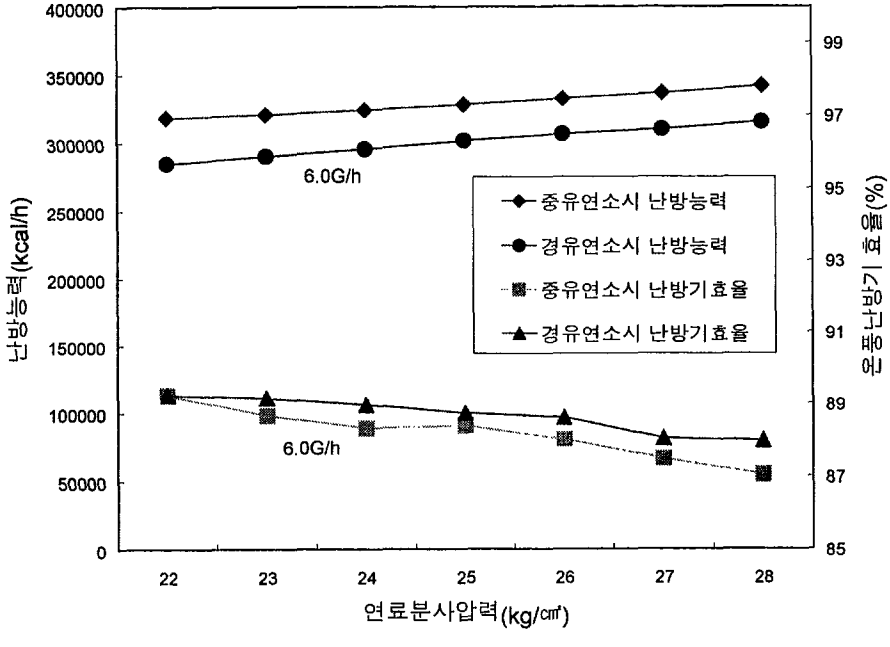


(b) 4.5G/h 노즐의 경우

[그림 I-18] 250,000 kcal/h 온풍난방기의 성능시험 결과



(a) 5.5G/h 노즐의 경우



(b) 6.0G/h 노즐의 경우

[그림 I-19] 300,000 kcal/h 온풍난방기의 성능시험 결과

[그림 I-18}과 [그림 I-19]에서 분사압력이 증가할수록 온풍난방기의 효율이 저하하는 이유는 분사압력이 증가할수록 온풍난방기에 투입된 연료량이 많아져서 배기가스온도가 높아지기 때문이다. ([그림 I-22] 참조)

3. 중유 온풍난방기의 특성실험

가. 실험방법 및 실험방법

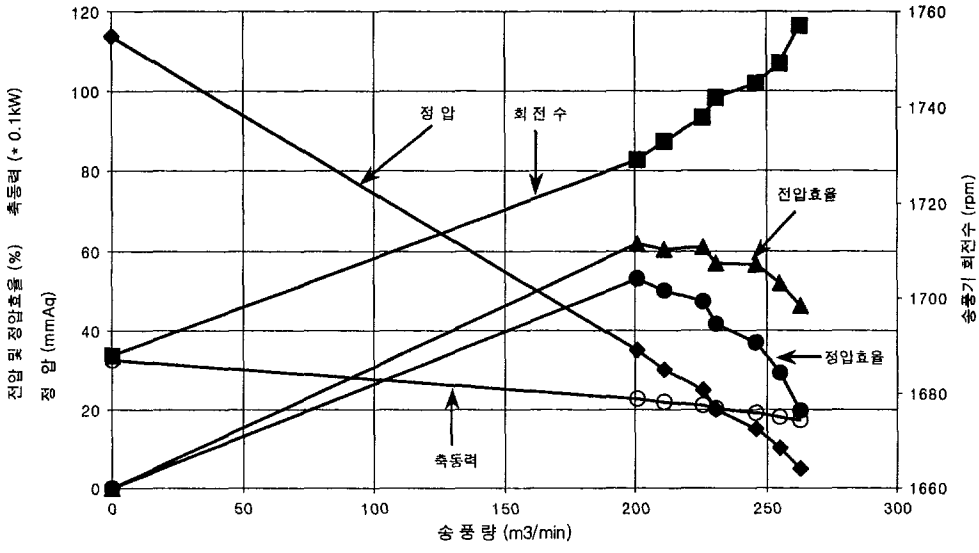
250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 온풍난방기에 장착된 온풍공급용 송풍기를 [그림 I-2]와 [그림 I-3]의 실험장치에 장착하여 온풍공급용 송풍기의 성능시험을 실시하였다.

온풍난방기의 열설계를 하기 위한 전열특성을 파악하기 위하여 [그림 I-6]과 [그림 I-7]의 온풍난방기 특성실험을 실시하였다. 이 실험장치는 난방기, 중유 및 경유 연료탱크, 두 개의 온풍공급용 송풍기, 버너, 연소가스온도 기록계 (HR-1300, Yokogawa), 배기가스 분석기 (Utramat23, Siemens), 공기온도 기록계(3088, Yokogawa), Dust sampler(Bacharach, True-Spot) 및 온도 측정용 열전대 (K-type, Woojin)등으로 구성된다.

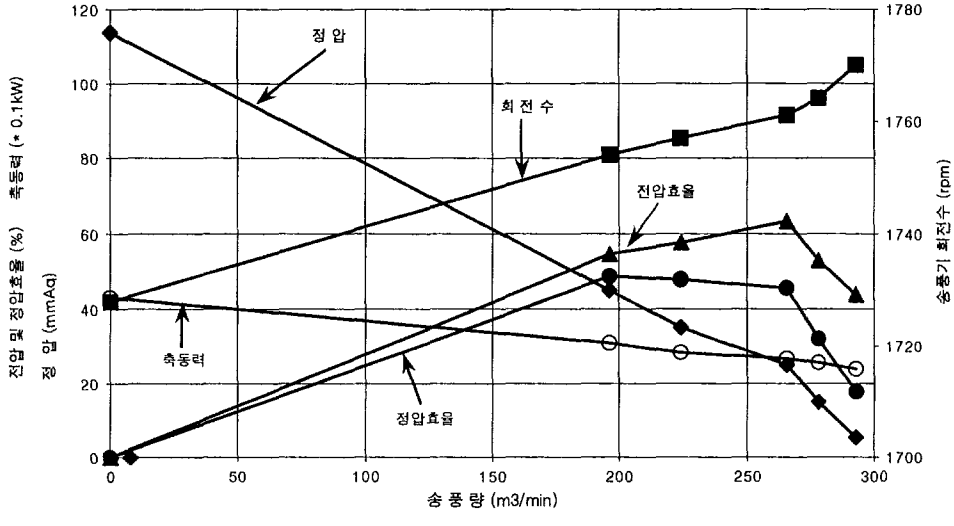
250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 온풍난방기에 각각 4.5G/h 노즐과 5.5G/h 노즐을 사용하였다.

나. 실험결과

250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 온풍난방기에 장착된 온풍공급용 송풍기의 특성시험 결과를 [그림 I-20]에 도시한다. 250,000 kcal/h의 송풍기는 최대풍량이 260m^3/min 정도이고, 300,000 kcal/h의 송풍기는 최대풍량이 295m^3/min 정도이었다.



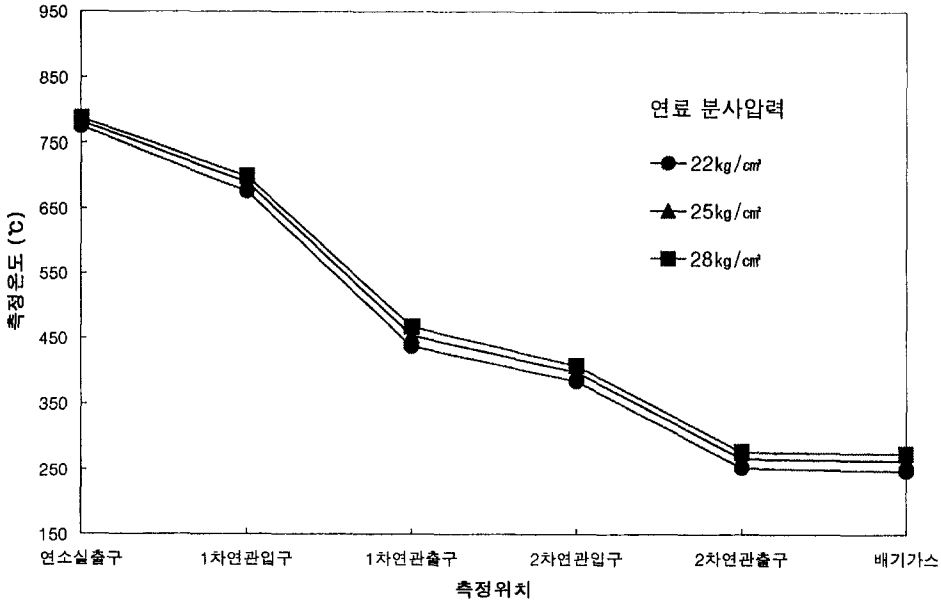
(a) 250,000 kcal/h급 온풍난방기의 온풍공급용 송풍기 특성



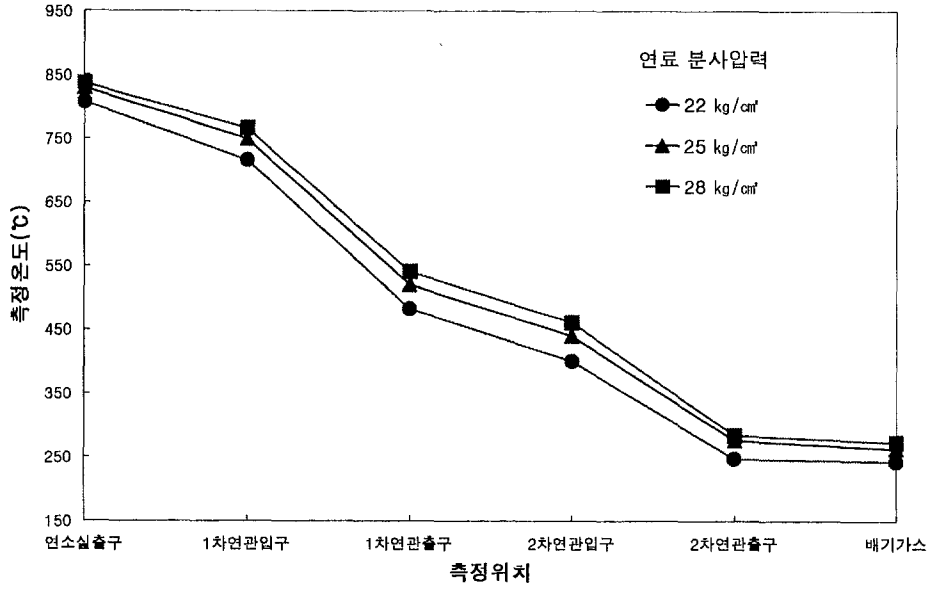
(b) 300,000 kcal/h급 온풍난방기의 온풍공급용 송풍기 특성

[그림 I-20] 시제기 온풍난방기의 온풍공급용 송풍기 특성

250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 온풍난방기의 온도분포 특성시험 결과를 [그림 I-21]과 [그림 I-22]에 도시한다.



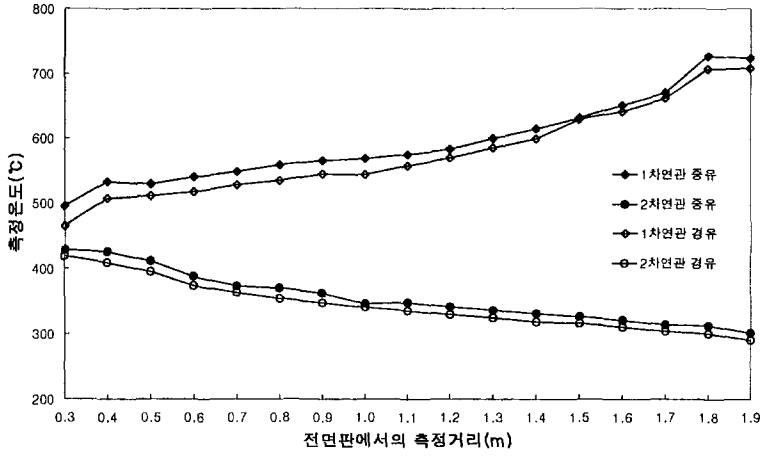
(a) 250,000kcal/h 온풍난방기의 경우



(b) 300,000kcal/h 온풍난방기의 경우

[그림 I-21] 온풍난방기의 온도분포

[그림 I-22]에서 알 수 있는 것과 같이 연관 내부의 온도분포는 거리에 따라서 거의 선형적인 온도분포를 갖는 것으로 나타났다. 동일한 압력으로 연료를 분사하는 경우에 중유를 연료로 사용하는 경우에 다소 높게 나타났다. 이것은 중유의 비중이 높기 때문에 입열량이 많은 결과로 사료된다.

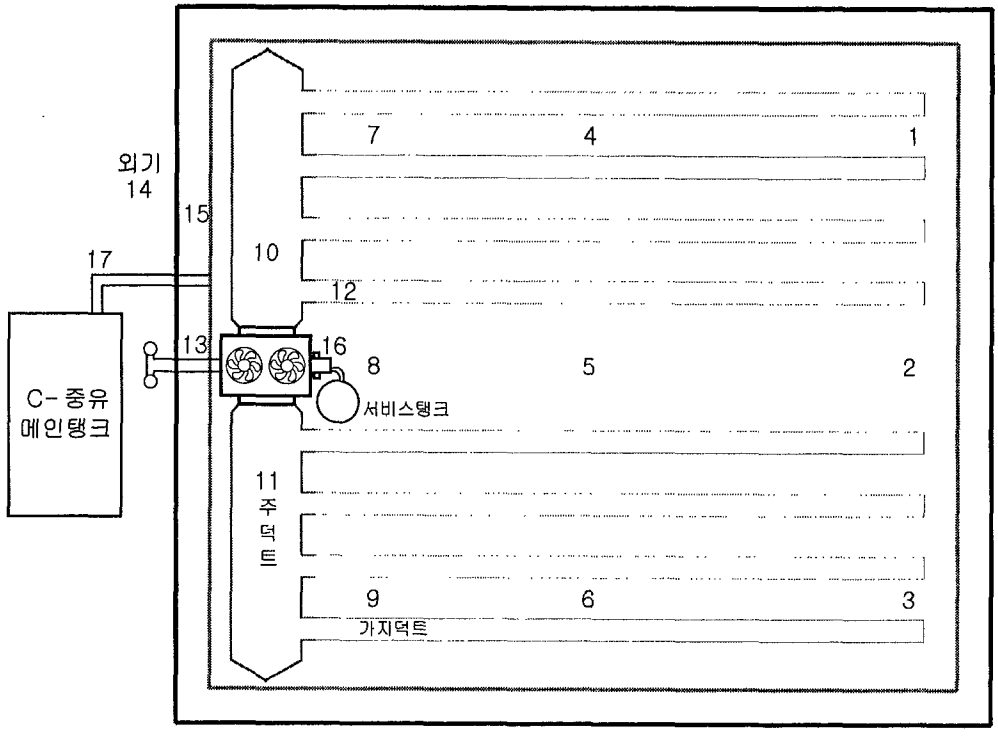


[그림 I-22] 250,000 kcal/h 온풍난방기의 연관내 평균온도 분포

4. 중유 온풍난방기의 산지실험

가. 산지실험 장치 및 실험방법

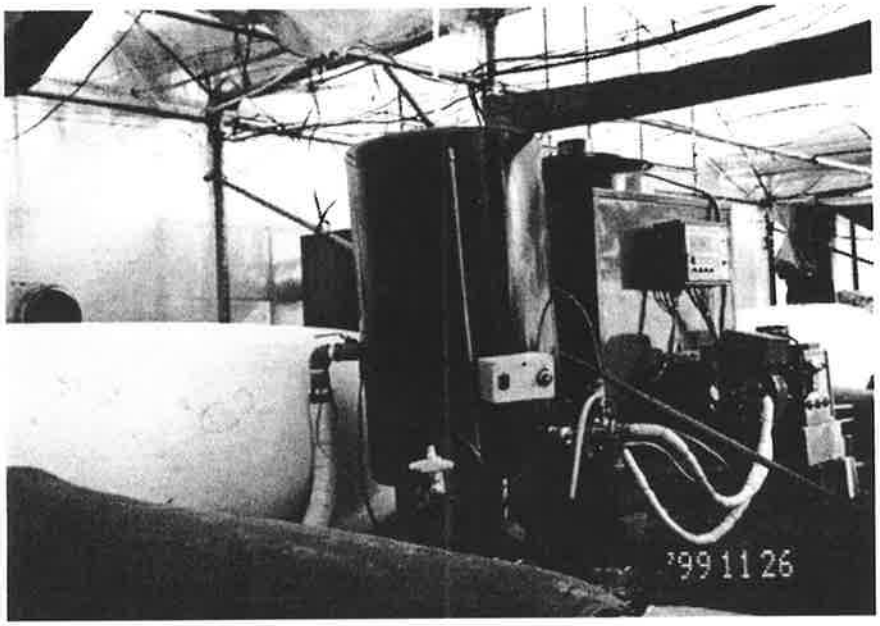
중유온풍난방기의 산지 적응 실험을 위하여 250,000㎉/h 중유 온풍난방기를 600평 규모(65m×30m)의 토마토재배 비닐하우스에 설치하였다. 이 비닐하우스는 보온을 위하여 비닐을 이중으로 설치한 2중형 연동식 온실로 4동을 연동시킨 구조이다. 온풍난방기는 전술한 성능시험을 거친 것으로 산지에서의 무인운전으로 실험하였다. [그림 I-23]에 현지실험시의 온도측정 위치를 도시하고, [그림 I-24]에 현지실험시의 사진을 나타낸다.



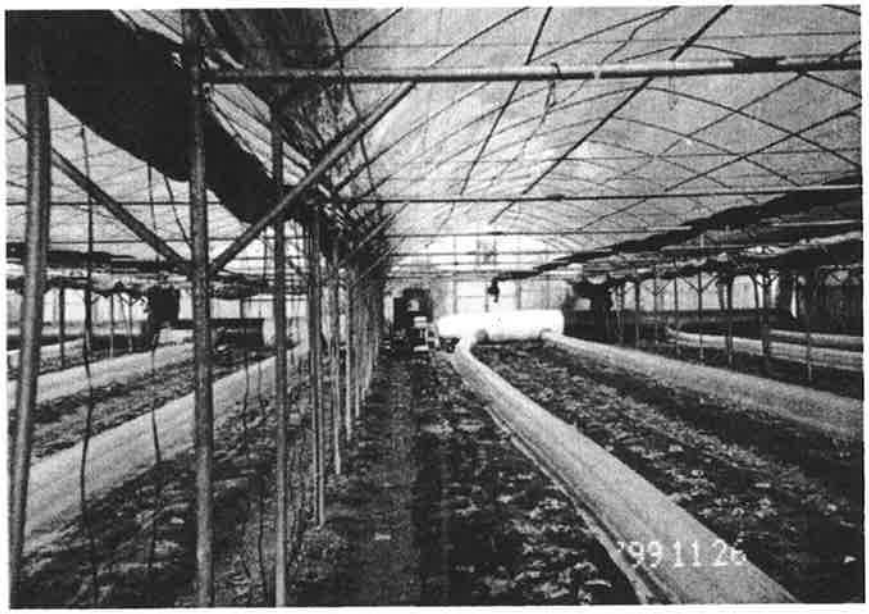
[그림 I-23] 산지실험 온실구조 및 측정위치

온실내부의 온도변화를 측정하기 위하여 [그림 I-23]에 도시한 위치 1~9에 9개 위치에 T-type 열전대를 설치하였으며, 온풍덕트 내의 온도 측정을 위하여 위치 10~12에 T-type 열전대를 설치하였다. 또한 배기가스온도를 측정하기 위하여 배기가스 덕트인 위치 13에 K-type 열전대를 설치하였으며, 외기온도와 2중온실의 중간온도의 측정을 위하여 위치 14와 위치 15에 각각 T-type 열전대를 설치하였다. 또한 중유의 예열온도를 측정하기 위하여 온실외부에 설치한 중유 저장탱크의 출구배관부인 위치 17과 온실내부의 서비스탱크에서 버너로 연료가 공급되는 유로인 위치 16에도 각각 T-type 열전대를 설치하였다. 모든 열전대의 출력은 온도자동기록계

에 입력시켜 자동기록하였다.



(a) 설치 직후의 온풍난방기 산지실험 사진



(b) 온풍난방기 설치시의 하우스 내부

[그림 I-24] 온풍난방기의 제1차 산지실험 사진

또한 열전대의 출력은 PC와 인터페이스화 된 Data aquisition system을 통하여 실제 온도로 환산하여 PC의 기억장치에 저장하였다. Data aquisition system은 National instrument 사의 SCXI 1300 모듈, SCXI 1100 signal conditioner 그리고 PC 와 연결시키는 소프트웨어로 구성되었다.

실내 온도의 유지를 위해 온풍을 공급하는 가지덕트의 설치는 전적으로 온실의 소유자이며 관리자인 농민에게 일임하였다.

산지실험은 여러 차례 수행되었지만 편의상 1차, 2차, 3차 실험으로 구분하였다. 제1차 실험은 온실에 작물이 파종되기 이전의 예비실험을 의미하며, 제2차 실험은 작물파종 직후의 실험으로 한겨울에 시행된 실험을 의미하고, 제3차 실험은 작물이 성장하여 수확기 직전의 실험으로 이른 봄의 실험을 의미한다.

나. 산지실험 결과

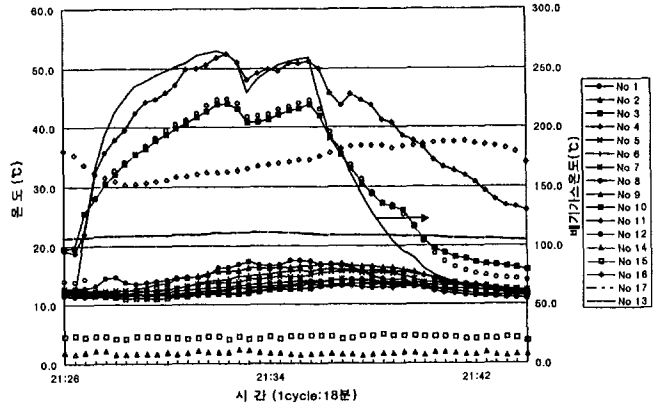
1) 제1차 산지실험 결과

제1차 산지실험은 작물인 토마토를 파종하기 직전에 설치하여 예비실험한 결과이다. 이 산지실험에 사용한 온풍난방기는 토마토 생산을 위하여 실제 가동하여야 하기 때문에 계속적으로 실험을 진행하였다. 이 실험은 무인운전으로 온실의 설정온도를 유지할 수 있도록 온풍난방기가 정상적으로 작동하는지 여부를 주목적으로 하였다. 이 산지실험은 무인운전되어 실내온도를 정상적으로 유지할 수 있었다.

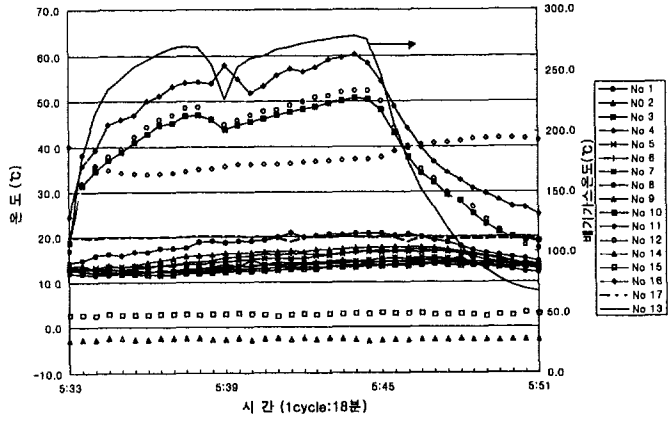
산지실험 시에 무인운전하여 각 위치에서의 온도변화의 측정한 결과를 [그림 I-25]와 [그림 I-26]에 나타낸다.

[그림 I-25](a)는 외기온도가 약 +2℃인 경우의 실험을 행한 결과이며

[그림 I-25](b)는 외기온도가 약 -3.3℃인 새벽에 실험한 결과이다. 배기가스온도로부터 작동시간을 알 수 있다. 외기온도가 낮은 [그림 I-25](b)의 경우가 (a)의 경우보다 작동시간이 다소 길었다. [그림 I-26]은 외기온도가 1.4℃인 경우와 1.8℃인 경우 온풍난방기 1-cycle 운전당의 상태를 비교한 그림이다. 작동시간은 대기온도가 낮은 경우에 더 길어짐을 알 수 있다. 이 그림들은 무인운전으로 얻은 측정치로서 안정적인 운전이 진행되었다.

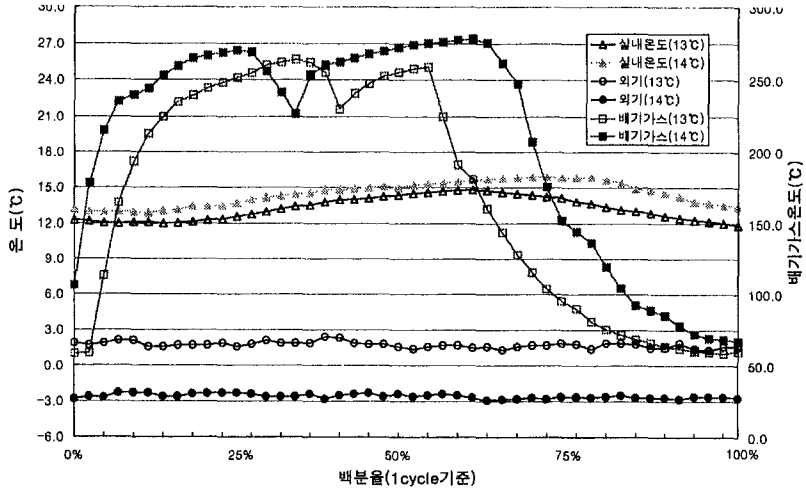


(a) 실내온도를 13℃로 설정 시의 측정결과



(b) 실내온도를 14℃로 설정 시의 측정결과

[그림 I-25] 온풍난방기의 산지실험 결과



[그림 I-26] 온풍난방기의 산지실험 결과 요약

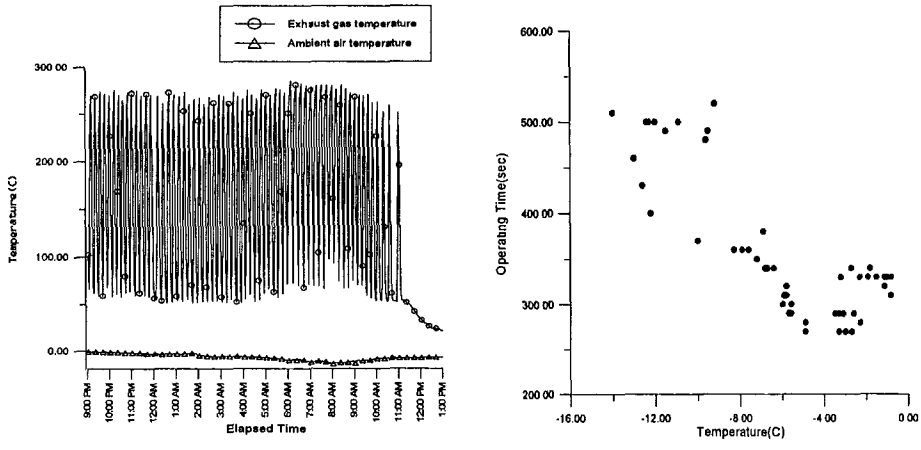
2) 제2차 산지실험 결과

제2차 산지실험은 토마토를 파종직후에 실시되었다. 제2차 산지실험 결과를 [그림 I-27]~[그림 I-29]에 나타낸다.

온풍 난방기의 작동 온도는 15℃로 설정되었고 14℃부터 운전이 시작되어 16℃에서 운전이 멈추도록 하였다. 전원이 켜진 상태 이후 data aquisition system은 하우스 내 온도를 10초마다 그래프와 수치적으로 보여주며 저장되었다. 외기온도가 낮고 온풍기 작동이 단속적이기 때문에 온도변화량이 많아 온도 측정의 시간간격을 10초로 하여 측정하였다. 온도측정은 오후 9시에서 다음날 오후 1시까지의 온도를 취하였다.

[그림 I-27](a)에서 배기가스 온도를 통하여 실험 시간동안 온풍기의 작동횟수와 운전시간을 알 수 있다. 오후 9시부터 다음날 오후 1시까지 온풍기 작동 횟수는 62번이고 작동시간은 외기 온도에 따라 다르며 외기온도가 -10에서 -15 일 때 약 500sec 이고 -10에서 0도 까지는 약 300sec

동안 운전하였다(참조 [그림 I-27](b)).



(a) 배기가스와 외부공기온도의 변화

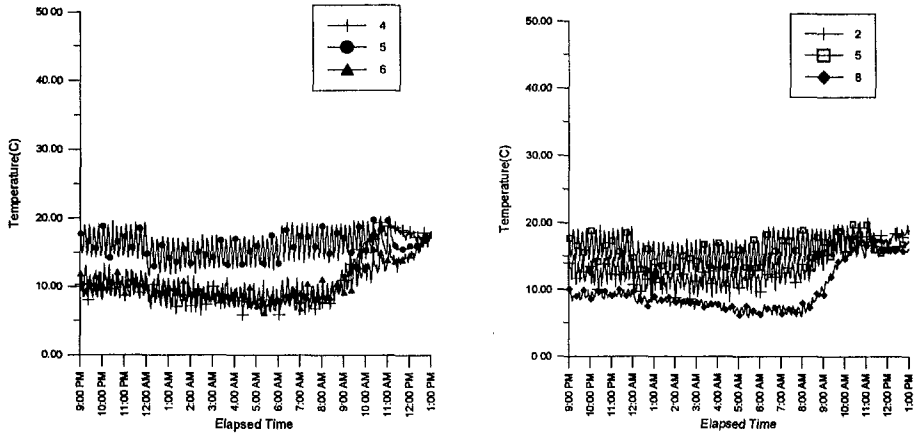
(b) 외부공기온도와 온풍기 작동시간

[그림 I-27] 온풍기의 자동회수와 작동시간

오전 11시 이후에는 외기온도가 영하의 온도임에도 불구하고 실험 당일의 날씨가 화창해서 태양복사에 의해 하우스 내 온도가 상승하여 더 이상 난방기는 작동하지 않음을 알 수 있다. 외기 온도가 급격히 하락하는 오전 7시부터 9시까지는 운전 초기 배가스온도가 상대적으로 높다. 이는 낮은 외기온도로 인해 하우스 내 온도 하락 시간 또한 빨라 온풍난방기 작동주기가 짧음을 알 수 있다. 배기가스중 공기의 비는 4%대로 실험실내에 작동과 같이 잘 연소되었다.

온풍기 가동전과 작동 중에 최고온도와의 차이는 5℃ 정도를 보이고 전체적으로 기준온도 근방의 온도에서 오르락내리락 했다. 식별을 용이하게 측정위치 4, 5, 6의 온도를 취하였다. 하우스 중간지점인 위치 5 지점이 온도가 가장 높고 위치 4, 6 지점은 다소 낮았다. [그림 I-28](b)에 도시한 위치 2, 5, 8에서 온도 분포는 위치 5, 2, 8 의 순서로 온도는 높았다.

중간 지점 온도와 평균온도는 대략 15℃ 근방에서 설정기준 온도에 근사했다. 그러나 위치 5 의 온도를 설정온도로 할 경우 하우스 중간지점과 벽근처에서의 온도차이가 커서 보정된 설정온도가 필요하다. 이는 실험기간동안 하우스 내에 어떠한 물체가 없고 공간이 상당히 커서 온풍기 가동 중에 전체 온도가 균일하게 가열되기에는 난방기 작동 시간이 짧고 또한 외기로 방출되는 열량이 많기 때문이다. 또한 실제 비닐 하우스의 구조는 3개의 반원형 지붕이 있어 고온의 공기가 지붕 위에 갇혀 머물러 대류를 더디게 하는 점도 있다. 물론 작물이 자라게 될 경우 하우스 내 비열이 높아진다면 하우스 내 온도를 올리는데 시간이 더 걸리겠지만 그만큼 열 보유 시간도 늘고 시간에 따른 온도 변화도 작을 것으로 추정된다.



(a) 열전대 No. 4, 5, 6 의 온도변화

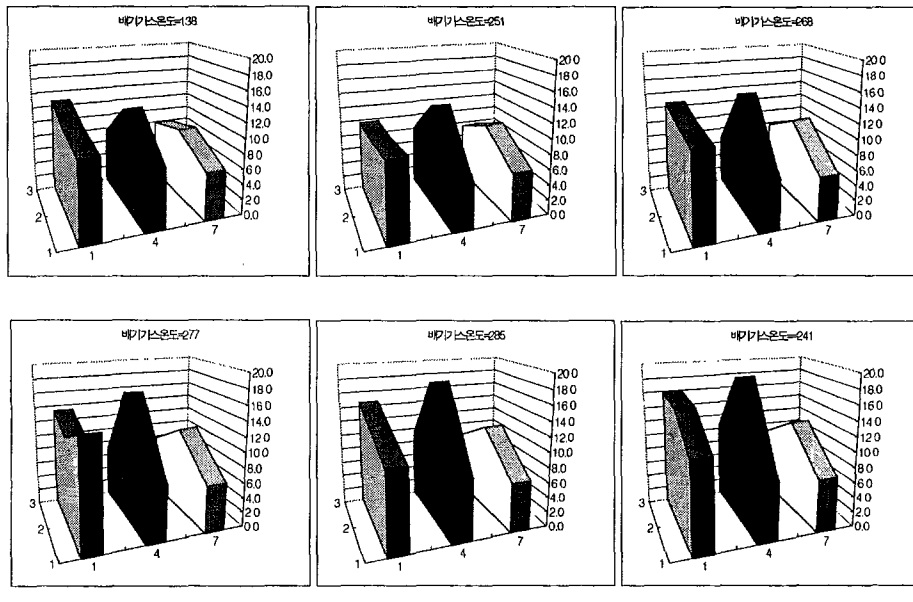
(b) 열전대 No. 2, 5, 8의 온도변화

[그림 I-28] 하우스내 각 위치별 온도변화

난방기 가동 중 공간내 온도 상승을 살핌으로서 가열공기의 분배와 공간내 대류현상을 예측할 수 있다. [그림 I-29]에 오전 6시부터 6시 12분까

지 외기 온도 -10℃에서 온풍기가 작동하는 동안 측정위치 9곳의 온도를 표시하였다.

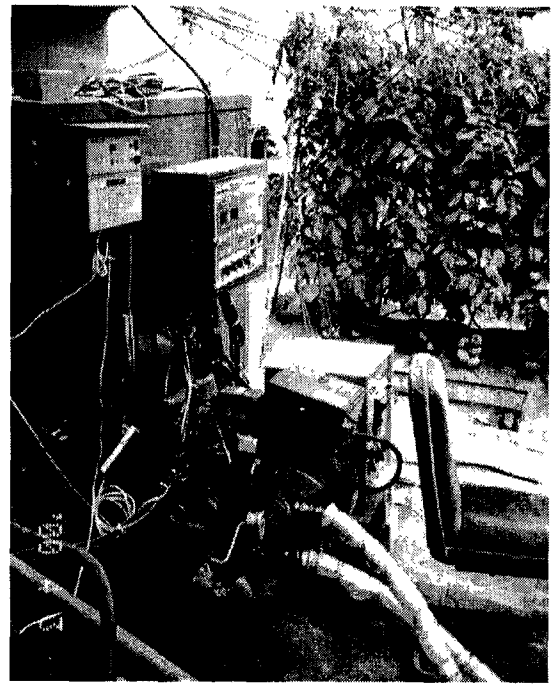
전체적인 온도는 온풍기 가동후 4분이 흐른 뒤 상승하기 시작했다. 위에서 관찰한대로 중간, 후면, 전면 순서로 온도는 높고 하우스의 중간에서 좌우로 대칭의 온도분포를 보여준다. 하우스 벽과 거리가 가장 먼 중간지점(위치 5)에서 온도가 가장 높았고 중간, 전면에서 온도 형태는 삼각형을 띄었다. 그러나 후면에서는 역삼각형 형태를 띄다가 마지막에는 삼각형 온도 형태를 가졌다. 이는 후면 지점에서 저온이지만 다량의 가열공기가 분배되어 대류현상이 활발하게 일어나고 있음을 알 수 있다.



[그림 I-29] 온풍기 운전중 하우스 공간내 온도변화

3) 제3차 산지실험 결과

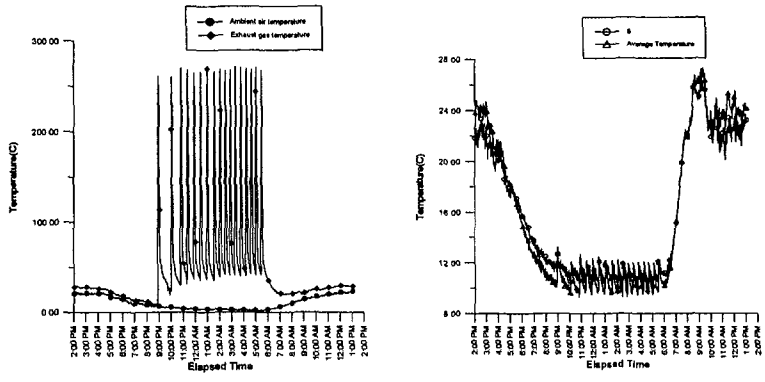
제3차 산지실험(2000년 4월) 시에 촬영한 온풍난방기와 작물(토마토)의 사진을 [그림 I-30]에 도시한다. 산지실험을 하고 있는 산지의 토마토는 2000년 4월 하순부터 출하하였다.



(a) 산지 설치 온풍난방기

(b) 산지실험 온실의 작물

[그림 I-30] 제3차 산지실험 시의 사진



[그림 I-31] 온풍난방기 작동시간과 하우스 온도변화

[그림 I-31]에 최근의 산지실험결과를 도시한다. 4월에 실험한 이 경우 외기온도가 높기 때문에 24시간 동안에 단지 16회만 동작하였다. 이것은 1월에 실험한 경우 24시간 동안 50~80회의 동작에 비해 작동회수가 매우 줄어들었다.

제4절 중유용 온풍난방기 제작도 작성

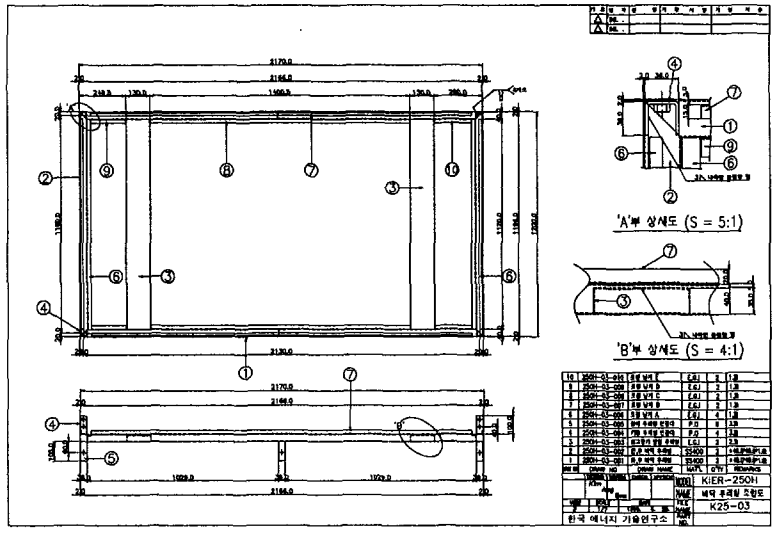
중유 온풍난방기의 케이싱 구조는 나사조립구조로 되어 있기 때문에 그 제작도면은 매우 복잡하다. 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급의 온풍난방기의 제작도면은 각각 35매로 구성되어 있다. 이 제작도면들은 주관기관에서 작성을 하였고, 시제기 온풍난방기의 제작은 참여기업에서 담당하였다.

<표 I-4>에 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급의 온풍난방기의 제작도면들의 목록을 나타낸다.

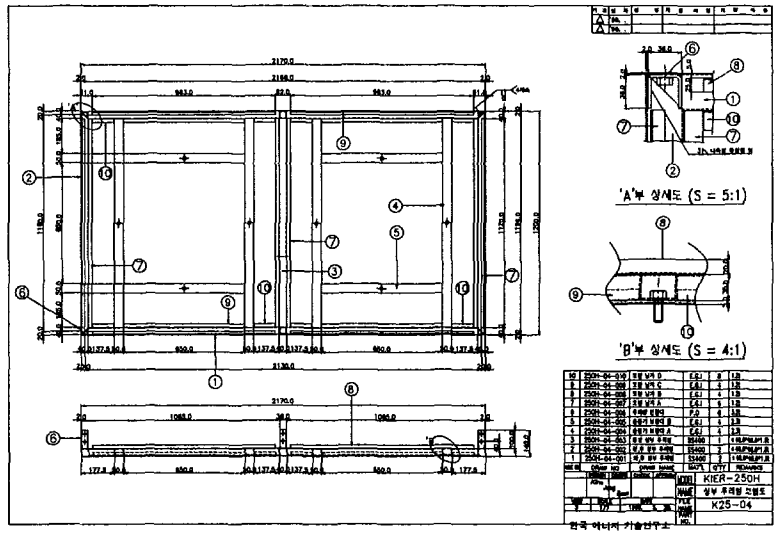
[그림 I-32]는 <표 I-4>에 나타낸 도면목록 중 일부의 도면이다.

<표 I-4> 온풍난방기의 제작도면 목록

250,000 kcal/h 온풍난방기		300,000 kcal/h 온풍난방기	
도면번호	도 면 명	도면번호	도 면 명
K25-01	전체 조립도	K30-01	전체 조립도
K25-02	후레임 조립도	K30-02	후레임 조립도
K25-03	바닥 후레임 조립도	K30-03	바닥 후레임 조립도
K25-03a	바닥 후레임 부품도	K30-03a	바닥 후레임 부품도
K25-03b	바닥 후레임 부품도	K30-03b	바닥 후레임 부품도
K25-04	상부 후레임 조립도	K30-04	상부 후레임 조립도
K25-04a	상부 후레임 부품도	K30-04a	상부 후레임 부품도
K25-04b	상부 후레임 부품도	K30-04b	상부 후레임 부품도
K25-05	기둥 후레임 조립도	K30-05	기둥 후레임 조립도
K25-05a	기둥 후레임 부품도	K30-05a	기둥 후레임 부품도
K25-06	전면판 조립도	K30-06	전면판 조립도
K25-06a	전면판 부품도	K30-06a	전면판 부품도
K25-06b	전면 방열판	K30-06b	전면 방열판
K25-07	후면판 조립도	K30-07	후면판 조립도
K25-07a	후면판 부품도	K30-07a	후면판 부품도
K25-07b	후면 방열판	K30-07b	후면 방열판
K25-08	바닥판	K30-08	바닥판
K25-09	측면판 조립도	K30-09	측면판 조립도
K25-09a	측면판 부품도	K30-09a	측면판 부품도
K25-09b	측면 방열판	K30-09b	측면 방열판
K25-10	측면판(하) 조립도	K30-10	측면판(하) 조립도
K25-10a	측면판 (하) 부품도	K30-10a	측면판 (하) 부품도
K25-10b	측면 방열판(하)	K30-10b	측면 방열판(하)
K25-11	상판	K30-11	상판
K25-12	C-BOX 걸대	K30-12	C-BOX 걸대
K25-13	배풍덕트 조립도	K30-13	배풍덕트 조립도
K25-13a	배풍덕트 부품도	K30-13a	배풍덕트 부품도
K25-14	썰매 조립도	K30-14	썰매 조립도
K25-15	화구문짝 및 부품도	K30-15	화구문짝 및 부품도
K25-27	열교환기 조립도	K30-27	열교환기 조립도
K25-27a	연소실 부품도	K30-27a	연소실 부품도
K25-27b	열교환기 부품도	K30-27b	열교환기 부품도
K25-27c	열교환기 부품도	K30-27c	열교환기 부품도
K25-27d	열교환기 부품도	K30-27d	열교환기 부품도
K25-27e	열교환기 부품도	K30-27e	열교환기 부품도
K25-27f	열교환기 부품도	K30-27f	열교환기 부품도



(a) 바닥 후레임 조립도 (도면번호 : K25-03)



(b) 상부 후레임 조립도 (도면번호 : K25-04)

[그림 I-32] 250,000 kcal/h급 온풍난방기 도면의 예

제 3 장 중유보일러

제1절 서 론

보일러는 일반적으로 내부에 고온의 물을 포함하고 있기 때문에 위험물 중 압력용기로 구분하고 있다. 보일러가 오작동하는 경우에는 내부에 포함된 물의 온도가 상승하여 증기로 되어 폭발이 일어날 수 있기 때문이다. 그래서 산업용보일러의 경우에는 보일러 대부분 그 규모가 크기 때문에 경험과 전문지식을 갖춘 전담 운전관리자를 선임하고 있으며, 이 운전관리자가 생산설비의 운전조건에 따라 열설비의 점화와 소화를 담당함으로서 운전에 어려움이 없으며, 그 운전관리자에 의해 열설비의 효율관리가 이루어지기 때문에 비교적 안정적이고, 효율적인 운전관리가 가능하다. 특히 산업용 보일러(빌딩 난방용 보일러 포함)의 경우에는 보일러의 운전관리를 위해서 자격증(인정기기 조종자 자격증 또는 열관리사 자격증)을 갖춘 전문 인력을 채용하여야 한다. 그러나 시설원예를 위한 난방설비는 비교적 규모가 작아서 전문 운전관리자를 선임할 수 없는 형편이기 때문에 전문지식이 없는 일반인이 쉽게 운전할 수 있는 시스템의 기술개발이 필요하다.

일반적으로 산업용 보일러는 보일러 본체의 내부에 수 kg/㎠의 압력이 걸려서 보일러 내부의 온수나 증기가 외부로 누출되는 경우에는 큰 사고로 이어질 수 있기 때문에 압력용기로 취급하여 보일러의 등록이 의무화되어 있다. 에너지관리공단에 등록된 보일러는 설치검사와 계속사용검사를 받도록 법으로 정해져 있다. 그러나 시설원예용 보일러는 대부분의 무적 보일러인 것으로 조사되었다.

근래에는 보일러의 내부에는 압력이 작용하지 않는 몇 종류의 보일러가 등장하였다. 그 대표적인 것으로 진공식 보일러와 무압보일러가 있다. 진

공식보일러는 보일러 내부의 압력이 음압이 걸리는 보일러이며, 무압보일러는 보일러의 상부에 팽창탱크를 설치하여 대기압 근방의 압력만이 작용하는 보일러이다.

이 무압보일러와 진공식보일러는 보일러 내부에 압력이 작용하지 않기 때문에 압력용기로 구분하지 않고 있다. 이 보일러들은 운전관리를 위하여 전문자격을 소지한 보일러 운전자를 선임하지 않아도 되는 장점이 있기 때문에 시설원예용 온수보일러로 적합하다고 판단된다. 따라서 이 2종류의 보일러 중에서 무압보일러가 비교적 저가로 제작 가능하기 때문에 무압보일러를 대상으로 하였다.

제2절 중유용 온수보일러의 설계 · 제작

무압보일러는 보일러 상부에 설치하는 팽창탱크를 대기개방하여 보일러의 내부에 압력이 걸리는 경우에도 모든 압력이 대기중으로 방출되어 항상 대기압이 유지되도록 되어 있다. 이 무압보일러는 난방용 순환펌프의 작동으로 인한 내압이 형성되는 것을 방지하기 위하여, 보일러 내부의 온수와 난방을 위한 순환수가 열교환하는 열교환기를 설치함으로서 보일러 동체의 압력을 대기압 상태로 유지할 수 있다. 따라서 무압보일러의 보일러수가 연소가스와의 열전달에 의하여 가열되고, 이 가열된 보일러수가 열교환기내에서 난방수와 열교환하여 난방에 필요한 열량을 공급하도록 되어 있다.

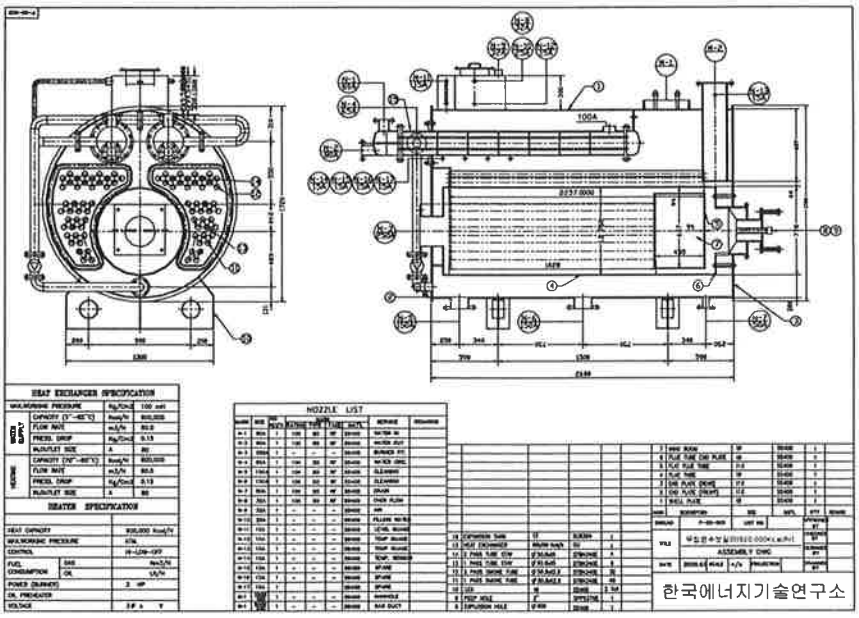
본 연구를 위하여 주관연구기관에서 연구경험을 살려 600,000 kcal/h 용량의 무압식 온수보일러를 설계하였고, 그 제작은 참여기업인 (주)삼성엔지니어링이 담당하였다. 본 연구를 위하여 설계제작한 시험용 무압온수보일러의 주요 설계제원을 <표 I-5>에 나타낸다. 또 [그림 I-33]에 이 온수

보일러의 개략도를 도시하고 [그림 I-34]에 제작설치한 시제기 무압보일러의 사진을 도시한다.

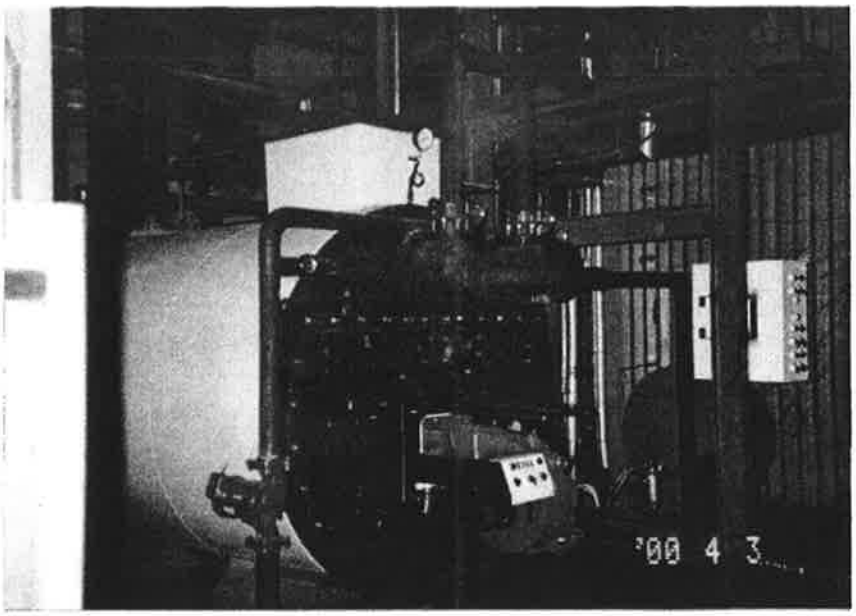
온수보일러에는 국내에서 생산되는 (주)수국의 중유버너를 사용하였다.

<표 I-5> 시험용 무압온수보일러의 설계 제원

항 목		단 위	제 원
난 방 능 력 (용량)		kcal/h	600,000
동 체	내 경	mm	1,640
	길 이	mm	2,680
연소실	직 경	mm	760
	전열면적	m^2	6.6
	출구가스온도	℃	939
	흡수열량	kcal/hr	377,070
1차 연관	외경×두께	mm	50.8 × 2.9
	수 량	ea	46
	전열면적	m^2	12.4
	출구가스온도	℃	400
	흡수열량	kcal/hr	161,182
2차 연관	외경×두께	mm	50.8 × 2.9
	수 량	ea	38
	전열면적	m^2	14.1
	출구가스온도	℃	201
	흡수열량	kcal/hr	66,267
난 방 열교환기	형 식	-	Shell & Tube, 2회로식
	난방능력	kcal/hr	600,000
	전열관직경	mm	15.88
	전열면적	m^2	3.8 × 2



[그림 I-33] 온수보일러의 개략도



[그림 I-34] 온수보일러의 사진

제3절 중유용 온수보일러의 성능시험

1. 제1차 성능실험 (1-순환펌프 배관)

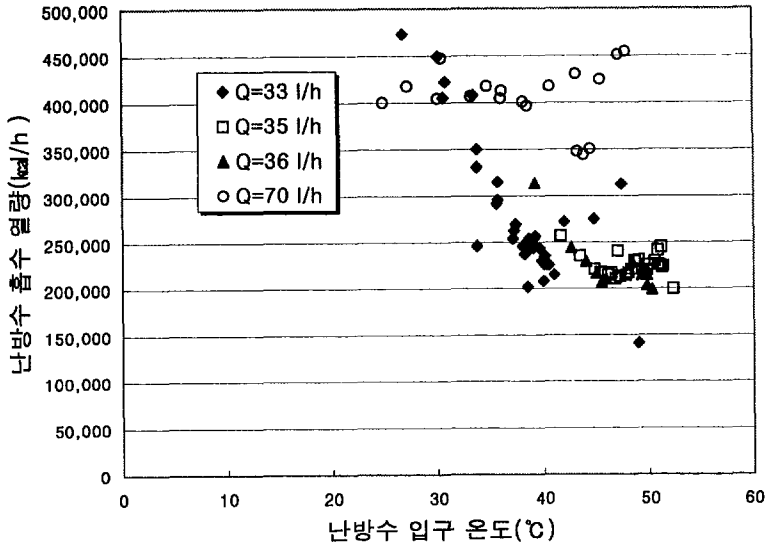
가. 실험장치 및 실험방법

설계제작한 온수보일러인 [그림 I-33]과 [그림 I-34]는 보일러 1차 성능시험에 사용된 보일러와 배관을 나타낸다.

보일러 상부에 팽창 탱크를 설치하여 대기압 근방의 압력이 작용하도록 하였고 보일러 동체와 열교환기의 사이에 순환배관과 펌프를 설치하여 보일러수를 순환시켜 보일러동체의 열이 적절히 난방수로 전달되도록 하였다. 난방수는 실험실내 설치된 급수탱크로부터 직접 공급되고, 가열된 난방수의 일부를 급수 탱크로 순환시켜서 열교환기 입구의 난방수온도를 변화시킬 수 있도록 하였다. 보일러 운전동안 재순환되는 난방수 때문에 다양한 급수 온도범위에서 보일러 성능 시험을 수행하였다. 본 실험에 장착된 버너는 600,000 kcal/h 용량의 압력분사식 2-노즐 방식으로 고부하 운전시 2개의 노즐에서 연료를 분사하고, 저부하 운전시에는 1개의 노즐에서만 연료가 분사되는 방식을 채용하였다. 중유보다는 경유에서 안정적인 연소가 가능하기 때문에 보일러 초기 운전시 일단 경유를 연소시켜 시험 보일러의 기초 성능을 평가하였다.

나. 1차 성능실험 결과

연소량을 33 ℓ/h, 35 ℓ/h, 36 ℓ/h 그리고 70 ℓ/h로 변화시켜 가며 난방수의 흡수열량을 측정하였으며, 그 결과를 [그림 I-35]에 나타낸다.



[그림 I-35] 난방수 입구온도에 따른 경유 연소량(Q)별 흡수열량 비교

경유 33ℓ/h를 흘려 보낼 때 흡수 열량은 25℃의 난방수 입구온도에서 최대 470,000㎉/h, 50℃ 근방에서 140,000 ㎉/h의 난방수 흡수열량이 측정되었으며, 난방수 입구온도가 감소하면 난방수 흡수열량은 비례적으로 증가하였다. 연소량이 35, 36ℓ/h 인 경우는 비교적 고온(40~50℃)의 난수 입구온도 하에서 실험이 이루어졌으며, 난방수에 흡수된 열량은 200,000~250,000 ㎉/h 이었다. 연소량이 70 ℓ/h의 경우에는 난방수 흡수열량은 400,000 ~ 450,000 ㎉/h으로 높았지만 난방수 입구온도의 변화에는 거의 무관하였다.

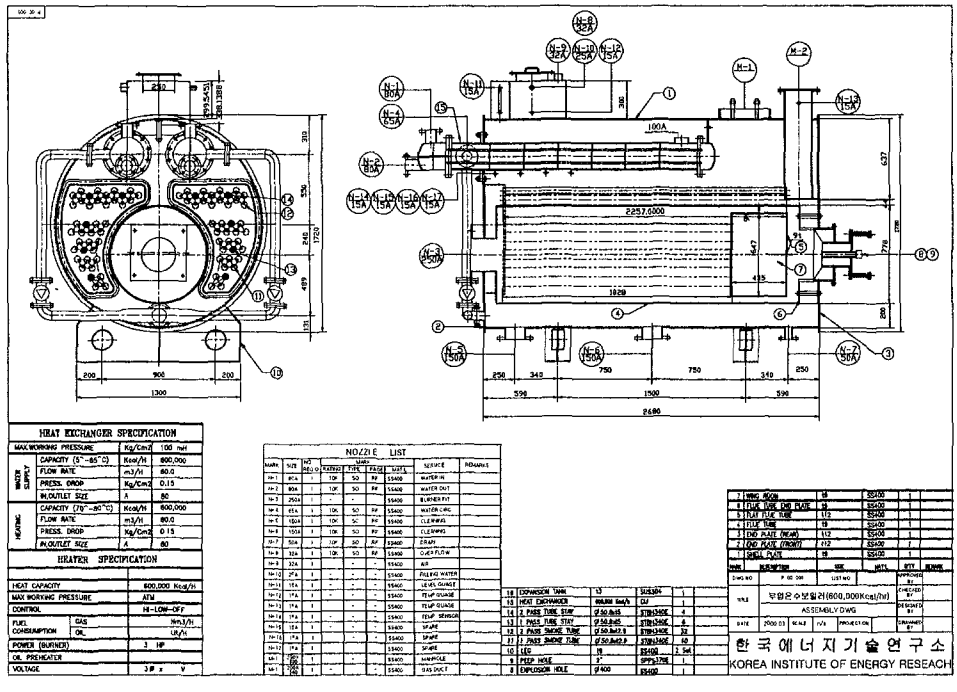
2. 제2차 성능실험 (2-순환펌프 배관)

가. 실험장치 및 실험방법

실험용 온수보일러의 용량은 600,000㎉/h로 설계되었기 때문에 전체 실험을 통해 난방수 흡수열량이 부족하게 나타났고, 연소량이 70 ℓ/h인 경

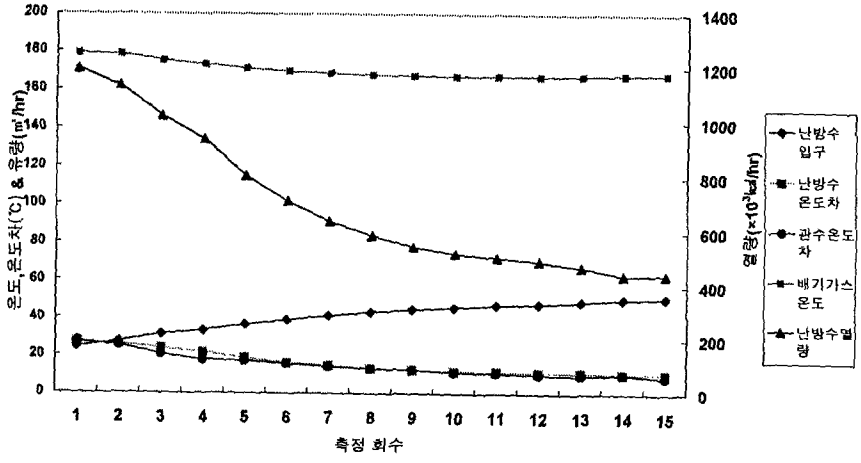
우 난방수 입구온도에 의한 난방수 흡수열량의 변화가 없는 것으로 부터 보일러동체와 열교환기 사이에 순환되는 수량의 부족으로 인하여 열전달이 적음을 인식하였다. 그리하여 보일러동체와 열교환기 몸체 사이의 순환수량을 증가시키기 위해 보일러동체와 2개의 열교환기 사이의 순환배관을 별개로 설치하고 2개의 순환펌프를 설치하였다.

설계제작한 온수보일러인 [그림 I-36]은 보일러 제2차 성능시험에 사용된 보일러와 배관을 나타낸다.



[그림 I-36] 제2차 성능시험 보일러와 개조된 배관 구성도

[그림 I-37]에서 성능시험 동안 급수온도, 배기가스 온도 그리고 난방수 관수 흡수열량을 측정 시간에 따라 도시한다.

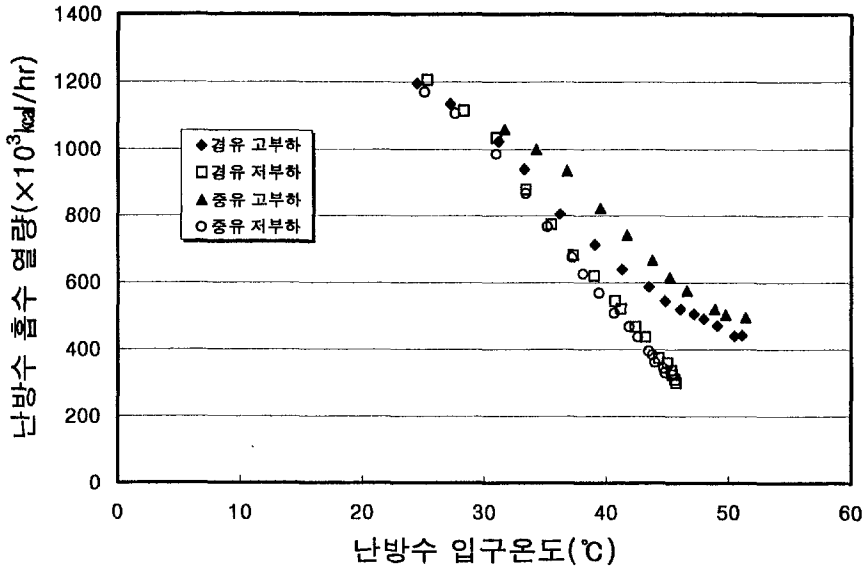


[그림 I-37] 고부하 운전시 각부의 온도와 온도차, 흡수열량

그림에서 알 수 있듯이 난방수 입구 온도는 시간이 지남에 따라 완만하게 증가했다. 위에서 언급하였듯이 물부족을 대비하여 재순환시킨 난방수에 의해 난방수 입구온도가 증가함을 알 수 있었다. 배기가스 온도는 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 난방수 흡수열량은 관수 흡수열량보다 좀 높지만 난방수 온도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보여준다. 온도와 흡수열량 경향은 중유 고,저부하에서 값은 다르지만 같은 경향을 보여주어 다른 부하시 변화는 생략하였다.

경유의 고부하 운전시 버너에 유입되는 유량은 65 ℓ/h이고 저부하시는 32 ℓ/h 였다. 상온의 중유는 점도가 높기 때문에 연소를 위한 유동점 확보를 위해 중유 써비스 탱크에서 대략 80 ℃가량 가열하여 고부하시 70 ℓ/h, 저부하시 35 ℓ/h 의 유량으로 흘렸다.

다음은 난방수 입구 온도에 따른 각 부하별 난방수의 흡수열량을 [그림 I-38]에서 도시한다.

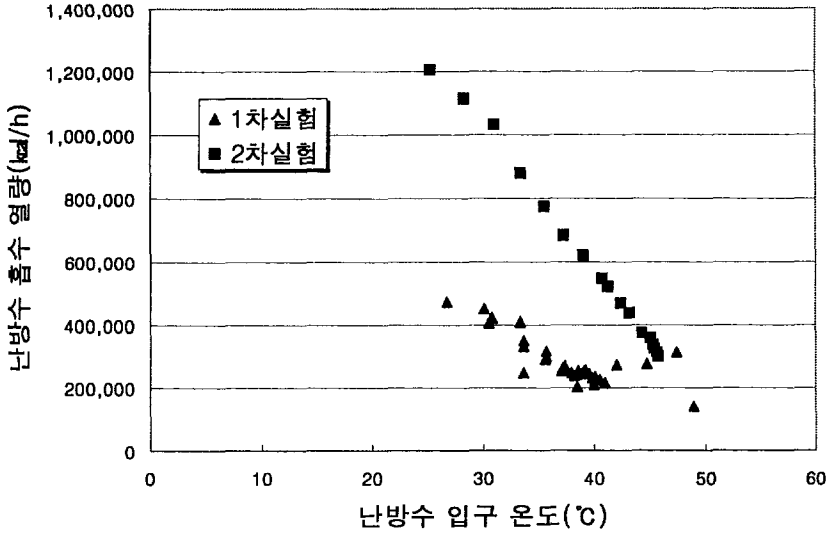


[그림 I-38] 난방수 입구 온도에 따른 난방수의 흡수열량

전체적으로 난방수 입구온도가 증가함에 따라 난방수의 흡수 열량은 감소하였고 고부하 운전시 흡수열량은 저부하 운전시의 흡수 열량보다 높았다. 중유의 고부하 운전시 경유보다 5 ℓ/h정도 유량이 커 같은 난방수 입구온도에서 흡수 열량은 높았고 저부하 운전에서는 경유 저부하 연소에서 흡수열량이 약간 컸다. 난방수 입구온도가 대략 25℃에서 각각의 경우에 흡수열량이 거의 일치하였다.

[그림 I-39]는 제1차 성능실험과 제2차 성능실험 결과를 비교한 그림이다. 경유 32 ℓ/h에서 난방수 흡수 열량을 비교해보면, 동일한 난방수 입구온도에 대해서 제1차 성능실험보다 제2차 보일러 성능실험의 경우 즉, 2순환배관을 설치한 경우에 난방수 흡수열량은 크게 증대되었고 난방수 입구온도가 증가함에 따라 흡수열량이 감소하는 경향이 뚜렷하였다.

또한 600,000 kcal/h의 출열을 얻을 경우에 배기가스온도가 182℃로서 보일러 효율이 90.3%로 목표치 87%를 약 3% 초과 달성하였다.



[그림 I-39] 제1·2차 성능실험의 흡수열량 비교

제4절 중유 온수보일러의 산지시험

1. 산지설치 및 예비실험

가. 온수보일러의 설치

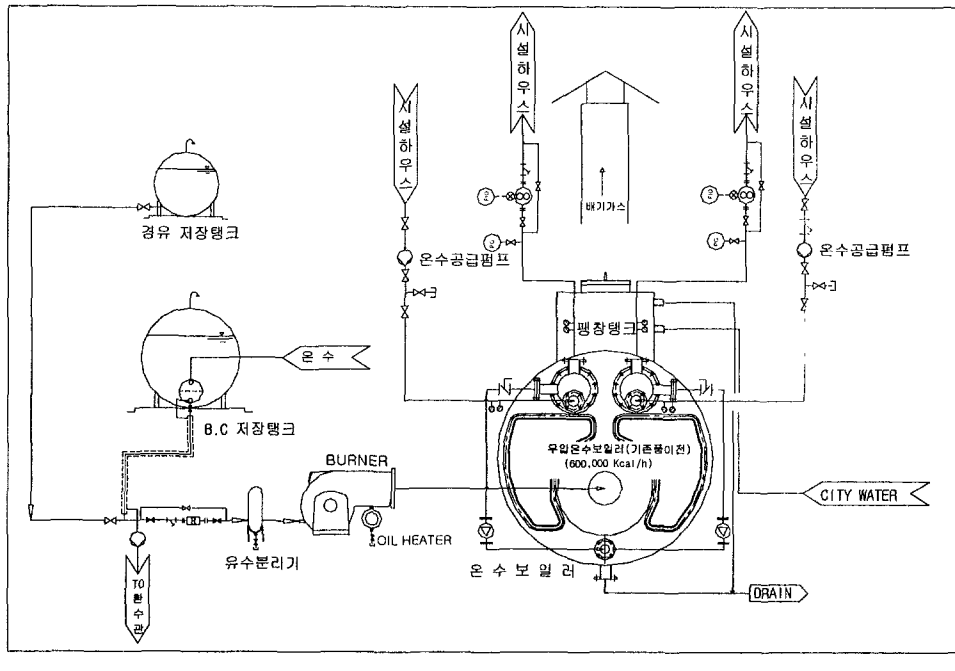
실험실내에서 안정적인 운전 상태를 확인한 후 진천화훼영농법인 소속의 장미농장(1,500평)의 난방용으로 본 연구의 온수보일러를 2000년 9월에 설치하였다. [그림 I-40]은 이 장미농장에 설치한 온수보일러 설비의 개략도이고, [그림 I-41]은 현장설치 사진이다. 보일러설치 현장이 협소하여서 보일러설치현장 전체의 사진을 촬영할 수가 없었다. 이 보일러 설치현장 사진은 보일러 앞부분 사진이다.

경유, 중유 겸용을 위해 두 개의 서비스 탱크가 설치되었고, 중유예열을 위한 전력비의 절감을 목적으로 중유저장탱크에는 별도의 가열장치 없이 온수보일러에서 나오는 난방수를 이용해서 가열을 하도록 하였다. 보일러

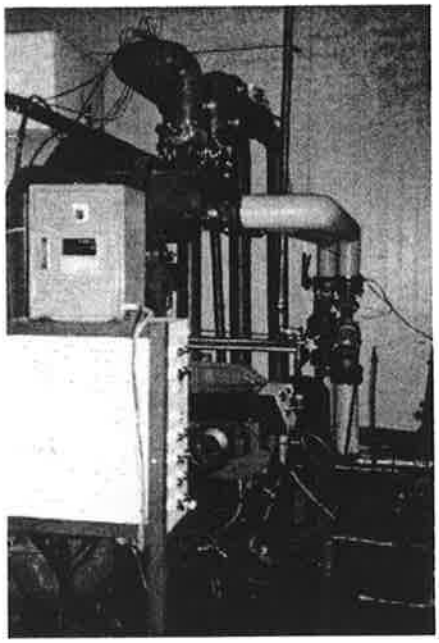
운전에 익숙하지 않은 농민을 위해 모든 운전을 용이하도록 운전 제어판넬을 설치하였다.

난방수는 각각의 열교환기에서 가열되는 두 배관Line을 통해 장미농장으로 공급되어 온수방열관에서 방열하여 장미온실을 난방한 후 냉각된 난방수는 온수공급펌프에서 다시 보일러로 재순환시켜 가열을 반복하도록 구성되어 있다.

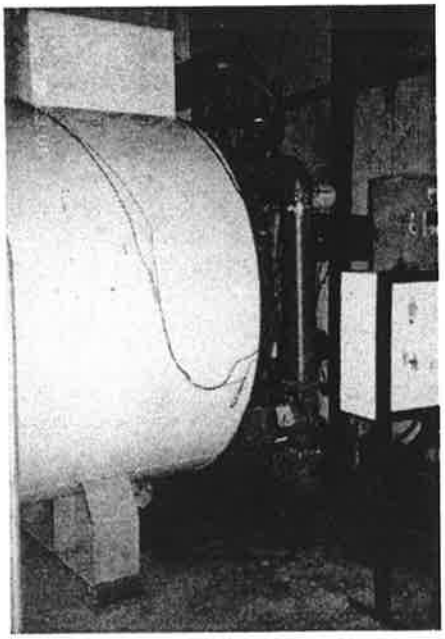
보일러측에는 난방수 입구와 출구, 관수의 온도를 측정하기 위해 T-type 열전대를 설치하였으며, 배기가스 출구에 K-type 열전대를 설치하였다.



[그림 I-40] 현지 설치 온수보일러 설비 구성도



(a) 버너부



(b) 측면

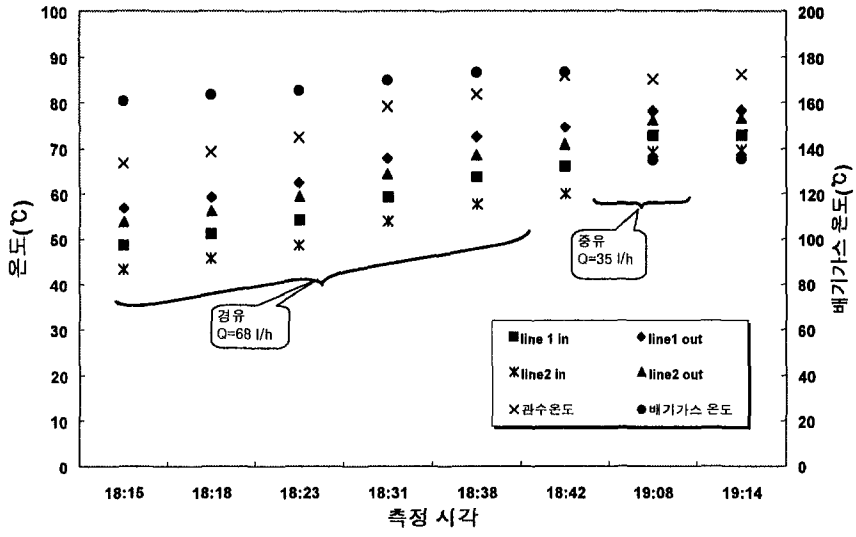
[그림 I-41] 산지 설치 보일러 사진

나. 예비실험 결과

이 장미농장에는 심야전기보일러도 설치되어 있어서 기온이 포근한 상태에서는 심야전기보일러의 작동만으로도 난방이 가능하기 때문에 그 동안 본격적인 온수보일러의 운전이 시작되지 않았다. 따라서 세부적인 현장실험이 이루어지기 전에 현장에서 실시한 예비실험결과를 [그림 I-42]에 도시한다. Line 1과 Line 2는 온수보일러의 2개의 열교환기에서 각각에서 순환펌프에 의해 공급되는 온수 Line을 의미한다.

2. 온수보일러의 산지 적응실험

가. 실험장치 및 실험방법



[그림 I-42] 현지 예비실험 결과

1) 실험대상 무압온수 보일러

보일러의 운전조건은 보일러 관수의 온도가 60 ℃ 이하일 때 작동을 시작하여 70℃가 되면 멈추도록 설정하였고, 순환펌프의 작동은 온실내부 온도가 16℃ 이하일 때 순환이 시작되어 온실 내부온도가 18℃에서 작동을 정지하도록 설정하였다.

보일러의 운전방식은 저연소량 점화와 저연소량 소화방식으로서 관수온도가 60℃ 이하에서 버너의 저부하 노즐만 이용하여 점화가 이루어지고, 점화 1분 후에 버너의 고부하 노즐도 연소가 시작된다. 또 보일러관수 온도가 65℃ 이상으로 되면 버너의 고부하노즐이 연료차단되고, 관수 온도가 70℃ 이상이 되면 버너의 저부하 노즐도 연료가 차단되도록 되어 있다.

2) 실험대상 온실

실험대상 온실은 장미를 재배하는 유리온실로서 3동의 삼각지붕의 하우

스가 일체를 이루고, 삼각지붕 중앙정점에서 높이가 약 5m 이다. 보일러실은 온실외부의 독립건물에 설치되어 있고, 이 보일러실에서 열을 공급하는 온실의 크기는 전체가 1,500평 규모이었지만, 소유주인 농민의 요청에 따라 시설의 설치가 용이한 약 750평 규모(가로 45m, 세로 55m)의 온실에서 중유 온수보일러의 실험을 실시하였다.

[그림 I-43]에 온실의 온수배관을 나타내고, [그림 I-44](a)는 온실내부의 온수배관 및 방열관을 보여주는 사진이며, [그림 I-44](b)는 온실에서 양액재배하고 있는 장미을 나타내는 사진이다. 실험용 온실의 내부에 총 6열의 장미 재배홈통이 지면으로부터 약 1m 위에 배치되어 있다. 2-Line의 주 난방 배관에서 각 열의 장미 재배홈통을 따라 일부의 난방수가 분지 되어 재배홈통 옆을 왕복하며 난방을 하도록 가지 배관들이 재배홈통을 따라서 설치되었다. 가지배관은 방열량을 높이기 위해 핀 튜브 방식을 채택하고 있다. 배관은 지면으로부터 약 20cm의 높이에 위치하고 있다.

온실은 주간에는 태양복사에 의해 난방이 주로 이루어지고 야간에는 지면으로부터 2.1 m 공중에 비닐과 스크린 커튼 그리고 부직포가 쳐져서 보온을 보강한 상태에서 보일러의 운전과 난방수의 순환에 의해 난방이 되는 방식을 채택했다.

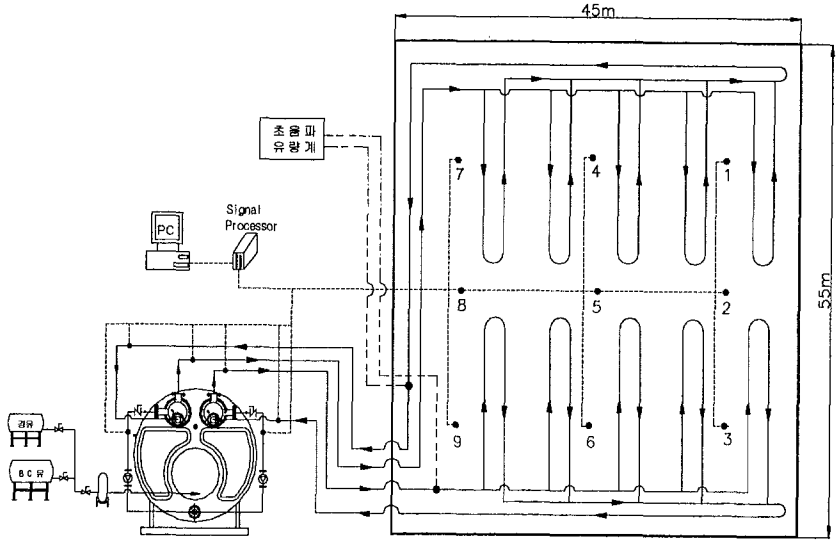
2) 실험장치 및 실험방법

[그림 I-43]에 나타낸 바와 같이 하우스 내부에 9개 위치에 지면으로부터 약 2m 상방에 T-type 열전대를 설치하였다. 그리고 보일러측에는 난방수 입구와 출구, 열교환기 순환수의 물의 온도를 측정하기 위해서도 T-type 열전대를 설치하였으며 배기가스 출구에 K-type 열전대를 설치하였다. 데이터는 National Instrument 사의 SCXI 하드웨어를 사용하여 데

이터의 신호처리와 컴퓨터로 입력되게 하였고, 실험데이터의 수집분석은 Labview 소프트웨어를 이용하여 컴퓨터의 모니터상에 디스플레이 되어 실시간 측정과 감시가 가능하였으며 온도데이터는 2초마다 갱신되며 2시간마다 다른 파일로 저장되게 하였다.

순환되는 수량의 측정은 Controlton사의 초음파 유량계로 측정하였다.

온수보일러를 2000년 11월중에 온실에 설치하였고, 본격적인 운전은 12월부터 이루어졌으며 현지실험은 5회에 걸쳐 이루어졌다. 온실의 온도는 장미의 생육에 적당하도록 18℃를 유지하도록 하였다.



[그림 I-43] 보일러 구성과 실험장치 개략도

(a) 온실내부의 배관 및 방열관

(b) 양액재배되고 있는 장미 사진

[그림 I-44] 실험용 온실 내부의 사진

나. 산지실험 결과

1) 온수 발생 특성

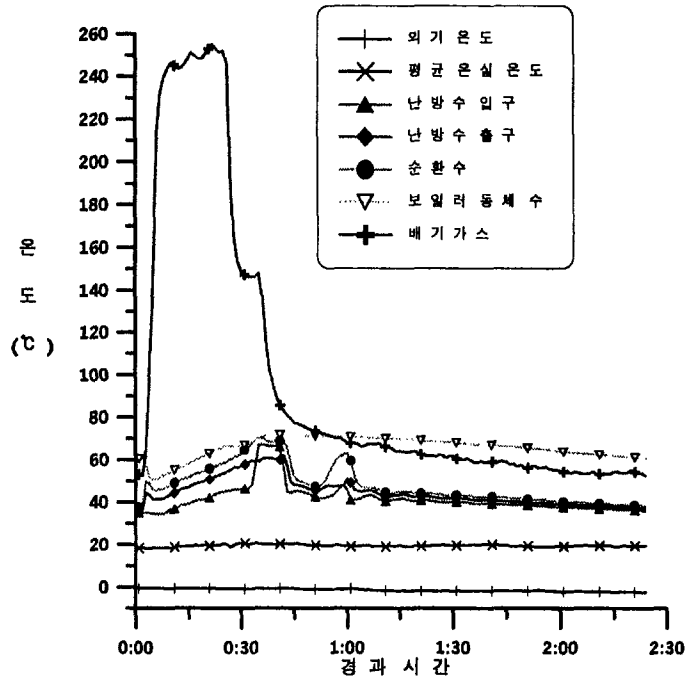
[그림 I-45]에 보일러 운전의 한 주기 운전에서 다음주기 운전전의 배기가스의 온도와 각부의 온도 그리고 외기온도와 온실 온도의 변화를 나타낸다. 저부하 운전시에 배기가스의 최대 온도는 약 140℃ 가량이며 고부하 운전시에는 250℃의 최대 온도로 측정되었다. 배기가스온도가 성능실험이나 예비실험 시의 온도에 비하여 약 60℃ 상승한 것은 연소실 내부로 기름이 누출되는 사고에 기인하는 것으로 판단된다(온수보일러의 예비실험 직후에 운전자인 농민의 부주의로 인하여 콘트롤판넬에서 스파크가 발생하여 버너가 오작동하여 중유가 연소실로 분출되는 사고가 있었음. 보일러운전이 종료된 후에 세관작업을 거치면 거의 원상회복이 될 것으로 판단됨).

점화시에는 저부하 연소상태로 점화가 된 후 곧바로 고부하 연소상태로 변화되기 때문에 배기가스 온도의 천이과정은 그래프상에서 인식하기 힘들 정도로 나타나지만, 소화시에는 고부하 노즐이 연료차단된 후 저부하 노즐만이 연소되는 위치는 [그림 I-45]에서 굴곡으로 인지할 수 있다. 이 운전주기에서 외기온도는 약 -1.4℃이고, 온실 내부 온도는 18~19℃를 유지했다.

열교환기 순환수와 배기가스 온도의 변화로부터 온수보일러의 운전 방식을 확인할 수 있다. [그림 I-45]의 경우 보일러 총 운전시간은 35분 가량되며 이중 저부하 연소시간은 9분 가량 소요되었다.

[그림 I-45]의 보일러시스템 각 부분의 온도변화를 아래 확대하여 나타내면 [그림 I-46]과 같다. 온수보일러에서 온실로 열을 공급하는 2-Line의 난방배관에 대해서는 그 평균온도를 취하였다. 보일러 운전 직전 각부의

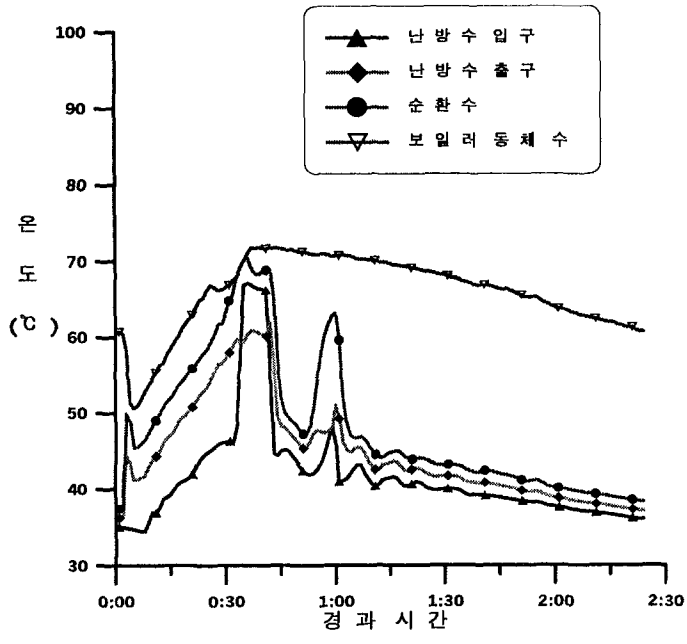
온도는 동체, 순환수, 난방수 출구(난방수 공급관), 난방수 입구(난방수 회수관)의 순으로 높고, 보일러의 버너가 연소함과 동시에 난방수 순환펌프가 작동하면서 각부의 온도는 상승하여 보일러 동체수의 온도는 보일러가 꺼지기 직전에 최고 온도(71℃)에 이르렀으며 순환수의 온도는 동체수의 온도에 근접하였다.



[그림 I-45] 보일러 운전중 보일러 각부의 온도변화

보일러운전 중에는 운전전의 순서와 같이 동체, 순환수, 난방수 출구, 난방수 입구의 온도 순으로 높지만 보일러의 운전이 멈춘 시점에서 난방수 입출구의 온도가 반전되어 10분 가량 유지되었다. 이것은 난방수의 온도를 보일러동체의 근접한 위치에서 측정하였기 때문으로 판단된다. 연소정지 후 10분 이후에는 순환수, 난방수 입출구 온도가 파상으로 하강하는 현상이 나타났다. 이것은 연소정지 후에 온실의 온도가 하강하게 되면 동

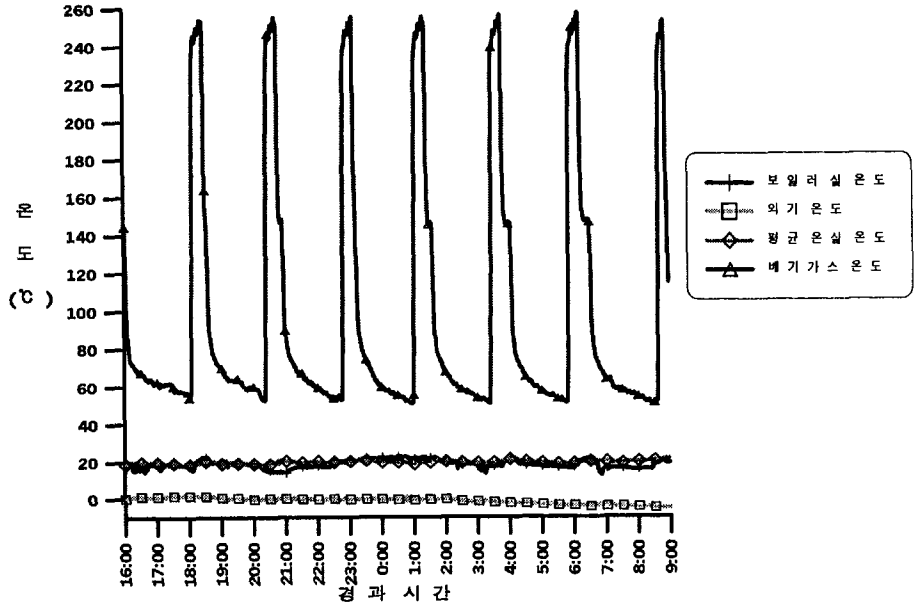
체의 온수를 순환시킴과 동시에 난방수도 순환시키게 됨으로서 난방수 입출구, 순환수 온도가 간헐적으로 상승했다가 하강하며 그에 따라 동체의 온수의 온도는 완만하게 하강하였다. 보일러의 버너가 정지 후 약 110 분간 7번 순환펌프에 의해 난방수가 순환되면서 온실 내 온도를 적정하게 유지할 수 있었다.



[그림 I-46] 일회 운전중 보일러 각부 온도 변화

2) 온수보일러의 온실적용 특성

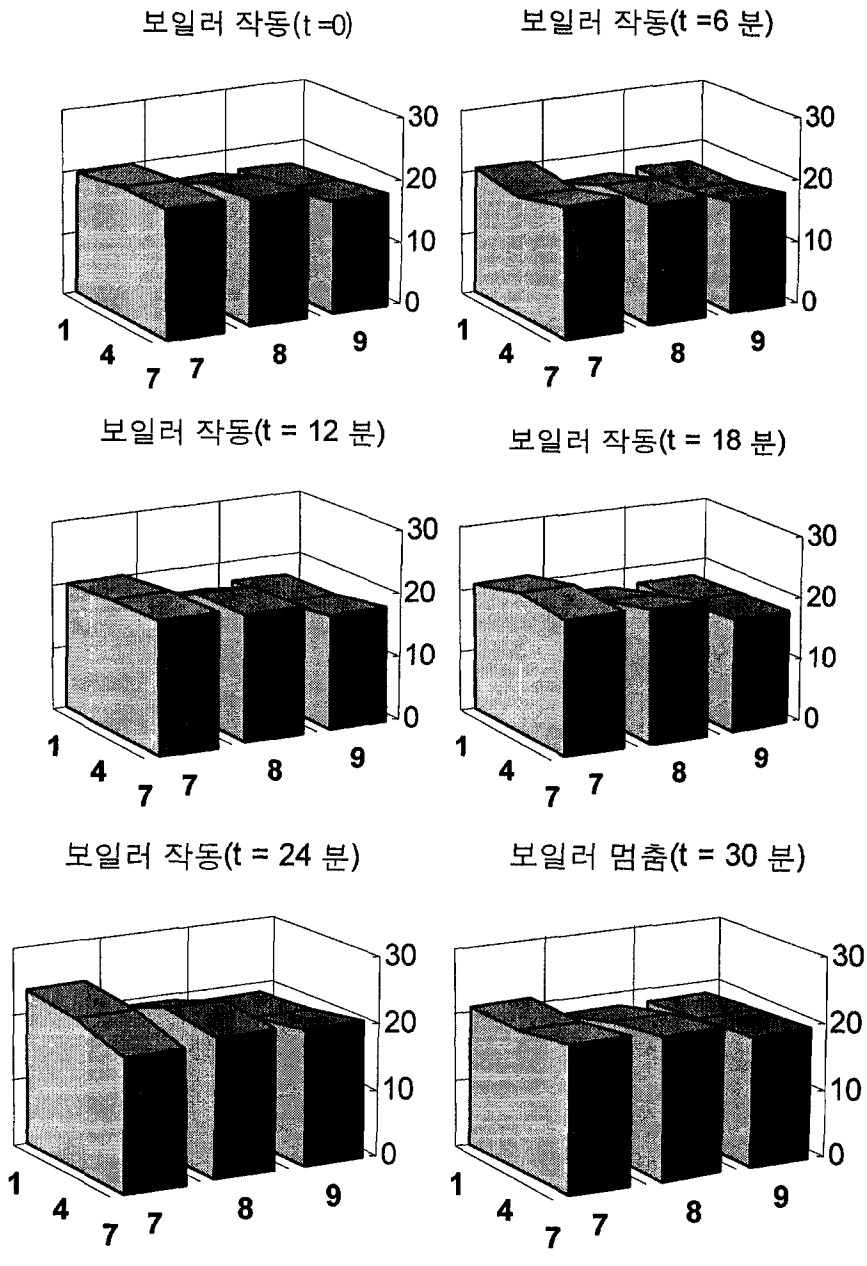
[그림 I-47]은 오후 4시부터 익일 오전 9시 사이에 이루어진 실험결과이고, 이 경우 외기 온도는 최고 2.4 에서 최저 -7.5 ℃이었다. 이 경우 보일러는 총 7번 작동한 것을 그림의 배기가스온도로부터 알 수 있다. 온실내 설치된 9개의 열전대 온도데이터는 16~20℃ 사이이고, 그 평균 온실온도는 [그림 I-47]과 같았다.



[그림 I-47] 온수보일러의 작동

[그림 I-48]에서 보일러 운전시작점을 기준으로 멈추기 직전까지 6분 간격으로 온실내의 온도변화를 보여준다.

[그림 I-48] 상의 번호 1, 4, 7, 8, 9는 온실내 설치된 [그림 I-43]의 열전대 위치를 의미하며 3차원 그래프 상에서 위에서 열거한 열전대 외의 다른 열전대의 번호는 그래프에 명시하지 않았지만 [그림 I-43]의 열전대 위치와 동일하다. 총 보일러 작동 시간은 30분 가량 되었으며 전체적으로는 위치 1, 4, 7 지점의 온도가 높게 나타났고, 그 외 지점은 약간은 낮게 나타났다. 보일러 가동 시에 난방수 입출구 온도의 차이가 가장 크기 때문에 본격적으로 보일러가 가동하면서 온실내에는 약한 미풍을 느낄 정도로 대류가 일어났다. 6분 간격마다 온도 분포의 형상은 다양하게 변했지만 전체적인 온도는 상승하였고 연소정지 시점에서 온실 공간의 온도는 최고 온도에 이르렀다.



[그림 I-48] 보일러 운전중 온실 온도 분포의 변화

제4장 열설계 기술 및 열설계 프로그램

제1절 서 론

일반적으로 온풍난방기는 연소실에서 연소가 이루어진 후 연소가스가 연소실 후부에서 연관으로 유입된다. 연관군은 1-pass로 구성되는 경우도 있지만 일반적으로 2-pass로 구성이 된다. 참여기업인 신흥기업사에서 제작하여온 경유 온풍난방기의 경우도 연소실과 2-pass의 연관군으로 구성되어 있다. 이 경우 온풍용공기를 공급하는 송풍기를 온풍난방기 상부에 장착하여 이 송풍기에서 온풍용 공기가 2차연관군을 거친 후 1차연관군을 지나서 연소통을 통과하여 온실에 공급되는 구조로 되어 있다.

본 연구에서 설계제작한 온수보일러도 노통과 연관군으로 구성되는 노통연관식 보일러이기 때문에 온풍난방기와 구조가 매우 유사하다. 이 온수보일러도 온풍난방기와 같이 1개의 노통과 2-pass의 연관군으로 구성이 되어 있다. 온풍난방기와의 차이는 단지 저온 유체가 공기 또는 온수로 차가 있을 뿐이다.

온풍난방기의 열설계를 위하여 특성을 분석하기 위한 기존의 자료를 검토하였지만 설계에 직접적으로 활용할 수 있는 자료를 발견할 수가 없었다. 그러나 주관연구기관은 보일러의 열설계 기술에 대한 많은 자료를 이미 확보하고 있었다. 따라서 구조가 유사한 보일러의 설계기술을 온풍난방기의 설계에 적용하여 온풍난방기를 설계하는 기술을 검토 정리하였다.

이 열설계기술은 여러 가지 연소조건에 대한 정확한 연소계산 뿐 아니라 공기와 연소가스의 물성치(점도, 비열, 밀도, 열전도도 등)도 정확히 계산하는 기술기준을 필요로 한다. 또한 여러 가지 연소조건에 따른 연소실에서의 화염복사계수와 복사전열량, 대류부에서의 전열계수와 전열량을

계산할 수 있는 기술을 필요하다. 이러한 설계계산에 관련된 매우 다양하고 복잡한 수식과 도표를 이용하여 일련의 설계과정을 수행하기 위한 기술을 필요로 하기 때문에 이러한 수식과 도표를 사용하는 방법을 정립하였다.

열설계 시에는 연소실 계산, 가스공간의 계산, 그리고 대류부의 전열계산은 시행착오법에 의한 반복계산을 필요로 하기 때문에 수계산으로 연소기기를 설계하는 것은 거의 불가능에 가깝다고 할 수 있다. 따라서 비교적 용이하게 사용할 수 있는 열설계 프로그램을 Lotus 1-2-3 R5.01을 이용하여 작성하였다.

이 열설계 프로그램은 많은 반복계산(Iteration)을 포함하기 때문에 기본계산, 연소실계산, 가스공간계산, 1차 및 2차 대류부계산은 주화면(Page Tap에 "설계"로 표시됨)에 위치하는 Macro 버튼을 클릭함으로서 각 부의 열설계가 진행된다. 이 프로그램에 사용한 중요 수식을 다음에 정리한다. 이 수식들을 이용하여 프로그램을 작성하려면 많은 경험적인 chart와 값을 요구한다.

열설계 기술과 프로그램 사용법은 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 설계프로그램 매뉴얼 부분에 별도로 정리하였다.

제2절 열설계 기술

1. 연소가스의 조성계산

보일러의 열설계를 하기 위해서는 무엇보다도 중요한 것이 연소가스의 조성이다. 열계산에서는 연소가스의 조성에 따라서 여러 가지 물성치(비열, 점도, 열전도도 등)들이 크게 영향을 받기 때문에, 레이놀드수, 프란틀

수 및 뉴셀트수가 크게 변화하게 된다. 따라서 가스조성은 모든 전열계산의 기초자료가 된다.

일반적으로 화석연료를 연소시킨 연소가스의 성분은 CO_2, H_2O, O_2, N_2 등으로 구성된다. 연소계산에 의하여 연소가스중 각 성분가스의 체적분율과 질량분율을 계산하는 과정은 연소계산에 따라 진행되어야 한다. 이 과정은 다소 복잡하지만 연소공학 책에 비교적 잘 언급되어 있기 때문에 계산과정의 설명은 생략하고 설계프로그램에서는 연료의 원소분석치를 입력하여 비교적 용이하게 연소계산을 수행할 수 있도록 프로그램하였다.

2. 물성치 계산

열설계에 필요한 물성치는 연소가스의 비열, 열전도도, 점도 등이다. 열계산에서는 가스의 조성과 온도에 따라서 여러 가지 물성치(비열, 점도, 열전도도 등등)들이 크게 변화하기 때문에, 레이놀드수, 프란틀수 및 뉴셀트수가 크게 변화하게 된다.

$$\left.\begin{aligned} C_p &= a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4 \\ k &= b_0 + b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + b_4 t^4 \\ \mu &= c_0 + c_1 t + c_2 t^2 + c_3 t^3 + c_4 t^4 \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots \text{(I-1)}$$

여기서,

C_p : 가스의 비열 (kcal/kg·℃)

k : 가스의 열전도도 (kcal/m·h·℃)

μ : 가스의 점도 (kg/m·s)

t : 가스의 온도 (℃)

대부분의 전열계산의 경우에 저온 t_1에서 고온 t_2의 온도범위에서의 평

균물성치를 알아야만 한다. 이 평균물성치는 식(I-1)을 적분하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\left.\begin{aligned}
\overline{C_p}\Big|_0^t &= a_0 + \frac{1}{2}a_1 t + \frac{1}{3}a_2 t^2 + \frac{1}{4}a_3 t^3 + \frac{1}{5}a_4 t^4 \\
\overline{k}\Big|_0^t &= b_0 + \frac{1}{2}b_1 t + \frac{1}{3}b_2 t^2 + \frac{1}{4}b_3 t^3 + \frac{1}{5}b_4 t^4 \cdots\cdots \\
\overline{\mu}\Big|_0^t &= c_0 + \frac{1}{2}a_1 t + \frac{1}{3}c_2 t^2 + \frac{1}{4}c_3 t^3 + \frac{1}{5}c_4 t^4
\end{aligned}\right\} \quad \text{(I-2)}$$

$$\left.\begin{aligned}
\overline{C_p}\Big|_{t_1}^{t_2} &= \frac{\overline{C_p}\Big|_0^t \cdot t_2 - \overline{C_p}\Big|_0^t \cdot t_1}{t_2 - t_1} \\
\overline{k}\Big|_{t_1}^{t_2} &= \frac{\overline{k}\Big|_0^t \cdot t_2 - \overline{k}\Big|_0^t \cdot t_1}{t_2 - t_1} \\
\overline{\mu}\Big|_{t_1}^{t_2} &= \frac{\overline{\mu}\Big|_0^t \cdot t_2 - \overline{\mu}\Big|_0^t \cdot t_1}{t_2 - t_1}
\end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots \text{(I-3)}$$

여기서,

$\overline{C_p}\Big|_0^t$, $\overline{k}\Big|_0^t$, $\overline{\mu}\Big|_0^t$: 온도 0~t℃ 사이의 평균 C_p, k, μ

$\overline{C_p}\Big|_{t_1}^{t_2}$, $\overline{k}\Big|_{t_1}^{t_2}$, $\overline{\mu}\Big|_{t_1}^{t_2}$: 온도 t1~t2℃ 사이의 평균 C_p, k, μ

연소가스는 대부분이 여러 종류의 가스들로 구성된 혼합가스이다. 이 혼합가스의 물성치를 위한 몇 가지 공식들이 제안되어 있으나, 이중에서 사용하기에 가장 편리하고 오차도 크지 않은 다음 식을 사용하였다.

$$\left.\begin{aligned} \overline{C_{PG}} &= \sum_{i=1}^{n} X_i \ \overline{C_{Pi}} \\ \overline{k_G} &= \frac{\sum_{i=1}^{n} Y_i \ \overline{k_i} \ M^{1/3}}{\sum_{i=1}^{n} Y_i \ M^{1/3}} \\ \overline{\mu_G} &= \frac{\sum_{i=1}^{n} X_i \ \overline{\mu_i} \ / \ M^{1/2}}{\sum_{i=1}^{n} X_i \ / \ M^{1/2}} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots \text{(I-4)}$$

여기서,

$\overline{C_{PG}}$, $\overline{k_G}$, $\overline{\mu_G}$: 혼합가스의 $\overline{C_P}$, $\overline{k}$, $\overline{\mu}$

$\overline{C_{Pi}}$, $\overline{k_i}$, $\overline{\mu_i}$: 가스성분 i의 $\overline{C_P}$, $\overline{k}$, $\overline{\mu}$

X_i , Y_i : 가스성분 i의 질량 및 체적 분율

M_n : 가스성분 i의 분자량

3. 연소실의 열설계법

화염에서 연소실벽으로 전달된 열량을 다음 식으로 계산하도록 하였다.

$$Q_F = \phi_W \sigma A_W [(\frac{T_F}{100})^4 - (\frac{T_W}{100})^4]$$

$$= \phi_F \sigma A_F [(\frac{T_F}{100})^4 - (\frac{T_W}{100})^4] \cdots\cdots\cdots \text{(I-5)}$$

여기서,

ϕ_W : 총괄 복사율 (AW 기준)

ϕ_F : 총괄 복사율 (AF 기준)

A_F, A_W : 화염 및 고체면의 면적 (m^2)

T_F, T_W : 화염 및 고체면의 절대온도 (K)

$$\left.\begin{aligned} \phi_F &= \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_F} + \frac{A_F}{A_W}\left(\frac{1}{\varepsilon_W \phi_W} - 1\right)} \\ \phi_W &= \frac{A_F / A_W}{\frac{1}{\varepsilon_F} + \frac{A_F}{A_W}\left(\frac{1}{\varepsilon_W \phi_W} - 1\right)} \\ &= \frac{1}{\frac{A_W}{A_F}\frac{1}{\varepsilon_F} + \frac{1}{\varepsilon_W \phi_W} - 1} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots \text{(I-6)}$$

$$\varepsilon_F = 1 - e^{-K \cdot S_F} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-7)}$$

여기서,

ε_F : 화염의 방출율

K : 흡수계수

S_F : 화염의 유효층 두께 (Beam length)

$$S_F = 0.6\ V_F^{1/3}\left(\frac{A_F}{A_W}\right)^{1/2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-8)}$$

여기서,

S_F : 화염의 유효층 두께 (m)

V_F : 연소실 체적 (m^3)

A_F : 화염의 표면적 (m^2)

A_W : 연소실 벽면의 투영면적 (m^2)

$$\frac{A_F}{A_W} = 0.107 \ln\left(\frac{q_F}{10^4}\right)^{1/3} - 0.0462 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-9)}$$

여기서,

A_F / A_W : 화염의 충만도

q_F : 연소실 열부하 (kcal/m^3·h)

4. 가스공간의 열설계

복사전열량은 가스분자의 종류에 따라서 변하므로, 가스에 의한 복사는 성분원소의 분압, 가스층의 두께, 온도의 함수로 취급한다. 가스와 고체벽면(전열면) 사이의 복사전열량을 전열공식은 일반적인 다음 식을 사용하였다.

$$Q_G = \phi_G \, \sigma \, A_W \left[\frac{\varepsilon_G}{a_G} \left(\frac{T_G}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_W}{100}\right)^4 \right] \cdots\cdots \text{(I-10)}$$

$$\left.\begin{aligned} \phi_G &= \frac{\varepsilon_W \psi_W a_G}{1-(1-\varepsilon_W \psi_W)(1-a_G)} \\ &= \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_W \psi_W} + \dfrac{1}{a_G} - 1} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots \text{(I-11)}$$

여기서,

σ : 스테판-볼츠만 상수 (=4.88 kcal/m^2·h·K^4)

ϕ_G : 총괄 가스복사율

ε_G : T_G에서의 가스방출율

a_G : T_W에서의 가스흡수율

ε_W : 전열면의 방출율(흡수율)

ψ_W : 전열면의 유효면적율

Aw : 전열면의 면적 (m^2)

T_G : 가스온도 (K)

T_W : 전열면의 온도 (K)

가스의 방출율 및 흡수율은 성분원소의 분압, 가스층두께, 온도의 함수로써 표현된다.

일반적으로 연료는 주 성분원소가 C와 H이므로 연소가스 중에서 복사열을 흡수하여 방출율 및 흡수율에 영향을 미치는 것은 주로 CO_2와 H_2O이며, 그 외에도 CO, SO_2 등의 가스들이 영향을 미칠 수 있으나, 미량이 존재하므로 무시할 수 있다. 따라서 연소가스의 방출율 및 흡수율은 CO_2와 H_2O 각각의 방출율 및 흡수율과 이들 가스의 상호작용에 의한 영향을 고려하여 다음과 같이 구한다.

가. 방출율

$$\varepsilon_G = \varepsilon_C + \varepsilon_H - \Delta\varepsilon_G \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-12)}$$

$$\varepsilon_C = \varepsilon^*_C f_C, \quad \varepsilon_H = \varepsilon^*_H f_H \quad \cdots\cdots\cdots \text{(I-13)}$$

$$\varepsilon^*_C = f(P_C \cdot S_G,\ t_G) \qquad \varepsilon^*_H = f(P_H \cdot S_G,\ t_G)$$

$$f_C = f(P_C \cdot S_G,\ P_T) \qquad f_H = f(P_C \cdot S_G,\ \frac{P_H + P_T}{2})$$

$$\Delta\varepsilon_G = f(\frac{P_H}{P_C + P_H},\ (P_C + P_H) S_G,\ t_G)$$

$$P_C = P_T Y_C \qquad P_H = P_T Y_H$$

나. 흡수율

$$a_G = a_C + a_H - \Delta a_G \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-14)}$$

$$a_C = a_C^* f_G \quad a_H = a_H^* f_H \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-15)}$$

$$a_C^* = \varepsilon^*_{CW} \left(\frac{T_G}{T_W} \right)^{0.65}, \quad a_H^* = \varepsilon^*_{HW} \left(\frac{T_G}{T_W} \right)^{0.45} \quad \cdots \text{(I-16)}$$

$$\varepsilon^*_{CW} = f(P_{CW} \cdot S_G, \ t_W) \qquad \varepsilon^*_{HW} = f(P_{HW} \cdot S_G, \ t_W)$$

$$P_{CW} = P_C \frac{T_W}{T_G} \qquad P_{HW} = P_H \frac{T_W}{T_G}$$

$$T_G = t_G + 273.15 \qquad T_W = t_W + 273.15$$

$$\Delta a_G = \Delta \varepsilon_{GW} = f\left(\frac{P_H}{P_C + P_H}, \ (P_{CW} + P_{HW}) S_G, \ t_W \right)$$

여기서

ε_G, α_G : 가스의 방출율 및 흡수율

ε_C, ε_H : CO_2 및 H_2O의 방출율

α_C, α_H : CO_2 및 H_2O의 흡수율

ε_{CW*}, ε_{HW*} : 온도 tW에서의 $\varepsilon C*$ 및 $\varepsilon H*$

P_r : 전압(Kg/cm^2)

P_C, P_H : CO_2 및 H_2O의 분압(kg/cm^2)

f_C, f_H : CO_2 및 H_2O의 방출율(흡수율)의 압력보정계수

S_G : 가스의 유효층두께(m)

t_G, t_W : 가스 및 벽표면 온도(℃)

다. 가스층 두께

$$S_G = f\frac{4V_G}{A_G} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-17)}$$

여기서,

S_G : 가스층 두께 (m)

V_G : 가스공간의 체적 (m^3)

A_G : 가스공간의 표면적 (m^2)

f : 상 수

5. 대류부(전열관)의 열설계

대류전열부인 과열기나 뱅크튜브부의 열설계 및 절탄기의 설계에 사용하는 기본식은 다음과 같다.

$$Q_C = U_o A_o \Delta t_m = U_i A_i \Delta t_m \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-18)}$$

여기서,

Q_C : 대류전열량 (kcal/h)

U_o : 총괄전열계수(A_o기준, kcal/m^2·h·℃)

U_i : 총괄전열계수(A_i기준, kcal/m^2·h·℃)

A_o, A_i: 외부 및 내부 전열면적 (m^2)

Δt_m : 대수평균 온도차(LMTD)

총괄전열계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i A_i} + r_i\frac{A_o}{A_i} + \frac{sA_o}{kA_m} + r_o + \frac{1}{h_o} \quad \text{(I-19)}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_o A_o} + r_o \frac{A_i}{A_o} + \frac{s A_i}{k A_m} + r_i + \cdot \frac{1}{h_i} \quad \text{(I-20)}$$

여기서,

U_0 : 총괄전열계수 (A_0기준) (kcal/h · m^2 · ℃)

U_i : 총괄전열계수 (A_i기준) (kcal/h · m^2 · ℃)

h_0, h_1: 외부 및 내부 경막전열계수 (kcal/h · m^2 · ℃)

r_0, r_1 : 외부 및 내부 오염저항계수 (h · m^2 · ℃/kcal)

A_0, A_i, A_m : 외부, 내부 및 평균전열면적(m^2)

s : 금속벽의 두께(m)

k : 금속벽의 열전도도(kcal/h · m · ℃)

복사전열계수를 대류전열계수에 상당하는 양으로 환산하여 가스측의 전체전열계수를 구하고, 그 이후는 일반적 대류전열계산 방법에 따른다. 가스측의 전열계산은 복사와 대류 열전달을 동시에 고려하기 위하여 다음과 같이 정리하여 사용하였다.

$$Q_S = Q_C + Q_R = h_S A_W \Delta t_{m1} \cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-22)}$$

$$\left.\begin{aligned} Q_C &= h_C A_W \Delta t_{lm} \\ Q_R &= h_R A_W \Delta t_{lm} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-23)}$$

$$h_S = h_C + h_R \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-24)}$$

$$\Delta t_{lm} = t_{S1} - t_W \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-25)}$$

$$t_{S1} = \Delta t_{lm} + t_{SW} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-26)}$$

여기서,

Q_C, Q_R, Q_G : 대류, 복사, 전체 전열량 (kcal/h)

h_C, h_R, h_S: 가스측의 대류, 복사, 전체 전열계수(kcal/m^2·h·℃)

Δt_{lm} : 대수 평균 온도차 (℃)

t_{SW} : 보일러수의 온도 (℃)

관내부 경막전열계수는 그래프에서 구한 J_H를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$h_i = J_H \frac{k}{d_i} \left(\frac{C_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_W}\right)^{0.14} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{(I-26)}$$

직교류에 대하여 경막전열계수를 구하면

$$h_0 = 0.287 k^{0.636} C_p^{\ 0.364} \mu^{-0.236} d_0^{\ -0.4} G^{0.6}\ fe\ f_N \cdot f_A \cdots\cdots \text{(I-27)}$$

여기에서

f_e : 배열계수

f_N : 관의 열수에 따른 보정계수

f_A : 흐름의 각도에 따른 보정계수

6. 설계기술 매뉴얼

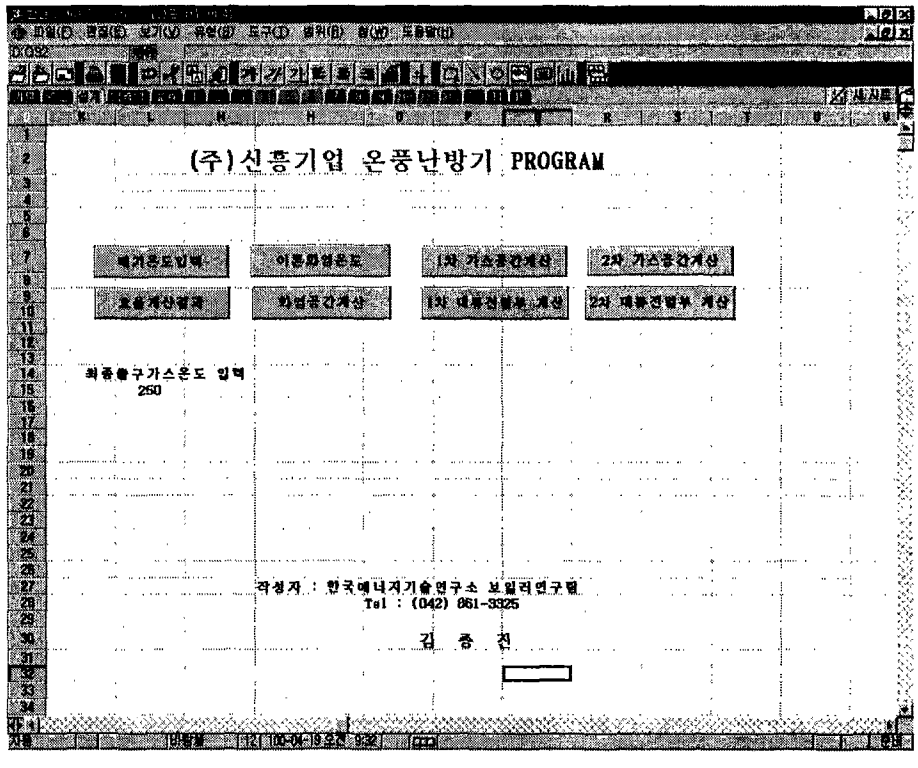
전술한 열설계 관련식들과 관련 자료들은 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 설계프로그램 매뉴얼 부분에 별도로 정리하였다. 열설계 관련식은 KIER SHEET 1~8에 정리하였고, 열설계와 관련된 chart들은 KIER SHEET 9~46으로 정리하였다.

이 KIER SHEET들은 온풍난방기와 온수보일러의 열설계 시에 관련된 식과 자료들로서 매우 유용한 자료들이다.

제3절 중유 온풍난방기 및 온수보일러의 설계프로그램

1. 온풍난방기 설계프로그램

온풍난방기 설계프로그램은 Lotus 1-2-3 R5.01를 이용하여 작성하였다. Lotus의 Macro 기능과 대화상자(Dialog Box) 기능을 활용하였다. 프로그램은 [그림 I-49]에 도시한 주화면의 Macro 버튼을 클릭함으로서 각부의 열설계가 진행된다.



[그림 I-49] 온풍난방기 설계프로그램의 주화면

가. 프로그램의 구성

1) 프로그램의 전체 구성

[그림 I-49]에서 알 수 있는 것과 같이 프로그램은 20개의 sheet로 구성되어 있다. 또 이것을 분류하면 4개의 부분으로 나눌 수 있다. [그림

I-49]에서 page tap이 빨간색 으로 표시된 기본계산 부분, page tap이 청색으로 표시된 연소실 설계부분, page tap이 녹색으로 표시된 가스공간 설계부분, page tap이 분홍색으로 표시된 대류부 설계부분으로 구분되며, 가스공간과 대류전열부는 2-pass이기 때문에 2번 반복된다.

2) 계산 프로그램

가) 연소계산 및 배기가스 조성계산

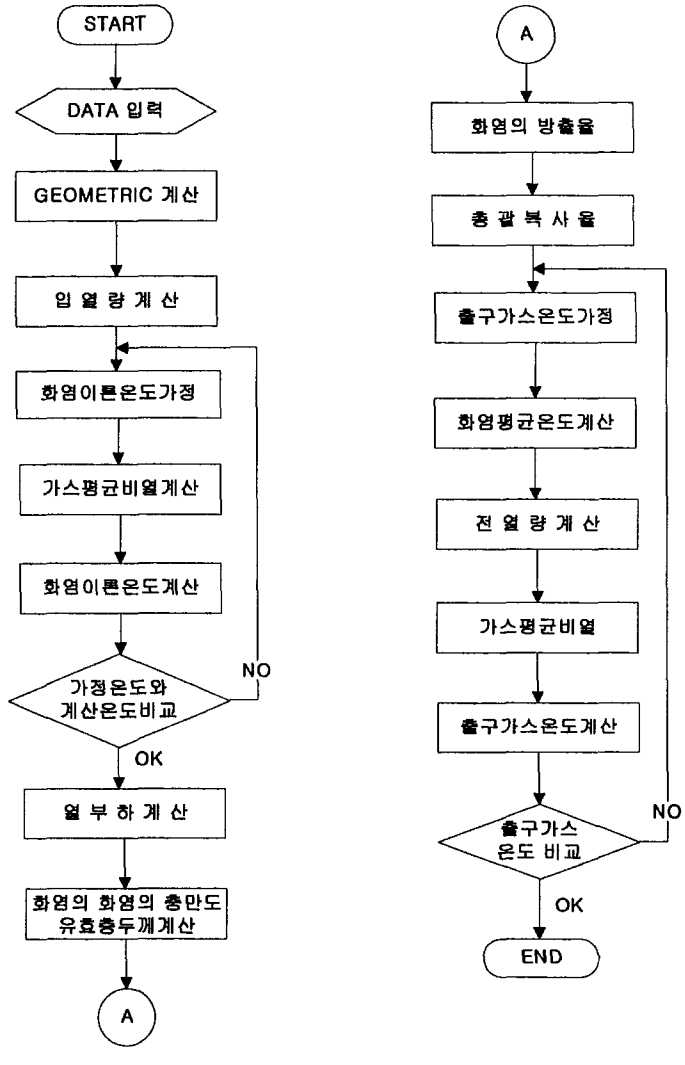
온풍기의 열설계를 하기 위해서는 무엇보다도 중요한 것이 연소계산과 연소가스조성의 계산이다. 열계산에서는 연소가스의 조성에 따라서 여러가지 물성치(비열, 점도, 열전도도 등)들이 크게 영향을 받기 때문에, 레이놀드수, 프란틀수 및 뉴셀트수가 크게 변화하게 된다. 따라서 가스조성은 모든 전열계산의 기초자료가 된다. 일반적으로 화석연료를 연소시킨 연소가스의 성분은 CO_2, H_2O, O_2, N_2, SO_2 등으로 구성된다. 연소계산에 의해 연소가스중 각 성분가스의 체적분율 및 질량분율을 계산하는 과정을 확립하였다. 또한 연소계산에 의해 이론공기량, 실제공기량, 배기가스량 등을 계산하는 방법과 프로그램을 작성하였다.

나) 연소가스의 물성치계산

열설계에 필요한 물성치는 연소가스의 비열, 열전도도, 점도 등이다. 열계산에서는 가스의 조성과 온도에 따라서 여러가지 물성치(비열, 점도, 열전도도 등)들이 크게 변화하기 때문에, 레이놀드수, 프란틀수 및 뉴셀트수가 크게 변화한다. 임의의 온도 t℃에서 혼합가스에 포함된 각각의 가스성분 및 공기의 물성치를 계산하는 Macro프로그램을 작성하였다. 따라서 물성치 계산을 위한 부분은 work sheet 상에 전혀 나타나지 않고 오직 내부에서 Library 함수와 같이 작동하도록 하였다.

다) 연소실 설계

연소실에서의 화염복사에 의한 전열량을 계산하기 위해서는 화염의 복사율, 총괄복사율, 화염의 충만도, 화염의 유효층두께 등을 계산하여야 하기 때문에, 계산흐름도 [그림 I-50]을 기초로 하여 이것들을 용이하게 할 수 있는 프로그램을 작성하였다.

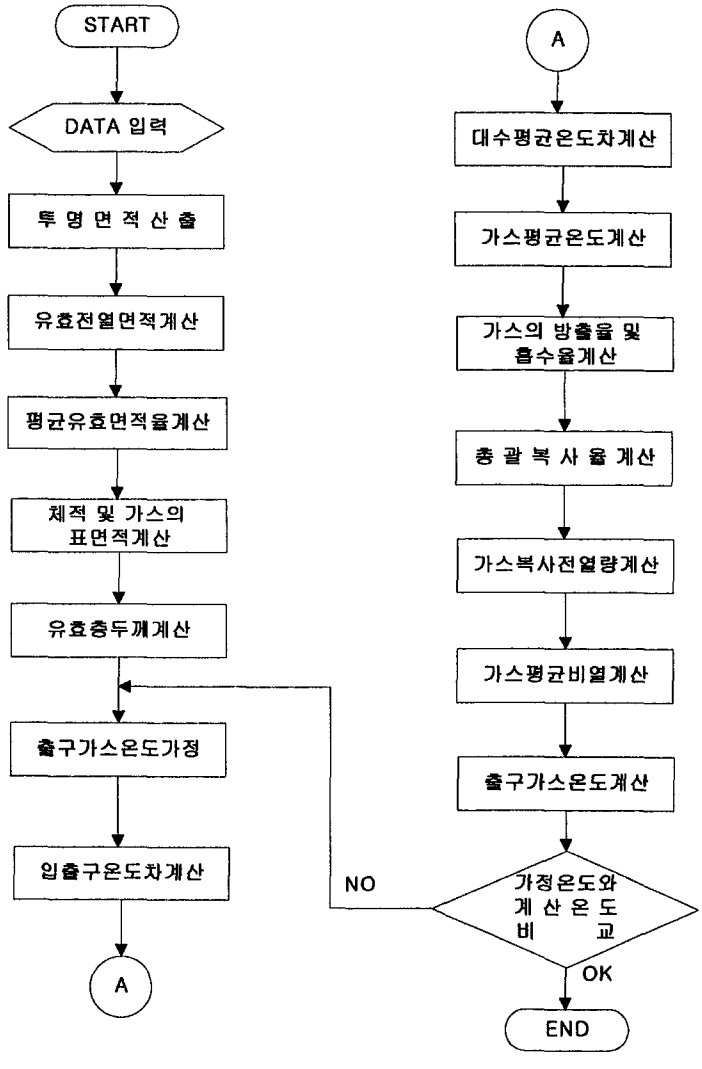


[그림 I-50] 연소실의 열설계 순서도

라) 가스공간 설계

가스공간에서의 가스복사에 의한 전열량을 계산하기 위해서는 가스의

방출율, 흡수율, 가스의 유효층두께 등을 계산하여야 하기 때문에, 계산흐름도 [그림 I-51]을 기초로 하여 이것들을 용이하게 할 수 있는 프로그램을 작성하였다. 특히 화염의 방출율과 흡수율은 Macro프로그램으로 계산이 되도록 처리되었다.



[그림 I-51] 가스공간의 열설계 순서도

마) 대류부 설계

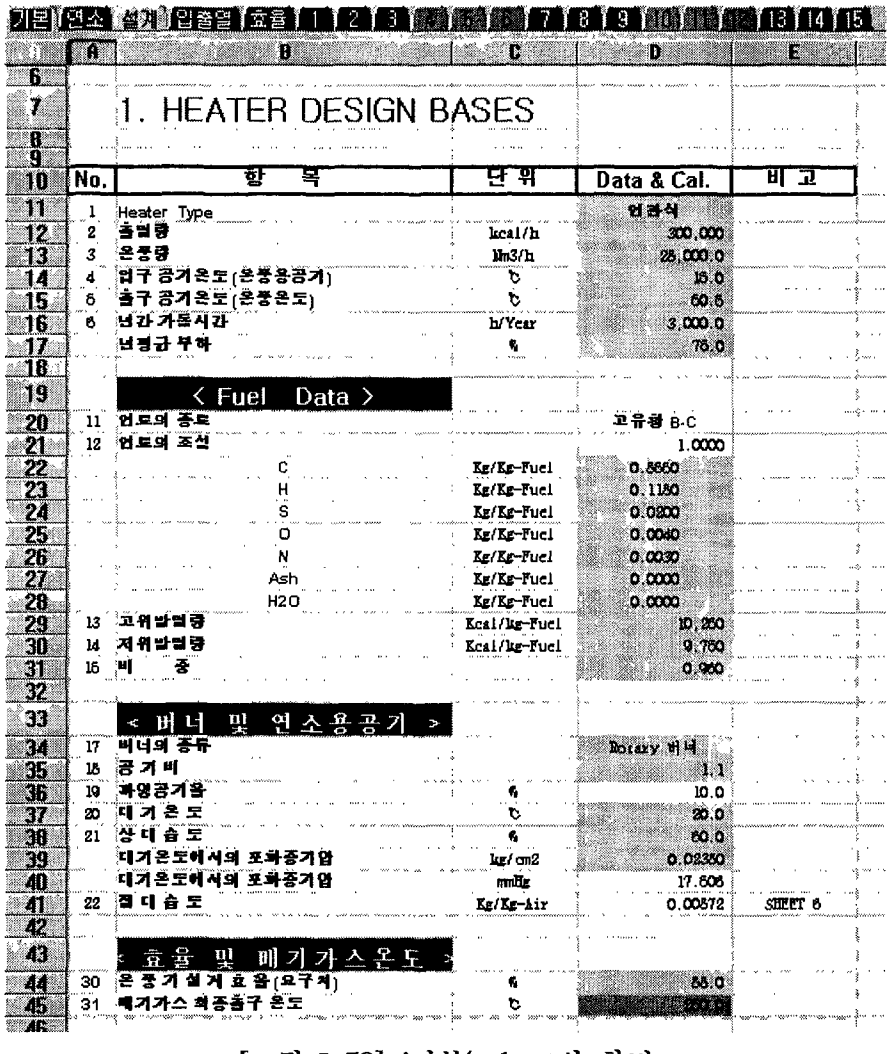
대류부에서의 가스에 의한 대류전열량을 계산하기 위해서는 공기예열기 설계와 같은 방법으로 물성치와 대류전열계수 등을 계산하여야 하기 때문에, 계산흐름도 [그림 I-52]에 기초하여 이것들을 용이하게 할 수 있는 프로그램을 작성하였다.

[그림 I-52] 대류 전열부의 열설계 순서도

3) 각 sheet 및 프로그램의 일반특성

가) 입력셀(cell)

온풍난방기 설계의 주파일인 '신흥_HT.wk4' 파일은 20개의 sheet로 구성되어 있고, 앞부분 5개의 sheet는 설계계산을 위한 기초 입력 및 계산 sheet이다. 그 예로서 기본 입력사항을 포함하는 '기본' sheet의 화면을 [그림 I-53]에 나타낸다. 이 화면상에서 분홍색으로 표시된 셀(cell)은 기본 입력셀을 의미한다.

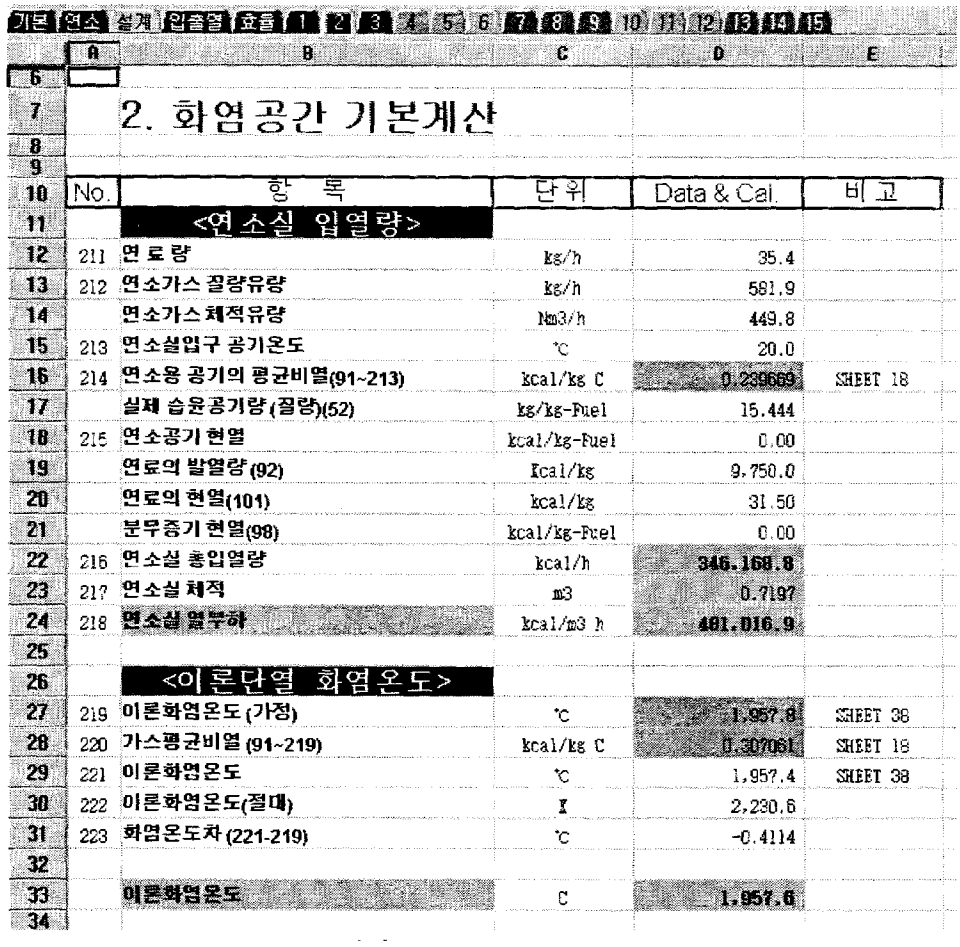


No.	항 목	단 위	Data & Cal.	비 고
1	Heater Type		연관식	
2	출열량	kcal/h	300,000	
3	온풍량	Nm3/h	25,000.0	
4	입구 공기온도(온풍용공기)	℃	15.0	
5	출구 공기온도(온풍온도)	℃	60.5	
6	년간 가동시간	h/Year	3,000.0	
	년평균 부하	%	75.0	
	< Fuel Data >			
11	연료의 종류		고유량 B-C	
12	연료의 조성		1.0000	
	C	Kg/Kg-Fuel	0.8660	
	H	Kg/Kg-Fuel	0.1150	
	S	Kg/Kg-Fuel	0.0200	
	O	Kg/Kg-Fuel	0.0040	
	N	Kg/Kg-Fuel	0.0030	
	Ash	Kg/Kg-Fuel	0.0000	
	H2O	Kg/Kg-Fuel	0.0000	
13	고위발열량	Kcal/kg-Fuel	10,250	
14	저위발열량	Kcal/kg-Fuel	9,750	
15	비 중		0.960	
	< 버너 및 연소용공기 >			
17	버너의 종류		Rotary 버너	
18	공기비		1.1	
19	과잉공기율	%	10.0	
20	대기온도	℃	20.0	
21	상대습도	%	60.0	
	대기온도에서의 포화증기압	kg/cm2	0.02350	
	대기온도에서의 포화증기압	mmHg	17.606	
22	절대습도	Kg/Kg-Air	0.00572	SHEET 6
	< 효율 및 배기가스온도 >			
30	온풍기설계효율(요구치)	%	55.0	
31	배기가스 최종출구 온도	℃	[illegible]	

[그림 I-53] '기본' sheet의 화면

나) Mcro 계산셀 및 계산 결과셀

열설계 계산 sheet의 다른 예를 [그림 I-54]에 도시한다. 이것은 연소실 계산과정 중의 이론화염온도를 계산하는 2번 sheet 화면이다. 여기에서도 분홍색으로 표시된 셀은 입력할 셀을 의미하고, 녹색으로 표시된 셀은 Macro프로그램에 의한 계산 결과를 의미하며, 주황색으로 표시된 셀은 계산 결과를 의미한다.



2. 화염공간 기본계산

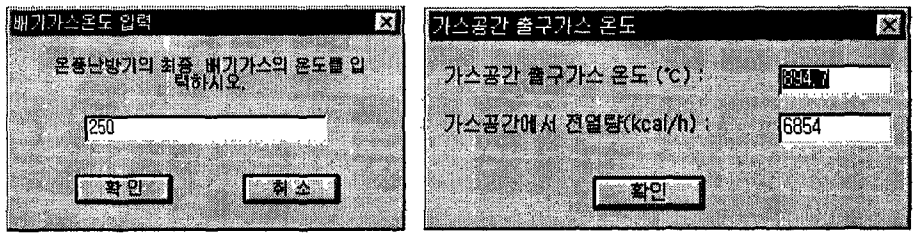
No.	항 목	단위	Data & Cal.	비 고
	<연소실 입열량>			
211	연 료 량	kg/h	35.4	
212	연소가스 질량유량	kg/h	581.9	
	연소가스 체적유량	Nm3/h	449.8	
213	연소실입구 공기온도	℃	20.0	
214	연소용 공기의 평균비열(91~213)	kcal/kg C	0.239669	SHEET 18
	실제 습윤공기량 (질량)(52)	kg/kg-Fuel	15.444	
215	연소공기 현열	kcal/kg-Fuel	0.00	
	연료의 발열량 (92)	Kcal/kg	9,750.0	
	연료의 현열(101)	kcal/kg	31.50	
	분무증기 현열(98)	kcal/kg-Fuel	0.00	
216	연소실 총입열량	kcal/h	346,168.8	
217	연소실 체적	m3	0.7197	
218	연소실 열부하	kcal/m3 h	481,016.9	
	<이론단열 화염온도>			
219	이론화염온도 (가정)	℃	1,957.8	SHEET 38
220	가스평균비열 (91~219)	kcal/kg C	0.307061	SHEET 18
221	이론화염온도	℃	1,957.4	SHEET 38
222	이론화염온도(절대)	K	2,230.6	
223	화염온도차 (221-219)	℃	-0.4114	
	이론화염온도	C	1,957.6	

[그림 I-54] 계산결과를 포함하는 sheet의 예

다) Macro버튼 및 대화상자(dialog box)

[그림 I-49]에 나타낸 Macro버튼은 Macro프로그램을 수행시키는 기능을 갖고 있다. 또 이 Macro버튼에 의해 Macro프로그램이 작동하면 [그림

I-55]의 대화상자가 화면상에 나타나도록 프로그램되어 있다. 대화상자는 입력을 하는 입력대화상자와 계산결과를 요약하여 보여주는 출력대화상자로 구성되어 있다.



(a) 입력대화상자 (b) 출력대화상자

[그림 I-55] 프그램 중의 대화상자

나. 프로그램의 작동

특히 설계-sheet에는 [그림 I-49]와 같이 Macro버튼만이 놓여 있다. 이 설계-sheet에는 8개의 Macro버튼이 배치되어 있고 각 버튼의 기능은 다음과 같다.

① 배기온도입력 Macro버튼 : 이 버튼을 클릭하면 설계하고자 하는 온풍난방기의 배기가스온도를 입력하는 대화상자가 나타난다. 이 대화상자에 배기가스온도를 입력하면 설계프로그램상의 필요한 위치로 배기가스온도가 입력된다.

② 효율계산 Macro버튼 : 기본-sheet, 입출열-sheet, 효율-sheet의 필요한 입력을 한 후에 효율계산 Macro버튼을 클릭하면, 온풍난방기의 설계효율을 나타내는 대화상자가 나타난다. 이 설계효율이 요구치보다 낮은 경우에는 배기가스온도를 재입력하여 다시 계산한다.

③ 이론화염온도 Macro버튼 : 1번 sheet와 2번 sheet를 입력하고 이론화염온도 Macro버튼을 클릭하면 이론화염 대화상자에 이론단열화염온도가 나타난다.

④ 화염공간계산 Macro버튼 : 3번 sheet를 입력한 후에 화염공간계산 Macro버튼을 클릭하면 화염공간 열계산 결과가 대화상자에 나타난다.

⑤ 1차가스공간계산 Macro버튼 : 4번 sheet, 5번 sheet, 6번 sheet를 입력하고 1차가스공간계산 Macro버튼을 입력한 후에 1차가스공간계산 Macro버튼을 클릭하면 1차가스공간의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

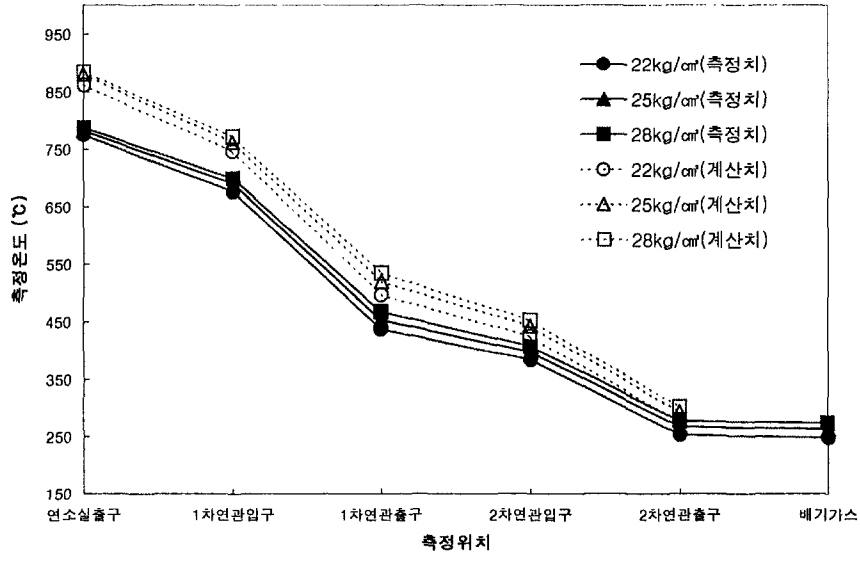
⑥ 1차대류전열부계산 Macro버튼 : 7번 sheet, 8번 sheet, 9번 sheet를 입력하고 1차대류전열부계산 Macro버튼을 입력한 후에 1차대류전열부계산 Macro버튼을 클릭하면 1차대류전열부의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

⑦ 2차가스공간계산 Macro버튼 : 10번 sheet, 11번 sheet, 12번 sheet를 입력하고 2차가스공간계산 Macro버튼을 입력한 후에 2차가스공간계산 Macro버튼을 클릭하면 2차가스공간의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

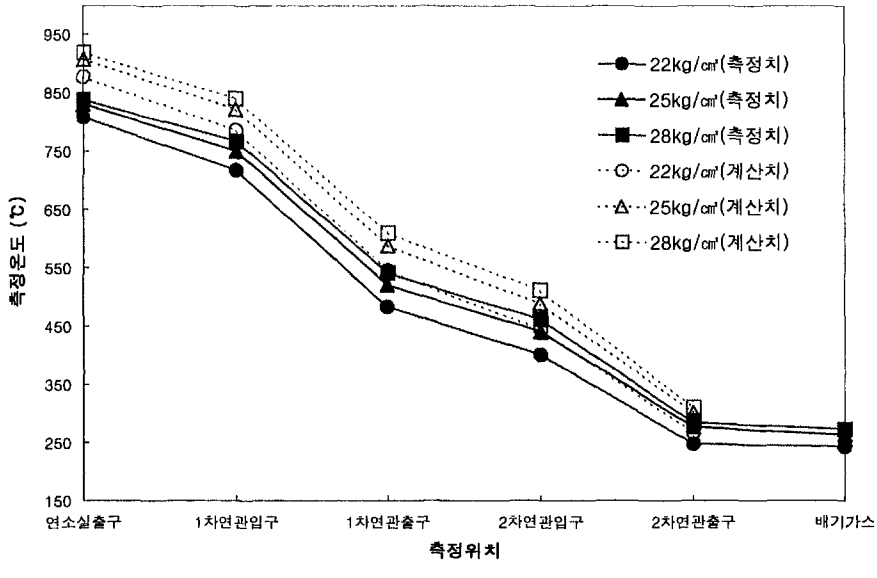
⑧ 2차대류전열부계산 Macro버튼 : 13번 sheet, 14번 sheet, 15번 sheet를 입력하고 2차대류전열부계산 Macro버튼을 입력한 후에 2차대류전열부계산 Macro버튼을 클릭하면 2차대류전열부의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

다. 열설계 프로그램의 결과 비교

[그림 I-56]에 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급 시제기 온풍난방기의 온도분포 특성을 나타낸다. 이 그림 중의 실선은 [그림 I-21]에 도시한 실험결과이고 점선은 열설계 프로그램의 계산결과이다.



(a) 250,000 kcal/h 온풍난방기의 경우



(b) 300,000 kcal/h 온풍난방기의 경우

[그림 I-56] 온풍난방기 설계프그램의 결과의 비교

이 그림에서 알 수 있듯이 열설계 프로그램에 의해 계산한 온풍난방기 최종온도는 측정값에 비하여 대략적으로 20~30℃ 정도 높게 나타났다. 이 정도의 계산편차는 공학적인 계산에서는 허용 가능한 것으로 판단이 된다. 연소기기를 설계할 경우에는 일반적으로 보증효율을 위하여 설계여유를 0.5~1.5%를 갖고 설계를 하기 때문에 최종 출구온도 20~30℃ 편차는 이 범위에 들어가므로 엔지니어링을 위한 프로그램으로서는 문제가 없는 것으로 판단된다. 또 연소실 출구온도는 계산치가 측정치에 비하여 80~100℃ 높게 나타났지만 가스공간과 대류전열부를 지나면서 그 편차가 줄어들었다. 따라서 보다 정확한 열설계를 위해서는 연소실의 화염복사에 관한 검토가 필요할 것으로 판단된다.

2. 중유 온수보일러 설계프로그램

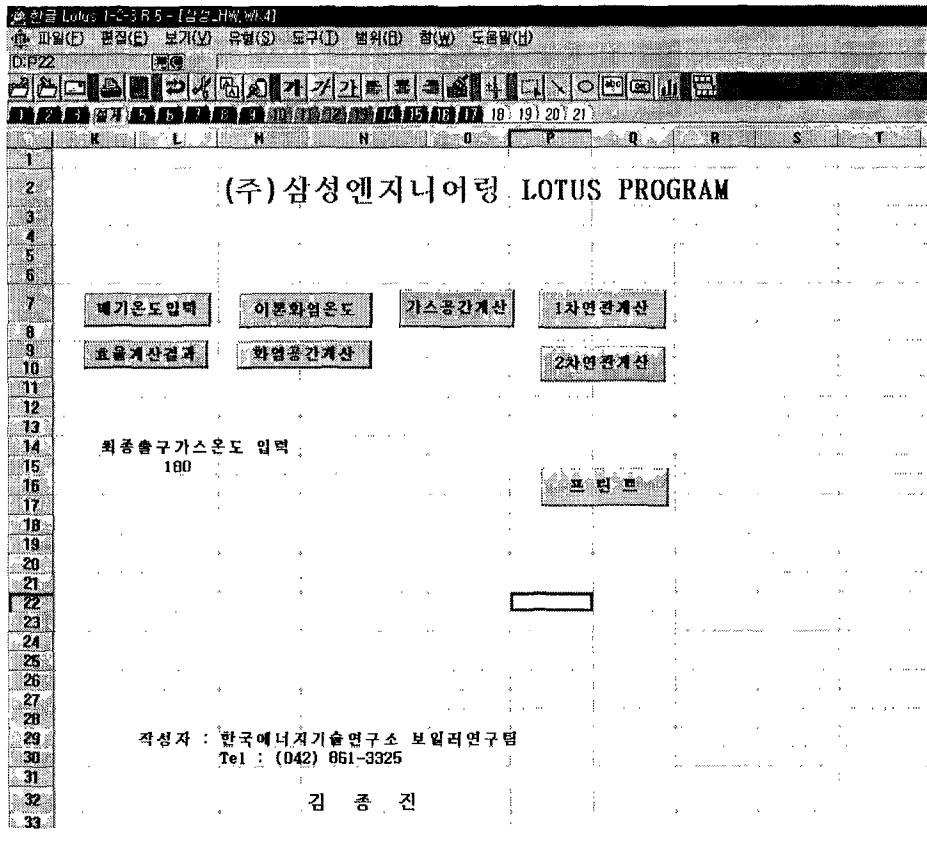
가. 프로그램의 구성

1) 프로그램의 전체 구성

Lotus 1-2-3 R5.01, Lotus Macro기능과 대화상자(Dialog Box) 기능을 활용하여 보일러열설계 프로그램을 작성하였다. 이 프로그램은, 앞부분 6장의 sheet는 연소계산 및 열정산을 포함하는 기본계산과 3장의 sheet로 구성된 연소실계산, 4장의 sheet로 구성된 가스공간계산, 또 각각 4장의 sheet로 구성된 1차연관과 2차연관 열계산으로 구성되어 총21장의 sheet로 구성되어 있다. 이 프로그램은 21장의 sheet외에 가스 및 공기의 비열, 열전도도, 점도 등의 물성치를 계산, 가스복사 전열계수 계산을 위한 별도의 sheet들도 포함하고 있지만 이 부분들은 화면에 나타나지 않도록 처리되었다.

이 설계 프로그램은 많은 반복계산(Iteration)을 포함하기 때문에 기본계

산, 연소실계산, 가스공간계산, 1차 및 2차 연관계산은 주화면(Page Tap에 "설계"로 표시됨)에 위치하는 Macro 버튼을 클릭함으로써 각 부의 열설계가 진행된다. 이 프로그램의 주화면을 [그림 I-56]에 도시한다(이 그림 중의 '삼성엔지니어링'은 본 연구의 참여기업임).



[그림 I-57] 보일러 설계프로그램의 주화면

2) 계산 프로그램

이 계산 프로그램 부분은 전술한 온풍난방기의 경우와 대동소이하기 때문에 생략한다.

3) 각 sheet 및 프로그램의 일반특성

이 계산 프로그램 부분은 전술한 온풍난방기의 경우와 대동소이하기 때

문에 생략한다.

나. 프로그램의 작동

화면상에 나타나는 '삼성_HW.wk4' 파일은 21개의 sheet로 구성되어 있다. 앞부분 7개의 sheet는 설계계산을 위한 기초 계산 sheet이다. 특히 설계-sheet에는 Macro버튼만이 놓여 있다. 이 설계-sheet에는 8개의 Macro 버튼이 배치되어 있고 각 버튼의 기능은 다음과 같다.

① 배기온도입력 Macro버튼 : 이 버튼을 클릭하면 설계하고자 하는 온풍난방기의 배기가스온도를 입력하는 대화상자가 나타난다. 이 대화상자에 배기가스온도를 입력하면 설계프로그램상의 필요한 위치로 배기가스온도가 입력된다.

② 효율계산 Macro버튼 : 1번 sheet~6번 sheet의 필요한 입력을 한 후에 효율계산 Macro버튼을 클릭하면, 온풍난방기의 설계효율을 나타내는 대화상자가 나타난다. 이 설계효율이 요구치보다 낮은 경우에는 배기가스온도를 재입력하여 다시 계산한다.

③ 이론화염온도 Macro버튼 : 7번 sheet와 8번 sheet를 입력하고 이론화염온도 Macro버튼을 클릭하면 이론화염 대화상자에 이론단열화염온도가 나타난다.

④ 화염공간계산 Macro버튼 : 9번 sheet를 입력한 후에 화염공간계산 Macro버튼을 클릭하면 화염공간 열계산 결과가 대화상자에 나타난다.

⑤ 가스공간계산 Macro버튼 : 10번 sheet ~ 13번 sheet를 입력하고 가스공간계산 Macro버튼을 입력한 후에 가스공간계산 Macro버튼을 클릭하면 가스공간의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

⑥ 1차대류전열부계산 Macro버튼 : 14번 sheet ~ 17번 sheet를 입력하고 1차대류전열부계산 Macro버튼을 입력한 후에 1차대류전열부계산 Macro버튼을 클릭하면 1차대류전열부의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

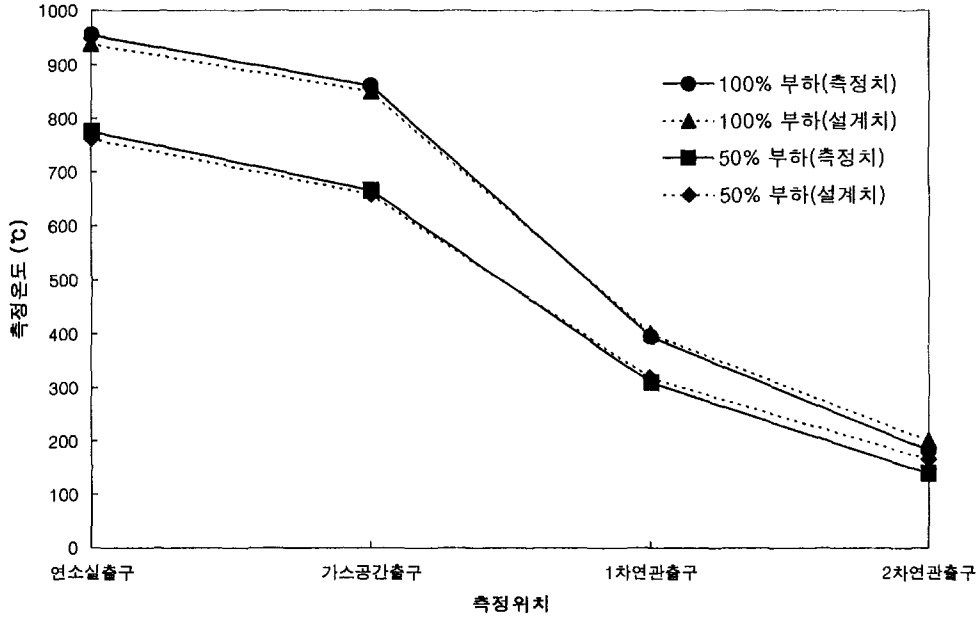
⑦ 2차대류전열부계산 Macro버튼 : 18번 sheet ~ 21번 sheet를 입력하고 2차대류전열부계산 Macro버튼을 입력한 후에 2차대류전열부계산 Macro버튼을 클릭하면 2차대류전열부의 열계산 결과 요약이 대화상자로 나타난다.

⑧ 프린트 Macro버튼 : 이 버튼을 클릭하면 프린트 대화상자가 나타나고, 이 대화상자는 1번 sheet ~ 21번 sheet을 선택할 수 있도록 check box로 구성되어 있다. 선택된 sheet들을 프린트하는데 사용한다.

다. 열설계 프로그램의 결과 비교

[그림 I-58]에 600,000 kcal/h급 시제기 온수보일러의 온도분포 특성을 나타낸다.

열설계 프로그램에 의해 계산한 온수보일러 최종온도는 측정값에 비하여 대략적으로 20℃ 정도 낮게 나타났다. 이와 같이 설계치보다도 실험결과가 낮게 나타난 이유는 신설보일러이어서 전열면의 오염이 되지 않은 상태에서 실시한 실험결과이기 때문인 것으로 판단된다. 이 정도의 계산편차는 공학적인 계산에서는 허용 가능한 것으로 판단이 된다. 연소기기를 설계할 경우에는 일반적으로 보증효율을 위하여 설계여유를 0.5~1.5%를 갖고 설계를 하기 때문에 최종 출구온도 20℃ 편차는 이 범위에 들어가므로 엔지니어링을 위한 프로그램으로서는 문제가 없는 것으로 판단된다.



[그림 I-58] 온수보일러 설계프그램의 결과의 비교

3. 중유 온수보일러의 설계

가. 중유 온수보일러의 설계

중유 온수보일러의 설계프로그램을 이용하여 온수발생 용량이 1,000,000 kcal/h급, 2,000,000 kcal/h급, 3,000,000 kcal/h급, 4,000,000 kcal/h급 등 4종의 온수보일러를 열설계하였다.

열설계한 4종의 주요 설계결과를 <표 I-6>에 나타낸다.

이 표 중 전열면적과 관련된 사항들은 설계자료의 유출을 고려하여 고의로 삭제하였다. 일반적으로 보일러의 경우 전열면적과 관련된 사항들이 외부로 유출되는 경우에는 설계도면을 작성할 수 있기 때문이다.

<표 I-6> 온수보일러의 열설계 결과(1)

항 목		단 위	제 원	비 고
난 방 능 력 (용량)		kcal/h	1,000,000	2,000,000
동 체	내 경	mm	2,100	2,400
	길 이	mm		
연소실	직 경	mm	900	1,100
	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	995	1,058
	흡수열량	kcal/h	634,210	1,115,200
가스공간	전열면적	m^2		2.7
	출구가스온도	℃	905	990
	흡수열량	kcal/h	61,910	88,330
1차 연관	외경×두께	mm	50.8×2.9	50.8×2.9
	수 량	ea		
	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	382	399
	흡수열량	kcal/h	336,040	724,330
2차 연관	외경×두께	mm	50.8×2.9	50.8×2.9
	수 량	ea		
	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	190	193
	흡수열량	kcal/h	113,160	230,170
정 격 열 효 율		%	90.8	90.9

나. 중유 온수보일러의 설계도면 작성

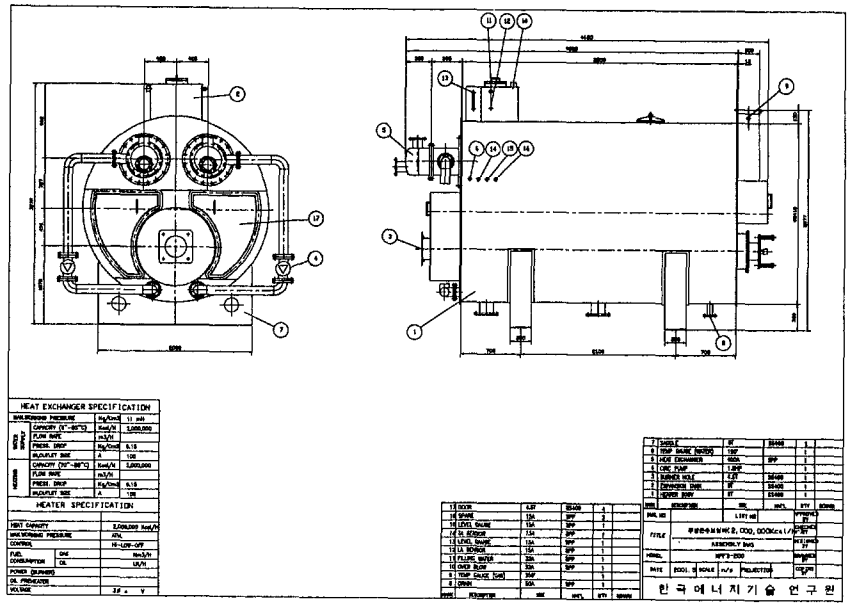
<표 I-6>에 나타낸 4종의 온수보일러의 도면을 작성하였다. 작성한 도면의 예로서 용량 2,000,000 kcal/h급 의 입부 도면을 [그림 I-59]에 도시한다.

보일러의 본체는 용접구조이어서 그 도면의 수가 많지 않기 때문에 한

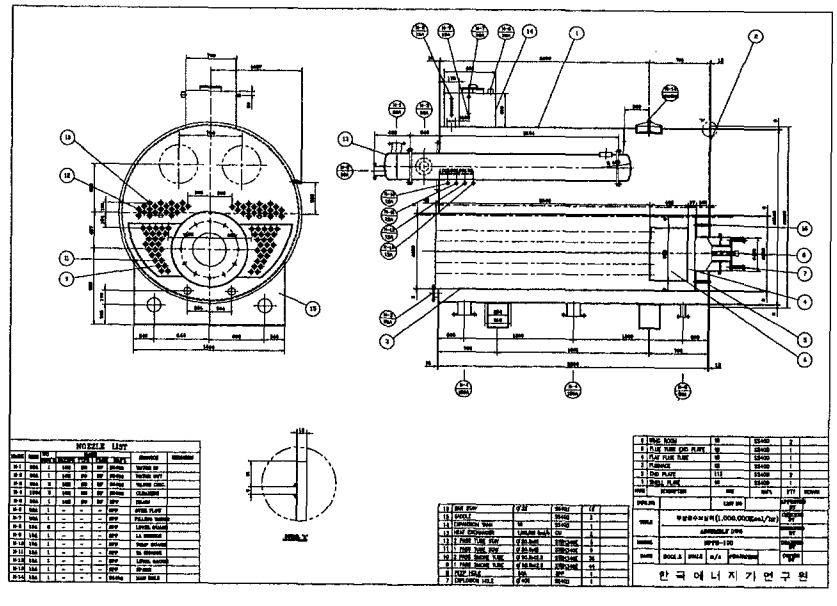
개 용량의 보일러는 6장의 설계도로 구성하였다. 작성한 도면의 목록을 <표 I-7>에 나타낸다.

<표 I-6> 온수보일러의 열설계 결과(2)

항 목		단 위	제 원	비 고
난 방 능 력 (용량)		kcal/h	3,000,000	4,000,000
동 체	내 경	mm	2,500	2,500
	길 이	mm		
연소실	직 경	mm	1,200	1,400
	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	1,099	1,065
	흡수열량	kcal/h	1,560,800	2,183,000
가스공간	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	1.050	1,030
	흡수열량	kcal/h	91,540	90,360
1차 연관	외경×두께	mm	50.8×2.9	63.5×3.2
	수 량	ea		
	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	408	398
	흡수열량	kcal/h	1,163,170	1,531,100
2차 연관	외경×두께	mm	50.8×2.9	63.5×3.2
	수 량	ea		
	전열면적	m^2		
	출구가스온도	℃	193	198
	흡수열량	kcal/h	352,880	440,060
정 격 열 효 율		%	91.0	90.8



(a) 조립도



(b) 본체도면

[그림 I-59] 2000,000 kcal/h급의 설계도(일부)

<표 I-7> 온수보일러 설계도면 목록

보일러 용량 (kcal/h)	도면번호	도 면 명	비고
600,000	KIER-B060-1	ASSEMBLY DWG.	
	KIER-B060-2	BODY DWG.	
	KIER-B060-3	FURNACE DWG.	
	KIER-B060-4	END PLATE(FRONT) DWG.	
	KIER-B060-5	END PLATE(REAR) DWG.	
	KIER-HE060	HEAT EXCHANGER DWG.	
1,000,000	KIER-B100-1	ASSEMBLY DWG.	
	KIER-B100-2	BODY DWG.	
	KIER-B100-3	FURNACE DWG.	
	KIER-B100-4	END PLATE(FRONT) DWG.	
	KIER-B100-5	END PLATE(REAR) DWG.	
	KIER-HE100	HEAT EXCHANGER DWG.	
2,000,000	KIER-B200-1	ASSEMBLY DWG.	
	KIER-B200-2	BODY DWG.	
	KIER-B200-3	FURNACE DWG.	
	KIER-B200-4	END PLATE(FRONT) DWG.	
	KIER-B200-5	END PLATE(REAR) DWG.	
	KIER-HE200	HEAT EXCHANGER DWG.	
3,000,000	KIER-B300-1	ASSEMBLY DWG.	
	KIER-B300-2	BODY DWG.	
	KIER-B300-3	FURNACE DWG.	
	KIER-B300-4	END PLATE(FRONT) DWG.	
	KIER-B300-5	END PLATE(REAR) DWG.	
	KIER-HE300	HEAT EXCHANGER DWG.	
4,000,000	KIER-B400-1	ASSEMBLY DWG.	
	KIER-B400-2	BODY DWG.	
	KIER-B400-3	FURNACE DWG.	
	KIER-B400-4	END PLATE(FRONT) DWG.	
	KIER-B400-5	END PLATE(REAR) DWG.	
	KIER-HE400	HEAT EXCHANGER DWG.	

제 5 장 저공해 중유연소장치

제1절 서론

유화연료를 사용하는 경우 이는 연소효율이 높으며, 배출가스 중 매연 및 NOx의 농도가 동시에 저감되므로 대단히 유용한 것으로 보고되었다. 저공해 중유연소장치로서 유화연료를 도입하기로 하였다.

유화연료를 제조하는 방법에는 초음파를 이용하는 방법, 기계식믹서를 이용하는 방법, 압력분사노즐을 이용하는 방법 등이 있다. 우리 나라의 보일러연료에 사용되고 있는 유화연료 제조장치는 기계식믹서가 가장 널리 이용되고 있으며, 초음파방식도 몇 종류가 시판되고 있다. 일본의 마에다(前田)사나 독일의 Saacke버너사에서는 압력분사 노즐을 이용한 유화연료 장치도 실용화되어 있지만 우리 나라에서는 아직 실용화되지 않고 있다.

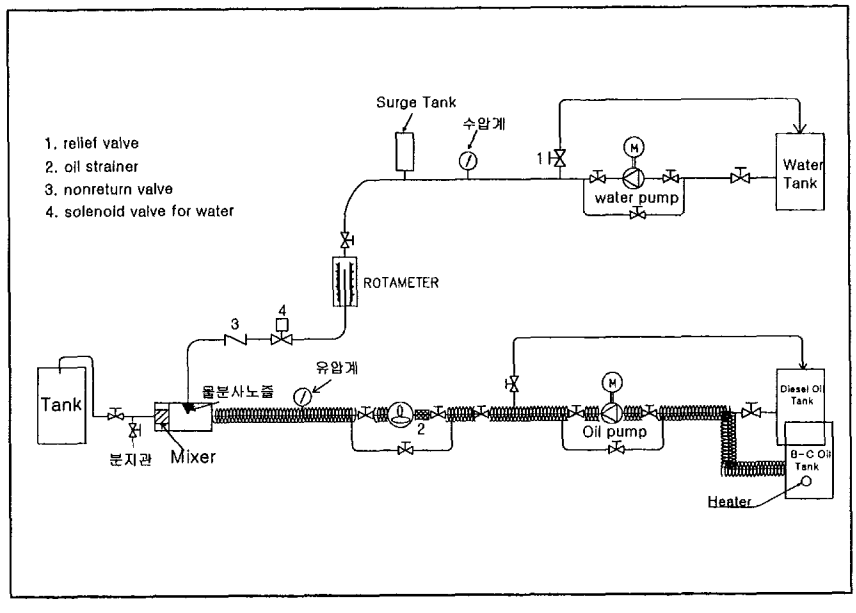
본 연구에서는 시설원예용 저가연료 대체기술개발의 일환으로 중유연료를 사용하는 시설원예 난방시스템에서 사용할 수 있는 저가 유화연료제조장치의 개발을 위하여 유화연료의 제조방법중의 하나인 유압분사노즐을 이용한 유화연료제조장치의 개발을 목적으로 하여 그 실험을 실시하였다. 물을 유압노즐을 통해 유류에 직접 분사하여 제조한 유화연료의 안정성 및 그 특성에 관하여 검토하였다. 또한 유화연료의 연소성능 평가실험과 유화연료의 분무성능 평가실험도 실시하였다.

제2절 유화연료 제조장치 및 유화연료의 제조성능 평가

1. 유화연료 제조장치

분무노즐을 사용하여 연료유 중에 물을 직접 분사하여 유화연료를 제조하는 방법에 대하여 검토하여 설계·제작한 유화연료 제조장치의 유로계

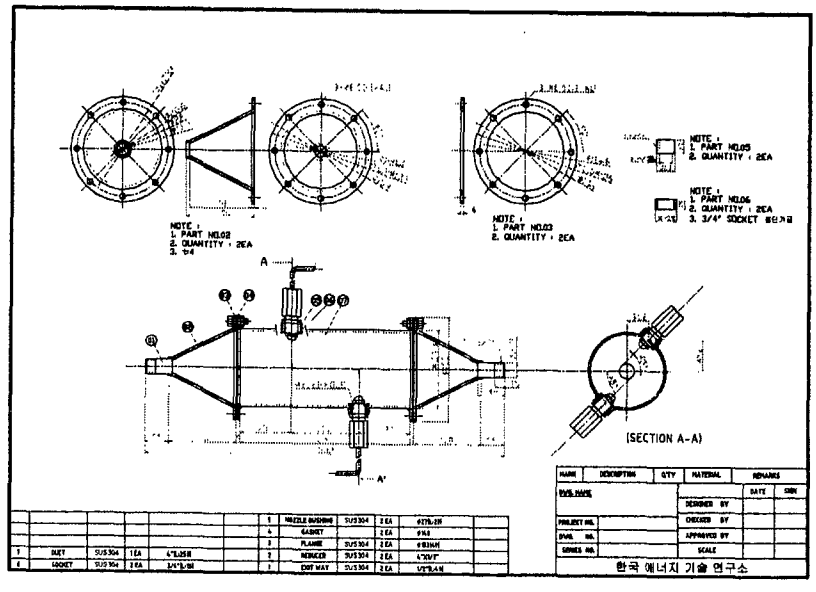
통도를 [그림 I-60]에 도시한다. 본 실험장치는 연료계통과 급수계통으로 구성하였다. 연료계통은 연료탱크의 연료가 급유펌프에 의해 흡입되어, 연료조절밸브에 의해 실험유량으로 조정된 후 유화연료제조를 위한 혼합기(Mixer)에 유입되고, 이 유화연료 제조기에서 제조된 유화연료는 유화연료탱크에 저장된다. 또한, 급수계통은 급수탱크에서 급수펌프에 의해 흡입된 물은 서지탱크(surge tank)를 거쳐 급수유량계에서 계량된 후 유화연료제조를 위한 혼합기로 유입되도록 하였다. 이 혼합기 하류(혼합기와 유화연료 저장탱크 사이)에는 유화연료의 시료채집을 위한 분지관을 설치하고, 이곳에서 시료를 채취하였다.



[그림 I-60] 유화연료 제조실험장치의 개략도

분무노즐을 사용하여 연료유 중에 물을 직접 분사하여 유화연료를 제조하는 방법에 대하여 검토하여 연구 1차년도에는 [그림 I-61]의 유화연료 혼합장치-A을 설계제작하였으며, 1차년도 실험결과를 반영하여 연구 2차

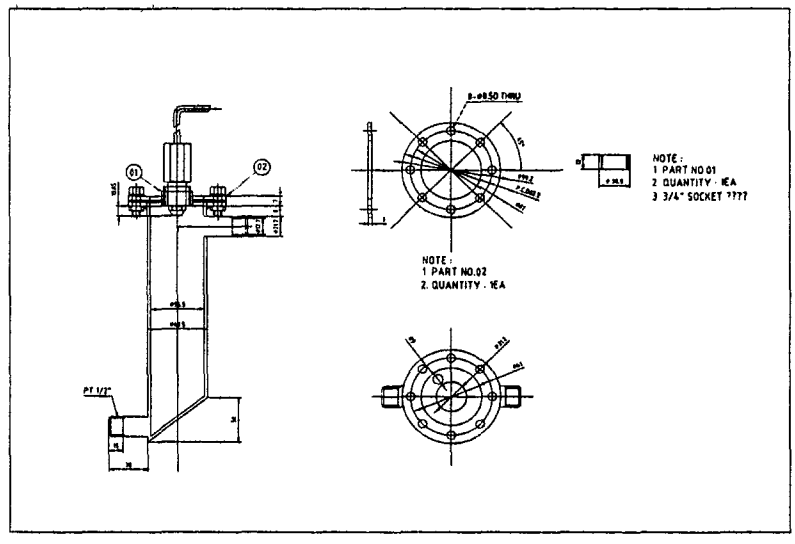
년도에는 성능개선을 위하여 [그림 I-62]와 같은 유화연료 혼합장치-B를 설계제작하였다.



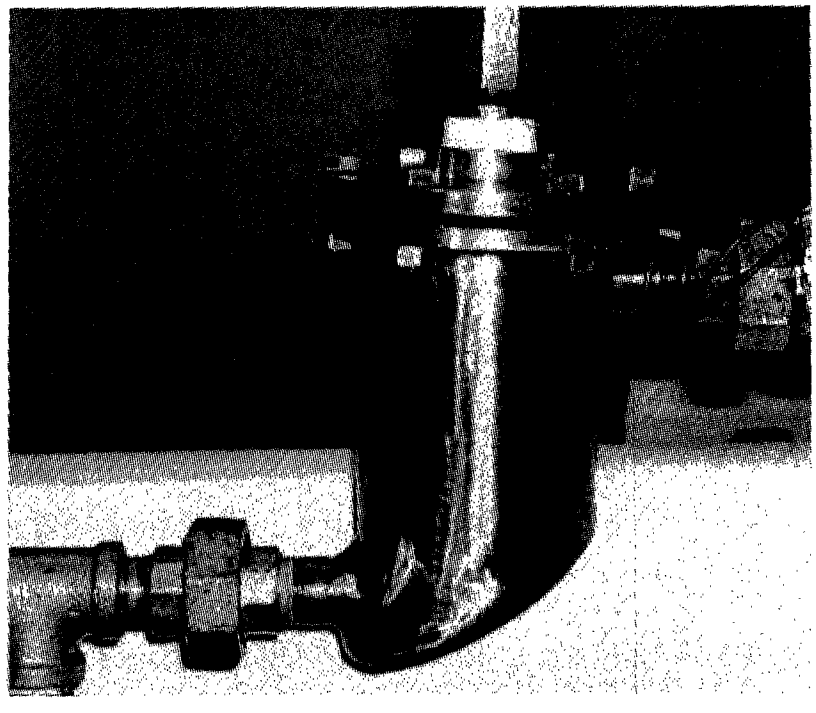
[그림 I-61] 유화연료 제조용 혼합장치-A

2. 유화연료의 제조성능 평가방법

본 연구에서는 유화연료를 제조하기 위하여 유화연료 혼합장치-B를 장착하여 급수유량을 먼저 조정을 하고, 연료유량 조정을 위한 연료조절 Valve를 조절하여, 연료유 중에 투입되는 물의 양이 연료의 5~20vol%가 되도록 하였다. 이 경우 혼합실의 압력은 0.4 kg/cm^2로 하였으며, 물의 공급압력은 7~12 kg/cm^2로 하였다. 경유를 사용하여 유화연료의 제조 시에는 연료가열장치를 작동하지 않았으며, 중유를 사용한 시험 시에는 연료가열장치를 사용하여 적정온도로 중유를 가열하였다. 유화연료의 안정성 실험과 혼합성능 (수적의 크기측정) 실험을 위하여 경유와 중유를 사용하였다.



(a) 유화연료 제조용 혼합기의 상세도



(b) 혼합기의 사진

[그림 I-62] 유화연료 제조용 혼합장치-B

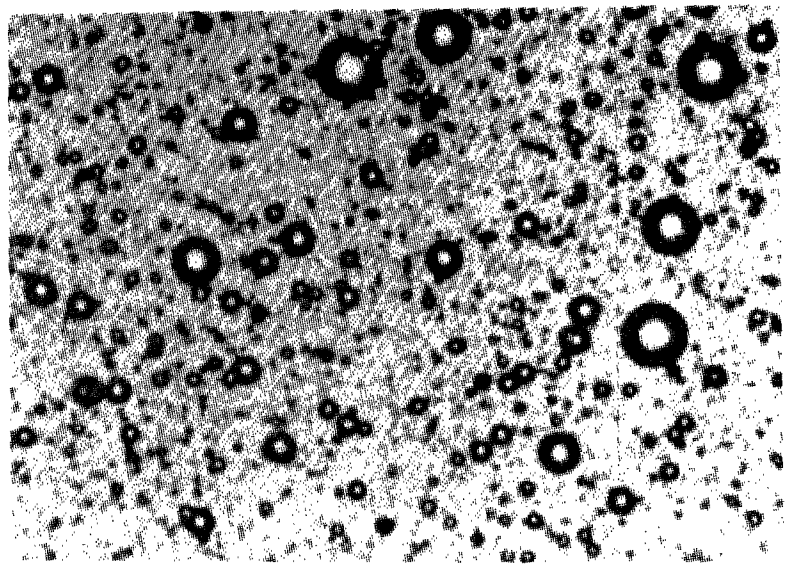
경유의 경우에는 유화연료의 안정성이 매우 나쁘기 때문에 계면활성제를 사용하여 경유상태에서의 유화연료의 안정성과 비교하였다. 본 연구를 위해 계면활성제로서 Span80(sorbitan monooleate, HLB=4.3, Sigma Chemical Co.)과 Tween85(polyoxyethylene sorbiten trioleate, HLB=11, Sigma Chemical Co.)를 중량비 3:1로 혼합하여 사용하였다. 경유의 실험시에는 계면활성제를 체적비로 0.5~2.0%범위로 혼합한 연료를 사용하였다.

중유에는 계면활성제의 역할을 하는 아스팔탄 성분이 포함되어 있고, 물과 중유의 밀도차가 적어서 계면활성제를 사용하지 않아도 유화연료의 안정성이 비교적 양호한 것으로 알려져 있다. 따라서 중유 유화연료의 시험시에는 계면활성제를 첨가하지 않았다. 또한 중유와 경유를 혼합하여 연소하는 경우의 유화연료특성을 파악하기 위하여 경유에 중유를 10~50 vol%로 혼합한 연료에 물을 첨가하여 제조한 유화연료의 안정성을 실험하였다. 안정성을 확인하는 방법으로서는 시간의 경과에 따라 유화연료의 층분리(유수분리 및 유색층의 분리)를 육안관찰과 사진촬영에 의해 파악하였다. 유화연료 중의 수적크기를 측정하기 위해서 시료를 슬라이드글라스에 얇게 도포하여 현미경(Nikon Metaphot)으로 관찰하며 50배율로 사진을 촬영하였다. 또 이 사진 상의 입경크기를 측정하기 위해 동일배율로 촬영한 microscale의 사진을 표준치수로 사용하였다. 유화연료의 입경사진을 인화하여 입경의 크기를 표준자를 이용하여 육안으로 측정하였다. 본 실험에서는 유화연료중의 수적의 평균입경은 SMD(Sauter Mean Diameter)를 이용하여 나타내었다.

3. 유화연료의 제조성능

가. 유화연료 혼합장치-A의 성능

연구 1차년도에는 [그림 I-61]의 유화연료 혼합장치-A를 설계제작하여 유화연료제조 성능을 평가하였다. 유화연료의 현미경사진을 [그림 I-63]에 도시한다.



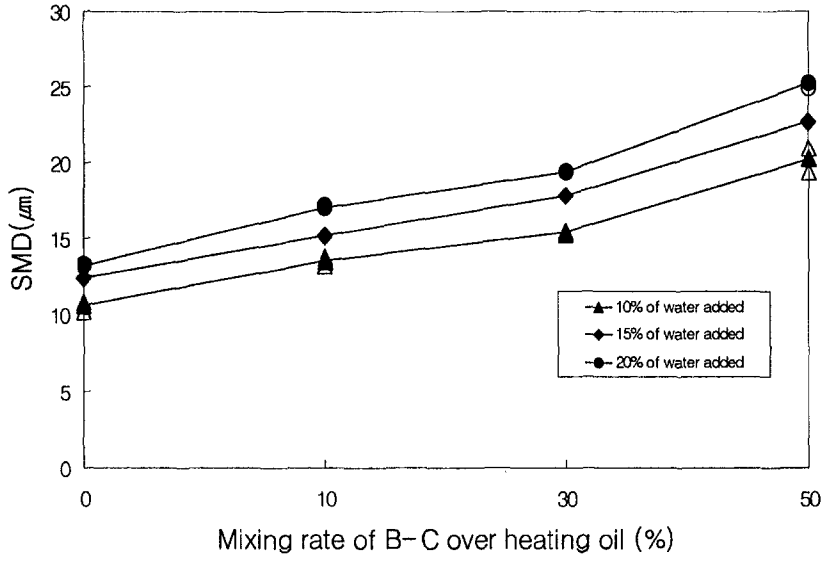
[그림 I-63] 유화연료의 현미경 사진 (물 10% 함유)

[그림 I-61]의 유화연료 혼합장치-A의 경우에는 유화연료가 혼합장치에 체류시간이 길어서 유화연료의 합체가 발생하기도 하고 장시간 운전시에는 기수분리가 일어나서 연구 2차년도에는 혼합장치를 보완수정하여 [그림 I-62]의 유화연료 혼합장치-B를 제작하였다.

나. 유화연료 혼합장치-B의 성능

[그림 I-64]는 경유와 경유에 중유를 10%, 30%, 50% 혼합한 연료에 10~20%의 물을 첨가하여 제조한 유화연료의 SMD측정결과를 나타낸다. 순수경유만을 이용하여 제조한 유화연료의 SMD는 11.9㎛정도이었다. 그

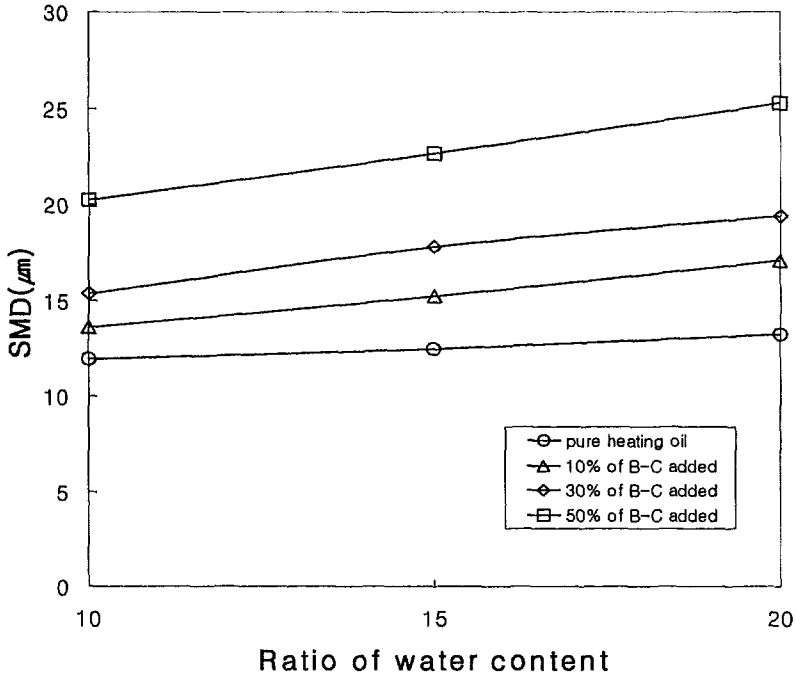
러나 [그림 I-65]에 나타낸 2%계면활성제를 첨가한 경유를 이용하여 제조한 유화연료의 SMD는 4.7㎛이었다. 또 중유의 혼합비율이 증대될수록 SMD는 증가되었다. 이것은 중유의 혼합율이 높을수록 연료의 점도가 증가되고 밀도도 커져서 유화연료의 제조를 위해 물을 분사할 때에 미립화가 잘 이루어지지 않기 때문으로 판단된다.



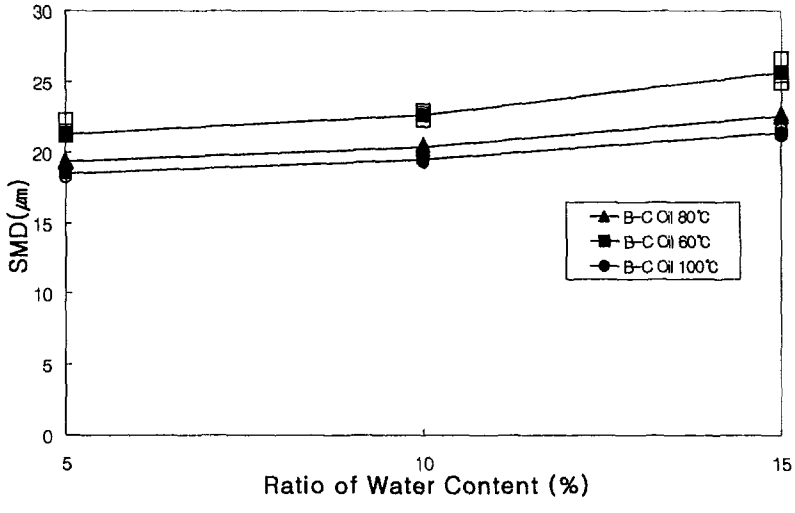
[그림 I-64] 중유혼합율에 따른 SMD

[그림 I-66]과 [그림 I-67]은 순수중유의 예열온도를 60℃, 80℃, 100℃로 가열하여 물을 분사하여 제조한 유화연료의 SMD 측정결과를 나타낸다. 물의 혼합비율을 5%, 10%, 15%로 증가될수록 SMD가 크게 나타났다. 또한 예열온도가 높은 경우인 100℃일 때가 SMD가 작게 나타났다. 예열온도가 높은 경우에 중유의 점도가 낮아져서 유화연료제조를 위해 물을 분사할 때 미립화가 더 잘 이루어지는 것을 알 수 있었다. 따라서 유화연료의 성능을 향상시키기 위해서는 중유의 가열온도를 더욱 높게 유지하고 물을 분사할 필요가 있음을 알 수 있다. 또한 물의 분사량이 많을수

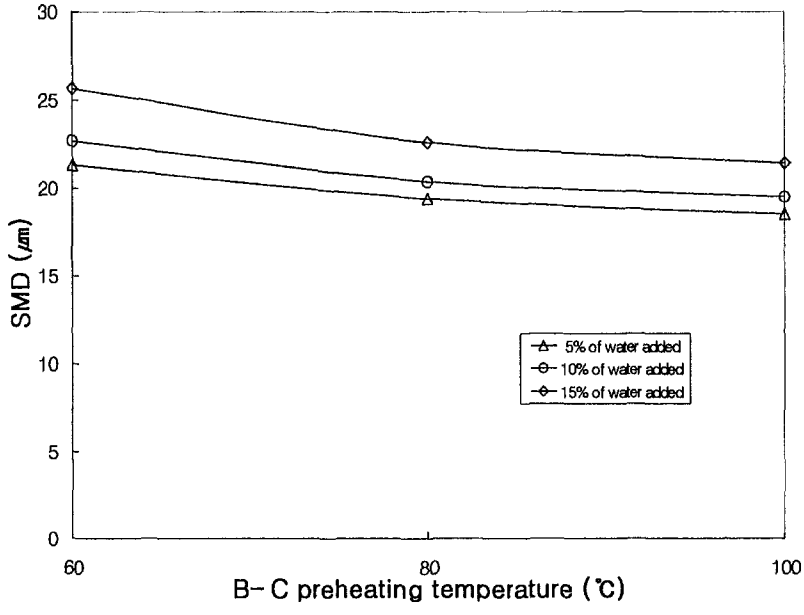
록 SMD가 약간 증가하는 것을 나타낸다.



[그림 I-65] 물혼합율에 따른 SMD



[그림 I-66] 물혼합율이 SMD에 미치는 영향



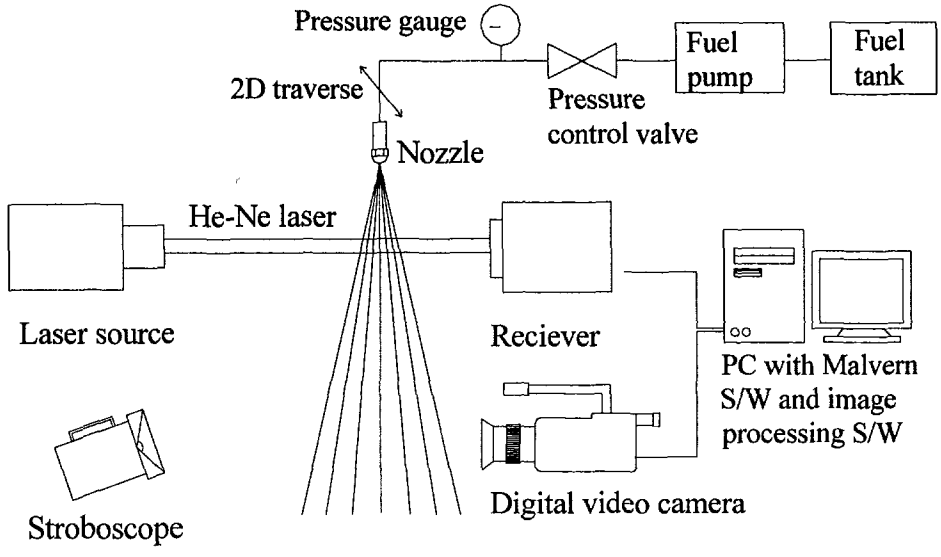
[그림 I-67] 예열온도가 SMD에 미치는 영향

제3절 유화연료 분무성능 평가

1. 실험장치 및 실험방법

[그림 I-68]는 유화연료 분무실험장치의 개략도를 나타낸다. 시험유체로는 순수경유와 유중수적형(water in oil) 유화연료를 사용하였다. 시험유체는 탱크내에서 오일펌프에 의해 노즐로 분사된다. 이 실험에서 사용된 노즐은 압력형 와류노즐(Hago 3.50 45H)이다.

분사된 유화연료의 SMD는 He-Ne 레이저(5mW, λ=632.8nm)를 이용하는 Malvern 입자분석기(Mastersizer S)로 측정되었다. 레이저를 통과하는 분무액적은 빛을 산란시키고 이 때의 광강도는 감광기 배열들에 의해 감지된다. 그리고 Fraunhofer 회절이론에 기초하여 액적직경에 대해 체적비 분포를 나타낸다.

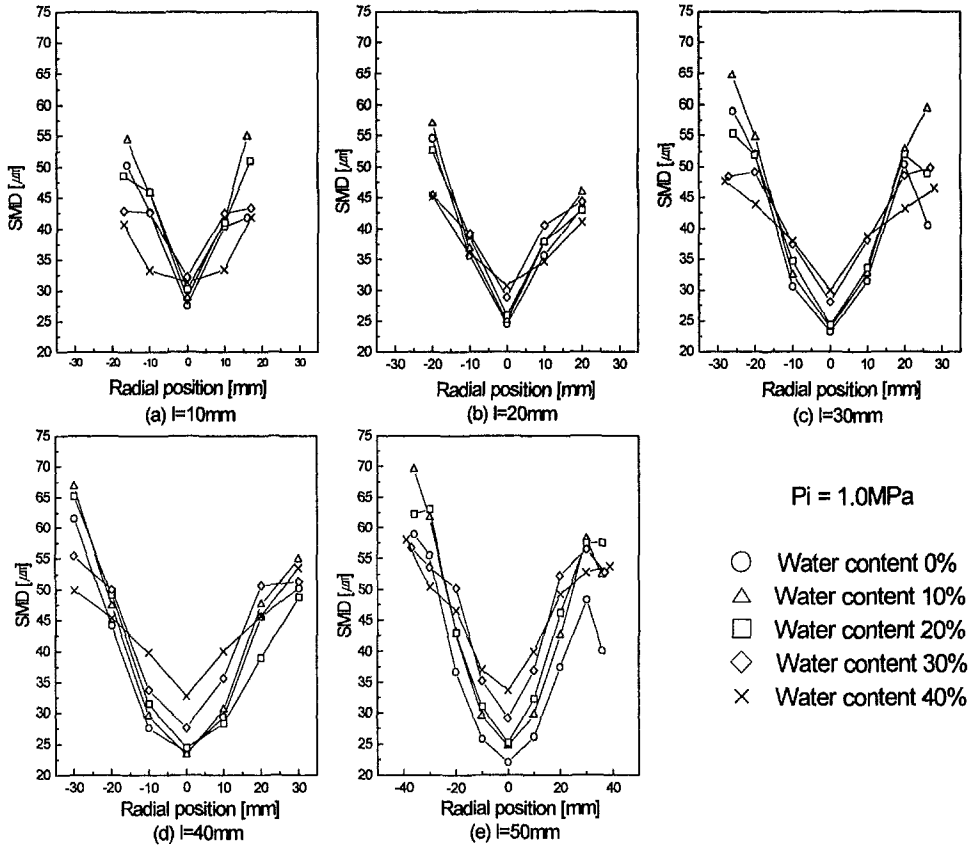


[그림 I-68] 유화연료 분무실험장치의 개략도

분무각 측정을 위해서 디지털 영상처리기법이 사용되었다. 3-CCD 디지털 비디오카메라(SONY, DCR-VX1000)로 얻은 분무영상을 촬영하였고 프레임그래버 보드를 이용하여 720×480 픽셀의 영상을 컴퓨터에 저장하였다. 촬영시 스트로보스코프를 후면광원으로 이용하였다. 저장된 각 영상은 포토샵(Photoshop) 이미지 소프트웨어를 이용하여 분석하였다.

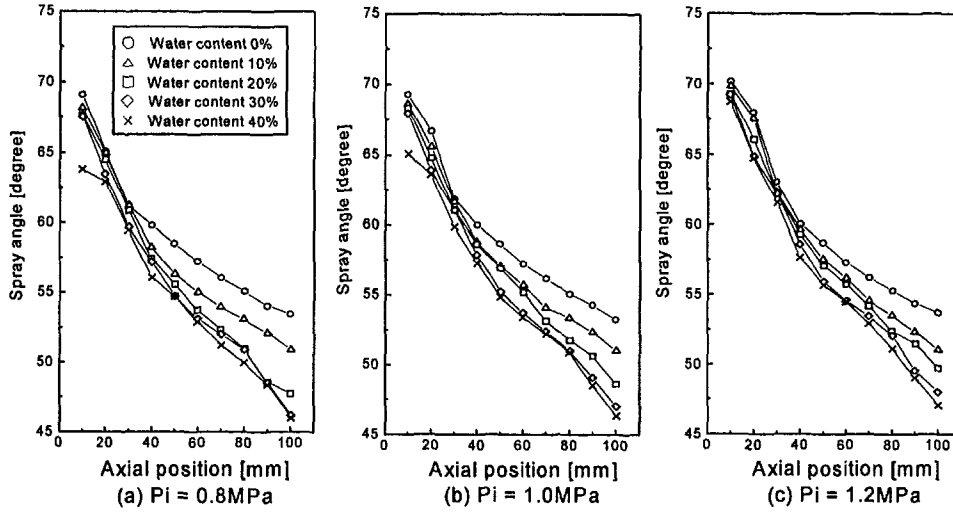
2. 분무실험 결과

[그림 I-69]은 분사압력 1.0MPa의 조건에서 축방향거리 10mm에서 50mm까지 반경방향거리에 따른 SMD의 변화를 물혼합율 변화에 따라 나타낸 것이다. 분무의 중심부에서 물혼합율이 증가함에 따라 SMD가 커지는 경향을 볼 수 있다. 이것은 물혼합율이 증가함에 따라 유화연료의 동점도가 증가하여 SMD가 커진다고 생각된다.



[그림 I-69] 물혼합율에 따른 SMD의 변화

[그림 I-70]은 각 분사압력에서 축방향거리에 따른 분무각의 변화를 물혼합율 변화에 따라 나타낸 것이다. 축방향거리가 증가함에 따라 분무각은 계속 감소하였으며, 물혼합율이 증가하면 분무각이 작아지는 경향을 나타내었다. 이것은 점도가 높아지면 분무각이 작아지는 것과 일치함을 알 수 있다. 또한 압력이 증가함에 따라 분무각이 커지는 것을 볼 수 있는데 이것은 분사압력의 증가가 미립화을 향상시키기 때문으로 판단된다.



[그림 I-70] 물혼합율에 따른 분무각도의 변화

제4절 유화연료의 난방기 적응시험 평가

1. 실험장치 및 실험방법

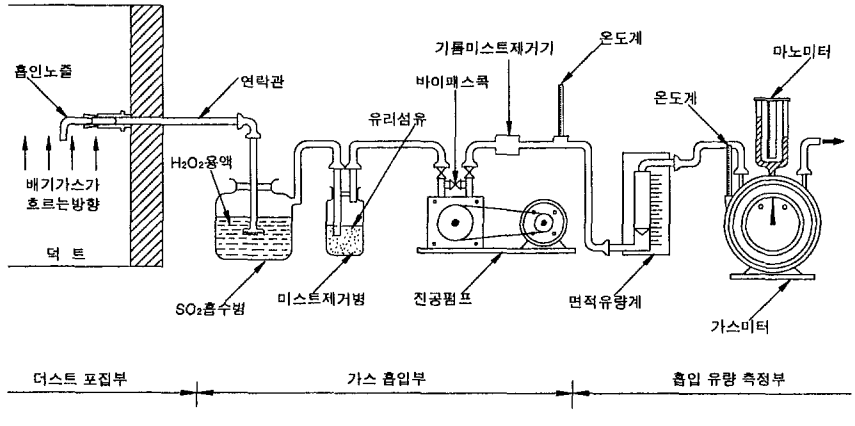
배기가스 중에 포함된 분진량을 측정하는 방법은 매우 까다로운 작업으로서, 이의 측정방법은 환경오염 공정시험방법과 KS M 2105 배기가스 중의 분진농도 측정방법에 규정되어 있다. 본 연구의 분진농도 측정을 위하여 환영오염 공정시험법에 준해서 구성한 등속흡입 분진시료 채취장치를 [그림 I-71]에 나타낸다.

이 분진시료 채취장치는 분진포집부, 가스흡입부, 흡인유량 측정부로 구성되어져 있다. 이것은 수동식의 분진시료 채취장치로서 흡입유량은 연소량을 이용하여 계산한 배기가스량에 덕트의 단면적을 적용하여 덕트내에 흐르는 배가가스의 유속을 계산하고, 또 가스흡입노즐을 통하여 흡입되어지는 가스의 순간유량측정은은 습식 가스미터(Wet Gasmeter SINAGAWA Model : W-NK-5)를 이용하며, 또 흡입노즐의 직경을 적용

하여 속도를 다시 계산한 다음, 진공펌프의 바이패스밸브를 조작하여 덕트내의 가스속도와 흡입노즐에서의 흡입속도가 같아지도록 조절한다. 흡입노즐은 배기 덕트의 중앙에 위치하도록 설치하며, 분진채취에는 원통형 여과지(Model : Toyo 88R)를 사용하였다. 이 장치를 이용하여 분진채집을 위하여 배기가스를 흡입하면 배기가스가 원통형 여과지의 내면에서 외면으로 통과하기 때문에 분진은 원통형 여과지내면에 포집이 된다.

또 진공펌프 및 가스메터를 보호하기 위하여 여과기 다음에 3%의 과산화수소 용액을 담은 황산화물 흡수병을 설치하고, 수분을 제거하기 위하여 수분제거기를 설치하였다.

원통형 여과지는 건조기 (Model : KF-KM-20S)에서 105~110℃로 1~2 시간 가열한 후 Desiccator내에서 실온까지 냉각시키고, 0.1mg의 측정정밀도를 가진 정밀한 미소저울(Model : JL-180)에서 무게를 측정한 다음에, 원통형 여과지를 분진 채취기에 설치하여 분진을 채집하고, 다시 상기한 건조과정과 무게측정과정을 거쳐 무게의 증가량을 계산하여 이를 단위배출량 기준으로 다시 환산 후 분진농도를 측정한다.



[그림 I-71] 유화연료 연소특성 실험장치 개략도

저공해 연소장치에서 제조된 유화연료를 연소시키는 경우에 그 성능을 평가하기 위하여 [그림 I-71]의 분진측정 장치를 사용하였다. 유화연료 제조장치를 통과하여 제조된 유화연료를 온풍난방기와 온수보일러에서 연소시키며 배기가스중의 산소량을 변화시키며 분진측정 및 배기가스 분석을 실시하였다.

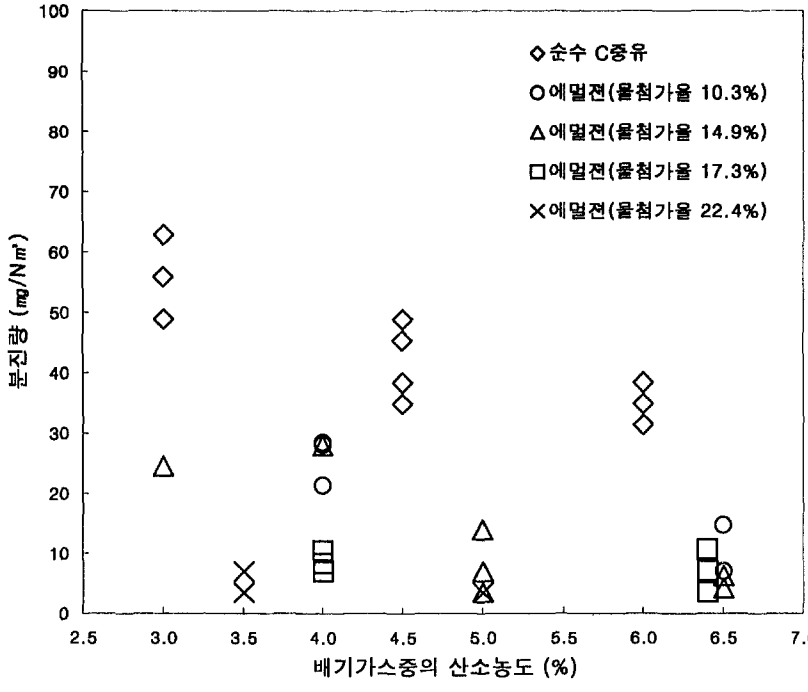
나. 유화연료의 연소성능

1) 온풍난방기의 유화연료 효과

순수중유와 저공해 연소장치에서 제조된 유화연료를 온풍난방기에서 연소시키는 경우에 배기가스 중의 분진농도변화를 [그림 1-72]에 도시한다. 또 <표 I-8>에 배기가스 중의 산소농도가 3%인 경우의 순수 C-중유와 물 14.9%를 함유하는 유화연료와 CO농도 및 분진농도의 변화를 나타낸다. 유화연료 중의 물의 함량이 많은 경우에 분진저감율이 크지만, 순수 C-중유에 비해서 에멀죤 연료를 사용하면 분진발생량이 50%이상 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 개발 목표치인 배기가스 중의 분진농도 200mg/Nm3, CO농도 350ppm을 무난히 달성되었다. 또한 <표 I-8>에 나타낸 값인 경우에는 연소효율이 99.9%를 충분히 상회한다.

<표 I-8> 온풍난방기의 배기가스분석 결과

연료 / 측정항목	순수 C-중유	유화연료 (물첨가율 14.9%)
분진 (mg/Nm^3)	55.7	25.3
CO농도(ppm)	47	28
산소농도(%)	3.0	3.0

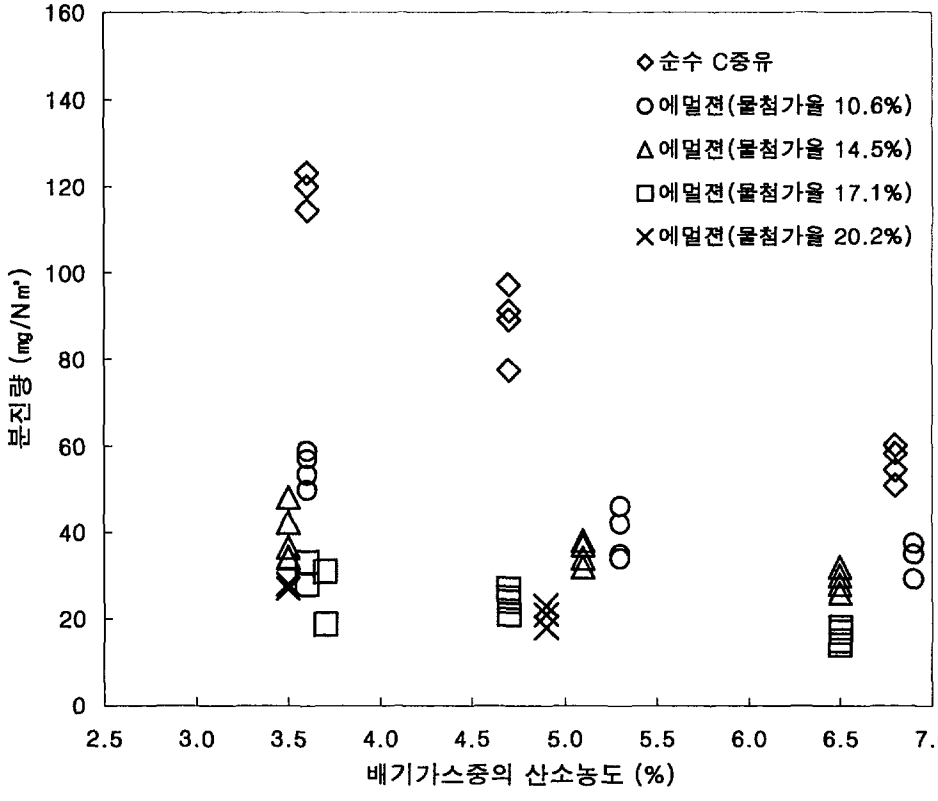


[그림 I-72] 유화연료 분진저감 성능

2) 온수보일러의 유화연료 효과

순수중유와 저공해 연소장치에서 제조된 유화연료를 온풍난방기에서 연소시키는 경우에 배기가스 중의 분진농도변화를 [그림 1-73]에 도시한다. 또 <표 I-9>에 배기가스 중의 산소농도가 3.5%인 경우의 순수 C-중유와 물 14.9%를 함유하는 유화연료와 CO농도 및 분진농도의 변화를 나타낸다. 온수보일러의 경우에도 유화연료 중의 물의 함량이 많은 경우에 분진저감율이 크고, 실험범위 내에서 순수 C-중유에 비해서 유화연료를 사용하는 경우에는 분진발생량이 50%이상 감소하였다. 또한 개발 목표치인 배기가스 중의 분진농도 200mg/Nm3, CO농도 350ppm을 무난히 달성되

었다. 또한 <표 I-9>에 나타낸 값인 경우에는 연소효율이 99.9%를 충분히 상회한다.



[그림 I-73] 온수보일러의 유화연료 분진저감 성능

<표 I-9> 온풍난방기의 배기가스분석 결과

측정항목 \ 연료	순수 C-중유	유화연료 (물첨가율 14.5%)
분진 (mg/Nm³)	122.4	55.9
CO농도(ppm)	83	39
산소농도(%)	3.5	3.5

제 6 장 경유 난방설비의 중유대체 기술

제1절 서론

경유연료는 특별한 고려가 없이도 연료를 pumping하는 것이 가능하지만, 중유는 상온에서 점도가 높아 연료펌프로 이송할 수 없기 때문에 중유탱크에서 버너에 이르는 연료공급계통에 효과적인 가열시스템이 필요하다. 경유를 사용하는 난방기에 중유를 공급하기 위해 필요한 설비를 검토하였다. 중유저장탱크의 크기 및 저장탱크의 구비할 사항, 서비스탱크의 크기 및 구비할 사항을 정리하였다.

제2절 중유대체 매뉴얼

1. 온풍난방기의 중유대체

경유용 온풍난방기를 사용하는 시설에서 연료를 중유로 대체 하는 경우에 검토할 사항들을 정리하여 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 온풍난방기 중유대체 매뉴얼 부분에 별도로 정리하였다.

2. 온수보일러의 중유대체

경유용 온수보일러를 사용하는 시설에서 연료를 중유로 대체 하는 경우에 검토할 사항들을 정리하여 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 온수보일러 중유대체 매뉴얼 부분에 별도로 정리하였다.

제 7 장 결론 및 요약

본 연구에서는 C-중유를 이용한 시설원예 난방에너지공급 시스템 개발을 위하여 중유 온풍난방기와 중유 온수보일러를 기술개발을 목적으로 다음과 같은 연구를 수행하였다.

1. 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유 온풍난방기를 개발하여 성능시험과 특성시험을 실시하고, 250,000kcal/h급 온풍난방기를 비닐온실에 설치하여 산지실험을 성공적으로 마쳤다.

2. 600,000kcal/h급 무압식 온수보일러를 개발하여 성능시험과 특성시험을 거쳐 유리온실에 설치하여 성공적으로 산지실험을 마쳤다.

3. 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유 온풍난방기의 제작도를 작성하였으며, 1,000,000 kcal/h, 2,000,000 kcal/h, 3,000,000 kcal/h, 4,000,000 kcal/h 용량의 중유 온수보일러의 제작도면을 작성하였다.

4. 온풍난방기 및 온수보일러의 열설계에 관련된 수식들과 기술자료들를 정리하여 KIER SHEET로 정리하였고, 이 수식과 기술자료를 이용하여 열설계를 용이하게 할 수 있는 열설계 프로그램을 작성하였다.

5. C-중유의 연소시에 발생하는 분진을 저감하기 위한 저공해 연소장치로서 유화연료에 대한 연구를 수행하였다. 연료에 노즐분사식으로 물을 분사하여 유화연료를 제조하는 혼합장치를 제작하고 그 장치에서 생성되는 유화연료의 제조, 분무 및 연소특성에 관한 연구를 수행하였다.

6. 경유를 사용하는 온풍난방기와 온수보일러를 중유로 연료대체하는 경우에 검토하여야 할 사항들을 중유대체 기술 매뉴얼을 작성하였다.

중요결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 참여기업에서 제작하고 있는 기존의 경유 온풍난방기 200,000kcal/h급을 이용하여 온풍난방기의 구조분석과 전열실험을 통하여 전열특성을 파악하고, 이것을 이용하여 열설계 기술기준을 적용하여 특성실험을 실시하였으며, 이 결과를 종합하여 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기를 설계·제작하였다. 온풍난방기의 제작은 참여기업인 합명회사 신흥공업사에서 담당하였다. 본 연구에서 개발한 중유온풍난방기의 용량은 250,000 kcal/h와 300,000 kcal/h로서 참여기업인 합명회사 신흥공업사의 자회사에서 개발한 중유버너를 장착하였다.
2. 설계제작한 250,000kcal/h급 및 300,000kcal/h급 중유용 온풍난방기를 이용하여 중유온풍난방기의 특성실험을 실시하고, 250,000kcal/h급 중유 온풍난방기를 1999년 10월에 토마토를 재배하는 600평 규모의 진천소재 비닐온실에 설치하여 산지실험을 성공리에 수행하였다.
3. 온풍공급용 송풍기에서 공급되는 풍량을 알 수 있어야만 전열량을 분석할 수 있기 때문에 온풍공급용 송풍기의 풍량특성실험을 하였다. 풍량은 토출압과 밀접한 관계가 있기 때문에 정압, 풍량, 회전수 등등을 변수로 하여 시험을 실시하였다. 회전수와 송풍량의 관계는 거의 직선적인 관계를 갖고 있음을 알 수 있었다.
4. 온풍난방기의 전열특성을 파악하기 위하여 온풍난방기의 실험장치를 구성하고, 온풍난방기 내부의 온도분포를 측정한 결과 1차 및 2차 연관 내부의 온도 분포는 연관 길이에 반비례하여 선형적으로 감소하는 경향을 나타났다.
5. 설계제작한 250,000 kcal/h급 및 300,000 kcal/h급 중유용 온풍난방기

를 이용하여 중유 온풍난방기의 특성실험 결과, 250,000 kcal/h급의 온풍난방기의 경우에는 4.5G/h의 노즐을 사용하고 분사압력을 24 kg/cm2 이상으로 하면 설계용량의 난방능력을 낼 수 있고 효율도 88%이상으로 되며, 300,000 kcal/h급의 온풍난방기는 5.0G/h의 경우에는 노즐을 사용하고 분사압력을 25 kg/cm2 이상으로 하면 설계용량의 난방능력을 낼 수 있고 효율도 88%이상을 유지할 수가 있다.

6. 중유 온풍난방기의 케이싱 구조는 나사조립구조로 되어 있기 때문에 그 제작도면은 매우 복잡하다. 250,000 kcal/h급과 300,000 kcal/h급의 온풍난방기의 제작도면을 각각 35매로 구성하여 작성하였다.
7. 주관연구기관에서 연구경험을 살려 600,000 kcal/h 용량의 무압식 온수보일러를 설계하였고, 그 제작은 참여기업인 (주)삼성엔지니어링이 담당하였다.
8. 실험용 온수보일러는 용량 600,000 kcal/h로 설계되었지만 순환수의 1대 순환펌프로는 난방수 흡수열량이 부족하게 나타났다. 보일러동체와 열교환기 몸체 사이의 순환수량을 증가시키기 위해 보일러동체와 2개의 열교환기 사이의 순환배관을 별개로 설치하고 2개의 순환펌프를 설치하여 용량 600,000 kcal/h를 달성할 수 있었고, 보일러의 효율도 90.3%이었다.
9. 설계제작한 600,000kcal/h 중유 온수보일러를 이용하여 중유 온수보일기의 특성실험을 실시하고, 그 보일러를 2000년 11월에 장미를 재배하는 750평 규모의 진천소재 유리온실에 설치하여 산지실험을 성공리에 수행하였다.(보일러설비에서 열을 공급하는 전체 온실의 크기는 전체가 1,500평 규모이었지만, 소유주인 농민의 요청에 따라 시설의 설치가 용이한 약 750평 규모의 온실에서 중유 온수보일러의 실

험을 실시하였음)

10. 보일러운전 중에는 보일러시스템 각부의 온도가 동체, 순환수, 난방수 출구, 난방수 입구의 온도 순으로 높지만 보일러의 운전이 멈춘 시점에서 난방수 입출구의 온도가 반전되어 10분 가량 유지되었다. 이것은 난방수의 온도를 보일러동체의 근접한 위치에서 측정하였기 때문으로 판단된다. 연소정지 후 10분 이후에는 순환수, 난방수 입출구 온도가 파상으로 하강하는 현상이 나타났다. 이것은 연소정지 후에 온실의 온도가 하강하게 되면 동체의 온수를 순환시킴과 동시에 난방수도 순환시키게 됨으로서 난방수 입출구, 순환수 온도가 간헐적으로 상승했다가 하강하며 그에 따라 동체의 온수의 온도는 완만하게 하강하였다.

11. 온풍난방기나 보일러의 열설계기술은 여러 가지 연소조건에 대한 정확한 연소계산 뿐 아니라 공기와 연소가스의 물성치(점도, 비열, 밀도, 열전도도 등)도 정확히 계산하는 기술기준을 필요로 한다. 또한 여러 가지 연소조건에 따른 연소실에서의 화염의 복사계수와 복사전열량, 대류부에서의 전열계수와 전열량을 계산할 수 있는 기술을 필요하다. 이러한 설계계산에 관련된 매우 다양하고 복잡한 수식과 도표를 이용하여 일련의 설계과정을 수행하기 위한 기술을 필요로 하기 때문에 이러한 수식과 도표를 사용하는 방법을 정립하였다.

12. 열설계 관련식들과 관련 자료들은 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 설계프로그램 매뉴얼 부분에 별도로 정리하였다. 열설계 관련식은 KIER SHEET 1~8에 정리하였고, 열설계와 관련된 chart들은 KIER SHEET 9~46으로 정리하

였다.

13. 열설계 시에는 연소실 계산, 가스공간의 계산, 그리고 대류부의 전열계산은 시행착오법에 의한 반복계산을 필요로 하기 때문에 수계산으로 온풍난방기나 보일러를 정확하게 설계하는 것은 거의 불가능에 가깝다고 할 수 있다. 따라서 비교적 용이하게 사용할 수 있는 열설계 프로그램을 Lotus 1-2-3 R5.01을 이용하여 작성하였다. Lotus 1-2-3의 Macro 기능과 대화상자(Dialog Box) 기능을 활용하였다.

14. 열설계 프로그램에 의해 계산한 온풍난방기 최종온도는 측정값에 비하여 대략적으로 20~30℃ 정도 높게 나타났다. 이 정도의 계산편차는 공학적인 계산에서는 적합한 것으로 판단이 된다. 연소기기를 설계할 경우에는 일반적으로 보증효율을 위하여 설계여유를 0.5~1.5%를 갖고 설계를 하기 때문에 최종 출구온도 20~30℃ 편차는 이 범위에 들어가므로 엔지니어링을 위한 프로그램으로서는 문제가 없는 것으로 판단된다. 또 연소실 출구온도는 계산치가 측정치에 비하여 80~100℃ 높게 나타났지만 가스공간과 대류전열부를 지나면서 그 편차가 줄어들었다. 따라서 보다 정확한 열설계를 위해서는 연소실의 화염복사에 관한 검토가 필요할 것으로 판단된다.

15. 열설계 프로그램에 의해 계산한 온수보일러 최종온도는 측정값에 비하여 대략적으로 20℃ 정도 낮게 나타났다. 이와 같이 설계치보다도 실험결과가 낮게 나타난 이유는 신설보일러이므로 전열면의 오염이 되지 않은 상태에서 실시한 실험결과이기 때문인 것으로 판단된다. 이 정도의 계산편차는 공학적인 계산에서는 적합한 것으로 판단이 된다.

16. 중유 온수보일러의 설계프로그램을 이용하여 온수발생 용량이 1,000,000 kcal/h급, 2,000,000 kcal/h급, 3,000,000 kcal/h급, 4,000,000 kcal/h급 등 4종의 온수보일러를 열설계하였고, 이것들을 제작도면을 작성하였다. 보일러의 본체는 용접구조이어서 그 도면의 수가 많지 않기 때문에 한 개 용량의 보일러는 6장의 설계도로 구성하였다.

17. 저공해 중유연소장치로서 유화연료제조장치를 개발하기 위하여 유압분사노즐을 이용한 유화연료제조장치의 개발하였다. 물을 유압노즐을 통해 중유에 직접 분사하여 제조한 유화연료의 안정성 및 그 특성에 관하여 검토하였다. 또한 유화연료의 연소성능 평가실험과 유화연료의 분무성능 평가실험도 실시하였다.

18. 유화연료 중의 물의 함량이 많을 수록 분진저감율이 크지만, 순수 C-중유에 비해서 유화연료를 사용하면 분진발생량이 50%이상 감소하였다. 또한 개발 목표치인 배기가스 중의 분진농도 200mg/Nm^3, CO농도 350ppm을 무난히 달성하여 유화연료 사용전에는 분진농도 122.4mg/Nm^3, CO농도 83ppm이었고, 유화연료의 사용시에는 분진농도 55.9mg/Nm^3, CO농도 39ppm이었다.

19. 경유용 온풍난방기나 온수보일러를 사용하는 시설에서 연료를 중유로 대체 하는 경우에 검토할 사항들을 정리하여 별책 부록으로 발간되는 「설계프로그램과 중유대체 기술 매뉴얼」의 "온풍난방기 중유대체 매뉴얼"과 "온수보일러 중유대체 매뉴얼" 부분에 별도로 정리하였다.

참 고 문 헌

1. 김종진 외. 1999. 시설원예용 온풍난방기에 관한 실험적 연구. 농업기계학회 동계학술대회 논문집 : 195 - 200
2. 김종진 외. 1999.9. 온풍난방기의 특성실험. 대한기계학회지 1: 229-234
3. 김종진 외, 1999. 시설원예용 중유 온풍난방기에 관한 실험적 연구. 농업기계학회 하계학술 대회 논문집
4. 김종진 외. 시설원예용 온풍난방기내의 온도분포에 관한 연구(1) 농업기계학회지 Vol. 24, No. 4
5. 김종진. 1999. 연소계산 Programd의 개발. 보일러지 Vol. 24, No. 4
6. 김종진. 1999. 고압보일러의 수순환 설계법. 보일러지 Vol. 24, No. 4
7. 김종진 외, 2000.7. 시설원예용 중유 온풍난방기 현지 적용 실험. 한국농업기계학회 하계 학술대회 5(2): 83-88
8. 김종진 외, 2000 유화연료의 특성에 관한 연구. 한국연소학회 제 19회 Symposium 논문집
9. 김종진 외. 2000 유압노즐을 이용한 유화연료의 제조특성에 관한 연구, 농업기계학회 동계학술대회 논문집 : 208-214
10. 최규성 외. 2000 핀튜브에서의 전열특성에 관한 실험적 연구. 공기조화냉동공학회 동계학술 대회 : 92 - 97
11. 노수영 외. 2000 시설원예 난방을 위한 물-기름 유화연료의 분무특성. 한국농업기계학회 2000년 동계학술대회 논문집. 215~220.
12. J.H. Rhim, S.Y. No, G.Y.Lee and O.Y.Yang, 2000. Spray Characteristics of Water/Oil Emulsified Fuel. Eighth Int'l Conf.

on Liquid Atomization and Spray Systems. Pasadena, CA, USA, July, 52~59.

13. 노수영 외. 압력선회노즐에서 물-기름 유화연료의 분무특성. 한국액체미립화학회지 Vol. 5, No.1. 5~12.

14. J.H. Rhim and S. Y. No, 2000, Breakup Length of Conical Emulsion Sheet Discharged by Pressure-Swirl Atomizer, Fifth Conference of ILASS-Asia, Tsukuba, Japan, 14~15 Dec., 65~70.

15. 김종진외, 1991, 오일과 가스 화연의 연소특성에 관한 연구, 에너지 R&D, 13(1), 22-37

16. 김종진, 1997, 보일러 기술의 현황과 전망, Teck Times, 1997(12), 17-22

17. Carl D. Shields, 1961, Boilers , MacGraw-Hill Book Company

18. 省エネルギ-センタ-, 1984, 省エネルギ-燃燒技術, 図書印刷株式會社

19. 日本熱エネルギ-技術協會, 1987, 實用輕質油燃燒,

20. 日本熱エネルギ-技術協會, 1987, 實用重質油燃燒,

21. 途正一, 1971, 燃燒機器工學, 日刊工業新聞社

22. 中井多喜雄, 1982, ボイラの燃料・燃燒工學入門 (燃料編), 燃料燃燒社

23. 中井多喜雄, 1982, ボイラの燃料・燃燒工學入門 (燃燒編), 燃料燃燒社

24. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの燃料と燃燒, 共立出版株式會社

25. 井伊谷鋼一, 1980, 集塵工學, 日刊工業新聞社

26. J.M. Beer & N.A. Chigier, 1971, Combustion Aerodynamics Halsted Press

27. Norman Chigier, 1981, Energy, Combustion, and Environment McGraw-Hill Book Company

28. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの構造, 共立出版株式會社

29. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの取扱と保全, 共立出版株式會社

30. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの材料と强度, 共立出版株式會社

31. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの計裝と制御, 共立出版株式會社

32. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの水處理, 共立出版株式會社

33. 日本ボイラ協會, 1967, ボイラの障碍と對策, 共立出版株式會社

(제 2 세부과제)

여　　백

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 개발의 목적

우리나라는 유류 한 방울도 생산되지 않아 전량을 수입에 의존하는 국가임에도 에너지 소비 증가율은 세계 제일이다. 에너지가 일상생활에 필수적인 요소라 절약에도 한계가 있겠으나 에너지의 절약은 곧 외화 획득이기 때문에 모든 분야에서 에너지를 절약할 수 있는 기술과 수입 화석연료(오일, 가스 등)를 대체할 수 있는 기술개발이 시급하다. 현재 원예시설 난방 시스템은 온수보일러 시스템이 주를 이루며 소형 플라스틱 하우스의 경우 온풍기를 사용하고 있다. 연료는 거의 대부분 경유를 사용하고 있는데 고유가 시대에 난방경비의 과다로 인하여 상품생산단가가 급격히 상승하여 경쟁력이 급락하고 있는 실정이다. 따라서 저가유인 중유를 원료로 하는 난방시스템이나 농업폐기물 혹은 산업폐기물 등을 원료로 하는 난방시스템을 도입하여야 하는데 이에 관련되는 보일러나 연소로 개발이 미흡한 실정이다.

농업부산물의 에너지원으로서의 이용성에 대한 연구는 그동안 국내외에서 약간 있었지만 거의 대부분이 외국에서 주로 곡물건조와 스팀보일러에 이용하는 대형 왕겨연소로들 이었다. 이들은 열효율이 낮고 작동이 자동화되어 있지 않은 것이 많으며 공해폐기물로서의 왕겨처리를 주목적으로 이용되었다. 현재까지 세계에서 가장 발전된 대형 사이클론 왕겨 스팀보일러는 미국 알칸사 주에서 운영하고 있는데 열효율은 40% 이하로 보고되어 있다. 최근 미국 일본 등지에서는 가연성 가스를 추출하여 내연기관의 연료로 이용하는 연구가 시도되고 있는데 아직까지 열효율이 10 % 를

넘지 못하고 있는 실정이며 일본에서는 왕겨의 고체 연료화에 대한 연구도 수행하고 있다. 특히 일본의 'Shimizu' 등은 80 년대 이후 왕겨연소로의 개발에 필요한 왕겨의 연소특성의 기초연구를 계속 수행중에 있다. 국내에서는 에너지원으로서의 왕겨 이용성에 대한 연구가 1976년 이후 부분적으로 수행된 바 있으며 가연성 물질을 혼합한 왕겨의 고체연료가 일부 시판되고 있지만 이것은 고체화 가공공정의 비용이 많이 들고 또한 연소로 혹은 난로에서의 작동의 자동화가 어려워 그 효율성이 그다지 높지 않다고 판단된다. 최근에 미곡종합처리장의 일부에서 팽연왕겨를 퇴비화하는 시스템이 도입된 바 있는데 이것 또한 큰 에너지가 투입되어야 하는 왕겨 팽연화 과정이 있기 때문에 비실용적이다. 특히 왕겨는 그 조성성분이나 물리적 화학적 특성을 고려할 때 연료로 이용하는 것이 바람직하고 또한 공해폐기물이기 때문에 그 처리가 필수적인 것으로 보고되어 있다.

한편 UR 타개책의 하나로서 가온형 비닐하우스 면적과 생산전용 대형온실이 2,000년도에는 각각 9,500ha 및 2,900ha에 이를 전망이다. 이들 온실에서 연간 필요로 하는 난방용 수입경유의 량은 약 110백만ℓ에 달할 것이며 비용으로는. 약 500억원에 이를 전망이다. 또한 6000톤 규모의 연간 도정능력을 가진 소규모의 미곡종합처리장(RPC)이 전국적으로 253개가 산재해 있으며 이들 RPC는 자체 난방 또는 물벼 건조에 필요한 열원을 수입경유에 의존하여 미곡종합처리장의 경영성을 떨어뜨림은 물론 국가경제의 건전성을 해치고 있다. 장래에는 RPC를 이용한 물벼의 건조 및 도정량이 증가할 것이며 나아가 미곡종합처리장의 규모도 가속적으로 대형화 될 것이다. 이에 따라 물벼 건조 또는 자체 난방을 위한 수입경유의 사용량도 계속적으로 증대할 것이며 단일 RPC에서 연간 발생하는 왕겨의 량도 증가할 것이다. 이러한 시점에서 앞으로 예상되는 에너지 고갈에 대

비하여 에너지원을 개발해야 한다는 점과 농촌의 경제수준이 높아질수록 에너지소비도 급증한다는 문제를 고려한다면 농업부산물을 연료로하는 성능이 우수한 다목적 연소로와 그것을 이용한 온수보일러 시스템의 개발에 대한 연구는 매우 절실하다.

이에 본 연구에서는 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급 시스템 개발의 목적을 위하여 대형 온실 난방이나 RPC 시설에 이용할 수 있는 왕겨와 중유 겸용 연소 시스템을 개발하고 시스템의 성능 특성을 분석하고자 하였으며 다음과 같은 구체적 목적으로 연구를 수행하였다.

1. 플라스틱 온실 1,000 평 규모에 해당하는 시간당 약 1,100,000 kJ 의 에너지를 생산해내는 왕겨와 중유 겸용 연소 시스템 시작품을 개발, 설계 및 제작
2. 시작품 연소로의 주요 작동인자에 따른 요인 실험을 수행하고 시작품 시스템의 열효율 및 시스템의 문제점 등을 고려한 최적작동조건 구명
3. 연소로 작동의 자동화 방법 구명
4. 온실 규모 1,000평과 3,000평 규모의 시스템 제작도면 작성

제 2 절 연구개발의 내용 및 범위

1. 최종목표 및 내용

◑ 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템의 개발

▷ 가연성 폐기물인 왕겨(기타 폐목재)와 저가유인 중유(벙커C)를 겸용 연료로 하는 시설원예용 소각로와 온수보일러 개발 (왕겨연소율 95% 이상, 시스템 총효율 70% 이상, 작동의 완전

자동화, 배기가스 대기오염 합격 수준)

(유리온실 3000 평 규모용과 플라스틱 온실 1000 평 규모용 제작도면 완성)

2. 연차별 연구개발 목표 및 내용

구 분	연 구 개 발 목 표	연 구 개 발 내 용 및 범 위
1차년도 (1998)	◆ 왕겨와 중유겸용 소각로 시작품 개발 ◆ 무동력 사이클론 시작품 개발	▶ 실험온실용 시간당 발열량 270,000 kcal 의 자동화 소각로 시작품 개발,설계 및 제작 ▶ 주요 작동인자에 대한 시작품의 성능분석 및 최적작동조건 구명 ▶ 왕겨와 중유 혼합비율에 따른 성능분석 ▶ 대기오염 방지시설인 무동력 사이클론을 개발 설계 및 제작 ▶ 대기오염 방지시설인 무동력 사이클론을 적용하여 시작품을 최적작동조건에서 실험하고 사이클론의 성능을 분석하고 시스템의 문제점 도출
2차년도 (1999)	◆ 왕겨와 중유 겸용 소각로 시작품의 성능개선 및 온수보일러 시작품 개발 ◆ 전작폐기물,폐목재 등을 연료로 혼용하는 기술 개발	▶ 1 차년도에 제작한 시작품의 문제점 개선 및 열효율 향상, 작동의 자동화 알고리듬 및 제어 성능 분석 ▶ 시작품 규모에 적합한 온수보일러 열교환 시스템 설계 제작 및 성능분석 실험(총 열효율 70% 이상 목표) ▶ 왕겨외의 농업폐기물에 대한 적용 실험 및 성능 분석, 대기오염 수준 분석, 최적작동조건 구명 ▶ 시작품 난방시스템의 연속작동 실험 및 성능분석
3차년도 (2000)	◆ 왕겨(기타 폐기물)와 중유 겸용 시설원예 온수보일러 난방시스템 개발 완성	▶ 왕겨(기타 폐기물)와 중유겸용 시설원예 온수보일러 난방시스템 시작품의 최종보완 및 실증실험, 종합적 성능분석(성능분석용 열교환기 제작,열효율, 대기오염 수준, 작동의 자동화 수준 등) ▶ 유리온실 3,000평 규모, 플라스틱 온실 1,000평 규모에 적합한 폐기물과 중유 겸용 난방시스템의 설계 제작도면 완성

제 2 장 문헌개요

왕겨는 약 천년 전부터 중국과 우리나라 등에서는 취사용 燃料로 또는 단열재로 사용되어 왔으며, 그회분은 사람의 대, 소변 흡수제 및 퇴비로 사용되어 왔다. 왕겨 연소기는 1880년 C.K.Cowie(burmese) 의해 처음으로 만들어져 도정공장의 보일러에 이용되었다. 그 후 1951년 경에 브라질에서 왕겨 이용에 대한 광범위한 연구가 수행되었으나 도정공장이 전기와 내연기관을 이용하는 체제로 전환되면서 왕겨에 대한 연구도 중단되었다.

1950년대에 다시 왕겨에 대한 관심이 높아졌는데 그것은 폐기물로서의 왕겨의 처리 문제 때문이었다. 왕겨는 잘 썩지 않아 경작지에서 바로 태워 처리하는 방법을 생각했으나 이것은 환경오염의 원인이 되어 왕겨의 처리는 중요한 문제로 대두되었다. 그래서 세계의 많은 도정공장에서는 왕겨의 처리 문제 때문에 스팀 보일러 연소기의 연료로 왕겨를 사용했던 실정이었다. 최근 1970년대부터 에너지 위기가 도래하자 전 세계가 대체 에너지원을 찾으면서 왕겨의 에너지원으로서의 이용성에 다시 큰 관심을 쏟게 되었으며, 1978년에는 전 세계적으로 왕겨에 대한 총체적인 연구자료가 FAO에 의해 수집되었다.(Beagle,1978)

제 1 절 왕겨의 물리화학적 특성

벼 중에서 왕겨가 차지하는 중량 비율은 벼의 품종, 경작지의 기후조건, 토질, 경작법에 따라 차이가 있으나 보통 20% 정도로 계산하는 것이 일

반적이다. 김지동 등(1981)은 약 16.3~26%, Beagle25)은 14~27% 정도라고 보고한 바 있다. 조명제 등(1981)은 왕겨의 발열량은 산지 및 품종에 따라 약간씩 다르나 국내 왕겨의 고위 발열량은 3750 kcal/kg 정도라고 보고하였다. Shimizu 등(1978)은 산지 및 품종별로 발열량을 측정한 결과 산지 및 품종간에 큰 차이가 있으며,회분의 함량이 증가할수록 발열량은 감소한다고 보고하였다.

조명제 등은 왕겨는 나무와 연소 특성이 유사하나 다만 회분 성분이 많아 점화에 필요한 열을 전달받기 위한 시간이 약간 지연되고 따라서 왕겨는 점화 온도가 나무보다 약간 높은 300~350℃정도로 추정된다고 보고하였다. 김지동 등은 왕겨의 열분해 특성에 대한 연구결과, 110℃에서 흡착수분은 증발이 거의 완료되며, 350℃에서 급속한 열분해가 진행되어 400℃에서 60% 정도의 질량감소를 일으키는데 이것은 석탄의 경우 400℃에서 겨우 질량감소가 일어나기 시작하는 것과 비교하여 볼 때 좀 더 용이한 열분해 특성을 가지는 것이라고 보고하였다. Shimizu 등(1978,1985)은 품종과 산지에 따라 차이가 있으나 일본에서 생산되는 왕겨의 경우 평균적인 조성에서 휘발분은 62%, 탄분은 20.5%, 회분은 17.5% 정도이며, 휘발분의 발열량은 3670 kcal/kg, 탄분의 발열량은 7640 kcal/kg 정도라고 보고하였으며 왕겨의 연소 특성에 대한 연구결과 과잉공기 90~170%에서 연소 온도가 최대로(870℃) 나타났으며, 연소 시간은 과잉공기가 많을수록 짧아지지만 대체로 10분 이하인 것으로 보고하였다. Jeon(1982)은 함수율 12%의 왕겨 안식각이 47~52° 이고, 마찰계수는 0.63이라고 보고하였다. 박승제(1996) 는 우리나라 평야지, 중산간지 및 산간지역의 여러 품종 왕겨에 대하여 성분분석을 한 결과 지역간 품종간 큰 차이는 없다고 보고하였으며 그 결과는 <표 Ⅱ-1> 이다. 표에서 보면 회분함량은 습량

<표 Ⅱ-1> 왕겨의 물리화학적 성분

품종	Ash (%)	Moisture (%)	Carbon (%)	Hydrogen (%)	Nitrogen (%)	Sulfur (%)	Oxygen (%)	Total (%)
동진(부안)	13.15	12.08	39.092	5.439	0.497	0.0500	29.692	100
동진(김제)	13.48	10.45	32.736	5.843	0.315	0.0190	37.157	100
동진(함양)	15.44	9.51	37.771	5.287	0.314	0.0190	31.659	100
동진(군북)	17.11	9.65	37.314	5.577	0.266	0.0022	30.0808	100
화성(군북)	16.44	9.77	36.747	5.454	0.372	0.0330	31.184	100
오대(운봉)	13.34	10.02	36.612	5.427	0.343	0.0290	34.229	100
계화(김제)	13.50	10.16	38.240	5.564	0.367	0.0390	32.13	100
추청(안산)	15.65	9.84	38.268	5.736	0.285	0.0195	30.2015	100

기준으로 약 13 % - 17 % 정도의 분포를 보이고 있는데 대체로 통일벼 계통의 품종에 비하여 낮은 수준으로 판단된다. 황과 질소의 성분은 매우 적어 연소시 배연가스내에 대기오염원인 질소산화물이나 황산화물이 적을 것으로 추측되며 고위발열량은 3430 - 3750 kcal/kg 정도이고 산물밀도는 102 - 107 kg/m^3 이다.

박승제(1996) 는 왕겨회분의 물리화학적 특성도 분석하였는데 그 결과는 <표 Ⅱ-2>와 같다. 품종간 지역간에 있어서 일정한 경향은 없으며 의 함량이 최대 92.9% 정도로서 대체로 낮은 편으로서 이러한 현상은 최근에 규산질 비료를 거의 시비하지 않기 때문에 발생 가능한 현상으로 추측된다고 보고하였다. 또한 왕겨 연소온도가 900 ℃ 이상이 되면 왕겨회분 내의 SiO_2 성분이 결정화가 심해지며, 연소온도가 600 ℃ 이상으로 증가

<표 Ⅱ-2> 왕겨회분의 화학적 성분

품종	SiO_2 (%)	CaO (%)	MgO (%)	K_2O (%)	Na_2O (%)	Fe_2O_3 (%)	P_2O_5 (%)	Al_2O_3 (%)	MnO_2 (%)	etc (%)	Total (%)
동진(부안)	92.92	0.224	0.240	0.996	2.142	0.100	0.342	0.112	0.114	2.810	100
동진(김제)	86.21	0.271	0.274	0.847	0.873	0.057	0.286	0.114	0.095	10.973	100
동진(함양)	90.55	0.278	0.278	0.991	1.059	0.057	0.309	0.123	0.153	6.202	100
동진(군북)	87.88	0.304	0.206	0.631	0.403	0.071	0.191	0.091	0.088	10.135	100
화성(군북)	87.60	0.280	0.280	0.871	0.937	0.071	0.268	0.113	0.153	9.427	100
오대(운봉)	87.39	0.199	0.158	0.770	0.403	0.071	0.183	0.136	0.080	10.610	100
계화(김제)	89.92	0.278	0.290	0.755	0.714	0.071	0.321	0.099	0.134	7.418	100
추청(안산)	90.96	0.388	0.298	0.829	0.543	0.113	0.208	0.120	0.238	6.303	100

할수록 회분색깔이 점점 검어지는 현상이 나타나는데 이러한 현상도 회분내의 SiO_2(흰색)가 SiO(검은색) 로 변화되는 것과 SiO_2 의 결정화에 기인하는 것으로 보고하였으며 회분의 산물밀도는 67 kg/m^3 정도로서 왕겨의 산물밀도의 64 % 정도밖에 되지 않는다고 보고하였다.

제 2 절 왕겨 연소로

국내의 왕겨 연소로에 대한 연구는 1976년 농촌진흥청 농공이용연구소와 1980년 동력자원연구소에서, 1982년,1987년 서울대학교에서 수행된 바 있었 다. 조명제 등(1981)은 연료 공급통에서 자체 중량으로 왕겨가 자유

낙하되도록 하기 위해서는 45° 이상의 경사각을 주어야 하며 단면은 80~200㎜(가로, 세로 공히) 이상이 되어야 연속 공급이 가능하다고 보고하였다. Jeon(1982)은 Center-tube형 연소로를 자연통풍식, 무동력으로하여 곡물 건조 실험을 수행하였는데, 왕겨의 함수율 16% 이하에서 연소로의 왕겨 연소율은 90% 이상이었고, 과잉공기는 70%가 적당하고, 1차 공기와 2차 공기비는 1:1이 적당하며 연소실의 온도는 400℃ 이상을 유지해야 한다고 보고하였다. Antero(-)는 왕겨 연소로를 이용한 곡물 건조 실험에서, 왕겨 공급량이 3~4 kg/h 정도 이하이면 도정공장 부근이 아닌 곳에서 왕겨 연소로를 이용하여도 충분히 경제적이며, 건조해야 할 벼로부터 생산되는 왕겨량의 10%를 이용하면 벼를 함수율 22.5%에서 14%로 충분히 건조할 수 있다고 보고 하였다.

제 3 절 연소로 작동의 자동화 및 온수 보일러 시스템

왕겨연소로의 자동화와 온수보일러 시스템은 주로 외국에서 이용하였는데 대부분 왕겨 공급량 150kg/h 이상의 대형 스팀보일러 시스템에서였다. 자동화 장치로서의 왕겨 공급 장치는 호퍼로부터의 왕겨 자체 중량에 의한 자유낙하와 뉴매틱 컨베이어가 이용되었고, 착화 장치는 석유 혹은 개스 버너가 이용되었다. 왕겨연소로 스팀보일러의 효율은 보통 40~60% 정도이며, 왕겨 공급량이 적을수록 그 효율이 높은 것으로 보고되어 있다(Beagle,1978).

조명제 등은 석탄 연소에 이용되고 있는 연소장치를 제작하여 왕겨 연

소 실험을 수행한 결과 자연 통풍식 무동력에서는 왕겨 연소율은 높은 장점이 있으나 일산화탄소 발생량이 많아 (배연개스 부피 비로 15%) 전체적인 연소효율이 나쁘므로 동력을 사용하여 왕겨가 일정하게 공급되도록 장치를 개발할 필요가 있다고 보고하였다.

박승제 등(1983)은 Center-burner형 소형 왕겨연소로에서 모터와 스크류 컨베이어를 이용하여 왕겨 공급을 일정하게 하고, 공기 공급은 자연통풍식으로하여 연소실험을 수행한 결과, 왕겨 공급량 1.5~2 kg/h에서 연소효율이 90~95%, 일산화탄소 발생량은 2% 이하였다고 보고하였다. 박승제(1988)는 작동을 자동화한 소형 왕겨연소로 온수보일러 시스템의 개발연구에서 공기공급은 과잉공기 70 - 100% 정도가 최적이며 왕겨연소율 97%, 열교환기 효율은 35% 정도였고 배연가스 내의 일산화탄소 함량은 1% 이내였다고 보고하였다. 또한 시뮬레이션 연구결과 환상 실린더형의 열교환기를 이용할시 최대 열교환기 효율은 60% 정도로 추정된다고 보고하였다. 실제로 Park 등(1996)은 파이롯트 규모의 전자동 왕겨 온수보일러 시스템(환상 실린더형 열교환기 사용)을 개발하여 연소한 재는 콘크리트 혼화용 재료로 이용하며 연소시 나오는 배연가스를 시설원예용 작물재배의 이산화탄소 공급원으로 활용하는 실용화 연구를 수행하여 시스템의 총 열효율을 60% 수준까지 향상시켰는데 이는 선행연구 시뮬레이션 결과와 잘 일치하였으며 또한 배연가스의 CO 함량도 평균 600ppm 이하로서 별 문제가 없었다고 보고하였다.

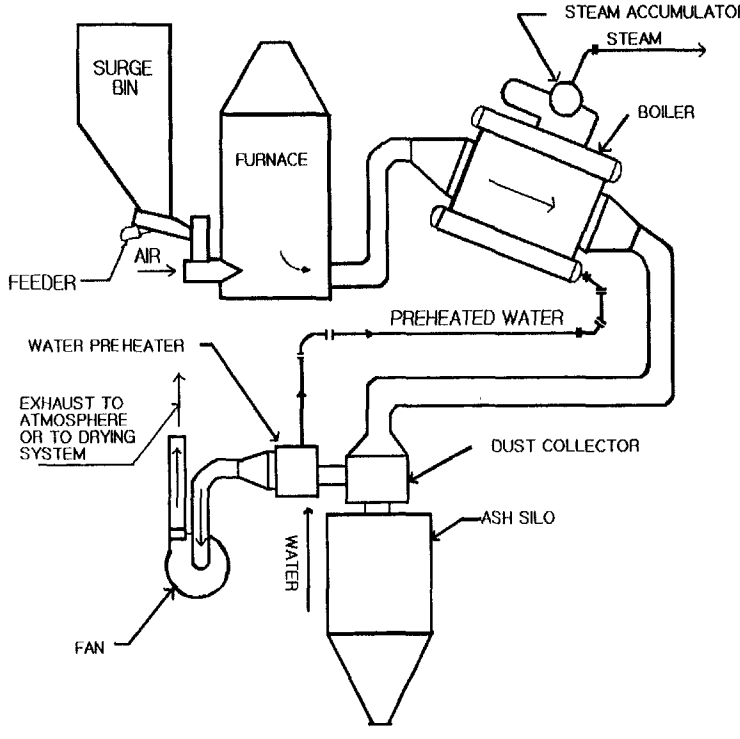
Jaiswal(1980)은 왕겨연소로를 이용한 Parboiling 시스템에서 왕겨공급율 15 kg/h, 과잉공기 140%일 때 최대 열효율 21.4%를 얻었으며, 그때 왕겨의 연소율은 약 80%, 배연개스로의 열손실율은 41% 정도였다고 보고하였다.

제 4 절 소각기술

소각기술의 종류는 크게 직접소각, 열분해, 건류화 기술로 나뉘어 지는데 온실난방에 바로 적용되기에는 직접소각기술이 가장 적합한 것으로 판단된다. 고체연료의 직접소각기술을 크게 분류하면 회분식(batch)과 연속식(continuous)으로 나뉘어 지는데 회분식은 연료를 1회 투입하여 소각하고 소각재를 제거하는 방식이고 연속식은 연료투입과 소각재 배출이 연속적으로 이루어지는 방식을 의미한다. 연속식은 부유 소각로(suspension burner), 이동층 소각로(moving grate burner), 유동층 소각로(fluidized bed combustor)등으로 분류된다.

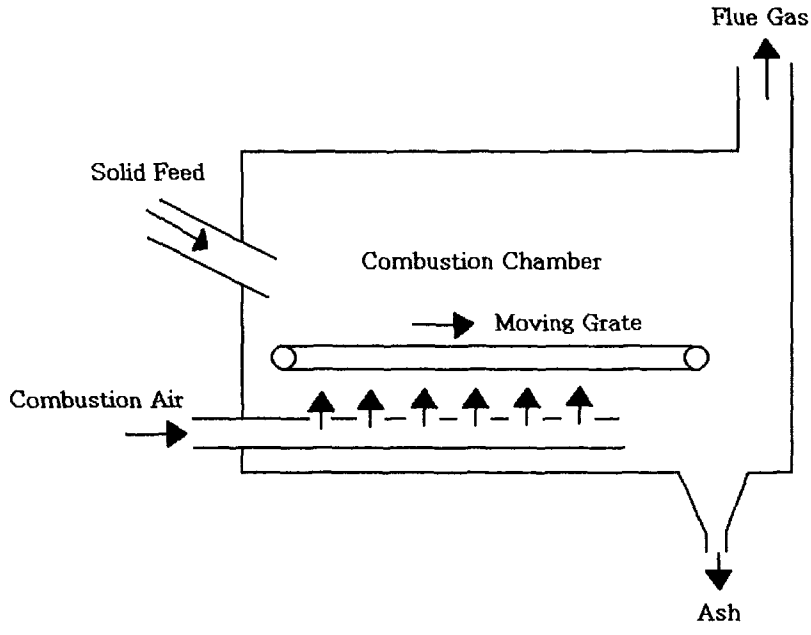
부유 소각로는 매우 작은 입자의 연료를 연소 공기로써 부유시켜 짧은 시간에 연소를 완료시키는 소각로로서 석탄의 미분탄 연소는 이러한 원리로 소각을 하며 농산 부산물들을 이러한 소각로에서 연소를 시킬려면 미분쇄를 하여야 한다. 이 소각기술의 가장 큰 단점은 바로 연료의 미세분쇄 비용이 많다는 것과 연료의 함수율이 낮아야만 한다는 것이며 장점은 유출입자가 적다는 것과 부하의 변화에 대응이 빠르다는 것이다. 석탄의 미분탄 연소는 보통 100㎛ 이하의 입자를 이용한다. 이 방식을 채택한 대형 왕겨 스팀 보일러 소각로 파이롯트 실험을 1971년 미국 캘리포니아에서 실시하였는데 왕겨공급율 약 360 kg/h에서 시스템 효율은 약 40% 이하로 나타났다. 이것의 2배 규모의 상용 시설은 미국 알칸사주에 있는 것으로 보고되어 있으며 [그림 Ⅱ-1]은 이 시스템의 개념도이다 (Beagle.1978).

이동층 소각로는 스프레더 스토크 소각로(spreader-stoker burner)라고



[그림 Ⅱ-1] 부유소각로형 왕겨 스팀 보일러 개념도

도 불리는데 큰 입자의 고체연료가 금속 화격자위에 일정량씩 놓여 연소구역을 통과하면서 연소가 완료되는 방식이다. 이 소각로의 단점은 연소시간이 길기 때문에 연소구역이 커야 한다는 것이며 가장 큰 장점은 연료의 크기에 별 제한이 없다는 것이다. 대형 쓰레기 소각로는 이 방식이 거의 대부분이며 현재 우리나라의 대형 쓰레기 소각로 기술 수준은 실용화 직전 단계에 있다. 쓰레기 소각 처리기술은 유럽을 중심으로 발전되어 왔으며 세계적으로 최고 수준의 기술을 보유하여 소각로 기술을 지배하는

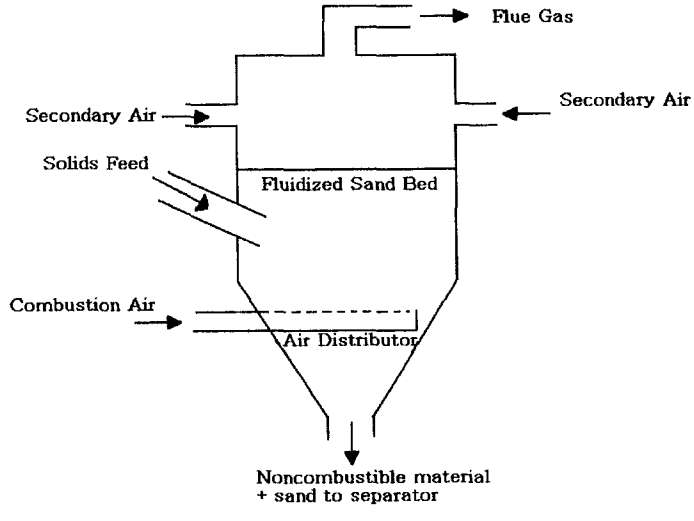


[그림 Ⅱ-2] 이동층 소각로의 개념도

나라는 스위스, 독일, 덴마크로 알려져 있다(김영도,1994). [그림 Ⅱ-2]는 이동층 소각로의 구조도를 나타낸 것이다. 석탄과 농산부산물도 미세 분쇄하지 않고 이 방식으로 소각할 수 있다. 현재 세계적으로 이용되고 있는 왕겨 및 볏짚 소각로는 소형은 회분식, 대형은 연속식의 이동층 소각로가 주종을 이루고 있다. 하지만 시스템의 효율은 30-40% 이하가 대부분이다.

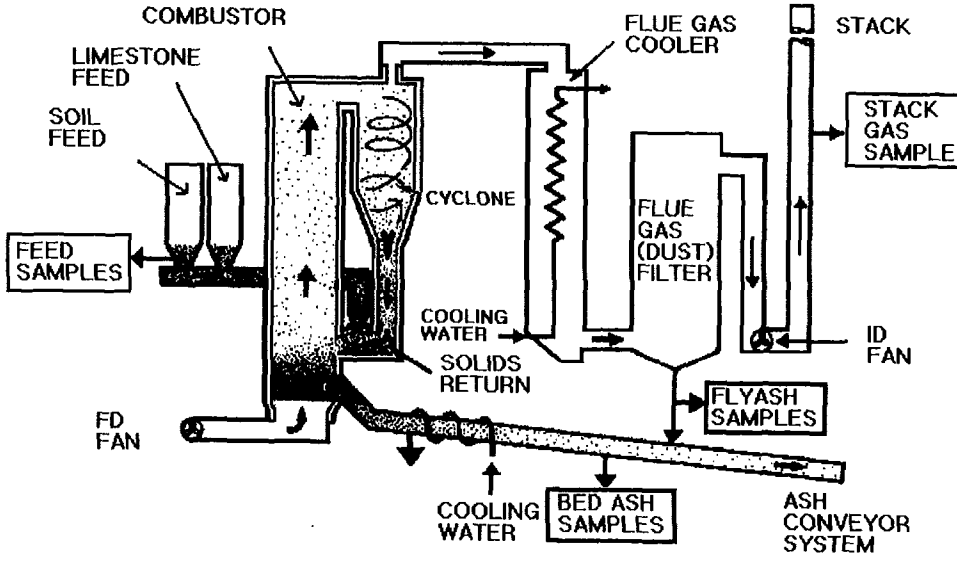
유동층 소각로는 0.25-2 mm 크기의 모래나 알루미나 혹은 석회재 등의 유동매체와 함께 연료를 일정 높이로 부유시킨 채로 연소시킨다. 이 방식은 다른 연소방식에 비해 연소강도가 높아 경제적인 설계가 가능하며 연료의 함수율과 연료의 크기에 큰 제한을 받지 않는 장점이 있기 때문에 석탄과 폐기물의 연소에 많이 이용되고 있다. 특히 석탄과 폐기물의 경우

에는 NO_x 발생을 억제할 수 있는 낮고 균일한 연소온도를 유지할 수 있는 것이 장점이기도 하다. 단점으로는 초기 유동매체에 열을 가해야 하므로 정상상태에 도달하는데 오랜시간이 소요되며 부하변동에 둔감하고 클링커 발생이 있다는 것이다. 특히 미연소 비산 유출재가 많아 연소효율이 낮아지고 대기오염에도 나쁜 영향을 줄 수 있다. 그러므로 이 방식은 유동화 공기압력과 소각재와 유동매체의 배출 그리고 유동매체의 순환 등을 매우 정밀하게 제어를 해야하는 시스템이다. [그림 Ⅱ-3]은 이 방식의 개념도이다. [그림 Ⅱ-4]는 미연소 비산 유출재를 사이클론으로 포집하여 연소실로 재순환 시키는 재순환 유동층 소각로의 구조도를 나타낸 것인데 이것의 장점은 유출재 배출을 방지할 뿐만 아니라 유출재의 문제점이 없어지므로 하여 유동화 공기압력 제어가 자유로워진다. 왕겨도 이 방식으로 소각할 수 있으며 연소실 직경 7.9 m 인 시스템에서 시간당 약 10.8



[그림 Ⅱ-3] 유동층 연소의 개념도

톤의 왕겨 공급율로 하였을 때 약 42%의 열효율이 있었다는 보고가 있다 (Beagle,1978). 이 방식 또한 온실난방에 이용할 경우에는 정상상태 도달 시간이 길고 부하변동에 둔감하므로 온실 시스템의 제어에 어려움이 있을 것으로 생각된다.



[그림 Ⅱ-4] 재순환식 유동층 소각로의 개념도

제 3 장 폐자원 온실 난방연료

폐타이어 및 폐유(폐윤활유) 등은 자동차의 증가로 인하여 계속 증가 추세에 있으나 이러한 폐기물은 재활용이 가장 우선되어야 하는 폐기물이다. 폐타이어의 경우 재활용율이 1992년도 70.3%에서 1995년도 90.0%로서 계속 증가 추세에 있으며 1995년의 회수량은 약 241.7톤 정도이다. 폐윤활유의 경우에도 재활용율이 1992년도 33.8%에서 1995년도 74.7%로서 마찬가지로 증가 추세에 있으며 1995년도의 회수량은 약 154천 킬로 리터 정도이다(도갑수,1997). 폐타이어와 폐윤활유는 재활용이 가장 바람직하고 온실난방 연료로서 적합한 것은 아닌 것으로 생각된다.

도시의 고형폐기물은 주로 음식쓰레기와 일반쓰레기(폐지, 폐용기, 폐가전제품, 폐목재 등), 건축폐기물, 도로쓰레기 및 낙엽 등으로서 매우 다양하다. 우리나라의 1990년 1인당 쓰레기 발생량은 약 2.3kg으로서 선진국의 2 배정도였으며 이는 연탄재의 비중이 높기 때문이고 가연성 쓰레기의 비율은 48.3% 정도였다. 특히 서울의 경우는 1인당 하루평균 쓰레기 발생량은 3kg 정도로서 뉴욕과 도쿄의 2배 이상이었다(권상준,1993). 1996년도 1인당 하루 쓰레기 발생량은 약 1.11kg 으로서 선진국형으로 변해가는 추세에 있는데 이는 1995년 1월1일부터 쓰레기 종량제를 실시하였고 또한 연탄사용이 급격히 감소하였기 때문으로 판단된다. 쓰레기 종량제 실시 후 분리수거로 인하여 쓰레기 재활용이 향상된 것은 매우 바람직한 일이며 서울시의 어느지역의 쓰레기 성분분석 결과 수분 53.5%, 가연분 38.6%, 저위발열량 1754.6 kcal/kg 정도로 조사되었다(김용진외,1997). 미국의 가연성폐기물의 비율은 80%이상으로 알려져 있다. 이러한 것으로

판단할 때 도시의 고형폐기물 소각열을 온실난방에 이용하기는 매우 난망한 것으로 판단된다. 비교적 대규모 소각시설이어서 처음부터 입지조건 등을 검토하고 소각시설 규모와 온실난방 규모 등을 비교하여 계획적으로 설계를 하여야 하며 또한 쓰레기에 유해성분이 포함되지 않도록 규제도 해야 하는 등의 어려움이 많을 것으로 생각된다. 도시 고형폐기물의 2001년도 관리목표를 1인당 발생율 0.9 kg/일, 재활용율 35%, 소각 20%, 매립 45%로 하였는데 IMF 체제 이 후 재활용율 40%, 소각 15%로 수정할 계획인 것으로 되어 있다(신현국,1998). 도시폐기물은 재활용 정책이 최우선이 되어야 하며 재활용이 어려운 것은 소각하고 그 소각열을 도시에서 이용할 수 있는 방안을 마련하는 것이 바람직 할 것이다. 특히 대규모 소각시설은 정상상태에 도달하는 시간이 길고 부하변동에 둔감하므로 도시의 대규모 주거집단이나 산업체 및 공공기관의 난방에 오히려 적합할 것이다.

농산부산물은 볏짚, 왕겨등의 수도작 부산물이 주를 이루는데 그 발생량은 조곡 생산량의 각각 80%와 20% 정도로 계산된다. 따라서 볏짚과 왕겨의 연간 생산량은 해마다 약간씩 차이가 있을 것이나 개략적으로 볏짚 400 만톤, 왕겨 100 만톤 (1994년 기준) 정도로 추산할 수 있다. 그동안 볏짚은 가축사료와 에너지원으로 주로 이용되어 왔으나 근년에는 수확시 콤바인으로 잘게 썰어서 포장에 퇴비용으로 산포하는 경우가 많고 일본 다다미의 재료로 판매되거나 축사의 깔개로 사용되고 있다. 볏짚은 특히 가축사료로서의 이용가치가 높으며 직접 소각열원으로 이용될 수도 있다. 볏짚과 왕겨는 화학적 조성은 비슷하나 물리적 성질은 매우 달라 직접 소각열원으로는 볏짚보다 왕겨가 더 적합하다. 그 이유는 볏짚은 취급이 용이하지 않기 때문에 소각로의 열원으로 이용하기 위해서는 세절하여

야 하는 과정을 거쳐야 하며 세절하였을 때 산물밀도가 왕겨에 비하여 약 60% 수준으로서 매우 작아 호퍼 등을 이용하였을 때 용기의 크기나 운반 및 자동공급기 등에서 불리하다. 반면에 왕겨는 크기가 일정하여 취급이 용이하다. 왕겨의 이용처를 살펴보면 과거에는 대부분 소각되어 그 재는 퇴비에 이용되었으나 현재는 연간 생산량의 약 96%가 가축분뇨의 수분흡수를 위한 축산시설의 깔개나 퇴비화를 위한 축분의 혼합재로 또는 사용후 자연퇴비화를 위한 과수원의 잡초제거제로 사용되고 있으며, 나머지 4%는 마늘이나 딸기 재배시의 상토나 철강재 생산시의 가온용 촉매재로 사용되고 있다. 이처럼 왕겨의 거의 대부분이 농업분야로 단순 환원되다 보니 왕겨의 부가가치가 낮아 1996년도 왕겨의 평균 판매단가는 전라남도가 톤당 44,700원으로서 최고를 보이고 경상북도가 최저인 10,800원/톤에 거래되고 있으며 전국적으로는 평균 약 21,900원/톤에 판매되고 있다. 왕겨와 볏짚은 수도작 생산지에 고루 분포되어 생산되고 있으며 왕겨와 볏짚을 전량 온실난방의 열원으로 이용한다면 전주 지역 유리온실을 기준으로 할 때 각각 2000 정보와 8000 정보를 감당할 수 있는 에너지량이다.

왕겨와 볏짚은 직접열원으로 적합하고 중형규모 소각로 온수보일러를 활용하면 정상상태 도달시간도 짧고 부하변동에도 민감하여 온실난방 열원으로 적합할 것이다. 또한 소각되고 남은 재는 대부분 SiO_2 이므로 토양속에 부족한 무기물 보충재로서 활용도 가능하며 미세분쇄하여 콘크리트 혼화용 재료로도 활용이 가능하다. 왕겨와 볏짚은 그 성분 조성상 대기오염원이 거의 없는 장점도 가지고 있다.

제 4 장 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템

제 1 절 재료 및 방법

1. 실험재료

가. 왕겨

본 연구에 사용된 왕겨시료는 1999-2000년에 전라북도 김제, 군산지역의 RPC에서 생산된 일반벼 왕겨였으며 <표 Ⅱ-3>에 그 물성을 나타내었다.

회분함량 측정과 성분분석을 위한 회분시료는 왕겨를 600 ℃의 전기로(Muffle furnace)에서 2 시간동안 연소시킨 후 사용하였으며 함수율은 공기오븐 방법, 고위 발열량은 Parr instrument 발열량계를 이용하여 측정하였다. 저위발열량은 고위 발열량과 공시재료 연소 성분 분석 결과를 기초로 환산한 것이다. 왕겨의 산물밀도는 105 kg/m^3 정도이고, 회분의 산물밀도는 67 kg/m^3정도로서 왕겨 산물밀도의 64 % 정도밖에 되지 않아 매우 작은 편이며 취급시 비산먼지가 많아 주의가 요망된다.

왕겨 회분 성분 분석 결과는 <표 Ⅱ-5>와 같다. 왕겨 회분은 실리카 성분이 매우 많은데 이로 인하여 토양 개량재의 효과가 높다. [그림 Ⅱ-5]는 전기로에서 2 시간동안 연소시킬 때의 온도별로 회분의 SiO_2 성분의 결정화 특성을 비교한 것인데 900 ℃ 이상이 되면 피크현상이 현저한 것으로 판단할 때 결정화가 심해지는 것으로 사료된다. 또한 연소온도가 600 ℃ 이상으로 증가할수록 회분색깔이 점점 검어지는 현상이 나타났는데 이러한 현상은 회분내의 SiO_2 가 SiO로 변화되는 것 혹은 고온 연소

에 의한 SiO_2 결정화에 기인하는 것으로 사료된다.(SiO: 검은 색, SiO_2: 흰 색).

<표 Ⅱ-3> 공시재료의 물성

구 분 / 품종(지역)	회분함량(%)		함수율(%)		고위 발열량 (kJ/kg)	저위 발열량 (kJ/kg)
	습량기준	건량기준	습량기준	건량기준		
동진(전북)	13.48	15.06	10.45	11.67	16300	14900

<표 Ⅱ-4> 공시재료의 성분 분석

품 종	Ash (%)	Moisture (%)	Carbon (%)	Hydrogen (%)	Nitrogen (%)	Sulfur (%)	Oxygen (%)	Total (%)
동 진	13.48	10.45	32.736	5.843	0.315	0.0190	37.157	100

<표 Ⅱ-5> 왕겨회분의 화학적 성분

품 종	SiO_2 (%)	CaO (%)	MgO (%)	K_2O (%)	Na_2O (%)	Fe_2O_3 (%)	P_2O_5 (%)	Al_2O_3 (%)	MnO_2 (%)	etc (%)	Total (%)
동 진	86.21	0.27	0.27	0.85	0.87	0.057	0.29	0.11	0.10	11.0	100

<표 Ⅱ-6>은 공시재료 왕겨의 성분분석을 기초로 완전 연소시 필요한 이론 공기량과 배기량을 계산한 것이다. 공기량의 밀도는 20℃ 기준으로 하였다.

다음 식은 발열량계로 측정한 고위 발열량과 연료의 성분 분석 결과를

이용하여 이론적으로 저위 발열량을 계산하는 식이다.

$$LHV = HHV - h_{fg} \times M_W \quad \text{------} \ (\text{II}-1)$$

$$M_W = Mo_W \times M_{h2O} \quad \text{------} \ (\text{II}-2)$$

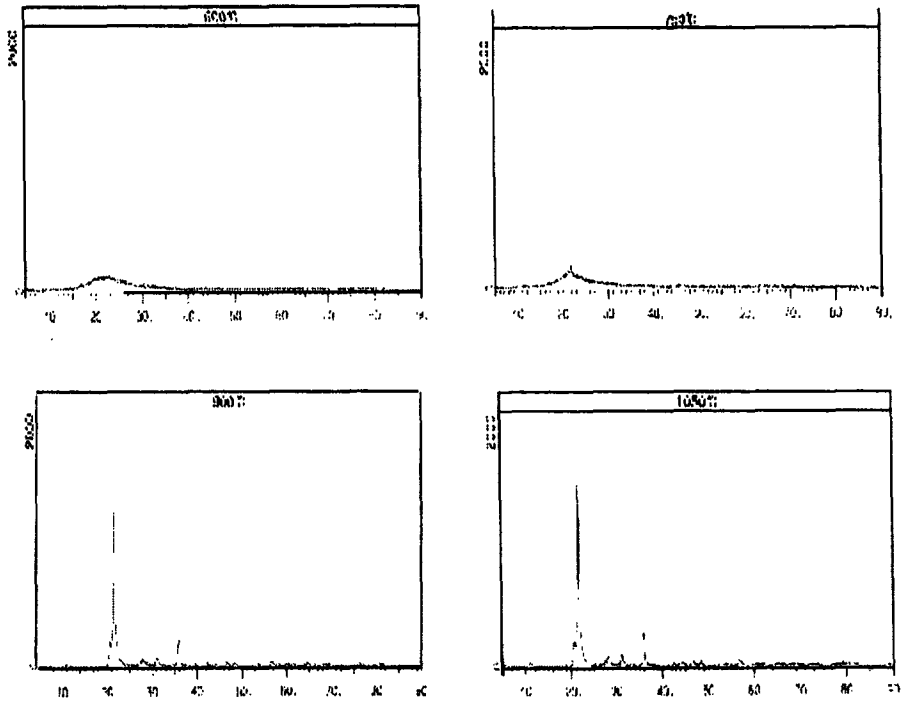
여기서 LHV : 저위 발열량(kJ/kg), HHV : 고위 발열량(kJ/kg)

h_{fg} : 물의 증발 잠열(2257 kJ/kg),

M_W : 연료 kg 당 배기가스내의 수분의 량(kg/kg)

Mo_W : 배기가스내의 수분의 Mole

M_{h2o} : 물의 분자량



[그림 II-5] 연소온도별 왕겨 회분의 X-선 회절 분석

<표 Ⅱ-6> 왕겨의 이론 공기량과 배기가스량 계산(100kg 기준)

Component	Mole	Required Mole		Producted Mole			
		O_2	N_2	CO_2	H_2O	SO_2	N_2
C	2.728	2.728	10.262	2.728	-	-	10.262
H_2	2.922	1.461	5.496	-	2.922	-	5.496
O_2	1.161	-1.161	-4.367	-	-	-	-4.367
N_2	0.113	-	-	-	-	-	0.113
S	0.0006	0.0006	0.0023	-	-	0.0006	0.0023
H_2O	0.581	-	-	-	0.581	-	-
Total		3.0286	11.3933	2.728	3.503	0.0006	11.506

이론공기량 : 14.422 Mole air/100kg husk=4.16 kg-air/kg-husk
=3.43m^3-air/kg-husk

이론 배기가스량 : 17.29 Mole/100kg husk = 5.05 kg/kg-husk

나. 중유

본 실험에서 사용한 중유 시료의 화학적 조성 성분 및 발열량 분석이다. 화학적 조성 성분은 기초과학지원연구소에 의뢰하여 분석하였으며, 고위 발열량은 Parr instrument 발열량계를 이용하여 측정하였다. 저위발열량은 고위 발열량과 화학적 조성 성분 분석 결과를 기초로 환산한 것이다. <표 Ⅱ-9>는 원소 분석 결과를 이용하여 중유 연소시의 이론공기량과 발생되는 연소가스의 량을 계산한 결과이다.

<표 Ⅱ-7> 중유 시료의 화학적 조성 성분(공업분석치)

연 료	Ash (%)	Carbon (%)	Hydrogen (%)	Nitrogen (%)	Sulfur (%)	Etc (%)	Total (%)
중유(No.6)	0.04	86.00	11.40	0.30	1.70	0.56	100

<표 Ⅱ-8> 중유시료의 발열량

고위 발열량 (kJ/kg)	저위 발열량 (kJ/kg)	밀도 (kg/m^3)	비 중
45,200	43,100	903.2(70℃) 927.3(30℃)	0.93

<표 Ⅱ-9> 중유의 이론 공기량과 연소가스량 계산(100kg 기준)

Component	Mole	Required Mole		Producted Mole			
		O_2	N_2	CO_2	H_2O	SO_2	N_2
C	7.16	7.16	26.94	7.16	-	-	26.94
H_2	5.70	2.85	10.72	-	5.70	-	10.72
N_2	0.01	-	-	-	-	-	0.01
S	0.05	0.05	0.19	-	-	0.05	0.19
H_2O	0.017	-	-	-	0.017	-	-
Total		10.06	37.85	7.16	5.717	0.05	37.86

이론공기량 : 10.06×32+37.85×28=1381.7 kg-air/100kg-oil

= 11.51 m^3-air/kg-oil

이론배기가스량 :

7.16×44+5.717×18+0.05×64+37.86×28=1481.23kg/100kg-oil

= 14.81kg/kg-oil

다. 톱밥

왕겨 이외의 농업 폐기물중에서 연소 효율이나 작동의 자동화 가능성 그리고 발생량 등을 고려할 때 가장 가능성이 많은 것은 톱밥이다. 본 연구에서 시료로 사용한 톱밥은 소나무 벌목재에서 발생된 톱밥이었다(전북 진안군에서 생산됨. 실제는 파쇄목재와 유사함). 화학적 조성 성분은 기초과학지원연구소에 의뢰하여 분석하였는데(원소 분석기) 그 결과는 <표 Ⅱ-10>이다. 톱밥 시료의 열적 물성으로서 회분함량은 600 ℃의 전기로(Muffle furnace)에서 2 시간 동안 연소시킨 후 측정하였으며 함수율은 70℃, 72 시간 공기오븐 방법, 고위 발열량은 Parr instrument 발열량계를 이용하여 측정하였다. 저위발열량은 고위 발열량과 화학적 조성 성분 분석 결과를 기초로 환산한 것이다. <표 Ⅱ-11>은 공시재료 톱밥의 물성을 나타낸 것이며 <표 Ⅱ-12>는 원소 분석 결과와 물성 분석 결과를 이용하여 톱밥 연소시의 이론공기량과 발생되는 연소가스의 량을 계산한 결과이다.

<표 Ⅱ-10> 톱밥 시료의 화학적 조성 성분(공업분석치)

품 종	Ash (%)	Moisture (%)	Carbon (%)	Hydrogen (%)	Oxygen (%)	Etc. (%)	Total (%)
소나무(전북)	1.21	14.8	46.28	6.54	29.2	1.97	100

<표 Ⅱ-11> 톱밥재료의 물성

구 분 / 품종(지역)	회분함량 (%)		함수율 (%)		고위 발열량 (kJ/kg)	저위 발열량 (kJ/kg)
	습량기준	건량기준	습량기준	건량기준		
소나무(전북)	1.21	1.42	14.8	17.4	18,700	17,250

<표 Ⅱ-12> 톱밥의 이론 공기량과 연소가스량 계산(100kg 기준)

Component	Mole	Required Mole		Producted Mole			
		O_2	N_2	CO_2	H_2O	SO_2	N_2
C	3.856	3.856	14.506	3.856	-	-	14.506
H_2	3.270	1.635	6.151	-	3.270	-	6.151
O_2	0.913	-0.913	-3.435	-	-	-	-3.435
N_2	0.0	-	-	-	-	-	-
S	0.0	-	-	-	-	-	-
H_2O	0.822	-	-	-	0.822	-	-
Total		4.578	17.222	3.856	4.092	-	17.222

이론공기량 : 4.578×32+17.222×28= 628.7 kg-air/100kg-sawdust
= 5.20 m^3-air/kg-sawdust

이론 배기가스량 : 3.856×44+4.092×18+17.222×28= 725.5 kg/100kg-sawdust
= 7.26kg/kg-sawdust

2. 시스템의 구성

온실 1000평 난방 규모(약 1,100,000 kJ/h 용량)의 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템은 왕겨의 물리화학적 특성을 고려하여 고정상 연소로 시스템

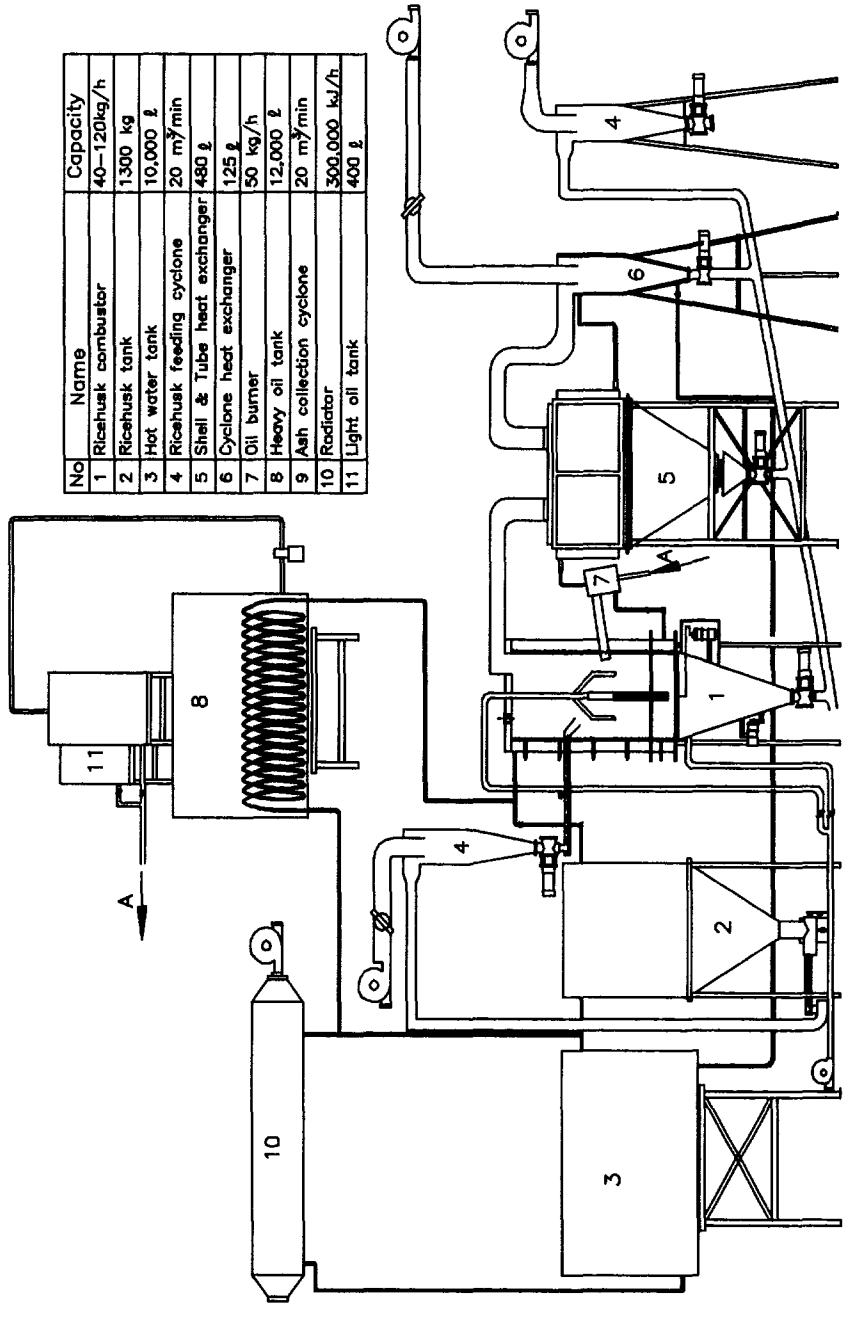
에 온수보일러를 채택하고 왕겨의 공급과 재의 처리를 완전 자동화 한 것이 특징이다. 특히 연소실에 중유 버너를 장착하여 중유만으로도 연소가 가능하며 톱밥 등의 가연성 농업 부산물도 연소가 가능하다. 시스템 열효율을 극대화 하기 위하여 본체 보일러 시스템의 열교환기는 제작이 편하고 효율이 좋은 환상실린더형을, 폐열회수 온수보일러는 관리가 용이하고 열효율도 좋은 관군형을 선택하였다. 연소실의 하단부는 고온과 저온이 교차하는 영역이며 또한 자동 재처리와 착화시의 이상 고온 등을 고려하여 주물로 제작하였다. 중유 연소시의 완전 연소를 기하기 위하여 연소실 벽체와 벽체 열교환기 사이에 공기 단열층을 두었으며, 또한 시스템의 실용화를 위하여 시스템 설치의 위치에 제약을 받지 않기 위하여 왕겨 및 왕겨재의 공급과 처리를 공기 이송식으로 하였다. 배기가스내의 유출 입자를 포집하기 위하여 표준 사이클론을 이용하였으며 이 사이클론에 물자켓을 설치하여 열교환기 기능을 겸하도록 하였다. 연소실과 열교환기 시설은 모두 SUS 재질로 하여 중유연소시의 황산화물과 연소시의 고온 부식 문제등에 대비하였다. 중유 탱크와 온수탱크는 10,000리터 용량의 대형으로 제작하여 실험의 편리성을 도모하였다. 중유탱크는 2000리터 용량의 소형 탱크를 추가로 설치하여 전기 가열기와 온도 제어기로써 적절한 사용 온도를 유지하도록 하였다. 공기 공급관(FD팬)과 배기가스 배출관(ID팬)의 댐퍼를 스텝핑 모터로써 적절히 조절하여 시스템 내부에 음압이 유지되게 하였다. 중유의 유동성을 유지하기 위하여 대형 중유탱크내에는 코일형 온수 열교환기가 설치되었으며 버너의 연소의 시작과 종료시에는 노즐의 폐색을 방지하기 위하여 10분 정도 경유 연소를 실시하기 때문에 경유 탱크을 설치하였다. 연소시 회수되는 열량을 방열하기 위하여 온수 방열기를 설치하였다. 왕겨 탱크는 건물 외부에 1톤 용량, 내부에 300kg

용량의 사각 호퍼로 제작하였다. 재처리는 처리 장소에 구애 받지 않기 위해 공기 이송식으로 하여 사이클론으로 수집하고 비닐 포대에 담아서 처리하였다. 본 시스템은 1차년도와 2차년도에 여러 실험을 통하여 계속적으로 보완된 시스템이다. <표 Ⅱ-13>에 왕겨 및 중유 겸용 연소로 시스템의 주요 구성체와 그 용량을 나타내었으며 [그림 Ⅱ-6], [그림 Ⅱ-7], [그림 Ⅱ-8], [그림 Ⅱ-9]는 시스템 전체 구성도와 주요 구성체의 구조 및 치수 도면이다.

[그림 Ⅱ-10]은 미곡종합처리장에 설치 한 연소로 본체, 폐열회수 열교환기, 사이클론 열교환기 및 연소재 수집 사이클론이 구성되어 있는 정면 사진이다. 기타 왕겨 저장 탱크, 중유탱크, 온수 탱크, 공기공급 팬, 배기가스 배출 팬 등은 본 건물 외부에 설치한 보조건물에 위치하고 있다. [그림 Ⅱ-11], [그림 Ⅱ-12], [그림 Ⅱ-13]은 주요 구성체의 사진들이다.

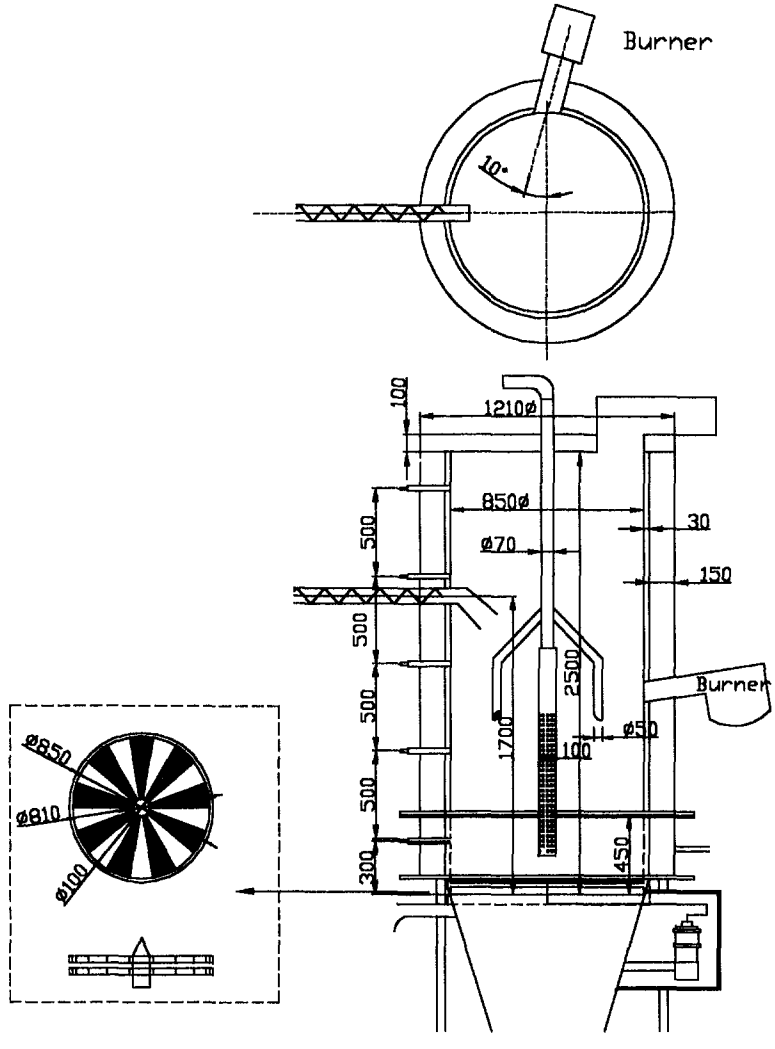
<표 Ⅱ-13> 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 주요 구성체의 용량

주요 구성체	용 량	비 고
연소실	40-120kg/h	660,000 - 1,980,000 kJ/h 재질 : SUS
왕겨 저장탱크	1300 kg	호퍼형 2개 재질 : STEEL
환상 실린더형 열교환기	1,020 리터	재질 : SUS
관군 열교환기	480 리터	재질 : SUS 재수집 호퍼 : STEEL
사이클론 열교환기	125 리터/20m^3/min	재질 : SUS 배기가스 포집
온수탱크	10,000 리터	
순환펌프	45,000L/h	양정 12 m(펌프 2개)
왕겨공급 사이클론	20m^3/min	
연소재 수집 사이클론	20m^3/min	
공기공급 FD팬	20m^3/min	1차+2차 공기
배기가스배출 ID팬	30m^3/min	시스템내의 음압유지
중유버너	18-58kg/h	750,000 - 2,400,000 kJ/h Model : F.B.R FNP55
중유탱크	12,000 리터	10,000 + 2,000 리터
방열기	76 리터	304,000 kJ/h 알루미늄 방열기
스크류 컨베이어	100 mmΦ pitch 70mm	왕겨 공급율 조정 40 g/rev

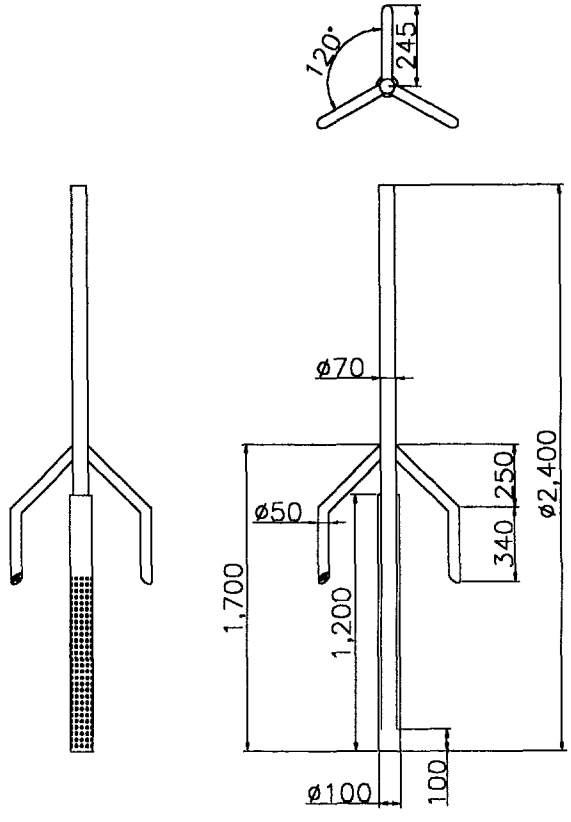


No	Name	Capacity
1	Ricehusk combustor	40~120kg/h
2	Ricehusk tank	1300 kg
3	Hot water tank	10,000 ℓ
4	Ricehusk feeding cyclone	20 m³/min
5	Shell & Tube heat exchanger	480 ℓ
6	Cyclone heat exchanger	125 ℓ
7	Oil burner	50 kg/h
8	Heavy oil tank	12,000 ℓ
9	Ash collection cyclone	20 m³/min
10	Radiator	300,000 kJ/h
11	Light oil tank	400 ℓ

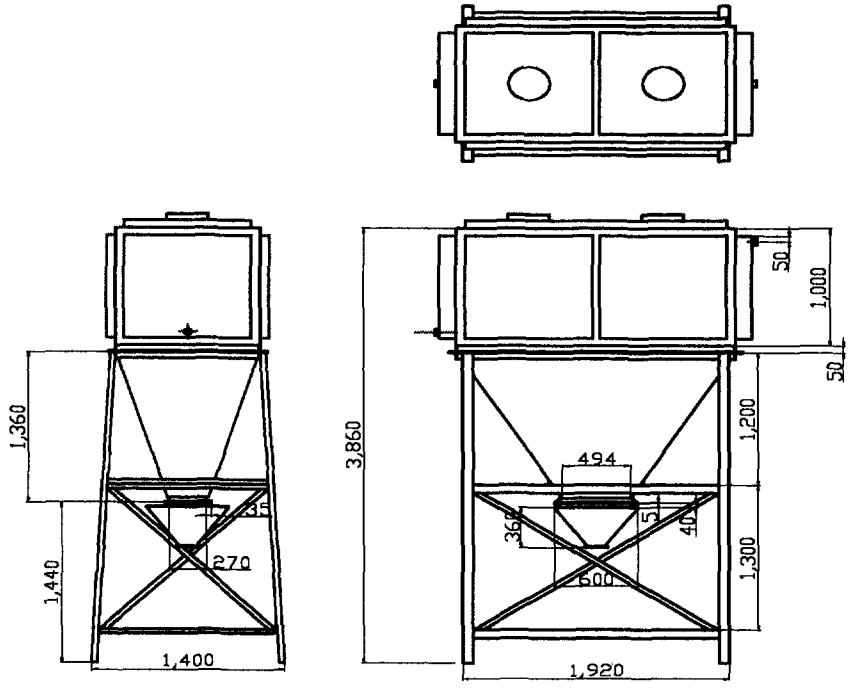
[그림 Ⅱ-6] 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 전체 구성도



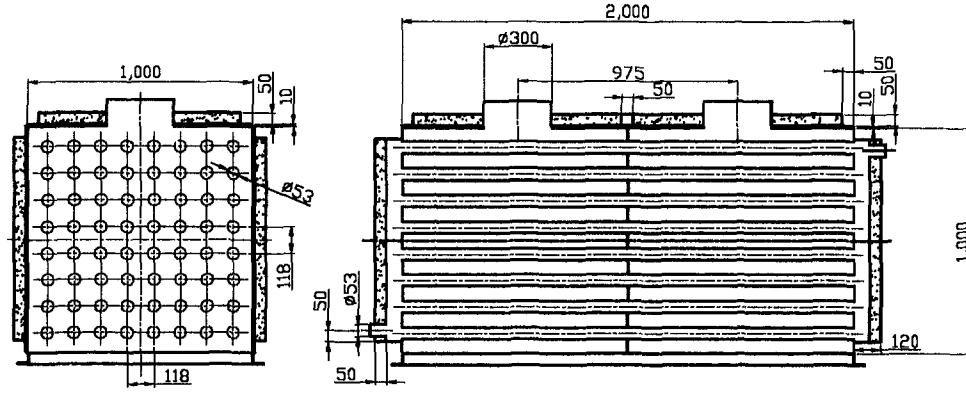
[그림 Ⅱ-7] 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 연소실 구조도



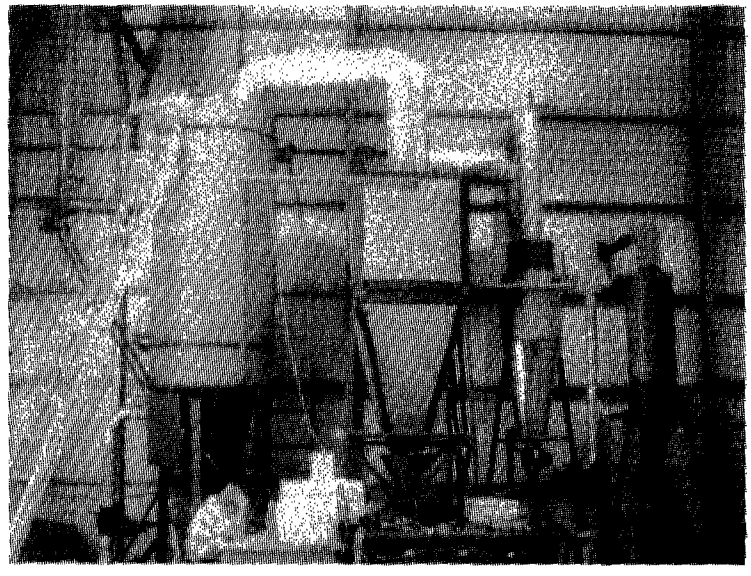
[그림 Ⅱ-8] 연소실의 2차 공기 공급봉의 구조도



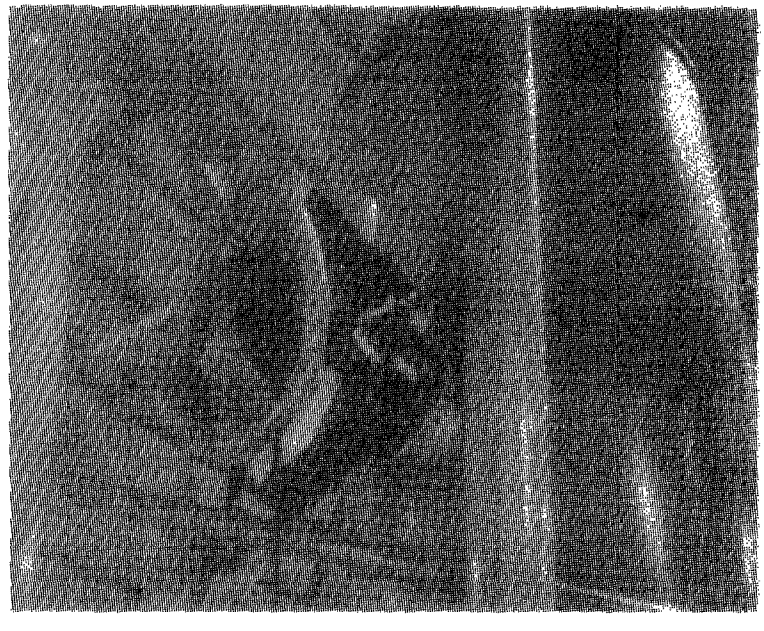
[그림 Ⅱ-9] 시스템의 폐열 회수 보일러 구조도(정면,측면,평면도)



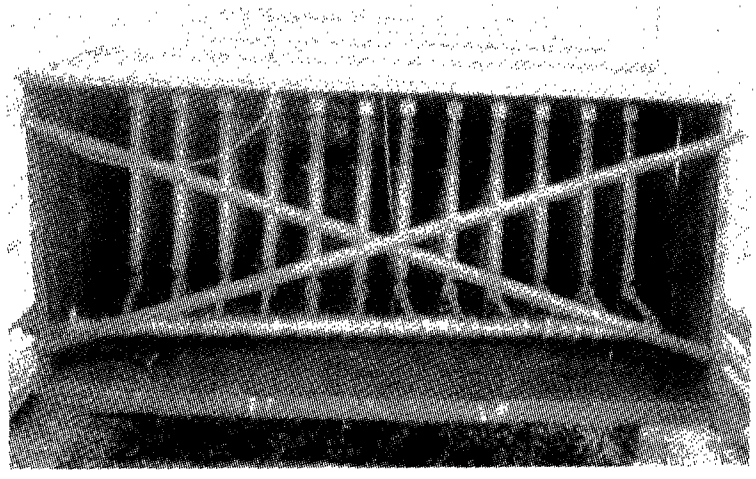
[그림 Ⅱ-10] 시스템의 폐열 회수 보일러 내부 단면도



[그림 Ⅱ-11] 시스템의 연소실 본체, 폐열회수 열교환기, 사이클론 열교환기, 연소재수집 사이클론의 사진



[그림 Ⅱ-12] 시스템의 중유버너 사진



[그림 Ⅱ-13] 시스템의 방열기 사진

3. 실험방법

가. 실험설계

연소 시스템의 연소효율에 큰 영향을 미치는 중요 작동인자는 연료공급율, 공기공급율 및 제어온도이다. 연소에서는 일반적으로 완전연소를 위하여 이론적으로 필요한 공기량보다 더 많은 공기량을 공급하여야 하며, 과잉공기는 다음과 같이 정의된다.

과잉공기=(연소에 공급된 공기량 - 이론공기량) x 100 / 이론공기량

제어온도는 온도제어기(on, off 제어)에 설정하는 온도를 의미하는데 연소실 상부에 위치시킨 열전대의 온도가 설정치 온도 이상이 되면 자동으로 회분배출 장치 모터가 작동되어 연소실 내의 회분을 회분통으로 일정량씩 낙하시키게 된다. 회분이 낙하되면 연소실 상부의 온도는 하강하게 되고 온도제어기는 OFF 상태가 되어 회분처리 모터가 정지한다. 이 방법은

연소실내의 과열 상태도 방지 할 수 있는 장점이 있으며 필요시 연소율 제어도 가능케 한다. 예비 실험 결과 공기 공급량은 과잉공기 100%, 1차/2차 공기비는 1.0 이 최적이었으며 제어온도는 고정 연소층 높이를 45cm가 되도록 했을 때가 최적이었다. 따라서 실험 설계는 과잉공기 100%, 1차/2차 공기비는 1.0, 고정 연소층 높이를 45cm로 하고, 왕겨공급율 60, 80, 100 kg/h 3 수준에 대하여 3반복 완전 임의배치법으로 하였다.

폐열회수 열교환기를 설치하지 않은 시스템에서의 예비 실험에서는 과잉공기 100%조건에서 왕겨 공급량(40kg/h, 60kg/h, 80kg/h)을 주구로, 1차공기와 2차공기의 비(1:1, 1:2, 2:1)를 세구로 하는 분할구 배치법의 요인실험을 수행하였다.

중유를 연료로 하는 중유연소의 경우에는 연료 공급량 3수준(노즐 2.0*2.0, 2.25*2.25, 2.5*2.5)에 대하여, 왕겨와 중유를 동시에 연소시키는 혼합연소의 경우에는 중유 노즐 2.0*2.0 조건에서 왕겨 공급량 40 kg/h 조건을 임의배치법으로 3 회 반복 실험하였다. 톱밥을 연료로 한 경우에는 톱밥 공급율(40 kg/h) 수준에 대하여 2 회 반복 실험하였다.

나. 착화 및 회분 시료 채취법

배기팬을 가동하고 버너를 착화시키면서 배기가스관의 댐퍼를 스텝핑 모터로써 정밀하게 제어하여 시스템의 음압을 일정하게 유지시킨다. 왕겨를 연료로 하는 경우에는 T5(그림 참조: 제어온도의 위치)의 온도가 300℃가 되면 공기공급 송풍기를 작동시키면서 왕겨공급을 시작하고 공기공급관의 댐퍼를 스텝핑 모터로써 정밀하게 제어하여 공기를 공급하였다. 이 때 일정한 음압 유지를 위하여 배기가스 댐퍼는 추가로 더 열게 된다. T1 의 온도가 400℃ 가 되면 연소실의 예열이 되었다고 판단하여 버너

를 소화시키고 왕겨만으로 연속연소를 유지하였다. 톱밥을 연료로 하는 경우도 동일하였다. 이 때 버너로 시스템을 예열하는 시간은 3-4분 정도 아주 짧은 시간이었다. 중유와 왕겨의 혼합 연소시에는 버너를 소화시키지 않고 계속 가동하였다.

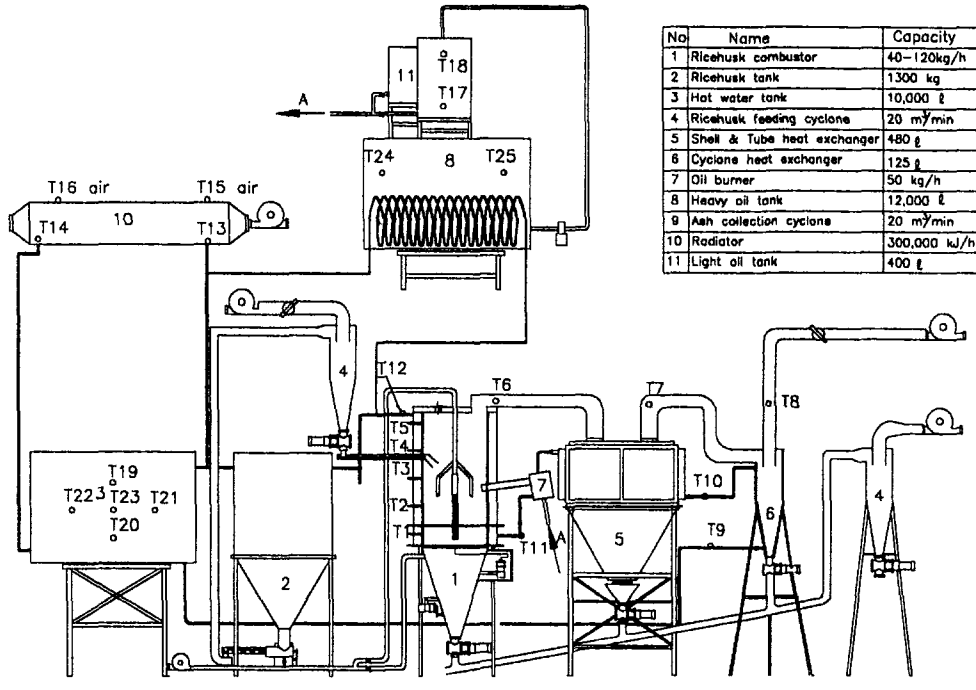
연료의 연소율을 측정하기 위한 회분시료는 연소가 정상상태에 도달하였다고 판단되는 충분한 시간(물질수지로 계산한 시간) 이 지난 후 2 시간 동안에 배출된 회분을 잘 혼합하여 적당량 채취하였다. 유출재는 1 분에 20초 정도씩 이중 타이머를 작동시켜서 계속 수집하게 되며 연소실에서 회분통으로 낙하 배출된 재와 혼합되게 된다.

다. 온도, 온수순환유량, 배연가스 성분측정

시스템의 각 위치별 온도는 디지탈온도 기록계와 자료수집장치의 온도계측 장치를 병렬로 연결하여 연소가 정상상태에 도달한 후 측정기간 2 시간동안 15분 간격으로 측정하였다. 이용된 온도센서는 CA 열전대였다.

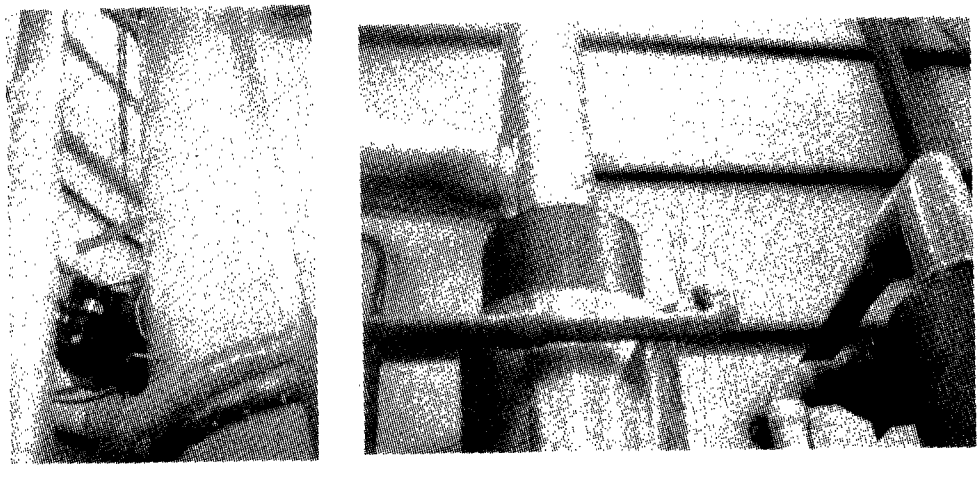
온수순환유량은 동일한 측정시각에 디지털 유량계로써, 배연가스의 성분은 CO_2 , O_2, CO, SOx, NOx 등을 측정할 수 있는 가스분석기로써 측정하였다.

[그림 Ⅱ-14]는 시스템의 온도계측 위치(T 로 표시된 번호)를 나타낸 시스템도이며 [그림 Ⅱ-15]는 연소실과 온수관에 설치된 열전대의 사진을, [그림 Ⅱ-16]은 온도 자료 수집장치의 사진을 나타낸 것이다. 온도 계측 위치는 연소실에 5개 등을 포함하여 총 25개였다.

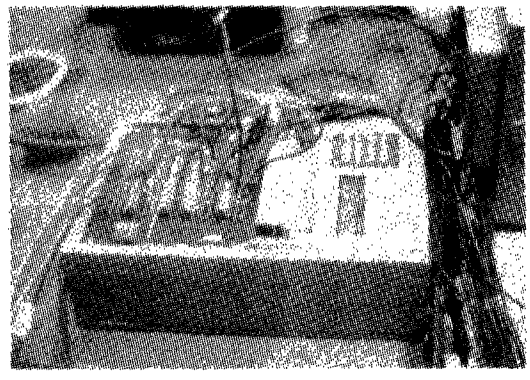


No	Name	Capacity
1	Ricehusk combustor	40-120kg/h
2	Ricehusk tank	1300 kg
3	Hot water tank	10,000 ℓ
4	Ricehusk feeding cyclone	20 m³/min
5	Shell & Tube heat exchanger	480 ℓ
6	Cyclone heat exchanger	125 ℓ
7	Oil burner	50 kg/h
8	Heavy oil tank	12,000 ℓ
9	Ash collection cyclone	20 m³/min
10	Radiator	300,000 kJ/h
11	Light oil tank	400 ℓ

[그림 Ⅱ-14] 시스템의 연소 특성 분석을 위한 온도 계측 위치도



[그림 Ⅱ-15] 연소실 온도와 온수관 온도 측정 열전대 사진

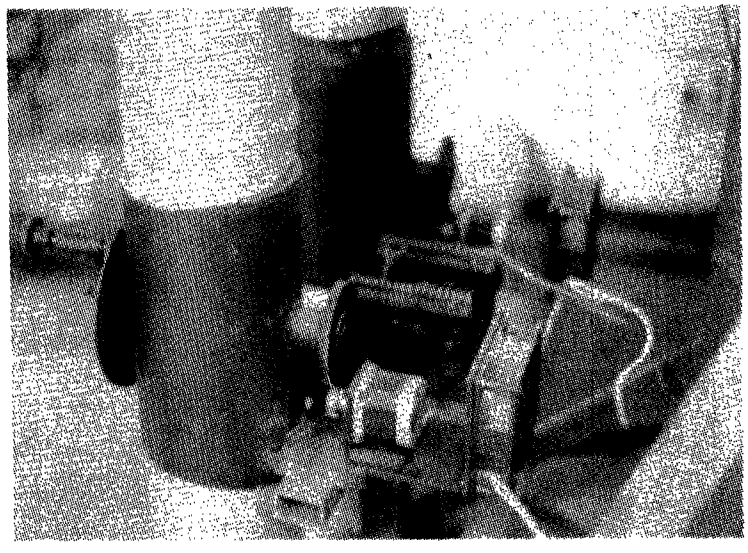


[그림 Ⅱ-16] 온도 측정용 자료수집장치

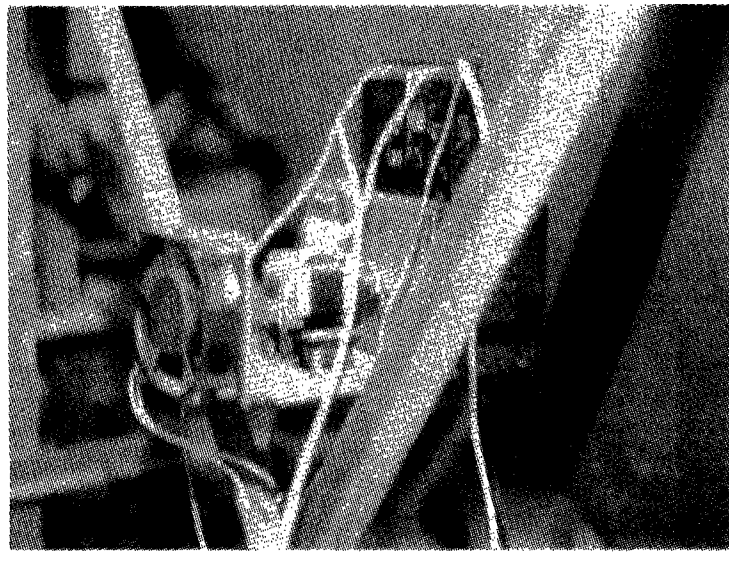
라. 왕겨 및 공기 공급량 측정

연소실로 공급되는 공기공급량은 공기공급관의 풍속을 열선풍속계로 측정하여 공급관의 단면적을 곱하여 계산하였으며 왕겨공급율은 왕겨 공급량 조절 오거의 회전수를 측정하여 예비 실험에서 결정된 회전당 공급량을 곱하여 계산하였다. 본 실험에서는 공기공급관 댐퍼와 왕겨 공급량 조절 오거를 구동하는 모터의 회전수는 스텝핑 모터로써 제어하였다. 왕겨 공급 오거 구동 모터의 회전수 제어는 슬라이닥스로 하였는데 이 슬라이닥스의 Knob 제어를 스텝핑 모터로써 정밀하게 하였다. 측정은 연소가 정상상태에 도달한 후 측정기간 2 시간동안 15분 간격으로 측정하였다. [그림 Ⅱ-17]과 [그림 Ⅱ-18]은 공기공급관 댐퍼 제어와 왕겨 공급량 제어를 위한 스텝핑 모터를 설치한 장치 사진이다.

<표 Ⅱ-14>는 본 실험에 사용된 계측기 항목을 나타낸 것이다.



[그림 Ⅱ-17] 스텝핑 모터를 이용한 공기공급 댐퍼 제어 장치 사진



[그림 Ⅱ-18] 스텝핑 모터를 이용한 왕겨공급 제어 장치 사진

<표 Ⅱ-14> 실험에 사용된 계측기 규격

Equipment	Maker	Capacity/Model
Anemometer	Kanomax	0 - 50 m/s
Thermocouple	Woojin	0 - 1050 ℃
Tem. Recoder	PANTOS Co.	30 Ch/H-1030
DAS	Campbell Co.	32Ch/CR-21X
Flowmeter	Dongyang Instrument	3.0 - 15 m^3/h
Automatic Bomb Calorimeter	Parr instrument	0 - 8000 kcal/kg
Muffle Furnace	Dongyang Science	0 - 1200 ℃
Tem. Controller	Hanyung Co.	0 - 1200 ℃
Gas analyzer	ECOM LTD.	/ECOM-A PLUS
Air DPT	JUMO	0-5 bar
CCTV	Kyungwoo Co.	B/W

제 2 절 결과 및 고찰

1. 시스템의 제원 분석

가. 연소실

온실 1,000 평의 난방 시설규모는 중남부 지역을 기준으로 할 때 약 1,100,000 kJ/h 로 보고되어 있다. 우리나라 왕겨의 고위 발열량은 16,500 kJ/kg 정도로 보고되어 있으며 저위발열량은 약 15,000 kJ/kg 정도로 분석된다. 따라서 열효율을 본 연구의 목표인 70%로 가정하면 왕겨 공급량은 다음과 같이 계산된다.

$$F = \frac{Q_{req}}{LHV \times E_S} \quad \text{------} \ (\text{II}-3)$$

여기서 F: 왕겨공급량(kg/h), Q_{req}: 난방부하(kJ/h), LHV: 연료의 저위 발열량, E_S: 시스템 열효율(소수) 이다. 이 식으로 계산하면 105 kg/h의 왕겨 공급량이 된다. 따라서 본 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 최대 규모는 왕겨 공급량 기준으로 120 kg/h, 공급열량 기준으로 1,980,000 kJ/h(고위 발열량 기준)로 결정하였다.

시스템의 연소실은 박(1988), Park(1996) 등의 연구 결과에서 구명된 자료를 참고하여 연소실의 형태는 높이/직경비가 2.5-3 정도인 원형에 센터 버너 형식으로서 연소실 외벽에 환상 실린더형 열교환기를 설치하는 것이 좋은 것으로 판단하였다.

본 연구에서 이용한 연소실의 중요 설계기준은 다음과 같다.

<표 II-15> 시스템의 연소실 설계 기준

높이/직경비	연소실열부하 ($kg/h-m^3$)	연소실내 연소가스의 속도 (m/s)	연료의 연소실 체류시간	왕겨 완전연소의 소요시간
2.5-3	150 이하	1.5 이하	30 분 이상	10 분

본 연구에서 설계하여 제작한 왕겨 및 중유 겸용 연소시스템 시작품의 연소실은 850Φ × 2500 mm 이었다. 이에 대하여 설계기준의 항목을 분석하면 다음과 같다.

연소실 열부하는 왕겨공급율(kg/h)/가연성 가스 연소공간(m^3)으로 정의되는데 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$H_{LCC} = \frac{F}{V_{CC} - V_{BD}} \quad \text{----} \quad (\text{II}-4)$$

여기서 H_{LCC} : 연소실 열부하($kg/h\text{-}m^3$), V_{CC} : 연소실 체적(m^3)

V_{BD} : 고정 연소층 체적(m^3)= $V_{CC} \times \frac{H_{BD}}{H_{CC}}$, H_{CC} : 연소실 높이(m),

H_{BD} : 고정 연소층 높이(m)

본 연구에서 고정 연소층 높이는 45 cm 로 설계 제작되었기 때문에 최대값을 갖는 왕겨 공급량 120 kg/h 일 때를 계산하면 103 $kg/h\text{-}m^3$ 이 되며 이는 기준을 만족한다.

연소실 상부 배기가스 속도는 다음과 같이 계산된다.

$$V_{FG} = \frac{(M_{TFG} + M_{TA} \times E_A) \times F}{\rho_{FG} \times A_{CC} \times 3600} \quad \text{-----} \quad (\text{II}-5)$$

여기서 V_{FG} : 연소실 상부 배기가스 속도(m/s)

M_{TFG} : 이론배기가스량($kg/kg\text{-}husk$)

M_{TA} : 이론공기량($kg/kg\text{-}husk$)

E_A : 과잉공기(소수)

F : 왕겨공급율(kg/h)

ρ_{FG} : 배기가스의 밀도(kg/m^3, 연소실 상부 평균온도 기준)

A_{CC} : 연소실 상부 단면적(m^2, 여기서는 화격자 단면적)

연소실 상부 평균 온도를 700℃로 가정하고 왕겨공급량 최대치 120 kg/h인 경우에 대하여 V_{FG}를 구하면 1.5 m/s가 된다. 이것이 최대 허용

기준이다. 이것을 화격자 열부하(Heat load)로 계산하면 210 $kg/h\text{-}m^2$ 이 된다.

연소실내에서 고체 연료가 고정 연소층에서 체류되는 시간은 연소에 소요되는 시간보다 많아야 한다. 안전율을 고려하여 가능한 연소에 소요되는 시간의 2-3 배를 고려하는 것이 좋다. 체류시간은 물질수지로 계산된 정상상태 소요 시간의 절반이다. 그러나 일반적으로 체류시간은 정상상태 소요 시간과 동일하다고 가정하여도 무방하다.

연료의 연소실 체류시간은 다음식으로 계산된다.

$$T_B = \frac{V_{BD} \times \rho_{RHA}}{F \times C_A} \quad ---- \quad (\text{II}\text{-}6)$$

여기서, T_B : 체류시간(h), ρ_{RHA} : 왕겨재의 산물밀도(70 kg/m^3),

F : 왕겨공급율(kg/h) , C_A : 왕겨의 회분함량(w.b. 소수) 이다.

V_{BD} 는 고정 연소층 체적으로서 0.2554 m^3이다. 최대 왕겨공급율 120 kg/h일 때 체류시간은 최소값을 가지며 이 때 체류시간은 1.1 시간으로 계산된다. 이것은 왕겨의 완전 연소에 소요되는 시간 10분에 비하여 충분히 크며 정상상태 도달 시간도 1 시간 정도로서 비교적 짧다. 실제 본 실험에서 정상상태 도달 시간은 연료 체류시간과 거의 동일한 결과를 보였다.

다음의 <표 II-16>은 본 실험의 실험처리인 왕겨 공급율별 주요 설계 기준항목을 분석하여 나타낸 것이다.

<표 Ⅱ-16> 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 연소실 설계기준 분석

왕겨공급율 (kg/h)	화격자 열부하 ($kg/h\text{-}m^2$)	연소실 열부하 ($kg/h\text{-}m^3$)	연소실 체류시간 (h)	연소실 상부 배기속도 (m/s)
40	71	34	3.3	0.45
60	106	52	2.2	0.68
80	141	69	1.6	1.0
100	176	86	1.3	1.25
120	211	103	1.1	1.50

나. 폐열회수 열교환기

본 시스템의 열효율을 최대화 하기 위하여 폐열회수 보일러(열교환기)를 설계 제작하였는데 이 폐열회수 열교환기는 유출재를 포집하는 기능을 겸하도록 구조를 설계하였다.

1) 폐열회수 열교환기의 설계

폐열회수 열교환 시스템은 Shell and Tube 형식으로서 횡류형을 선택하였다. 이러한 열교환기는 열전달 효과와 청소 등 관리측면에서 매우 유리한 시스템이다. Shell 유체는 배기가스, 튜브 유체는 온수이며 튜브는 스텐인리스 관으로서 외경 53mm, 길이 2m 이고 튜브군은 64 개로 구성되었다. 특히 유출재와 불결물질 청소를 위하여 분해가 가능하고 튜브 사이의 간격을 약 118mm 정도로 크게 하였다.

폐열회수 열교환기의 규모는 전체 시스템 효율의 20% 이상을 차지할 수 있도록 설정하였는데 이 규모의 열전달량은 왕겨 공급율 80 kg/h (저위 발열량 기준으로 1,19200 kJ/h = 285,000 kcal/h) 기준일 때 약 238,000

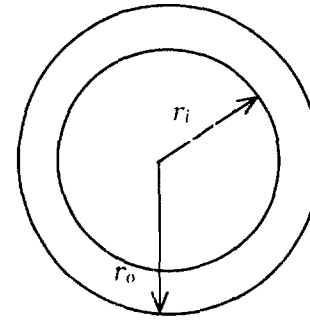
kJ/h 수준이다. 열교환기의 열전달 해석을 통하여 Shell & Tube 열교환 시스템의 제원을 결정하였다. 설계 제작된 폐열회수 열교환기 시스템의 도면은 제4장, 제1절, 2의 [그림Ⅱ-9, Ⅱ-10]이다. 관군 열교환기의 설계시 열전달량 분석을 위한 과정을 설명하면 다음과 같다.

2) 관군 폐열회수 열교환기의 설계를 위한 열전달량 해석

$$Q = A_0 U_0 \Delta T$$

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{r_0}{k}\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right) + \left(\frac{r_0}{r_i}\right)\frac{1}{h_i} \qquad \text{----} \quad (\text{Ⅱ-7})$$

$r_0 = 0.053m$, $r_i = 0.05m$



[그림 Ⅱ-19] 열교환기에 배열되는 온수관

Dimensionless Group :

$$N_u = \frac{hL_c}{k},\ P_r = \frac{\mu c_p}{k},$$

$$R_e = \frac{\rho u_\infty L_c}{\mu}$$

k : conductivity,

h : convection coefficient

C_p : specific heat, μ : viscosity

ρ : density, u_∞ : velocity

1차 Assumption :

Mean temp of hot gas : $\frac{1}{2}(T_{h,i}+T_{h,o}) = \frac{1}{2}(500+150) = 325$ ℃

Mean temp of hot water : $\frac{1}{2}(T_{c,i}+T_{c,o}) = \frac{1}{2}(35+65) = 50$ ℃

먼저 관군 튜브 외측의 배기가스의 열전달계수를 계산한다.

· 1 차 h_o 계산

Film temperature : (325+50)/2 = 187.5 ℃ ≒ 460 K

Film temperature property (from Holman)

	hot gas (same as air)
C_p	1.0207 kJ/kg ℃
ρ	0.7833 kg/m³
μ	2.484×10^{-5} kg/m · s
k	0.03707 W/m ℃
P_r	0.683

배기가스의 관군에서의 최대속도 계산:

배기가스량 : 5.05 kg/kg-husk, 이론공기량 : 4.16 kg/kg-husk

왕겨 공급량 80 kg/h 와 과잉공기 100% 일 때를 기준으로 할 때

총 배기가스량 : (5.05 + 4.16)× 80 = 736.8 kg/h

총 배기가스의 체적 : 736.8/0.7833 = 940.6 m^3/h = 0.261 m^3/s

가스의 통과 단면적 : 0.576 m^2

$$\therefore \quad u_{max} = \frac{0.261}{0.576} = 0.454 \ m/s$$

$$R_e = \frac{\rho u_{max} d}{\mu} = \frac{0.7833\times0.454\times0.053}{2.48\times10^{-5}} = 760$$

Hilpert 의 관군 열교환기의 실험식에 따라

$$N_u = \frac{hd}{k_f} = CRe^n \Pr^{\frac{1}{3}} = 0.254 \times 760^{0.632} \times 0.683^{\frac{1}{3}} = 14.8$$

(Grimson의 상관관계에서 C= 0.254, n= 0.632)

$$\therefore \quad h = h_o = \frac{14.8 \times 0.03707}{0.053} = 10.35 \ W/m^2℃$$

전체 관군의 열전달 면적 : π d N L = $\pi \times 0.053 \times 64 \times 2 = 21.3 \ m^2$

$$Q = A_0 h_o \Delta T = 21.3 \times 10.35 \times (327-50) \times 3600/1000 = 219{,}838 \ kJ/h$$

1차 가정의 검산 작업: $\dot{m} C_p \triangle T =$ 219,838 kJ/h

$$\triangle T = \frac{219{,}838}{1.027 \times 736.8} = 290.5$$

열교환기 출구 개스 온도 : $T_2 = 500 - 290.5 = 209.5 \fallingdotseq 210$ ℃

가정에서 출구 개스의 온도는 150 ℃ 로 가정 하였기 때문에 가정을 수정하여 200 ℃로 함.

온수의 입출구 온도 수정 : $\dot{m}_w \times C_p \times \triangle T =$ 219,838 kJ/h

$$\triangle T = \frac{219{,}838}{4.174 \times (4.2 \times 988.8)} = 12.7 \ ℃$$

2차 Assumption :

Mean temp of hot gas : $\frac{1}{2}(T_{h,i} + T_{h,o}) = \frac{1}{2}(500 + 200) = 350$ ℃

Mean temp of hot water : $\frac{1}{2}(T_{c,i} + T_{c,o}) = \frac{1}{2}(40 + 50) = 45$ ℃

· 2 차 h_o 계산

Film temperature : (350+45)/2 = 197.5 ℃ ≒ 470 K

Film temperature property (from Holman)

	hot gas (same as air)
C_p	1.0251 kJ/kg ℃
ρ	0.7440 kg/㎥
μ	2.578×10^{5} kg/m · s
k	0.0387 W/m ℃
P_r	0.682

배기가스의 관군에서의 최대속도 계산:

총 배기가스의 체적 : 736.8/0.744 = 990.3 m^3/h = 0.275 m^3/s

가스의 통과 단면적 : 0.576 m^2

$$\therefore \quad u_{\max} = \frac{0.275}{0.576} = 0.478 \ m/s$$

$$R_e = \frac{\rho u_{\max} d}{\mu} = \frac{0.744\times0.478\times0.053}{2.578\times10^{-5}} = 731$$

Hilpert 식에 따라

$$N_u = \frac{hd}{k_f} = CRe^n \Pr^{\frac{1}{3}} = 0.254\times731^{0.632}\times0.682^{\frac{1}{3}} = 14.4$$

(Grimson의 상관관계에서 C= 0.254, n= 0.632)

$$\therefore \quad h = h_o = \frac{14.4\times0.0387}{0.053} = 10.5 \ W/m^2℃$$

전열면적 : π d N L = $\pi\times0.053\times64\times2 = 21.3 \ m^2$

$$Q = A_0 h_o \Delta T = 21.3\times10.5\times(350-45)\times3600/1000 = 245{,}570 \ kJ/h$$

2차 가정의 검산 작업: $\dot{m}C_p\Delta T$= 245,570 kJ/h

$$\triangle T = \frac{245,570}{1.0251 \times 736.8} = 325$$

열교환기 출구 개스 온도 : $T_2 = 500 - 325 = 175℃$

2차 가정에서 출구 개스의 온도는 200 ℃ 로 가정 하였기 때문에 유사한 가정으로 볼 수 있음으로 이제 관내의 온수의 열전달 계수를 계산한다.

· h_i 계산

온수 순환 유량은 순환펌프의 용량에 따라 결정되는데 순환유량은 $\dot{v} = 4.2\ m^3/h$, **온수의 입출구 온도 : $\dot{m}_w \times C_p \times \triangle T =$ 245,570 kJ/h**

$$\triangle T = \frac{245,570}{4.174 \times (4.2 \times 988.8)} = 14.2\ ℃$$

온수의 폐열회수 Shell & Tube 열교환기의 입구 온도는 약 40℃ 로 가정하여도 무리가 없다.

Mean temp of hot water : $\frac{1}{2}(T_{c,i} + T_{c,o}) = \frac{1}{2}(40 + 54.2) = 47\ ℃$

h_o 계산시 2차 가정에서의 평균 온수온도 45℃ 와 유사함.

온수의 물성

	hot water
C_p	4.174 kJ/kg ℃
ρ	988.8 kg/m³
μ	5.62×10^{4} kg/m · s
k	0.644 W/m ℃
P_r	3.64

온수관의 총 단면적 : $\frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \times 64 = 0.12544\ m^2$

$$u = \frac{4.2}{0.12544 \times 3600} = 0.0093\ m/s$$

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho u \cdot L}{\mu} = \frac{988.8 \times 0.0093 \times 2}{5.62 \times 10^{4}} = 3.2725 \times 10 \times 4 > 10{,}000$$

(complete turbulent flow)

$0.6 \leq \mathrm{Pr} \leq 100$에서

$$\mathrm{Nu} = \frac{h \cdot D}{k} = 0.023\ Re^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.4}$$ (for heating) (from holman)

$$\therefore\ h_i = 0.023\ Re^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.4} \cdot k/d$$

$$= 0.023\ (3.2725 \times 10^{4})^{0.8} \times (3.64)^{0.4} \times 0.644/0.05 = 2032.3\ W/m^2℃$$

식 (Ⅱ-7)에서 파이프의 외경과 내경의 비는 거의 1 이므로

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} = \frac{1}{10.5} + \frac{1}{2032.3} = 0.09573$$

$$\therefore\ U_o = 10.5\ W/m^2℃$$

불결계수(R_f) : 0.0004 (from Holman)

$$\frac{1}{U_{foul}} = R_f + \frac{1}{U_o} = 0.0004 + \frac{1}{10.5} = 0.09564$$

$$\therefore\ U_{foul} = 10.46\ W/m^2℃$$

최종 총열전달계수는 10.46 W/m^2 ℃ 이다.

관군의 총 열전달 면적 : A = 21.3 m^2

열전달량 최종 분석치:

$$Q = A_0 U_{foul} \Delta T = 21.3 \times 10.46 \times (350-47) \times 3600/1000 = 243{,}030\ kJ/h$$

3) 폐열회수 열교환기의 성능 분석

전술 한 바와 같이 폐열 회수 열교환기의 제원을 왕겨 80 kg/h의 공급량에서 분석을 하여 결정하였는데 같은 왕겨 공급량의 실제 실험의 결과 열교환기를 통과하는 배기가스의 온도가 높아서 Film temperature가 약 100 ℃ 정도 더 높았다. 실제 실험에서의 배기가스 온도를 대입하여 총열전달계수를 다시 분석한 결과 원래 분석치보다 약 6% 정도 낮은 9.82 W/m^2℃로 계산되었다. 그러나 가스의 온도가 높았기 때문에 열전달량은 최초 분석 예측치보다 약 8.5% 정도 높은 362,900 kJ/h 로 계산되었다. 실제 실험 결과 폐열회수열교환기로 회수된 열량은 364,400 kJ/h 로 나타나 매우 유사한 결과를 보였다. <표 Ⅱ-17>은 열교환기 제원 결정시와 실험 결과를 대입하였을 때의 이론적 열전달량 분석에 관련된 자료와 분석값을 나타내었다.

폐열회수 열교환기는 왕겨 공급율 80 kg/h 수준으로 설계되었기 때문에 발열량 기준으로 1,200,000 kJ/h 수준의 다른 연료인 경우에도 성능이 우수한 것으로 판단하였다. 폐열회수 열교환기는 유출재를 포집할 수 있도록 설계되었기 때문에 다목적이다. 연소실의 화격자 열부하가 허용량 보다 크게 되면 유출재가 발생하게 되는데 이 때 연소실 벽체 열교환기는 효율이 낮아지고 폐열 회수 열교환기의 효율은 증가하게 된다. 그러나 전체 시스템 효율은 낮아지므로 화격자 열부하는 허용 범위내에 있어야 최적의 작동이 이루어진다. 중유 연소의 경우에는 연소 시작 후 1 시간 정도 정상 상태에 도달 하기 전에 폐열회수 열교환기와 사이클론 열교환기에서 배기가스 응축 현상이 나타났다. 본 시스템에서는 응축수는 배출이 되도록 설계되어 있어 문제는 없었다.

<표 Ⅱ-17> 폐열회수 열교환기의 이론적 열전달 분석

항 목	열교환기 제원 결정시	실험값 대입시	비 고
열교환기 평균 배기가스온도 (℃)	350	530	왕겨: 80 kg/h 과잉공기: 100% 실험에서 회수된 열량: 364,400 kJ/h
열교환기 평균 온수온도 (℃)	45	48	
온수유량(m^3/h)	4.2	6.0	
관외측 대류 열전달계수(h_o, W/m^2℃)	10.5	9.91	
관내측 대류 열전달계수 (h_i, W/m^2℃)	2032	2704	
총열전달계수(U_f)	10.5	9.86	
총열전달량(kJ/h)	243,030	362,900	

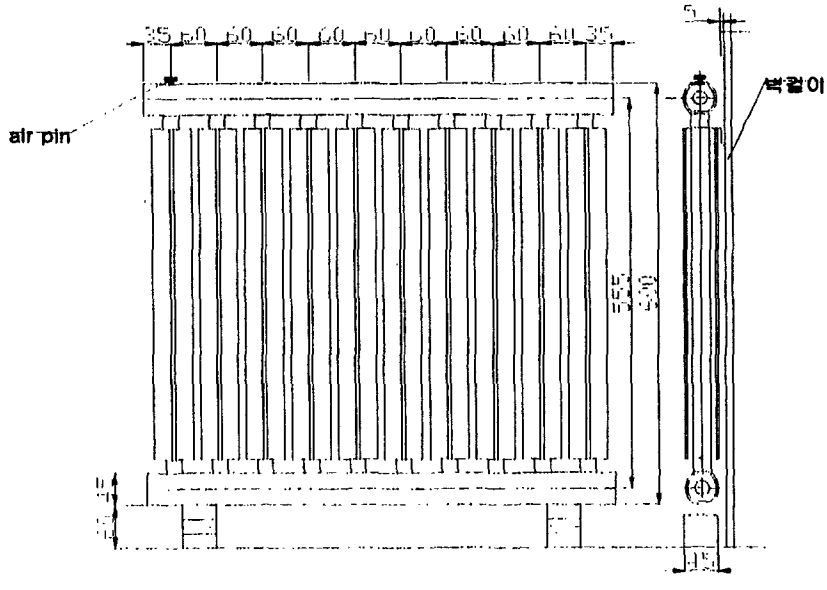
다. 난방 방열기

본 시스템은 용량이 크므로 연소 실험시 많은 열량이 생산된다. 따라서 적절한 방열기가 있어야만 연속실험이 가능하다. 연속연소 실증 실험용 방열기 열교환기는 다음과 같은 알루미늄제 방열기를 사용하여 구성하였다. 방열기는 길이 600mm인 수직관에 4개의 평판핀이 부착되어 있으며 1개의 방열기는 10개 주로 구성되어 있다. 방열기의 개수는 총 60개(주수: 600 개, 총 파이프의 길이: 130 m) 로써 구성되며 자연대류 상태에서 약 304,000 kJ/h 의 방열량을 나타내는 것이다. 이것은 이론적인 방열량 분석 결과 직경 100mm 관으로 80℃의 온수가 흘러 들어가 60℃로 나오고 주위의 공기의 온도를 15℃로 가정하였을 때 약 800m 길이에 상당하는 방열량이다. <표 Ⅱ-18>과 [그림 Ⅱ-20]은 방열기 1개의 사양과 치수 도

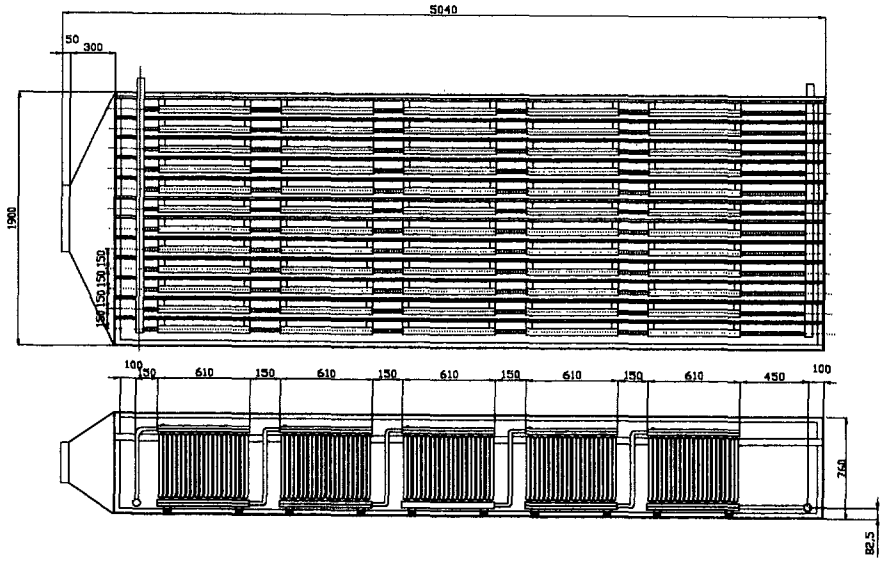
면을 나타낸 것이다. [그림 Ⅱ-21]은 큰 사각 덕트에 알루미늄 방열기 60개를 설치하여 송풍팬으로 강제 대류시킬 수 있도록 제작한 방열 시스템이다. 그러나 이 방열 시스템은 용량이 적어 실제 실험시에는 보일러 출구에서 일부의 온수를 방류하고 온수 탱크에는 계속 냉수를 공급할 수 밖에 없었다.

<표Ⅱ-18> 알루미늄 방열기 사양

구 분		HARS 600
주당 표준 방열능력	온 수	506 kJ/h
	증 기	732 kJ/h
주당 함수량		0.30 ℓ
허용 내압		12 kg/㎠
재 질		A 6063(KSD 6759)



[그림 Ⅱ-20] 방열기 치수 도면 (10주)



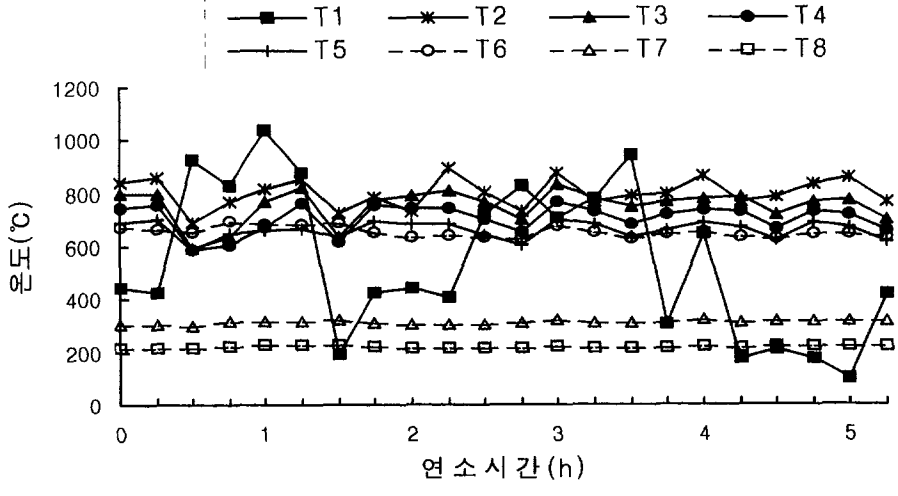
[그림 Ⅱ-21] 방열기로써 제작한 연속 실험용 방열 장치의 구조도

2. 연소 시스템의 온도 특성

가. 왕겨 연소

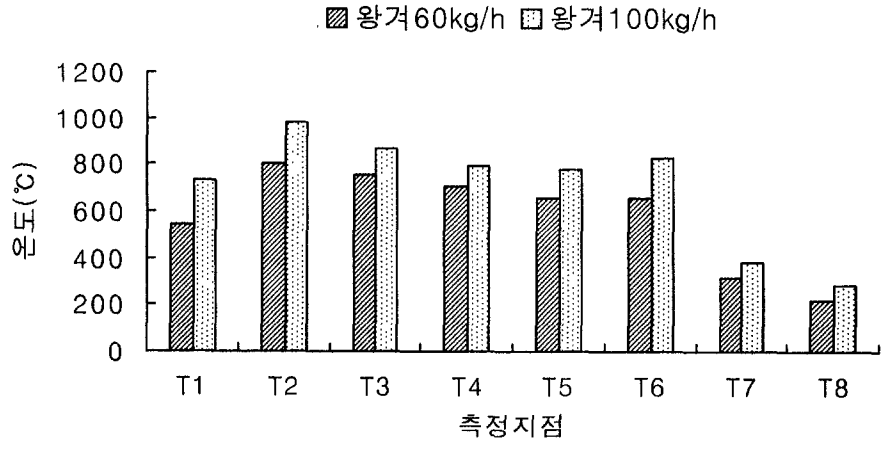
[그림 Ⅱ-22]는 왕겨 공급율 60kg/h 실험처리에서 연소 10 시간 이후 정상상태 하에서 시간에 따른 연소실과 배기가스의 위치별 온도를 나타낸 것이다. 온도 측정 위치는 그림 에 표시되어 있는데 T1-T2는 연소실 하부, T3-T4 연소실 중부, T5는 연소실 상부(재처리 제어온도), T6는 연소실 배출 배기가스 온도, T7은 폐열회수 열교환기 배출가스온도, T8은 최종 배기가스 온도로서 사이클론 열교환기 배출가스 온도이다. T8은 평균 220℃ 정도로서 응축수 생성 방지를 위한 온도 200℃를 상회하고 있으며 연소실 온도는 T1(연소실 최하부)을 제외하고는 650-850℃ 사이에서 주기적인 변화를 보이고 있다. T1은 재처리 후 연소층 표면에 노출되면

950-1000℃ 이상의 온도를 보이다가 연소 표면이 상승하면 급격히 하강을 하게 된다. 때문에 T1의 온도 변화는 고정연소층의 높이 변화를 나타내는데 본 시스템의 고정연소층 높이는 45cm로서 T1과 T2 중간 쯤에 위치한다. 그림에서 T2의 온도가 1,000℃ 이하라는 것은 고정 연소층 높이가 T2 높이까지 도달하지 않았다는 것을 나타내며 이는 고정 연소층 높이가 거의 45cm 정도 유지가 되었다는 것을 의미한다. 또한 그림에서 보면 T1의 큰 변화 주기가 약 2시간 이상으로 추정되는데 이는 연소실 설계기준 분석표인 <표 Ⅱ-15>에서 분석된 연소실 체류시간 2.2 시간과 거의 일치하는 결과로 판단된다. 최종 배기가스의 평균 온도는 200℃ 이상을 유지하여 배기가스 응축 현상은 연소 개시부터 전혀 없었다. T5 의 온도를 재처리를 위한 제어온도로 사용하였는데 이 위치가 연소실 내에서는 온도변화가 가장 적은 위치로서 제어온도로 이용하기에 가장 적합하였다.



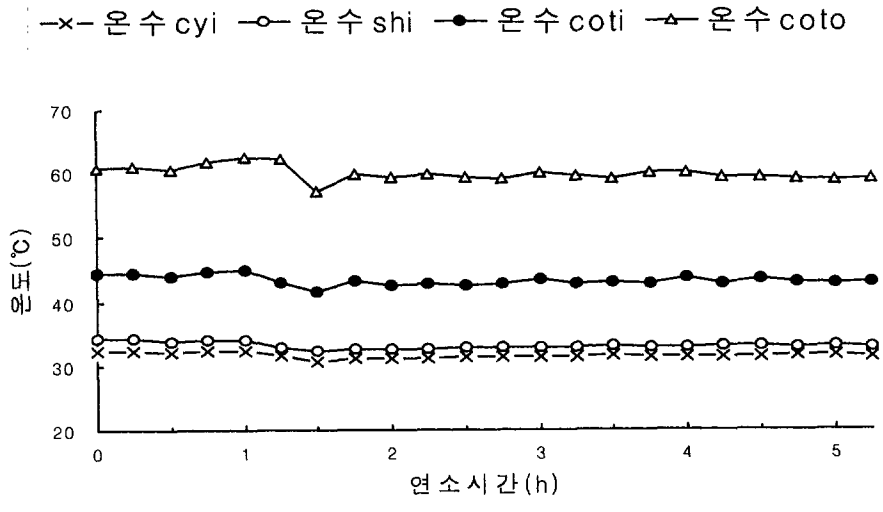
[그림 Ⅱ-22] 왕겨 공급율 60 kg/h의 정상 상태 연소에서 시간에 따른 측정 위치별 온도 변화

[그림 Ⅱ-23]은 왕겨 60 kg/h, 100 kg/h의 실험처리에 대하여 T1-T8 각 위치의 온도를 정상상태 시간동안 평균하여 나타낸 것이다. 왕겨 공급율 100 kg/h 처리에서도 온도의 절대값은 다르지만 온도 분포는 60 kg/h와 거의 유사한 경향을 보이고 있는데 이것은 고정 연소층 높이를 일정하게 하였기 때문이다. 그림에서 처럼 공급율이 증가할수록 T6의 온도가 T5보다 오히려 더 높은 경향을 보였으며 또한 60 kg/h에서 T2의 평균 온도는 800℃, T3는 750℃, T4는 700℃, T5는 660℃ 정도로 연소층 표면으로부터 멀어질수록(연소실 상부로 올라갈수록) 약 50℃ 정도씩 일정하게 낮아지는 경향을 보이고 있으나 100 kg/h에서는 연소층 표면 부근에서 급격한 온도차가 나타나고 연소실 상부로 갈수록 온도차가 거의 없는 균일한 상태로 되는 경향을 보이고 있다. 이것은 가연성 가스의 량이 많아져 연소실 상부까지 화염이 존재한다는 것을 의미한다. 80 Kg/h의 공급율에서는 60 kg/h와 100 kg/h의 중간 성질을 띄는 것으로 분석되었다.



[그림 Ⅱ-23] 왕겨 60 kg/h, 100 kg/h 의 정상상태 연소에서의 측정 지점별 평균 온도

[그림 Ⅱ-24]는 왕겨 60 kg/h 공급율에서 연소 시간에 따라 사이클론 열교환기(cyi), 폐열회수 열교환기(shi), 연소실 본체 열교환기 입구(coti) 및 출구(coto)의 온수 온도를 나타냈는데 일정한 상태를 잘 유지하고 있는 것으로 판단된다. 이는 연소실 본체 열교환기 출구에서 나온 온수의 일부는 방류하고 온수 탱크에 냉수를 공급하면서 온수탱크의 온도를 일정하게 유지하였기 때문이다.

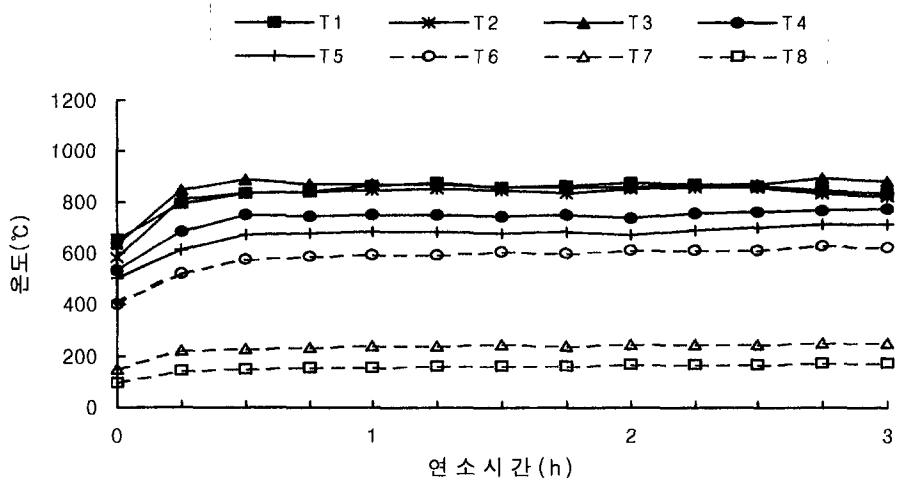


[그림 Ⅱ-24] 연소 시간에 따라 사이클론 열교환기(cyi), 폐열회수 열교환기(shi), 연소실 본체 열교환기 입구(coti) 및 출구(coto)의 온수 온도(왕겨 60 kg/h)

나. 중유 연소

중유연소는 분무 입자의 연소 시간을 증가시키고, 연소실 벽체의 열교환기의 효율을 증가시키기 위하여 화염이 연소실 벽체를 따라 회전을 하

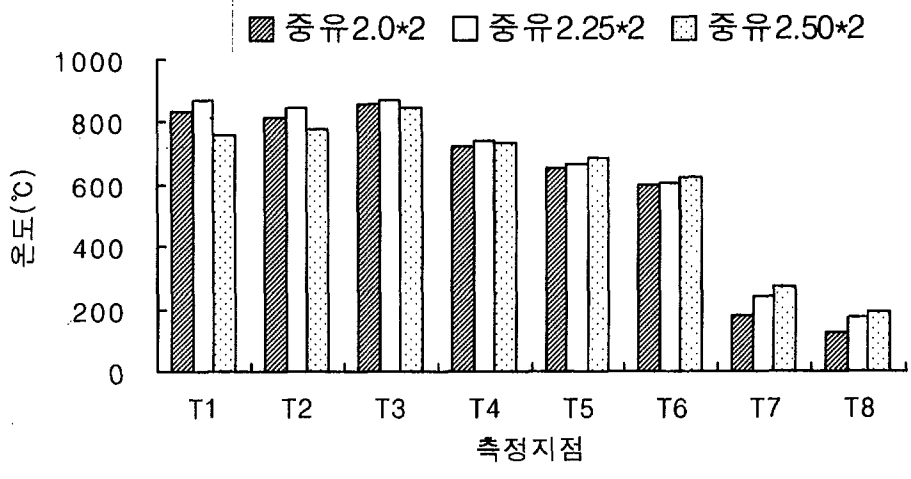
도록 화염 방사 방향을 아래로 5 도, 연소실 중앙으로부터 10도 정도 경사각을 이루게 버너를 설치하였다. 화염의 길이는 음압의 크기에 따라 달라지는데 적절한 음압 상태에서 1.2 - 2 m 정도를 유지하였다. [그림 Ⅱ-25]는 노즐 2.25G/h 두 개를 사용한 실험처리에서 연소 개시부터 3 시간 동안 연소실과 배기가스의 위치별 온도를 나타낸 것이다. 화염이 있는 위치 부근의 온도(T1-T3)는 850℃ 정도로 비슷하고 그 위치로부터 연소실 상부로 갈수록 급격히 낮아지고 있다. 온도 변화를 보았을 때 대체로 1 시간 정도가 정상 상태 도달 시간인 것으로 판단된다. 이것은 연소 개시



[그림 Ⅱ-25] 중유 노즐 2.25G/h*2 실험 처리에서 연소 개시부터 시간에 따른 측정 위치별 온도

후 1시간 정도 까지 배기가스 응축수가 발생하는 것과 거의 일치하는 현상으로 판단된다. 배기가스 응축 현상을 방지하기 위해서는 배기가스 온도를 최소 180℃ 이상을 유지하는 것이 좋다고 보고되어 있다. 그림에서 최종 배기가스(T8) 온도는 평균 166℃ 정도로서 약간 낮은 상태를 보였지

만 착화 후 1 시간 이 후부터는 배기가스의 응축수는 거의 발생하지 않았다. 폐열회수 열교환기 출구를 나가는 평균 온도는 245℃였는데 이것으로 판단할 때 응축수는 최종 열교환기인 사이클론 열교환기에서 주로 발생하는 것으로 볼 수 있다. [그림 Ⅱ-26]은 실험 처리별 정상상태시의 측정 위치별 평균 온도를 나타낸 것이다. 노즐 2.0G/h*2 처리는 음압 수준이 2.0, 노즐 2.25G/h*2와 2.5G/h*2 처리는 음압 수준이 2.5 이었다. 버너의 화염 분출은 T2와 T3 사이에 위치하지만 화염의 방향은 약간 아래로 향하게 되어 있다. 그림에서 보면 전체적으로 T3 온도가 가장 높고 화염이 있는 위치인 T1, T2가 비슷한 온도를 보인다.

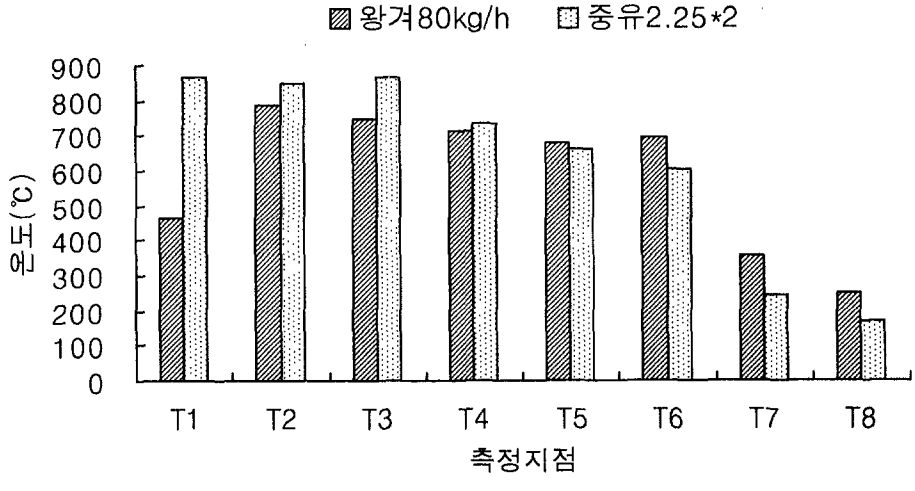


[그림 Ⅱ-26] 중유 실험처리의 정상상태 연소에서 온도 측정위치별 평균 온도

그리고 화염으로부터 멀어지는 위치일수록 온도가 급격히 낮아지는데 중유 공급량이 많아질수록 온도 강하율이 낮다. 그리고 노즐 2.5G/h*2 수준은 T1과 T2가 상대적으로 낮고 T4와 T5가 높다. 이 현상은 공기량과 연

료가 많은 상태에서 연소실내의 유속이 빨라 연소가 중유 공급량이 적은 두 조건에 비하여 분사 화염 위치에서 완전히 연소를 끝내지 못하고 연소실 상부에서 약간의 연소가 진행되는 것으로 판단된다. 배기가스의 온도는 배기가스량이 많은 경우가 상대적으로 온도가 높은 것은 당연한 것으로 판단된다.

[그림 Ⅱ-27]은 발열량 기준으로 공급열량이 비슷한 왕겨 80 kg/h와 중유 2.25G/h*2 처리의 정상상태 연소시 측정 위치별 평균 온도를 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 보면 연소실 하부를 비롯한 중유 연소시의 화염이 존재하는 곳은 중유 연소의 온도가 높으나 연소실 상부로 갈수록 왕겨 연소의 온도가 높아진다. 왕겨 연소는 가연성 가스의 연소가 연소실 상부



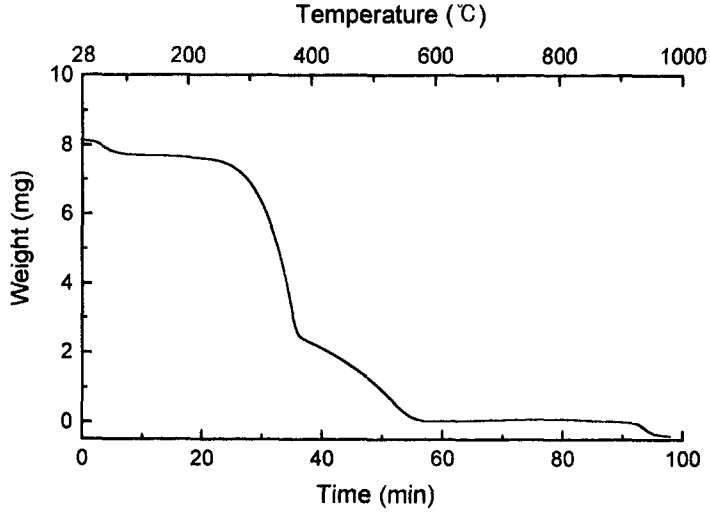
[그림 Ⅱ-27] 왕겨와 중유 연소의 측정위치별 온도 비교

에서 발생하고 있는데 반하여 중유 연소는 화염이 있는 연소실 하부에서 연소가 거의 종결하는 것으로 판단된다. 배연가스의 온도는 왕겨 연소

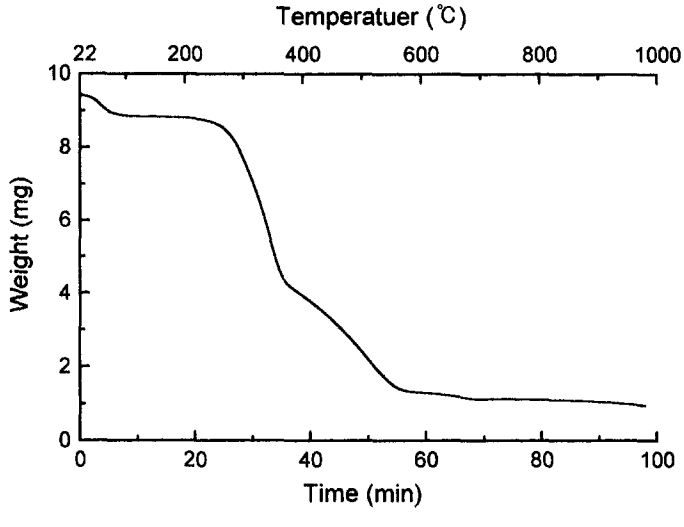
가 월등히 높은데 이는 왕겨 연소시의 공기 공급량이 중유 연소시보다 좀 많아 배연가스의 량이 많고 또한 왕겨 연소에는 유출재가 일부 존재하고 있어 배연가스의 열용량이 높기 때문으로 판단된다.

다. 톱밥 연소

본 연구에서 분석한 열분해도([그림 Ⅱ-28]과 [그림 Ⅱ-29])를 비교해보면 톱밥과 왕겨는 매우 유사하지만 톱밥은 300℃가 지나서 급격한 열분해가 일어나며 회분함량은 매우 적음을 알 수 있고, 왕겨는 300℃ 부근에서 급격한 열분해가 진행되며 회분함량은 많다는 것을 알 수 있다. 톱밥은 왕겨보다 산물밀도가 매우 크고, 왕겨는 형태가 일정한데 비하여 톱밥 연료는 파쇄상태가 불균일하여 길쭉한 것, 원형, 사각형 모양의 입자 등(큰 것, 작은 것 등)으로 구성되어 있어 모양과 비중이 불균일 하였으나 기류식 방식으로 탱크에서부터 연소실내로 공급이 가능하였다. 그러나 길쭉한 것 등으로 인하여 스크류 컨베이어에서 소음이 발생할 때가 있었으며 간혹 연료 공급 로타리 밸브가 과부하로 인하여 정지할 때가 있었다. 이것으로 판단할 때 톱밥 연소시는 파쇄 상태가 양호한 연료를 사용하는 것이 무엇보다 중요하다고 생각된다. 톱밥은 왕겨보다 단위 질량당 발열량이 15 % 정도 높고 회분은 왕겨의 10% 수준으로 매우 적으며 이론 공기량은 왕겨보다 약 1.5 배 정도로 분석되었다. 입자의 진밀도는 왕겨보다 높아서 착화가 왕겨보다 어려운 특성을 보였다. 그러나 연소 상태는 왕겨와 유사하게 양호하였으며 입자 하나로 봤을 때 왕겨보다 오래 연소되었다. 회분 함량이 적어 고정 연소층 높이의 상승은 왕겨의 경우보다 매우 느리게 진행되는 특성을 보였다.

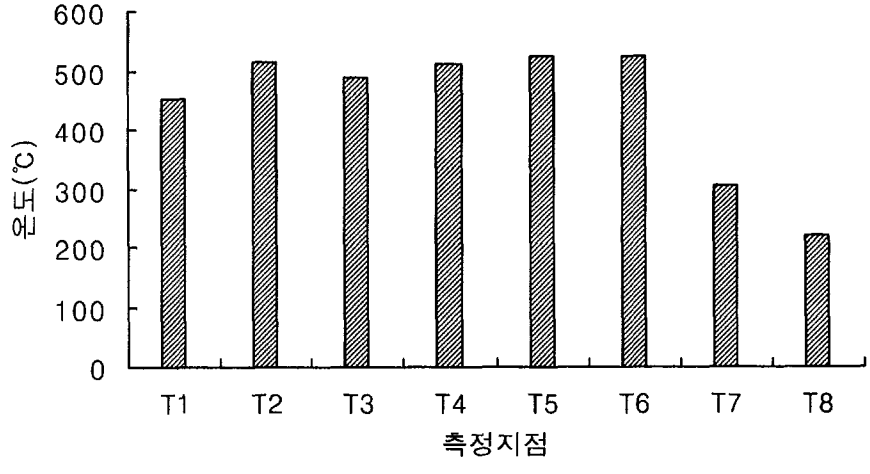


[그림 Ⅱ-28] 톱밥 시료의 열분해도



[그림 Ⅱ-29] 왕겨 시료의 열분해도

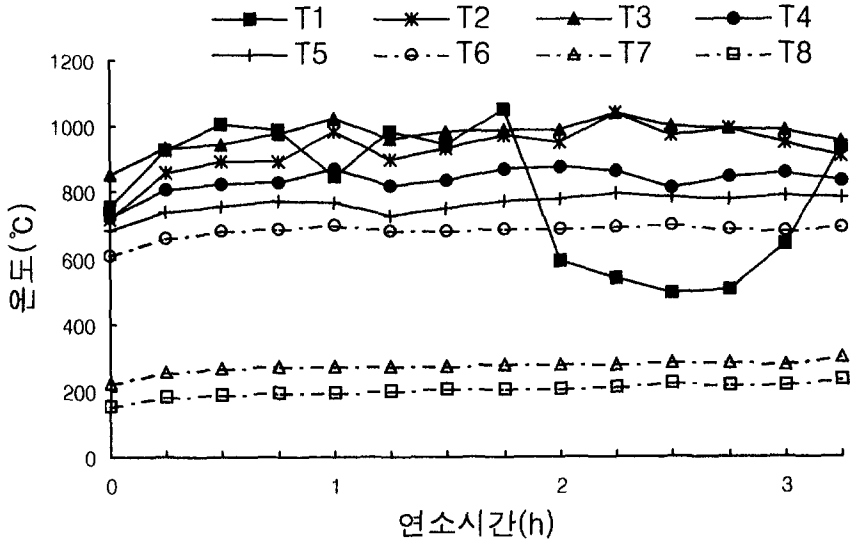
[그림 Ⅱ-30]은 톱밥 공급율 40 kg/h에서 정상상태 연소시의 측정 위치별 연소실과 배기가스의 온도 분포를 나타낸 것이다. 연소실 상부로 갈수록 온도가 약간씩 증가하고 있는데 이것은 유출재가 상당히 많다는 것을 의미한다. 톱밥(파쇄상태)은 입자의 불균일성이 심하여 입자가 아주 작은 것도 많은데 이것은 쉽게 유출될 수도 있다. 특히 연소가 진행되면서 유출되기 때문에 상부로 갈수록 온도가 증가하는 것으로 판단된다. 톱밥은 이론 공기공급량이 왕겨의 1.5배에 달하기 때문에 연소실내 연소가스의 유속도 더 빠르다. 연소실 하부의 온도가 낮은 것은 발열량 기준으로 연료 공급량이 적고 또한 입자가 큰 것의 연소 속도가 느리기 때문으로 판단된다.



[그림 Ⅱ-30] 정상상태 톱밥 연소시의 측정 위치별 온도 분포

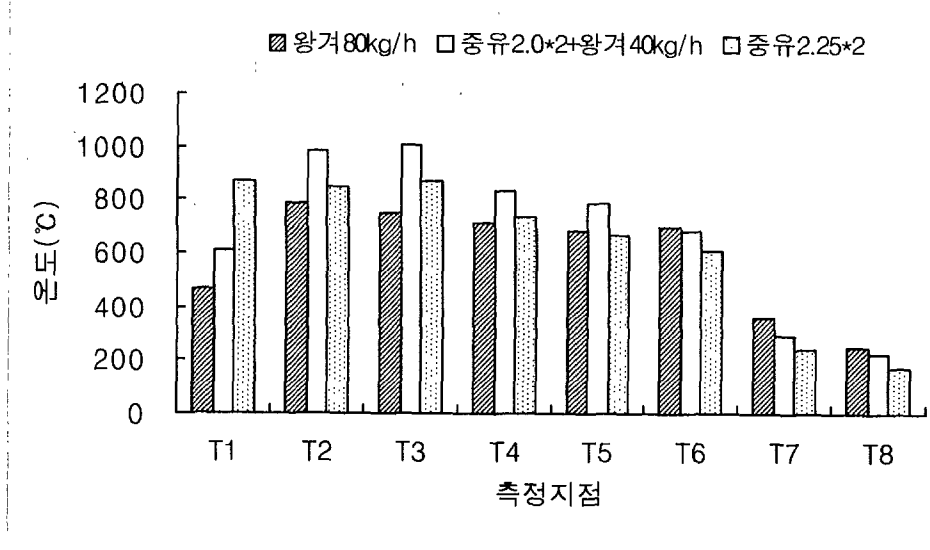
라. 혼합 연소

혼합 연소특성은 왕겨 연소와 중유 연소의 중간 특성을 가지는 것으로 생각이 된다. 중유 연소만의 연소에서는 연소 초기에 폐열 회수 및 사이클론 열교환기에서 응축 현상이 발생하였으나 혼합연소에서는 왕겨 연소의 영향으로 응축 현상이 발생하지 않았다. [그림 Ⅱ-31]은 연소 개시부터 3시간 동안 연소 시간에 따른 위치별 온도를 나타낸 것이다. 연소실의 최하층에 왕겨재가 퇴적되면 최하층의 온도는 급격히 낮아지고 재가 낙하 처리되면 급격히 증가하는 현상과 연소실 상부는 완만히 감소 하는 것은 왕겨 연소 특성과 동일하며, 중유 화염과 직접 접촉하는 연소실 중간 높이 부분에는 균일한 고온을 형성하는 것은 중유 연소 특성과 비슷하였다.



[그림 Ⅱ-31] 혼합 연소의 연소 시간에 따른 측정 위치별 온도 변화

[그림 Ⅱ-32]는 정상상태 연소시 왕겨 80 kg/h, 중유 2.25G/h*2 및 혼합연소의 측정 위치별 평균 온도를 비교하여 나타낸 것이다. T1이 매우 높은 것은 중유 연소이고 혼합연소가 그 다음이다. T2와 T3가 제일 높은 것은 혼합연소인데 이것은 발열량기준으로 혼합연소가 가장 많았기 때문이며(왕겨는 T2가 가장 높고 중유는 T3가 가장 높음) 연소실 상부로 갈수록 중유가 가장 급격한 온도 하강이 일어나고 그 다음이 혼합연소이며 왕겨 연소가 가장 완만하게 하강하고 있다. 배연가스의 온도는 오히려 왕겨가 가장 높고 그 다음이 혼합연소 그리고 중유 연소가 가장 낮다. 발열량 기준으로 연료 공급율이 더 많은 혼합연소가 왕겨 공급율 80 kg/h 보다 T6 가 약간 더 낮다. 이것이 중유의 특성에 기인하는 것이며(발열량 기준으로 왕겨 40 kg/h 보다 중유 2.0G/h*2가 1.5 배 이상 많아 중유연소 특성이 조금 더 많음) 배기가스의 온도가 평균 250℃ 정도로 증가하게



[그림 Ⅱ-32] 왕겨, 중유 및 혼합 연소의 정상 상태에서의 측정 위치별 평균 온도 분포

된 것은 왕겨연소의 특성을 가지는 것으로 분석된다.

혼합연소에서는 왕겨와 중유의 연소 상태는 좋으나 벽체에 약간씩 찌꺼기가 붙는 현상이 발생하였는데 이는 왕겨가 중유 찌꺼기와 밀착되어 중유 화염에 날려서 벽체에 붙어 연소되기 때문으로 판단된다. 왕겨와 중유만을 연료로 하였을 때는 연소실 벽체에 찌꺼기가 붙는 현상은 거의 없었다. 특히 왕겨만을 연료로 이용할 경우에는 연소실 벽체에 찌꺼기가 붙는 현상은 발생하지 않는다. 이러한 내용 등으로 판단할 때 혼합연소는 왕겨나 중유 연료 단독으로 연소시키는 경우보다 결코 유리하지 않는 것으로 판단된다. 그러나 왕겨를 최소 용량 이하로 공급하면서 연소를 할 수 있고 중유 연소 초기에 배기가스 응축을 막아주는 장점이 있는 것으로 판단된다.

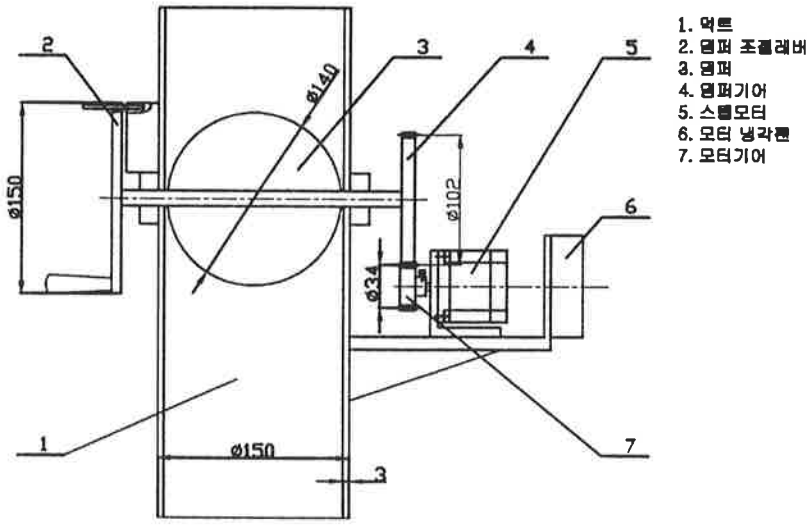
3. 연소로 작동의 자동화

가. 자동화 장치

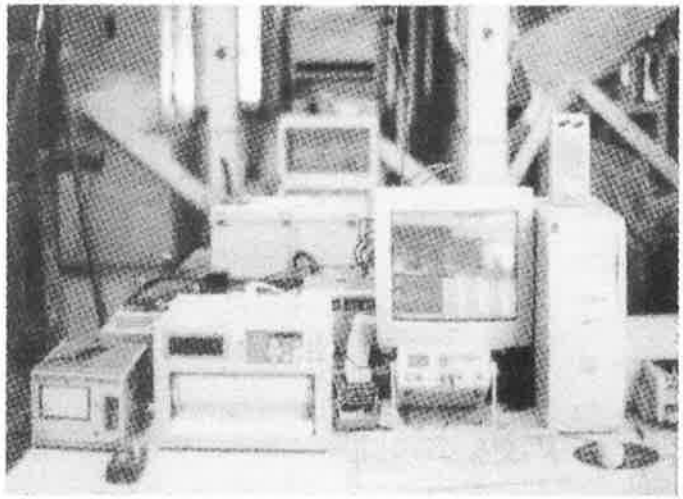
연소로 작동의 자동화 장치는 연료공급장치, 공기공급장치, 회분 처리장치, 연소실 음압 제어장치로 구성되어 있는데 연료의 공급장치는 스크류컨베이어와 사이클론 그리고 원심팬을 이용하여 구성하였고, 왕겨 저장탱크 배출부의 스크류컨베이어의 회전속도를 제어하여 공급량을 조절하게 되어 있다.

연소로의 회분 처리장치는 1 HP 의 교류 제동모터로써 연소실 하단부 회분처리 그레이트(화격자)에 장착한 링크메카니즘을 구동하여 회분을 연소실로부터 회분통으로 낙하시켰는데, 열전대로써 연소실 상부의 온도를 감지하고 자동온도 제어기로써 회분 처리모터를 구동시켜 주기적으로 회분이 낙하되도록 하였다. 낙하된 회분은 바로 왕겨재 수집 사이클론에서

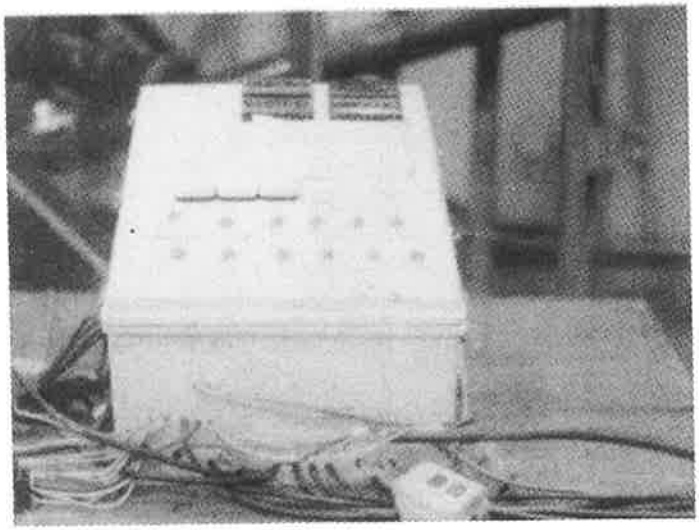
수집된다. 왕겨 공급량, 공기공급량 및 연소실내의 음압을 유지시키기 위한 배연가스 배출량 조절을 4개의 스텝핑 모터를 사용하여 정확한 제어를 수행하면서 자동화 시켰다. 스텝핑 모터는 왕겨 공급량을 조절하는 슬라이닥스 조절 노브에 1 개를 직결시키고(직결 장치 제작), 3개는 [그림 Ⅱ-33]과 같은 구조로 1차 공기 및 2차 공기 공급량 그리고 배연가스 배출량 조절 댐퍼를 구동시키는 장치를 설계 제작하여 장착하였다. 스텝핑 모터의 토크가 작기 때문에 토크 증가를 위하여 기어 감속법을 이용하였다. 연소실 음압을 측정하기 위하여 압력센서를 연소실과 같은 압력을 유지하는 연소재 배출 호퍼내에 장착하였다. 연소실에서 연소재가 낙하 배출될 때 화격자의 개폐를 정확히 해주는 링크 메카니즘 제어장치는 브레이크 모터와 모터 정지 위치 감지 센서를 이용하여 구성하였다. [그림 Ⅱ-34], [그림 Ⅱ-35], [그림 Ⅱ-36], [그림 Ⅱ-37]은 제어용 컴퓨터, 전기 제어반, 연소실 음압 측정용 압력 센서, 연소실 관측용 CCD 카메라 설치대이며 [그림 Ⅱ-38]은 시스템 작동의 자동화를 위한 제어판 구성도이다.



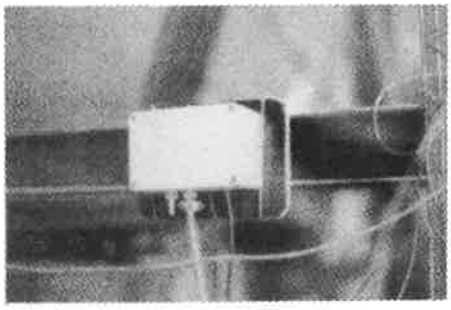
[그림 Ⅱ-33] 스텝핑 모터를 이용한 댐퍼 장치 구조 도면



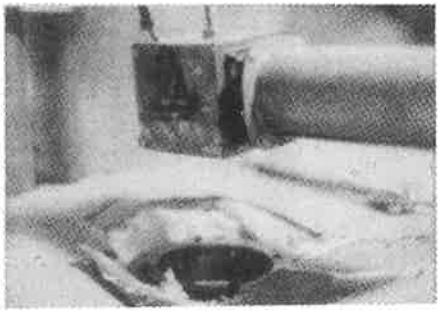
[그림 Ⅱ-34] 시스템 자료 수집장치, 측정장치 및 제어용 컴퓨터 사진



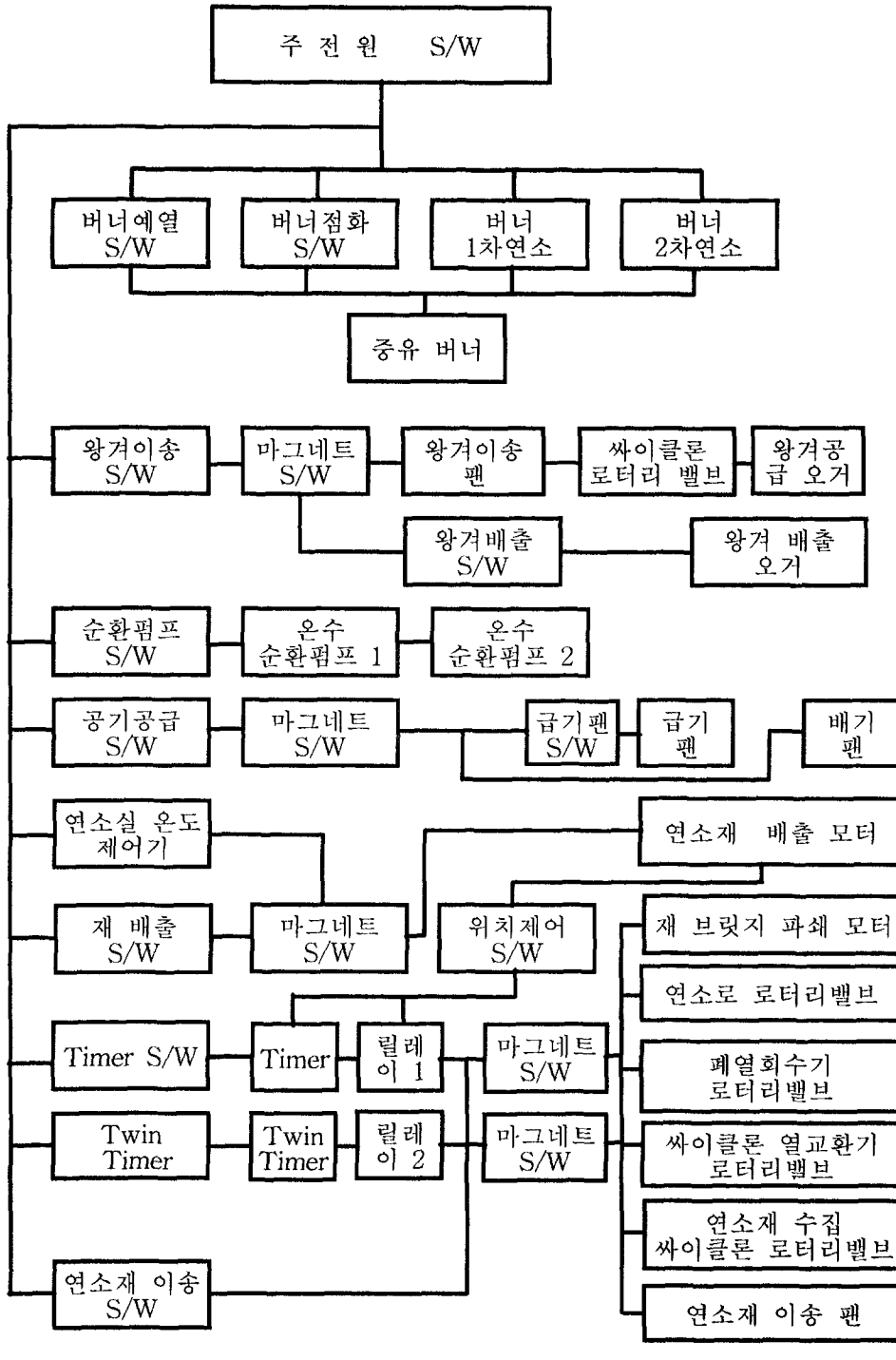
[그림 Ⅱ-35] 전기 제어반



[그림 Ⅱ-36] 연소실내 음압 측정용 압력 센서



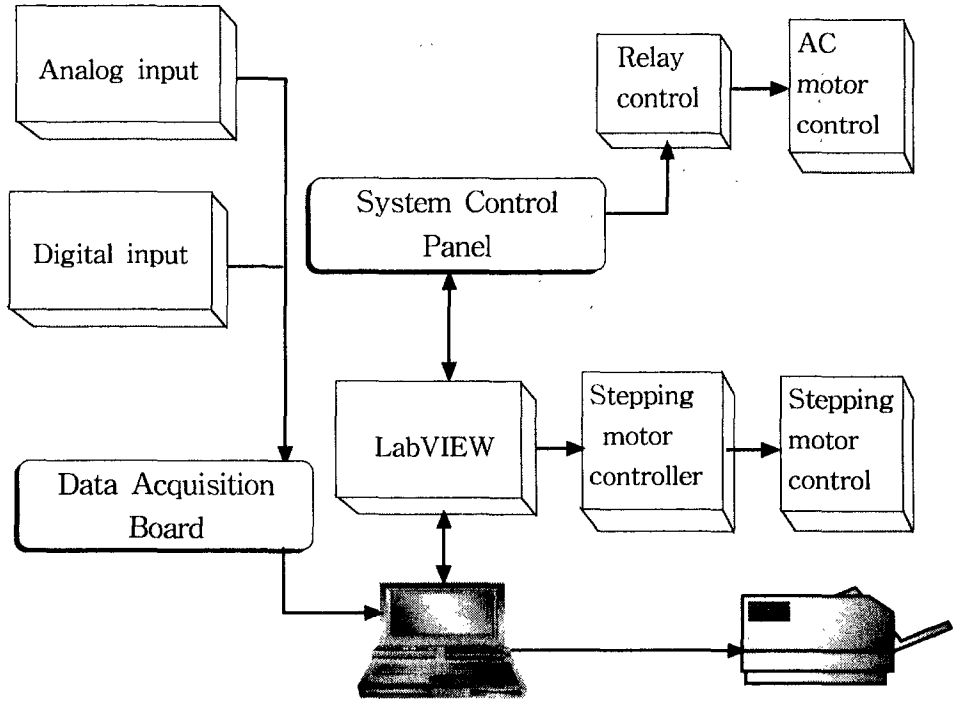
[그림 Ⅱ-37] 연소실 관측용 CCD 카메라 설치대



[그림 Ⅱ-38] 시스템 작동의 자동화를 위한 제어판 구성도

나. 자동화 앨고리듬

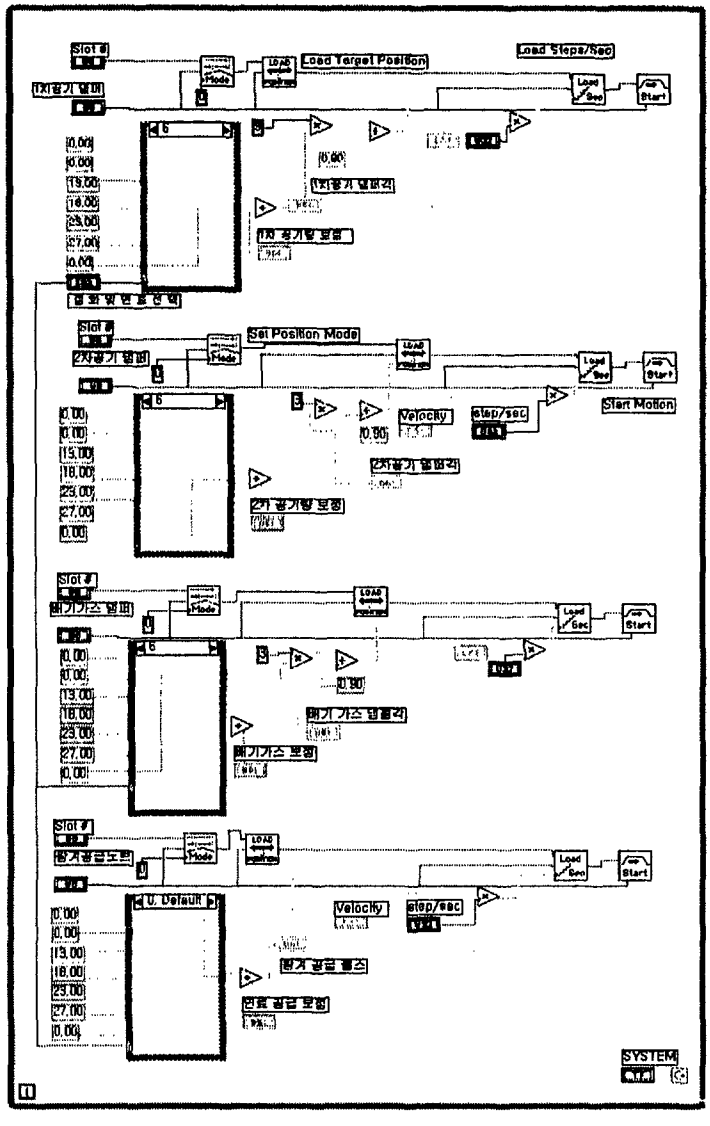
연소로 시작품의 자동제어는 크게 하드웨어와 소프트웨어의 2 부분으로 나눌 수 있다. [그림 Ⅱ-39]에 연소로 시작품의 자동제어 및 자료수집 장치의 개념도를, <표 Ⅱ-19>에 구성내용을 나타내었다. 연소로 자동제어를 위한 스텝핑 모터를 구동하는 소프트웨어는 LabVIEW (version 5.0, National Instruments)를 이용하였으며 스텝핑 모터의 콘트롤러와 전기 제어판을 연결하여 LabVIEW 제어 프로그램으로 시스템의 자동화를 완성하였다. LabVIEW 제어프로그램의 SOURCE 프로그램은 [그림 Ⅱ-40] 이며 콘트롤 패널 그림은 [그림 Ⅱ-41]이다.



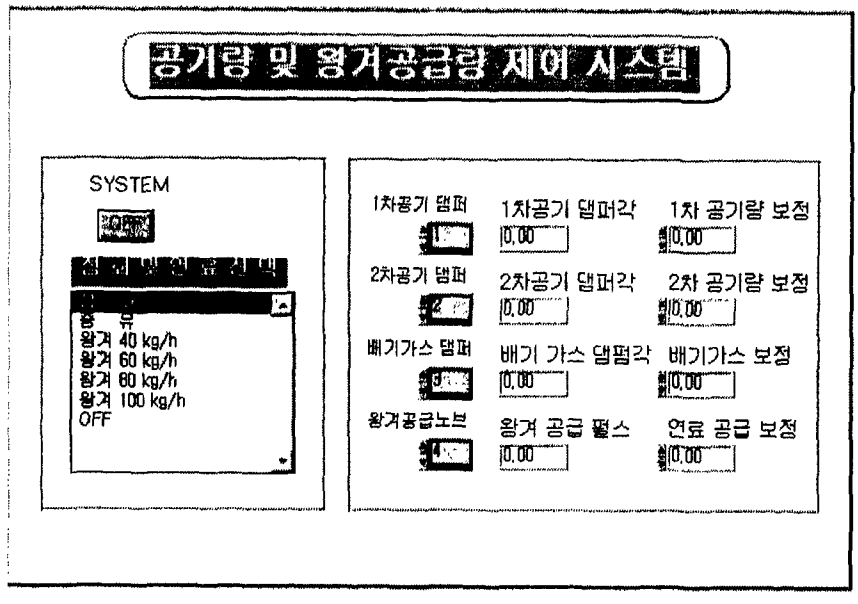
[그림 Ⅱ-39] 시작품의 자동제어 및 자료수집 장치의 개념도

<표 Ⅱ-19> 제어 및 자료수집장치 구성내용

자료수집 및 제어장치	구 성 내 용	비 고
Analog input	온도센서 (25개)	K type(0-1050℃)
Digital input	유량센서(1개) 오거 회전수 감지센서(1개)	온수유량 측정 왕겨공급량 측정
Relay control	중유버너 제어 스위치(4개) 재배출 및 처리장치 스위치(2개) 원심팬 스위치 세트(3개) 모터 스위치 셋트(3개) 타이머 스위치 셋트(2개)	제어판 구성
Stepping motor control	공기공급량 제어댐퍼(2개) 배기가스 제어댐퍼(1개) 왕겨공급량 제어 노브(1개)	1차 + 2차 공기 슬라이닥스 제어



[그림 Ⅱ-40] LabVIEW source program for stepping motor control

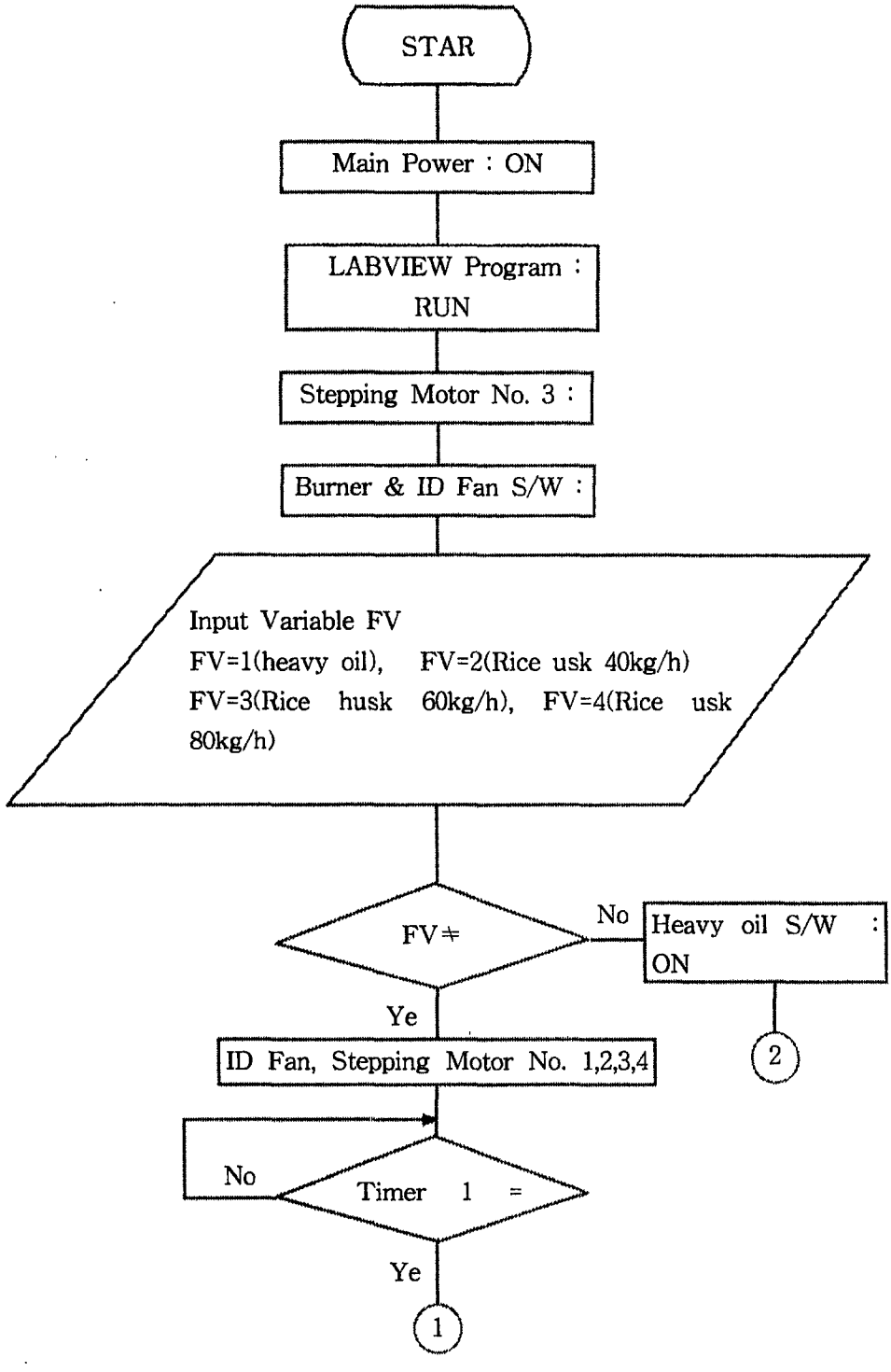


[그림 Ⅱ-41] LabVEW control panel for stepping motor control

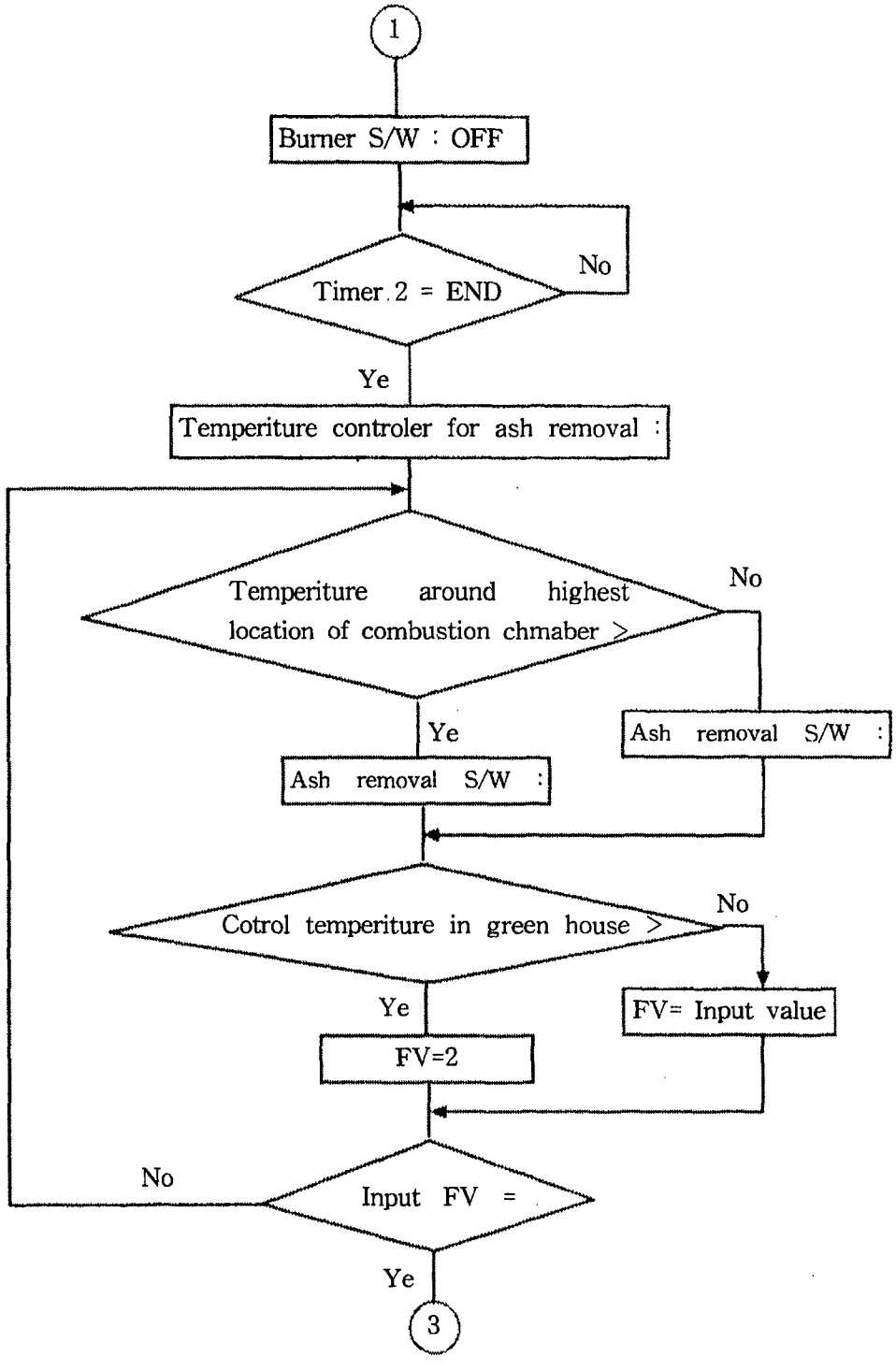
[그림 Ⅱ-42]는 시스템 작동의 자동화 앨고리듬의 흐름도를 나타낸 것이다. 흐름도의 순서를 간단히 설명하면 다음과 같다.

LabVIEW 프로그램을 구동하여 자동화 제어 프로그램 파일을 동작시키면 순차적인 동작을 하도록 되어 있다. 간략하게 설명하면 먼저 버너를 경유로 가동시키고 난방 연료를 선택 입력하면 중유 연소를 선택한 경우에는 중유 버너가 자동 버너이기 때문에 일반 중유연소 앨고리듬으로 작동되며 왕겨를 선택하는 경우에는 선택한 왕겨 공급량과 공기 공급량이 자동으로 스텝핑 모터에 의해서 작동하게 된다. 이 때 공기공급팬이 작동하면서 배기 댐퍼가 추가로 더 열리면서 연소실내의 음압을 적절하게 유지시킨다. 약 3-4 분 후에 버너 작동이 중단되고 온도제어기가 동작을 시작하면서 계속적인 연소가 진행이 되는데 연소실 상부의 재처리 제어온도가 온도 제어기의 설정 온도 이상이 되면 재처리 메카니즘이 작동하여 연

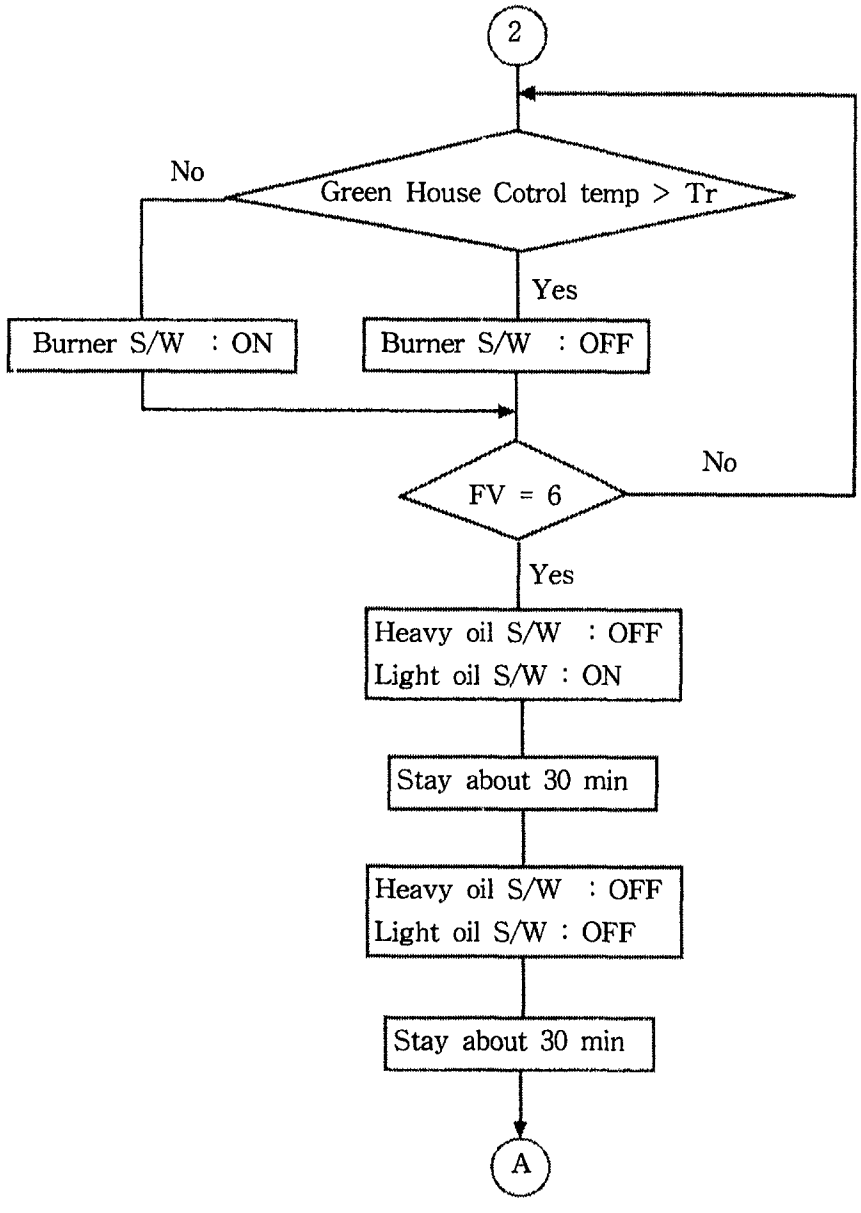
소실의 재를 일정량씩 배출시킨다. 난방온도가 설정온도 이상이 되면 왕겨 공급율이 시스템의 최저 수준인 40 kg/h 로 낮아지고 설정온도 이하가 되면 다시 원래 선택했던 공급율로 전환되어 연소가 진행된다. 시스템 가동 중단을 선택했을 때는 왕겨 공급 제어 스텝핑 모터가 원점으로 돌아가 공급이 중단되고 연소실 냉각과 연소실 연료의 완전 연소를 위하여 일정 시간을 기다렸다가 공기공급과 배기가스관 댐퍼 제어 스텝핑 모터가 원점으로 돌아가고 작동은 중지된다. 여기서 운전자가 작동하는 것은 주전원과 연료 선택입력 및 가동중단 입력이다. 중유 연소인 경우에는 시작할 때 중단할 때 약 20-30 분 동안 경유로 전환하는 것은 운전자가 작동한다. 왕겨 연소에서 왕겨재 배출 장치를 작동시키는 제어온도는 고정연소층 높이를 45 cm 로 일정하게 유지시켜 주게 되며 연소실 과열 방지 역할도 할 수 있다. 왕겨 공급율 60, 80, 100kg/h 인 경우 제어온도는 620, 660, 700℃ 정도로 분석되었다. 또한 정전시에는 작동이 정지하게 되는데 약 20-30 분정도의 작동정지 후에도 전기가 다시 공급되어 작동이 시작되면 별 이상없이 연소가 계속될 수 있었다.



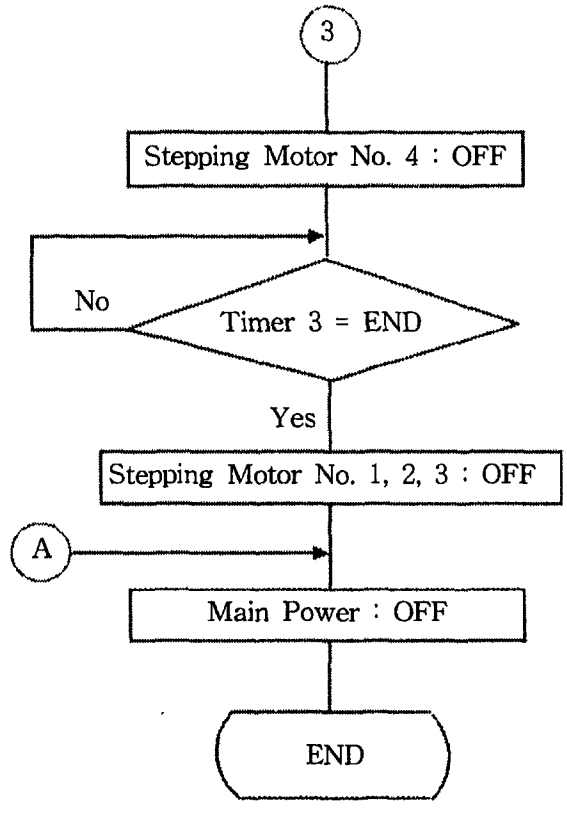
[그림 Ⅱ-42] 시스템 작동의 자동화 앨고리듬 흐름도(계속)



[그림 Ⅱ-42] 시스템 작동의 자동화 앨고리듬 흐름도(계속)



[그림 Ⅱ-42] 시스템 작동의 자동화 앨고리듬 흐름도 (계속)



[그림 II-42] 시스템 작동의 자동화 앨고리듬 흐름도

4. 연소효율, 보일러 효율 및 시스템 효율

가. 왕겨 연소

왕겨의 연소율은 각 실험 처리마다 채취한 회분시료를 전기로의 온도 600 ℃에서 2 시간동안 완전 연소시켜 시료내에 잔존되어 있던 유기물 함량과 회분량을 측정하여 다음 식으로 계산하였다.

1) 왕겨의 연소율

$$E_{ct} \quad \frac{\frac{W_{cd}}{C_a} - W_{sd}}{\frac{W_{cd}}{C_a} - W_{cd}} \quad \text{----------} \quad (\text{II}-8)$$

여기서,

Wsd : 연소재의 회분시료 무게

Wcd : 연소재의 회분시료를 완전 연소시킨 후의 무게

Ca : 왕겨의 회분함량(건량기준,소수)

2) 열교환기 효율

열교환기의 효율은 연료의 연소에 의하여 발생된 열량에 대한 열교환기를 통하여 온수로 전달된 열량의 비로서 정의하였는데 그것은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$E_e = \frac{M \times C_p \times (T_o - T_i)}{LHV \times F \times E_{ct}} \quad \text{------} \quad (\text{II}-9)$$

여기서,

Ee : 열교환기 효율 (소수)

M : 온수의 순환유량 (kg/h)

Cp : 온수의 정압비열 (kJ/kg-℃)

To : 열교환기 出口의 온수 온도 (℃)

Ti : 열교환기 入口의 온수 온도 (℃)

LHV : 왕겨의 저위 발열량 (kJ/kg)

F : 공급율 (kg/h)

Ect : 왕겨의 연소율 (소수)

3) 시스템의 열효율

보일러 효율은 각 열교환기(본체, 폐열회수, 사이클론)의 효율의 합으로 정의하면 시작품 보일러 시스템의 총 열효율은 왕겨의 연소율과 열교환기 효율의 곱으로 나타낼 수 있는데 다음식과 같다.

$$Es = Ect \times Eb \quad \text{----------} \quad (\text{II}-10)$$

여기서,

Es : 시스템의 열효율

Ect : 왕겨의 연소율

Eb : 보일러 효율

4) 시스템의 에너지 효율

연소 시스템의 에너지 효율은 시스템 작동에 소요되는 전기에너지를 포함하여 다음 식과 같이 계산하였다.

$$\eta_S = \frac{F \times LHV \times E_S}{F \times LHV + Q_E} \quad \text{----------} \quad (\text{II}-11)$$

여기서 η_S : 시스템의 에너지 효율, F : 왕겨공급율(kg/h),

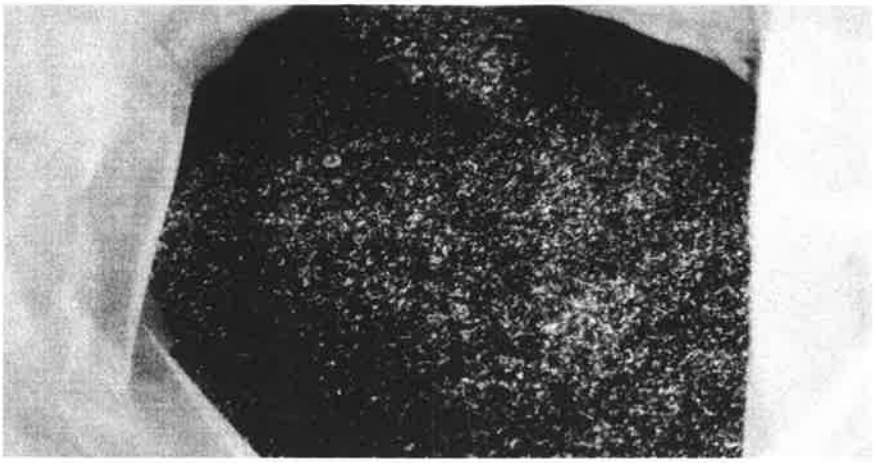
E_S : 시스템의 열효율, Q_E : 시스템 운전에 소요되는 전기에너지(kJ/h)이다.

<표 II-20>은 1년차 예비 실험에서 시스템의 최소 왕겨 공급율인 40kg/h 일 때 1차와 2차 공기비에 따라 왕겨의 연소율과 열교환기의 열효율 그리고 시스템의 열효율을 계산하여 나타내었다. 이 실험에서 폐열회수 열교환기가 설치되지 않은 것은 폐열회수 열교환기는 2차년도에 제작되었기 때문이다. 왕겨의 연소율은 98.7, 98.8 %로서 비슷하였으나 시스

<표 Ⅱ-20> 왕겨 공급량 40kg/h에서의 왕겨의 연소율, 열교환기 효율 및 시스템의 열효율

실험처리 1차공기 : 2차공기	왕겨의 연소율 (%)	본체 열교환기 효율(%)	사이클론 열교환기 효율(%)	열교환기 효율 (%)	시스템 총열효율 (%)
1 : 2	98.7	24.1	21.1	45.2	44.6
1 : 1	98.8	29.8	19.9	49.7	49.1
2 : 1	98.9	27.8	19.0	47.8	47.3

템의 열효율은 1차와 2차 공기비 1:1 인 경우가 4.5% 정도 높게 나타났고 본체의 열교환기 효율에서도 5.7% 높게 나타났다. 이러한 결과는 유사한 시스템의 선행 연구결과와 일치하는 것으로 판단된다. 또한 시스템의 열효율이 50%이하로 조금 낮은 것은 중유버너의 완전 연소를 위하여 연소실 벽체의 단열을 약간 많이 한 것이 원인으로 생각된다. [그림 Ⅱ-43]은 왕겨 40kg/h 실험에서 비닐 포대에 수집된 왕겨재의 사진이다. 왕겨재의 색깔이 일부 검은 색이 있으나 이는 고온에서 연소된 것이기 때문이며 불완전 연소에 의한 미연소분은 거의 없다.

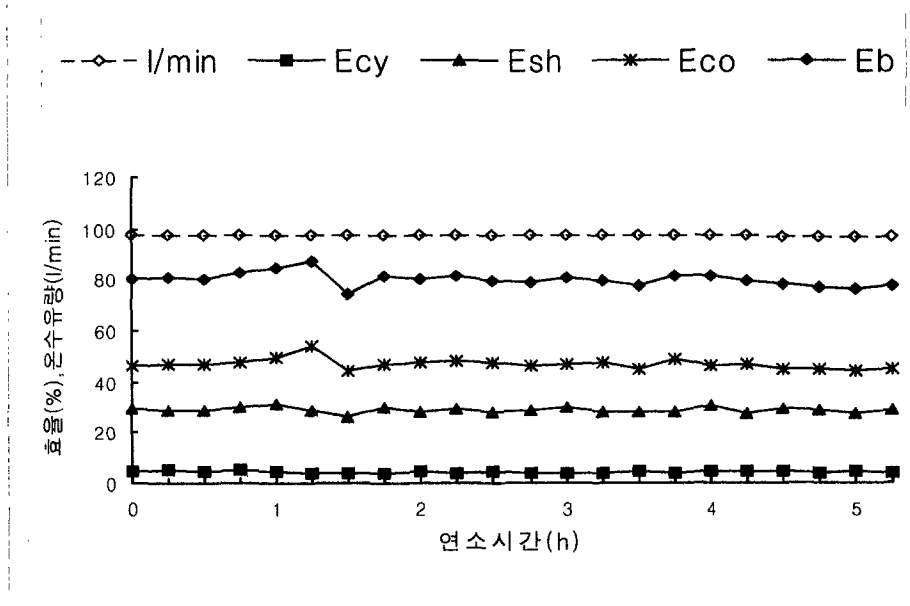


[그림 Ⅱ-43] 왕겨 공급량 40kg/h, 1차 2차 공기비 1:2 의 조건에서 소각된 왕겨재 사진

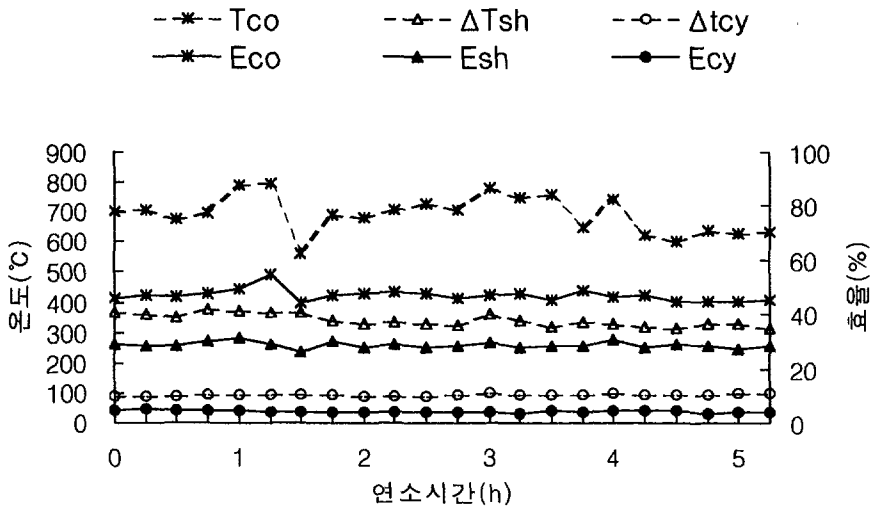
<표 Ⅱ-21>은 실험처리별 열효율과 보일러에 회수된 유효 열량를 나타낸 것이다. 왕겨의 연소율은 96% 이상 보일러 효율은 80% 이상, 시스템의 열효율은 77% 이상, 시스템 작동에 소요된 전기에너지를 고려한 총 에너지 효율은 75% 이상으로서 본 연구의 효율 목표인 70%는 무난히 달성된 것으로 판단된다. 왕겨공급율 60-100 kg/h 범위에서 왕겨 연소율, 보일러 및 시스템 효율은 비슷하게 나타났는데 이는 고정연소층 높이를 일정하게 하였기 때문으로 판단된다. [그림 Ⅱ-44]는 왕겨 공급율 60 kg/h 실험처리에서 연소 시간에 따른 온수순환유량과 열교환기 효율을 나타낸 것이며, [그림Ⅱ-45]는 열교환기 입출구 배기가스의 온도차와 열교환기 효율을 나타낸 것이다. [그림Ⅱ-44]에서 Eco 는 연소실 벽체 열교환기의 효율이며, Esh 는 폐열회수 열교환기 효율, Ecy 는 사이클론 열교환기의 효율 그리고 Eb 는 이들의 합인 총 보일러 효율을 나타낸 것인데, 정상상태로서 일정한 상태를 유지하고 있으며 연소실 벽체 열교환기의 효율이 폐열회수 열교환기의 효율보다 매우 높다. [그림Ⅱ-45]에서 Tco 는

<표 Ⅱ-21> 왕겨 연소 실험처리별 효율 분석 결과

왕겨공급율(kg/h)		60	80	100
총공급열량 (kJ/h)	LHV 기준	894,000	1,192,000	1,490,000
사용전기에너지(kJ/h)		29,500	29,900	30,600
왕겨의 연소율(Ect, %)		97	97	96
보일러 효율(Eb, %)		80.1	81.0	83.6
시스템 열효율(Es, %)		77.7	78.6	80.3
시스템 에너지 효율(η_S, %)		75.2	76.7	78.7
보일러에 회수된 유효 열량(kJ/h)		695,000	937,000	1,196,000
제어온도(℃)		620	660	700

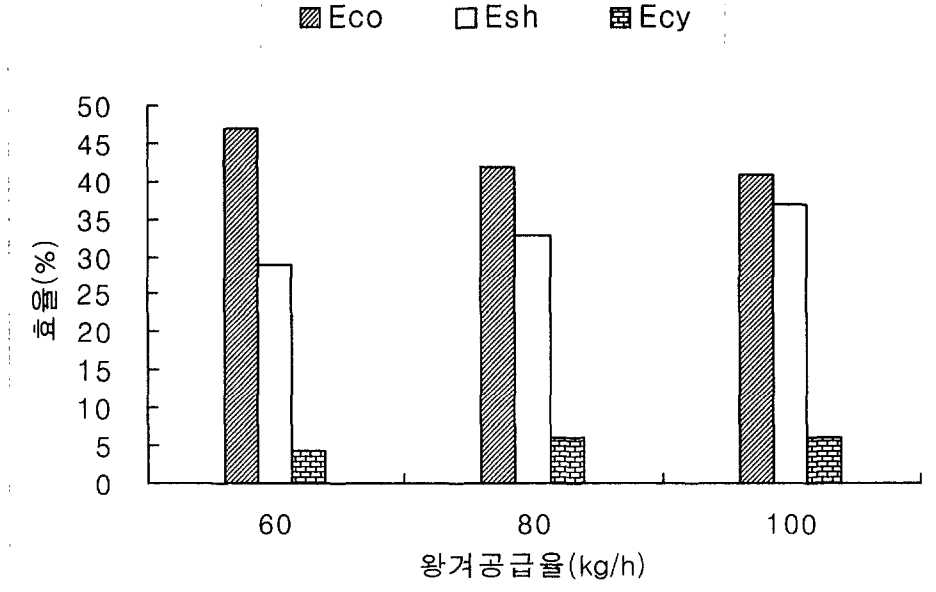


[그림 Ⅱ-44] 왕겨 공급율 60kg/h 조건에서 시간에 따른 온수순환유량 및 열교환기 효율



[그림 Ⅱ-45] 연소시간에 따른 열교환기 입출구 배기가스의 온도차와 열교환기 효율(60 kg/h)
Tco;연소실 평균온도, △Tsh;T6-T7, △Tcy;T7-T8
Eco;벽체열교환기 효율, Esh;폐열회수 열교환기 효율
Ecy;사이클론 열교환기 효율

연소실 평균 온도, △Tsh 는 폐열회수 열교환기의 입출구 배기가스 온도차이 그리고 △Tcy 는 사이클론 열교환기의 입출구 배기가스 온도차이를 나타낸 것인데, 연소실 벽체 열교환기의 효율은 연소실 평균 온도에 따라, 폐열회수 열교환기는 열교환기 입출구 배기가스의 온도차에 따라 약간의 시간 차이를 두고 변하는 현상을 자연스럽게 보여주고 있다. [그림 Ⅱ-46]은 왕겨 공급율별 연소실 벽체 열교환기와 폐열회수 열교환기 및 사이클론 열교환기의 효율을 나타낸 그림이다. 그림은 공급율이 증가할수록 본체 열교환기 효율은 낮아지면서 폐열회수 열교환기와 사이클론



[그림 Ⅱ-46] 실험 처리별 열교환기 효율
Eco;연소실 벽체 열교환기 효율
Esh;폐열회수 열교환기 효율
Ecy;사이클론 열교환기 효율

열교환기의 효율이 증가하고 있다. 이것은 왕겨공급율이 높을수록 공기공급량이 늘어나고 유출재가 약간씩 많아져 오히려 폐열회수 열교환기의 효율이 높아지게 되어 전체 효율은 오히려 상승하는 것으로 분석된다. 연소실 벽체 열교환기는 복사에 의한 열전달이 크고 폐열회수 열교환기는 대류에 의한 열교환이 크기 때문에 공기공급량이 증가할수록 폐열회수 열교환기의 효율은 높아지고 상대적으로 벽체 열교환기의 효율은 감소되는 것으로 판단된다. 폐열회수 열교환기는 유출재를 포집하는 기능을 하도록 설계되어 있기 때문에 유출재가 혼합된 배기가스는 열교환기에서의 열전

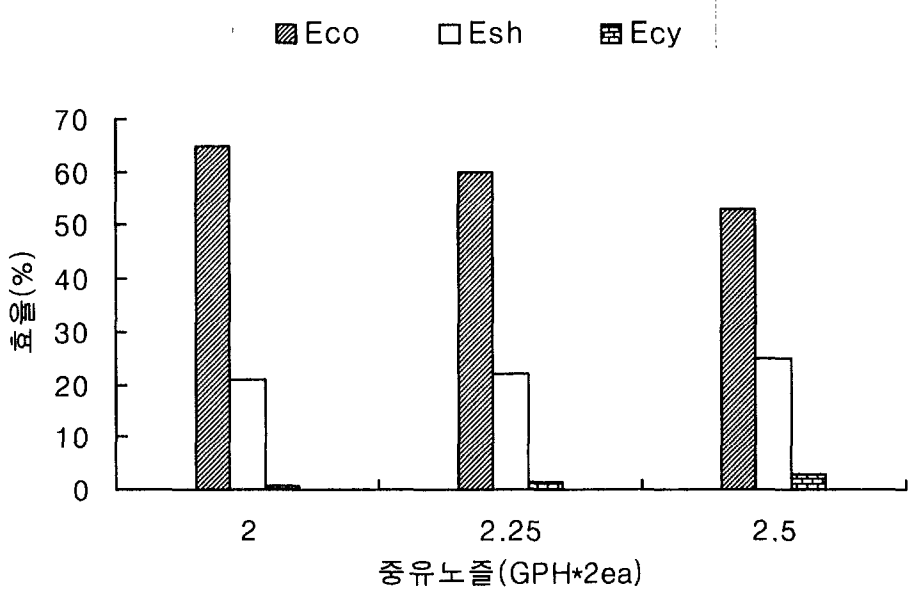
달량을 증가시키는 것이다. 이 결과로 판단할 때 본 시스템의 왕겨 연소 시에는 공급율별 열효율이 거의 일정하므로 난방 부하변동에 유리할 것으로 생각된다. 시스템 에너지 효율은 시스템 작동에 소요되는 전기 에너지는 거의 일정하기 때문에 왕겨 공급율이 많아질수록 유리하였다.

나. 중유 연소

<표 Ⅱ-22>는 중유 연소 실험 처리별 열효율을 분석하여 나타낸 것이다. 열효율이 왕겨 연소에 비하여 약간 높은 편이며 왕겨 연소에서는 연료 공급율이 증가할수록 효율이 약간씩 증가하였는데 반하여 연료공급율이 증가할수록 급격히 감소하고 있는 것이 특징이다. 왕겨 공급율 80 kg/h 인 처리와 중유 2.25*2(2.25 노즐 2개 사용) 처리는 발열량 기준으로 비슷한 연료 공급율이었는데 보일러 효율은 왕겨 81.0, 중유 82.6%로 매우 비슷하였다. [그림 Ⅱ-47]은 실험처리별 열교환기 효율을 비교한 것인데 연료 공급율이 증가할수록 연소실 벽체 열교환기 효율(Eco)은 감소하고 폐열회수 열교환기(Esh)와 사이클론 열교환기의 효율(Ecy)이 증가하는 경향은 왕겨의 연소와 같다. 그러나 왕겨 연소에서는 연소실 벽체 열교환기 효율이 약간씩 감소하고 폐열회수 열교환기 효율이 더 많이 증가하는 것에 비하여 중유는 그 반대의 경향을 보이고 있다. 또한 왕겨는 폐열회수 열교환기 효율이 벽체 열교환기 효율에 대하여 60-90% 정도를 나타내는 반면에 중유는 32-47% 정도를 나타내고 있다. 이것은 왕겨가 중유에 비하여 배기가스가 많고 또한 왕겨의 유출재가 영향을 미친 것으로 판단된다. 중유 연소는 연소실내 음압이 연소 특성에 영향을 미쳤는데 이는 음압에 따라 공기공급량이 달라지기 때문으로 판단되는데 음압이 지나치게 작으면 공기공급량이 적어져 완전 연소가 되지 않고, 지나치게 크면 연소

<표Ⅱ-22> 중유 연소 실험처리별 효율 분석 결과

노즐 용량		2.0*2ea	2.25*2ea	2.5*2ea
총공급열량 (kJ/h)	LHV 기준	914,000	1,070,000	1,209,000
사용전기에너지(kJ/h)		25,900	25,900	25,900
중유의 연소율(Ect, %)		100	100	100
보일러 효율(Eb, %)		86.5	82.6	77.6
시스템 열효율(Es, %)		86.5	82.6	77.6
시스템 에너지 효율(η_S, %)		84.2	80.7	76.0
보일러에 회수된 유효 열량(kJ/h)		791,000	884,000	938,000
음압수준		2.0	2.3	2.5



[그림 Ⅱ-47] 중유연소 실험처리별 열교환기 효율
Eco;연소실 벽체 열교환기 효율
Esh;폐열회수 열교환기 효율
Ecy;사이클론 열교환기 효율

상태는 매우 좋으나 열효율이 낮아지는 경향이 있어 이상적이지 못하였다.

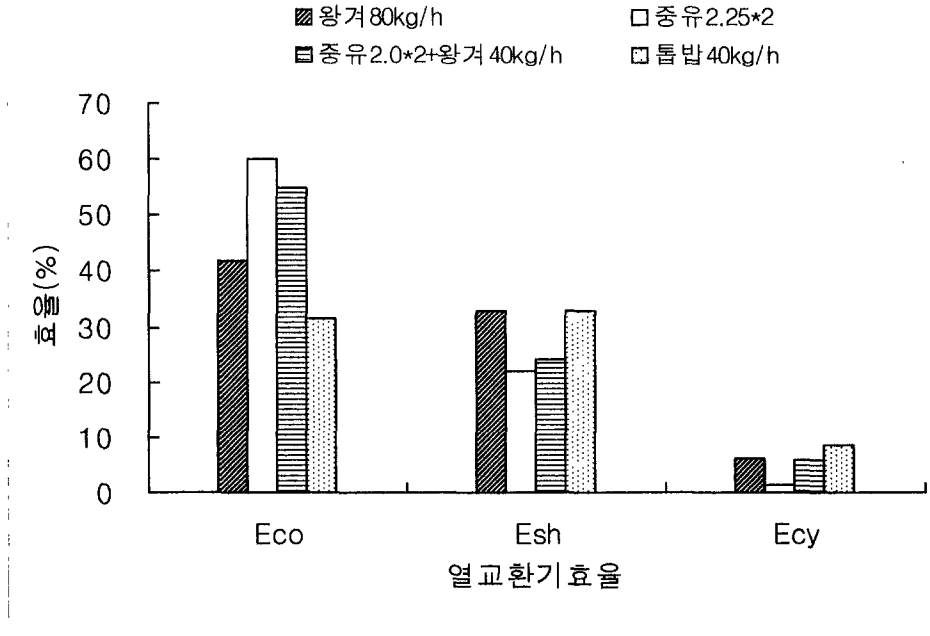
다. 톱밥 및 혼합연소

톱밥의 연소 특성은 왕겨와 유사하다. <표 Ⅱ-23>은 혼합연소와 톱밥연소 실험의 결과를 분석하여 시스템의 열효율을 나타낸 것이다. 톱밥의 연소율은 99% 정도로서 매우 높다. 이것은 왕겨의 연소율 보다 약간 높은 편이나 보일러 효율은 좀 낮은 편이다. 이것은 공급량이 적고 또한 회분 함량이 매우 낮아 고정연소층이 거의 형성되지 않아 연소실내의 온도가 매우 낮았기 때문이다. 또한 연료 공급 장치의 오거에서 과부하로 간혹 일시적 작동정지 상태 등의 원인도 있을 것으로 판단하고 있으며 유출재가 많고 입자가 큰 연료는 연소속도가 매우 느리게 진행된 결과로 판단된다.

혼합연소의 실험조건은 왕겨 40 kg/h와 중유 노즐 2.0G/h*2ea 조건의 혼합 연소였는데 공급열량 기준으로는 왕겨 공급율 100 kg/h와 유사한 조건이었다. 혼합연소의 온도 특성에서 왕겨와 중유 연소 특성의 중간 특성을 보였는데 열효율 특성에서도 비슷한 경향을 보이는 것으로 판단된다. 표에서 시스템 에너지 효율은 열량 기준으로 비슷한 왕겨 100kg/h 수준과 비슷한 결과를 보여주고 있는데 이것은 중유 연소의 효율이 조금 높지만 왕겨 40kg/h 공급율의 열효율이 낮기 때문으로 판단된다. [그림 Ⅱ-48]은 왕겨, 중유, 톱밥, 혼합연소 실험 처리에서 열교환기 효율을 비교하여 나타낸 것이다.

<표 Ⅱ-23> 톱밥 및 혼합 연소의 열효율 분석 결과

실험 처리		톱밥(40kg/h)	중유 2.0*2ea + 왕겨 40kg/h
총공급열량 (kJ/h)	LHV 기준	690,000	1,518,000
사용전기에너지(kJ/h)		29,500	41,150
연료의 연소율(Ect, %)		99	100
보일러 효율(Eb, %)		72.9	81.2
시스템 열효율(Es, %)		72.2	81.2
시스템 에너지 효율(η_S, %)		69.2	79.0
보일러에 회수된 유효 열량(kJ/h)		498,000	1,233,000
음압수준		1.5	1.5



[그림 Ⅱ-48] 왕겨, 중유, 톱밥, 혼합연소 실험 처리에서 열교환기 효율을 비

톱밥 연료의 경우 폐열회수 열교환기의 효율이 연소실 벽체 열교환기의 효율 보다 오히려 약간 더 높은데 이것은 다른 연료의 실험처리와는 다른 현상이다. 이것은 왕겨 공급율이 높을수록 폐열회수 열교환기의 효율이 증가하는 것과 유사한 원인으로 판단된다. 공기공급량이 많아질수록 연소실 벽체의 열효율은 감소하고 폐회수열교환기의 효율은 증가하게 되는데 톱밥은 왕겨보다 이론 공기량이 1.5배 정도 더 많고 연료의 불균일성으로 인하여 미분체가 많아 유출재의 비율이 상대적으로 많았으며 특히 입자의 진밀도가 커서 연소시간이 길기 때문에 배기가스의 열용량이 상대적으로 매우 크다고 판단된다. 이러한 이유로 톱밥의 경우에는 사이클론 열교환기의 효율도 상대적으로 제일 높다. 따라서 공기공급량이 제일 적고 유출재가 없는 중유 연소의 경우(과잉공기가 매우 적기 때문) 연소실 벽체의 열교환기 효율은 제일 크나 폐열회수 열교환기와 사이클론 열교환기의 효율은 제일 낮다.

5. 배연가스 성분 분석

연소로의 배연가스 성분중에서 대기오염과 관련된 성분은 가스 분석기를 이용하여 측정하였는데 그 결과는 <표 Ⅱ-24>에 나타내었다. 정상상태 연소시 매 15분마다 2 시간 동안 측정한 성분 농도 평균치를 (식Ⅱ-12)를 이용하여 배출 기준의 기준 산소(부피 %) 값으로 계산하였다.

$$ppm_{corr} = ppm_{meas} \times \frac{20.9 - O_{2ref}}{20.9 - O_{2mears}} \qquad \text{-------} \quad (\text{Ⅱ-12})$$

ppm_{meas} : 배연가스 성분 농도 측정치(ppmvd)

ppm_{corr} : 기준 산소 부피비로 계산한 농도(ppmvd)

O_{2meas} : 배연가스 측정시의 산소 함량비(vol.%,dry basis)

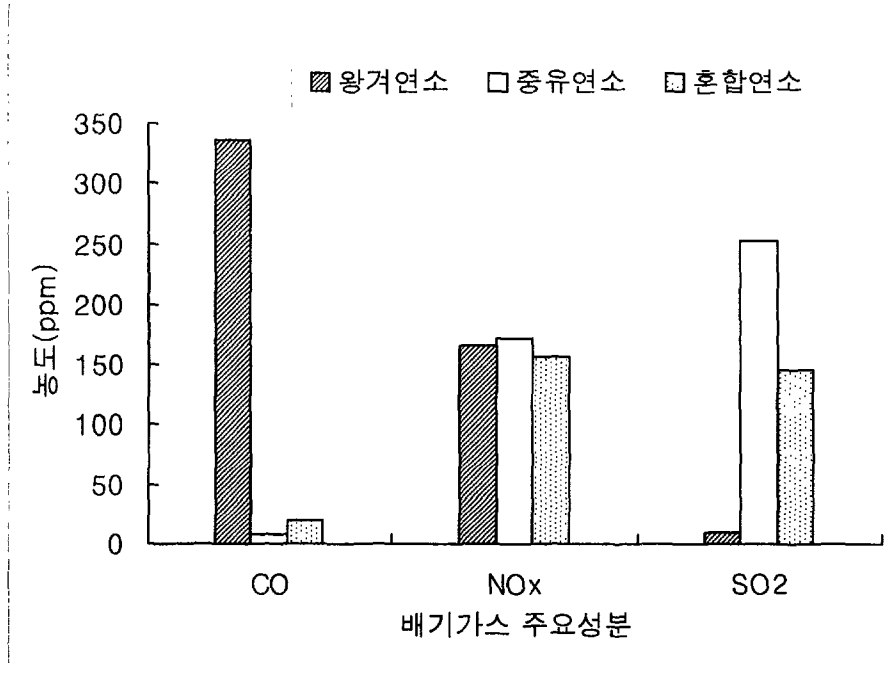
O_{2ref} : 기준 산소 함량비(vol.%,dry basis)

<표 Ⅱ-24> 배연가스의 대기오염성분 농도

실험처리 \ 성 분		CO (PPM)	NO_x (PPM)	SO_2 (PPM)
왕겨 연소	60 kg/h	380(6)	170(6)	10(6)
	80 kg/h	328(6)	157(6)	7(6)
	100 kg/h	300(6)	170(6)	10(6)
중유 연소	2.0G/h*2	3(4)	161(4)	262(4)
	2.25G/h*2	8(4)	134(4)	266(4)
	2.5G/h*2	12(4)	221(4)	229(4)
톱밥 연소	40 kg/h	1500(6)	90(6)	79(6)
혼합 연소	2.0G/h*2 + 왕겨 40 kg/h	20(4)	157(4)	145(4)
허용기준(액체연료) (고체연료)		350(4) 400(6)	250(4) 350(6)	540(4) 250(6)
비 고		( )는 기준 산소(vol. %)		

<표 Ⅱ-24>에서 보면 톱밥 연소시를 제외하고는 기준을 모두 만족하고 있다. 톱밥 연소에서는 지나치게 저온 연소가 이루어졌고 불균일한 큰 물질이 많고 연소속도가 느려 일산화탄소 함량이 매우 높은 것으로 판단된다. 특히 간혹 연료 공급장치의 로타리 밸브가 과부하로 멈추는 현상도 있어 더욱 연소 상태를 나쁘게 한 결과로 생각된다. [그림 Ⅱ-49]는 톱밥을 제외한 실험처리에서 배연 가스 성분을 비교하여 나타낸 것이다. 왕겨연소는 중유 연소에 비하여 CO 함량은 많고 SO_2 함량은 적은 경향을 보이

며 NO_x 함량은 비슷한 것으로 나타났다. NO_x 함량의 주성분은 NO 였으며 NO_2 는 왕겨, 중유 공히 NO에 비하여 무시할 만 하였다. 혼합연소는 중유 연소와 왕겨 연소의 중간치를 보이고 있는데 중유 연소의 성질을 많이 띠고 있는 것으로 생각된다. 이것은 발열량 기준으로 연료 공급량이 왕겨보다 중유가 1.5배 더 많기 때문으로 판단되는데 CO 함량이 매우 적은 것은 왕겨가 중유 연소의 효과로 매우 고온 고속 연소가 이루어졌기 때문으로 생각된다. 매연 농도는 허용 배출기준이 링겔만 비탁표로 2도인데, 배연 굴뚝의 가스 색깔이 사람의 눈으로 인식하기 어려울 정도였기 때문에 측정할 필요성을 느끼지 못하였다. 그러나 바카라(Bacharach) 스모크 스케일은 30분 주기로 측정하였는데 모든 실험처리에서 3-4 수준에 있었다.



[그림 Ⅱ-49] 왕겨, 중유, 혼합연소에서의 배기가스 성분 농도

제 5 장 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템의 실용화 모델

본 연구에서 온실 1,000 평 규모에 해당하는 실제 규모의 왕겨 및 중유 겸용 난방 시스템을 제작하여 최적 작동조건 구명 실험과 24시간 연속 실증실험을 하여 검증이 되었기 때문에 온실 1,000 평 규모의 실용화 모델은 이 시스템의 용량과 제원을 그대로 이용할 수 있다. <표 Ⅱ-25>는 실용화 모델의 주요 구성체의 용량 및 제원을 나타낸 것이며 <표 Ⅱ-25>에서 제시한 1,000평 규모의 실용화 시스템은 본 시작품 시스템보다 연소실 직경만 5% 증가 시켰다. 이는 최대 왕겨 공급율 120 kg/h에서 연소실 배기가스 속도가 임계치에 있기 때문에 약간 증가 시킨 것이며 나머지는 꼭 같으며 부수적인 왕겨 저장 탱크, 중유 탱크, 온수 탱크 등은 실용화 규모로 변경 제시하였다. 또한 연소실의 왕겨 공급 오거를 생략하였다. 본 왕겨 및 중유 겸용 시스템에서 왕겨를 연료로 이용할 때 가장 어려운 점은 한번 연소가 시작되면 연속 연소를 해야 하기 때문에 부하 변동에 완전하게 적응하기가 어렵다는 것이다. 야간에 난방 부하보다도 공급 열량이 더 많아지면 왕겨 공급율을 최소로 유지하다가 난방 부하가 발생하면 다시 적절한 왕겨 공급율로 전환되어 연소되도록 하는 자동화 앨고리듬을 실시함으로써 어느 정도는 난방부하에 대응할 수 있다. 하지만 최소 왕겨 공급율 보다도 더 적은 난방부하에서는 이러한 앨고리듬으로서도 불가능하다. 이 경우에는 온수 탱크 용량을 크게 하여 열량을 충분히 저장하였다가 시스템은 가동을 중단하고 저장된 열량으로 적은 난방부하 열량을 공급하는 개념으로 실용화 모델을 구성하였기 때문에 대형 온수탱크가 제시

<표 Ⅱ-25> 연소 시스템 실용화 모델 주요 구성체의 용량

주요 구성체	용량 및 제원		비 고
	1,000평 규모	3,000 평 규모	
연소실	40-120kg/h	70-200kg/h (2,000평 규모)	재질 : SUS 화격자 : 주물
왕겨 저장탱크	3,500 kg * 2ea	7,000 kg * 2 ea	호퍼형 2개 재질 : STEEL
환상 실린더형 열교환기	1,280 리터	2,650 리터	재질 : SUS
관군 열교환기	480 리터 (53Φ×2000 *64ea)	710 리터 (53Φ×3000 *121ea)	재질 : SUS 재수집 호퍼 : SUS
사이클론 열교환기	125 리터/30m^3/min	300 리터/90m^3/min	재질 : SUS 배기가스 포집 고효율 사이클론
온수탱크	45,000 리터	60,000 리터*2	
보일러 순환펌프	24,000L/h	72,000L/h	
왕겨공급 사이클론	20m^3/min	40m^3/min	고효율 사이클론
연소재 수집 사이클론	20m^3/min	40m^3/min	고효율 사이클론
공기공급 FD팬	20m^3/min	60m^3/min	1차+2차 공기
배기가스배출 ID팬	30m^3/min	90m^3/min	시스템의 음압유지
중유버너	18-58kg/h	40-125kg/h	
중유탱크	22,000 리터	40,000 리터	
스크류 컨베이어	100 mmΦ pitch 70mm	150 mmΦ pitch 80mm	왕겨공급량 제어

된 것이다. 3,000 평 규모의 난방 시스템은 용량이 매우 큰 시스템이기 때문에 적정한 시스템을 병열로 배열하여 이용하는 것이 편리할 것이다. 또한 A/S 건이 발생되더라도 다른 시스템이 있기 때문에 긴급상황은 발생되지 않을 것이다. 따라서 3,000 평 시스템은 연소로 본체만 병열로 하고 폐열 회수 열교환기나 사이클론, 배기팬, 저장 탱크 등은 3,000 평 규모의 용량으로 하는 개념하에서 주요 구성체의 용량과 제원을 결정하였다. 연소로 본체는 2,000 평 규모로 설계하였는데 안전율이 충분히 고려되어 있어 남부 지방 같은 곳에서는 3,000 평에 사용할 수도 있는 규모로 판단된다. 중북부 지방에서는 3,000 평 규모의 시스템은 1,000 평 규모의 연소로와 2,000 평 규모의 연소로를 병열로 연결하여 적절히 조합하여 이용할 수 있을 것이다. 난방 부하가 적을 때는 1,000 평 규모만 가동하고, 보통 부하에서는 2,000 평 규모만, 전부하시에는 둘다 가동하는 시스템 운영이 합리적일 수 있겠다. 4,000 평 규모의 난방 시스템에서는 2,000 평 규모의 연소로를 병열로 이용할 수 있을 것으로 판단된다.

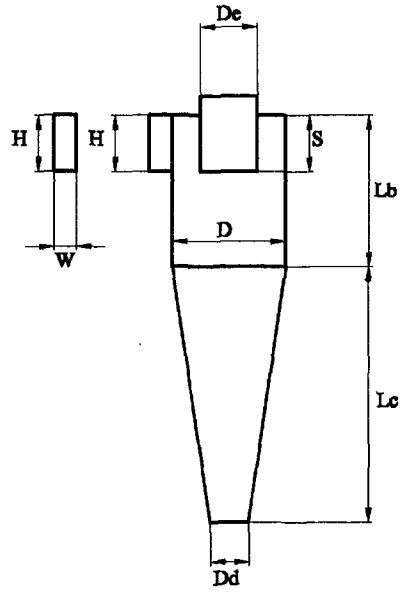
<표 Ⅱ-26>은 실용화 모델의 구성체 중에서 가장 중요한 연소실의 설계기준이 되는 인자들을 분석한 것이다. 제4장 2절의 <표Ⅱ-16>에서의 기준과 비교하면 안전율이 충분히 고려되어 있는 것을 알 수 있다. [그림 Ⅱ-50]은 고효율 사이클론의 구조도이며, <표 Ⅱ-27>과 <표 Ⅱ-28>은 실용화 시스템에 이용될 고효율 사이클론의 치수를 나타낸 것이다.

왕겨 취급 호퍼에서는 경사각을 55도 이상 유지하고 왕겨재를 취급하는 호퍼 등에서는 70도 이상을 유지하는 것이 안전하다.

[그림 Ⅱ-51]과 [그림 Ⅱ-52], [그림 Ⅱ-53]은 1,000평 규모 실용화 모델을 나타낸 전체 시스템 구성도, 연소실, 연소실 공기봉 구조도 이다. 폐열회수 열교환기는 본 연구의 시작품 시스템과 동일하다.

<표 Ⅱ-26> 실용화 모델의 연소실 설계기준 인자 분석

실용화 연소 시스템 규모	왕겨공급율 (kg/h)	화격자 열부하 ($kg/h\text{-}m^2$)	연소실 열부하 ($kg/h\text{-}m^3$)	연소실 체류시간 (h)	연소실 상부 배기속도 (m/s)
온실 1,000 평	40 - 120	63 - 189	33 - 99	4.1 - 1.4	0.41 - 1.37
온실 3,000 평	70 - 200	62 - 177	23 - 66	5.0 - 1.76	0.4 - 1.28



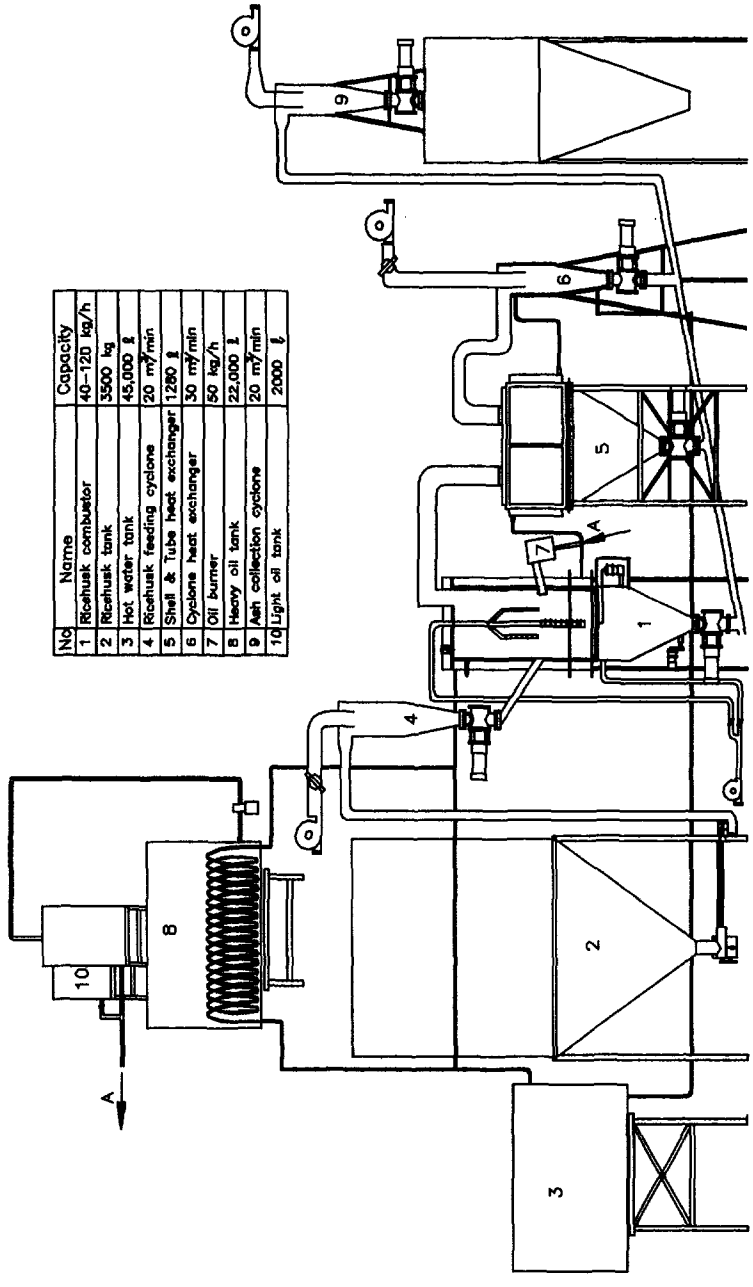
[그림 Ⅱ-50] 고효율 사이클론의 구조도

<표 Ⅱ-27> 고효율 사이클론의 치수(온실 1000평 규모 시스템)

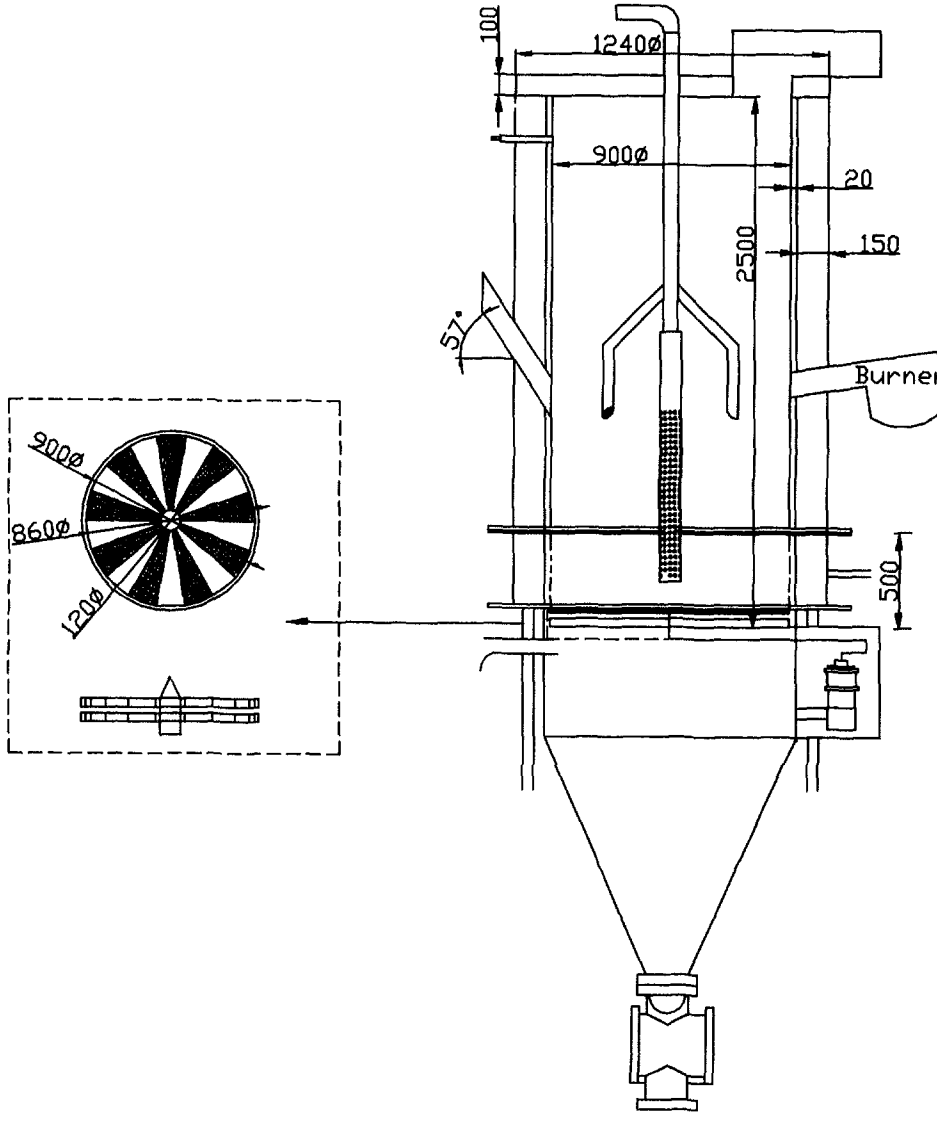
	왕겨, 재수집 사이클론	사이클론열교환기
몸통직경 D/D	530	720
유입구높이 H/D	265	360
유입구 폭 W/D	106	144
가스출구직경 D_e/D	265	360
선회류출구길이 S/D	265	360
몸통길이 L_b/D	795	1080
원추의 길이 L_c/D	1325	1800
분진출구 직경 D_d/D	200	270

<표 Ⅱ-28> 고효율 사이클론의 치수(온실 3000평 규모 시스템)

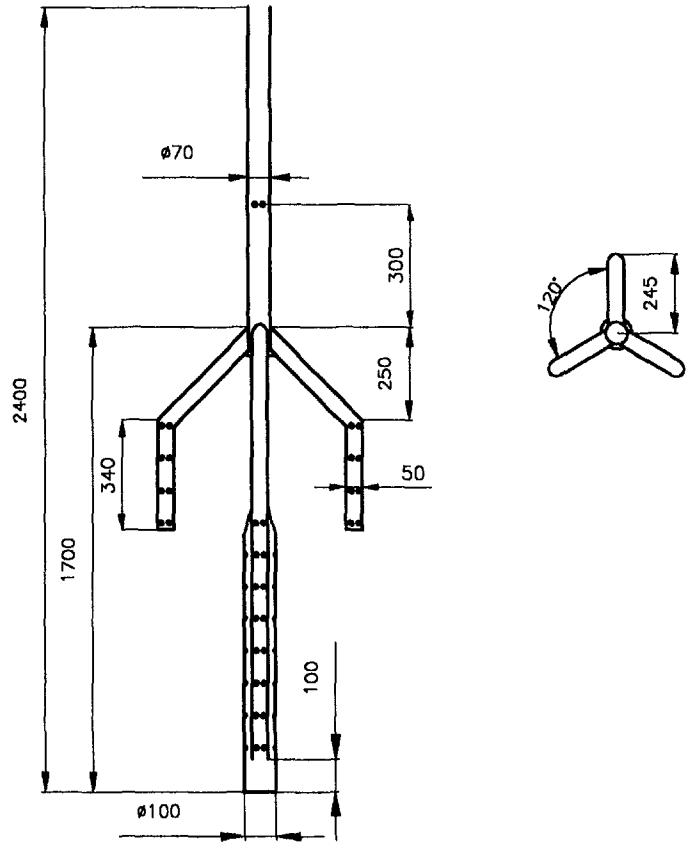
	왕겨, 재수집 사이클론	사이클론열교환기
몸통직경 D/D	800	1200
유입구높이 H/D	400	600
유입구 폭 W/D	160	240
가스출구직경 D_e/D	400	600
선회류출구길이 S/D	400	600
몸통길이 L_b/D	1200	1620
원추의 길이 L_c/D	2000	2700
분진출구 직경 D_d/D	300	405



[그림 Ⅱ-51] 온실 1,000평 규모의 실용화 모델 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 전체 구성도

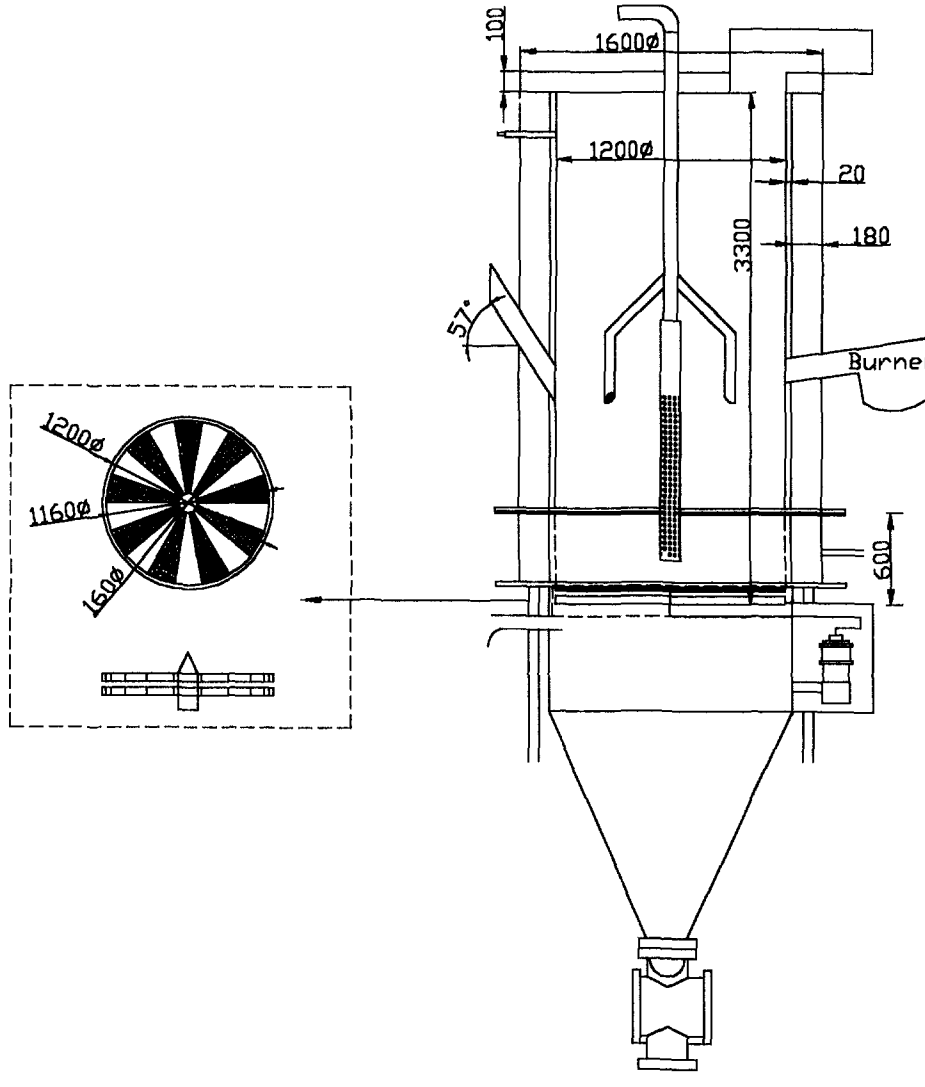


[그림 Ⅱ-52] 온실 1,000평 규모의 실용화 모델 왕겨 및 중유 겸용
연소 시스템의 연소실 구조도

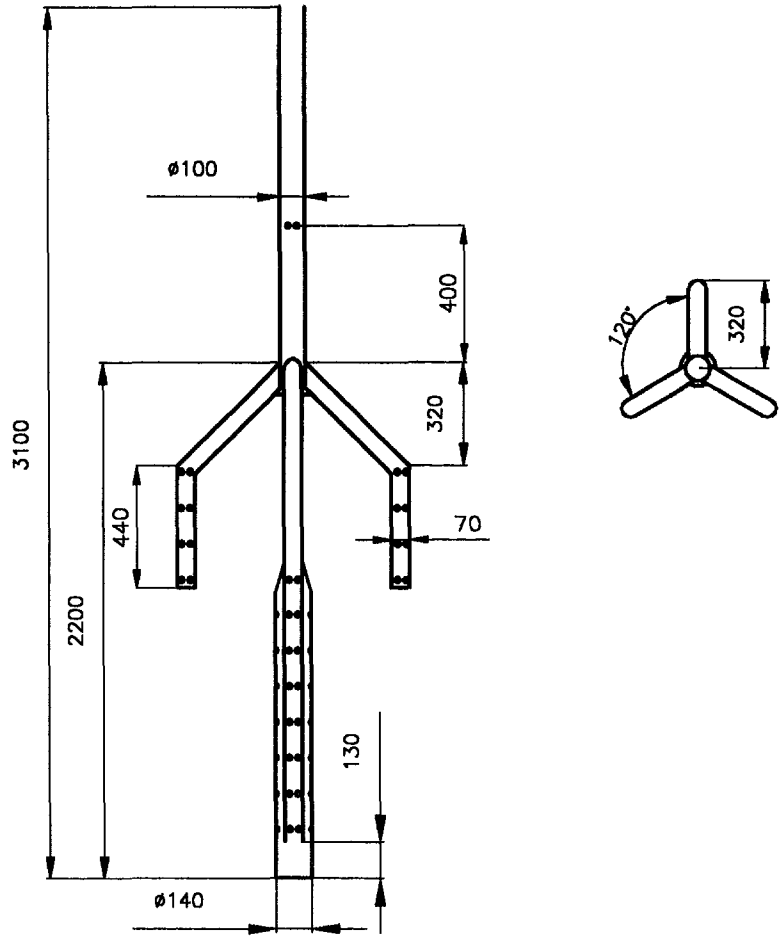


[그림 Ⅱ-53] 온실 1,000평 규모의 실용화 모델 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 연소실 공기봉 구조도

[그림 Ⅱ-54]와 [그림 Ⅱ-55]는 2,000평 규모 실용화 모델을 나타낸, 연소실, 연소실 공기봉 구조도 이다.



[그림 Ⅱ-54] 온실 2,000평 규모의 왕겨 및 중유 연소 시스템의 연소실 구조도



[그림 Ⅱ-55] 온실 2000평 규모의 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템의 연소실 공기봉 구조 도면

제 6 장 결론 및 요약

본 연구에서는 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발을 위하여 대형 온실 난방이나 RPC 시설에 이용할 수 있는 왕겨와 중유 겸용 연소 시스템을 개발하고 시스템의 성능 특성을 분석하고자 하였으며 다음과 같은 구체적 목적으로 연구를 수행하였다.

1. 플라스틱 온실 1,000 평 규모에 해당하는 시간당 약 1,100,000 kJ 의 에너지를 생산해내는 왕겨와 중유 겸용 연소 시스템 시작품을 개발, 설계 및 제작
2. 시작품 연소로의 주요 작동인자에 따른 요인 실험을 수행하고 시작품 시스템의 열효율 및 시스템의 문제점 등을 고려한 최적작동조건 구명
3. 연소로 작동의 자동화 방법 구명
4. 온실 규모 1,000평과 3,000평 규모의 시스템 제작도면 작성

중요결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 본 연구에서 개발한 왕겨 및 중유 겸용 연소 시스템은 환상 실린더형 열교환기를 가지고 있는 연소로 본체, 폐열회수 열교환기, 사이클론 열교환기, 연료 및 공기공급장치 등으로 구성되었다. 시스템은 온실 1,000 평 난방 부하인 시간당 1,100,000 kJ 열량 이상을 생산할 수 있었다.
2. 톱밥은 왕겨보다 단위 질량당 발열량이 15 % 정도 높고 회분은 왕겨

의 10% 수준으로 매우 적으며 이론 공기량은 왕겨보다 약 1.5 배 정도로 분석되었다. 입자의 진밀도는 왕겨보다 높아서 착화가 왕겨보다 어려운 특성을 보였다. 그러나 연소 상태는 왕겨와 유사하게 양호하였으며 입자 하나로 봤을 때 왕겨보다 오래 연소되었다. 회분 함량이 적어 고정 연소층 높이의 상승은 왕겨의 경우보다 매우 느리게 진행되는 특성을 보였다.

3. 톱밥과 왕겨는 열분해 특성이 매우 유사하지만 톱밥은 300℃ 보다 약간 높은 온도에서부터 급격한 열분해가 일어나며 회분함량은 1.2% 정도로 매우 적고, 왕겨는 300℃ 보다 약간 낮은 온도에서 급격한 열분해가 진행되며 회분함량은 13.5% 정도였다.
4. 시스템의 폐열회수 보일러는 관군 열교환기로 설계 제작되었는데, 시스템 열효율을 30% 이상 향상 시켰으며 이론적인 열전달량과 실험결과는 비교적 잘 일치하였다. 사이클론 열교환기는 폐열회수 열교환기를 설치하지 않은 경우에는 열교환기 효율이 20% 정도로 높았으나 폐열회수 열교환기를 설치한 이 후에는 열교환기 효율이 매우 낮아 6% 이하였다.
5. 시스템 작동의 자동화 및 연속연소는 매우 양호하였으며 최적 작동조건은 왕겨공급율 100 kg/h, 1차/2차 공기비는 1.0, 고정 연소층 높이는 연소실 높이의 20%, 최적 화격자 열부하는 176 kg/h-m^2, 연소실 열부하는 86 kg/h-m^3, 연소실 체류시간은 1.3 시간 정도인 것으로 분석되었다.
6. 왕겨연소의 최적작동조건에서 왕겨의 연소율은 96 %, 보일러 효율은 83.6 %, 시스템의 열효율은 80.3 %, 총 에너지 효율은 78.7 % 로서 성능이 매우 우수하였다. 중유 연소의 최적조건에서는 시스템 에너지

효율이 84.2 %를 나타냈으며, 혼합연소의 경우에는 왕겨 연소와 중유 연소의 중간 특성을 보였다.

7. 연료 공급율이 증가할수록 연소실 벽체 열교환기 효율은 감소하고 폐열회수 열교환기와 사이클론 열교환기의 효율이 증가하였으며, 왕겨 연소에서는 폐열회수 열교환기 효율이 벽체 열교환기 효율에 대하여 60-90% 정도를 나타내고, 중유는 32-47% 정도를 나타내었다.

8. 왕겨연소의 경우 연소실의 온도분포는 대체로 균일하며 연소실의 고정 연소층 표면을 형성하는 위치에서 가장 높은 온도가 유지되고 그 위치로부터 연소실 상부로 올라갈수록 온도는 약간씩 하강하는 경향을 보였다. 중유연소의 경우에는 화염이 있는 연소실 하부와 중부에는 거의 같은 온도로서 매우 높고 연소실 상부로 올라갈수록 왕겨보다 급격히 하강하는 경향을 보였다. 왕겨와 중유의 혼합연소는 왕겨와 중유 연소의 중간 특성을 보였다.

9. 시스템 작동의 자동화는 LabVIEW 프로그램과 스텝핑 모터, 온도 제어기 및 타이머 등으로 구성되었다. 왕겨 연소에서 왕겨재 배출 장치를 작동시키는 제어온도는 고정연소층 높이를 45 cm 로 일정하게 유지시켰으며 연소실의 과열 방지 역할도 하였다. 왕겨 공급율 60, 80, 100kg/h 인 경우 제어온도는 620, 660, 700℃ 정도로 분석되었다.

10. 본 시스템이 제공할 수 있는 적정 난방 열량은 1,000,000 - 1,200,000 kJ/h 정도이며, 시스템 에너지 효율은 왕겨와 중유 연소 공히 75% 이상으로 분석되었다.

11. 배연가스의 집진 사이클론(사이클론 열교환기), 왕겨 공급 및 연소재 수집용 공기 이송 장치의 사이클론은 $20m^3/min$ 용량의 표준사이클론을 사용하였는데 성능이 우수하였다.

12. 중유 연소에서는 연소실내 음압이 연소 특성에 영향을 미쳤는데 이는 음압에 따라 공기공급량이 달라지기 때문으로 판단된다. 음압이 지나치게 작으면 공기공급량이 적어져 완전 연소가 되지 않고, 지나치게 크면 연소 상태는 경유 연소처럼 매우 좋았으나 공기공급량이 많아 열효율이 낮아지는 단점이 있었다.

13. 혼합연소에서는 왕겨와 중유의 연소 상태는 좋으나 벽체에 약간씩 찌꺼기가 붙는 현상이 발생하였는데 이는 왕겨가 중유 찌꺼기와 밀착되어 중유 화염에 날려서 벽체에 붙어 연소되기 때문으로 판단된다. 왕겨와 중유만을 연료로 하였을 때는 연소실 벽체에 찌꺼기가 붙는 현상은 거의 없었다.

14. 왕겨연소에서 배연가스내의 대기오염 성분은 중유 연소에 비하여 CO 함량은 많고 SO_2 함량은 적은 경향을 보였으며 NO_x 함량은 비슷한 것으로 나타났다. 혼합연소는 중유 연소와 왕겨 연소의 중간치를 나타냈다. 톱밥 연소를 제외한 모든 실험처리에서 일반 보일러 허용기준을 만족하였다.

15. 온실 1,000평과 3,000평의 난방용 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러의 실용화 시스템의 제원과 연소실의 설계 기준을 분석하였다. 분석된 연소실의 설계 기준은 화격자 열부하 62-189 kg/h-m^2, 연소실 열부하 23-99 kg/h-m^3, 왕겨의 연소층 체류 시간 1.4-5.0, 연소실 연소가스의 속도 0.4-1.4 m/s 였다.

참고문헌

권상준. 1993. 환경과학. 문운당

김동술. 1995. 대기오염방지공학. 신광문화사

김영도. 1994. 도시 쓰레기 소각로. 대한기계학회지 34(8):617-625

김용진외 2인.1997. 한국폐기물회지 14(1):9-16

도갑수. 1997. 첨단환경기술 5(2):5-14

박승제, 노상하. 1983. 한국농업기계학회지 8(2):39-48

박승제. 1988. 서울대학교 박사학위논문

박승제. 1999.7. 우리나라 왕겨 및 왕겨재의 화학적 조성 성분. 한국농업기계학회 99년 하계 학술대회 논문집 4(2):307-312.

상공자원부. 1993. 에너지총조사보고서

신현국. 1998. 첨단환경기술 6(3):2-6

신현국,김낙주. 1993. 환경과학총론. 동화기술. pp 171-186

시설원예연구회. 1998. 시설원예 석유 대체에너지 이용기술에 관한 세미나

이선복, 박찬범, 서인수. 1995. 화학공업과 기술 13(4):13-19

이용국, 박승제, 백풍기, 노상하. 1987. 한국농업기계학회지 12(4)

조순행외. 1995. 화학공학의 이론과 응용 1(1):7-10

홍성길. 1995. 화학공학의 이론과 응용 1(1):15-17

Baukal,C.E. 2001. The John Zink Combustion Handbook. CRC press.

Beagle, E.C.1978. FAO Agricultural service bulletin.

Becker, E.W. 1994. Microalgae. Cambridge University Press.

Borman, G.L and K.W.Ragland. 1998. Combustion Engineering. McGraw-Hill. Inc

Brunner, C. R. 1993. Hazardous waste incineration. McGraw-Hill. Inc

Holman J.P. 1972. Heat transfer. McGraw-Hill. Inc. 3rd ed.

Park,S.J.,M.H.Kim(1996.11) Performance of Pilot-scale Rice Husk Incinerator, ICAME'96 Proceeding:pp 906-917

R. Paul Singh. 1986. Energy in food processing. Elsevier

Robertson, W.S. 1981. Boiler efficiency and safty. Macmillan Press.

Shimizu, H. & T.Kimura. 1985. JSAM 46(1):633-638

Staniforth, A. R. 1984. Straw disposal and utilization. Fisheries and Food

Tokyo Electric Power Company. 1994. Engineering Research Center, R&D Report of Global Environmental Department 14

Shuler, M. L.1980. Utilization and recycle of agricultural waste and residue. CRC

Watanabe, Y. etc. 1992. Energy Convs. Mgmt. 33:545-561

서 지 정 보 양 식	1. 보고서번호 KIER-A0-6401
2. 서명 시설원예난방의 저가연료 대체기술개발	
3. 보고서 종류 최종보고서	4. 수행 부서명 보일러연구팀
5. 연구수행자(연구책임자 맨 앞에 기재) 김종진;김혁주;박병식;최규성;이승수;박승제	
6. 보고서 발행일 2001. 6. 9. / 7. 페이지(서문, 본문) xxxvii, 234	8. 참고사항 도표(37)개/그림(128)개/ 참고문헌(64)개
9. 위탁기관 농림부	10. 공개여부 공개 (ㅇ) 비공개 (까지)

11. 초록 (250단어 내외)

제 1 세부과제: 시설원예용 저공해 중유난방 시스템 개발

온풍난방기의 특성실험을 실시하였으며, 이 결과를 종합하여 250,000kcal/h급 및 300,000 kcal/h급 중유용 온풍난방기를 설계·제작하였다. 250,000kcal/h급 중유 온풍난방기를 토마토를 재배하는 600평 규모의 비닐온실에 설치하여 산지실험을 성공적으로 수행하였다. 600,000 kcal/h 용량의 온수보일러를 설계·제작하여 장미를 재배하는 750평 규모의 유리온실에 설치하여 산지실험을 성공적으로 수행하였다. 온풍난방기와 보일러의 열설계 프로그램을 Lotus 1-2-3 R5.0을 이용하여 작성하였다. 온풍난방기 용량 250,000 과 300,000kcal/h의 제작도면을 각 35매씩 작성하였고, 온수보일러 용량 1×10^6, 2×10^6, 3×10^6 and 4×10^6 kcal/h의 제작도면을 각 용량 6매씩 작성하였다. 저공해 중유연소장치로서 유화연료제조장치를 개발하기 위하여 유압분사노즐을 이용한 유화연료제조장치를 개발하였다. 경유난방기를 중유연료로 대체하기 위하여 필요한 기술을 검토하여 별책부록으로 정리하였다.

제 2 세부과제: 가연성 폐기물을 이용한 시설원예 난방에너지 공급시스템 개발(왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러 시스템 개발)

1000 평의 온실 난방이 가능한 왕겨와 중유를 연소하는 실제 규모의 온수보일러를 실험 시스템으로서 개발하였고 성능을 분석하였다. 실험 시스템의 최적의 운전조건과 특성이 실험으로 조사했다. 시스템 작동의 자동화 및 연속연소는 매우 양호하였으며 최적 작동조건은 왕겨공급율 100 kg/h, 1차/2차 공기비는 1.0, 고정 연소층 높이는 연소실 높이의 20%, 최적 화격자 열부하는 176 kg/㎡-h, 연소실 열부하는 86 kg/㎥-h, 연소실 체류시간은 1.3 시간 정도인 것으로 분석되었다. 왕겨연소의 최적작동조건에서 왕겨의 연소율은 96 %, 보일러 효율은 83.6 %, 시스템의 열효율은 80.3 %, 총 에너지 효율은 78.7 % 로서 성능이 매우 우수하였다. 중유 연소의 최적조건에서는 시스템 에너지 효율이 84.2 %를 나타냈으며, 혼합연소의 경우에는 왕겨 연소와 중유 연소의 중간 특성을 보였다. 톱밥 연소를 제외한 모든 실험처리에서 일반 보일러 허용기준을 만족하였다. 온실 1,000평과 3,000평의 난방용 왕겨 및 중유 겸용 온수 보일러의 실용화 시스템의 제원과 연소실의 설계 기준을 분석하였다.

12. 주제코드

320301:320303

13. 키워드(10개 내외)

온풍난방기, 경유, 중유, 유화연료, 가연성 폐기물, 왕겨, 톱밥, 싸이클론

한국에너지기술연구원

BIBLIOGRAPHIC INFORMATION SHEET	1. REPORT NO. KIER-A0-6401

2. TITLE

Development of Low-priced Fuel Substituting Technology for Green Houses

3. TYPE OF REPORT	4. PERFORMING LAB.
Final Report	Boiler Research Lab

5. RESEARCHER

J.J.Kim; H.J.Kim; B.S.Park; K.S.Choi; S.S.Lee; S.J.Park

6. REPORT DATE	7. TOTAL PAGES	8. REFERENCE
2001. 6. 9.	xxxvii, 234	Tabs.(37) / Figs.(128) / Refs.(64)

9. SPONSORING ORGANIZATION	10. CLASSIFIED
Ministry of Agriculture & Forestry	OPEN (○) NOT OPEN ( )

11. ABSTRACT (About 250 words)

The First Subsection: Development of the low-pollution heavy-oil firing heating system for green houses - Characteristic experiments based on thermal design technologies were performed, and 250,000 and 300,000kcal/h heavy-oil firing space heaters were designed and manufactured. Then the 250,000kcal/h space heater was installed in a tomato-growing plastic greenhouse with an area of 1980 m² in Chinchon and its field test was completed successfully. A 600,000 kcal/h non-pressurized hot water boiler was designed. Then the boiler was installed in rose-growing glass greenhouse with area of 2475 m² in Chinchon and its field test was completed successfully. Drawings of 250,000 and 300,000kcal/h space heaters are composed of 35 pages respectively, and 1×10^6, 2×10^6, 3×10^6 and 4×10^6 kcal/h boilers were composed of 6 page drawings respectively. A thermal design program for a space heater and a boiler was composed in Lotus 1-2-3 R5.01. An emulsified fuel producing equipment with a pressurized spray nozzle was developed as a part of low-pollutant heavy-oil firing equipment. In case of replacing the light-oil with heavy-oil for a light oil firing heater in green houses, items to be recommended are addressed in 「Manual for design program and heavy-oil substituting technologies」 published as a separate booklet appended to the report.

The Second Subsection: Development of a hot water boiler system for green house using agricultural combustible residue and waste - A full scale hot water boiler system fueled by rice husk and heavy oil was developed as a prototype system and its performance was analyzed, which can be used as 3,300 m² green house heating system. The optimum operating conditions was investigated that feed rate of rice husk was 100kg/h and first/second ratio of air supply was 1.0. The optimum design conditions was analyzed that the fixed bed depth of combustion was 20% of the combustion chamber height, heat load of grate and combustion chamber was 176 kg/m²-h, 86 kg/m³-h respectively and retention time in the combustion chamber was about 1.3 hour. Burning ratio of rice husk was 96%, boiler efficiency was 83.6%, thermal efficiency of the system was 80.3%, overall energy efficiency was 78.7%. Under all conditions tested except sawdust fuel, concentrations of air pollution components in the flue gas were below the legal limits. The specifications of the hot water boiler systems fueled by rice husk and heavy oil, which could be used for 3,300 m² and 10,000 m² green house heating systems, were analyzed.

12. SUBJECT CATEGORY

320301:320303

13. KEYWORD

Space heater, light-oil, heavy-oil, emulsified fuel, combustible residue, rice husk, sawdust, cyclone

KOREA INSTITUTE OF ENERGY RESEARCH