

소형 축열식 복사관 버너시스템용 축열기 설계 및 성능평가

조한창* 조길원* 이용국*
*포항산업과학연구원 에너지화성연구팀

Design and Estimation of Performance of Heat Regenerator for Small-scale Regenerative Radiant Tube Burner

H. C. Cho, K. W. Cho and Y. K. Lee
Research Institute of Industrial Science & Technology

열처리로에 적용되는 소형 축열식 복사관 버너시스템에 사용될 축열기를 설계하고 그 성능을 평가하였다. 좁은 튜브간 간격을 갖는 U형 복사관에 축열기를 적용하기 위하여 상하단 단면적이 다른 축열기를 설계, 적용하였다. 구형축열체를 사용하는 2만kcal/hr급 축열기 설계에는 기존에 개발된 축열기 해석코드를 이용하였다. 실제 시스템에 적용하여 축열기 전후단의 온도 및 압력을 실시간으로 측정하였다. 그 결과를 축열기 해석코드로부터 얻은 배가스의 배출온도와 공기의 예열온도를 비교하였다. 이론적으로 예상된 성능은 80%의 온도효율과 70%의 배열회수율이 얻어졌으나, 실험적 결과로부터는 온도효율이 80%, 배열회수율이 69%가 얻어졌다. 가장 큰 성능 차이는 배가스의 배출온도였는데, 이는 실제 시스템에서 열손실에 의한 축열기로의 배가스 유입온도 하락과 실제 운전에서의 공기/배가스 유량의 증가에 의해 기인된다고 판단된다.

ABSTRACT

Heat regenerator attached in small-scale regenerative radiant tube burner was designed using the theoretical computation code and was confirmed the performance of waste heat recovery ratio. From the computation, when ceramic ball of 4-5kg was used, temperature efficiency and available waste heat recovery ratio were predicted 80% and 70%, respectively. Similar efficiencies were obtained from the experiments using LPG. However, since exhaust gas temperature entered into regenerator was below 850°C which was much lower than that we expected, preheat air temperature was lowered below 800°C.

1. 서론

축열연소시스템은 통상의 연소시스템과 달리 축열기가 장착된 두 대의 버너, 연소절환을 위한 절환밸브, 그리고 복잡한 연소제어시스템을 필요로 하고 이들 추가된 부품들의 지속적인 유지관리가 요구되어 설치 및 운전 비용이 많이 요구되나, 중대형 설비에서는 높은 에너지절약성에 의한 경제성이 높아 최근 적극적으로 도입되고 있다. 이와 더불어 통상적인 복사관(radiant tube)의 연소부하인 10만kcal/hr급의 축열식 복사관 버너를 도입하기 위한 개발 및 적용 연구가 여러 곳에서 진행되고 있다.

축열연소시스템⁽¹⁾은 버너에 부착된 축열기를 통해 배가스의 현열을 직접 회수하여 연소용 공기에 전달함으로써 배가스 현열 손실을 줄여 열효율을 향상시킨다. 통상 축열기에는 1000°C 이상의 배가스가 유입되어 200°C내외로 배출되고 공기가 800°C이상으로 예열되어 버

너로 공급된다. 축열기에는 큰 비열과 내열성을 갖춘 축열체가 들어가는데, 세라믹 볼이나 허니컴이 많이 이용된다. 대형 축열식 버너에는 보통 세라믹 볼이 사용되며 소형의 축열식 버너, 예를 들어 축열식 복사관 버너의 경우에는 적은 부피로도 큰 열전달률을 기대할 수 있는 허니컴이 많이 이용된다. 허니컴의 경우에는 큰 열응력을 견디지 못하고 자주 파손되는 경우가 있어 본 연구에서는 세라믹 볼을 축열체로 사용하고자 한다.

본 연구는 통상의 축열식 복사관 버너보다 더 적은 연소부하를 갖는 소형 축열식 복사관 버너(연소부하 2만kcal/hr)를 개발하는 과정에서 독자적으로 축열기를 설계하고 그에 대한 성능평가를 수행하여 축열기 설계기술을 정립해 보고자 시도되었다.

2. 축열기 설계

소형 축열식 복사관 버너의 축열기 설계를 위하여 연속체역학 모델의 하나인 1차원 2상 유체역학 모델을 사용하여 아래와 같이 개발된 축열기 열유동해석 코드를 사용하였으며, 이를 통해 축열기의 열전달과 압력손실 등을 이론적으로 계산하고 이를 토대로 축열기를 설계하고 축열체양을 결정하였다. 결정된 축열체양을 넣고 실험하여 온도 및 압력손실 등을 측정하였으며, 그 성능을 평가 비교하였다.

2-1 해석코드의 지배방정식

축열기는 입자와 가스가 공존하는 이상 고정층 유동장으로 Fig.1과 같이 정리할 수 있다. 즉 일정한 시간주기(절환시간이라 통칭함)를 갖고 공기와 배가스가 교대로 정반대 방향에서 공급된다. 여기서는 반경방향의 구배를 무시하고 축방향 구배만 고려하는 1차원 이상 유체역학 모델을 채택하였다. 이 모델은 유동장의 제어체적에서 입자와 가스가 차지하는 부분의 질량, 운동량과 에너지 유속(flux)에 대한 보존법칙을 근거로 수식화한 것으로 다음의 가정

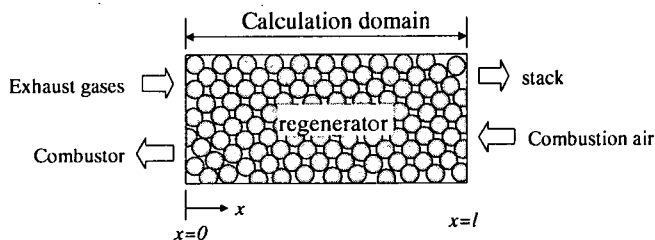


Fig.1 calculation domain of heat regenerator

들이 필요하다. a)유체는 축열기에 균일하게 공급된다. b)축열체는 모두 같은 형태와 크기를 갖는다. c) 축열기는 연속체 역학으로 해석가능한 충분한 단면적을 갖고 있다. 가스의 연속 방정식, 운동량방정식, 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\phi\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\phi\rho U)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\phi\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(\phi\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\phi P)}{\partial x} = -A_s D_v \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\phi\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\phi\rho UE)}{\partial x} + \frac{\partial(\phi PU)}{\partial x} = -A_s D_v U - A_s h_r(T - T_{ss}) - \frac{\partial(q\phi)}{\partial x} - Q_w \quad (3)$$

여기서 ρ 는 밀도, U 는 기체유속, P 는 압력, T 는 온도를 의미한다. 축열기내 기공률, ϕ 는 제어체적에서 가스가 차지하는 부피비이다. 입자의 비표면적(specific surface area), A_s 은 $(1-\phi)S_p/V_p$ 로 정량화되며 이때 S_p , V_p 는 입자의 표면적과 부피이다. 에너지, E 는 내부에너지와 운동에너지의 합이며, D_v 는 점성항력, q 는 열전도량, Q_w 는 벽면 열손실량, T_{ss} 는 입자의 표면온도, h_r 는 입자와의 열전달에 따른 전체 열전달계수이다.

본 연구에서는 입자내 온도를 반경방향 구배만 존재하는 1차원이라 가정하고, 입자표면과 입자내 온도, T_s 를 다음의 에너지방정식으로부터 얻어 가스와의 열전달량을 계산하였다.

$$\left(\frac{\partial T_s(t)}{\partial t}\right)_{s \text{ at } r=r_s} = \frac{\alpha_s}{r} \frac{\partial^2(rT_s)}{\partial r^2} + \frac{A_s}{1-\phi} \frac{\alpha_s}{k_s} h_t [T(t) - T_s(t)] \quad (4)$$

위의 지배방정식을 풀이하기 위해서는 다음의 구성방정식이 필요하다. 모든 유체는 이상기체 상태방정식(ideal gas law), $P = \rho R_u T / M_i$ 을 만족한다. 입자와 유체간의 전체 열전달계수, h_t 는 전도 열전달량이 매우 적기때문에 대류 열전달과 복사 열전달만을 고려하였으며, 대류 열전달계수, h_c 는 Denton의 관계식⁽²⁾을 사용하였다.

$$h_t = h_c + \epsilon_s \sigma [T(t) - T_s(t)] \cdot [T(t)^2 + T_s(t)^2] \quad (5)$$

$$h_c = 0.58(k_g/d_p) Re^{0.7} Pr^{0.3} \quad (6)$$

여기서 Re 는 레이놀즈 수($Re = \rho \phi d_p |U| / \mu$)이고 Pr 은 프란틀 수이다. 이상간의 속도차에 의해 발생하는 점성항력, D_v 는 Ergun의 관계식⁽⁴⁾을 적용하였다.

$$D_v = \rho U |U| [1.75 + 150(1-\phi)/(\phi Re)] / 6 \quad (7)$$

벽면 열손실은 $Q_w = hA_w(T_w - T_\infty)$ 으로 계산되며, 여기서 A_w 는 대기에 노출된 축열기의 표면적이다. 대기에 노출된 벽면온도, T_w 를 125℃, 대기온도, T_∞ 를 25℃로 가정하였다. 자연대류(natural convection) 열전달계수, h 는 Churchill & Chiu의 관계식⁽⁵⁾을 적용할 수 있다.

$$Nu_L = \frac{hL}{k} = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right) \quad (8)$$

여기서 Ra_L 은 레이레이 수($Ra_L = g\beta(T_w - T_\infty)L^3/\nu\alpha$), L 은 축열기의벽 높이, g 는 중력가속도이다. $\beta = 2/(T_w + T_\infty)$ 에서 정의된 가스의 열전도율 k , 열확산률 α , 동점성계수 ν 등을 대입하여 대류열전달계수, h 를 계산하였다.

Table 1 Basic data for the computations

Gases	Pr=0.7 $\alpha_g=131 \times 10^{-2}$ (cm ² /s)	$\mu=384.3 \times 10^{-6}$ (g/cm s) at 850K $k_g=59.6 \times 10^2$ (g/s ² K)
Exhaust gases	$Q_i=24.2$ (Nm ³ /hr) $T_i=1323$ K	$P_i=-200$ mm H ₂ O $M_i=32$ (g/mol)
Air	$Q_i=22.1$ (m ³ /hr) $T_i=323$ K	$P_i=500$ mm H ₂ O $M_i=30$ (g/mol)
regenerative particles	$k_s=1.682$ (W/m K) $\epsilon_s=1.0$ $d_p=1.3$ cm	$\alpha_s=2.944$ (J/kg K) at 700K $\rho_s=3.51$ (g/cm ³) $\sigma=5.67 \times 10^{-5}$ (erg/cm ²)
regenerator	$A=113.1$ cm ²	$\phi=0.36$ $t_r=60$ s

2-2 계산조건 및 결과

위의 지배방정식을 선행자(predictor)와 교정자(corrector)로 구성된 이단 MacCormack 방식⁽⁶⁾으로 풀이하였다. 계산의 불안정성을 해소하기 위하여 Courant 조건을 만족하도록 시간 간격 $\Delta t=1.0ms$ 으로 계산하였다. 모든 변수에 대하여 벽면에서는 벽면조건(wall condition)을, 유체가 공급되는 격자면에 대해서는 Dirichlet의 경계조건을 사용하였다.

축열기는 Table 1과 같이 연소부하 2만kcal/hr의 축열식 버너에 일체형으로 부착된 것으로 축열기 단면적, A와 축열체 양에 따른 축열기 길이를 변수로 채택하였다. 물성치는 축열기내 평균온도인 850K에서의 값을 사용하였으며, $\Delta x=0.5cm$ 의 동일 격자를 적용하였다.

축열식 복사관 버너는 통상적으로 U형 또는 W형 복사관을 채택하게 된다. 본 연구에서 개발되고 있는 축열식 복사관 버너시스템은 좁은 간격을 갖는 복사관을 사용해야 하는 제약 조건이 있어 설치된 버너간 간격이 좁다. 이에 따라 버너와 일체형으로 제작될 축열기의 단면적을 넓게 제작할 수 없다. 축열기의 버너측 단면은 좁고 사방변측 단면은 넓게 제작하여 버너간 간격이 좁은 것을 극복하고 그 이론적 해석은 평균 단면을 가지고 수행하였다. Table 1과 같이 평균단면적이 $113cm^2$, 즉 직경이 12cm인 축열기에서 축열체 양에 따른 배가스의 배출온도, 공기의 예열온도, 압력손실 등을 계산하였으며 그 결과는 Table 2와 같다.

Table 2 Results of theoretical prediction performance in regenerator

축열체 질량(kg)	공기의 예열온도(K)	배가스 배출온도(K)	배가스측 압력손실 (mmAq)	공기측 압력손실 (mmAq)	온도효율 (%)	배열 회수율 (%)
4	1116	475	49.7	45.0	79.3	68.8
4.5	1130	455	55.0	50.7	80.7	70.0
5	1140	439	60.0	56.3	81.7	70.8
6	1159	410	71.0	68.3	83.6	72.3

여기서 온도효율, η 은 배가스의 온도회수율을 의미하며, 배가스가 가진 전체 배열중 공기에 열을 통해 회수된 열에너지의 비율을 나타내는 유효 배열회수율, η_0 는 각각 다음의 식과 같이 정의된다.

$$\eta_0 = \frac{T_{A0} - T_{A1}}{T_{E0} - T_{A0}} \quad (9)$$

$$\eta_0 = \frac{\dot{Q}_A (\bar{c}_{p,A} T_{A0} - \bar{c}_{p,A} T_{A1})}{\dot{Q}_E (\bar{c}_{p,E} T_{E0} - \bar{c}_{p,E} T_{A0})} \quad (10)$$

이때 하첨자 A는 공기, E는 배가스, i는 축열기 입구측, o는 축열기 출구측을 의미한다. m은 질량기준의 유량(kg/hr), c_p 는 비열을 의미한다. Table 2에서 온도효율이 80-85%, 배열회수율이 68-72%를 유지하고 있으며 이는 간접배열회수방식인 recuperator식 버너의 배열회수율이 30-40%보다 높은 값으로 그만큼 열효율이 향상되고 연료사용량을 줄일 수 있다.

Table 2에서 축열체양이 증가되면 배가스의 배출온도가 하락하고 공기의 예열온도가 상승하는 등 온도효율과 배열회수율이 상승하는 장점이 있으나 압력손실이 증가되는 경향을 볼 수 있다. 그러나 과도한 배열회수는 사방변에서의 수분응축, 연료내 존재하는 황성분에 의한 부식 가능성에 의해 배가스 배출온도를 200℃내외가 되도록 설계하고 있다. Table 2로부터 배가스 배출온도를 기준으로 축열기를 설계한다면, 축열체양이 4-4.5kg정도면 될 것으로 예상되며, 동일한 축열체양을 사용하더라도 축열기 단면적이 증가되면 축열체양을 다소 증가시켜야 한다. 즉 Table 2에서 축열체 5kg을 사용한 경우는 축열기 직경이 15cm인 경우

를 가정하면 Table 3과 같이 축열체 6kg을 사용하면 비슷한 성능을 갖게 된다.

본 과제에서 축열기가 평균적으로 12cm 직경의 단면적을 갖고 있으므로 기본적으로 4kg의 세라믹 볼을 축열기에 넣고 성능시험을 한 후 그 양을 재조정해 보고자 하였다.

Table 3 Thermal efficiency in case of ceramic ball 6kg and i.d. of regenerator 15cm

축열체 질량(kg)	공기의 예열온도(K)	배가스 배출온도(K)	배가스 축압력손실 (mmAq)	공기 축압력손실 (mmAq)	온도효율 (%)	배열회수율 (%)
6	1142	446	26.1	24.3	82.9	70.9

3. 실험 결과 및 고찰

축열식 복사관 버너는 Fig.2와 같은 모습을 하고 있다. 가급적 버너노즐 부근에 축열기를 넣어 열손실을 최소화하고자 하였다. 축열기 상단에 연료공급파이프가 삽입되는데 고온 배가스에 견디게 하기 위하여 냉각용 공기를 계속적으로 넣어주게 된다.

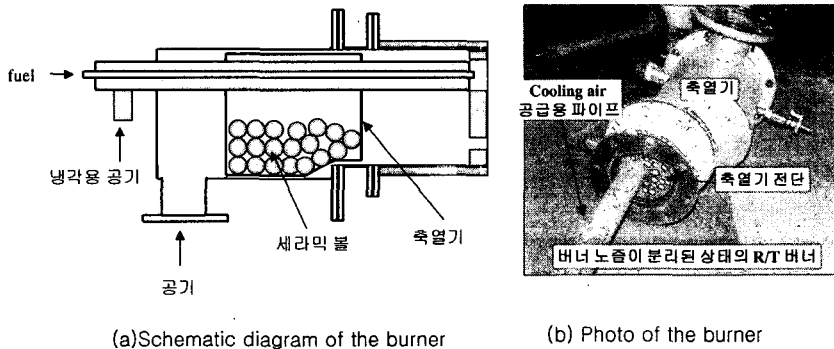


Fig.2 Regenerative radiant tube burner

축열기는 Fig.2(b)에서 보는 바와 같이 배가스와 공기가 쉽게 흡배기되도록 되어 있으며 축열체를 넣고 축열기 후단에 철망으로 고정하여 축열체 양을 조절하도록 되어 있다.

축열식 복사관 버너시스템의 연소용량을 2만kcal/hr로서 유지하고 연료는 LPG, 냉각용 공기는 1.2Nm³/hr /버너당, 연소용 공기는 26.2-28.0 Nm³/hr, 즉 공기비 1.26-1.34의 연소조건에서 시험을 수행하였다.

시스템의 운전에 필요한 절환시간은 40초로 설정하였으며, 정상적인 경우 연료는 절환 1초전에 공급이 중단되고 절환 1초후 공급되도록 하였다. 그러나 ON/OFF 시간비례제어 방식으로 제어되기때문에 로온이 설정치와 근접하거나 설정치보다 높은 경우에는 연료 공급이 정상적인 공급중단시간보다 훨씬 이전에 중단될 수 있다.

축열식 R/T 버너에 장착된 축열기의 성능을 축열기 전후단의 온도결과로부터 평가하였다. Fig.3은 축열기에 4kg의 구형 축열체를 넣고 로온이 1000℃이상인 경우에 얻어진 온도 이력을 도시한 것이다. 로온에 비해 축열기에 공급되는 배가스 및 공기의 예열온도가 500-750℃로 상당히 낮음을 알 수 있다. 또한 배가스의 배출온도 및 공기의 유입온도가 100℃내외로 매우 낮음을 알 수 있다. 또한 버너 A와 B의 절환연소시 상당한 온도차가 관찰됨을 알 수 있다.

로온에 비해 축열기에 공급되는 배가스 온도가 낮은 것은 (1) 버너입구부터 축열기 전단까지의 거리가 45cm로서 길어 이곳을 통한 배가스의 열손실, (2) 냉각용 공기의 계속된 공

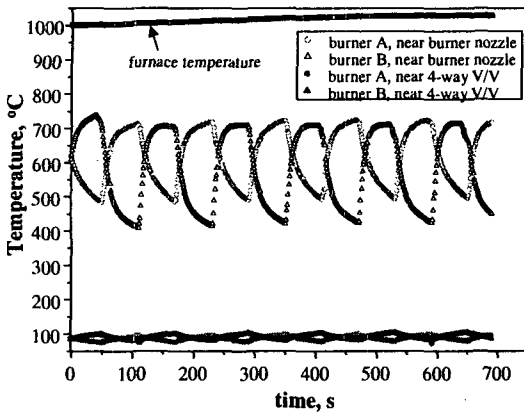


Fig.3 Temperature histories of the regenerator
(Fuel: LNG)

제 시험결과와는 다소 차이가 발생하였다. 이는 이론치에 비해 실험적으로 공기를 다소 많이 공급하고 냉각용 공기의 계속적 공급에 따른 배가스의 유입온도 저하에 기본적으로 기인한다.

실험적으로 얻은 결과를 바탕으로 온도효율을 계산하면 80%, 유효배열회수율은 69.3%가 얻어졌다. 이는 이론적으로 예측한 결과와 유사한 결과임을 알 수 있으며 이로부터 이론적 성능평가가 유효함을 알 수 있다.

4. 결언

소형 축열식 복사관 버너시스템에 사용될 축열기를 설계하고 그 성능을 실험적으로 평가하였다. 좁은 튜브간 간격을 갖는 U형 복사관에 축열기를 적용하기 위하여 상하단 단면적이 다른 축열기를 설계하였으며 기존에 개발된 축열기 해석코드를 이용하여 이론적으로 검증하였다. 실제 시스템에 적용하여 축열기 전후단의 온도 및 압력을 측정하였다. 이론적으로 80%의 온도효율과 70%의 배열회수율이 예측되었으나, 실험적으로는 온도효율이 80%, 배열회수율이 69%가 얻어졌다. 이론적 성능과 실험적 성능이 비교적 잘 추종하였음을 알 수 있었다.

5. 후기

본 연구는 에너지관리공단의 “에너지절약기술개발사업 중대형과제”사업의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

6. 참고문헌

- (1) F. Duprat and G. L. Lopez, Comparison of performance of heat regenerators: Relation between heat transfer efficiency and pressure drop, vol.25, pp.319-329, 2001
- (2) H. Krier and M. Summerfield, eds., Interior ballistics of guns, Progress in Aeronautics and Astronautics, vol.66, AIAA, 1979
- (3) K. K. Kuo, Principles of Combustion, John Wiley & Sons, 1986
- (4) H. Krier and S. S. Gokhale, AIAA Journal, vol.16, p.177, 1978
- (5) F. P. Incropera and D. P. Witt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, 1985

급에 따른 열손실, 그리고 (3) 비연소 버너의 냉각용 공기가 배가스와 혼합되어 그대로 배출되므로 배가스의 온도를 저하시켜 배가스 온도가 급격히 낮아진다고 사료된다. 배가스의 온도저하를 방지하기 위해서는 냉각용 공기 공급용 파이프를 소구경의 파이프로 대체하거나 냉각용 공기량을 감축해야 한다.

축열기 전후단에서의 압력차는 50mmH₂O로 이론치와 큰 차이가 없음을 알 수 있었다.

이론적 해석을 통한 설계와 실