1412 대한기계학회논문집 B권, 제 27권 제 10호, pp. 1412~1419, 2003

구형축열체를 이용한 축열기의 설계인자도출

조한창† • 조길원* • 이용국*

(2003년 3월 8일 접수, 2003년 8월 6일 심사완료)

Derivation of Design Parameter for Heat Regenerator with Spherical Particles

Han Chang Cho, Kil Won Cho and Yong Kuk Lee

Key Words : Heat Regenerator (축열기), Regenerative Particle(축열체), Design Parameter(설계인자), Heat Transfer(열전달), Pressure Loss(압력손실)

Abstract

Heat regenerator occupied by regenerative materials improves thermal efficiency of combustion system through the recovery of sensible heat of exhaust gases. By using one-dimensional two-phase fluid dynamics model, the unsteady thermal flow of regenerator with spherical particles, was numerically analyzed to evaluate the heat transfer and pressure losses and to derive the design parameter for heat regenerator. It is confirmed that the computational results, such as air preheat temperature, exhausted gases outlet temperature, and pressure losses, agreed well with the experimental data. The thermal flow in heat regenerator varies with porosity, configuration of regenerator and diameter of regenerative particle. As the gas velocity increases with decreasing the cross-sectional area of the regenerator, the heat transfer between gas and particle enhances and pressure losses decrease. As particle diameter decreases, the air is preheated higher and the exhaust gases are cooled lower with the increase of pressure losses. Assuming a given exhaust gases temperature at the regenerator outlet, the regenerator need to be linearly lengthened with inlet Reynolds number of exhaust gases, which is defined as a regenerator design parameter.

1. 서 론

축열연소시스템에서 축열기[1]는 채워진 축열체를 통해 배가스의 현열의 70% 정도를 직접 회수하고 이를 공기에 전달함으로써 시스템의 효율을 증대시키는 역할을 한다. 축열기에는 1000℃이상의 배가스가 유입되어 200℃내외로 배출되고 대기온도의 공기는 800℃이상으로 예열되어 버너, 연소기로 공급된다. 구형과 허니컴형의 축열체가 주로 이용되며, 낮은 압력손실과 높은 배열회수율을 갖는 허니컴형에 비해 재사용과 운용상의 편리성 때문에 구형도 많이 사용된다. 구형 축열체를 이용한 축열기는 다음의 두 가지 방법으로 해석할 수 있다. 먼저 일본 Chugairo 사 등의 버너전문업체에서 수행하고 있는 방식으로 간단한 이론적 열정산을 통해 배열회수율과 공기/배가스의 출구온도를 예측하고 있으며, 그 결과에 경험적 실험자료를 종합하여 기초적 설계를 수행하고 있다. 이외에 고체-기체 이상이 존재하는 유동장인 축열기를 연속체역학 또는 PSIC 방식으로 이론적으로 분석하여 축열기내 온도분포, 압력분포 등의 수치해를 얻을 수 있다. 고정층의 축열기에서는 연속체역학의 수치모델이 주로 적용되는데, Cho et al.[2]은 연속체역학 모델의 하나인 1 차원 2 상 유체역학 모델을 사용하여 축열기내 열유동을 해석하였으며, 이를 통해 축열기 길이, 형상, 그리고 축열체 구경 등에 따른 열전달과 압력손실 등을 정성적으로 평가하였다. 그러나 실제 사용되는 축열체의 물성치를 사용하지 못해 실험결과와 비교 등의 방법으로 수치코드의 정확성을 평가하지 못하였다 이에 본 연구에서는 실제 사용되는 축열체의 물성치를 이용하여 수치해석을 수행하였으며 실험결과와의 비교를 통해 수치코드의 응용성을 평가해 보

† 책임저자, 회원, 포항산업과학연구원 에너지연구팀
E-mail: hccho@rist.re.kr
TEL : (054)279-6897, FAX : (054)279-6688
* 포항산업과학연구원 에너지연구팀

고자 한다. 또한 설계변수들에 따른 축열기내 열전달 및 압력손실의 경향을 파악하고, 축열기 설계인자를 도출하고자 한다.

2. 해석방법

2.1 기본 가정과 지배방정식

축열기는 입자와 가스가 공존하는 이상의 고정층(fixed bed) 유동장으로 Fig. 1과 같은 해석 도메인으로 정리된다. 일정 시간동안은 고온의 배가스가 공급되어 저온화되어 배기되고 다음 일정 시간(절환시간) 동안은 저온의 공기가 공급되어 고온으로 예열되어 배출되는 비정상상태의 유동장이다. 공기와 배가스가 교차되면서 공급되는 시간주기를 절환시간이라 정의한다. 이상 유동장에 대한 해석 모델중[3]-[5] 반경방향의 구배를 무시하고 축방향 구배만 고려하는 1 차원 이상 유체역학 모델을 채택하였다. 이 모델은 유동장의 제어체적에서 입자와 가스가 차지하는 부분의 질량, 운동량과 에너지 유속(flux)에 대한 보존법칙을 근거로 수식화한 것이다. 1 차원 이상 유체역학 모델을 완성하기 위해서는 다음의 가정들이 필요하다. a)유체는 축열기의 반경방향과 측면방향(tangential direction)으로 역학적 구배(gradient)없이 공급된다. b)비압축성, 비반응성의 축열체는 모두 같은 형태와 크기를 갖는다. c)축열기는 연속체 역학(continuum mechanics)으로 해석가능한 충분한 단면적을 갖고 있다. d)배가스내 존재하는 수증기의 응축을 고려하지 않는다.

가스의 연속 방정식, 운동량 방정식, 그리고 에너지 방정식은 다음과 같다.

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

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

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

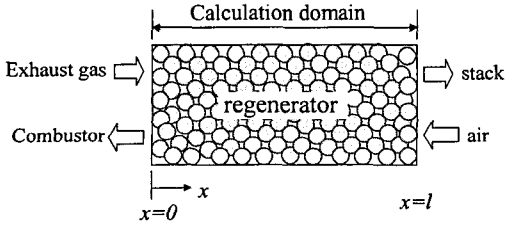


Fig. 1 Schematic domain of heat regenerator

여기서 ρ는 밀도, U 는 기체유속, P 는 압력, T 는 온도를 의미한다. 축열기내 기공률, ϕ 는 제어체적에서 가스가 차지하는 부피비이며, 구형 축열체를 사용하는 고정층의 본 유동장에서는 0.3 으로 정의할 수 있다. D_v는 점성항력(viscous drag force)이다. 비표면적, A_s 은 기상에 노출된 입자의 표면적으로 $A_S=(1-\phi)S_p/V_p$ 로 정량화된다. 여기서 S_p, V_p 는 입자의 표면적과 부피이다. 에너지, E 는 내부에너지와 운동에너지의 합으로 정의하였다. q 는 열확산량, Q_w는 벽면 열손실량, T_{ss}는 입자의 표면온도, h_t 는 입자와의 열전달에 따른 전체 열전달계수(total heat transfer coefficient)이다.

입자의 에너지방정식으로부터 입자의 평균온도를 계산할 수 있지만, 이상간의 열전달은 입자표면에서 이루어진다. 적은 열전도계수를 갖는 축열체에서 평균온도를 가지고 열전달을 계산하면 상당한 오차가 발생할 수 있다. 이에 따라 입자내 온도분포와 표면온도를 계산할 필요가 있으며, 이에 본 연구에서는 입자내 온도를 반경방향 구배만 존재하는 1 차원이라 가정하고, 입자내 온도, T_s 와 입자의 표면온도는 다음과 같이 열방정식과 가스와의 열전달을 고려하여 계산할 수 있다.

$$\left(\frac{\partial T_s(t,r)}{\partial t}\right)_{s\ at\ r}=\frac{\alpha_s}{r}\frac{\partial^2(rT_s)}{\partial r^2} \tag{4}$$

$$\left(\frac{\partial T_{ss}(t)}{\partial t}\right)_{s\ at\ r=r_p}=\frac{\alpha_s}{r}\frac{\partial^2(rT_s)}{\partial r^2}+\frac{A_s}{(1-\phi)}\frac{\alpha_s}{k_s}h_t[T(t)-T_{ss}(t)] \tag{5}$$

2.2 구성방정식(Constitutive laws)

5 개 지배방정식에 9 개의 변수들(ρ, U, P, D_v, T, T_s T_{ss}, h_t, Q_w) 이 존재한다. 이에 따라 네 개의 구성방정식이 더 필요하다. 모든 유체는 이상기체 상태방정식(ideal gas law), $P=\rho R_u T/M_i$을 만족한다. 여기서 R_u 은 일반 가스상수이고, M_i 는 가스의 분자량이다.

입자와 기체간의 전체 열전달 계수, h_t 는 대류 열전달과 복사 열전달만을 고려하였다.

$$h_t=h_c+\varepsilon_s\sigma[T(t)-T_{ss}(t)]\cdot[T(t)^2+T_{ss}(t)^2] \tag{6}$$

고정층에서의 대류 열전달계수, h_c 는 Denton[4]의 관계식을 사용할 수 있다.

$$h_c = 0.58(k_g/d)\cdot \mathrm{Re}^{0.7}\,\mathrm{Pr}^{0.3} \quad (7)$$

이때 Re 는 레이놀즈 수($\mathbf{Re}=\rho\phi d|U|/\mu$), Pr 은 프란틀 수이다. 이상간의 속도차에 의한 항력인 점성항력, D_v 는 고정층에서 Ergun 의 관계식[4]이 주로 이용된다.

$$D_v = \rho U\cdot|U|[1.75+150(1-\phi)/(\phi\,\mathrm{Re})]/6 \quad (8)$$

벽면 열손실은 $Q_w = hA_w(T_w - T_\infty)$ 으로 계산되며, 여기서 A_w 는 대기에 노출된 축열기 표면적이다. 육면체의 축열기에서는 총 6 면의 열손실을 고려해야 한다. 대기에 노출된 벽면온도, T_w 는 일정한 125℃ 로, 대기온도, T_∞는 25℃ 로 가정하였다. 수직 벽면에서 대기로의 열손실은 자연 대류이므로 대류 열전달계수, h 는 Churchill & Chiu 의 관계식[6]을 적용하여 계산할 수 있다.

$$Nu_L = \frac{hH}{k} = \left\{0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1+(0.492/\mathrm{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}}\right\}^2 \quad (9)$$

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

2.3 계산방법(Computation procedure)

5 개의 비선형(nonlinear) 지배방정식은 선행자와 교정자로 구성된 이단 MacCormack 방식으로 풀이하였다. 계산의 불안정성을 해소하기 위하여 Courant 조건[7]을 만족하도록 시간간격은 $\Delta t = 1.0ms$ 을 대입하였다.

수치해석을 위한 경계조건은 다음과 같다. 모든 변수에 대하여 벽면에서는 벽면조건(wall condition)을, 유체가 공급되는 격자면에 대해서는 Dirichlet 의 경계조건을 사용하였다.

사용된 조건과 데이터는 Table 1 과 같이 C-중유를 사용한 연소부하 100 만 kcal/hr 의 버너에 부착된 축열기를 기준으로 수행한 주가이로의 실험조건을 대입하였다. 이때 축열기 단면적은 A, Q 는 가스의 유량이며, 하첨자 "o"는 초기조건, "i"는 공기와 배가스의 공급조건을 의미한다. 절환시간, t_r 은 60sec, 축열체 구경, d_p은 1.9cm 인 경우에 대한 수치해석이다. 공기는 가압 상태, 배가스는 부압

Table 1 The input data for the computation

Gases	Pr = 0.7	P_o=1013250 (g/cm s^2)
	μ= 384.3 × 10^{-6} (g/cm·s) at 850K	
	k_g= 59.6×10^2 (g/s^2 K)	α_g= 131 × 10^{-2} (cm^2/s)
exhaust gases		
	Q_i= 896 (m^3/hr)	P_i= -200 (mmH2O)
	T_i= 1393 (K)	M_i= 32 (g/mol)
air		
	Q_i= 1060 (m^3/hr)	P_i=500 (mmH2O)
	T_i= 323 (K)	M_i= 30 (g/mol)
Regenerative particle		
	k_s=1.682 (W/m K)	α_s= 2944(J/kg K) at 700K
	ε_s= 1.0	ρ_s= 3.51 (g/cm^3)
	d=1.9(cm)	σ= 5.67 × 10^{-5} (erg/cm^2)
Regenerator		
	A=4200(40× 105 cm^2)	H= 37 (cm)
	ϕ= 0.30	t_r= 60 (s)

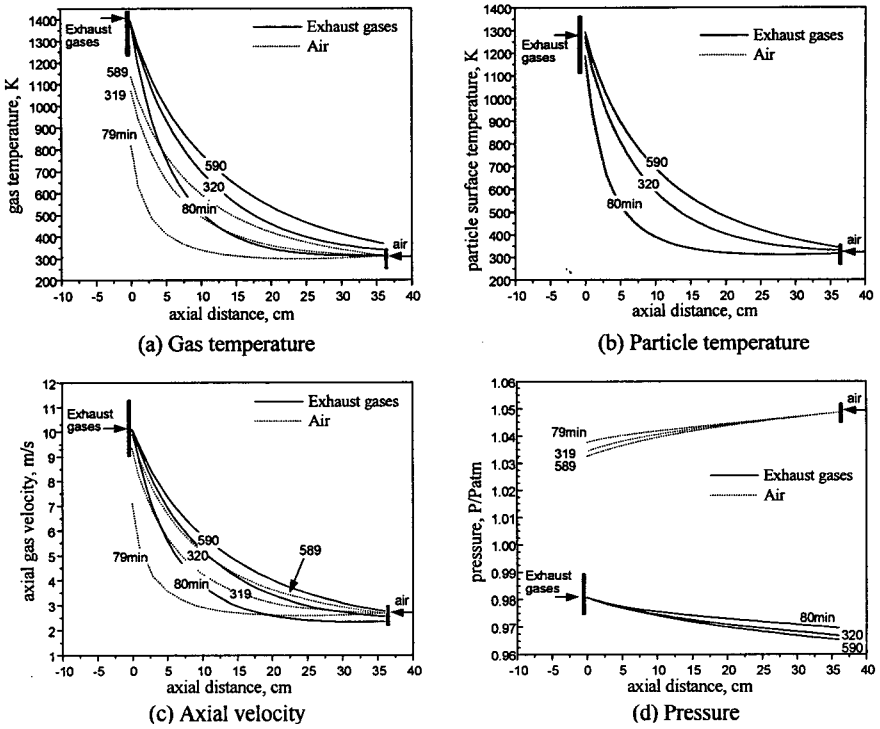
상태로 공급되고, 가스 비열은 종류에 관계없이 온도의 1 차함수로 정의하였다. 열전도, 점도와 열확산률 등은 축열기내 평균온도인 850K 에서의 일정한 값을 사용하였다. 축방향 격자는 $\Delta x = 1.0cm$ 의 동일 격자를 사용하였다.

수치해석은 배가스가 $x=0$ 에 공급되면서 시작된다. 다음 절환시간(reversing time)때까지 시간간격(time step)으로 시간진행(time marching)된 해를 얻고 절환시에는 그 결과를 유동장 전후단면에 대하여 바꾸어 저장한다. 절환되어 배가스공급을 중단하고 공기가 $x=0$ 에 공급되면 다음 절환때까지 시간간격으로 시간진행된 해를 얻고 절환시에 그 결과를 역시 유동장 전후단면에 대하여 바꾸어 저장한다. 이렇게 계속적으로 공기/배가스의 공급을 반복하여 계산하고 온도의 상승과 하강곡선이 일치할 때까지 수행하는데, 본 연구에서는 총 600 분동안의 열유동을 해석하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 축열기내 비정상 열유동

비정상 상태의 축열기내 열유동을 해석하여 그 결과를 Fig. 2에 도시하였다. Fig. 2는 수치해석 시작후 매 60 분마다 저장된 온도, 압력, 속도분포를 축방향 길이에 따라 나타낸 것이다. x=0 에 배가스와 공기가 공급되는데, 이는 계산방법에서 설명한 것처럼 축열기 전후단 결과를 바꾸어 저장하는 방식을 취하였기 때문이다. 가스 온도분포를 도시한 Fig. 2(a)에서 배가스가 공급되면, 입자로의 열전달에 의해 배가스 온도는 급격히 저하된다. 그러나



(a) Gas temperature (b) Particle temperature

(c) Axial velocity (d) Pressure

Fig. 2 Axial profiles of several variables with time

시간이 지나면서 배가스의 배기온도와 공기의 예열온도가 점차 상승되었다. 초기 10 시간동안 축열기내 온도분포가 점차 선형적으로 되어감을 알 수 있었으며, 10 시간이후에는 배가스 배기온도와 공기의 예열온도가 다음 절환 사이클에서 0.005K 이하로 상승되었다. 10시간후의 온도분포결과인 Fig. 3 을 보면, 공기가 배가스 입구온도의 약 78%인 1150K 로 예열되었다. 이는 배가스 온도의 85-90% 수준까지 공기를 예열시킬 수 있다는 기존 실험결과와 비슷한 값이다. 배가스 배기온도는 적정값인 423~473K 보다 낮은 369K 였다. Fig. 3 에서 배가스는 축열체에 비해 대략 70K 이상 높은 온도를 유지하고 있었으며, 반면 공기는 축열체에 비해 70K 정도 낮은 온도를 갖고 있다. 즉 절환에 따른 입자의 열흡수율과 열방출량이 동일하며 이에 따라 배가스 배기온도와 공기의 예열온도가 일정한 값을 보이는 절환사이클동안의 정상상태로 정의할 수 있다.

입자의 표면온도분포를 도시한 Fig. 2(b)에서 초기에는 배가스 공급위치에서만 축열체 온도가 상승하고 이것이 점차 배가스 출구쪽으로 확산되었다. 가스의 속도분포를 도시한 Fig. 2(c)에서 온도분포와 동일한 경향이 얻어졌다. 즉 축열기 후단으로 가면서 온도가 하강하면 속도도 하강하고,

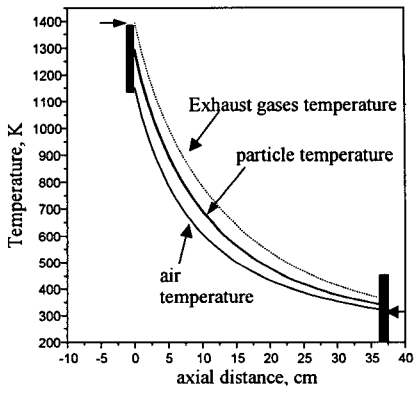
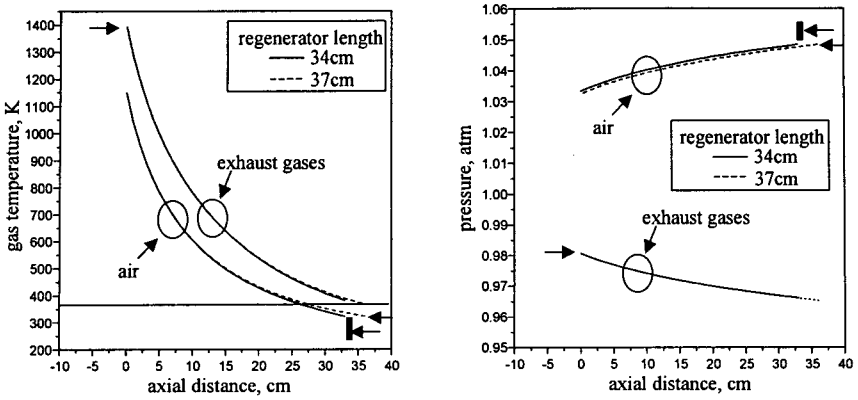


Fig. 3 Temperature profiles at t=589 and 590min

상승하면 같은 경향으로 상승한다. 축열기내 압력분포를 도시한 Fig. 2(d)에서 강압 공급되는 공기와 부압으로 배출되는 배가스는 축열체를 통과하면서 비교적 큰 압력손실이 발생함을 알수 있었다

Table 2 는 주가이로에서의 연구결과와 본 수치해석에서 얻은 결과를 비교한 것이다. 본 연구의 수치결과중 case 1 은 위에서 설명한 이론적 해석방법으로 풀이한 것이며, case 2 는 case 1 에서 사용한 물성치를 그대로 이용하고 점성항력, D_v 항만을 아래의 Kuo 관계식으로 해석한 결과이다.



(a) Temperature (b) Pressure

Fig. 4 Axial profiles at steady state with regenerator length

Table 2 Comparison with the results of this study and experimental works

		Chugairo		This study	
		Exp.	Cal.	Case 1	Case 2
Outlet temp.(K)	Air	1143	1166	1150	1150
	Exhaust gases	387	468	369	369
Pr. Loss (mmH_2O)	Air	150	172	167	172
	Exhaust gases	165	152	158	162

$$D_v = \frac{12\mu U(1-\phi)}{6d_p\phi}\left[276.23+5.05\left(\frac{\mathrm{Re}}{1-\phi}\right)^{0.87}\right] \quad (10)$$

Table 2 의 주가이로 실험결과에서 배가스가 387K 로 배출되며 압력손실은 150mm H_2O 정도되는 것을 알 수 있다. 주가이로의 수치결과에서는 실험결과에 비해 20K 정도 높은 공기예열온도와 80K 정도 높은 배가스 배기온도가 예측되었다.

본 연구의 수치해석 결과에서 case 1은 배가스와 공기의 배출온도가 20K 이내의 오차를 보였으며 압력손실은 20mm H_2O 이내의 오차를 보였으며, 이는 다른 수치결과에 비해 가장 적은 오차였다. case 2 의 결과는 case 1 의 결과와 큰 차이가 없었으며, 이로부터 점성항력의 관계식으로 Kuo 의 관계식을 사용하여도 압력손실 및 온도결과의 예측에는 큰 문제가 없을 것임을 알 수 있었다. Table 2 에서 주가이로의 실험결과와 달리 공기측에 비해 배가스측 압력손실이 적게 나오는 것은 축열기를 통과하는 배가스 비율인 배가스 흡입률을 실제보다 낮은 값을 대입하였기 때문으로 판단된다. 실제 대형 가열로 등은 장입물의 투입/배출을 위한 문 등에 따라 완전 밀폐구조가 아니기 때문에 배가스 흡입률의 측정이 어렵다. 이에 따라 보통 85-90%의 배가스 흡입률을 대입하나 본 연구에서는 80%의 배가스 흡입률을 대입하였다.

축열기의 성능을 평가할 때 주로 언급되는 것이 온도효율과 배열회수율이다. 배가스의 온도회수율을 의미하는 온도효율, η_t 는 식 (11)과 같이 정의되고 배열중 회수된 열에너지의 비율인 배열회수율, η_g 은 식 (12)로 계산할 수 있다.

$$\eta_t = \frac{T_{Ao}-T_{Ai}}{T_{Ei}-T_{Ai}} \quad (11)$$

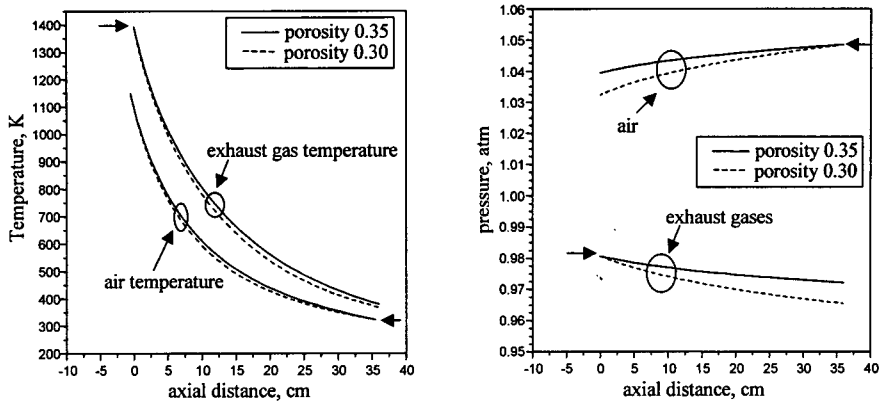
$$\eta_g = \frac{V_A(c_{p,Ao}\cdot T_{Ao}-c_{p,Ai}\cdot T_{Ai})}{V_E\cdot c_{p,Ei}\cdot T_{Ei}} \quad (12)$$

여기서 하첨자 A 는 공기, E 는 배가스, i 는 입구측, o 는 출구측을 의히하고 V 는 유속, c_p 는 비열을 뜻한다. 실험에서의 온도효율은 77.7%, 배열회수율은 66.5%(여기서 대기온도 0°C 로 가정)였으며, case 1 에서 예측된 온도효율은 78.3%, 배열회수율은 67.0%로서 실험결과를 잘 예측하고 있다.

주가이로의 실험결과와의 비교를 통해 본 연구의 case 1이 그 결과를 가장 잘 추종함을 알 수 있었으며, 이로부터 본 수치코드가 축열기 설계를 위해 사용될 수 있을 것이라 사료된다.

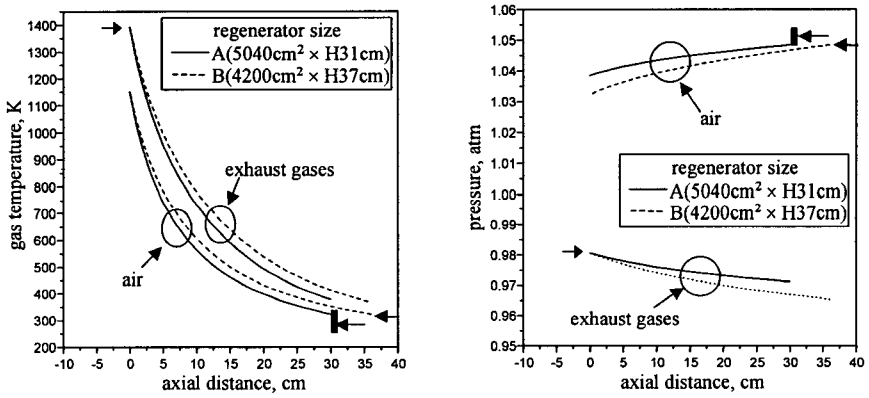
3.2 축열기 길이에 따른 영향

축열기 길이가 축열기내 열유동에 미치는 영향을 평가하기 위하여 37cm 와 31cm 의 축열기 길이에 대하여 풀이하였으며, 계산시작후 t=10hr 에서 절환될 때의 온도와 압력분포를 Fig. 4 에 도시하였다. 축열기 길이가 단축되면, 축열기내 온도구배가 보다 급해졌다. 이에 따라 배가스 배기온도는 급



(a) Temperature (b) Pressure

Fig. 5 Axial profiles at steady state with porosity



(a) Temperature (b) Pressure

Fig. 6 Axial profiles at steady state with regenerator geometry

격히 상승하고 공기 예열온도는 다소 저하되었다. Fig. 4(b)의 압력분포에서 전체적인 구배는 동일하였다. 즉 축열기 길이 증가에 의해 가스-입자의 접촉시간의 증가로 열전달과 압력손실이 증가함을 알 수 있었다.

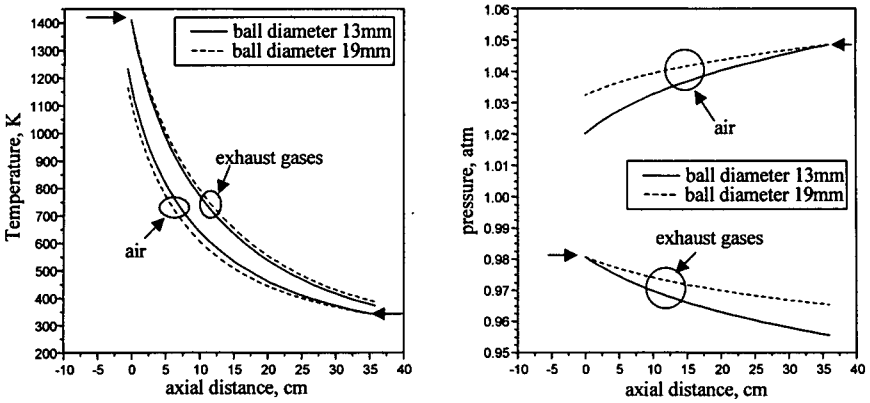
3.3 기공률에 따른 영향

구형 축열체를 사용한 축열기내 기공률은 축열체의 충진정도에 따라 다소 차이가 발생할 수 있으며, 기공률 차이에 따른 축열기내 온도분포와 압력분포를 Fig. 5에 도시하였다. 기공률이 높으면, 즉 적은 량의 축열체가 충진되었다면, 배가스배기온도가 다소 높아지고 공기의 예열온도가 다소 하락된다. Fig. 5 에서는 배가스 배기온도는 11K 가 높아지고 공기예열온도는 1K 가 낮아졌다. 축열기 중간에서 공기온도는 큰 온도차이가 있지만 출구에서 큰 차이가 없는데 이는 1373K 인 배가스의 공급온도의 영향을 심각하게 받게 되는 곳이라 그곳의 축열체가 0.6K 의 온도차이(1278.2K, 1277.7K) 밖에 없기 때문이다. 그러나 압력손실은 크게 줄어드는 것을 알 수 있다. 열전달은 입자의 비표면적에 들어있는 기공률에 비례적 영향만을 받지만, 압력손실은 입자의 비표면적이외에 점성항력의 영향을 더 받기 때문에 큰 영향을 받는다고 할 수 있다.

3.4 축열기 형상에 따른 영향

축열기의 단면적이 바뀌면, 축열기내 유속이 변화되면서 축열기내 열유동에 큰 차이를 유발할 수 있다. 이에 따라 본 연구에서는 동일한 축열체양을 사용한 축열기에서 축열기 형상에 따른 열유동 특성을 알아보았다.

기준 축열기 A(4200cm^2×L37cm)보다 단면적이 넓고 짧은 축열기 B(5040cm^2×L31cm)에서 열유동



(a) Temperature (b) Pressure

Fig. 7 Axial profiles at steady state with ball size

을 해석하고 t=10hr 이후의 값을 Fig. 6에 도시하였다. 축열기가 넓고 짧아지면, 온도와 압력 구배가 증가하여 배가스 배기온도가 상승하고 공기 예열온도는 하락하였으며 압력손실이 급격히 감소되었다. 이는 가스유속이 늦어지면서 열전달계수와 점성항력이 감소되어 열전달량이 감소하고 압력손실이 감소되기 때문이다.

넓고 짧은 축열기를 사용하면, 공기 예열온도가 저하되고 배가스 배기온도가 상승되어 시스템의 열효율이 저하될 수 있다. 이를 방지하기 위해서는 축열기 길이를 증가시켜야 하며, 이 결과로부터 연소부하당 축열체 질량만으로 축열기를 설계할 수 없음을 알 수 있다

3.5 축열체 구경에 따른 영향

입자와 가스간의 열전달량과 압력손실을 결정하는 주요 변수중 하나인 축열체 구경에 따른 영향을 알아보기 위하여 입경 19mm 와 13mm 의 축열체를 선정하여 수치적으로 해석해 보았다. 그 결과중 t=10hr 이후의 온도분포와 압력분포를 Fig. 7 에 도시하였다. 가스의 온도분포를 도시한 Fig. 7(a)에서 축열체 구경이 적을수록 비표면적 증가에 따라 열전달량이 증가되면서 온도기울기 증가, 배가스 배기온도의 저하, 공기 예열온도의 상승을 통해 열효율 향상이라는 긍정적인 효과를 얻을 수 있다. Fig. 7(b)의 압력분포에서 축열체의 구경이 작을수록 압력손실이 급격히 증가되는데, 이는 식 (2)에서 본 바와 같이 비표면적에 비례하기 때문이다. 작은 입경의 사용에 따른 열효율 향상보다 과도한 압력손실에 따른 휀(fan)의 성능향상이 더 큰 문제가 될 수 있기 때문에 압력손실의 크기를 조절하여 축열체 구경을 선정해야 한다.

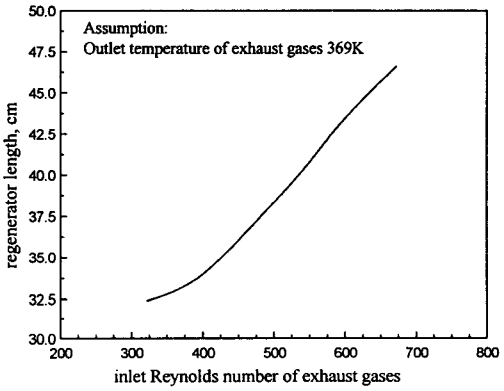


Fig. 8 The relation between inlet Reynolds number of exhaust gases and regenerator length

3.6 축열기 설계인자

허용가능한 배가스 배기온도를 369K 라고 한다면, 축열기 길이는 Fig. 8처럼 축열기에 유입되는 배가스의 레이놀즈 수에 1 차함수로 근사할 수 있다. 즉 축열기 길이는 레이놀즈 수를 결정하는 배가스의 유입유속과 축열체 구경에 의해 지배되고, 축열체량이 레이놀즈 수에 의한 축열기 길이와 축열기 단면적의 함수로 결정할 수 있음을 의미한다 큰 레이놀즈 수를 이용하면, 축열기의 길이이 가능하며 공기 예열온도는 상승되어 전체적인 열회수율이 향상되는 장점이 있다. 400 정도의 Re 수를 중심으로 기울기가 다소 차이난다. 현재 이에 대한 정확한 원인을 알 수 없으나 Re 수에 따라 발생하는 열전달률의 차이에 의해 400 이상의 Re 수에 비해 적은 Re 수에서는 차가운 공기공급온도의 영향을 크게 받기 때문에 이러한 관계가 얻어진다고 사료된다.

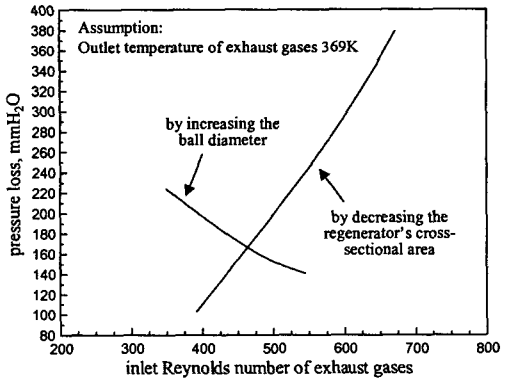


Fig. 9 The relation between inlet Reynolds number of exhaust gases and pressure loss

압력손실은 Fig. 9 에서 보는 바와 같이 배가스의 레이놀즈 수에 1 차함수로 근사되지 않고 레이놀즈 수를 지배하는 축열기 구경이 증가되면 압력손실은 감소하고 축열기 단면을 줄이면 빠른 유속으로 압력손실이 증가되는 것을 알 수 있다. 이에 따라 레이놀즈 수를 증가시켜 열회수율을 증가시키기 위해서는 큰 축열체 구경을 사용하여 압력손실을 억제하는 것이 필요하다고 판단되며, 압력손실의 억제는 축열기 및 팬의 초기 설치비와 팬의 운전비용을 절감할 수 있다.

4. 결 론

연소 배가스의 현열을 회수하여 연소용공기를 고온으로 예열, 연소시키는 축열연소시스템의 요소설비인 축열기내 열유동을 해석하였다. 고체-기체의 이상으로 구성된 축열기내 열유동을 이론적으로 해석하기 위하여 1 차원 2 상 유체역학모델을 도입한 수치코드를 이용하여 수치해석하고 이를 이용하여 열전달과 압력손실의 관계를 파악하고 축열기의 설계인자를 도출하였다.

(1) 수치코드의 유용성을 확인하기 위하여 일본 Chugairo 사의 실험결과와 비교, 평가를 수행하였으며, 수치코드가 실험결과를 잘 유추하고 있음을 알 수 있었다.

(2) 축열기내 열유동과 압력손실은 입자의 비표면적과 점성항력에 지배되었다. 즉 입자 구경이 작고 유속이 빠를수록 온도구배와 압력구배가 증가되었다. 열전달항은 입자의 비표면적에 주로 지배되지만 압력손실은 입자의 비표면적과 점성항력항의 두가지 변수에 지배되면서 입자 구경의 영향이 열전달보다 압력손실에 크게 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

(3) 축열기의 배가스 배기온도를 기준으로 축열기 길이를 선정한다면, 축열기 길이는 배가스 공급구에서의 레이놀즈 수에 비례되어야 함을 알 수 있었다. 즉 축열기 길이는 축열기의 단면적, 축열체 직경, 가스밀도 등의 크기에 따라 결정되며, 특히 작은 구경의 축열체를 사용할 때에는 짧은 축열기로도 배열을 충분히 회수할 수 있으나 급격히 증가되는 압력손실을 고려하여 축열기를 설계하여야 함을 알 수 있었다.

후 기

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

참고문헌

(1) Duprat, F and Lopez, G. L., 2001, "Comparison of Performance of Heat Regenerators: Relation Between Heat Transfer Efficiency and Pressure Drop," *International Journal of Energy Research*, Vol. 25, pp. 319~329

(2) Cho, H. C., Cho, K. W. and Lee, Y. K., 2002, "Performance Prediction of Heat Regenerators with using Spheres: Relation Between Heat Transfer and Pressure Drop," *KSME 2002 Spring Conference*, pp. 1294~1999

(3) Krier, K. and Summerfield, M., eds., 1979, "Interior ballistics of guns," *Progress in Aeronautics and Astronautics, AIAA*, Vol. 66

(4) Kuo, K. K., "Principles of Combustion," John Wiley & Sons, 1986

(5) Krier, K. and Gokhale, S. S., 1978, Modeling Convective Mode Combustion Through Granulated Propellant to Predict Detonation Transition, *AIAA Journal*, Vol. 16, pp. 177~183

(6) Incropera, F. P. and Witt, D. P., 1985, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," John Wiley & Sons

(7) Cho, H. C., Yun, J. K., Shin, H. D., and Kim, C. U., 1992, "Prediction of Combustion Field in Granular Propellant with Moving Boundary," *Journal of KSME(B)*, Vol. 12, pp. 2385~2394