

수직 Rayleigh 유동내의 입자 거동 해석

고 석 보^{*†}, 전 용 두, 이 금 배

^{*}공주대학교 기계공학과 대학원, 공주대학교 기계자동차공학부

Analysis of Particles Motion in Vertical Rayleigh Flow

Seok-Bo Ko^{*†}, Yong-Du Jun, Kum-Bae Lee

^{*}Department of Mechanical Engineering, Kongju National University, Sinkwan 340-702, Korea

Division of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University, Sinkwan 340-702, Korea

(Received November 20, 2006; revision received May 4, 2007)

ABSTRACT: Suspended particles behavior when they go through a vertical riser with heat transfer is of significant concern to system designers and operators in pneumatic transport, various processes such as in chemical, pharmaceutical and food industries. When it comes with the energy system, that knowledge is critical to the reliable design practices of related equipment as heat exchangers, especially in the phase of system scale-up. Without having a good understanding of the related physics, many scale-up practices based on their pilot plant experience suffer from unexpected behaviors and problems of unstable fluidization typically associated with excessive pressure drop, pressure fluctuation and even unsuccessful particle circulation. In the present study, we try to explain the observed phenomena with related physics, which may help understanding of our unanswered experiences and to provide the designers with more reliable resources for their work. We selected hot exhaust gas with solid particle that goes through a heat exchanger riser as our model to be considered. The effect of temperature change on the gas velocity, thermodynamic properties, and eventually on the particles motion behavior is reviewed along with some heat transfer analyses. The present study presents an optimal riser length at full scale under given conditions, and also defines the theoretical limiting length of the riser. The field data from the numerical analysis was validated against our experimental results.

Key words: Particle motion(입자 거동), Fluidized bed(유동층), Heat Exchanger(열교환기), Rayleigh flow(레이리 유동), Riser(상승관)

기 호 설 명

C_D : 입자의 항력계수

C_{pa} : 입자의 비열 [J/kg·K]

D : 지름 [m]

k : 열전도계수 [W/m·K]

R : 열저항 [m²K/W]

t : 시간 [s]

T : 온도 [K]

T_{∞} : 기체의 평균온도 [K]

V : 속도 [m/s]

ρ : 입자의 밀도 [kg/m³]

ρ_f : 유체의 밀도 [kg/m³]

$\bar{\rho}$: 밀도 비, ρ_f/ρ

μ : 점성 [N·s/m²]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-857-3527; fax: +82-41-854-1449

E-mail address: sbko@kongju.ac.kr

\bar{h} : 평균대류열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]

$\overline{N_D}$: 평균 Nusselt 수

Pr : Prandtl 수

Re_D : Reynolds 수, VD/ν

하첨자

p, pa : 입자

i : 초기값, 입구

f : 목표값

1. 서 론

배가스 폐열회수용 입자 순환식 혹은 순환유동층 열교환기는 배가스가 전열면을 통과하는 과정에 고체입자를 함께 순환시키는 형식의 열교환기이다. 기체-입자 이상유동의 경우 기체에 비해 높은 열전도계수를 갖는 고체입자의 영향으로 단상(기체)유동에 비해 증가된 전열성능을 나타낼 수 있음이 알려져 있고, 이를 열교환기에 응용하기 위한 연구가 최근 많은 연구자들에 의하여 진행되어 왔다.⁽¹⁻⁶⁾ 또한 유리구슬, 알루미늄, 구리 등 순환유동층 열교환기에 사용되는 입자들은 전열성능의 향상, 파울링에 대한 자정기능이 기대되며 자체적으로는 내부식성이 있어 분진 및 부식성이 있는 산업공정으로부터의 배가스 열회수기로서 많은 관심이 집중되고 있다.

입자순환과 관련된 주요 열교환기구로는 기체-입자(gas-particle)간, 기체-벽면(gas-wall)간, 입자-벽면(particle-wall)간의 열전달을 들 수 있으며, 그 밖에 입자-난류간접도 열전달에 영향을 미칠 수 있는 요소이다. 그런데 실제 응용 시에는 설계특성 및 운전조건에 따라 각각의 열전달 기구의 중요도에 차이가 있으며, 용도에 따라 다양한 형태의 열교환기들이 개발되어 사용되어 오고 있다.⁽⁷⁾

프랑스 TNEE사에서는 가연성 물질을 소각하기 위한 순환유동층 연소로를 개발하였다. 고체입자의 유동층에 가연성분을 투입하여 연소시키고 공기를 공급하여 고체입자를 유동시킴으로써 폐열을 회수하였다. 핀란드의 Ahlstrom사에서는 1980년도에 유동층에서 고체입자와 배가스가 직접 접촉하면서 배가스가 급속하게 냉각됨으로써 배가스내에 존재하는 점착력을 가진 용융된 분진을 고

화시켜 포집함으로써 배가스에 포함된 불순물을 전처리하는데 사용하여, 상승관에서의 오염을 감소시키고 전열면에서의 자체의 청소기능을 갖추어 별도의 청소시스템이 필요가 없는 Fluxflow 순환유동층 열교환기를 개발하였다. 액체용 순환유동층 열교환기는 액체층에 고체입자의 유동층을 형성하여 전열성능을 향상시키고 오염물질이 전열면에 부착을 억제하므로 폐수처리장치나 식품농축장치 등에 효과적으로 사용될 수 있다. 1970년대 미국에서 해수담수화 설비의 브라인 가열기로 개발되었고, 1973년부터 네덜란드에서는 브라인 가열기 및 다중효용 프래쉬 증발기의 열교환기로 사용되었으며, 독일에서는 폐수처리장치로 적용되었다.

Klaren et al.^(8,9)은 고체입자의 자연순환에 의하여 열교환기 내부가 세정되는 순환 유동층 열교환기를 개발하였고, shell과 tube를 청소하는 'Zero Fouling' 자정 열교환기에 대하여 소개하였다.

1.1 입자순환 열교환기 시스템

Fig. 1은 본 연구에서 고려된 실험용 수직형 입자순환식 열교환기의 단면도이다. 이 열교환기는 기존의 순환유동층 열교환기와는 달리 분배관이 없으며 열교환기 내부에서 입자가 순환하는 특징을 갖도록 설계되었다. 배가스는 열교환기 하부에 설치된 입구를 통하여 유입된 후 수직관을 통하여 상승하는 동안 열교환을 수행한다. 입자 주입구를 통하여 주입된 입자들은 전열면의 상부에 설치된 입자하강관을 통하여 하강한 뒤, 수직전열관 하부에 원주상으로 설치된 틈새를 통하여 수직전열관의 관 내로 유입되어 유동화된다. 수직관 상부에서는 관의 벽면에 설치된 개구부를 통하여 흐름이 분산되며, 이 때 관성력의 차이로 인하여 입자와 가스가 분리된다. 가스는 상부에 마련된 배출구를 통하여 열교환기를 빠져 나가고, 분리된 입자는 자중에 의하여 입자하강관으로 유도되어 2차 전열을 수행한 후 전열관의

하부에서 상승기류와 재 혼합됨으로써 순환사이클을 완성한다.

1.2 상승관 설계 개념

상승관을 통한 기체측 열전달은 기체-입자간 열전달과 기체-벽면간 열전달이 최대화될 수 있도록 고려된다. 기체-벽면간의 열전달은 입자가

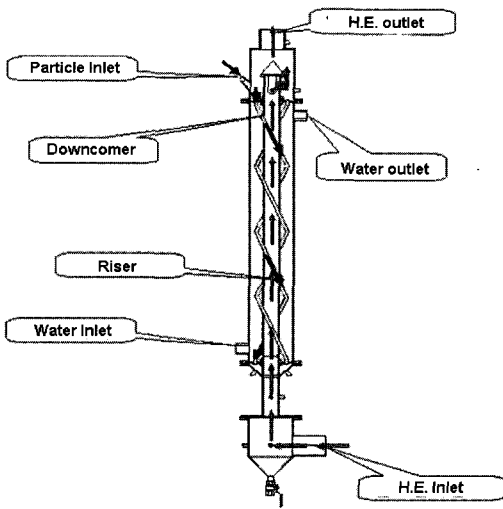


Fig. 1 A particle-circulation-type heat exchanger.

포함되지 않은 경우의 기본 열전달 기구로서 배가스에 함유된 열에너지 회수를 최대화하기 위해서는 기체가 상승관을 통과하는 동안 기체-입자 사이의 열전달을 최대화하여 입자의 하강과정에서 추가적인 열회수를 효과적으로 얻어내는 것이 중요하다. 배가스가 가지고 있는 열에너지를 입자가 충분히 흡수하기 위해서는 입자가 배가스의 흐름에 함유할 때에 온도가 낮아야 하며 배가스와 함께 상승관을 따라 상승하는 동안 충분한 열을 흡수할 수 있어야 한다.

Fig. 2는 상승관 최적설계 과정을 보여준다. 상승관 설계과정은 두 부분으로 나누어지는데, 평균 유동장을 근거로 한 상승관 설계부분과 3차원 열-유동해석을 통하여 기체의 온도 및 속도변화자료를 이용한 상세설계 및 해석부분이다. 본 연구에서는 상승관의 최적설계를 위해서 기체-입자간의 열교환을 간략한 집중용량시스템(Lumped Capacitance System)으로 접근하여 열교환을 위하여 필요한 시간을 계산하는 한편 입자의 운동모사에 있어서는 상승관 내의 위치에 따른 온도 및 속도변화를 고려하기 위하여 3차원 열-유동해석을 수행하여 그 결과를 입자궤적 계산에 적용하였다. 상승관에서의 온도변화에 대한 수치해석 결과는 실험값과 비교하여 검증한 후 최적설계시 이용한다.

본 연구에서는 입자-벽면간 열전달 증진효과는

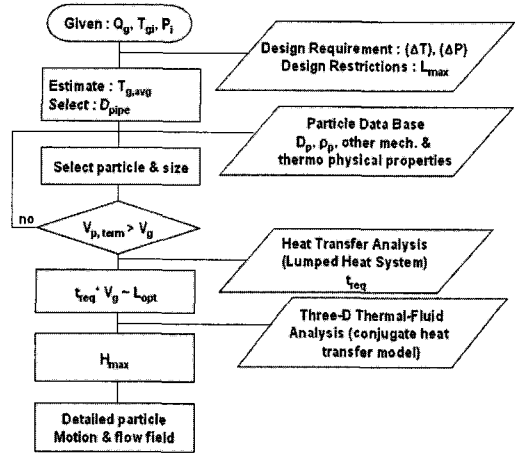


Fig. 2 Riser design Procedure.

부차적인 것으로 보아 고려하지 않으며, 1차 열교환이 이루어지는 수직상승관에서의 입자의 거동 특성에 대하여 논의하고자 한다. 입자거동의 해석을 위하여 기체-입자 이상유동은 회박입자유동으로 가정하여 먼저 상승관을 통한 열·유동장 해석을 수행하고 계산된 유동장에서의 입자거동을 Lagrangian 기술방법으로 해석한다.

2. 수직상승관 열·유동해석

기체의 관유동에서의 입자거동 특성을 검토하기 위하여 열전달을 수반하는 관유동과 단열 관유동의 차이를 보이고, 본 연구에서 채택한 열교환기의 수직관에 대한 열 유동해석을 수행하였으며, 이 수치실험 결과의 검증을 위하여 실험결과와 비교 검토하였다.

2.1 모델, 지배방정식 및 수치해석 방법

수치해석은 유한체적법(FVM)에 기초한 범용 열·유동 해석용 소프트웨어인 STAR-CD V3.10을 사용하여 수행하였다. 수치모사를 위한 해석모델은 수직형 입자순환식 열교환기의 수직전열관 내부의 기체부분으로서 계산의 경제성을 고려하여 중심각 90°에 해당하는 영역으로 하였다.

유동과 열전달이 연계된 본 문제를 해석하기 위하여 전열모델로는 외벽으로부터 전도열전달과 대류를 함께 고려하는 Conjugate heat transfer 모델을 채택하였다. 유동장은 정상상태의 난류유동으

로 가정하여 Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations와 난류모델을 사용하였으며, 난류모델로는 $k-\epsilon$ /High Reynolds Number 모델을 사용하였다. 본 계산에 사용된 알고리즘은 PISO method 이다.⁽¹⁰⁾

2.2 격자생성 및 경계조건

Fig. 3은 해석대상인 입자순환식 열교환기의 수직전열관 모형으로서, 관의 내부를 통하여 고온의 배가스가 아래쪽에서 위쪽으로 통과하며 외벽의 바깥 쪽에는 냉각수가 있어 열을 흡수하는 모형이다. 전열관(상승관)의 내경(D)은 54 mm, 길이(L)는 1 m, 그리고 두께(t)는 3 mm이고 재질은 탄소강(Carbon Steel)이다.

Fig. 4는 계산에 사용된 격자시스템을 나타내며, 계산의 정확도가 높은 hexa mesh로서 총 격자의 수는 약 12만개로 구성하였다.

상승관에서의 열전달에 의한 기체유동의 특징을 과시하기 위하여 계산은 단열벽면의 경우(case I)와 열전달을 수반하는 경우(case II)에 대하여 수행하였으며, 각각의 경우에 적용된 경계조건들은 Table 1에 요약하였다. 구체적인 상태량은 실험결과와 비교하기 위하여 실험조건과 동일한 값을 사용하였으며, 열전달을 수반하는 경우(case II) 열해석을 위한 외부경계조건으로는 실험을 통하여 측정된 전열관 외부온도를 적용하였다. 즉, 기체측 입구온도(379.5 °C)에서의 기류속도(11.6 m/s)를 상류경계조건으로 하였고, 외벽의 온도는 냉각수 입·출구평균온도인 45.4 °C를 사용하였으며, 상승관벽면에서의 열저항 값은 $R = 0.01 \text{ m}^2\text{K/W}$ 를 사용하였다. 입구속도는 오리피스로부터 측정된 유량으로부터 계산되었으며, 기체의 비열은 알려진 건연소배가스의 비열($1.35 < C_p < 1.42 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{N}\cdot^\circ\text{C})$)로부터 $1.385 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{N}\cdot^\circ\text{C})$ 를 사용하였다.⁽¹¹⁾

2.3 상승관 온도 및 속도 검토

수직전열관을 통한 열전달의 결과로 기체온도는 낮아지고, 이에 따른 기체의 밀도증가, 체적유량의 감소는 입자운동을 결정하는 요인이 되므로 열전달을 수반하는 수직상승관의 내부열·유동장 해석을 수행하였다.

계산 결과의 타당성을 입증하기 위하여 출구

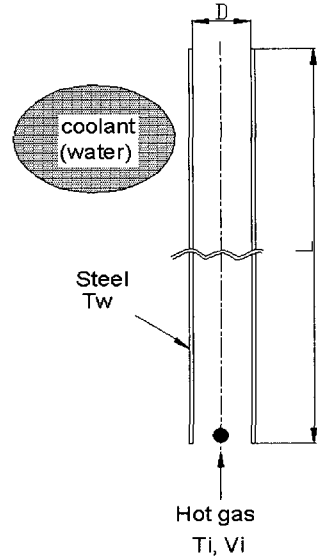


Fig. 3 Schematics of the riser model.

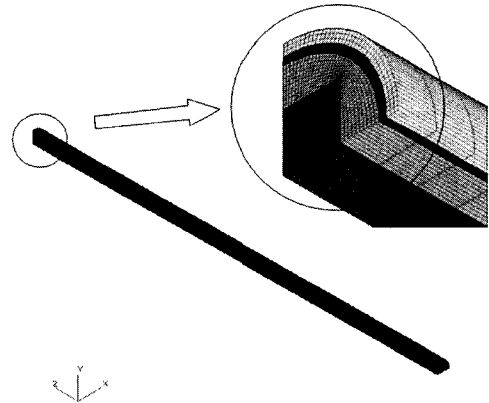


Fig. 4 Grid system for conjugate heat transfer analysis of the riser (120,000 cells).

Table 1 Boundary conditions

Location	Case I	Case II
Inlet B.C.	Inlet velocity $V_i = 11.6 \text{ m/s}$ Inlet temp. $T_i = 382 \text{ }^\circ\text{C}$	
Outlet B.C.	$\frac{\partial p}{\partial x_i} = 0$	
Outer wall	Adiabatic	Constant temp. $T_w = 45.4 \text{ }^\circ\text{C}$ $R = 0.01 \text{ m}^2\text{K/W}$
Symm. wall	Symmetry	Symmetry

Table 2 Temperature comparison at points of interest

Description	Experimental Data	CFD Result
Inlet gas temp.(°C)	379.5	379.5
Outlet gas temp.(°C)	289.5	287.8
Inlet gas vel.(m/s)	11.6	11.6

기체온도를 실험결과와 비교한 결과 단면에서의 평균온도가 실험을 통하여 측정된 온도와 매우 잘 일치함을 확인할 수 있었다(Table 2). 수직전 열관 내의 기체유동특성을 설명하기 위하여 길이 방향의 위치에 따른 평균온도는 Fig. 5에 제시하였다. 그림에 나타난 바와 같이 전열관에서의 기체의 온도는 열전달의 결과로 길이방향으로 낮아지며, 이와 같은 기체의 온도변화는 전열관을 통과하는 기체의 점도, 밀도 그리고 속도변화를 초래한다. 일반적으로 기체의 점성은 온도에 따라 증가하며(Sutherland Law) 밀도는 상태방정식의 지배하에 감소하는데, 이 두 가지 변수의 영향을 고려한 단면평균속도 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 그림으로부터 단열상태에서는 전열관의 길이방향 위치에 따른 기체속도의 변화가 없으나, 열전달이 있는 경우($T_w = \text{일정}$)에는 기체흐름의 속도가 점차 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 기체의 유동상태의 변화는 입자의 운동을 지배하는 힘의 균형을 깨뜨리고, 입자의 상승 여력은 감소시켜 결국 입자순환의 한계요인이 됨을 알 수 있다.

해석 결과를 보다 상세하게 관찰하면 벽면으로의 열전달이 있는 경우에는 유동이 관의 상부로 진행함에 따라 단면에서의 온도형상(Temperature profile) 및 속도형상(Velocity profile)이 단열벽면의 경우와 다르게 발달하는 양상을 관찰할 수 있다.

Fig. 7 및 Fig. 8은 길이 방향의 세 단면($z/L = 0, 0.5$ 및 1.0)에서의 반경방향 온도분포 및 속도분포를 무차원화하여 나타낸 것이다. Fig. 7(a)은 단열벽면의 경우로 관의 단면을 통하여 온도가 일정하나, 열전달에 의하여 열을 방출하는 경우 Fig. 7(b)에는 중심으로부터 벽면방향으로 온도구배가 생기며, 온도구배의 형상은 하류로 가면서 발달하고, 절대온도도 감소함을 알 수 있다. 단열벽면의 경우 속도장은 Fig. 8(a) 관입구에서 균일 유동상태로 시작하여 하류로 진행하면서 속도구배영역(경계층)이 벽면으로부터 점차 중심방향으

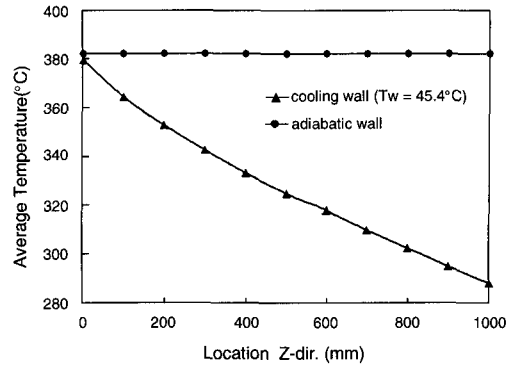


Fig. 5 Average temperature at different location of the riser.

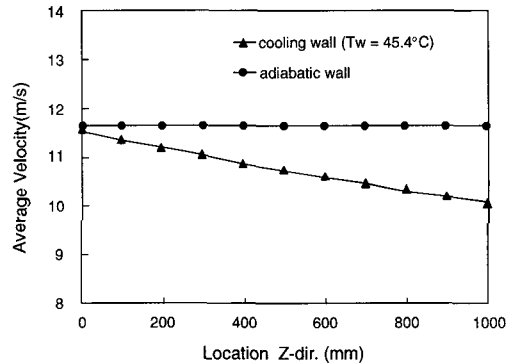


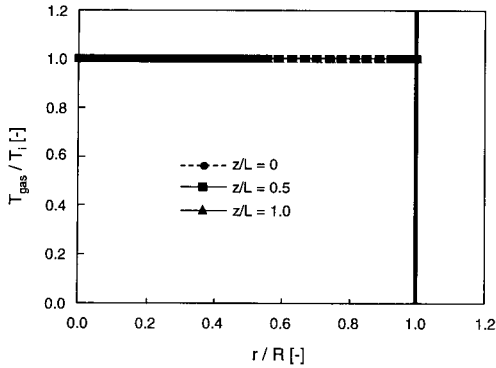
Fig. 6 Average velocity at different location of the riser.

로 확장되며 이에 함께 중심속도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 한편, 열전달에 의해 열을 방출하는 경우에는 이와 같은 경계층의 발달과 함께 동시에 온도강하의 영향을 받는다. 그림으로부터 이와 같은 복합적인 효과가 초기에는 중심속도가 증가하다가 감소하는 형태를 관찰할 수 있다. 이와 같은 온도 및 속도형상의 변화는 대부분의 이론적 접근의 기본가정인 완전히 발달된 유동으로부터 이탈되므로 전통적인 상관관계식의 적용성의 한계를 나타낸다고 할 수 있다.

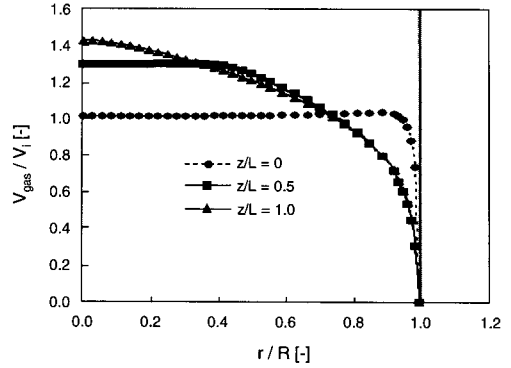
3. 입자상승관 설계를 위한 모델링

3.1 가정사항

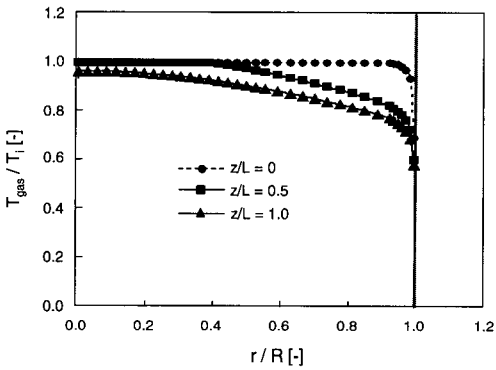
상승관 내의 입자운동 및 입자-기체간 열전달



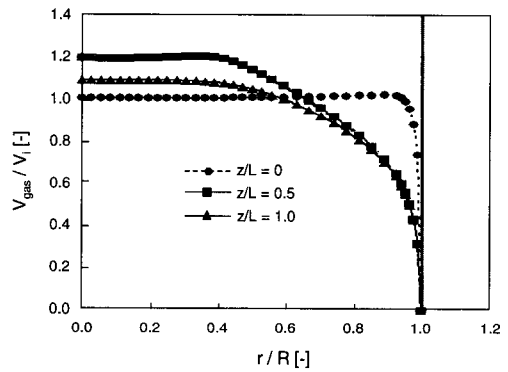
(a) Adiabatic wall



(a) Adiabatic wall



(b) Heat transfer wall($T_w = 45.4\text{ }^\circ\text{C}$)



(b) Heat transfer wall($T_w = 45.4\text{ }^\circ\text{C}$)

Fig. 7 Temperature profile at the riser section.

Fig. 8 Velocity profile at the riser section.

해석을 위하여 다음의 사항을 가정한다.

(1) 상승관 내의 기체-부유입자의 유동은 희박 이상유동(Dilute two-phase flow)이다. 이 경우 입자의 운동은 수송유체의 유동에 의하여 지배되나, 반대로 입자에 의한 기체유동장의 변화는 무시된다.

(2) 입자는 균일한 크기의 균질한 구로 가정한다.

(3) 기체-입자의 간섭은 평균유동특성에 의한 항력에 의하여 지배되고, 난류간섭은 고려하지 않는다.

(4) 기체-입자간 열전달은 집중용량시스템으로 고려한다.

(5) 복사효과는 고려하지 않는다.

3.2 기체-입자 열전달 모델

입자가 부유상태로 상승관을 따라 이동하는 동

안에는 기체-입자간, 입자-입자간 및 입자-벽면간 열전달이 기대된다. 관 둘레에 설치된 환형 틈새로부터 입자가 기체유동에 합류하는 본 연구 대상의 경우 입자들은 비교적 크기가 균일하므로 입자-입자간 간섭의 기회는 비교적 적으며, 입자는 연속적으로 상승하므로 입자-벽면간 간섭도 최소화된 경우로 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 기체-입자간 열전달만을 집중 열용량 시스템으로 고려하여 설계개념에 적용코자 한다. 이 경우 상대운동으로 인한 추가적인 대류열전달은 고려되지 않으므로 본 모델은 보수적인 예측을 제공할 수 있을 것이다.

수직관을 통과하는 기체의 관내 평균속도를 V_∞ , 평균온도를 T_∞ 라 할 때, 관내에 유입된 구형입자가 초기온도(T_i)에서 최종온도(T_f)에 도달하는데 필요한 시간은 집중 용량 시스템하에서

$$t = \frac{\rho C_{pa} D_p}{6 \bar{h}} \ln \frac{T_i - T_\infty}{T_f - T_\infty} \quad (1)$$

이다. 여기서 ρ 는 입자의 밀도, C_{pa} 는 입자의 비열, D_p 는 입자의 직경이며, 평균대류열전달계수 \bar{h} 는 등온의 구와 등온의 자유흐름에 대하여 Whitaker의 식으로부터 얻는다.⁽¹²⁾ 즉,

$$\overline{Nu}_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_p} \right)^{1/4} \quad (2)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.71 < Pr < 380 \\ 3.5 < Re_D < 7.6 \times 10^4 \\ 1.0 < \frac{\mu_\infty}{\mu_p} < 3.2 \end{array} \right]$$

이고, 입자 레이놀즈수는 $Re_D = \frac{VD}{\nu}$ 로 정의된다. 한편, Nu수의 정의로부터

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \frac{k}{D} \quad (3)$$

이 성립한다. 따라서 식(3)에서 얻어진 결과를 식(1)에 대입함으로써 주어진 입자 및 유동 조건에 대하여 원하는 입자온도변화를 얻기 위한 소요시간 t_{req} 이 결정된다.

3.3 입자의 운동모형(1차원)

입자의 관내 상승운동은 회박 가스-입자 이상 유동하에서 항력, 중력, 부력 및 added mass 효과를 고려하는 다음의 1차원 입자운동방정식으로 표현할 수 있다. 즉,

$$\left(m + \frac{1}{2} m_f \right) \frac{dV_p}{dt} = (m - m_f)g - \frac{\pi}{8} \rho_f V_p^2 C_D(V_p) \quad (4)$$

이고, 구의 항력계수 C_D 는 Re_D 의 함수로서 다음의 관계식이 사용되었다⁽¹³⁾. 즉,

$$C_D = \frac{24}{Re_D}, \quad Re_D \leq 1$$

$$C_D = \frac{24}{Re_D^{0.646}}, \quad 1 < Re_D \leq 400$$

$$C_D = 0.5, \quad 400 < Re_D \leq 3 \times 10^5$$

$$C_D = 3.66 \times 10^{-4} Re_D^{0.4275} \quad 3 \times 10^5 < Re_D \leq 2 \times 10^6$$

$$C_D = 0.18, \quad 2 \times 10^6 < Re_D$$

이다.

입자의 초기조건은 초기속도 $V_0 = 0$ 으로부터 수치적분을 통하여 계산되며, 계산결과로부터 입자 변위-시간 자료를 얻는다. 수치적분은 4차 Runge-Kutta method를 사용하였다.

3.4 전열관내 입자의 거동특성

본 모델을 통하여 얻을 수 있는 자료의 유용성을 보여주기 위하여 제 2절 및 Table 2에 제시된 유동조건 중 전열조건(Case II)에 대하여 직경 500 μm 을 갖는 유리구슬(Table 3)에 대하여 계산한 예를 제시한다.

Fig. 9는 선정된 입자가 길이가 일정한($z = 1 m$) 상승관을 통과할 때 높이에 따른 경과시간을 나타낸다. 그림에서 t_{res1} 은 입자의 종말속도와 상승기류속도와의 차에 의하여 이동하는 경우의 높이에 따른 경과시간이며, t_{res2} 는 입자가 정지상태로부터 유동에 의하여 1차원적으로 가속되어 상승하는 경우의 경과시간이다. t_{res1} 의 경우, 시간의 경과에 따라 입자의 위치는 선형적으로 증가하는 반면, t_{res2} 의 경우에는 정지상태로부터의 가속을 나타내므로 비선형적으로 변화함을 알 수 있다. t_{res2} 는 정지상태에서부터 가속되므로 입자근처에서 더 많은 시간이 소요되며, 시간이 경과하면서 입자의 속도가 주변유체와 평형을 이루면서 종말속도로 근접하게 된다. 본 연구대상의 경우 입자가 수직관을 통과하는데 소요되는 시간은 약 2배 정도 차이가 날 수 있으며, 이는 초기 가속에 소요되는 시간 때문이다. 초기 가속상태가 끝나면 입자의 속도는 종말속도에 접근한 경우이므로 이

Table 3 Properties of selected glass bead particles

Description (unit)	Symbol	Value
Density (kg/m ³)	ρ	2,200
Diameter (μm)	D_p	500
Specific heat (J/kgK)	C_{pa}	750
Initial temperature (K)	T_i	373
Final temperature (K)	T_f	523

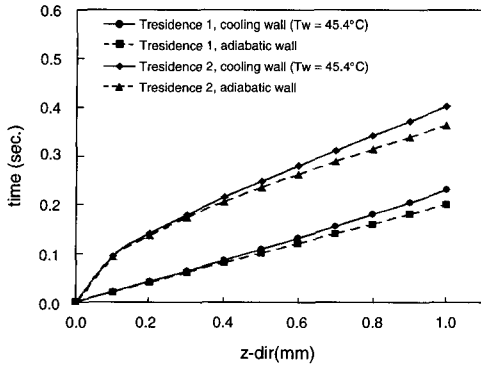


Fig. 9 Particle residence time($D_p = 500 \mu\text{m}$).

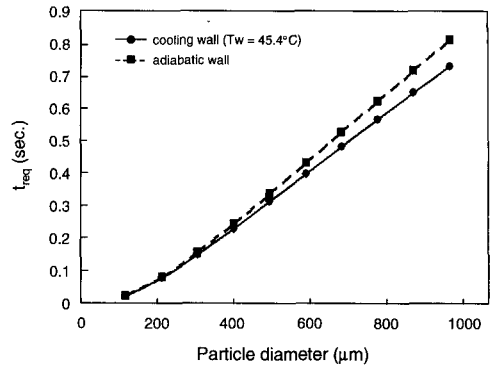


Fig. 11 Time requirement versus particle diameter ($L_{\text{riser}} = 1.0 \text{ m}$).

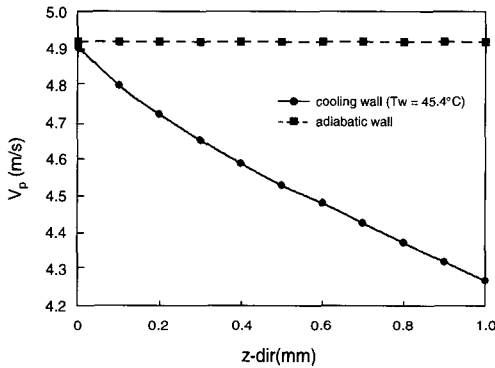


Fig. 10 Particle rising velocity($D_p = 500 \mu\text{m}$).

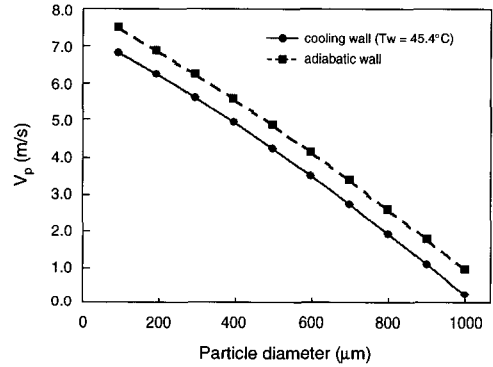


Fig. 12 Particle velocity versus particle diameter ($L_{\text{riser}} = 1.0 \text{ m}$).

경우에는 두 선도가 비슷한 속도를 나타낸다. 관의 후반부에서 열교환에 따른 기체온도의 저감의 영향은 실선으로 나타나는데 열교환이 있는 경우에 더 많은 시간이 소요되는 것으로 나타났다. 전체적으로 본 연구대상의 경우에 있어서는 상승관의 길이가 비교적 짧은 편이며 이 경우에는 입자운동의 초기조건이 온도의 영향보다 두드러지게 나타남을 알 수 있다. 또한 열전달이 있는 경우에는 기체속도의 감소로 인하여 단열조건에 비하여 체류시간이 증가함을 확인할 수 있다. 여기서 t_{res1} 을 언급한 이유는 대부분의 입자운동에 관한 논의가 유한한 길이보다는 완전히 발달된 유동의 개념으로 취급되므로 입자가 주변 유동과 평형을 이룬 상태를 가정할 경우와 참고용으로 비교하고자 나타내었다.

Fig. 10은 입자의 종말속도와 상승기류속도차에 의한 입자상승속도를 나타낸다. 전열상승관의 경우 상승관의 상부로 위치가 이동함에 따라 기

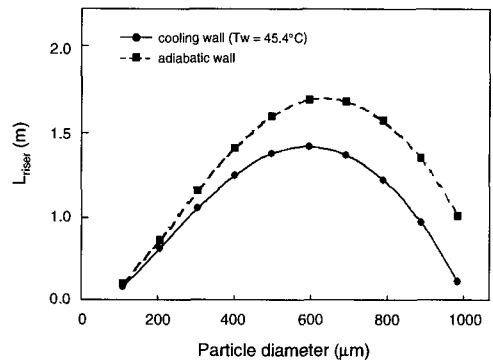


Fig. 13 Particle moving height($L_{\text{riser}} = 1.0 \text{ m}$).

체의 온도는 감소하고 그 결과 입자의 상승속도는 감소하며 본 연구대상 모델의 경우(상승관이 1 m) 입자의 상승속도는 관을 통과하면서 약

13%가 감소하였음을 알 수 있다.

Fig. 11은 집중용량 시스템의 가정하에서 입자 크기에 따라 입자의 온도변화(초기온도 100°C에서 목표온도 250°C까지)에 필요한 시간을 나타낸다. 그럼으로부터 기체에서 입자로의 열전달에 필요한 시간은 입자의 직경이 증가함에 따라 증가하며, 주어진 조건($L_{riser} = 1.0\text{ m}$)하에서는 입자의 체류시간(Fig. 9)과 열전달 소요시간(Fig. 11)을 고려하여 최적입자의 크기를 결정할 수 있다. 본 모델의 경우에는 400~500 μm 이 해당되는 입자의 크기가 된다.

Fig. 12는 상승관 출구($z = 1\text{ m}$)를 통과하는 입자의 상승속도를 입자크기에 따라 도시한 것이다. 열전달이 있는 경우에는 입자의 상승속도는 항상 단열조건에 비하여 느리며, 순환입자의 최대크기도 제약됨을 알 수 있다.

Fig. 13은 본 실험조건(온도, 유량, 직경)에서 기체에서 입자로의 열전달(Fig. 11)과 입자의 상승관 체류시간(Fig. 12)을 고려한 입자크기별 최적상승관 길이를 나타낸다. 최적상승관의 길이는 입자크기에 따라 증가하다가 감소하는 경향을 보이는데 이는 입자의 상승속도가 느려지기 때문이다.

Fig. 13과 같은 선도를 이용하여 상승관의 최적길이를 결정할 수 있다. 이상의 예에서 보인 바와 같이 온도변화에 따른 입자의 거동을 예측하는 것은 수직형 입자순환식 열교환기 또는 순환유동층 열교환기의 상승관의 설계시 유용하게 활용될 수 있다.

5. 결 론

본 연구를 통하여 수직형 입자순환식 및 순환유동층열교환기의 상승관 설계를 위하여 열전달을 수반하는 수직관유동 내에서의 입자운동모형에 대하여 검토하였다. 본 연구에서 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 열전달을 수반하는 기체의 관유동특성을 Conjugate heat transfer 모델과 3차원 수치모형을 통하여 해석한 결과 주어진 조건에서 출구조건(온도)은 실험결과와 매우 근접한 결과를 얻었다. 열전달에 따른 관내의 온도감소는 기체의 밀도를 증가시킴으로써 관내의 기류속도는 유동방향으로 감소한다.

(2) 단열조건인 경우와 달리 열전달이 있는 수

직관 유동의 경우에는 기류속도와 입자속도는 흐름방향 위치에 따라 달라진다. 이는 수직전열관에서의 입자순환의 한계점을 제시한다는 점에서 전열관의 한계길이를 결정할 때 중요하다.

(3) 상승관에서의 기체-입자 열전달을 집중용량 시스템으로 가정하여 열전달 소요시간을 정의하고 입자거동모델로부터 얻어지는 체류시간을 동기화시킴으로써 최적 상승관 길이를 이론적으로 제시하였다.

후 기

본 연구는 과기부 지원 21세기 프론티어 연구개발 사업 중 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발사업단의 지원 및 2단계 BK21 사업 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Jun, Y. D., Lee, K. B., Islam, S. Z., Ko, S. B. and Kim, H. G., 2005, Heat transfer in a circulating fluidized bed heat exchanger, Heat SET 2005, Heat Transfer in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies, 5-7 April 2005, Grenoble, France, pp. 35-41.
2. Jun, Y. D., Lee, K. B., Islam, S. Z., Ko, S. B. and Kim, H. G., 2005, Performance characteristics of A non-baffle plate CFB heat exchanger, 6th World Conference on Experimental Heat Transfer Fluid Mechanics, and Thermodynamics, April 17-21, 2005, Matsushima, Miyagi, Japan, 8-a-4.
3. Jun, Y. D., Lee, K. B., Mao Xu and Ko, S. B., 2005, Analysis and visualization of particulate flow in a CFB heat exchanger model, 5th International Symposium on Multi-phase Flow, Heat Mass Transfer and Energy Conversion, 3-6 July, 2005, Xi'an, China, 252.
4. Jun, Y. D., Lee, K. B., Islam, S. Z. and Ko, S. B., 2005, Fouling reduction characteristics of a circulating fluidized bed heat exchanger, Engineering Conferences International, Heat Exchanger Fouling and Cleaning-Challenges

- and Opportunities, ECI Symposium, June 5-10, 2005, Kloster Irsee, Swabian Conference Center, Germany, Vol. Rp2, pp. 208-214.
5. Jun, Y.D., Lee, K.B., Ko, S.B. and Islam, S.Z., 2005, Design considerations and heat transfer enhancement of CFB heat exchangers for flue gas heat recovery, Proceedings of HT2005, 2005 ASME Summer Heat Transfer Conference, July 17-22, 2005, San Francisco, California, USA, HT2005-72184.
 6. Jun, Y.D., Lee, K.B., Islam, S.Z. and Ko, S.B., 2005, Performance of a no-distributor fluidized bed heat exchanger, 6th International Conference on Mechanical Engineering ICME2005, DHAKA, December 28-30, 2005, Dhaka, Bangladesh.
 7. Lee, S.G., Park, S.I. and Lee, K.B., 2003, Development of fluidized bed heat exchanger for waste heat recovery from industrial furnace exhaust gas, Final Report, Korea Institute of Energy Research.
 8. Klaren, D.G., 1981, Fluid bed heat exchangers, Resources and Conservation, Vol. 7, pp. 303-314.
 9. Klaren, D.G., De Boer, E.F. and Sullivan, D.W., 2005, Fouling reduction characteristics of a circulating fluidized bed heat exchanger, Engineering Conferences International, Heat Exchanger Fouling and Cleaning-Challenges and Opportunities, ECI Symposium, June 5-10, 2005, Kloster Irsee, Swabian Conference Center, Germany, Vol. Rp2, pp. 202-207.
 10. Computational Dynamics Co., 2000, STAR-CD User & Methodology Manual version 3.1.
 11. Jung, H. J., 1995, Combustion Engineering, Donghwagisul Publisher, Seoul, p. 77.
 12. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th Ed., pp. 212-214, 374-376.
 13. Chow, C.-Y., 1979, An Introduction to Computational Fluid Mechanics, pp. 7-8.