

空氣調和用 液滴放熱器의 輻射熱傳達 特性에 關한 研究

김금무¹⁾, 김경근²⁾

A Study on the Radiative Heat Transfer Characteristics of Liquid Droplet Radiator for Air-Conditioning

Keum-Moo Kim, Kyung-Kun Kim

Abstract

In General existing air conditioning devices, which are carried out by convection heat transfer, are very popular compared with the radiation type air conditioning devices. But personal convection type air conditioning units are unuseful air conditioning type because it handles amount of surrounded air to meet the temperature and humidity. In this view, this study is intended to develop personal air conditioning units using a radiation type radiator.

Liquid Droplet Radiator(L.D.R.) radiates the energy by means of radiation energy. Radiative energy from L.D.R. is the infrared rays which heat the objects without loss of energy. It is a desirable heating method for the local area within the large room.

In this study, the analysis uses the Monte Carlo method to predict the temperature distribution in the droplet sheet and the net heat flux from the L.D.R.. And for this study an experiment was carried out to analyse the radiative and convective heat transfer characteristics in the L.D.R.. And the

1) 한국해양대학교 기계공학과 박사과정 열유체 전공

2) 한국해양대학교 기관공학과 교수

experiment was investigated the effects of inlet temperature, feed rate, optical thickness and droplet diameter on heat transfer characteristics of L.D.R..

The obtained results from the numerical and experimental studies of L.D.R. were as follows ;

(1) The heat flux of L.D.R. was effected by extinction coefficient of droplet sheet, optical thickness and droplet temperature, surface area and emissivity of the droplet. And it was increased with the temperature, feed rate and optical thickness, on the other hand decreased with increasing of droplet diameter.

(2) The experimental results for heat flux was evaluated below 20 % than that of the numerical solution by Monte Carlo method, but the tendency of the variation shows relatively good agreement.



a	흡수계수	m^{-1}
I	복사강도	W/m^2sr
K	감쇠계수	m^{-1}
N_p	입자 수밀도	m^{-3}
q	열유속	W/m^2
s	경로거리	m
λ	파장	μm
σ	Stefan Boltzmann 상수	W/m^2K^4
σ_s	산란계수	
ϕ	위상함수	
ω	입체각	sr

첨 자

n	정미 열교환	b	흑체
c	대류열전달	i	입사
m	매체	p	입자
r	복사열전달	w	벽

1. 서론

기존의 대부분의 공기조화장치는 공기를 열매체로 사용하여 대류열전달에 의해 냉난방을 하고 있는데, 대류에 의한 냉난방방식은 대류현상에 의해 건물 천정으로의 방열손실이 크게 되며, 또한 송풍기의 운전에 따른 부가적인 에너지 손실 등의 문제가 있다. 특히 난방의 경우에는 난방기기로 부터의 거리에 따라 실내 공기의 온도분포가 불균일하고 실내 상하의 온도차이 및 실내 공기와 실내 벽면과의 온도차이가 크게 되어 쾌적성이 낮을 뿐만 아니라 난방 초기에는 주위의 공기 및 실내 벽면 전체를 가열해야 하기 때문에 정상온도까지 올리는데 걸리는 시간이 길며 또한 많은 에너지가 소비되는 단점이 있다. 최근 이와 같은 문제점들을 해결하기 위하여 기존방법과는 상이한 복사열전달에 의한 패널(Panel)형 공기조화용 방열기가 연구^{(1)~(4)}되어 왔는데, 본 연구에서는 이러한 복사형 방열기의 일종인 액적방열기의 열전달특성에 대해 이론 및 실험을 통하여 고찰하고자 하였다. 액적방열기의 기본개념은 Fig.1에 나타낸 바와 같다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 액적방열기의 상부에 설치된 분사노즐로 부터 미소한 액적이 무수히 분출되어 액적방열기내를 하강하는 동안에 그 액적으로 부터 복사에너지가 방사되어 대상물체를 난방하게 되는 구조로 되어 있다. 액적방열기는 복사열전달의 특성상 인체 등 필요한 부분만을 국부 냉난방시킴으로써 공기조화용 에너지 소비량을 절감할 수 있게 된다. 그리고 국부 냉난방기능은 최근 사무실의 사무 자동화와 더불어 문제가 되고 있는 온열환경의 악화 등을 해결할 수 있을 것으로 기대되고 있다. 또한 이것은 실내 공기의 습도를 일정하게 유지함으로써 쾌적성이 높은 등 많은 장점을 가지게 된다.^{(5),(6)}

복사열전달에 대한 해석은 공기조화장치의 열부하계산에 있어서도 필요할 뿐만 아니라 최근 각종 에너지기기, 반도체 제조에 있어서의 가열 등 여러 분야에 있어서 매우 중요하다. 특히 본 연구에서 고찰하고자 하는 입자층에서의 복사열전달 해석은 고온고압하의 연소실, 화학반응로, 핵융합을 위한 플라즈마발생기 및 미분탄을 사용하는 MHD (Magneto Hydro Dynamic)발전 등과 같은 여러 첨단기술분야에 있어서도 중요하게 응용되고 있다. 그리고 액적방열기의 기술개발은 최근 미항공우주국(NASA)을 중심으로 하여 우주기지

지해되고 있는 상태이다.^{(7)~(10)}

2. 복사열전달의 이론해

흡수, 방사 및 산란하는 입자매체를 통하여 복사에너지가 진행할 경우 복사 강도는 흡수와 산란에 의해 감소되며 방사와 다른 방향으로 부터의 산란에 의해 증가하게 되어 매체내 임의 위치에서의 복사강도를 나타내는 전달방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{dI_\lambda}{ds} &= -a_\lambda I_\lambda(s) + a_\lambda I_{\lambda b}(s) - \sigma_{s\lambda} I_\lambda(s) + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{\omega_i}^{4\pi} I(s, \omega_i) \Phi(\lambda, \omega, \omega_i) d\omega_i \\ &= -K_\lambda I_\lambda(s) + a_\lambda I_{\lambda b}(s) + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{\omega_i=0}^{4\pi} I_\lambda(s, \omega_i) \Phi(\lambda, \omega, \omega_i) d\omega_i \end{aligned} \quad (1)$$



1. 서론

기존의 대부분의 공기조화장치는 공기를 열매체로 사용하여 대류열전달에 의해 냉난방을 하고 있는데, 대류에 의한 냉난방방식은 대류현상에 의해 건물 천정으로의 방열손실이 크게 되며, 또한 송풍기의 운전에 따른 부가적인 에너지 손실 등의 문제가 있다. 특히 난방의 경우에는 난방기기로 부터의 거리에 따라 실내 공기의 온도분포가 불균일하고 실내 상하의 온도차이 및 실내 공기와 실내 벽면과의 온도차이가 크게 되어 쾌적성이 낮을 뿐만 아니라 난방 초기에는 주위의 공기 및 실내 벽면 전체를 가열해야 하기 때문에 정상온도까지 올리는 데 걸리는 시간이 길며 또한 많은 에너지가 소비되는 단점이 있다. 최근 이와 같은 문제점들을 해결하기 위하여 기존방법과는 상이한 복사열전달에 의한 패널(Panel)형 공기조화용 방열기가 연구^{(1) (2)}되어 왔는데, 본 연구에서는 이러한 복사형 방열기의 일종인 액적방열기의 열전달특성에 대해 이론 및 실험을 통하여 고찰하고자 하였다. 액적방열기의 기본개념은 Fig.1에 나타낸 바와 같다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 액적방열기의 상부에 설치된 분사노즐로 부터 미소한 액적이 무수히 분출되어 액적방열기내를 하강하는 동안에 그 액적으로 부터 복사에너지가 방사되어 대상물체를 난방하게 되는 구조로 되어 있다. 액적방열기는 복사열전달의 특성상 인체 등 필요한 부분만을 국부 냉난방시킴으로써 공기조화용 에너지 소비량을 절감할 수 있게 된다. 그리고 국부 냉난방기능은 최근 사무실의 사무 자동화와 더불어 문제가 되고 있는 온열환경의 악화 등을 해결할 수 있을 것으로 기대되고 있다. 또한 이것은 실내 공기의 습도를 일정하게 유지함으로써 쾌적성이 높은 등 많은 장점을 가지게 된다.^{(5),(6)}

복사열전달에 대한 해석은 공기조화장치의 열부하계산에 있어서도 필요할 뿐만 아니라 최근 각종 에너지기기, 반도체 제조에 있어서의 가열 등 여러 분야에 있어서 매우 중요하다. 특히 본 연구에서 고찰하고자 하는 입자층에서의 복사열전달 해석은 고온고압하의 연소실, 화학반응로, 핵융합을 위한 플라즈마발생기 및 미분탄을 사용하는 MHD (Magneto Hydro Dynamic)발전 등과 같은 여러 첨단기술분야에 있어서도 중요하게 응용되고 있다. 그리고 액적방열기의 기술개발은 최근 미항공우주국(NASA)을 중심으로 하여 우주기지용 액적 라디에이터의 연구개발이 활발히 진행되고 있는 상태이다.^{(7) (10)}

2. 복사열전달의 이론해

흡수, 방사 및 산란하는 입자매체를 통하여 복사에너지가 진행할 경우 복사강도는 흡수와 산란에 의해 감소되며 방사와 다른 방향으로 부터의 산란에 의해 증가하게 되어 매체내 임의 위치에서의 복사강도를 나타내는 전달방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{dI_\lambda}{ds} &= -a_\lambda I_\lambda(s) + a_\lambda I_{\lambda b}(s) - \sigma_{s\lambda} I_\lambda(s) + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{\omega_i}^{4\pi} I(s, \omega_i) \Phi(\lambda, \omega, \omega_i) d\omega_i \\ &= -K_\lambda I_\lambda(s) + a_\lambda I_{\lambda b}(s) + \frac{\sigma_{s\lambda}}{4\pi} \int_{\omega_i=0}^{4\pi} I_\lambda(s, \omega_i) \Phi(\lambda, \omega, \omega_i) d\omega_i \end{aligned} \quad (1)$$

그리고 입자매체의 단위체적으로 부터 방사되는 복사에너지의 순유출량을 나타내는 복사열유속의 발산은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \nabla \cdot q_r &= 4 \int_0^\infty \{ a_\lambda(\lambda) e_{\lambda b}(\lambda) - \pi [a_\lambda(\lambda) + \sigma_{s\lambda}(\lambda)] \bar{I}_\lambda(\lambda) \\ &\quad + \frac{\sigma_{s\lambda}(\lambda)}{4} \int_{\omega_i=0}^{4\pi} I_\lambda(\lambda, \omega_i) d\omega_i \} d\lambda \\ &= 4 \int_0^\infty a_\lambda(\lambda) [e_{\lambda b}(\lambda) - \pi \bar{I}_\lambda(\lambda)] d\lambda \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 \bar{I} 는 다음과 같이 정의된 미소체적에서의 평균 입사강도이다.

$$\bar{I}_\lambda(\lambda) \equiv \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\lambda, \omega, \kappa_\lambda) d\omega \quad (3)$$

에너지방정식의 일반적인 형태에는 영향을 미치는 인자들이 매우 많이 포함되어 있으나 전도, 대류 및 복사열전달과 그리고 내부열원에 의한 발열 및 점성에너지 소산(Dissipation) 등을 포함하여 간단히 나타내면 다음과 같이 표시된다.

$$\delta \frac{Di}{Dt} = \frac{DP}{Dt} + \nabla \cdot (k \nabla T - q_r) + q_h + \Phi_d \quad (4)$$

3. 복사열전달의 수치해석

방사, 흡수 및 비등방적으로 산란하는 입자매체에서의 복사열전달 해석은 식 (2)로 부터 복사열유속의 발산을 구한 다음 에너지방정식(4)에 대입하여 연립해를 구함으로써 그 해석이 가능하게 된다. 그러나 계내 각 위치에서의 복사열유속의 발산을 구하는데 있어서 흡수에 의한 에너지 유입항은 위치 및 방향의 함수로서 그 해석이 매우 복잡하게 된다. 따라서 해석적 방법에 의해 정확한 해를 구하는 것이 곤란하므로 일반적으로는 수치해석에 의한 근사해를 구하고 있다. 본 연구에서는 몬테카를로법^{(11),(12)}에 의해 액적방열기의 열전달특성을 수치해석하였다.

벽면과 열방사성 입자매체로 구성된 계에 있어서 대류와 복사열전달이 공존하는 상태의 열전달해석은 Fig.2에 나타낸 바와 같이 계를 적당한 수의 벽요소와 매체요소로 나누어 한 요소에 출입하는 열교환량을 해석함으로써 구할 수 있다. 매체요소와 벽요소에 있어서의 에너지 평형식은 각각 다음과 같이 표시된다.⁽¹³⁾

$$Q_{m, \text{rout}} + Q_c + Q_{\text{fout}} = Q_{m, \text{rin}} + Q_{\text{fin}} \quad (5)$$

$$Q_{w, \text{rout}} + Q_n = Q_{w, \text{rin}} + Q_c \quad (6)$$

여기서 한 요소에 흡수되는 전 복사에너지 Q_{rin} 은 흡수율 분포 RD 를 이용하여 다른 모든 요소로 부터 전달된 에너지를 더함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{\text{rin}} = \sum_n RD Q_{w, \text{rout}} + \sum_m RD Q_{m, \text{rout}} \quad (7)$$

식(5)의 각 전열항의 해석에 있어서 미소체적 dV 의 매체요소로 부터 방사되는 복사에너지 $Q_{m, \text{rout}}$ 는 다음과 같이 구한다.

$$Q_{m, \text{rout}} = 4(1 - a_s) \varepsilon_p \pi R^2 N_p \sigma T_p^4 dV \quad (8)$$

그리고 식(6)에 있어서 미소면적 dA 의 벽요소로 부터 방사되는 복사에너지 $Q_{w, \text{rout}}$ 는 다음과 같이 구한다.

$$Q_{w, \text{rout}} = (1 - a_s) \varepsilon_w \sigma T_w^4 dA \quad (9)$$

또한 벽면으로의 대류열전달량 및 유동에 의한 엔탈피 이송량은 각각 다음

과 같이 구할 수 있다.

$$Q_c = h(T_m - T_w)dA \quad (10)$$

$$Q_{fin} = M_{up} c_p T_{up} \quad (11)$$

$$Q_{fout} = M_{dn} c_p T_{dn} \quad (12)$$

여기서 M_{up} : 상류측 요소와의 계면에 수직한 질량유량

M_{dn} : 하류측 요소와의 계면에 수직한 질량유량

T_{up} : 상류측 요소의 온도

T_{dn} : 임의 요소의 온도

식(8)~식(12)에 있어서의 각종 물성치와 요소의 형상 및 경계조건으로서 벽면에서의 온도 또는 정미열량 등이 주어지면 이것을 대입한 식(5)와 식(6)은 단지 온도만의 함수로 된다. 따라서 각 요소에 대한 에너지방정식(5)와 식(6)을 차분법으로 계산하면 되는데, 본 연구에서는 Newton-Raphson법을 사용하여 매체 및 벽면의 온도분포와 정미열량을 구하였다. 대류와 복사열전달이 공존하는 상태의 열전달계산을 위한 전산 플로차트는 Fig.3과 같다.

4. 실험 및 고찰

4.1 실험장치의 개요

본 실험에서는 점도 50 cSt(at 25 °C)의 실리콘유(KF96-50)를 열매체로 사용하여 액적시트에 대해 대류와 복사열전달이 공존하는 상태의 열전달특성을 실험하였다.

Fig.4는 실험장치의 전체 배치도이며, Photo 1은 실험장치의 전체 배치에 대한 사진이다. 실험장치는 그림에 나타난 바와 같이 저장탱크, 공급펌프, 실험용 액적방열기 및 열매체 회수용 이젝터 등으로 구성되어 있다.

저장탱크내부에는 탱크내로 유입되는 유체로 인한 동요를 방지하기 위하여 0.3 m높이의 이중격벽을 설치하였으며, 또한 열매체를 가열하기 위하여 용량 6 kW의 전기가열기를 설치하였다. 액적방열기의 외부면에는 액적방열기 내부표면의 온도

가 일정히 유지되도록 하기 위하여 가열기를 설치한 다음 단열시켰는데, 단열재는 두께 약 250 mm의 유리섬유를 사용하여 단열효율이 약 98 %가 되도록 하였다. 그리고 액적을 발생하기 위해 가로와 세로가 각각 200 mm이고 두께가 2 mm인 동판에 각각 직경 0.8, 1.0, 1.2 mm의 노즐공이 가공된 노즐판 3종류를 채택하였다. 노즐공 사이의 간격은 가로와 세로가 각각 10 mm이며, 노즐공의 수는 가로와 세로로 각각 9 개씩 81개이다. 공급펌프 출구측의 관로에는 액적발생기에 공급되는 유량을 측정하기 위하여 용량 0.05~1.0 m³/h의 오리피스(Orifice)를 설치하였으며, 또한 액적발생용 노즐공이 막히지 않도록 하기 위하여 미세필터를 설치하였다. 액적방열기의 입구부에는 열매체의 실험부 입구온도를 조절하기 위하여 미세온도 조절용 가열기를 설치하였으며, 슬라이닥(Slidac)을 사용하여 가열기의 공급전압을 조절함으로써 액적발생기에 일정한 온도의 열매체가 유입되도록 하였다. 액적방열기 입출구부와 액적방열기 본체에는 그부분의 온도를 측정하기 위하여 직경 1 mm의 피복된 K 형(Chromel-Alumel) 열전대를 설치하였다. 그리고 열매체 저장탱크와 액적방열기 및 관로는 단열시공하였다.

4.2 실험결과

1) 작동온도의 영향

본 실험에서는 직경 1 mm의 노즐공이 가로와 세로 각각 10 mm의 간격으로 9 개씩 가공된 노즐판(9 × 9 holes)을 사용하여 공급유량을 0.3 m³/h로 일정히 유지한 상태에서 열매체의 입구온도변화에 대한 액적방열기의 열유속을 Fig.5와 같이 정리하였다. 그림에서 실선은 실험치를 나타내며, 점선은 수치해석한 결과를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 수치해석 결과와 실험치사이에는 약 20 % 정도의 차이가 있으나 동일한 경향으로 변하고 있음을 알 수 있다. 또한 이 그림으로 부터 열매체의 입구온도가 높아짐에 따라 액적방열기의 열유속은 거의 선형적으로 증가하게 된다는 것을 알 수 있다. 그 이유는 액적의 온도가 낮은 관계로 복사열전달에 비해 대류열전달이 더 우세하게 작용하며, 이 경우 노즐공의 직경과 공급유량이 일정하여 평균 대류열전달계수가 일정하므로 대류열전달에 의한 열유속의 변화는 단지 온도변화에 의해서만 영향을 받으며 온도변화에 대해서는 선형적으로 변하기 때문인 것으로 판단된다.

2) 공급유량의 영향

직경 1 mm의 노즐공을 사용하여 공급되는 열매체의 입구온도를 423.15 K로 일정히 유지한 상태에서 공급유량을 0.1 m³/h에서 0.6 m³/h까지 0.1 m³/h간격으로 변화시켜 열매체 공급유량의 변화에 대한 액적방열기의 열유속을 Fig.6과 같이 정리하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 공급유량이 증가함에 따라 액적방열기의 열유속도 증가하게 되는데, 그 이유는 공급유량이 증가함에 따라 액적의 유동속도가 증가하여 Reynolds수가 증가하게 되며 평균 대류열전달계수는 Reynolds수의 증가에 대해 1/2승에 비례하여 증가하기 때문인 것으로 판단된다.

3) 광학두께의 영향

Fig.7은 노즐직경 1 mm, 공급유량 0.3 m³/h 그리고 열매체의 입구온도를 423.15 K로 일정히 유지한 상태에서 계의 광학두께를 0.30부터 0.60까지 0.06의 간격으로 변화시켜 그에 대한 열유속의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 광학두께가 증가할수록 열유속은 거의 선형적으로 증가하게 된다. 열매체의 공급유량이 일정하므로 계의 광학두께가 증가하면 액적의 유동속도가 감소하게 되어 평균 대류열전달계수는 감소하게 되지만 반면에 계내에 존재하는 액적의 수가 많아지게 되어 열전달표면적이 증가하게 된다. 이 경우 평균대류열전달계수의 감소에 의한 영향보다는 열전달표면적의 증가에 따른 영향이 더 크게 되어 대류 및 복사열전달에 의한 열유속이 증가하게 되는 것으로 판단된다.

4) 액적직경의 영향

Fig.8은 액적방열기의 열유속에 대해 액적직경이 미치는 영향을 나타내는데, 그림에서 실선은 실험치를 나타내며, 점선은 수치해석한 결과를 나타낸다. 실험은 공급유량 0.3 m³/h 그리고 열매체의 입구온도를 423.15 K로 일정히 유지한 상태에서 각각 직경 0.8, 1.0 및 1.2 mm의 노즐공이 가공된 노즐판을 바꾸어 가면서 행하였다. 수치해석에서는 노즐공의 직경 d_o 를 0.6 mm에서 1.2 mm까지 0.1 mm간격으로 변화시켜 그에 대해 해석하였다.

그림에서 보는 바와 같이 액적직경이 증가함에 따라 열유속은 감소하게 된다. 그 이유는 공급유량이 일정하므로 액적직경이 증가하면 액적의 유동속도가 감소하게 되어 평균 대류열전달계수가 감소하게 되며 또한 열전달표면적이 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

5. 결 론

공기조화용 액적방열기의 열전달특성을 연구하기 위하여, 몬테카를로법에 의해 광학두께, 액적의 체적분율, 액적직경 및 방사율을 고려한 복사열전달의 수치해석을 행하고, 실리콘유를 동작유체로 하여 입구온도 110~150℃의 범위에 대해 액적방열기의 대류 복사 공존열전달에 대한 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 노즐공 1.0 mm의 액적발생기를 이용하여 공급유량 0.3 m³/h로 일정히 유지한 상태에서 열매체의 입구온도변화에 대한 실험을 통하여 액적직경 1.95 mm, 액적군의 체적분율 0.0079, 액적의 방사율 0.5 그리고 공기로의 평균 대류열전달 계수 84.06 W/m²K로 한 복사 대류공존열전달의 수치해석한 결과와 실험결과를 비교적 잘 일치하고 있음을 확인하였으며, 열매체의 입구온도가 높아짐에 따라 액적방열기의 열유속은 거의 선형적으로 증가한다는 것을 알았다.
- (2) 열매체의 입구온도를 423.15 K로 일정히 유지한 상태에서 공급유량을 0.1 m³/h에서 0.6 m³/h까지 0.1 m³/h간격으로 변화시킨 실험을 통하여, 공급유량이 증가함에 따라 액적의 Reynolds수가 증가하게 되어 열유속도 증가하였다.
- (3) 노즐직경 1 mm, 공급유량 0.3 m³/h, 입구온도를 423.15 K로 일정히 유지한 상태에서 광학두께를 0.30 부터 0.60까지 0.06의 간격으로 변화시킨 실험을 통하여 열유속의 수치해석결과와 실험치사이에는 약 20 % 정도의 차이가 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- (1) 今成岳人, 大森敏明 ; “天井暖房時の 人體周邊の ふく射環境”, 空氣調和衛生工學會 北海道支部 講演會 (1991. 3)
- (2) 田頭實, 正高, 吉田雄二 ; “冷媒式 輻射パネル冷房の 基本特性”, 第29回 日本

- 傳熱シンポジウム講演論文集, pp. 555~558 (1992. 5)
- (3) 中野眞理子, 瀬下裕, 大西茂樹, 丸本健二 ; “天井熱放射パネルが室内温熱環境に及ぼす 影響”, 第29回 日本傳熱シンポジウム講演 論文集, pp. 557~558 (1992.5)
 - (4) 條宮純三, 齊藤武雄 ; “放射冷却を 利用した 冷却・冷房システの 研究”, 第30回 日本傳熱シンポジウム講演論文集, pp. 1009~1011 (1993. 5)
 - (5) 趙興坤 ; “輻射冷暖房用 칸막이 패널의 效用性”, 世界技術뉴스브리프, 産業技術情報院, 第24號(93-62), pp. 1~7 (1993. 9)
 - (6) 趙興坤 ; “快適空調시스템의 技術開發動向”, 新技術, 産業技術情報院, 第7卷, 第9號, pp. 1~12 (1993. 9)
 - (7) Priscilla, S.D. ; “Advanced Radiator Concepts”, NASA Lewis Research Center, pp. 1~11 (1985. 6)
 - (8) Taussig, R.T., Bellevue, W.A. and Mattic, A.T. ; “Droplet Radiator Systems for Spacecraft Thermal Control”, AIAA 19th Thermophysics Conference, pp. 1~10 (1984. 6)
 - (9) Alden, F.P., Carolyn, E.C., Priscilla, S.D. and White, K.A. ; “Liquid Droplet Radiator Program at the NASA Lewis Research Center”, Jt. AIAA/ASME, Thermophysics and Heat Transfer Conference, pp. 1~9 (1986. 6)
 - (10) Mattick, A.T. and Hertzberg, A. ; “Liquid Droplet Radiators for Heat Rejection in Space”, J. Energy, Vol. 5, No. 6, pp. 387~393 (1981. 12)
 - (11) Taniguchi, H., Yang, W.J., Kudo, K., Hayasaka, H., Oguma, M, Kusama, A., Nakamachi, I. and Okigami, N. ; “Radiant Transfer in Gas Filled Enclosures by Radiant Energy Absorption Distribution Method”, 8th International Heat Transfer Conference, Heat Transfer 1986, Vol. 2, pp. 757~762 (1986)

- (12) 王藤一彦, 谷口博, 幅地健 ; “モンテカルロ法による 放射吸收散亂媒體中の放射傳熱解析”, 第24回 日本機械學會論文集, Vol. 53, 496號 pp. 3737~3741 (1987. 5)
- (13) 王藤一彦, 谷口博, 持田明野 ; “ラジアントチューブバナの 溫度解析”, 第31回 日本傳熱シンポジウム講演論文集, pp. 976~979 (1994. 5)

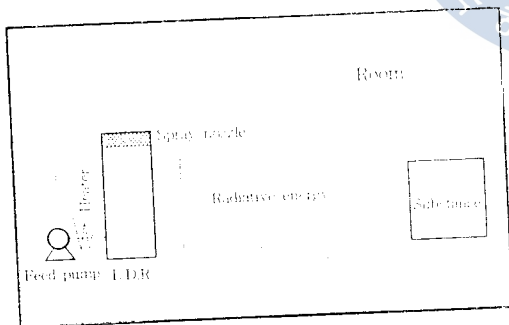


Fig.1 Concept diagram of liquid droplet radiator

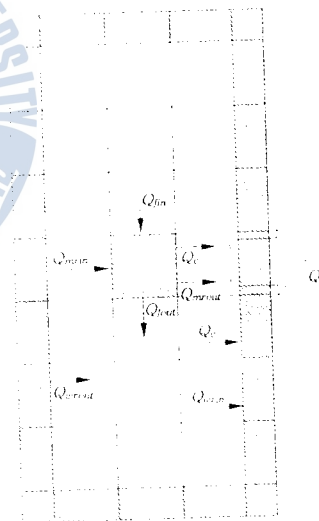


Fig.2 Energy balance in the system

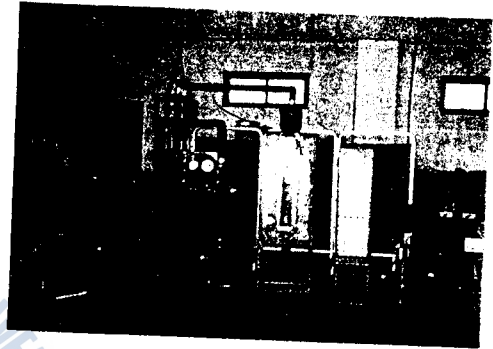
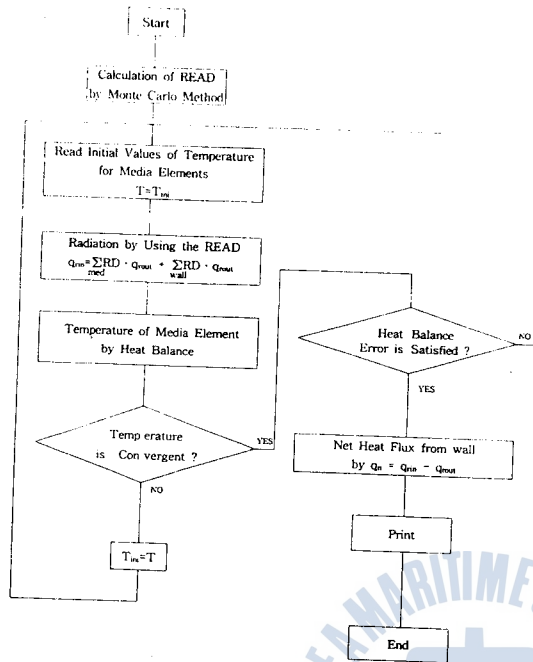


Fig.3 Flowchart for analysis of heat transfer by Monte Carlo method

Photo 1 Photo of experimental apparatus

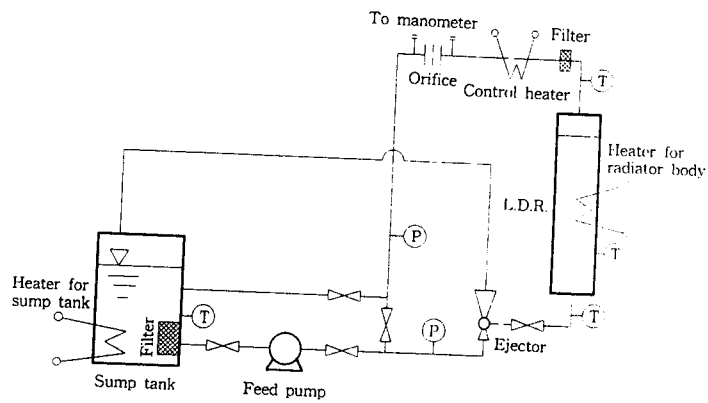


Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus

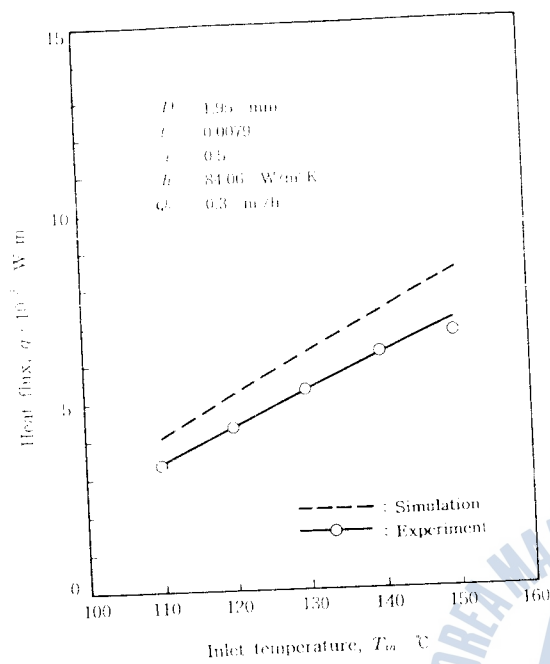


Fig. 5 Heat flux variation to temperature of particles

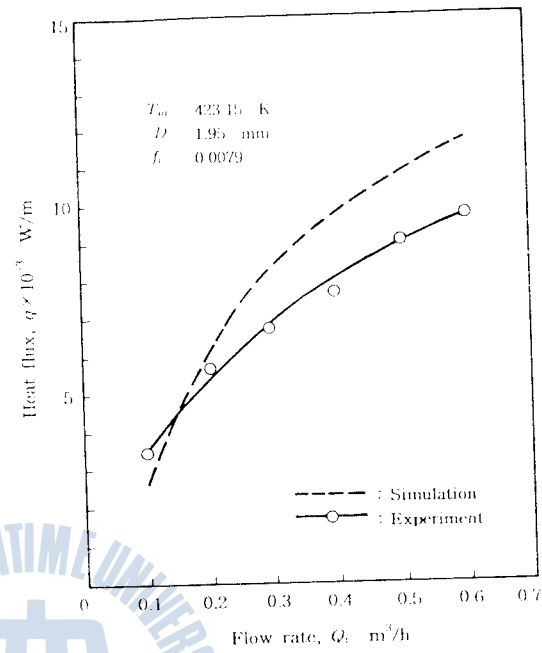


Fig. 6 Heat flux variation to flow rate

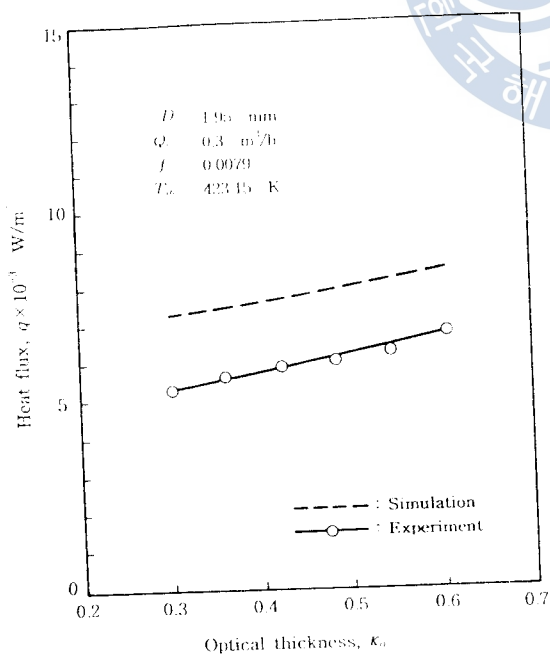


Fig. 7 Heat flux variation to x Directional optical thickness

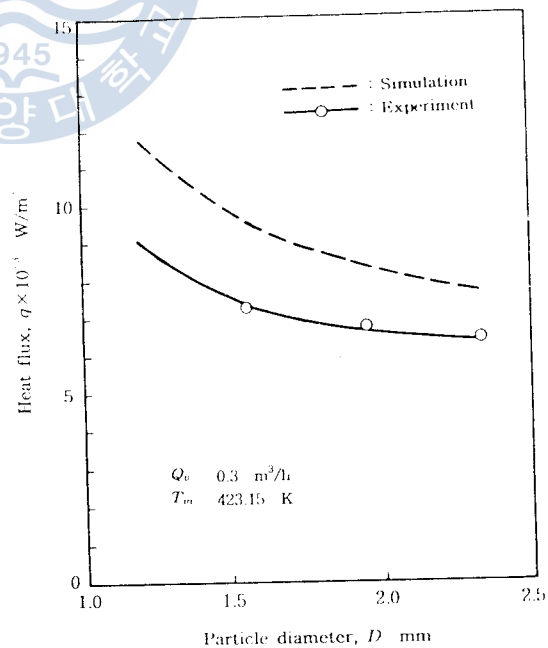


Fig. 8 Heat flux variation to the diameter of particle

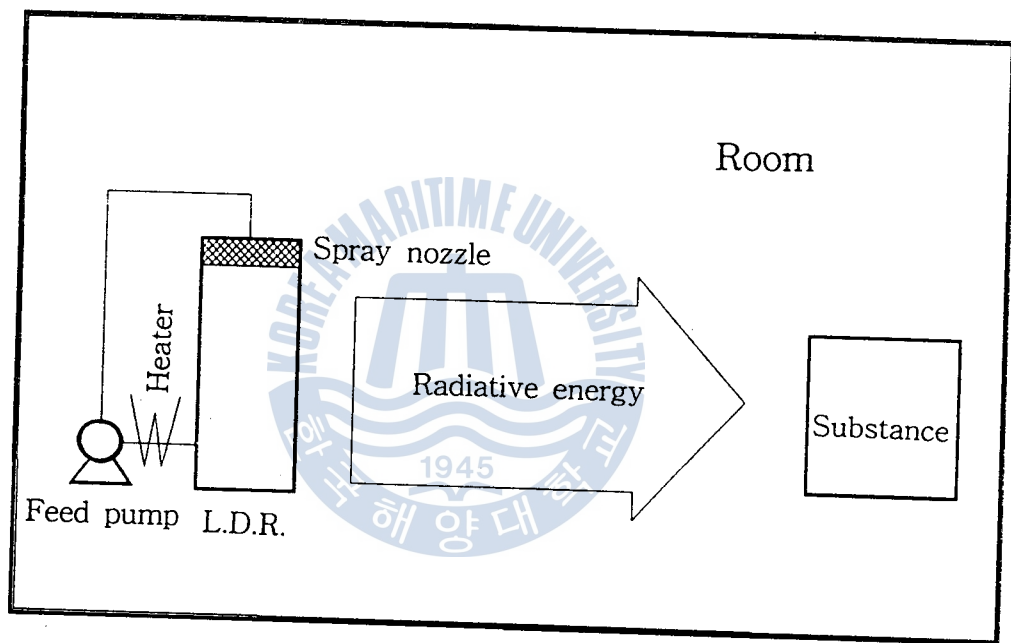


Fig.1 Concept diagram of liquid droplet radiator

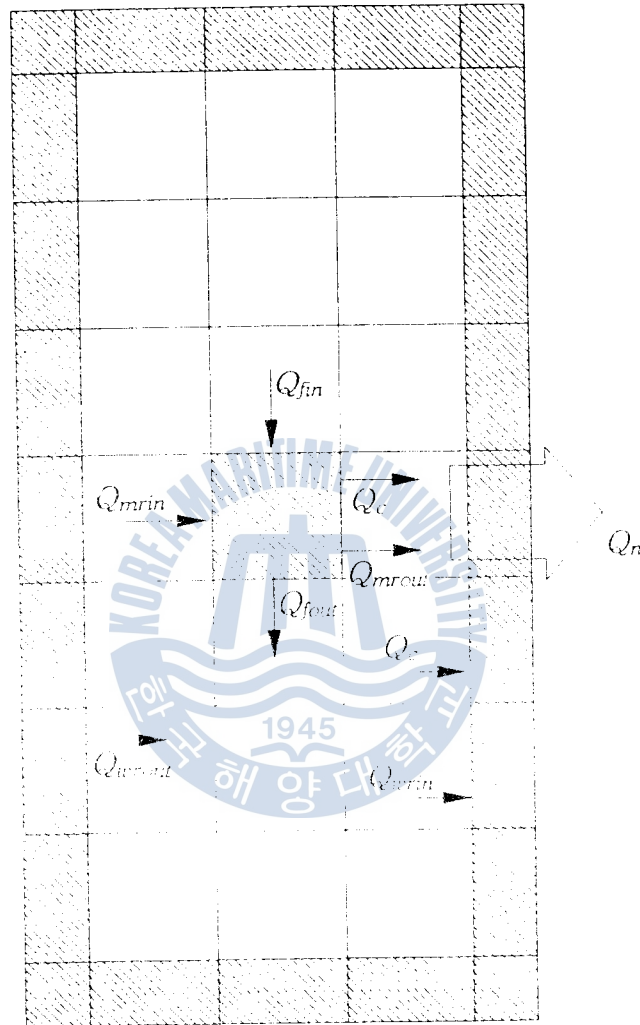


Fig.2 Energy balance in the system

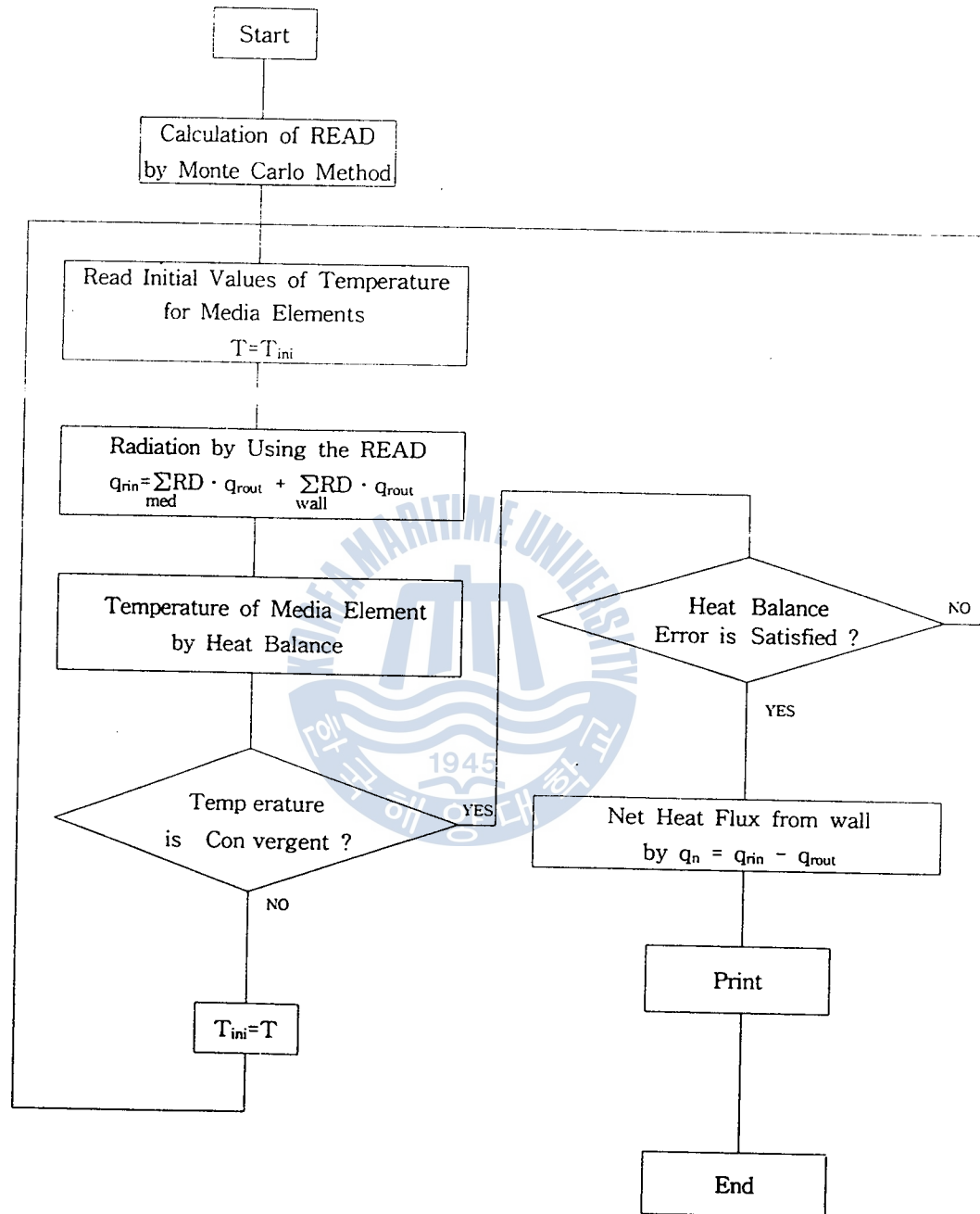


Fig.3 Flowchart for analysis of heat transfer by Monte Carlo method

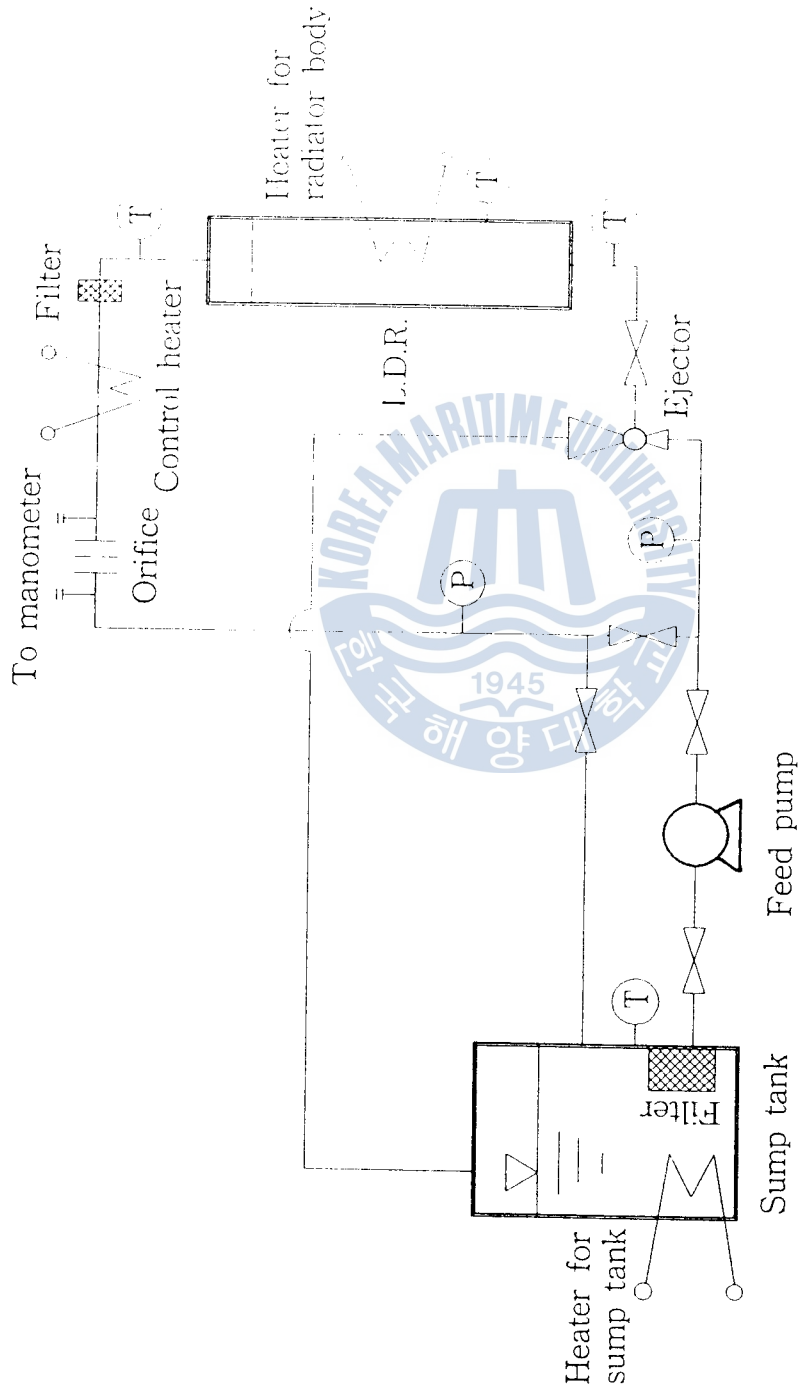


Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus

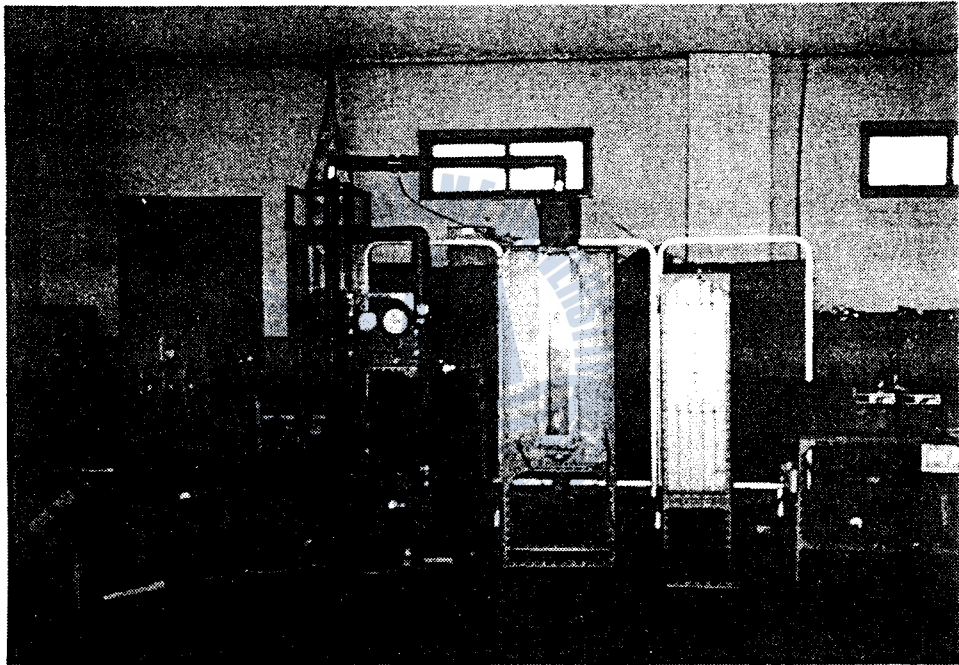


Photo 1 Photo of experimental apparatus

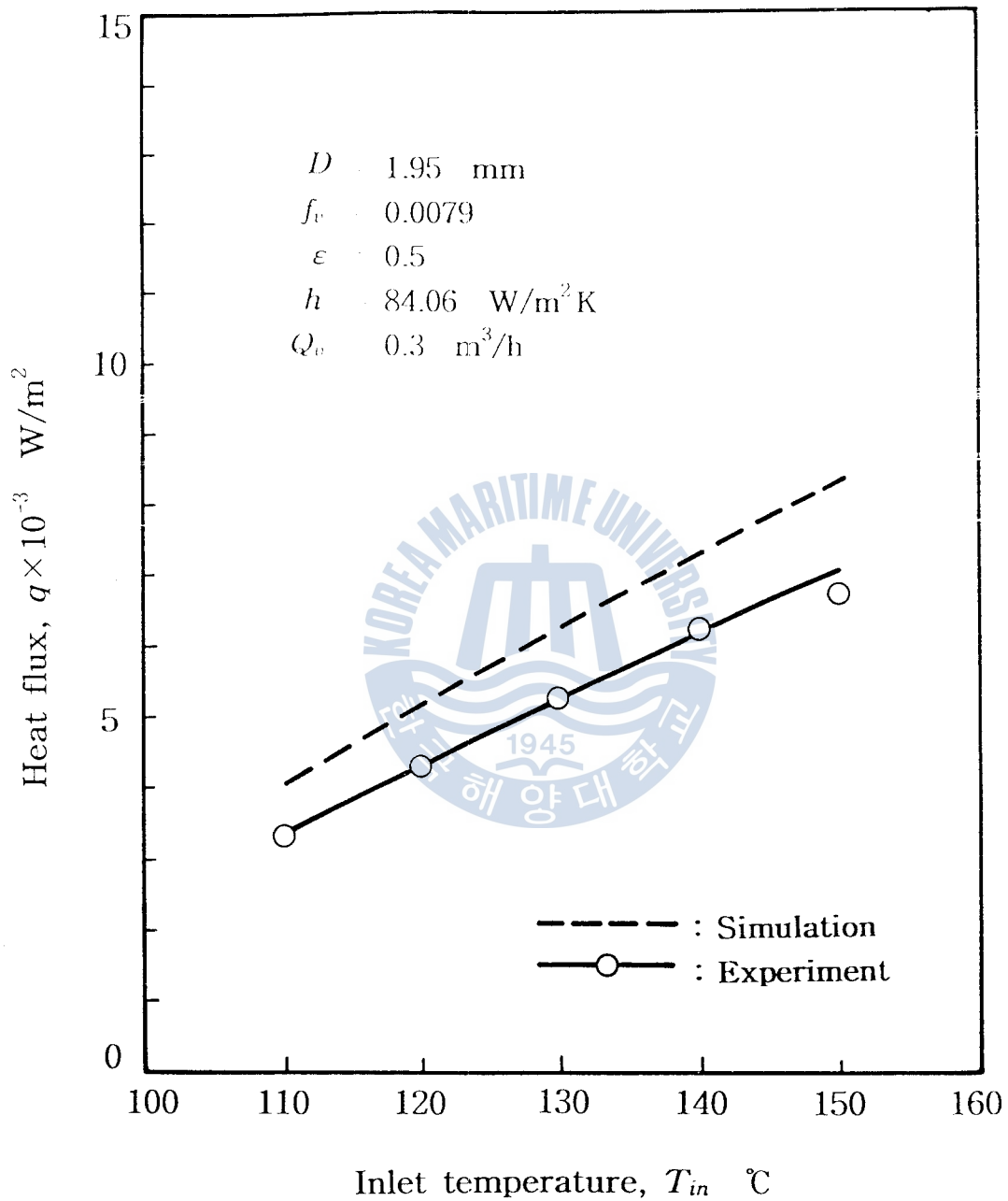


Fig.5 Heat flux variation to temperature of particles

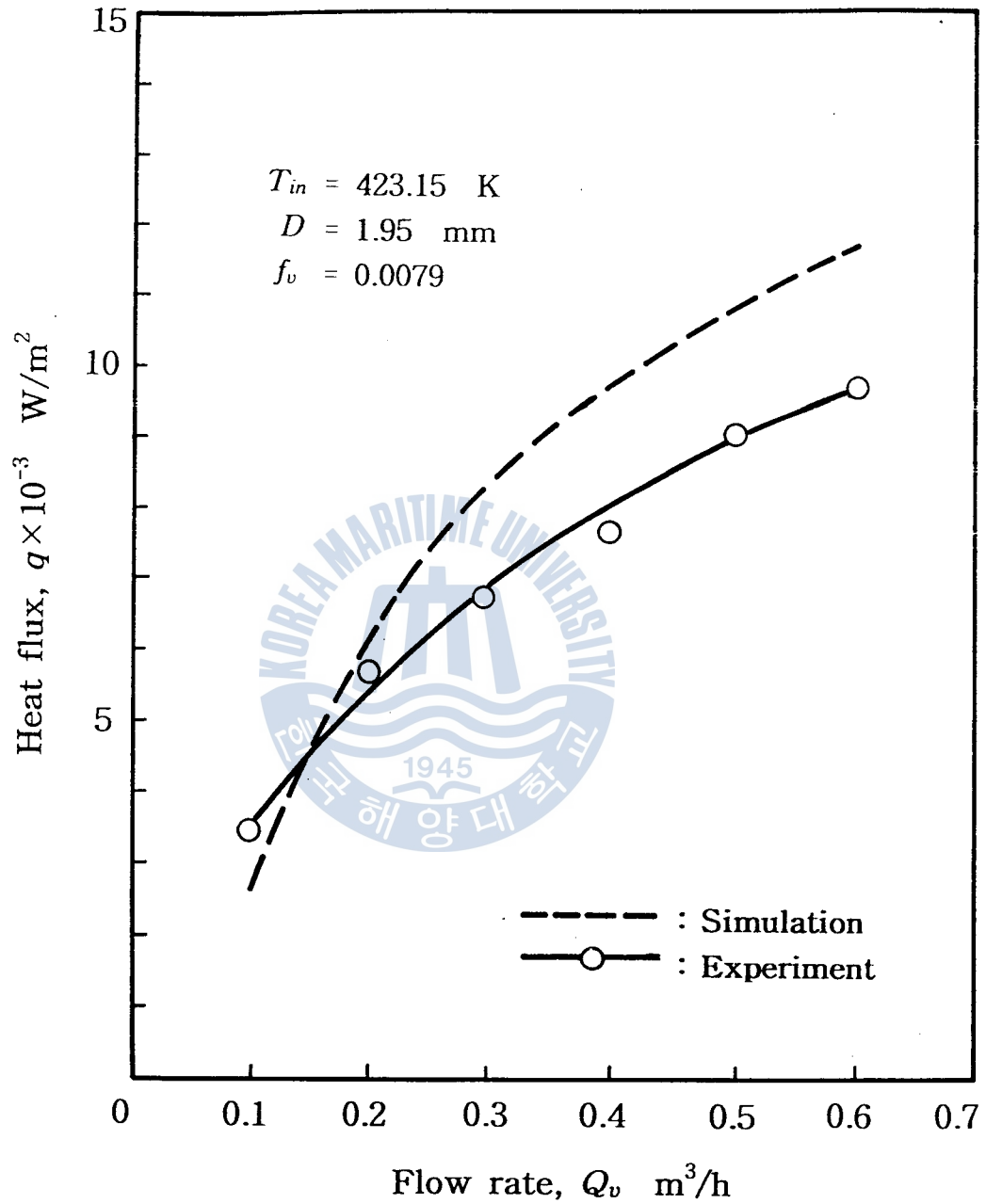


Fig.6 Heat flux variation to flow rate

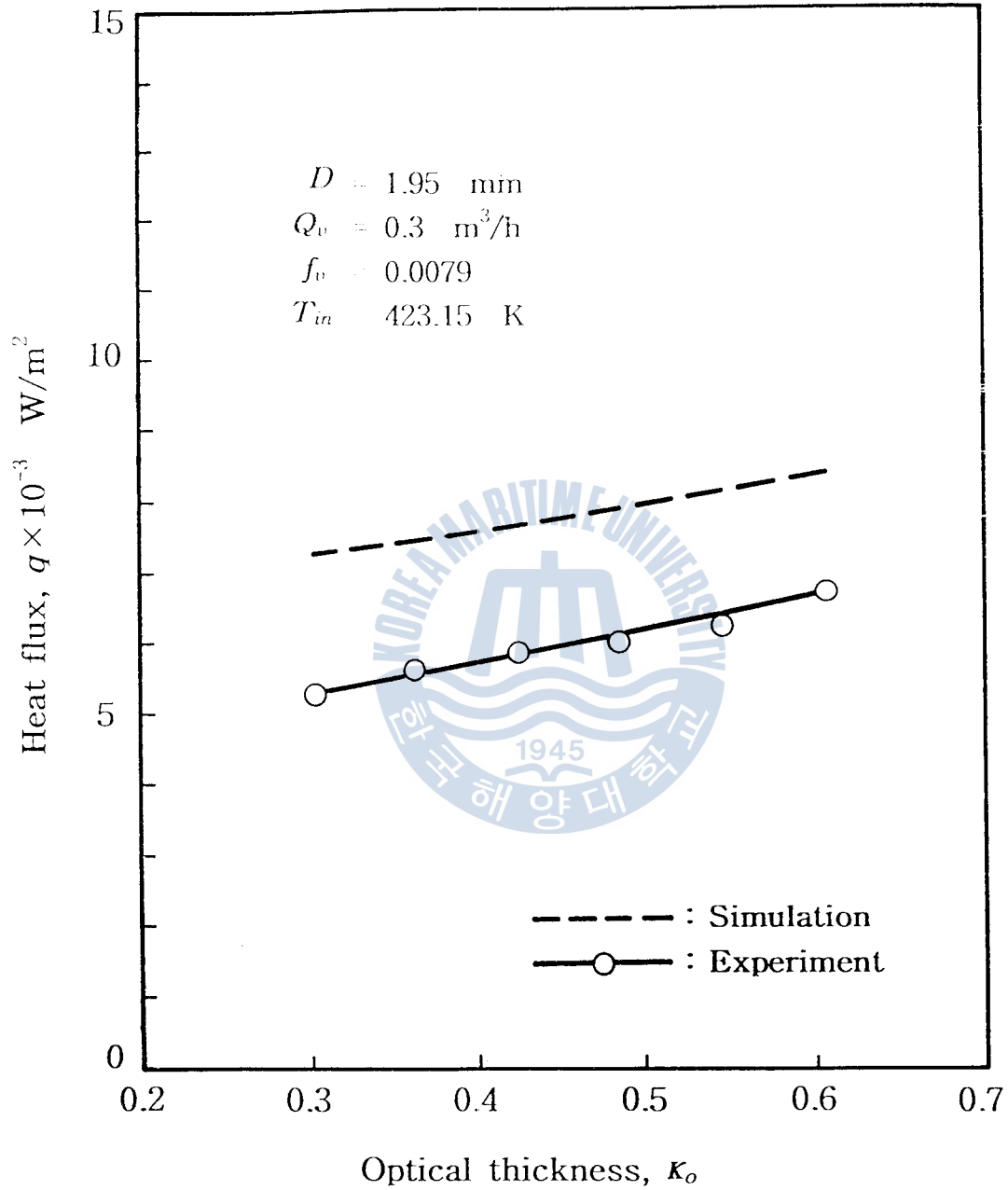


Fig.7 Heat flux variation to x-Directional optical thickness

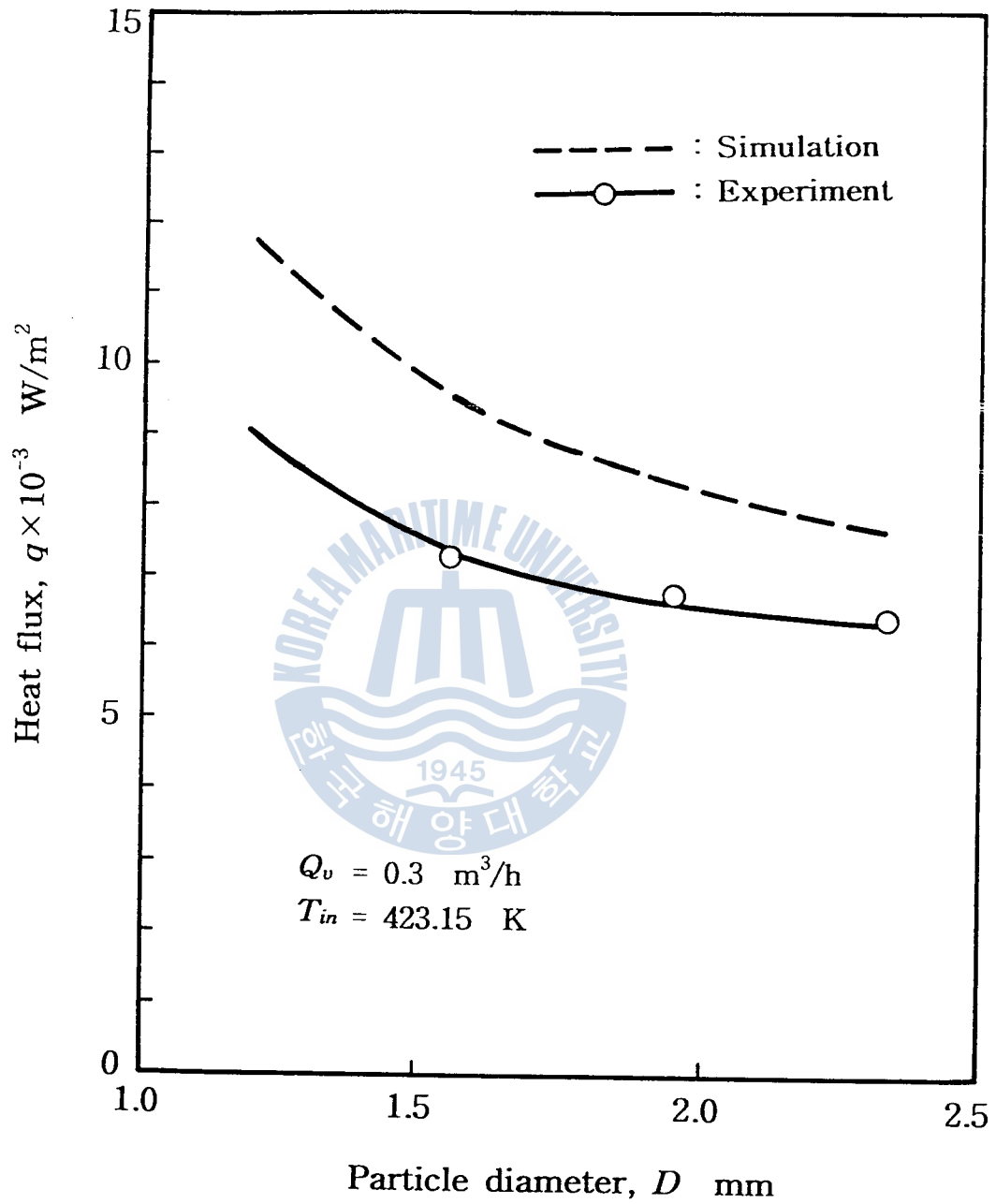


Fig.8 Heat flux variation to the diameter of particle