

급속 열처리 시스템을 위한 물/공기 액적류 충돌 제트의 냉각 특성에 관한 연구

이준경*,#

*경남대학교 기계공학부

Cooling Performance of Air/Water Mist Jet Impinging for a Rapid Thermal Annealing System

Jun Kyoung Lee*[#]

^{*}Department of Mechanical Engineering, Kyungnam University, Masan 631-701, Korea
(Received 11 June 2015; received in revised form 16 June 2015; accepted 19 June 2015)

ABSTRACT

In the present work, a series of numerical calculations have been conducted on the cooling of a hot surface using an air/water mist jet. In some cooling processes, such as in the glass-tempering process, direct contact between the cold water drops and the hot surface should be avoided, because this may cause surface cracks due to the sharp temperature gradients. Thus, the main focus of this study is finding the appropriate operating conditions for maximum cooling without direct contact between the drops and the surface. A series of numerical experiments have been performed, and, at the same time, those results were compared with those of the previous experiments for verification purposes. The effects of droplet impinging velocity, hot plate temperature, and liquid loading ratio for mono-dispersed drops of various sizes were studied in detail.

Key Words : Mist Flow(액적류), Jet Impinging(충돌 제트), Hot Plate(고온 평판), Mist-jet Cooling Map (액적충돌기준선도)

1. 서 론

고온 평판(급속 또는 유리)의 담금질이나 전자 기기의 냉각 등 많은 산업 기기에서 이용되는 충돌 제트의 냉각 성능을 강화시키기 위해, 물 입자를 공기의 흐름에 섞어서 물의 증발 잠열을 이용하는 방법을 사용한다. 그러나 물 입자가 큰 경우, 고온 평판에 부딪혀 평판 위에서 증발하게 되고, 이로 인해 온도의

급격한 변화가 발생하여 재료의 기계적 성질의 저하나 결함이 생길 가능성이 높아지게 된다. 그러므로 물/공기 액적류를 이용한 냉각 시스템은 그러한 결함의 발생 없이 최대의 냉각 성능을 발휘할 수 있게 제작되어야 할 것이다.

Garciamoreno⁽¹⁾은 Fig.1과 같이 고온 평판에 수직으로 물/공기 액적류의 유동을 만들고, 냉각 성능이 공기만의 냉각에 대해 얼마나 상승하는지를 실험 하였다. 그들은 공기 유로 내에 미립화기를 두고, 물을 미립화하여 물/공기 액적류를 만들었다. 액적류는 원형 노즐(D=0.102m)로부터 평판 위로 수직으로 분사

Corresponding Author : jklee99@kyungnam.ac.kr
Tel: +82-55-249-2613, Fax: +82-55-249-2617

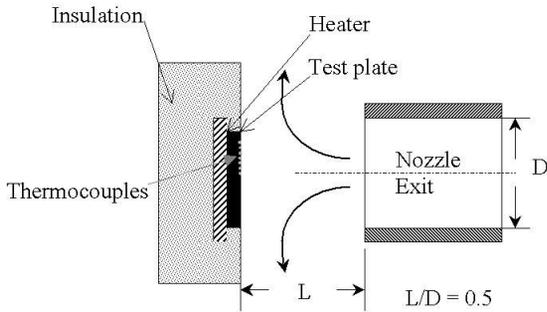


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

하여, 평판을 냉각하였다. 평판과 노즐 사이의 거리 (L)는 0.05m 로, 이전의 충돌 제트를 이용한 냉각과 관련된 연구에서 고려한 거리와 비교해 작은 거리라는 것이 큰 특징이다^(2,3). 그러한 이유로 이상적인 정체점 유동(an ideal stagnation-point flow)이 만들어 질 수 있었다^(4,5). 그들은 공기만으로 냉각하는 경우와 액적류로 냉각하는 경우 모두 실험을 수행하였다.

이전의 그러한 실험 결과가 유용한 정보를 제공하지만, 액적류의 냉각 현상과 관련된 주요 변수를 모두 정리하기에는 노력과 시간이 많이 소요되는 것이 사실이다. 또한 액적이 평판에 부딪히지 않으면서 냉각을 최대해 줄 수 있는 조건을 제시한다면 매우 유용하게 이용될 수 있을 것이다. 그러므로, 본 연구에서는 물/공기 액적류 충돌제트를 이용한 고온 평판 냉각에 대해, 상용 코드인 ANSYS Fluent R14을 이용한 수치해석 방법으로, 주요 변수의 영향과 함께 액적의 평판 충돌 발생이 없이 냉각을 최대화 할 수 있는 조건을 제시하기로 하였다.

2. 단상 유동의 수치적 접근

액적류 충돌 제트의 유동과 열전달 특성을 계산하기 위해, 오일러-라그랑지(Eulerian-Lagrangian) 방법을 적용하였다. 이 방법은 연속상(continuous phase)의 거동에는 오일러 방법을 적용하고, 분리상(dispersed phase)의 경우는 라그랑지 방법을 적용하는 것이다. 그러므로 공기류만 있는 단상 유동의 경우가 제대로 예측이 되어야 액적의 유동이 함께 있는 액적류의 거동을 정확히 예측이 될 수 있다.

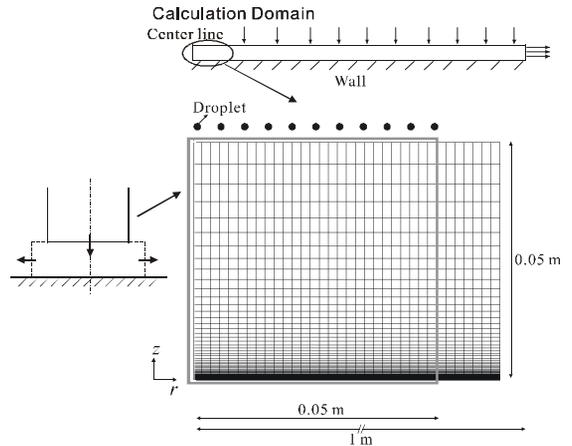


Fig. 2 Flow domain for numerical calculation

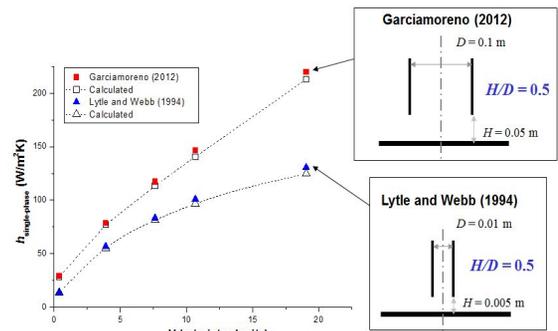


Fig. 3 Comparison between the calculation and the experimental results

므로, 액적류에 대한 해석을 하기 전에, 공기 충돌 제트에 대한 실험 결과와의 비교를 통해 단상 유동의 경우에 있어 실험과 수치 해석간의 결과를 비교, 검토해 보기로 하였다.

Fig.2에 계산을 위한 영역을 나타내주고 있다. Garciamoreno⁽¹⁾의 실험에서 살펴본 유동장과 같은 치수를 가진다. 노즐의 중심축에서 충분히 먼 거리인 1m 에 유동 계산 영역의 출구를 두었고, 그 거리는 노즐의 반지름(0.05m)보다 충분히 커서, 출구의 유동이 충분히 발달할 수 있도록 두었다.

Fig.3은 계산 결과와 기존 실험 결과 (Lytle and Webb⁽⁵⁾, Garciamoreno⁽¹⁾)와의 비교를 나타낸 그림이다. $k-\omega$ 모델을 활용하여 계산을 수행하였으며, 노즐

출구의 공기 속도가 증가할수록 열전달 계수가 증가하는 경향이 일치하고, 실험값과의 차이도 7% 이내로 나타났다.

3. 2상 유동(액적류)의 수치적 접근

액적류 충돌 제트의 열전달 성능을 알아보기 위해, 액적의 궤적과 증발을 모두 고려하였다. 또한 액적의 평판 위 충돌을 억제하기 위해서는, 비교적 다양한 크기 분포(poly-dispersed)를 가지는 액적 중 가장 큰 액적의 완전한 증발이 이루어져야 할 것이다. 그러나 본 연구에서는 계산의 단순화를 위해, 균일한 크기를 갖는(mono-dispersed) 액적이 공기와 함께 충돌 제트가 된다고 가정하였다. 다음은 계산을 위해 사용된 관련식을 정리하여 나타내었다.

3.1 액적류에 관한 기본 방정식

우선, 액적의 운동 (Motion of particles)과 관련된 운동 방정식은 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$\frac{d\vec{u}_p}{dt} = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D \text{Re}}{24} (\vec{u} - \vec{u}_p) + \frac{g(\rho_p - \rho)}{\rho_p} \quad (1)$$

여기서,

$$\text{Re} \equiv \frac{\rho d_p |\vec{u}_p - \vec{u}|}{\mu} \quad (2)$$

u 는 연속상의 속도(m/s)를, u_p 는 액적의 속도(m/s)이고, μ 는 점도(N s/m²), ρ 는 밀도(kg/m³), d_p 는 액적 직경(m), C_D 는 항력계수로 다음과 같이 정의된다.⁽⁶⁾

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}} \left(1 + 0.186 \text{Re}^{0.653} \right) + \frac{0.437 \text{Re}}{7185.354 + \text{Re}} \quad (3)$$

열 및 물질전달과 관련된 식은 액적 온도에 따라 나누어서 계산을 수행하였다. 먼저, 액적이 가열되는 경우는 다음과 같은 단순한 열교환식을 사용한다.⁽⁷⁾

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) \quad (4)$$

$$\text{Nu} = \frac{h d_p}{k_\infty} = 2.0 + 0.6 \text{Re}_d^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \quad (5)$$

여기서, h 는 대류열전달 계수 (W/m²K) A_p 는 액적의 면적(m²), C_p 는 액적의 비열(J/kg-K), k_∞ 는 연속상(공기)의 열전도율(W/mK), Pr는 연속상(공기)의 Prandtl number, T_∞ 는 연속상의 온도(K), T_p 는 액적의 온도(K)를 각각 나타낸다.

액적의 기화가 발생하는 경우에 대해, 분자 확산 플럭스는 액적 표면의 증기 농도의 기울기와 관계가 있고, 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

$$N_i = k_c (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (6)$$

$$C_{i,s} = \frac{P_{sat}(T_p)}{RT_p} \quad (7)$$

$$C_{i,\infty} = X_i \frac{P_{op}}{RT_\infty} \quad (8)$$

여기서, $C_{i,s}$ 는 액적 표면의 증기농도(kgmol/m³), $C_{i,\infty}$ 는 연속상(공기)의 증기 농도(kgmol/m³), P_{sat} 는 포화증기압(Pa), P_{op} 는 작동압(대기압) (Pa), X_i 는 국소 물분율(local bulk mole fraction)을 각각 의미한다.

그리고 물질전달 계수는 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$\text{Nu}_{AB} = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6 \text{Re}^{1/2} \text{Sc}^{1/3} \quad (9)$$

여기서, k_c 는 물질전달 계수(m/s), $D_{i,m}$ 은 증기의 확산계수(diffusion coefficient of vapor) (m²/s), Sc는 Schmidt 수를 의미한다.

현열 및 잠열의 열균형은 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} i_{fg} \quad (10)$$

여기서, i_{fg} 는 증발잠열 (J/kg), m_p 는 액적질량 (kg)을 각각 의미한다.

그리고 액적의 증발이 발생하는 경우, 일정 온도에서의 증발은 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_p C_{p,\infty} d_p} (1 + 0.23\sqrt{Re}) \ln \left[1 + \frac{C_{p,\infty}(T_\infty - T_p)}{i_{fg}} \right] \quad (11)$$

여기서, $C_{p,\infty}$ 는 연속상의 비열(J/kg-K)을 의미한다.

3.2 계산 결과와 실험 결과 비교

Table 1에 Garciamoreno⁽¹⁾의 실험 조건을 기초로 수행한 계산 조건을 나타내었다. 계산의 결과는 아래에 논의하였다.

입구 공기 속도 조건을 3.9 m/s로 고정하고, 4개의 다른 액적 크기에 대한 냉각 성능을 살펴보기 위해 계산을 수행하였고, 그 결과를 Fig.4에 나타내었다. 더불어 Garciamoreno⁽¹⁾의 실험 결과(평균입경

Table 1 Conditions for the mist flow calculation

T_w (K)	500, 700
V_{in} (m/s)	0.39 - 19.05
Droplet size (μm)	10 - 80
Liquid loading ratio (W_{liq}/W_{airs} , %)	1.64, 2.81, 4.75

Table 2 The fractions of evaporated droplet streams with different droplet sizes ($V_{in} = 3.9$ m/s, Liquid loading ratio= 2.81 %)

Drop size (μm)	The fractions of the drops evaporated (%)
10	2
20	4
30	9

30, 40 μm)도 함께 나타내었다. 그림에 대해, x축의 경우는 액체와 기체의 질량비 즉, 액체의 함유량을 나타낸 것이고, y축의 경우는 단상(공기)에 대한 2상(액적류) 열전달 계수의 비($h_{two-phase}/h_{single-phase}$)를 나타내고 있다. 실험 결과에 대해, 계산 결과가 비교적 일치함을 볼 수 있었다. 단순히, 액적류일 경우의 열전달 계수 값만 비교한다면, 앞의 단상 유동에 있어서의 실험치와 계산 결과 값과의 차이처럼, 그 값 차이가 있다고 할 수 있겠다. 그러한 차이에 대한 이유 중 하나는 단상 유동에서의 차이가 그대로 남아있음과 더불어, 실제 미립화된 액적의 크기는 일정하지 않기 때문이라고 할 수 있다. 그러나, 열전달 계수의 비에 있어서의 예측은 비교적 잘할 수 있음을 Fig.4의 결과를 통해 알 수 있으므로, 주요 인자의 정성적인 영향을 충분히 살펴볼 수 있음을 알 수 있다.

Fig.4에 대해, 같은 액적 크기 조건에 대해, 액체 함유량이 증가하면, 열전달 증가는 거의 선형적으로 증가됨을 볼 수 있다. 그러나 액적 크기에 따라 열전달 증가의 변화 기울기는 각각 다를 수 있다. 또한 같은 액체의 함유량일 경우, 액적 크기가 증가할수록 보다 높은 냉각 성능을 나타낸다. 그 이유는 큰 액적일수록 관성에 의해 가열 평판 위에 보다 쉽게 접근할 수 있고, 그것에 의해 증발

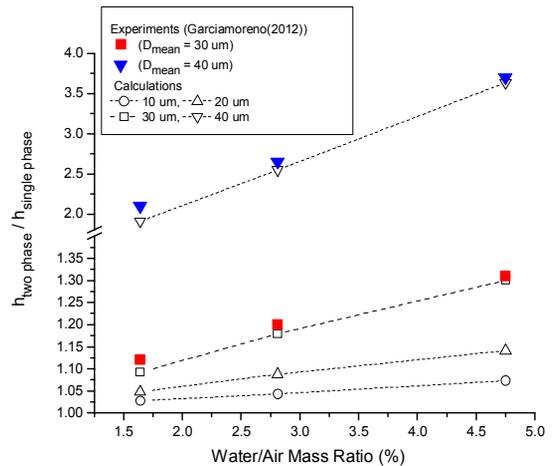


Fig.4 Augmentation of average heat transfer coefficient for two-phase, stagnation, mist flow with increase in the water/air mass ratio

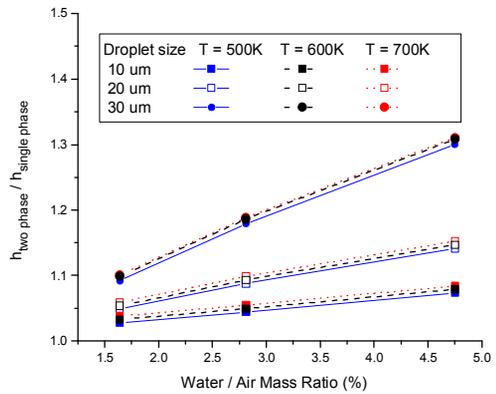
이 보다 쉽게 일어날 수 있기 때문이다. 반면 작은 액적일수록 공기의 흐름에 보다 잘 영향을 받고, 그에 의해 가열 영역을 쉽게 빠져 나가 큰 액적에 비해 냉각에 사용되는 액체의 양이 줄어들므로 인해 증발에 의한 열전달이 줄어들어 냉각 성능이 줄어들을 알 수 있다. 참고로, Table 2에 같은 기체 속도와 액체 함유량에 대해, 다른 액적 크기 조건인 경우, 계산 영역에서 증발되는 액적의 비율을 표시하였다; 보다 큰 액적일 경우가 증발이 더 잘 일어남을 알 수 있다. 그러나 크기가 큰 액적에 의한 냉각이 항상 좋은 것만은 아니다. 그 이유는 서론에서 언급했듯이, 고온 평판에 액적이 부딪힘으로 인해 평판 표면의 심각한 결점 등을 초래할 수 있기 때문이고, 본 연구에서 그러한 경우는 되도록 피해야하는 경우이다. 예를 들어, 액적크기가 $40 \mu\text{m}$ 의 경우, Fig. 4에서 볼 수 있듯이 냉각 성능의 향상이 크게 증가되는 것으로 예측이 되는데, 이것은 액적의 고온 평판과의 충돌로 인해 열전달이 급격히 상승했기 때문이다. 그러므로 주어진 액체 함유량과 공기 속도 그리고 고온 평판의 온도에 대해 충돌이 이루어지지 않는 액적 크기의 한계가 존재할 수 있음을 알 수 있고, 다음 장에 그것에 대해 살펴보기로 한다.

4. 액적류 열전달 특성 및 냉각 선도

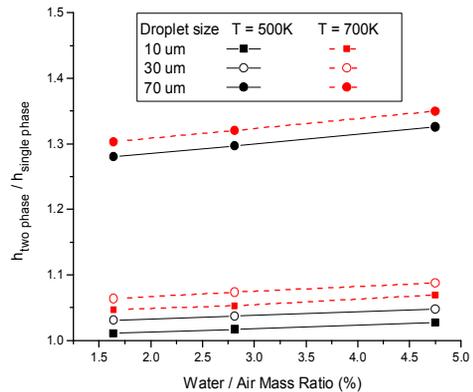
4.1 평판 온도(T_w)와 공기 속도(V_{in})의 영향

평판 온도와 공기 속도의 영향을 살펴보기 위해 추가적인 계산을 수행하였다. Fig.5에 나타난 것과 같이, 노즐 출구 공기 속도가 3.9 m/s 인 경우, 평판의 온도가 상승하면, 냉각 성능은 강화되지만 그 차이가 거의 없다. 그 이유는 평판의 온도가 증가함에도 불구하고, 액적의 증발율의 차이가 거의 없기 때문이다. 즉, 액적의 거동은 그것을 옮기는 공기의 유동에 의해 크게 영향을 받아 결정되고, 그에 의해 고온 평판 위에 생기는 얇은 열경계층(단상 유동 계산에 대해 $600 \mu\text{m}$ 정도의 크기로 예측이 되는)에 영향을 받지 않기 때문이다. 즉, 공기의 속도에 의해서 열경계층의 두께가 결정이 되고, 그

러므로 열경계층 내에서 증발이 되는 액적의 수는 평판의 온도에 관계없이 거의 변화가 없게 되는 것이다. 그러나 공기의 속도가 1/10로 줄어드는 조건 (0.39 m/s)으로 같은 문제에 대해 계산을 수행하면, 평판 온도의 차이에 따른 냉각 성능의 차이가 크게 나타남을 Fig. 5(b)를 통해 알 수 있다. 그 이유는 공기의 노즐 출구 속도가 작아질수록, 열경계층의 두께가 커지기 때문이다. (0.39 m/s 인 경우, $1700 \mu\text{m}$ 정도의 두께로 예측이 된다.) 그와



(a) $V_{in} = 3.9 \text{ m/s}$



(b) $V_{in} = 0.39 \text{ m/s}$

Fig. 5 Effect of the plate temperature on the heat transfer enhancement for different inlet velocities

더불어, 공기 속도가 작기 때문에 그에 의해 움직이는 액적의 속도 또한 작아서 열경계층에 머무는 시간이 증가하게 된다. 더욱이 온도가 높을수록 열경계층의 온도가 높기 때문에, 보다 많은 액적이 증발할 수 있게 되는 것이다. 그러므로 보다 큰 액적(70 μm)도 평판에 부딪히지 않고 냉각에 이용될 수 있다.

4.2 액적 충돌 기준 선도(Mist-jet cooling map)

보다 많은 조건에 대한 계산의 수행으로, Fig. 6과 7과 같은 액적류의 냉각에 대한 선도를 구할 수 있었다. 즉, 액적의 평판에 대한 충돌 없이 고온 평판을 냉각시킬 수 있는 최대 액적의 크기(non-collision cooling limit conditions)를 나타낸 것이다. 액적과 평판의 충돌 여부는 Fig.2의 중심부(0 m)에서 0.05m지점(bottom wall)까지 액적이 트랩(trap)이 되면 평판에 충돌이 된 것으로 판단할 수 있다. 즉, 액적의 증발이 끝나거나 경계를 빠져나가게 되면 아래 벽에 트랩된 액적 개수가 0이 되고 non-collision이 되고, 액적의 증발이 끝나지 않아 아래 벽에 트랩이 발생하면 collision 상태가 된다. 그림에 표시된 ●와 ×의 경우는 각각 충돌이 없는 경우와 존재하는 경우를 나타낸 것이다. 노즐 출구 공기 속도가 증가함에 따라 냉각 한계는 줄어든다. 반대로, 공기 속도가 줄수록 냉각 한계는 증가하는데 이것은 공기 속도가 작은 경우에 있어서 큰 액적을 이용한 냉각이 가능함을 나타내는 것이다. 그러나 액체 함유량이 감소할수록 냉각 한계가 증가하지만, 증가량은 크지 않다 (Fig. 6). 그와 유사하게, 평판의 온도가 증가할수록 액적의 비충돌 영역(non-collision region)이 약간 증가하는 것을 볼 수 있다.

5. 결론

축 대칭, 액적류 충돌제트를 이용한 고온 평판의 냉각에 대한 연구를 수치적으로 수행하였다. 실험

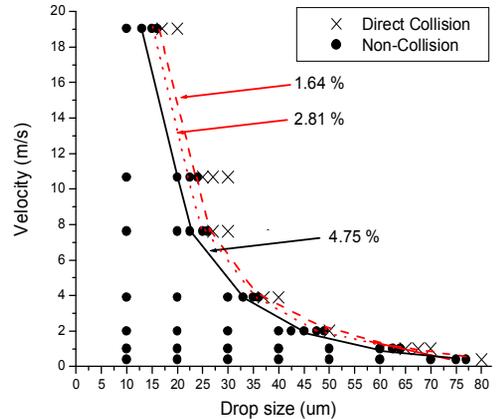


Fig. 6 Maximum useable drop sizes and velocities to avoid collision

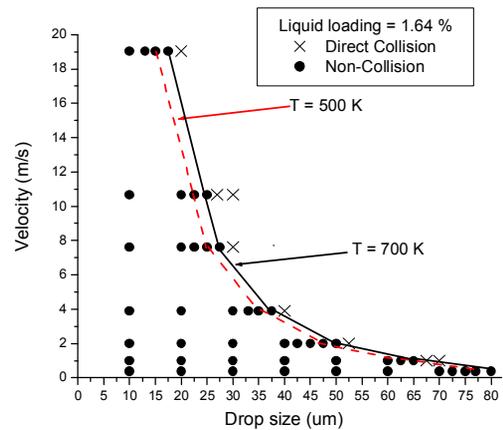


Fig. 7 Effect of the plate temperature on the maximum useable drop sizes

적 연구 결과와 열전달 계수의 값 자체에는 차이가 존재하였지만, 성능 향상 비에 있어서는 좋은 예측 결과를 보여줄 수 있음을 확인할 수 있었고, 그러므로 수치 계산을 통해 액적류 냉각 시스템의 사전 설계가 어느 정도 가능하다는 것을 알 수 있었다. 향후, 정량적인 값의 예측 정확도를 높이기 위해서는 난류의 영향과 고온 평판의 복사 등도 고려해야 할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 우수제조기술연구 센터(ATC)사업으로 수행된 연구결과이며, 이에 감사드립니다.

REFERENCES

1. Garciamoreno, C. J., Heat transfer in two-phase stagnation point flow, A Thesis for a Master, Univ. of Michigan, USA, 2012.
2. Martin, H., "Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," Advances in Heat Transfer, Vol. 13, pp. 1-60, 1977.
3. Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M. A. and Button, B. L., "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 13, No. 2, pp.106-115, 1992.
4. Burmeister, L. C., Convective Heat Transfer, Wiley-Interscience, New York, 1983.
5. Lytle, D. and Webb, B. W., "Air Jet Impingement Heat Transfer at Low Nozzle-plate Spacings," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 37, No. 12, pp.1687-1697, 1994.
6. Haider, A. and Levenspiel, O., "Drag Coefficient and Terminal Velocity of Spherical and Nonspherical Particles," Powder Technology, Vol. 58, pp.63-70, 1989.
7. Ranz, W.E. and Marshall, W. R. Jr., "Evaporation from Drops, Part I," Chem. Eng. Prog., Vol. 48, pp.141-146, 1952.
8. Ranz, W. E. and Marshall, W. R., Jr., "Evaporation from Drops, Part II," Chem. Eng. Prog., Vol. 48, pp.173-180, 1952.