

배기구를 가진 국한된 다중 슬롯 충돌제트의 열유동 특성

강수진, 조우진, 이종혁, 이관수[†]

한양대학교 기계공학과

Thermal and flow characteristics of confined multiple slot jet impingement with exhaust ports

Soojin Kang, Woojin Cho, Jonghyeok Lee, Kwan-Soo Lee[†]

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

ABSTRACT: In this paper, confined multiple slot jet impingement with exhaust ports is investigated numerically. A flow cell, defined as volume sectioned by the impingement and confinement surfaces and the centerlines of adjacent nozzle and exhaust port, is chosen for computational domain. The effects of Reynolds number and geometrical parameters on the heat transfer performance and the flow characteristics are studied. For turbulence, the Abe-Kondoh-Nagano version of the low-Reynolds $k-\epsilon$ model is employed. The results showed that the local Nusselt number distribution is shifted down and show poor heat transfer performance for small Reynolds number and small ratio of the lateral and axial length of flow cell. The rest of range, except the range of the shift phenomenon, can be classified into three groups by heat transfer characteristics.

Key words: impinging jet(충돌제트), flow cell(유동셀), slot(슬롯), confined(한정된), multiple(다중), exhaust port(배기구)

기 호 설 명

- B : 슬롯 노즐 폭 [m]
- B_e : 배기구 폭, $4B$ [m]
- H : 노즐과 충돌평면 사이 간격 [m]
- S : 노즐 중심선과 배기구 중심선 사이 간격 [m]
- U_j : 제트 속도 [m/s]
- T_j : 제트 온도 [°C]
- T_{imp}, T_{conf} : 충돌평면 및 국한평면 온도 [°C]
- Re : Reynolds수, $U_j B / \nu$
- Nu : 충돌 평면에 대한 국부 Nusselt수, hB/k

1. 서 론

충돌제트는 높은 열 및 물질 전달 특성으로 인하여 전자장비 냉각, 식품 가공, 종이 건조, 항공기 날개의 방빙(anti-icing) 등 산업 분야에 다양하게 이용되고 있으며, 이에 대한 연구도 활발한 분야이다. 특히 건조 분야에서 충돌제트의 적용은 식품, 종이뿐 아니라 코팅된 필름이나 RFID와 같은 전도성 인쇄체 등 그 대상이 광범위하다. 건조 공정은 대부분 컨베이어나 롤러를 이용한 연속적인 형태이며, 여러 개의 노즐을 배열한 다중(multiple) 충돌제트를 사용한다⁽¹⁾. 또한 균일한 건조성능이 요구되는 경우 폭 방향으로 일정한 환경을 제공할 수 있는 슬롯 노즐(slot nozzle)을 사용한다.

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9031

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

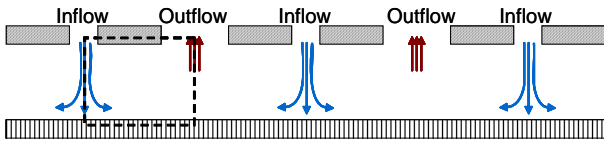


Fig.1 Two-dimensional physical model of confined multiple slot impinging jets with exhaust ports.

본 연구의 동기가 된 코팅된 필름과 전도성 인쇄체의 건조에는 일반적으로 다중 슬롯 충돌제트를 사용하며, 증발된 유기용제를 제한하고 에너지 효율을 높이기 위하여 국한평면(confinement plate)으로 외기와 충돌이 일어나는 부분을 분리한 형태를 취한다. 코팅된 필름과 전도성 인쇄체의 건조에서는 증발 속도를 제어하지 못할 경우, 코팅이나 인쇄 물질 표면에 안쪽의 물질과 특성이 현저히 차이가 나는 층이 형성되는 현상인 스킨닝(skinning)이 발생한다. 스킨닝은 표면에 크래킹(cracking)이나 기공(bubble) 등의 불량과 응력 집중을 발생 시킨다⁽²⁾. 이러한 문제를 막기 위해서는 최적의 건조 속도로 제어될 수 있도록 장비가 설계되어야 하며, 이에 따라 건조기 내에서 충돌제트의 열 및 유동 특성에 대한 다각적인 정보가 필요하다.

국한된 다중 슬롯 충돌제트에 대한 연구는 전체 충돌제트의 연구 규모에 비교하면 그 숫자가 작으며 그 연구는 다시 슬롯과 슬롯 사이 배기구의 유무에 따라 구분된다. 배기구가 없는 경우^(3, 4)에는 슬롯과 슬롯 사이에서 사용유체가 처리되지 못하여 횡 방향 유동(crossflow)의 영향을 받게 되며⁽⁵⁾, 횡 방향 유동의 발달은 평균 열/물질 전달을 감소시킨다. 또한 연속적인 건조에서 장비의 폭은 건조시킬 롤의 폭보다 넓기 때문에 그 간극으로 사용유체 몰려 폭 방향 불균일 건조가 발생하므로, 배기구가 있는 경우에 대한 연구가 필요하다.

배기구를 통한 사용유체 제거는 총괄적인 열전달을 향상시킴을 Tzeng 등⁽⁶⁾이 보였다. 배기구가 있는 국한된 다중 슬롯 충돌제트에 대하여는 Saad 등⁽⁷⁾은 다중 충돌제트가 단일 제트처럼 거동하지 않는 구간을 구분하는 기준을 세우기 위해 난류 구간에 대하여 실험을 실시하였다. 충돌평면과 국한평면 그리고 근접한 유입구와 유출구 중심선으로 한정되는 체적을 유동셀(flow cell)로 정의하여 유동셀의 좌우와 상하 길이의 비 (S/H)

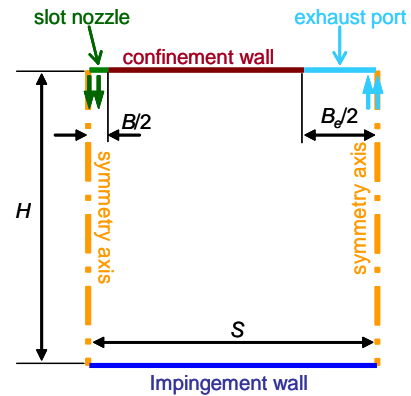


Fig.2 Schematic diagram of the computational domain concerned in the present study.

로 유동을 효과적으로 특징지을 수 있다고 하였고, 단일 제트와 구분되는 임계 S/H 는 1.5 정도로 예측하였다. Rady와 Arquies⁽⁸⁾는 Reynolds수가 50~250인 층류의 경우에 대하여 열전달에 대한 유동셀의 좌우길이와 슬롯 폭의 비(S/B)의 영향을 수치해석적으로 조사하였다. 그러나 Rady의 S/B 에 대한 영향을 S/H 에 대한 결과로 변환시키면 임계값에 있어서 일치하지 않는다.

따라서 본 연구에서는 배기구를 가진 다중 슬롯 충돌제트에 대하여 Reynolds수 변화와 S/H 변화에 따른 열전달 성능 변화를 수치해석적으로 조사 하여 국소적인 열전달 특성과 전반적인 열전달 특성을 비교해 보도록 한다.

2. 수학적 모델링

2.1 계산 영역

본 연구에서 유동은 2차원, 정상상태, 비압축성으로 가정한다. 배기구가 있는 국한된 다중 슬롯 충돌제트에 대한 2차원 물리적 모델은 Fig.1과 같다. 이 모델에서 제트 노즐과 배기구의 중심선(centerline)에서 유동이 대칭적이라고 가정하면 다중 슬롯 제트는 Saad⁽⁷⁾가 분석에서 사용한 유동셀 단위로 구분할 수 있으며, Fig.2와 같이 수치해석 영역(computational domain)을 간단히 할 수 있다.

배기구 폭 B_e 는 배기구 폭으로 인한 저항을 줄이고자 노즐 슬롯 폭 B 의 4배로 하였고, 노즐과 충돌평면 간 거리 H 는 가장 큰 열전달 성능을 보이는 것으로 알려진⁽⁹⁾ $H = 8B$ 로 선택하였다.

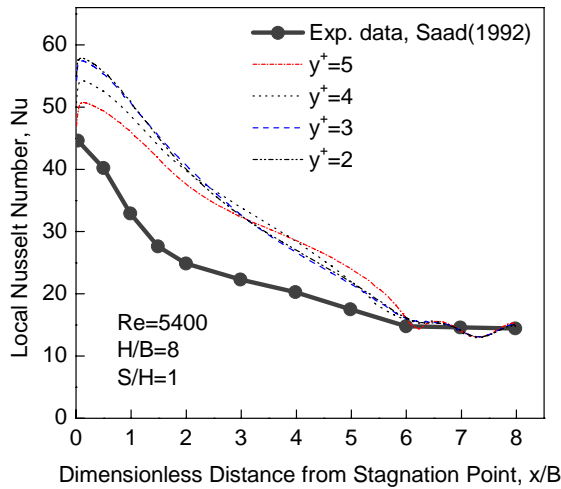


Fig.3 Effect of first node distance from the wall on Nusselt number with experimental result of Saad⁽⁷⁾ (Re=5400, S/H=1).

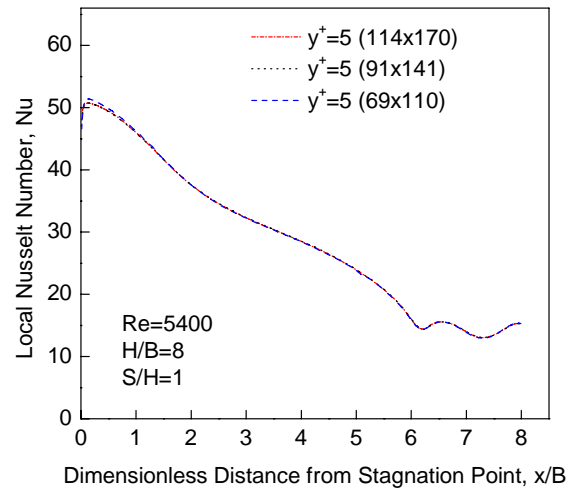


Fig.4 Effect of grid number on Nusselt number (Re=5400, S/H=1).

2.2 경계 조건과 지배 방정식

제트 노즐과 배기구의 중심선은 대칭 조건을 주었다. 노즐 출구에서 제트는 균일한 속도 분포를 갖는다고 하였고, 제트 유입 온도 T_j 는 50°C로 주었다. 충돌평면과 국한평면은 등온 조건으로서 각각 T_{imp} 와 T_{conf} 의 등온 조건으로 가정한다. 여기서 국한평면의 온도는 제트 유입 온도와 같도록 놓았고, 충돌평면은 이보다 낮은 25°C로 하였다.

지배 방정식은 Reynolds 평균 Navier-Stokes 식을 사용하였다.

연속 방정식:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식:

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u_i u_j} \right] \quad (2)$$

에너지 방정식:

$$U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

여기서 Prandtl수와 난류 Prandtl수는 다음과 같이 사용하였다.

$$Pr = 0.72, \quad Pr_t = 0.9$$

2.3 난류 모델링과 격자 구성

충돌제트 문제는 자유 전단 유동과 경계층 유동 모두를 포함하기 때문에 난류 모델을 선택함에 있어서 어려움이 있다. 본 연구에서는 $k-\varepsilon$ 난류 모델에 벽 효과를 고려하기 위해 저 Reynolds 수(low-Reynolds number; LRN) 효과를 포함시킨 저 Reynolds수 $k-\varepsilon$ 난류 모델을 사용하였다. LRN $k-\varepsilon$ 난류 모델 중 Tzeng⁽⁶⁾의 연구에서 충돌제트 해석 결과 가장 좋은 결과를 얻은 Abe-Kondoh-Nagano(AKN) 버전⁽¹⁰⁾을 사용한다.

난류 운동 에너지:

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (4)$$

난류 소산률:

$$U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} - \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} (f_1 C_{\varepsilon 1} \nu_t S^2 - f_2 C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \quad (5)$$

여기서

$$\nu_t = f_\mu C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$-\overline{u_i u_j} = \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

AKN 버전에서 고체 벽 근처의 LRN 효과를 고려하기 위한 감쇄함수(damping function) f_μ , f_1 , f_2 와 난류 상수는 다음과 같다.

$$f_\mu = \left[1 - \exp\left(-\frac{y^*}{14}\right) \right]^2 \left[1 + \frac{5}{\text{Re}_t^{3/4}} \exp\left\{-\left(\frac{\text{Re}_t}{200}\right)^2\right\} \right]$$

$$f_1 = 1$$

$$f_2 = \left[1 - \exp\left(-\frac{y^*}{3.1}\right) \right]^2 \left[1 - 0.3 \exp\left\{-\left(\frac{\text{Re}_t}{6.5}\right)^2\right\} \right]$$

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.5, C_2 = 1.9$$

$$\sigma_k = 1.4, \sigma_\varepsilon = 1.4$$

격자는 사각격자를 사용하였고, 계산의 정확도를 높이기 위하여 벽 근처와 입구 및 출구에서 격자를 조밀하게 분포 시켰다. 특히 충돌제트의 수치해석은 격자의 분포에 크게 의존하는 것으로 알려져 있으므로⁽⁶⁾, 벽에서부터 첫 번째 격자의 크기를 변화시켜 가면서 y^+ 에 따른 Nusselt 수 분포를 Saad⁽⁷⁾의 실험과 비교하였다. 저 Reynolds 난류 모델은 첫 번째 격자가 Viscous sublayer region에 위치해야 하므로 y^+ 가 5 이하인 구간에서 수치 실험하였고, Fig.3에 보인 바와 같이 $y^+=5$ 에서 가장 실험에 근접 하였다. 이에 따라 $y^+=6$ 이상의 경우도 수치 실험 하였으나 수렴성이 좋지 않아 데이터 습득이 불가능하였다. 따라서 본 연구에서는 $y^+=5$ 를 선택 하였다. 벽에서부터 첫 번째 격자 이외의 격자 크기는 Fig.4와 같이 격자수를 늘려가며 격자 의존성 검사를 실시 하여서, $\text{Re}=5400$, $S/H=1$ 일 때 91×141 개의 격자를 선택하였다. 이와 같은 격자 크기 조건들은 Reynolds수나 S/H 를 변화시킬 때에도 유지하였다.

공간 이산화 방법은 QUICK 기법을 사용하였고, 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위하여 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

배기구를 가진 다중 슬롯 충돌제트의 유동셀에 대하여, Reynolds수는 $\text{Re}=2000 \sim 7000$ 사이에서 변화시키고 유동셀의 좌우와 상하 길이의 비 S/H 는 $0.5 \sim 5.0$ 사이에서 변화시키며 분석하였다. 또한 같은 Reynolds수, 높이(H), 노즐 폭(B)을

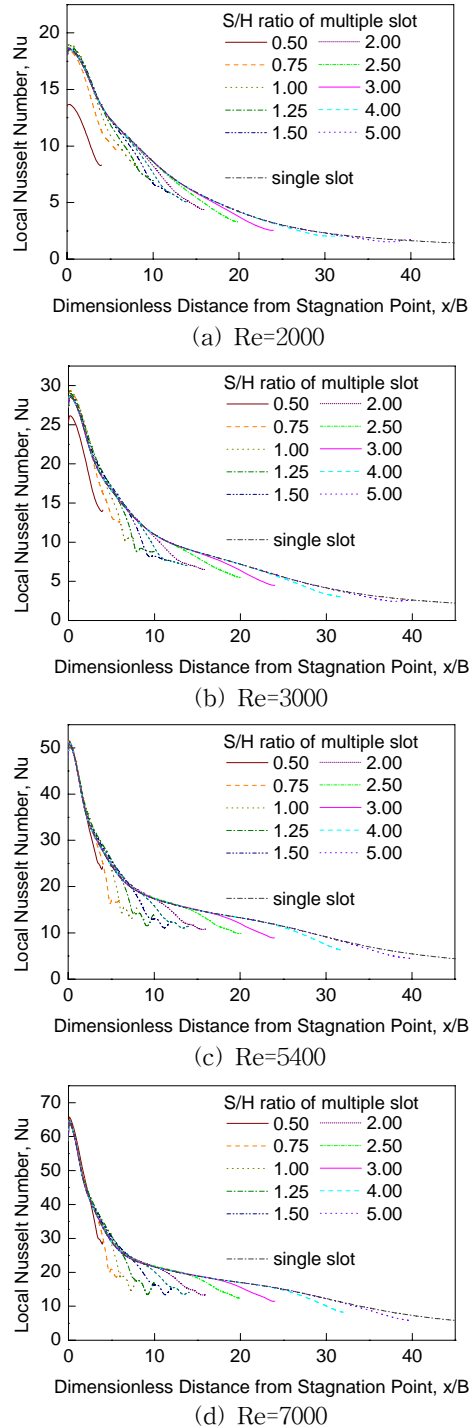


Fig.5 Effect of S/H ratio on Nusselt number distribution.

가지는 단일 슬롯 충돌제트도 비교를 위하여 수치해석 하였다.

3.1 유동셀 내 국소적 열유동 특성

각각의 Reynolds수에 대하여 S/H 의 변화에 따

른 충돌 평면에 대한 국소 Nusselt수 분포를 Fig.5에 나타내었다. 대부분의 경우에서 Reynolds수가 같을 때 노즐 중심선 부근에서 국소 Nusselt수는 S/H 에 관계없이 일정하고, 배기구 부근에서는 배기구 중심선에서 $6B$ 정도 떨어진 위치부터 국소 Nusselt수가 단일 슬롯에 비해 감소하는 경향을 보였다. 그러나 Reynolds수가 4000보다 작고 $S/H=0.5$ 인 경우에는 국소 Nusselt수의 분포가 단일 슬롯의 분포에 비해 하향 이동한 형태를 보이며, 하향 이동의 경향은 Reynolds수가 작아질수록 커진다.

국소 Nusselt수 분포가 하향 이동한 경우 (a)와 그렇지 않은 경우 (b)의 속도장과 유선, 온도장은 Fig.6과 같다. 유선을 비교해보면 하향 이동한 경우에는 그렇지 않은 경우에 비해 순환 영역이 상부로 치우쳐 있으며 충돌 평면 부근에 유선이 조밀하지 못하다. 즉, 제트가 충돌 평면에 충분히 도달하지 못하여 열전달 성능이 전반적으로 떨어지는 것으로 생각된다.

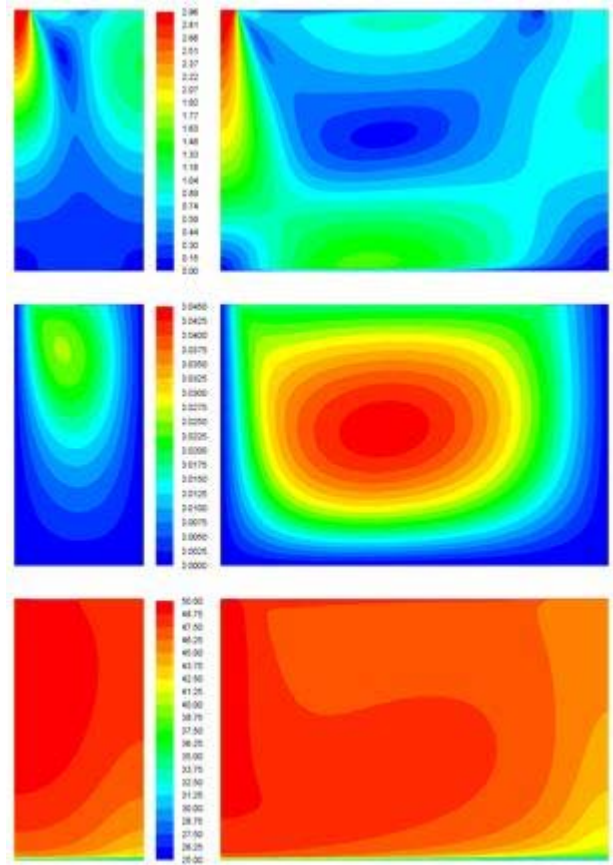
국소 Nusselt수가 유동셀 전체에서 하향 평균 이동 하는 경우에 대한 조건을 본 수치해석 결과에 따라 요약하면 다음과 같다.

$$\sqrt{Re} \times \frac{S}{H} < 35$$

3.2 평균 열전달 특성

Reynolds수와 S/H 가 다중 슬롯 시스템 전체의 열전달 성능에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 단일 유동셀에서 충돌평면에 대한 평균 Nusselt수 값, $\overline{Nu}_{multiple}$ 을 같은 Reynolds수 조건의 단일 슬롯 형상에서 슬롯 중심선에서 노즐 간 간격(S)까지의 평균 Nusselt수, \overline{Nu}_{single} 로 나누어 표준화하여 Fig.7에 나타내었다.

앞 절에서 논의한 국소 Nusselt수 분포가 하향 평균 이동하는 경우는 표준화한 Nusselt 분포로 비교해보면 단일 슬롯에 비해 최대 30% ($Re=2000$, $S/H=0.5$ 의 경우) 작았으며, S/H 값이 증가할수록 지수적으로 증가하여 일반적인 유동 분포의 경우에 근접 하였다. 또한 이러한 현상은 Reynolds수가 클수록 작아지고, $Re=5000$ 이상에서는 나타나지 않았다. $Re=5000$ 이상에서는 S/H 가 최소인 곳에서 표준화 Nusselt수가 1에 가까



(a) $S/H=0.50$

(b) $S/H=1.50$

Fig.6 Velocity field, streamline and temperature field of a flow cell at $Re = 2000$.

웠다가 다시 작아지는 특성을 보였으며, Reynolds수가 클수록 1에 더 가까워진다.

이러한 Reynolds수에 따라 다른 특성들은 $S/H=1$ 부근이 되면 Reynolds수에 관계없이 표준화 Nusselt수 값이 0.95 정도로 같아졌으며, 이후의 구간에서는 Reynolds수의 영향을 받지 않는다. $S/H>1$ 인 구간에서는 S/H 가 커질수록 단일 슬롯에서의 평균 Nusselt수에 근접하며, $S/H=5$ 정도가 되면 단일 슬롯과 같은 결과까지 도달하였다.

3.3 열전달 특성에 따른 구간 구분

앞 절의 분석 결과에 따르면 하향 평균 이동하는 $\sqrt{Re} \times (S/H) < 35$ 의 구간은 입력 동력에 비해 열전달 성능이 나오지 않는 구간으로 건조기 설계에서 피해야 할 구간이기 때문에 이를 제외할 영역에 대한 특성 분석은 유의하다고 생각된다.

하향 평균 이동의 경우를 제외하면 다중 슬롯 충돌제트에 대한 유동셀의 열전달 특성은 세 개의 영역으로 구분 해볼 수 있다. 첫 번째는 S/H 와 Reynolds수의 영향 모두를 받는 구간으로 $S/H=1$ 부근까지이고, 최대 두 번째는 S/H 의 영향을 받는 구간으로 $1 < S/H < 5$ 이다. 그리고 마지막으로 단일 슬롯과 같은 열전달 성능을 가지는 구간으로 구분 할 수 있다.

4. 결 론

코팅된 필름이나 전도성 인체체의 건조기 설계를 위한 기초 자료로서 배기구를 가지는 국한된 다중 슬롯 충돌제트에 대하여 LRN k-ε 난류모델을 사용하여 수치해석 하여 다음과 같은 결과를 도출하였다.

- (1) 유동셀에서 Reynolds수와 S/H 값이 복합적으로 작을 경우, 국소 Nusselt수가 유동셀 전체에서 하향 평균 이동하는 전반적 열전달 성능 감소 현상이 발생한다. 하향 평균 이동 현상은 Reynolds수의 제곱근과 S/H 를 곱한 값으로 예측할 수 있다.
- (2) 다중 슬롯 제트의 유동셀에서 국소 Nusselt수의 하향 평균 이동이 일어나지 않는 경우는 열전달 특성에 따라 Reynolds수와 S/H 의 영향을 받는 영역, S/H 만의 영향을 받는 영역, 단일 슬롯 제트와 같은 열전달 특성을 갖는 영역의 3가지 영역으로 구분할 수 있다.

후 기

이 논문은 서울시 산학연 협력사업(10848)지원을 받아 수행된 연구이며 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. A. S. Mujumdar, 2006, "Impingement Drying." In: Handbook of Industrial Drying, A. S. Mujumdar, ed., CRC Press, Boca Roton, pp. 385-396.
2. R. A. Cairncross, L. F. Francis and L. E. Scriven, 1996, Predicting drying in coatings that react and gel: Drying regime maps,

AIChE Journal, Vol. 42, No. 1, pp. 55-67.

3. H. Martin, 1977, "Heat and mass transfer between impinging gas jet and solid surfaces." In: Advances in Heat Transfer, J. P. Hartnett and T. F. Irvine Jr., eds., Academic Press, New York, pp. 1-60.
4. K. Ichimiya and N. Hosaka, 1992, Experimental study of heat transfer characteristics due to confined impinging two-dimensional jets, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 5, No. 6, pp. 803-807.
5. P.-H. Yoon, D.-H. Rhee and H. H. Cho, 2000, Effect of Arrays of Impinging Jets with Crossflow on Heat / Mass Transfer, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, B, Vol. 24, No. 2, pp. 195-203.
6. P. Y. Tzeng, C. Y. Soong and C. D. Hsieh, 1999, Numerical investigation of heat transfer under confined impinging turbulent slot jets, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, Vol. 35, No. 8, pp. 903-924.
7. N. R. Saad, S. Polat and W. J. M. Douglas, 1992, Confined multiple impinging slot jets without crossflow effects, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 13, No. 1, pp. 2-14.
8. M. Rady and E. Arquis, 2006, Heat transfer enhancement of multiple impinging slot jets with symmetric exhaust ports and confinement surface protrusions, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, No. 11-12, pp. 1310-1319.
9. R. Gardon and J. C. Akfirat, 1966, Heat transfer characteristics of impinging two-dimensional air jets, Journal of Heat Transfer, Vol. 88, pp. 101-108.K.
10. Abe, T. Kondoh and Y. Nagano, 1994, A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows-I. Flow field calculations, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, No. 1, pp. 139-151.