

제한벽이 있는 공기제트에 의한 돌출 발열체의 냉각 특성에 대한 수치 해석 연구

Numerical Study on the Cooling Characteristics of Pedestal Heat Source with an Confined Air Jet

최인수*
In-Su Choi*

<Abstract>

The air flow and heat transfer characteristics of an air jet impinging on a pedestal heat source has been investigated numerically to examine the effects of geometric parameters such as nozzle-to-pedestal spacing, nozzle diameter and pedestal size. Also, the parameters of Reynolds number, air jet power, supplied heat and thermal conductivity of pedestal have been studied to reveal how these affect the average Nusselt number. Hence, a two-dimensional turbulent model has been developed and adopted to simulate the fluid flow and heat transfer phenomena numerically. The results obtained from the model show that the nozzle-to-pedestal spacing, relative size of nozzle to pedestal and Reynolds number of air jet have a significant influence on the cooling characteristics of heated pedestal. Furthermore, some useful guidelines could be given to the application of cooling the heated pedestal.

Keywords : Air impingement jet, Heat transfer, Pedestal heat source, Numerical model

1. 서 론

충돌제트를 이용한 냉각방식은 건조 및 제조 공정과 같은 산업현장에서 널리 이용되고 있으며, 최근에는 높은 열전달 특성 때문에 전자부품의 냉각에도 응용되고 있다. 그동안 이에 대한 많은 연구들이 수행되어왔고, 충돌면에서 공기 제트류의 난류강도에 따라 열전달 양상은 크게 변화하는 것으로 알려져 있다.^(1,2)

공기를 가열면에 분사시켜 냉각시키는 방법에 대한 연구결과들을 살펴보면, 제한벽이 있는 경우와 없는 경우, 자유제트와 스윙제트 그리고

노즐 출구의 형상 등을 추가하는 방법들로 대별할 수 있다.

Behnia 등⁽³⁾은 난류 수치해석 모델을 이용하여 제한벽이 있는 경우와 없는 경우에 레이놀즈수, 노즐의 직경 및 평판과의 간격 등이 국소 열전달계수에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 하지만 돌출 발열체의 크기 및 노즐 직경과의 치수비 등에 대한 고찰은 없었다. Lou 등⁽⁴⁾도 FLUENT의 수치해석패키지를 사용하여 기하학적 형상 및 평판의 표면거칠기 등이 제트의 압력강하와 열전달계수에 미치는 영향에 대하여 고찰하였으나, 레이놀즈수가 매우 낮은 층

* 교신저자, 정희원, 경북대학교 이공대학 기계자동차공학부 교수, 工博, * Corresponding Author, Professor, School of Mechanical and Automotive Eng. Kyungpook National University, Ph. D.
E-mail : isc@knu.ac.kr

류영역에 국한하였다.

Zhou 등⁽⁵⁾은 사각 노즐은 사용하여 레이놀즈 수 및 평판에서의 난류 강도에 대한 누셀트수의 상관관계를 실험을 통해 밝혔다. 하지만 국소 및 평균 누셀트수를 구하기 위해서는 난류 강도 값을 필요로 하는데 이를 어떻게 산업현장에 손쉽게 응용할 수 있을지 의문이다. 황상동 등⁽⁶⁾은 난류 특성을 변화시키기 위하여 노즐 출구에 다중관을 삽입하여 실험 고찰하였고, 다중관의 길이 및 노즐과 평판과의 거리가 열전달에 미치는 영향에 대하여 밝혔다.

그리고 최근에는 열전달을 증진시키기 위하여 선회류를 이용한 스윙 충돌제트에 의한 냉각특성도 다양하게 연구되고 있다.^(7,8) 정체점 부근에서는 스윙제트가 자유제트에 비하여 우수한 냉각특성을 보이고 있다. 하지만 선회류를 발생시키기 위해서는 부가적인 에너지가 필요한 단점이 있다. 그리고 정체점 부근에서만 열전달계수가 높으므로 열전도도가 낮은 물체를 냉각시킬 경우 온도차에 의한 열응력의 발생도 우려된다. 그리고 신운철 등⁽⁹⁾은 압축공기를 온기와 냉기로 분리 배출시키는 보텍스튜브를 사용하여 냉기류의 충돌냉각 특성을 실험 연구하였다. 전반적으로 자유제트에 비하여 냉각특성은 우수하지만, 압축공기가 필요하므로 상당한 공기동력을 요구하는 단점이 있다.

한편 전자회로의 고집적화가 급속하게 진행됨에 따라 단위 면적당 발생열은 매우 높아지고 있으며, 이를 제거하기 위한 방법들도 다양하게 연구되고 있다. 아울러 전자부품의 냉각은 노즐 출구와 동일한 높이의 제한벽이 존재하는 양상이 일반적이는데, Obot 등⁽¹⁰⁾은 제한벽이 존재하면 평균 열전달계수는 제한벽이 없는 자유제트의 경우에 비하여 5~10% 정도 작은 것으로 발표하였다.

대부분의 연구결과는 평판에 자유제트 또는 스윙제트를 충돌시키는 경우로 국소 냉각특성을 고찰하였다. 하지만 전자제품의 냉각을 위해서는 비교적 낮은 공기동력이 요구되고, 발열체가 기관에서 돌출된 형상이다. 그러나 돌출 발열체에 공기제트를 충돌시킨 냉각특성에 대한 연구결과는 미흡하며, 특히 발열체 전체에 대한 평균 열전달계수의 고찰이 보다 요구된다.

따라서 본 연구에서는 회로기관에 전자모듈이 부착되어 열을 발산하는 상황과 유사한 조

건에서 발열체의 크기 및 열적 조건에 따라 최적의 노즐 치수 및 작동조건을 찾기 위하여 수치해석모델을 개발하고, 이를 사용하여 제한벽과 평판 사이의 공기유동 양상 및 발열체의 냉각 특성을 고찰하였다.

2. 해석 모델

전자 기관에 장착된 모듈과 같은 발열체의 냉각을 위해 분사되는 공기제트의 유동 그에 따른 발열체의 방열 양상을 해석하기 위하여 Fig. 1과 같이 간략화된 모델을 선정하였다.

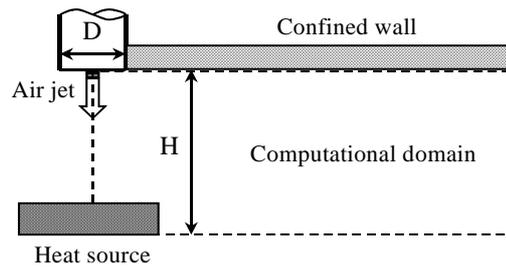


Fig. 1. Schematic diagram of jet impingement domain on a pedestal heat source.

공기 제트에 의한 강제대류 냉각 성능만을 고찰하기 위하여 발열체와 바닥판과의 전도 열전달은 없는 것으로 가정하였다. 그리고 발열체와 제한벽과의 복사 열전달은 공기에 의한 혼합대류냉각에서 복사 열전달량은 총 공급열량의 3%이내이므로⁽¹¹⁾ 본 연구에서는 고려하지 않았다.

공기 제트의 형태는 축대칭인 2차원 유동으로 가정하였고, 유한체적법⁽¹²⁾을 이용하여 계산하였다. 공기의 유동은 $k-\epsilon$ 난류모델⁽¹³⁾을 이용하였으며, 표준 난류모델의 벽면 경계조건의 수정을 위하여 저레이놀즈 모형⁽¹⁴⁾을 사용하여 계산하였다.

노즐 출구의 공기 제트의 속도분포는 식 (1)과 같이 Prandtl의 지수 속도분포식을 사용하였으며, 지수 n 은 레이놀즈수에 따라 결정된다. 그리고 평균유속은 식 (1)을 적분하면 식 (2)와 같다. 따라서 계산시 입구 속도분포는 공기제트의 질량유량에 따라 결정하였다.

$$u = u_{max} \left(\frac{R-r}{R} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (1)$$

$$u_{mean} = u_{max} \left(\frac{2n}{1+n} - \frac{2n}{1+2n} \right) \quad (2)$$

아울러 노즐 출구에서의 난류에너지는 공기 제트 운동에너지의 5%로 가정하였는데, 이 수치는 초기 상태에 약간의 영향을 주나 전반적인 유동 양상에는 거의 변화가 없었다. 그리고 Fig. 1의 계산영역의 우측 경계선에서는 모든 함수들의 구배가 없으나, 외부에서 공기가 유입되는 양상도 모사할 수 있도록 하였다.

돌출 발열체의 평균 열전달계수(h_c)는 식 (3)과 같이 발열체에 공급된 열유속(q_h) 및 발열체와 공기제트의 초기 온도차에 의하여 구하였고, 평균 누셀트수는 식 (4)와 같이 열전달계수, 발열체의 직경(d_h) 및 공기의 전도 열전달계수(k_a)로 구하였다. 이 때 공기의 전도 열전달계수는 막온도로 공기제트의 초기온도와 발열체 평균온도의 중간값을 취하여 식 (5)와 같이 결정하였다.

$$h_c = \frac{q_h}{T_h - T_{in}} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{h_c d_h}{k_a} \quad (4)$$

$$k_a = f \left(\frac{T_h - T_{in}}{2} \right) \quad (5)$$

3. 결과 및 고찰

외기의 조건은 101.3kPa, 300K이고, 제한벽 밑으로 역류되는 외부 공기의 온도 영향을 배제시키기 위하여 노즐에서 분사되는 제트의 온도도 외기와 동일한 조건으로 설정하였다.

공기제트의 운동에너지와 레이놀즈수, 노즐 직경, 제한벽의 높이, 돌출 발열체의 크기, 전도 열전달계수, 가열량 등을 달리하여 계산을 수행하였고, 이들 형상 치수 및 작동 변수들이 돌출 발열체에 미치는 냉각 특성을 고찰하였다.

3.1 제한벽 높이의 영향

돌출 발열체의 크기는 직경 30mm × 높이 3mm, 발열체의 전도 열전달계수는 10W/mK이고, 노즐에서 분출되는 공기제트의 이론공기동력이 40mW, 레이놀즈수가 5500으로 모두 동일한 조건에서 노즐 직경과 제한벽의 높이만을

달리하였을 때, Fig. 2와 같이 바닥에서 제한벽까지의 간격 H가 낮을수록 냉각효과는 우수한 것으로 나타났다. 하지만 제한벽의 높이가

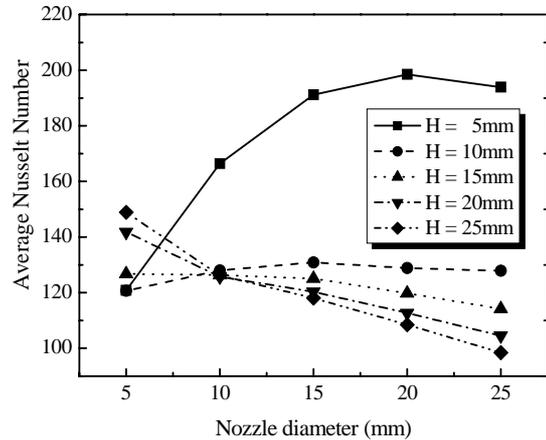


Fig. 2. Variation of Nusselt number at different height of confinement ($d_h=30\text{mm}$, $Re=5500$, $q=8488\text{W/m}^2$, $k_h=10\text{W/mK}$).

10mm에서는 노즐 직경에 따른 열전달계수의 변화도 적고, 그 이상이 되면 노즐 직경이 커짐에 따라 냉각 특성은 현저히 저하되는 것으로 나타났다. 그리고 노즐직경이 10mm이하인 경우는 제한벽이 높은 것이 유리하지만, 노즐직경 10mm이상인 경우에는 낮을수록 유리하다.

노즐 직경이 10mm 이하에서는 제한벽 하부로 유입되는 공기도 없고 노즐에서 분출되는 공기제트가 돌출 발열체 중심부에 충돌하고 주변으로 확산되면서 열을 흡수하게 된다. 그에 따라 발열체 표면과 확산되는 공기 제트류의 온도차가 줄어들게 된다. 그러므로 제한벽의 높이가 낮을수록 냉각효과는 떨어지고, 제한벽의 높이가 높아지면서 제트류의 분출력에 기인한 주변 공기의 유입으로 열전달량은 증가한 것으로 보인다.

하지만 냉각특성이 가장 좋은 경우는 제한벽의 높이가 가장 낮은 5mm일 때이다. 노즐 직경이 20mm이고 제한벽의 높이를 달리하면서 돌출발열체 표면에서의 난류강도를 보면 Fig. 3과 같이 제한벽의 높이가 낮을수록 난류강도는 높게 나타난다. 그리고 반경방향의 변화를 보면 중심부 (정체점)에서 1차 극대값을 보이고, 다시 그보다 큰 2차 극대값을 나타낸다. 그러나 제한벽이 높아지면 이러한 현상은 없어지는데, 다른 연구결과^(3,8)에서도 중심부(정체점)에서 가장 큰 열전달계수 값을 나타내고 있다.

제한벽이 낮으면 노즐 출구에서 발열체 표면까지 제트류가 운동하면서 주변 공기와의 마찰

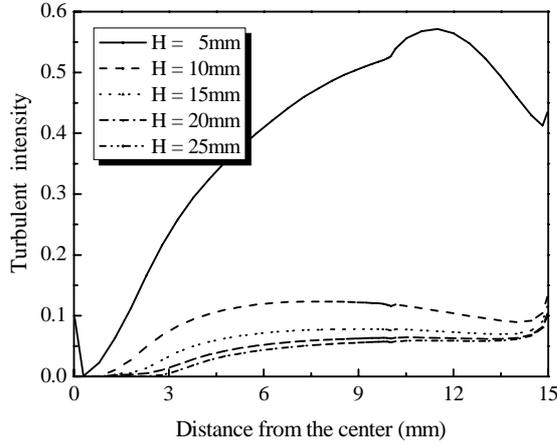


Fig. 3 Variation of turbulent intensity at different height of confinement ($D=20\text{mm}$, $d_h=30\text{mm}$, $Re=5500$, $q=8488\text{W/m}^2$, $k_h=10\text{W/mK}$)

저항도 적으므로 열전달 특성도 우수한 것으로 나타났다. 하지만 제한벽이 10mm이상으로 높아지면 제한벽 하부로 유입되는 공기유량도 많아지고 유입공기와 운동량 교환이 일어나 난류 강도도 떨어지면서 냉각 특성도 저하되는 것으로 판단된다. 따라서 돌출 발열체 냉각의 경우 제한벽의 높이는 가능한 낮게 유지하는 것이 바람직하다.

3.2 노즐직경의 영향

제한벽의 높이가 5mm, 돌출 발열체의 높이는 3mm이고 공급열량은 6W로 동일할 때, Fig. 4는 발열체 크기에 대한 노즐의 직경비의 영향을 비교한 그림인데 모두 포물선 형태의 양상을 보이고 있다. 발열체의 직경이 25~40mm 범위일 때 어느 경우에서나 노즐직경/발열체의 비가 0.7 정도에서 평균 열전달계수는 최고값을 나타낸다. 이는 앞서서도 기술하였지만, 제한벽의 높이가 10mm이하에서는 제한벽 하부로 유입되는 공기가 없고 발열체에 상부 표면에 충돌한 제트 기류는 바닥판과 제한벽 사이로 흐르면서 열을 흡수하게 된다. 한편 발열체의 크기가 40mm로 가장 큰 경우에 평균 누셀트수도 큰데, 모든 경우에 6W를 가열할 때 열유속은 $4,775\text{W/m}^2$ 에서 $12,223\text{W/m}^2$ 까지 차이가 있으므로 방열 유속도 열전달계수의 절대치에 영향을 주는 것으로 판단된다.

Fig. 5는 발열체의 크기가 35mm일 때 노즐

직경에 따른 공기제트의 유동 양상을 나타낸 그림이다.

Fig. 4와 동일한 조건에서 노즐직경이 15mm인 경우는 중심부의 유속은 높지만 발열체 가장자리 표면에서는 속도가 낮고 중심부에서 충돌한 기류가 표면을 타고 흐르면서 온도도 높아져 냉각효율이 떨어진 것으로 보인다.

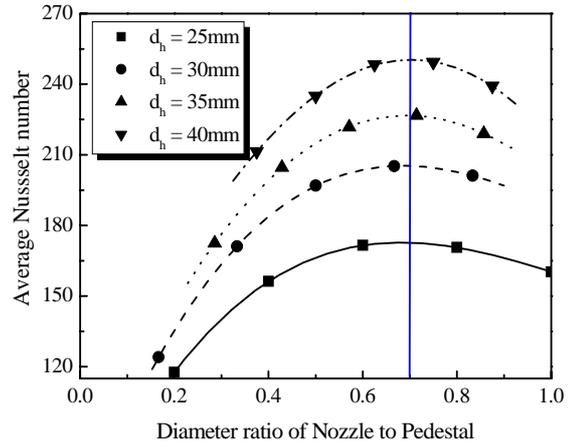


Fig. 4 Variation of Nusselt number at different size of pedestals ($H=5\text{mm}$, $Re=5500$, $Q=6\text{W}$, $k_h=100\text{W/mK}$)

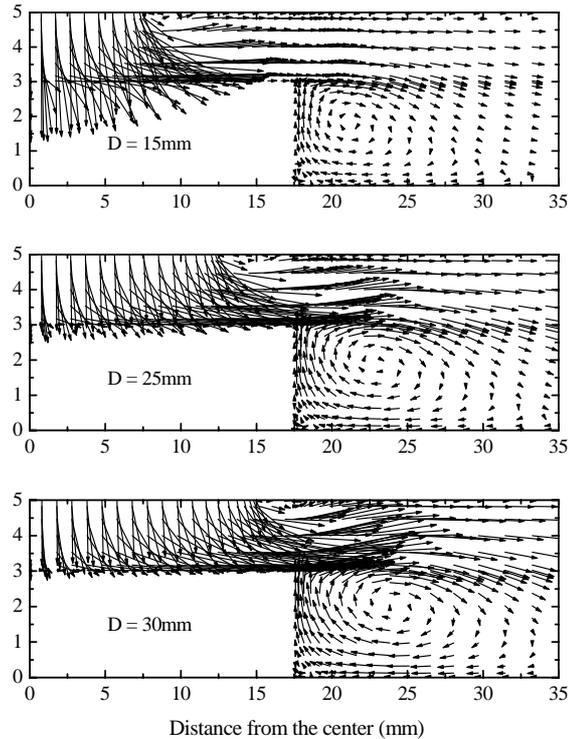


Fig. 5 Vector plots at different size of nozzle diameter ($H=5\text{mm}$, $d_h=35\text{mm}$, $Re=5500$, $Q=6\text{W}$, $k_h=100\text{W/mK}$)

반면에 노즐직경이 30mm인 경우는 노즐에서 분출된 제트의 외측 기류는 중심에서 충돌하고 밀려오는 기류층과 혼합되어 직경이 25mm인 경우보다 발열체의 냉각에 효과적으로 이용되지 못하는 것으로 판단된다.

발열체의 냉각에 가장 효과적인 노즐의 직경은 발열체 크기의 70%인 것으로 나타났다. 하지만 모든 경우에 발열체 주변에서 재순환영역이 생성된다. 그리고 본 연구에서는 공기제트에 의한 대류 냉각효과만을 고찰하기 위하여 발열체와 바닥판 사이의 전도 열전달은 없는 것으로 가정하였는데, 실제 현상에서는 전도 열전달에 의해 발열체 주변의 바닥 온도도 높아지므로 이러한 재순환 영역의 형성은 냉각효과에 상당한 악영향을 미칠 것으로 사료된다.

3.3 발열체 가열량의 영향

Fig. 4에서 동일한 공급 열량인 경우 열유속에 따라 평균 누셀트수가 달라졌다. 따라서 모듈의 크기가 30mm로 동일한 경우에 열전달계수의 변화를 살펴보았다.

Fig. 6는 제한벽의 높이가 5mm, 레이놀즈수가 5500으로 모든 조건이 동일할 때 공급열량을 4W에서 10W까지 변화함에 따른 평균 누셀트수의 변화를 비교한 그림이다.

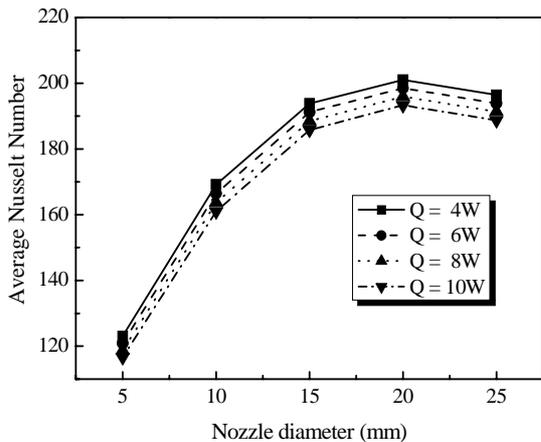


Fig. 6 Variation of Nusselt number at different heat supplied to the pedestal ($H=5\text{mm}$, $d_h=30\text{mm}$, $Re=5500$, $k_h=10\text{W/mK}$)

제한벽의 높이나 노즐 직경과 같은 형상 치수와 같이 큰 영향은 없으나, 발열체의 공급열량 또는 열유속이 증가하면 모든 노즐에서 비슷한 수준으로 평균 누셀트수는 약간 작아지는 것으로 나타났다.

식 (3) 및 (4)에서 알 수 있듯이 평균 누셀트수는 공기의 열전도도에 반비례하고 방열 열유속에 비례하는데, 공기의 열전도계수는 온도가 높아질수록 미소하게 커진다. 하지만 그로 인한 변화는 Fig. 6에 나타난 차이만큼 크지 않으며, 공기제트로의 방열 열유속 및 발열체의 열전도 유속과의 상관관계에 의하여 차이가 발생할 것으로 예상된다. 즉, 발열체의 전도 열전달계수가 크면 공급열이 발열체 표면으로 빠르게 이동하게 되고, 공기제트의 냉각능력 범위 내에서는 발열체의 온도증가가 없이 냉각될 것이다.

3.4 발열체 열전도도의 영향

Fig. 6에서와 같이 제한벽의 높이 및 공기제트의 레이놀즈수가 동일한 조건에서 발열체의 가열량이 6W일 때, 발열체의 전도 열전달계수의 차이에 따른 평균 누셀트수의 변화를 Fig. 7과 같이 살펴보았다.

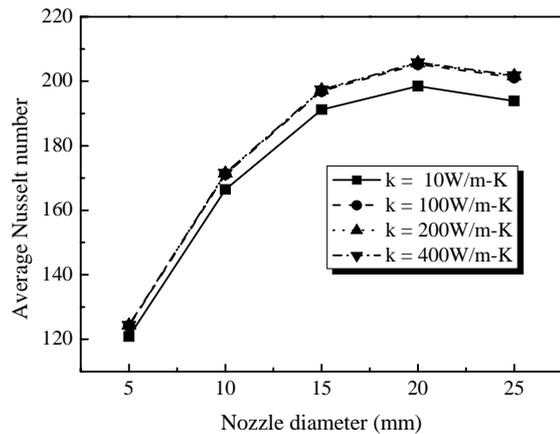


Fig. 7 Variation of Nusselt number at different thermal conductivity of pedestal ($H=5\text{mm}$, $d_h=30\text{mm}$, $Re=5500$, $Q=6\text{W}$)

발열체의 열전도도가 변화하여도 노즐 직경에 대한 냉각특성의 성향은 크게 변화하지 않는다. 특히 노즐 직경이 작은 경우는 제트의 분류가 제한벽과의 마찰에 의한 운동량 손실이 크므로 발열체의 열전도도에 의한 영향은 미소하다. 하지만 노즐 직경이 커질수록 열전도도에 의한 영향도 다소 증대된다. 노즐직경 20mm (발열체와의 치수비 0.7)에서 평균 누셀트수 값의 차이가 가장 크게 나타나는데, 이 경우 전도 열전달계수의 변화에 따른 발열체의 평균온도, 최대 및 최저온도를 비교하면 Fig. 8과 같다. 그리고 공기 제트의 유동과의 관계를 살펴보기

위하여 Fig. 9에는 발열체의 열전도도에 따른 발열체 자체의 재료 온도 및 발열체 주위 공기의 온도분포를 나타내었다.

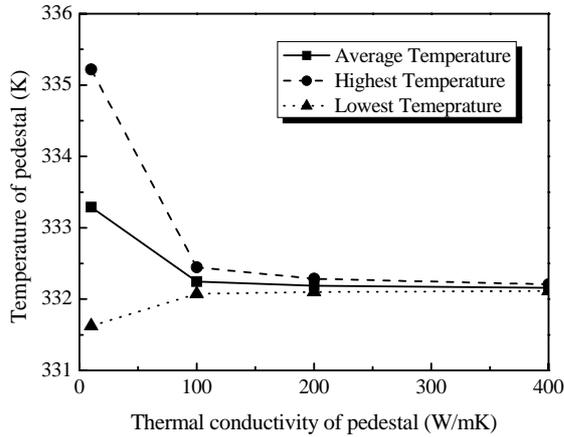


Fig. 8 Temperatures of pedestal at various thermal conductivity (H=5mm, D=20mm, $d_h=30$ mm, Re=5500, Q=6W)

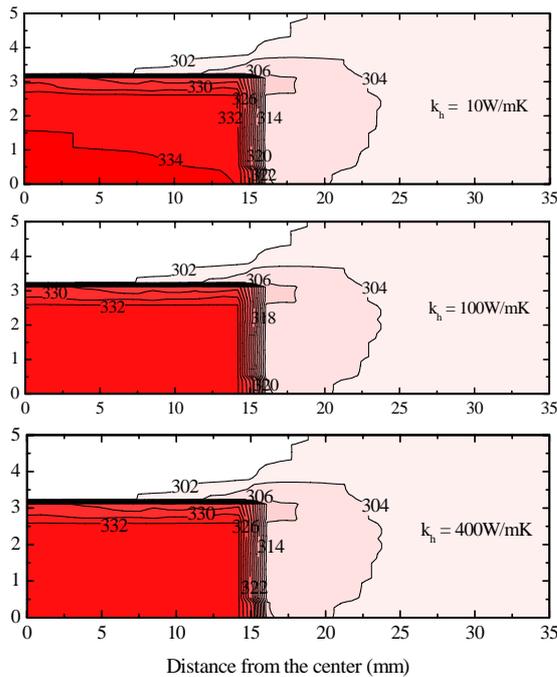


Fig. 9 Contour plots of temperature at various thermal conductivity of pedestal (H=5mm, D=20mm, $d_h=35$ mm, Re=5500, Q=6W)

평균 누셀트수가 가장 큰 노즐 직경 20mm에서 발열체의 열전도도가 10W/mK인 경우 발열체의 최고온도는 335.2K (주변 온도 300K)이고, 최저 온도와 차는 3.6K이다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 발열체 중심부의 온도가 가장 높고 가장자리에서 큰 온도구배를 나타내고 있어서, 중심부와 가장자리의 온도차로 열응력이 커질

수 있다.

반면에 발열체의 열전도도가 100W/K인 경우는 최고온도가 332.4K이고 최저온도와 차는 0.4K 미만이다. 그리고 Fig. 9의 온도분포를 보더라도 발열체 외벽 부근에서만 온도구배가 생긴다. 이는 전도에 의한 열유속이 공기제트에 의한 대류 냉각 열유속보다 크기 때문으로 사료되며, 온도차에 의한 열응력의 발생은 거의 없을 것으로 판단된다.

공기제트의 양상은 발열체의 열전도도가 변화하여도 가시적인 차이가 없다. 단지 발열체 표면과 접한 기류층의 온도 및 그에 따른 밀도만 차이가 있고, 전반적인 유동양상은 기하학적 조건 및 공기제트의 초기조건에 의해 좌우된다. 따라서 발열체의 열전도도는 냉각 특성에 현저한 영향은 미치지 않지만 열응력의 발생 및 그에 따른 변형 등을 고려한 공기제트의 초기조건이 결정되어야 할 것이다.

3.5 레이놀즈수의 영향

Fig. 10은 공기제트의 초기 레이놀즈수에 따른 평균 누셀트수의 값을 비교한 그림이다.

레이놀즈수에 따른 평균 누셀트수는 난류강도의 증가 및 공기유량과 비례하여 선형적으로 증가하며, 이는 기존 연구결과들과 다르지 않다. 다만 앞서서도 기술하였지만 발열체와 노즐 직경의 비가 0.7보다 큰 경우 (Fig. 10에서 노즐 직경 25mm)는 열전달 특성이 저하된다.

기존의 연구결과에서 보면, 평균 또는 국소 누셀트수를 레이놀즈수와 노즐직경에 대한 거리비 등으로 상관관계를 제시하고 있으나⁽¹⁾, 극히 제한된 조건에서만 응용할 수 있다. 공기제트의 충돌 냉각에 필요한 주요 변수들을 대부분 포함하면서 넓은 운전범위에서 적용할 수 상관식의 도출은 극히 어려울 것으로 판단된다.

Fig. 10은 동일한 레이놀즈수에서 노즐 직경이 변화하면 공기제트의 유속이 달라지므로, 각 레이놀즈수에서 이론 공기동력을 동일한 조건으로 부여하여 계산한 결과를 비교한 그림이다.

따라서 레이놀즈수가 6500일 때 이론공기동력은 60mW이고, 노즐 직경에 따라 공기제트의 평균 유속 및 질량유량은 Fig. 11에 나타낸 바와 같이 달라진다. 일반적으로 공기기계의 특성을 보면 동일한 동력조건에서 유량이 많으면 송출압력은 낮아진다. 하지만 이런 성능특성은

제품마다 차이가 있으므로 동일한 레이놀즈수에서도 다소의 압력 및 유속 차이는 존재할 것으로 예상된다. 그러므로 공기제트에 의한 돌출 발열체의 냉각에서 응용할 수 있는 상관식을 유도하는 것은 매우 어려울 것이다.

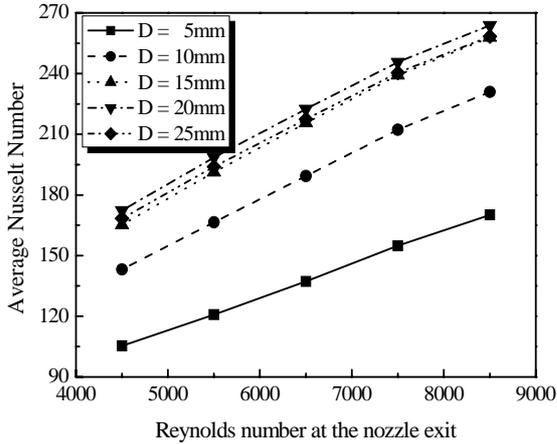


Fig. 10 Variation of average Nusselt number at various Reynolds number of air jet ($H=5\text{mm}$, $d_h=30\text{mm}$, $Q=6\text{W}$, $k_h=10\text{W/mK}$)

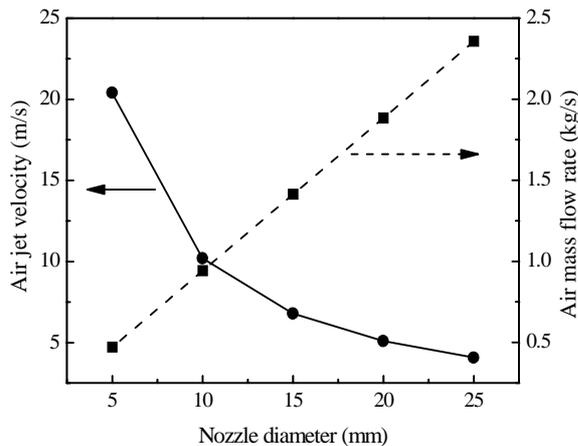


Fig. 11 Variation of air jet velocity and air mass flow rate at various nozzle diameter ($Re=6500$)

4. 결론

전자모듈과 같이 평판에서 돌출된 발열체를 공기 제트를 이용하여 냉각시키는 효과적인 방법을 모색하기 위하여 난류 유동해석 프로그램을 개발하였고, 수치해석모델을 이용하여 형상 변수 및 작동 변수들이 냉각에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다.

평균 누셀트수는 공기제트의 초기 레이놀즈수에 가장 큰 영향은 받으며, 제한벽의 높이 및 발열체에 대한 노즐 직경비도 주요한 인자이다. 평균 열전달계수는 레이놀즈수에 비례하지만, 모든 레이놀즈수에서 제한벽의 높이는 낮을수록 우수하며, 발열체와 노즐 직경의 비는 0.7일 때 가장 우수하다.

그리고 발열체의 발열 유속이 높아지면 열전달계수는 작아지고, 반면에 재료의 전도 열전달계수가 크면 열전달계수는 커진다. 그러나 열전도계수가 100W/mK 이상으로 높으면, 열전달 특성의 차이는 현저히 줄어들어진다. 하지만 열전도도가 매우 낮은 발열체는 온도차가 커져서 열응력이 발생하므로 재료의 특성을 고려하여 공기제트의 작동조건을 선정하여야 할 것이다.

기호설명

D, R	노즐 직경 및 직경	(m)
k_h	발열체의 전도열전달계수	(W/mK)
\bar{T}_h	발열체의 평균온도	(K)
T_{in}	공기제트의 초기 온도	(K)
P_{in}	공기제트의 초기 압력	(kPa)
q_h	발열체 공급 열유속	(W/m^2)
h_c	열전달계수	(W/m^2K)
H	제한벽의 높이	(m)
Nu	열전달계수	($-$)
Re	레이놀즈수	($-$)

후 기

이 논문은 경북대학교 학술연구지원금에 의해 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- Gordan, R. and Akfirat, J. C., *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **8**, 1261, (1963)
- Katti, V. and Prabhu, S. V., *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **51**, 4480, (2008)
- Behnia, M., Parneix, S., Shabany, Y. and Durbin, P. A., *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, **20**, 1, (1999)
- Lou, Z. Q., Mujumdar, A. S. and Yap, C., *Applied Thermal Engineering*, **25**, 2687,

- (2005)
- 5) Zhou, D. W., and Lee, S. J., *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, **50**, 1916, (2007)
 - 6) 황상동, 조형희, *대한기계학회 논문집 B권*, **28, 2**, 135, (2004)
 - 7) 조정원, 이상준, *대한기계학회 논문집 B권*, **25, 10**, 1336, (2001)
 - 8) 장종철, 전영우, 박시우, 정인기, *대한기계학회 논문집 B권*, **28, 1**, 118, (2004)
 - 9) 신운철, 김창수, 배신철, *대한기계학회 논문집 B권*, **31, 1**, 8, (2007)
 - 10) Obot, N., Mujumdar, A. and Douglas, W. *Proc. of 7th Int. Heat Transfer Conf.*, **3**, 395, (1982)
 - 11) Kang, B. H. and Jaluria, Y., *J. of Heat Transfer*, **112**, 653, (1990)
 - 12) Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Co., (1980)
 - 13) Launder, B. E. and Spalding, D. B., *Computer Methods in Applied Mechanics and Eng.*, **3**, 269, (1994)
 - 14) Chang, K. C., Hsieh, W. D. and Chen, C. S., *ASME J. of Fluids Engineering*, **117**, 417, (1995)
-
- (2008년 11월 18일 접수, 2009년 2월 13일 채택)