

근적외선 열풍기의 복합열전달에 관한 수치적 연구

최 훈 기,¹ 유 근 종,¹ 김 인 호²

NUMERICAL STUDY ON COMBINED HEAT TRANSFER IN NIR HEATING CHAMBER

H.K. Choi,¹ G.J. Yoo¹ and I.H. Kim²

Numerical analysis is carried out for combined heat transfer in an indirected NIR(Near Infrared Ray) heating chamber. Reynolds number and shapes of absorbed cylinder are known as important parameters on the combined heat transfer effects. Reynolds number based on the outer diameter of the cylinder is varied from 10^3 to 3×10^5 . Four difference heat transfer regimes are observed: forced convection and radiative heat transfer on the outer surface of the cylinder, pure conduction in the cylinder body, pure natural convection and radiation between lamp surface and inner surface of the cylinder, and radiation from the lamp. Flow and temperature characteristics are presented with iso-contour lines for the absorbed circular and elliptic cylinders to compare their differences. The convective and radiative heat transfer fluxes are also compared with different Reynolds numbers. As usual, Reynolds number is an important factor to estimate increasing convective heat transfer as it increases. The shape of absorbed cylinder results overall heat transfer rates remain unchanged.

Key Words : Combined Heat Transfer, Reynolds Number, Convective Heat Flux, Radiative Heat Flux, NIR Heating Chamber

1. 서 론

비닐하우스의 난방이나 농수산물 건조를 위한 열풍은 최근까지는 보일러의 연소열을 이용한 열풍방식이 대부분을 차지하고 있었다. 하지만 석유류의 급격한 가격 상승으로 인하여 운전비용이 증가하여 그 수요는 줄어들고 있는 실정이다. 보일러를 이용한 열풍기의 대체를 위하여 전기를 이용한 열풍기가 점진적으로 확대되고 있는 추세이다. 전기를 이용한 열풍기는 전기저항으로 작동유체를 끓이고 열교환을 통하여 열풍을 만드는 방식이 가장 많이 사용되어지고 있지만 열효율이 낮은 단점이 있다. 농수산물의 건조에는 적외선을 건조물에 직접 방사하여 건조하는 방식을 많이 사용하고 있으나 적외선이 방사되지 않은 영역에서의 건조성능이 떨어지는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위하여 최근에 개발된 적외선의 복사열을 이용한 간접방식 열풍기에 대한 이론적 연구

의 필요성이 있어 본 연구를 수행하게 되었다.

열풍기에 적용하는 적외선은 복사열 파장이 $1.4 \sim 100 \mu\text{m}$ 인 원적외선과 $0.7 \sim 1.4 \mu\text{m}$ 인 근적외선으로 나눌 수 있다. 초기에는 가격이 비교적 싼 원적외선이 많이 사용되어 왔지만 복사열 강도가 훨씬 높은 근적외선이 최근에 각광을 받고 있다.

간접방식 열풍기는 공기의 온도를 높여 난방 또는 건조를 하는 장치이므로 근적외선 램프에서 방사되는 복사열로 직접적으로 공기를 승온시키는 것은 불가능하므로 이를 위하여 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 복사열을 흡수하는 흡열유닛을 사용하여 간접적으로 공기에 열을 전달하는 시스템으로 구성하였다. 그림에서와 같이 중앙부의 근적외선 램프에서 근적외선이 방사되고 방사된 복사열을 흡수하는 흡열실린더파이프(전도계수가 높은 알루미늄 파이프의 내벽에 복사 흡수율을 높이기 위하여 검은색 계통의 세라믹 코팅을 함)의 안 벽면에서 흡수되고 파이프를 통하여 외부 표면으로 전도에 의하여 열이 전달된다. 실린더의 외부표면에 공기를 공급하면 대류열 전달이 일어나 공기의 온도를 상승시키는 장치로 구성된다.

원적외선이나 근적외선을 이용한 간접방식의 열풍기에 대한 연구는 없고 직접적인 방식에 의하여 농수산물을 건조하는 장치에 대한 실험적 연구가 다수 보고되고 있는 실정이다.

접수일: 2007년 7월 6일, 심사완료일: 2007년 11월 30일.

1 정회원,국립창원대학교 기계설계공학과

2 (주)신태

* Corresponding author, E-mail: hkchoi@changwon.ac.kr

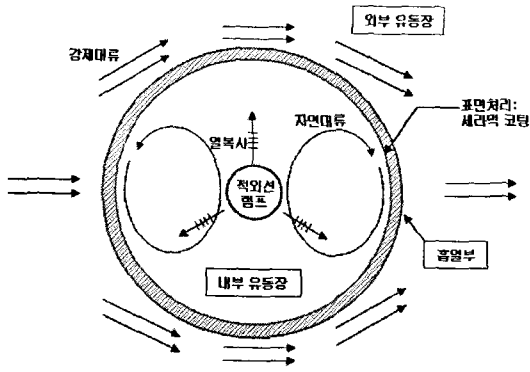


Fig. 1 Mechanism of the combined heat transfer in an unit cylinder.

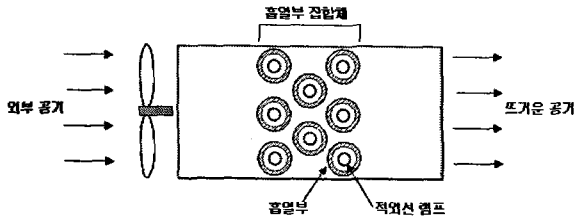


Fig. 2 Schematic of the heat absorbing system.

원적외선 건조기에 대한 실험적 연구[1]과 근적외선을 이용한 직접건조방식을 이용한 건조기에 대한 실험적 연구[2]등이 보고되고 있다. 하지만 간접방식 열풍 건조 장치는 복잡한 열전달 특성이 나타나며 이에 관한 연구는 전혀 수행되지 않고 있는 실정이다.

표 1에서와 같이 램프표면에서의 복사열전달, 흡열실린더에서의 전도열전달, 실린더표면과 외부 공기와의 대류열전달 및 실린더 내부에서의 자연대류 등의 복합열전달이 일어난다. 본 연구에서는 근적외선을 이용한 간접방식 열풍기의 단위유닛에 대하여 이러한 복잡한 열전달 메카니즘을 각 영역별로 구분하여 그 특성을 연구하고자 한다.

2. 수치 해석 대상영역 및 방법

2.1 전산해석 대상

간접방식 근적외선 열풍기는 Fig. 1과 같은 열전달 특성을

Table 1 Characteristic of heat transfer in the analysis domain.

영역	열전달 현상
램프	복사에너지 방사
흡열실린더	복사에너지 흡수 및 전도
내부 유동장	자연대류 열전달
외부 유동장	강제대류 열전달

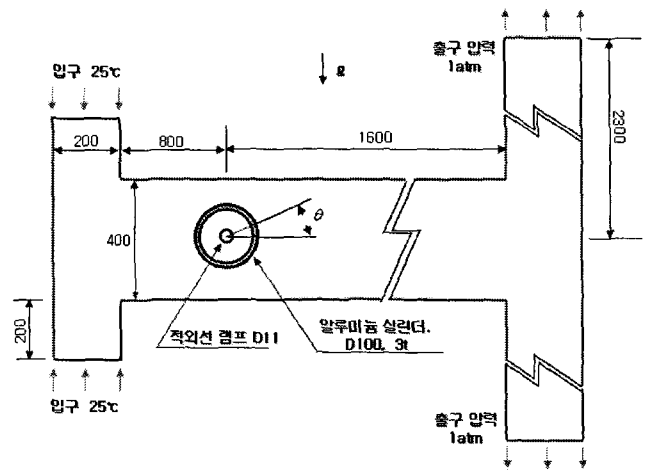


Fig. 3 Calculation domain for an unit cylinder in the heating chamber.

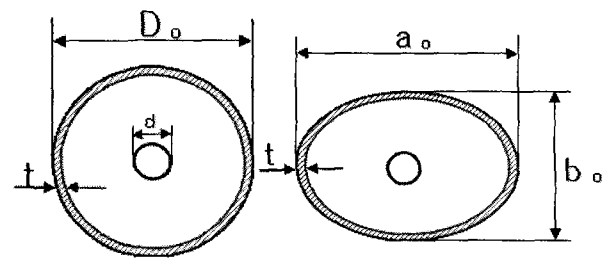


Fig. 4 Configuration of the absorbed cylinders.

가지는 단위유닛 흡열실린더들의 조합으로 구성되며, 흡열실린더 주위로 공기를 유입하여 승온시키는 시스템으로 Fig. 2와 같다.

전열특성을 연구하기 위하여 Fig. 2와 같은 단위유닛 흡열실린더의 여러 조합으로 이루어진 흡열시스템에 대하여 해석을 수행하여야 하지만 전산해석량이 방대하고, 가장 중요한 흡열실린더와 그 주변에서의 열전달 특성을 이해하는 것이 무엇보다 중요하므로 단위유닛의 흡열실린더에 대하여 해석영역을 설정하여 유동 및 열전달 특성을 연구하였다. 흡열실린더 외벽에서 방사되는 복사열이 열풍기내에서 모두 흡수되는 형상을 모사하기 위하여 입구 및 출구의 형상을 Fig. 3과 같이 해석영역으로 구성하였다.

열풍기의 열전달 성능에 영향을 주는 설계인자는 아주 다양하다. 본 연구에서는 열풍발생능력에 밀접한 관계가 있는 흡열실린더의 형상 및 유입 공기량의 크기(Reynolds수)가 열풍기의 공기저항 및 열전달 특성에 끼치는 영향을 평가하기 위한 해석을 수행하였다. 흡열실린더의 형상변화에 따른 열전달 특성을 연구하기 위하여 Fig. 4와 같이 원형과 타원형의 2가지의 경우에 대하여 해석을 수행하여 결과를 비교하였다. 이 경우 램프로부터의 방사열량을 흡수하는 흡열실린더의 흡열면적을 동일하게 하기 위하여 원형과 타원형의 둘레길이를

식 (1)과 같이 동일하게 하였다.

$$p = \pi D = \pi \sqrt{(a^2 + b^2)}/2 \tag{1}$$

여기서, $D = D_o - 2t$, $a = a_o - 2t$, $b = b_o - 2t$
 또한 유입 공기유량 크기에 따른 열전달 특성을 파악하기 위하여 Reynolds수를 $10^3 \leq Re \leq 3 \times 10^5$ 의 범위에서 해석을 수행하였다.

2.2 수치해석 기법

간접방식 근적외선 열풍기는 복합적인 열전달특성이 나타나므로 그에 상응하는 지배방정식이 요구되며 다음 식들로 표현된다.

1) 연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \tag{2}$$

2) 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u_i u_j}) + \rho g \tag{3}$$

3) 에너지방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \theta) = -\frac{\partial j_i}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i \theta}) \tag{4}$$

4) 난류모델방정식(Standard k-ε방정식)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \epsilon \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \tag{6}$$

여기서,

난류점성계수, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ 이며

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92$$

5) 흡열실린더 고체부의 전도방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_E = 0 \tag{7}$$

여기서 S_E 는 heat generation을 나타내며 본 연구에서는 $S_E = 0$ 이다.

6) 복사열전달방정식

$$\frac{dI_v(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_v(\mathbf{r}, \mathbf{s}) + K_{\delta} I_b(\mathbf{v}, T) + \frac{K_{\delta}}{4\pi} \int dI_v(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s} \cdot \mathbf{s}') d\Phi' + S \tag{8}$$

여기서, I_v 는 방향 및 위치에 의존적인 복사강도를 나타내며, I_b 는 흑체의 복사강도를 의미하는 기호이다.

작동 유체가 공기와 같이 복사에 대해 Michael[3]에 나타난 투명한 매체 계산에 대해서도 정확성이 높은 Monte Carlo 모델을 사용하였다.

Fig. 3과 같은 대상영역에 대하여 식 (2)-(8)을 해석하기 위하여 각 영역에서 유동, 온도 및 복사조건에 대한 아래와 같

Table 2 Velocity boundary conditions.

영역	경계조건
모든 고체벽면	점착조건
외부유동장 입구 출구	일정유속 Neuman 조건

Table 3 Temperature boundary conditions.

영역	경계조건
Chamber 외벽	단열조건
외부유동장 입구 출구	일정온도(25℃) Neuman 조건
램프	일정열유속(125kW/m2)

Table 4 Radiation boundary conditions.

영역	경계조건
Chamber 외벽	방사율 ($\epsilon_s = 0.15$)
흡열부 내부표면 외부표면	방사율 ($\epsilon_{Ai} = 0.9$) 방사율 ($\epsilon_{Ao} = 0.7$)

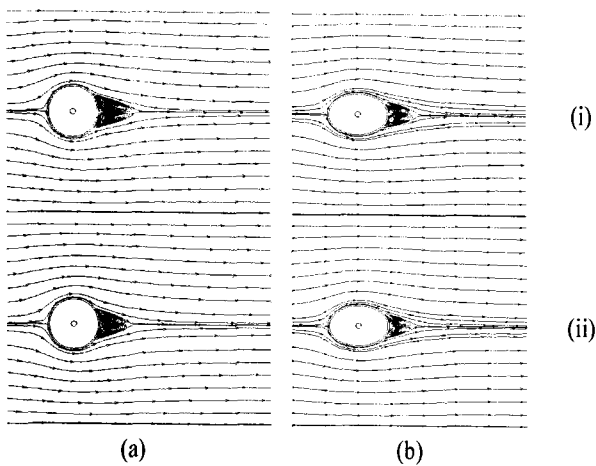


Fig. 5 Contours of the streamline around the cylinder: (i) $Re=10^5$, (ii) $Re=3 \times 10^5$; (a) Circular Cylinder, (b) Ellipse.

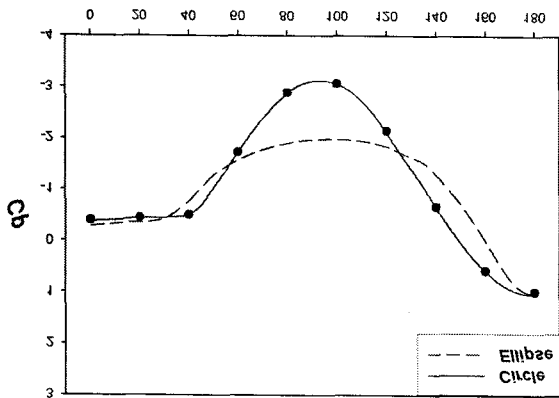


Fig. 6 Pressure distribution around cylinder

은 경계조건들을 사용하였다. 유체유동의 각 영역에서의 속도에 대한 경계조건을 Table 2에, 온도에 대한 경계조건을 Table 3에 그리고 복사에 대한 경계조건을 Table 4에 나타내었다.

2.3 해석조건 및 방법

해석영역은 크게 램프표면과 흡열실린더 내벽 사이의 내부 유동장, 흡열실린더의 고체영역 및 흡열실린더 외부표면과 공기와의 외부유동장 영역으로 나누어 해석을 수행하였다. 해석을 위한 격자계는 총 130,000여개로 구성하였다. 격자수의 의존성을 검토하기 위하여 190,000여개에 대한 계산을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 6의 압력계수로 나타내었다. 격자수의 증가에 대하여 압력계수의 변화(실선: 130,000여개, ●: 210,000여개)는 거의 없으므로 본 연구의 격자수는 타당하다고 판단된다.

식 (2)-(8)에 대하여 수치해석을 수행하기 위하여 본 연구

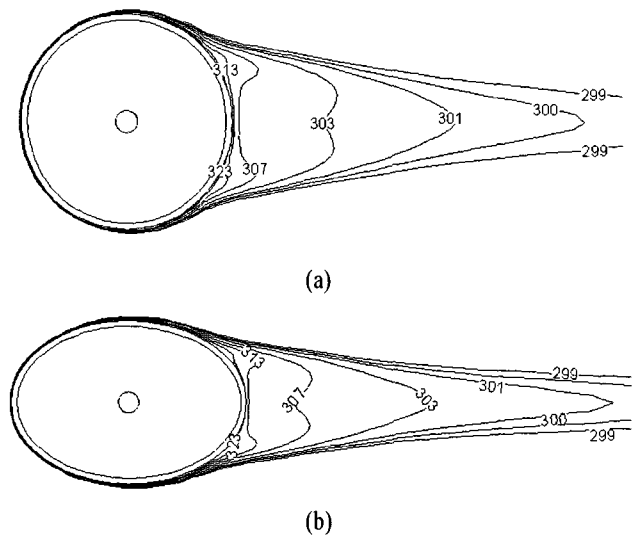


Fig. 7 Contours of the temperature around cylinder ($Re=10^5$): (a) Circular Cylinder, (b) Ellipse

에서는 상용프로그램인 Fluent V6.1[4]를 이용하였다. 대류항의 불안정을 완화하기 위하여 1차 상류화 도식을 기본으로 하는 하이브리드(Hybrid) 도식을 적용하였다. 또한 Navier-Stokes 식에서 나타나는 압력항을 풀기 위해 연속방정식과 연계하여 풀이하는 SIMPLE 기법[5]을 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유체유동장 및 온도분포

1) 외부유동 및 온도분포

실린더 주위 유동은 이미 Chang[6], White[7] 및 Anderson 등[8] 많은 연구들에 의하여 알려진 바와 같이 전방부($\theta=180^\circ$ 부 근영역)에서 형성된 실린더 벽면근처의 속도경계층이 후방부($\theta=0^\circ$ 부근영역)의 역압력에 의하여 파괴되는 박리현상이 나타난다. Fig. 5는 난류영역($Re=10^5$)에서의 원형 및 타원형 실린더 주위유동에 대한 유선분포를 나타낸 그림으로 실린더후방부에서 박리가 발생됨을 볼 수 있다.

Reynolds수에 의한 실린더주위의 박리형성은 Chang[6]에서 기술한 바와 같이 층류영역에서는 Reynolds수가 증가할수록 실린더후류의 박리영역이 커지지만 난류영역에서는 오히려 감소함을 입증하였다. 아울러 Fig. 5에서와 같이 동일한 Reynolds수에서 원형보다는 타원형이 훨씬 박리영역이 감소됨을 볼 수 있다. 이는 원형보다는 타원형 실린더에서 압력강하가 감소하게 됨을 예측할 수 있으며 Fig. 6에서의 압력계수 ($C_p = 0.5(P - P_\infty) / \rho u_\infty^2$)분포로 확인할 수 있다. 그림에서와 같이 박리가 발생하면 압력계수의 크기가 거의 변화하

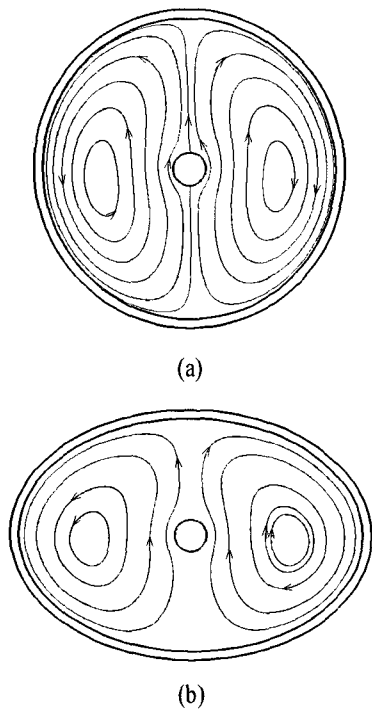


Fig. 8 Contours of the streamline in the cylinder($Re=10^5$): (a) Circular Cylinder, (b) Ellipse

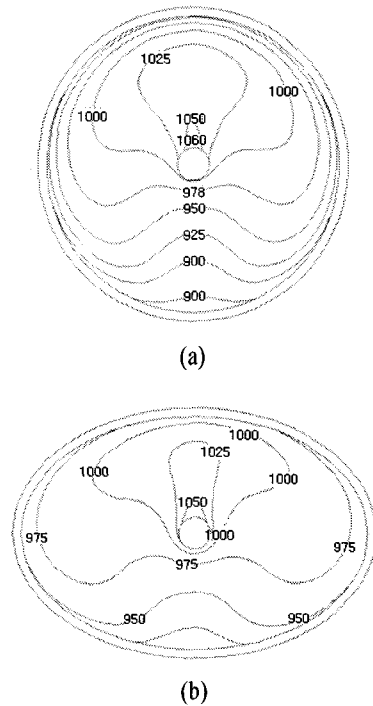


Fig. 9 Contours of the temperature in the cylinder ($Re=10^5$): (a) Circular Cylinder, (b) Ellipse

지 않으며 압력계수변화가 변화하는 지점이 타원인 경우가 원형보다는 보다 후류에서 나타난다. 타원형상에서와 같이 박리영역이 후류로 이동하게 되면 유체와 실린더와의 항력이 줄어들게 되고 또한 압력계수가 낮아져 동일한 크기의 열풍기에서 보다 많은 공기를 공급할 수 있다. 열풍기의 중요한 설계인자는 필요한 풍량과 열전달량이므로 타원형인 경우가 풍량측면에서 유리함을 입증할 수 있다.

유체유동장에 의하여 형성된 온도경계층이 후류에서 생성된 박리로 인하여 파괴되어 온도구배의 크기가 오히려 줄어들게 된다. 이로 인하여 경계층이 형성되어 있는 영역보다 박리발생 영역에서의 대류열전달량이 감소하게 된다. 흡열실린더의 형상이 원형이나 타원형에서의 온도분포는 Fig. 7과 같이 후류에서 미소한 온도크기 차이가 발생되지만 절대값의 크기에 대한 상대적인 값의 차이는 작게 나타난다. 이는 발열 램프에서 흡열실린더로 방사되는 발열량이 일정하므로 공기로의 대류열전달량은 형상변화에 따른 차이는 거의 없는 것으로 예측된다.

2) 내부유동 및 온도분포

램프표면은 일정한 량의 열유속이 발생되고 온도측정 실험에 의하면 표면온도가 1400K 이상으로 유지된다. 램프에서 방사된 복사열은 흡열실린더 내벽으로 복사열이 전달된다. 흡열실린더 내벽은 복사열을 받아 가열되어 온도가 상승하지만

램프표면온도보다는 낮다. 흡열실린더 내부의 공기는 외부와의 질량 유입 및 유출이 없으므로 자연대류에 의하여 열전달이 이루어진다. Fig. 8은 흡열실린더 내부에서 자연대류에 의한 공기의 유체유동(유선)을 나타낸 그림이다. 온도가 아주 높은 램프주위의 공기는 밀도가 급격히 낮아져 부력에 의하여 강하게 상승하는 유동이 발생되고 흡열실린더 내벽온도는 램프표면 온도뿐만 아니라 내부 공기온도보다 낮아 흡열실린더내벽에 의하여 내부 공기가 냉각되므로 밀도가 높아져 하강하는 2-셀 유동이 형성된다. 흡열실린더 형상이 변화하면 와류셀의 부분적인 크기는 약간 차이가 있으나 비슷한 형상의 셀을 이루게 된다.

Fig. 9는 흡열 실린더 내부 유동장의 온도분포를 나타낸 그림이다. 복사램프에서의 상승유동으로 인하여 램프상부의 온도가 가장 높고 흡열실린더 벽면을 따라 상대적으로 온도가 낮은 유체가 하강하여 램프 아래의 중앙영역으로 흐르게 되므로 이 지역에서 온도의 최소가 나타난다. 하지만 흡열실린더 형상이 원형과 타원형에서의 내부 유동장의 온도분포는 비슷한 경향을 가짐을 볼 수 있다.

3.2 열전달특성

램프에서 방사된 복사열은 흡열실린더 내벽에서 흡수되고 전도열전달을 통하여 흡열실린더 외벽으로 전열되고 흡열실린더 외벽에서 공기와의 강제대류와 공기 및 chamber벽면으

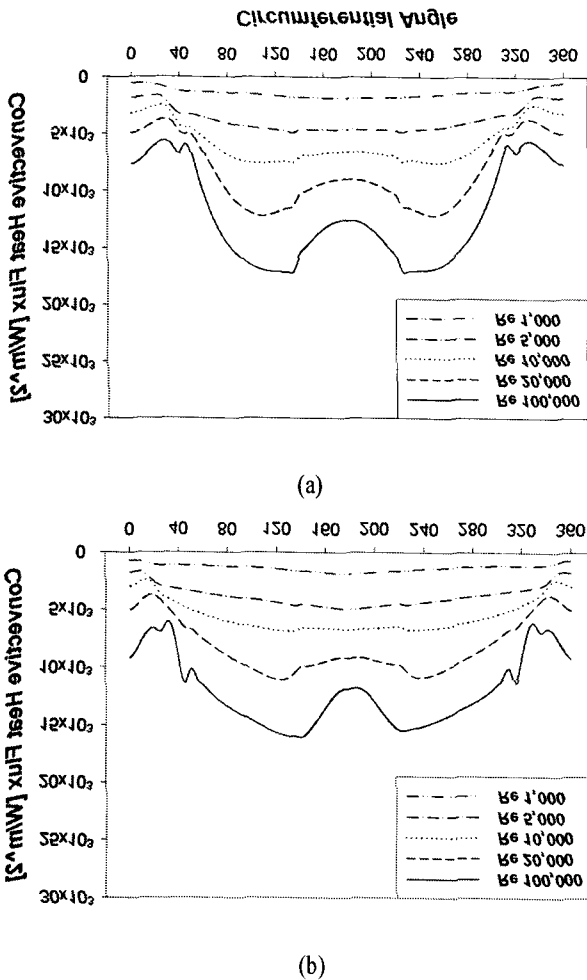


Fig. 10 Plots of the convective heat flux along the cylinder: (a) Circular Cylinder, (b) Ellipse

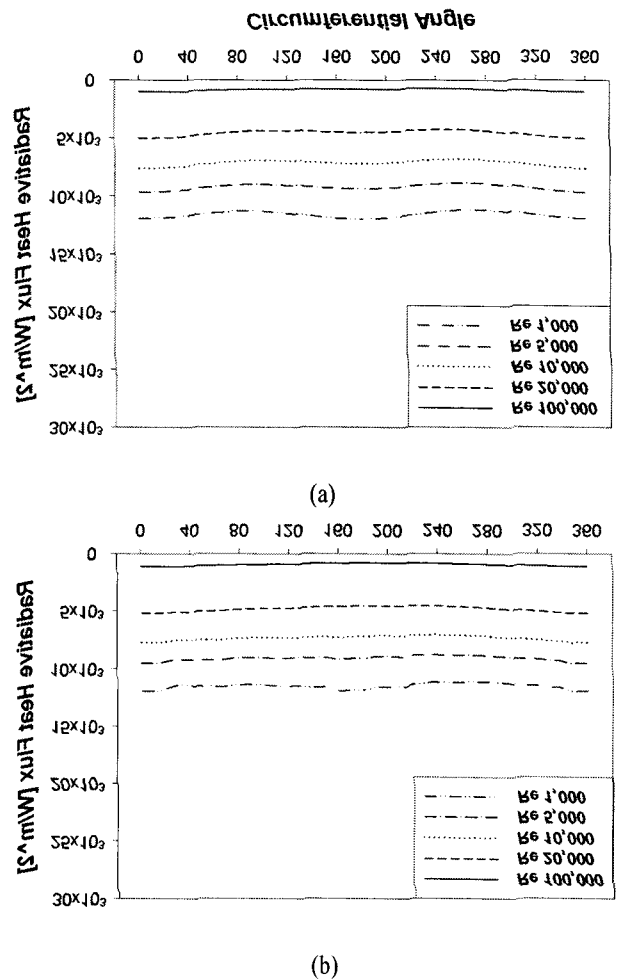


Fig. 11 Plots of the radiative heat flux along the cylinder: (a) Circular Cylinder, (b) Ellipse

로의 복사열전달이 발생된다. 열풍기에 공급되는 저온의 공기는 흡열실린더 외벽면에서 강제대류열전달에 의하여 열을 받아 온도가 상승되지만 복사열전달에 의한 전열은 아주 미약하며 대부분 chamber벽면으로 전달되어 손실된다.

Fig. 10은 유입공기 유량의 크기에 따른 원형 및 타원형 흡열실린더에서 외벽면 둘레를 따라 발생하는 강제대류열전달을 비교한 그림이다. 박리가 발생되어 속도 및 온도경계층이 파괴된 영역에서의 대류열전달율은 현저히 줄어들고 유속이 빠른 벽면부근에서 대류열전달이 가장 활성화됨을 볼 수 있다. 공급되는 공기의 유량이 아주 적은 경우에는 실린더후류($\theta=0^\circ$)에서의 박리생성이 아주 미약하므로 실린더둘레를 따라 대류열전달율의 차이는 거의 없다. 하지만 유입공기량이 증가하면 실린더후류에서 박리의 형성영역이 확대되므로 실린더 상·하($\theta=90^\circ, 270^\circ$)영역에서의 대류열전달율보다 훨씬 감소하게 됨을 볼 수 있다. 실린더전방($\theta=180^\circ$)에서는 유체의 정체점이 형성되므로 유속이 느려져 대류열전달이 감

소한다. 아울러 그림에서 보여주는 바와 같이 실린더 둘레에서 대류열전달을 분포로서 실린더후류에서의 유체유동의 박리점을 유추할 수 있을 것으로 판단된다. 유속이 아주 빠른 경우 실린더 상·하부에서의 대류열전달율이 최대값을, 박리가 발생하는 후류부에서 최소값을 가지며 그 차이가 증가한다. 실린더형상이 원형인 경우와 타원형인 경우를 비교하면 유입유량이 적은 경우에는 대류열전달율은 비슷한 분포를 하나 유입유량이 증가하면 변동비율이 원형인 경우가 훨씬 커진다.

Fig. 11은 유입공기 유량의 크기에 따른 원형 및 타원형 흡열실린더에서 외부벽면 둘레를 따라 발생하는 복사열전달율을 비교한 그림이다. 복사열전달율은 유체의 속도구배에 부분적으로 영향을 받게 되는 흡열실린더 표면온도의 크기에 영향을 받지만 그 크기는 대류열전달율에 비하여 아주 작다. 또한 복사열전달율은 대류열전달율에 비하여 외부공기의 속도분포에 큰 영향을 받지 않고 복사방사 램프 표면온도에 의존적이므로 흡열실린더 둘레를 따라 그 크기의 변화는 거의

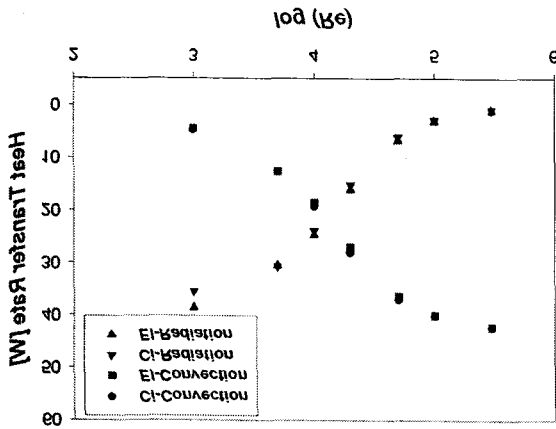


Fig. 12 Comparison of the overall heat transfer rate for convective heat transfer and radiative heat transfer(CI-: Circular Cylinder, EI-: Ellipse).

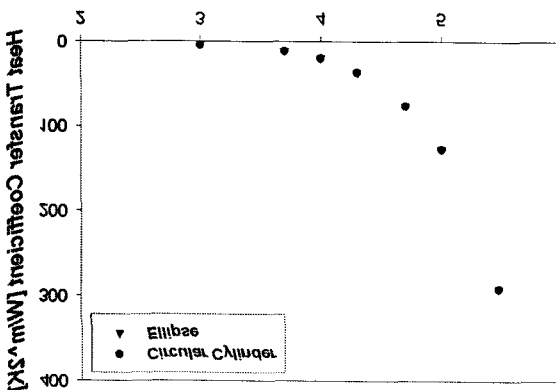


Fig. 13 Variation of the convective heat transfer coefficient with flow rate.

나타나지 않는다. 다만 유속이 빨라짐에 따라 실린더 표면온도가 낮아져 $Re=10^6$ 의 경우가 $Re=10^3$ 보다 작은 값을 가진다. 아울러 흡열실린더 외벽면에서의 복사열전달율은 실린더형상이 원형 또는 타원형에 상관없이 그 크기는 비슷한 분포를 한다.

실린더 표면에서의 총 대류열전달량은 실린더 외부유동의 유속이 증가할수록 급격히 증가하지만 총 복사열전달량은 감소함을 Fig. 12에서 볼 수 있다. 복사램프에서 방사되어 실린더표면으로 전달되는 전열량은 총 대류열전달량과 총 복사열전달량의 합으로 일정한 값을 가진다. 유속이 증가하면 실린더표면의 속도 및 온도구배가 증가하여 대류열전달량이 증가하며 상대적으로 복사열전달량은 감소하게 된다. 또한, 총 대류열전달량과 총 복사열전달량은 실린더의 형상이 원형이거나 타원형에 대하여 동일한 크기의 분포를 함을 볼 수 있다.

Fig. 13은 원형 및 타원형의 실린더표면과 외부공기와의 평균대류열전달계수를 나타낸 그림이다. 유입공기의 유속이

증가할수록 평균대류열전달계수는 기하급수적으로 증가한다. 하지만 원형실린더와 타원형 실린더의 평균대류열전달계수를 비교하면 그림에서와 같이 그 크기는 비슷한 분포를 하게 된다. 이는 평균대류열전달계수는 실린더의 형상에는 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

4. 결 론

유입유량 및 실린더형상 변화에 대한 간접방식 열풍기의 유동 및 열전달 특성에 관한 수치적 연구에 대한 결과는 다음과 같다.

1. 유입유량(Reynolds수)이 증가할수록 흡열실린더의 대류에 의한 열전달율이 커지며 대류열전달계수의 크기가 급격히 증가한다.
2. 흡열실린더 형상변화에 따라 실린더둘레방향으로의 국소적인 속도 및 온도분포는 차이가 있으나 총합 대류열전달량 및 총합 복사열전달량의 차이는 없다.

후 기

본 연구는 창원대학교 연구비 지원에 의한 결과이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 1996, Kim, Y.H., "Development of Far Infrared Ray Dryer for Agricultural Products," *J. of Korean Society for Agricultural Machinery*, pp.937-946.
- [2] 2004, Chang, Y.S., "A Study on the Drying Characteristics of NIR Dryer," *J. of Korean Solar Energy Society*, Vol.24, pp.24:21-27.
- [3] 2003, Michael, F.M., *Radiative heat transfer*, Academic press.
- [4] 2003, Fluent 6.1, *User's Guide*, Vol.3.
- [5] 1980, Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Pub. Co.
- [6] 1976, Chang, P.K., *Control of Flow Separation*, McGraw-Hill.
- [7] 1991, White, F.M., *Viscous Fluid Flow. 2nd ed.*, McGraw-Hill.
- [8] 1997, Anderson, A.D., Tanneill, J.C. and Pletcher, R.H., *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. 2nd ed.*, Hemisphere.