

## 관 단면형상 변화에 따른 열전달 특성에 관한 수치해석적 연구

박 훈 채, 최 항 석<sup>\*†</sup>, 김 석 준

한국기계연구원 환경·에너지기계연구본부, <sup>\*</sup>연세대학교 환경공학부

### Numerical Study for Heat Transfer Characteristics Varying Cross-Sectional Shape of a Tube

Hun Chae Park, Hang Seok Choi<sup>\*†</sup>, Seock Joon Kim

Environmental and Energy Systems Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials,  
Daejeon, 305-343, Republic of Korea

<sup>\*</sup>Department of Environmental Engineering, Yonsei University, Wonju, 220-710, Republic of Korea

(Received April 7, 2012; revision received May 16, 2012)

**ABSTRACT:** Numerical study has been carried out to investigate heat transfer and pressure drop characteristics for streamlined shape tubes. The flow and thermal fields are investigated with varying diameter ratio of the tube ranging from 0.4 to 2.5 and Reynolds number ranging from 10,000 to 30,000. The results show that heat transfer per unit fan power is maximum at  $D_2/D_1 = 0.8$ . Furthermore, the heat transfer per unit fan power of streamlined shape tubes was compared with circular tube. The heat transfer per unit fan power of streamlined shape tube was larger than that of circular tube.

**Key words:** Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력 강하), CFD(전산유체역학), Tube shape(관 형상)

#### 기 호 설 명

|                 |  |
|-----------------|--|
| $D_1$           | : Front tube diameter [m]                                      |
| $D_2$           | : Rear tube diameter [m]                                       |
| $C_p$           | : Specific heat [J/kg · K]                                     |
| $k$             | : Turbulence kinetic energy [ $\text{kg/m} \cdot \text{s}^3$ ] |
| $k_f$           | : Thermal conductivity [W/m · K]                               |
| $L$             | : Tube length [m]  |
| $\dot{m}$       | : Mass flow rate [kg/s]  |
| Nu              | : Nusselt number   |
| $P$             | : Pressure [Pa]  |
| Pr <sub>t</sub> | : Turbulent Prandtl number                                     |
| Re              | : Reynolds number  |
| $T$             | : Temperature [°C]   |

|        |                              |
|--------|------------------------------|
| $U_i$  | : Mean velocity [m/s]        |
| $u_i'$ | : Fluctuating velocity [m/s] |

#### 그리스 문자

|            |  |
|------------|--|
| $\Delta P$ | : Pressure drop [Pa]   |
| $\eta$     | : Heat transfer per unit fan power                               |
| $\mu_t$    | : Turbulent viscosity [Pa · s]                                   |
| $\nu$      | : Kinematic viscosity [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]                  |
| $\rho$     | : Density [ $\text{kg/m}^3$ ]                                    |
| $\omega$   | : Specific dissipation rate [ $\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}^2$ ] |

#### 하첨자

|     |          |
|-----|----------|
| $i$ | : Inlet  |
| $o$ | : Outlet |

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-33-760-2485; fax: +82-33-760-2571

E-mail address: hs.choi@yonsei.ac.kr

## 1. 서 론

가스보일러는 주요 핵심부인 버너와 열교환기의 형태에 따라 사각형과 원통형으로 크게 분류 된다. 사각형 보일러는 핀-관형 열교환기가 사용되고, 원통형 보일러는 관형 열교환기가 주로 사용된다. 관형 열교환기가 사용되는 가스보일러의 전체 시스템의 성능 향상을 위해서는 열교환기의 열전달 효율과 송풍기의 부하가 고려되어야 한다. 관형 열교환기에는 제작이 용이한 원형관을 많이 사용하고 있으나 외부 유동 저항이 크기 때문에 열교환기의 성능 향상을 위해서 기존의 원형관 대신 외부 유동저항이 작은 유선형관에 대한 연구가 현재 국내외에서 활발하게 진행되고 있다.<sup>(1-3)</sup> 타원 형상과 같은 비원형관의 외부 유동은 재순환영역이 감소함에 따라 압력손실이나 열전달 측면에서 향상된 성능을 나타낸다고 알려져 있으나, 관의 형상이 복잡하기 때문에 제작비용이 원형관보다 높은 단점이 있다.<sup>(2)</sup> 열교환기의 개발은 대부분 예비설계 및 실험을 거쳐, 수정하는 과정을 되풀이하며 열교환기 성능을 최적화하는데 많은 시간 및 비용이 소요된다. 최근 컴퓨터 및 수치기법의 급속한 발달에 따라 열교환기 설계에 전산해석을 이용하는 사례가 점차 증가하고 있으며, 이는 열교환기 개발에 소요되는 시간과 비용을 감소시키며 또한 실험으로 얻기 어려운 국소적인 유동 및 열전달 현상을 해석함으로써 열교환기의 열유동 특성을 이해하는데 큰 도움이 되고 있다. 열교환기 설계시 열전달과 압력손실은 중요한 설계인자로서 동시에 고려해야 하며, 가스보일러 내 전체 시스템 성능 향상은 열전달과 압력손실을 고려한 설계 최적화를 통해 이루어질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 전산해석을 통하여 유선형관의 직경비(D<sub>2</sub>/D<sub>1</sub>)를 변화시켜 가면서 유선형관 외부의 유체 유동 및 열전달 특성을 살펴보았다.

## 2. 계산방법

### 2.1 지배방정식

본 연구에서는 유선형관의 외부유동 해석을 위하여 2차원 정상상태 비압축성유동을 가정하였다. 계산영역 내의 유동 및 열전달에 대한 지배방정식은 식(1)의 연속방정식과, 식(2)의 운동량 방정식, 식(3)의 에너지 방정식이 사용되었으며, 비원형관 주위의 난

류 거동 해석을 위하여 Wilcox<sup>(4)</sup>의  $k-\omega$  모델을 사용하였다. 이 모델의 계산을 위하여  $k$ 와  $\omega$ 에 대해 식(5)~식(6)의 수송 방정식이 사용되었다.

- Continuity equation

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

- Momentum equation

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

- Energy equation

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k_f}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j' T'} \right) \quad (3)$$

식(3)에서,

$$-\overline{\rho u_j' T'} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_j}, Pr_t = 0.9 \quad (4)$$

- Turbulence kinetic energy,  $k$ , equation

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

- Specific dissipation rate,  $\omega$ , equation

$$U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

식(5), 식(6)에서,

$$\nu_t = \frac{k}{\omega}, \beta^* = \beta_0^* f_\beta, \beta = \beta_0 f_\beta \quad (7)$$

$$f_\beta = \frac{1 + 70 \chi_\omega}{1 + 80 \chi_\omega}, \chi_\omega \equiv \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_0^* \omega)^3} \right| \quad (8)$$

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1, & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680 \chi_k^2}{1 + 400 \chi_k^2}, & \chi_k \geq 0, \chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{cases} \quad (9)$$

그 외의 계수들은 다음의 값들을 적용하였다.

$$\alpha = 0.52, \beta_0^* = 0.09, \beta_0 = 0.072 \quad (10)$$

$$\sigma^* = 0.5, \sigma = 0.5$$

2.2 계산영역

본 연구에서는 열교환관의 표면적이 동일할 때 열교환관의 단면 형상 변화에 따른 외부 유동 및 열전달 특성에 대한 연구를 수행하기 위하여 Fig. 1과 같이 유선형의 열교환관을 여러 가지 형태로 모델링하였다. 그림에서 보는 바와 같이 열교환관은 유동 방향 전·후면이 반원관 형태이다. Table 1은 각기 다른 형상을 갖는 열교환관의 기하학적 특성을 열교환관의 직경비( $D_2/D_1$ ) 함수로 나타낸 표이다. 표에서  $D_1$ 은 열교환관의 유동 방향 전면 직경이며,  $D_2$ 는 후면 직경, 그리고  $L$ 은 두 원호의 중심 거리이다.

열교환관의 외부 유동 및 열전달 계산을 위하여 Fig. 2와 같이 비정렬 격자를 이용하여 계산 격자계를 구성하였다. 수치해의 정확도는 계산영역내의 격자수에 크게 영향을 받기 때문에 본 연구에서는 계산을 수행하기 전에 각 Case 별로 격자 의존성 연구를 수행하였다. Fig. 3은 Case 1의 Nu수를 대상으로 격자 의존성 연구를 수행한 결과이며, Nu수는 약 18,000개 이상의 격자수에서 값의 변화가 없다. 따라서 본 연구에서는 수치해의 변화가 거의 없는 18,000개 정도의 격자수를 선택하여 계산을 수행하였다.

2.3 계산조건 및 방법

계산영역에 대한 경계조건은 Table 2와 같으며, 입구는 일정 속도, 일정 온도 조건과 출구는 일정

Table 1 Dimensions of streamlined shape tubes

| Case | $D_1$ (mm)     | $D_2$ (mm) | $D_2/D_1$ | $L$ (mm) |
|------|----------------|------------|-----------|----------|
| 1    | $D = 16.36$ mm |            | -         | -        |
| 2    | 10             | 4          | 0.4       | 14.4     |
| 3    | 10             | 6          | 0.6       | 12.9     |
| 4    | 10             | 8          | 0.8       | 11.5     |
| 5    | 10             | 10         | 1         | 10       |
| 6    | 8              | 10         | 1.25      | 11.5     |
| 7    | 6              | 10         | 1.67      | 12.9     |
| 8    | 4              | 10         | 2.5       | 14.4     |

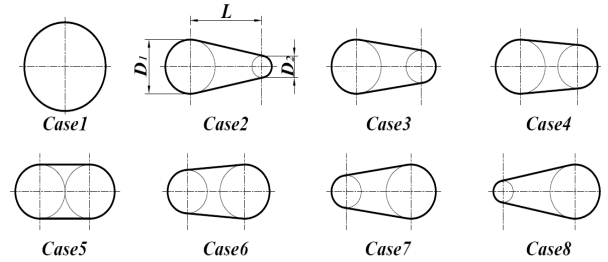
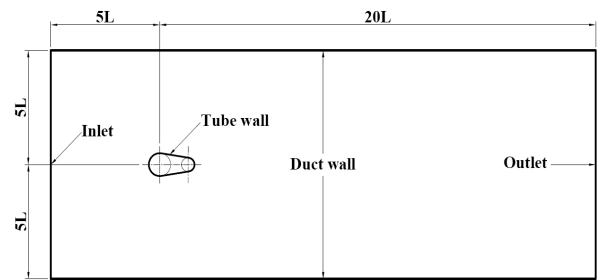
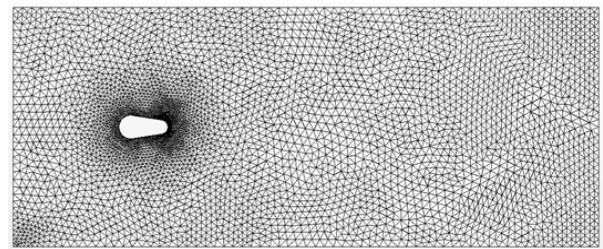


Fig. 1 Schematic diagram of streamlined shape tubes.



(a) Computational domain



(b) Computational grid

Fig. 2 Computational domain and grid.

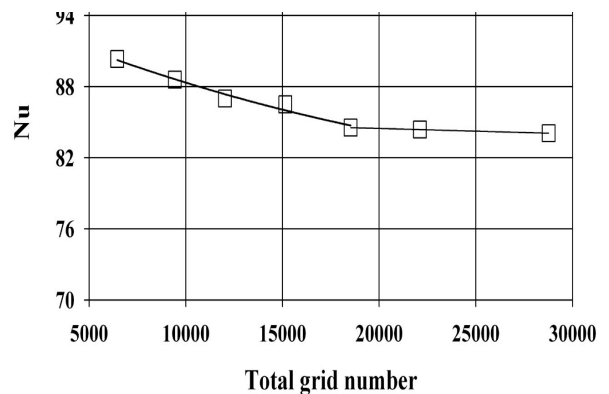


Fig. 3 Grid independence test.

압력 조건으로 경계조건을 설정하였다. 그리고 열교환관의 벽면은 No-slip, 일정 열유속 조건으로 경계조건을 설정하였으며 위와 아래의 덕트 벽면은 slip 조건과 단열 온도 경계조건으로 설정하여 계산을

Table 2 Boundary conditions

| Item      | Condition                         |
|-----------|-----------------------------------|
| Inlet     | ◦ Dirichlet, Constant temperature |
| Outlet    | ◦ Constant pressure               |
| Tube wall | ◦ No-slip, Constant heat flux     |
| Duct wall | ◦ Slip, Adiabatic                 |

수행하였다. 유체의 물성치는 입구와 관 벽면의 온도를 평균하여 계산하였으며, 관의 유동 방향 길이를 특성 길이로 하여 Re수 및 Nu수를 계산하였다. 전산해석은  $10,000 \leq Re \leq 30,000$ 의 범위에서 열교환관의 직경비를 변화하며 수행하였다. 전산해석은 상용코드인 STAR CCM+Ver. 5.04<sup>(5)</sup>를 이용하여 이차원으로 수행되었으며, 유한 체적법(finite volume method)을 이용하여 제 2.1절에 나열한 지배방정식들을 이산화 하였다. 이산화시 각 방정식들의 공간미분에 관한 항들은 이차 풍상 차분법(second order upwind scheme)을 사용하여 차분화 하였으며, 압력장의 처리는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.

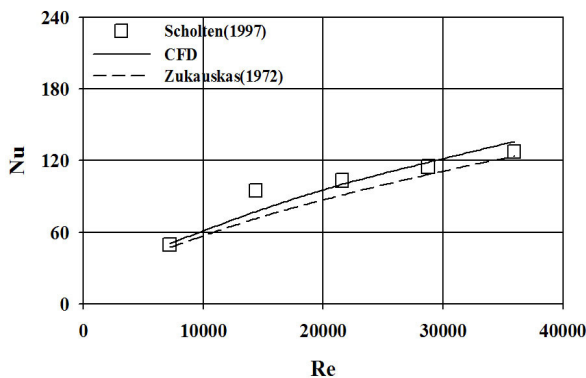


Fig. 4 Validation of area-averaged wall Nusselt number.

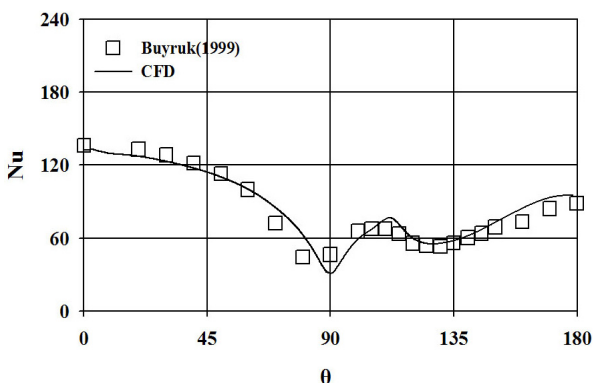


Fig. 5 Validation of local wall Nusselt number.

### 3. 계산결과

#### 3.1 계산방법의 검증

본 연구에서는 계산결과의 신뢰도를 검증하기 위하여 원형관인 Case 1을 대상으로 Re수 변화에 따른 평균 Nu수와 국소 Nu수를 실험결과와 비교 하였다. Fig. 4는 Re수 변화에 따른 면적 평균 Nu수를 Scholten and Murray<sup>(6)</sup>의 실험값과 Zukauskas<sup>(7)</sup>의 실험 상관식과 비교한 것이며, Fig. 5는  $Re = 15,922$ 일 때 원형관의 국소 Nu수를 Buyruk<sup>(8)</sup>의 실험결과와 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 본 연구의 계산결과는 Re수 변화에 따른 면적 평균 Nu수와 유동 박리의 영향을 보여주는 국소 Nu수를 잘 예측하는 것을 알 수 있다. 따라서 본 계산에 사용된 난류모델 및 격자, 공간 차분법등이 적절하였다고 판단된다.

#### 3.2 직경비 변화에 따른 외부유동 특성

열교환관의 단면 형상 변화에 따른 외부 유동 특성을 고찰하기 위하여 Re수와 열교환관의 직경비( $D_2/D_1$ )를 변화하며 계산을 수행하였다. Fig. 6은  $Re = 10,000$ 과  $Re = 30,000$ 에서의 직경비 변화에 따른 열교환관 주위의 유선을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 열교환관 주위의 유동은 열교환관 표면에서의 유동 박리로 인하여 열교환관 후류에서 재순환 영역이 형성된다. 또한 Re수가 증가 할수록 열교환관 표면에서의 유동 박리점은 후류로 이동하기 때문에 재순환 영역은 감소한다. 열교환관의 직경비  $D_2/D_1 < 1$ 에서의 재순환 영역은  $Re = 10,000$ 일 때 직경비  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최소로 나타나며,  $Re = 30,000$ 일 때에는 직경비  $D_2/D_1 = 0.6$ 에서 최소로 나타난다. 열교환관의 직경비  $D_2/D_1 > 1$ 에서는 열교환관의  $D_2$  직경이 일정하기 때문에 직경비 변화에 따른 재순환 영역의 변화는 거의 없다.

이러한 열교환관 표면에서의 유동박리 및 이로 인한 재순환 영역의 발생은 유동 방향의 항력에 영향을 주며 열교환기 압력강하의 주요 원인이 된다. 열교환기의 압력강하는 송풍기의 필요 동력과 직접적인 연관이 있기 때문에 열교환기 설계에 있어서 중요한 파라미터이며, 열교환관의 형상을 최적화함으로써 열교환기의 압력강하를 최소화 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 열교환관의 단면 형상 변화에

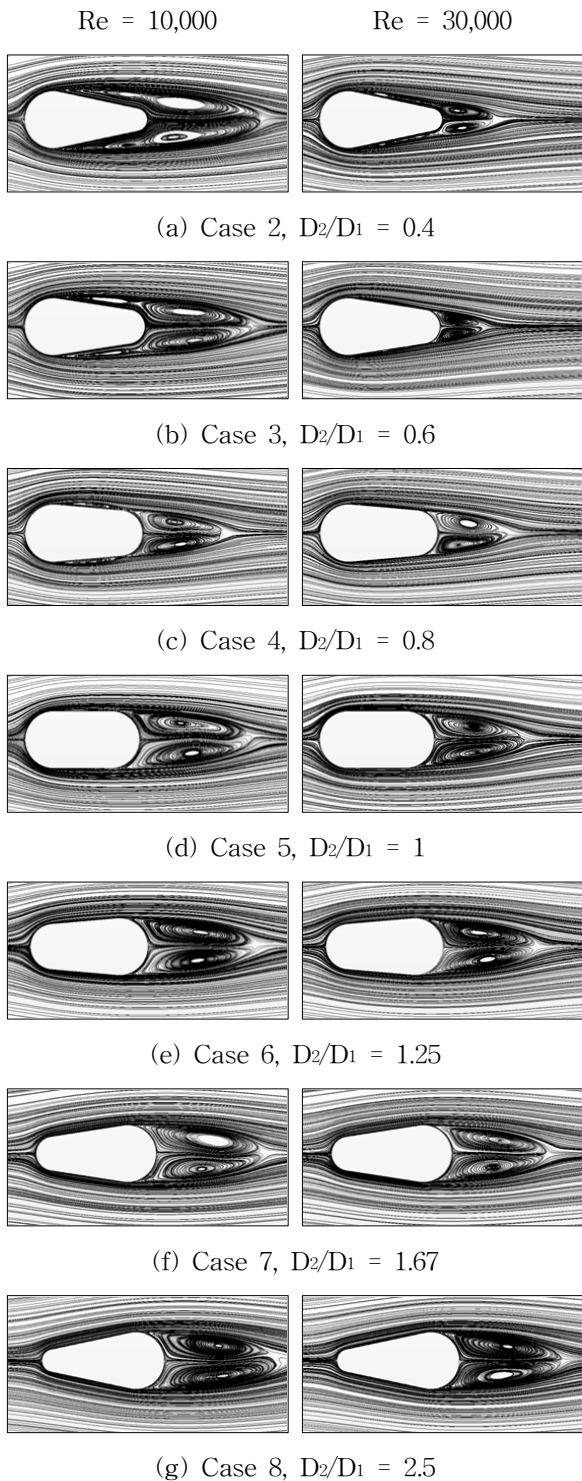


Fig. 6 Streamlines for Re = 10,000, Re = 30,000.

따른 항력 변화를 고찰하기 위하여 Re수와 열교환관의 직경비를 변화하며 계산을 수행하였다.

Fig. 7은 Re수와 열교환관의 직경비 변화에 따른 마찰 항력계수와 압력 항력계수의 합을 나타낸 것으로, 항력계수는 Case 2~Case 8의 유선형관이 Case

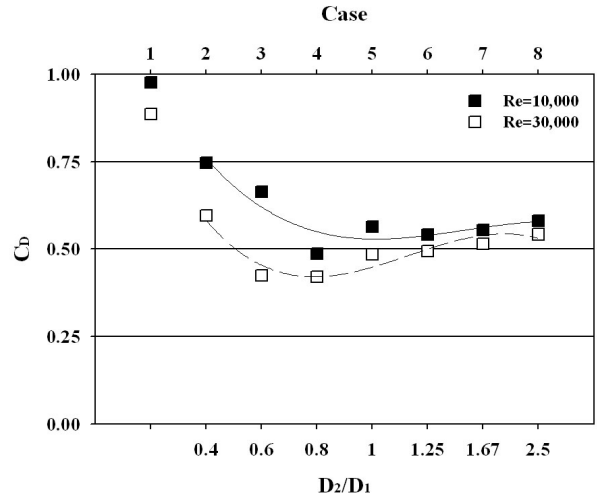


Fig. 7 Drag coefficient for various  $D_2/D_1$  ratios.

1의 원형관보다 관보다 낮게 나타난다. Re수 변화에 따른 열교환관의 항력계수는 Re수가 증가 할수록 감소하는데, 이는 Re수가 증가 할수록 유동 박리점이 관 표면을 따라 후류로 이동하게 되고 이에 따라 재순환 영역의 폭이 좁아져 저압 영역이 감소하기 때문이다. 열교환관의 직경비 변화에 따른 항력계수는 직경비가 증가 할수록 열교환관 후류에서의 재순환 영역의 감소로 인하여 점차 감소하며, Fig. 6에 나타난 바와 같이 재순환 영역이 최소인 직경비에서 최저로 나타난다. Re = 10,000에서는 직경비  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최저로 나타나고, Re = 30,000에서는 직경비  $D_2/D_1 = 0.6$ 과  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최저로 나타난다. 이후 직경비가 증가 할수록 재순환 영역의 증가로 인하여 항력계수는 증가한다.

### 3.3 직경비 변화에 따른 열전달 특성

열교환관의 표면적이 동일할 때 열교환관의 단면형상 변화에 따른 열전달 특성을 고찰하기 위하여 Re수와 열교환관의 직경비를 변화하며 계산을 수행하였다. Fig. 8은 Case 4 열교환관의 국소 Nu수 변화를 나타낸 것으로, 그림에서  $X^*$ 는 열교환관의 유동방향 길이를 열교환관의 전체 길이로 나누어 무차원한 수이다. 그림에서 보는 바와 같이 Nu수는 열교환관의 정체점( $X^* = 0$ )에서 높게 나타나며, 이후 경계층 두께의 증가로 인하여 점차 감소한다. 감소된 Nu수는  $X^* = 0.3$  이후 소폭 증가하며, Re수가 클수록 증가폭이 크게 나타난다. 이후 Nu수는  $X^* = 0.9$ 에서 유동 박리로 인하여 변화한다. Fig. 9는 Case 4와 유동방향 길이가 동일한 Case 6 열교환관

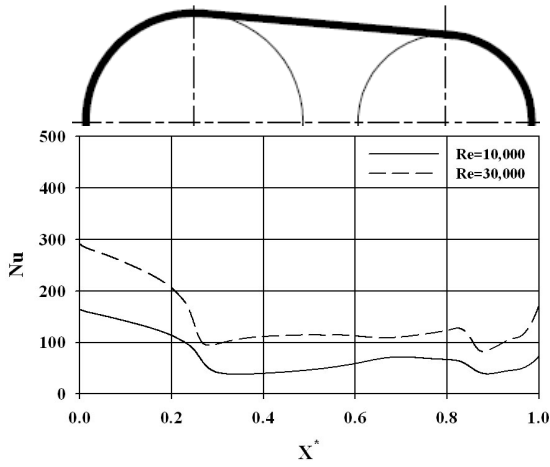


Fig. 8 Distribution of local wall Nusselt number for Case 4.

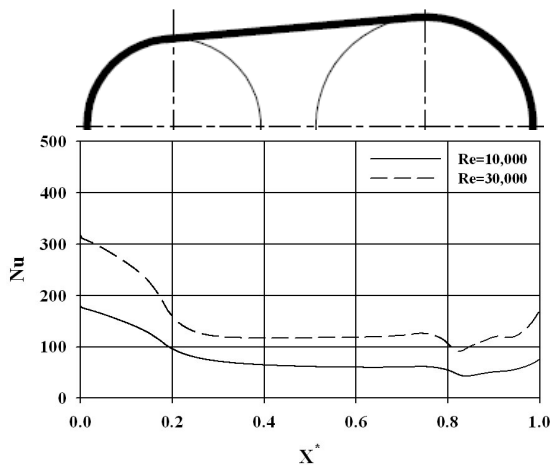


Fig. 9 Distribution of local wall Nusselt number for Case 6.

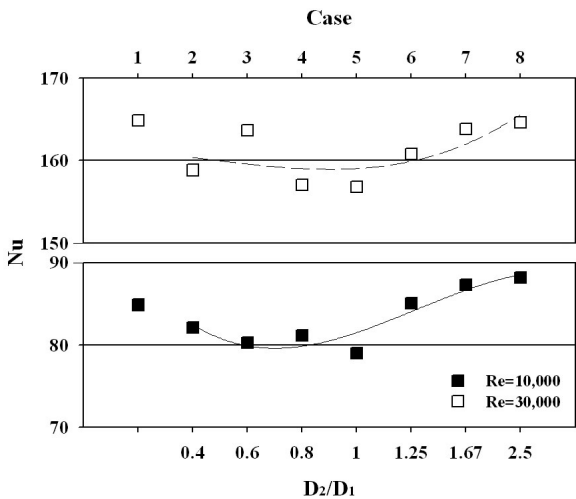


Fig. 10 Area-averaged wall Nusselt number for various  $D_2/D_1$  ratios.

의 국소 Nu수 변화를 나타낸 것으로, 그림에서 보는 바와 같이 Nu수는 정체점( $X^* = 0$ )에서 높게 나타난다. 정체점 이후 Nu수는 경계층 두께의 증가로 인하여 점차 감소하며,  $X^* = 0.8$ 에서 유동 박리로 인하여 변화한다.

Fig. 10은 열교환관 표면의 Nu수를 면적 평균하여 Re수와 열교환관의 직경비 변화에 따른 Nu수를 나타낸 것이다. Re수 변화에 따른 열전달 특성은 그림에서 보는 바와 같이 Re수가 증가 할수록 대류에 의한 열전달이 촉진되기 때문에 Nu수는 증가한다. 열교환관의 표면적이 동일할 경우 유선형 열교환관의 형상 변화에 따른 Nu수는 직경비  $D_2/D_1 < 1$ 에서는 열교환관의 직경비가 감소 할수록 증가하고, 직경비  $D_2/D_1 > 1$ 에서는 열교환관의 직경비가 증가 할수록 증가한다.  $Re = 30,000$ 에서 열교환관 형상 변화에 따른 Nu수는 Case 3 열교환관 형상에서 다소 높게 나타나며, 이는 Fig. 6(b)에서 나타낸 바와 같이 열교환관  $D_1$  부근에서 박리된 유동이 열교환관 표면에 재부착 되어 Nu수가 국부적으로 증가했기 때문이다. 또한 열교환관 형상 변화에 따른 Nu수는 Case 5 형상에서 낮게 나타나는데, Case 5 열교환관 형상은  $D_1$ 과  $D_2$ 의 크기가 동일하기 때문에 열교환관의 직경비  $D_2/D_1 < 1$ 에서 나타나는 박리된 유동의 재부착으로 인한 열전달 증가와 직경비  $D_2/D_1 > 1$ 에서 나타나는 열교환관 경사면에서의 열전달 증가 효과<sup>(9)</sup>가 Case 5 열교환관 형상에서는 나타나지 않기 때문에 타 열교환관 형상보다 Nu수가 낮게 나타난다.

### 3.4 직경비 변화에 따른 단위 송풍기 동력당 열전달량

열교환관의 열전달 촉진은 보통 송풍기의 동력 증가를 동반한다. 그러므로 열전달 촉진을 위해서 얻어진 열전달량은 압력강하에 수반된 송풍기의 동력과 비교해 보아야 한다. 따라서 본 연구에서는 열교환관을 최적화 하기 위하여 열전달과 압력강하 특성을 동시에 고려하여 직경비 변화에 따른 송풍기 단위 동력당 열전달량을 평가 하였다. 송풍기 단위 동력당 열전달량은 식(11)과 같이 열전달량을 송풍기의 동력으로 나누어 무차원 하였다. Fig. 11은 Re 수와 열교환관의 직경비 변화에 따른 송풍기 단위 동력당 열전달량을 비교한 것으로, 송풍기의 동력이 동일할 경우 Case 2~Case 8과 같은 유선형관이 Case 1의 원형관 보다 열전달량이 더 큰 것을 알

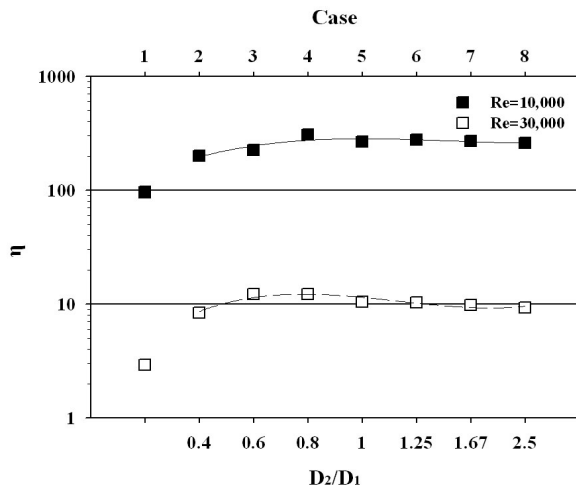


Fig. 11 Heat transfer per unit fan power for various  $D_2/D_1$  ratios.

수 있다. 그리고 직경비 변화에 따른 송풍기의 단위 동력당 열전달량은 직경비  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최대치를 나타낸다.

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{\dot{m} \Delta P / \rho} = \frac{\rho C_p (T_o - T_i)}{\Delta P} \quad (11)$$

#### 4. 결 론

본 연구에서는 전산해석을 통하여 유선형 관의 직경비 변화에 따른 유체 유동 및 열전달 특성을 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유선형 열교환관의 표면적이 동일할 경우 직경비 변화에 따른 항력은  $Re = 10,000$ 에서는 직경비  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최저이며,  $Re = 30,000$ 에서는 직경비  $D_2/D_1 = 0.6$ 과  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최저이다.

(2) 유선형 열교환관의 표면적이 동일할 경우 직경비 변화에 따른  $Nu$ 수는 직경비  $D_2/D_1 < 1$ 에서는 직경비가 감소할수록 증가하고, 직경비  $D_2/D_1 > 1$ 에서는 직경비가 증가 할수록 증가한다.

(3) 송풍기 단위 동력당 열전달량은 직경비  $D_2/D_1 = 0.8$ 에서 최대가 되며, 송풍기의 동력이 동일할 경우 원형관보다 유선형관의 열전달량이 더 높다.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부 지원으로 국가연구개발사업의 일환으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Nouri-Borujerdi, A. and Lavasani, A. M., 2007, Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 2605-2611.
2. Talaat, A. I. and Gomaa, A., 2009, Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow, *Int. J. Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 2148-2158.
3. Yun, Y. Y. and Lee, W. Y., 2000, Heat transfer characteristics of oval-tube heat exchanger, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, pp. 292-301.
4. Wilcox, D. C., 2004, *Turbulence modeling for CFD*, DCW Industries, Inc. 2nd Ed.
5. CD-adapco, 2010, *STAR-CCM+ user guide version 5.04*, CD-adapco, New York.
6. Scholten, J. W. and Murray, D. B., 1998, Unsteady heat transfer and velocity of a cylinder in cross flow-I. Low free stream turbulence, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 1139-1148.
7. Žukauskas, A., 1972, Heat transfer from tubes in crossflow, *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, Vol. 8, pp. 93-160.
8. Buyruk, E., 1999, Heat transfer and flow structures around circular cylinders in cross-flow, *Tr. J. of Engineering and Environmental Science*, Vol. 23, pp. 299-315.
9. Ramirez, C., Murray D. B., and Fitzpatrick, J. A., 2002, Convective heat transfer of an inclined rectangular plate, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 15, pp. 1-18.