

<학술논문>

DOI <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2017.41.2.079>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

외부유로 내벽에 설치된 핀 형상에 따른 이중관 열교환기의 열전달 및 유동에 대한 수치해석적 연구

박천동* · 이동현** · 박병식* · 최재준*

* 한국에너지기술연구원

A Numerical Study on Heat Transfer and Flow Characteristics of a Finned Downhole Coaxial Heat Exchanger

Chun Dong Park*, Dong Hyun Lee**, Byung-Sik Park* and Jaejoon Choi*

* Korea Institute of Energy Research.

(Received April 6, 2016 ; Revised December 6, 2016 ; Accepted December 7, 2016)

Key Words: Coaxial Heat Exchanger(이중관 열교환기), Finned Tube(핀 튜브), Geothermal Energy(지열에너지), Heat Transfer(열전달), CFD(전산유체역학)

초록: 본 연구에서는 이중관 지중열교환기의 내부에 삽입되는 유로의 외벽에 설치된 핀 형상에 따른 유동 및 열전달 특성의 변화를 수치해석적으로 분석하였다. 해석에는 상용 CFD 소프트웨어인 Ansys Fluent를 이용하였으며, SST $k-\omega$ 난류 모델을 적용하였다. 지중열교환기의 성능을 높일 수 있는 핀의 형상을 찾기 위하여 핀의 각도(15°, 30°, 45°, 60°), 높이비(0.1, 0.3, 0.5), 그리고 핀 간의 간격비(1, 3, 5)를 변화시키며 해석을 수행하였다. 그 결과 핀의 각도와 높이가 증가하면서 대부분의 핀 형상에서 외각유로의 외벽과 내벽에서 Nusselt 수가 증가하는 경향이 나타났다. 하지만 핀 각도 15°, 높이 비 0.3 이하의 형상에서 핀이 설치되지 않은 경우보다 외벽의 열전달계수는 증가하며 내벽의 열전달 계수가 감소하는 결과를 관찰하였다. 또한 핀 간의 간격이 감소할 경우 외벽의 열전달계수는 큰 변화가 없으나 내벽의 열전달계수는 감소하는 경향이 나타났다.

Abstract: In this study, the flow and heat transfer characteristics of the finned annular passage were investigated numerically. The annular passage simulates co-axial geothermal heat exchanger, and fins are installed on its inner wall to reduce heat loss from the production passage (annulus) to injection passage (inner pipe). A commercial CFD program, Ansys Fluent, was used with SST $k-\omega$ turbulence model. The effects of the geometric parameters of the fin on the inner tube were analyzed under the periodic boundary condition. The result indicated that most parameters had a tendency to increase with an increase in the height and angle of the fin. However, it was confirmed that the Nusselt number of the inner tube on the coaxial 15, 5, 0.3 was lower than that of the smooth tube. Additionally, the Nusselt number of the inner tube exhibited a tendency of decreasing with a decrease in the spacing in Coaxial 15, S_f , 0.3.

- 기호설명 -

α : 핀의 충돌각 [°]

h_f : 핀 높이 [m]

H_c : 유로의 높이 = $(D_o - D_i)/2$ [m]

s_f : 핀의 끝에서 다음 핀 시작까지 길이 [m]

p : 핀의 설치주기 [m]

D_i : 내측 관 외경 [m]

D_o : 외측 관 내경 [m]

Nu : Nusselt 수

Re : Reynolds 수

† Corresponding Author, dhlee@kier.re.kr

1. 서론

지열에너지는 다른 재생에너지와 달리 계절에 상관없이 사용가능하며, 기저부하를 담당할 수 있는 장점이 있다. 이러한 장점 외에도 지열은 에너지원이 풍부하고 장래에도 지속적으로 공급될 수 있는 매력적인 에너지원이다.⁽¹⁾

지열 시스템에서 중요한 역할을 하는 부분 중 하나가 지중열교환기이다. 여러 종류의 지중 열교환기 중 이중관 열교환기의 경우 하나의 시추공으로 지열에너지를 확보할 수 있으며, 대수층이 필요한 개방형 타입 지중열교환기와 비교해 환경적 영향이 적고 심부지열 영역까지 적용 가능한 이점을 가지고 있다. 그러나 외부유로를 통해 주입된 순환수가 중앙에 위치한 내부관을 통하여 회수되는 과정에서 외부의 유로로 열손실이 발생한다는 단점이 있다. Fig. 1은 지중 이중관 열교환기의 열흐름도를 나타내었다.

Koji Morita 등⁽²⁾은 최대 열을 추출하기 위해 단열된 내측관을 사용한 지중 이중관 열교환기 성능을 해석하였다. 내측관의 열전도도, 순환수 유량, 지열경사도와 순환수의 주입 온도에 따른 영향을 시뮬레이션을 수행하였고, 내측관 단열을 통해 추출온도가 상당히 증가하였다고 보고하였다.

조흥기 등⁽³⁾은 내측튜브 핀 형상에 따른 이중관 열교환기 성능을 해석하였다. 이중관 열교환기의 전열성능 및 압력강하는 Trade off 관계를 갖기 때문에 사용 목적과 조건에 맞게 선정하여야한다고 보고하였다.

신용한 등⁽⁴⁾은 이중관 열교환기와 형상이 유사한 Shell & Tube형 열교환기의 열전달 및 유동에 대한 수치해석을 수행하였으며, baffle의 개수가 증가함에 따라 열전달량이 증가하지만 개수가 일정 이상 증가하였을 때 박리현상이 발생하여 열

전달량이 감소하였다고 발표하였다.

이권재 등⁽⁵⁾은 이중관형 열교환기의 증발 열전달 특성에 관한 실험을 진행하여 나선형태 내관의 열전달 특성을 연구하였다.

박상협 등⁽⁶⁾은 다양한 형상의 파이프에 대한 압력강하와 열전달 특성을 수치적으로 해석하여 열전달 성능을 향상시키고 유동의 손실은 최소화 하는 최적 형상에 대한 연구 발표하였다.

Z.X. Yuan 등⁽⁷⁾은 평판에 기울기를 갖는 핀의 형상에 각도 변화를 주어 실험 및 2차원 수치해석을 수행하였다. 핀 기울기가 증가함에 따라 핀과 벽 사이 공간으로 유체가 이동하여 핀 이후 영역에서 Nusselt 수가 증가한다고 발표하였다.

이처럼 대부분의 문헌 조사 결과, 내측관의 열전도도를 통한 열손실 억제⁽²⁾는 지열경사도로 인한 깊이에 따른 온도 및 압력 증가로 소재의 물성 제한이 있고, 이중관의 내측 열전달을 증가시키기 위한 나선형 내관,⁽⁵⁾ 파형관⁽⁸⁾과 finned 튜브⁽⁹⁾에 관한 연구가 논문으로 존재하였지만, 이중관 열교환기의 내측관의 열전달을 억제하므로 외각유로로 발생하는 열 손실을 줄이기 위한 열전달 억제에 관한 연구는 찾을 수 없었다.

따라서 본 연구에서는 이중관 열교환기의 외벽의 열전달을 촉진하고 내벽의 열전달을 최소화하는 핀의 형상을 찾고자 하였다. 열전달 및 유동 해석에는 상용 수치해석 프로그램인 ANSYS Fluent 16.1를 이용하였다.

2. 수치해석 모델

2.1 모델 및 파라메타

본 연구에서 사용된 내측 관에 핀이 부착된 이중관 열교환기의 기본적인 단면 형상과 내부 핀 형상 변수를 Fig. 2에 개략적으로 나타내었다.

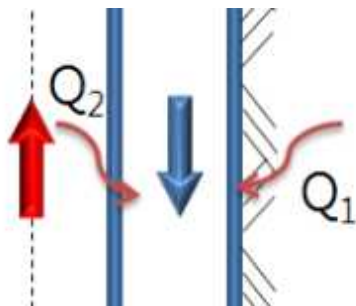


Fig. 1 Heat flow diagram for the concentric heat exchanger under the ground

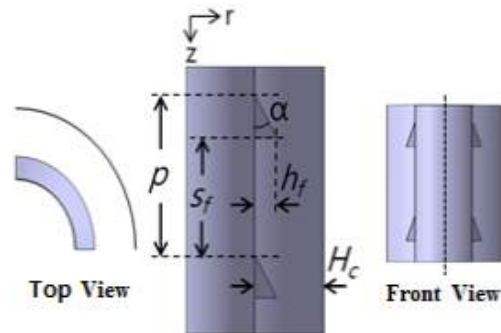


Fig. 2 Model & parameter for finned concentric heat exchanger

Table 1 Fin design variables

Variables	Value
Fin incidence angle, α	15°, 30°, 45°, 60°
Fin height ratio, h_f/H_c	0.1, 0.3, 0.5
Spacing ratio, s_f/h_f	1, 3, 5

Table 2 Boundary conditions

Inlet temp.	300 K
Inner wall heat flux	10000 W/m ²
Outer wall heat flux	
Mass flow rate	3, 5, 9 kg/s
Working fluid	Water

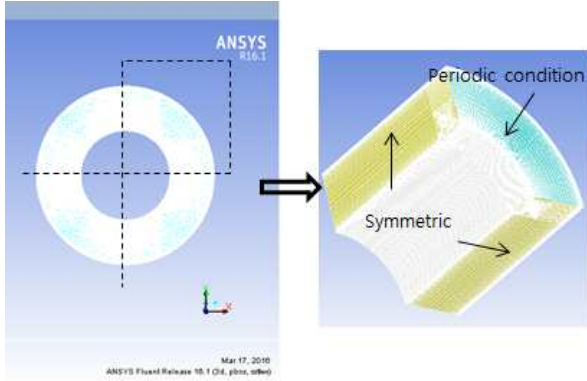


Fig. 3 Computational grids generation

내측과 외측 관의 지름은 0.125, 0.25 m로 고정하였으며, 핀의 형상 변수는 각도(α), 높이 비(h_f/H_c)와 간격 비(s_f/h_f)로 구성하였다. Table 1과 같이 내부 핀의 형상을 변화시켜 모델링하였다. 해석 조건은 Coaxial α , s_f/h_f , h_f/H_c 의 형태로 표기하였다.

유동은 z 방향으로 흘러가며, 유로의 전체 길이는 유로의 수력직경(Dh) 대비 수천 배에 달하므로 입구영향을 고려하지 않은 완전발달 난류 유동(fully developed turbulent flow)으로 가정하였으며, 계산에 사용된 영역은 단일 pitch로 Fig. 3과 같이 주기조건(Periodic Condition)을 이용하여 해석을 수행하였다. 또한, 이중관을 4분등하여 단면에 대칭조건(Symmetric condition)을 주어 단순화하므로 해석시간을 단축하였다.

완전발달 유동장으로 가정한 상태에서 유체의 프로퍼티가 상수이고 경계조건에 일정 열유속 조건을 부여한다면, 열전달계수는 상수값을 가진다.⁽¹⁰⁾ Table 2와 같은 일정한 열유속 경계조건에서 해석을 수행하였다.

2.2 지배방정식

본 연구에서는 3차원 정상상태 비압축성 난류 유동을 해석하였으며, 지배방정식은 기본적인 연속 방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였고, 난류 모델은 $k-\epsilon$ 모델과 $k-\omega$ 모델의 장점과 박리

(separation)유동 계산에 강점을 가지는 Shear Stress Transport(SST) 모델⁽¹¹⁾을 이용하였다. 속도 압력 연성에 대해서는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였으며, 모든 변수에 대해서 Residual 값이 10^{-6} 이하가 되어야 수렴한 것으로 판정하였다.

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial (\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \rho g - \nabla P + \nabla \cdot (\vec{\tau}) \quad (2)$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T + (\vec{r}_{eff} \cdot \vec{v})) \quad (3)$$

여기서,

$$\vec{\tau} = \mu ((\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I) \quad (4)$$

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

Shear-Stress Transport(SST) $k-\omega$ Model

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (7)$$

2.3 수치해석 관계식

본 연구에서 Nusselt 수의 경우에는 수치해석 결과로 확인되는 유체 평균온도(Bulk mean temperature, T_b)와 벽면 온도(Wall temperature, T_w)로부터 확인할 수 있다. 식 (8)에 평균온도와 내벽면 또는 외벽면온도를 적용하면 유체 대류 열

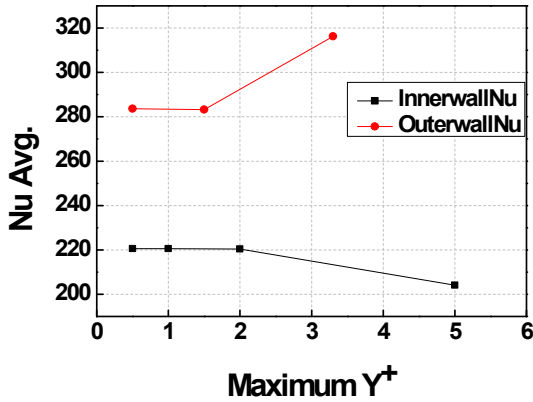


Fig. 4 Nu variation with y⁺ in Coaxial 30, 5, 0.5

전달계수를 구할 수 있으며, 그에 따라 식 (9)를 통해 유체의 Nusselt 수를 구할 수 있다.

$$Q = hA(T_s - T_b) \tag{8}$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{water}} \tag{9}$$

수치해석을 통해 얻어진 유체의 유동장 결과로부터 식 (10)의 Darcy friction factor를 계산하였다.

$$f = \frac{\Delta PD_h}{2\rho u^2 L} \tag{10}$$

2.4 격자 및 격자 의존성

본 연구에 사용할 수치해석의 계산영역의 격자에 대한 민감도를 확인하기 위해 각각 505,428 ~ 1,700,000 격자수에서 이중관 열교환기 수치해석을 수행하였다.

SST 난류 모델의 경우 강한 열유속이 존재하는 유동에서는 y⁺가 1 정도의 값을 유지하도록 권고하고 있다.⁽⁸⁾

Fig. 4는 y⁺ 0.5~5의 값으로 격자를 구성한 격자 민감도 테스트 결과이며, y⁺ 2 이하에서 값의 변화가 거의 없었고 그 이상에서 변화를 확인할 수 있었으므로, 본 연구에서는 y⁺가 2 이하가 되도록 격자를 생성하였다.

수치해석결과를 검증하기 위해서는 실험결과와 비교하여야 하나 기존 문헌에서 적절한 실험결과를 확보하지 못하였다. 이는 해석을 통하여 최적 형상을 도출한 후 해당 형상에 대한 실험을 통하여 보완할 계획이다.

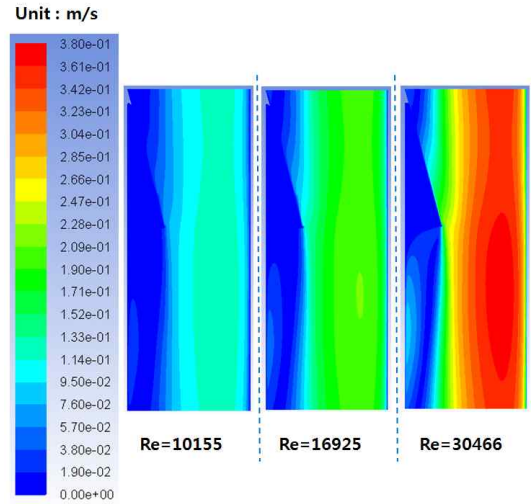


Fig. 5 Velocity contour with Re in Coaxial 15,5,0.3

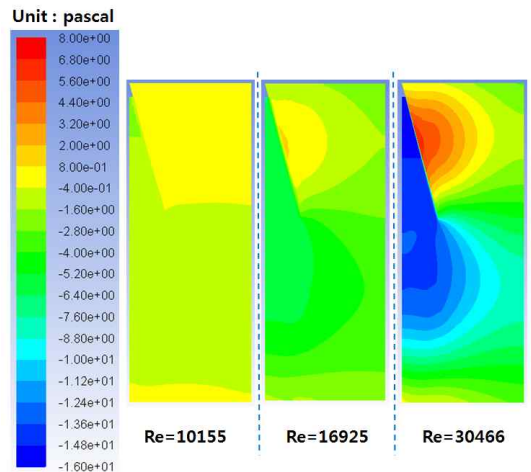


Fig. 6 Pressure contour with Re in Coaxial 15,5,0.3

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 레이놀즈 수의 영향

Fig. 5와 6은 각 Coaxial 15, 5, 0.3의 핀 형상을 가지는 이중관 열교환기 조건에서 레이놀즈 수에 따른 속도와 압력 등고선을 도시한 그림이다. Fig. 7은 속도 벡터를 나타내며, 이를 통해 유동 흐름을 확인한 결과 핀 아래쪽에는 정체영역이 형성되고 핀 하류에서는 재순환영역이 형성되며, 하류핀에 충돌한 유동의 일부가 핀을 타고 상류 방향으로 흘러 내벽에 충돌하게 된다. 이 같은 유동 패턴은 이후 수치해석 결과에서도 동일하게 나타났다.

Fig. 8은 레이놀즈 수에 따른 내벽과 외벽의 평균 Nu 수를 핀의 설치 유, 무에 따라 비교하기

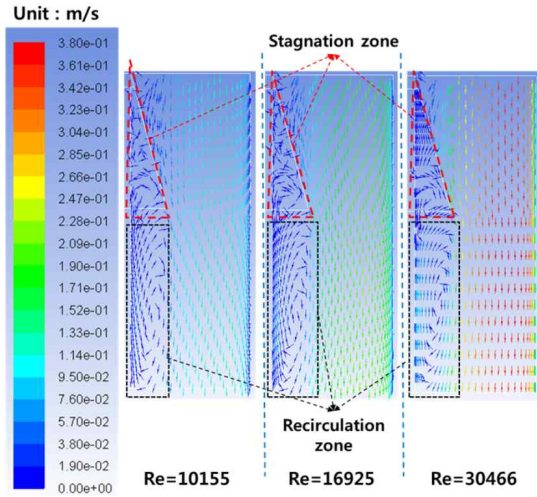


Fig. 7 Velocity vectors with Re in Coaxial 15,5,0.3

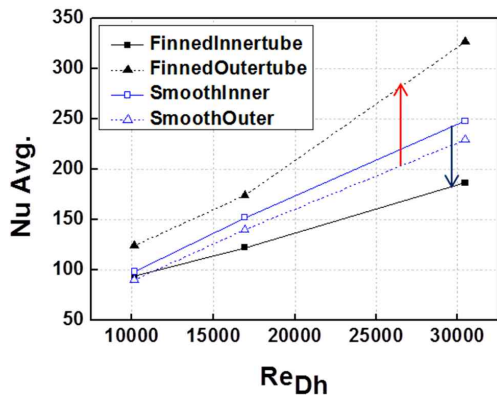


Fig. 8 Average Nu variation with Re_{Dh} in the Smooth tube and the Finned tube

위해 나타내었다. 핀을 설치하지 않았을 경우 내측 관에서 Nu수가 54.6~63.3% 증가하며 외측 관에서 55.6~63.9% 증가하여 내·외벽의 증가율 차이가 적었다. 하지만 핀을 설치한 이중관 열교환기에선 내벽에서는 Nu수가 30.2~52.5% 증가하였으나, 외벽의 Nu수는 40.3~87.7% 향상되어 내벽과 외벽의 증가율에 차이가 발생하는 것을 확인하였다.

이중관을 적용한 지중열교환기의 성능을 높이기 위해서는 외벽의 열전달을 촉진하며, 동시에 내벽의 열전달을 최소한으로 억제할 필요가 있다. Coaxial 15, 5, 0.3의 핀이 설치된 경우 유로 내벽의 열전달계수는 Re수가 10,155일 때 핀을 설치하지 않은 경우의 95.6% 수준이나 Re수가 30,466일 때는 75.1%수준으로 그 차이가 증가하게 된다. 그러므로 핀의 설치에 따른 열전달 억제 효과는 Re수가 높아짐에 따라 증가하는 것을 알 수

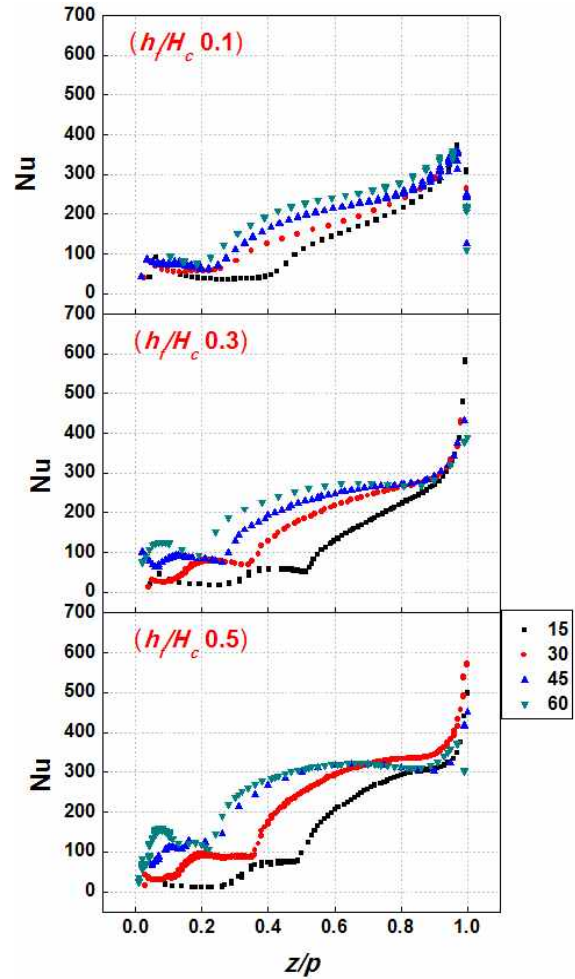


Fig. 9 Distribution of Nu as a function of z/p for fin angle and height ratio on the inner wall

있다.

3.2 핀의 각도와 높이 비 영향

Fig. 9와 10은 핀의 각도와 높이 비에 따른 내·외벽의 Nusselt 수의 변화를 나타낸 그래프이다. Fin-spacing의 정의상 각도가 작아질수록 주기 조건 내 내측 관의 정체영역은 증가하게 된다. 앞에서 언급한 것과 같이 핀에 충돌한 유체의 일부가 핀을 따라 상류방향으로 흐르며 내벽에 충돌하게 되며, 그 영역에서 Nusselt 수가 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

외벽에서는 핀이 설치된 지역부터 Nusselt 수가 증가하는 경향을 확인하였다. 이는 두 관 사이에 관로가 좁아지면서 속도가 증가하게 되며, 외측 관에 유체가 충돌하여 외측 벽면에서 경계층의 발달을 억제하기 때문이다.

Fig. 11은 핀에 형상 변화에 따라 Nusselt 수의

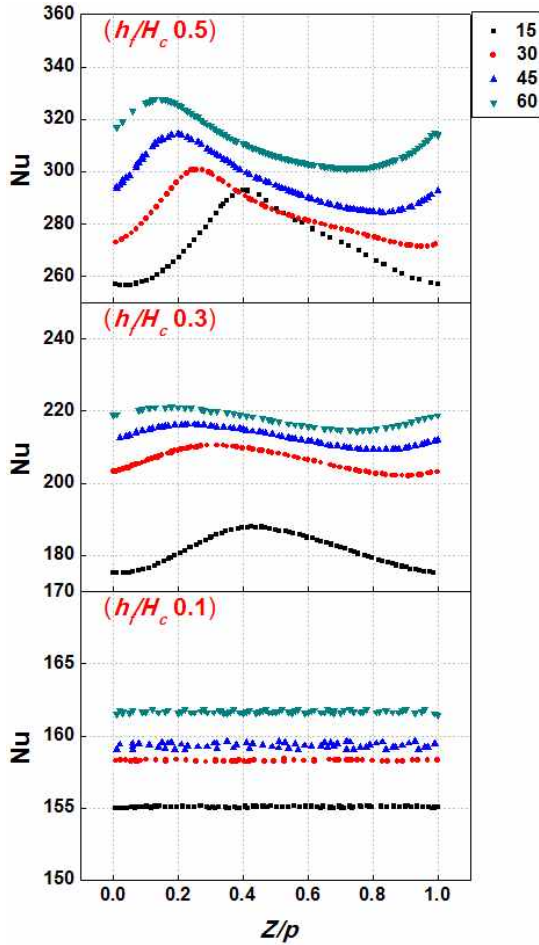


Fig. 10 Distribution of Nu as a function of z/p for fin angle and height ratio on the outer wall

평균값 변화를 나타내었으며, Smooth tube 데이터와 비교를 통해 내측 관 열전달 억제와 외측 관 열전달 향상을 기대할 수 있는 조건을 찾았다. Coaxial 15,5,0.3의 형상에서 smooth tube에 비해 내측관의 Nusselt 수가 12.5%가 억제되며, V.I. Terekhov 등⁽¹²⁾은 Ribs와 Steps의 형상에 따라 열전달 향상 및 억제가 가능하다고 보고하였다. 외측관의 Nusselt 수가 39.7% 향상하는 것을 확인하였다. 외측 관의 Nusselt 수의 변화는 핀의 높이에 영향이 크다는 것을 확인하였다.

3.3 Fin Spacing의 영향

기존 수치 해석을 통해 Smooth tube 보다 내측관의 Nusselt 수는 낮고 외측 관은 높은 Nusselt 수를 가지는 조건인 Coaxial 15,x,0.3에서 Fin Spacing의 변화에 따라 해석한 결과를 Fig. 12에 나타내었다. Fin Spacing이 감소하면서 내측 관의 Nusselt 수는 최대 76.2% 감소하는 것으로 나타났

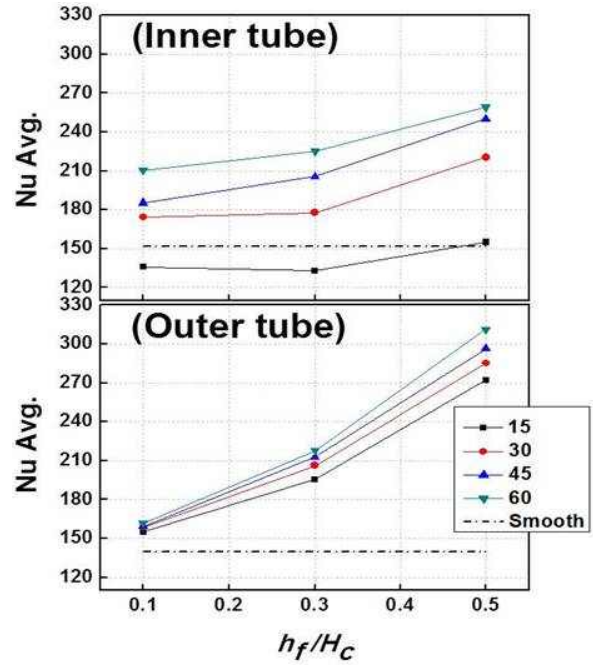


Fig. 11 Nu Avg. variation with angle and height ratio

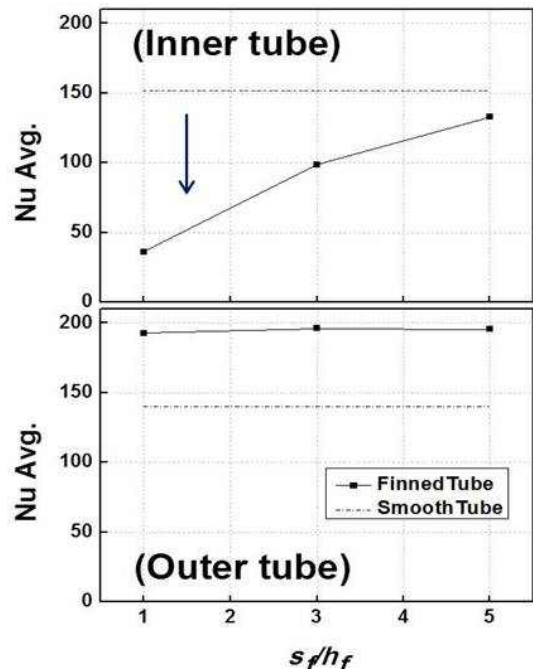


Fig. 12 Nu Avg. variation with spacing

다. 이는 Spacing의 감소로 하류 핀에 충돌한 후 핀을 따라 상류로 이동하는 유동의 강도가 감소하였기 때문으로 판단된다. 외측 관의 Nusselt 수는 최대 40% 증가하며 Fin Spacing에 따른 변화는 거의 발견되지 않았다.

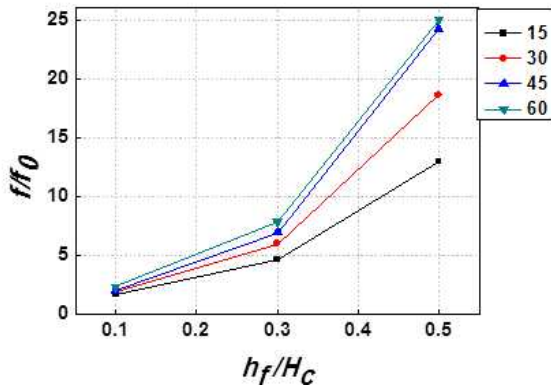


Fig. 13 Friction factor variation with angle and height at Spacing 5

3.4 Friction factor의 변화

Fig. 13은 핀의 각도와 높이에 따른 Friction factor의 변화를 나타낸 그래프이다. 핀의 각도와 높이가 증가하면서 핀이 설치되지 않은 경우와 비교하여 최대 24배 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 높이가 증가하면서 핀과 외벽의 거리가 축소되면서 압력손실이 크게 증가하기 때문으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 SST $k-\omega$ 모델을 이용하여 내측 튜브 핀 형상에 따른 유동 특성과 내·외측 관의 Nusselt 수 변화를 해석하였다.

(1) 핀 이후 정체영역과 재순환영역이 발생하는 유동 특성을 확인할 수 있었다.

(2) 대부분의 형상 조건에서 내외측 벽의 열전달은 향상됐지만 Coaxial 15,5,0.3의 형상에서 smooth tube와 비교해 내측 벽의 Nusselt 수가 12.5% 억제되며, 외측 벽은 39.7% 향상하는 것을 확인하였다.

(3) Fin spacing에 변화를 주어 해석한 결과에서 내측관의 Nusselt 수가 최대 76.2% 감소하는 것을 확인하였다.

(4) 핀 설치로 인해 최대 Friction factor가 24배 증가하는 것을 확인하였지만 내측 벽의 열전달이 억제되는 조건에선 약 3.7배 증가하는 것을 확인하였다.

이처럼 이중관 열교환기 내측 튜브에 핀을 설치하여 열전달을 억제한다면 이중 열교환기 성능 향상이 가능할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 2015년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 20153010111740)

참고문헌 (References)

- (1) Hurter, S. and Schellschmidt, R., 2003, "Atlas of Geothermal Resources in Europe," *Geothermics*, Vol. 32, Issues 4-6, pp. 779~787.
- (2) Morita, K., Matsubayashi, O. and Kusunoki, K., 1985, "Down-Hole Coaxial Heat Exchanger Using Insulated Inner Pipe for Maximum Heat Extraction," *Geothermal Resources Council Trans*, Vol. 9, PART 1, pp. 45~50.
- (3) Cho, H. G., Youn, B. and Kim, J. H., 2012, "Analysis of Concentric Heat Exchanger Performance for the Fin Shape on the Inner Tube," *Proc. of the SAREK 2012 Summer Annual Meeting*, pp. 14~17.
- (4) Shin, Y. H., Jeong, H. D., Lee, H. H., Chung, H. S. and Jeong, H. M., 2011, "A Numerical Study of Heat Transfer and Flow Characteristics in Shell and Tube Heat Exchanger," *Proc. of the SAREK 2011 Summer Annual Meeting*, pp. 1070~1073.
- (5) Lee, K. J., Kwon, O. K., Kim, Y. C. and Seol, W. S., 2012, "An Experimental Study on the Evaporation Heat Transfer Characteristics of Double Pipe Heat Exchanger," *Proc. of the KSME 2012 Fall Annual Meeting*, pp. 828~832.
- (6) Park, S. H., Kim, S. K. and Ha, M. Y., 2013, "Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Pipes with Various Shapes," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 11, pp. 999~1007.
- (7) Yuan, Z. X., Zhao, L. H. and Zhang, B. D., 2007, "Fin Angle Effect on Turbulent Heat Transfer in Parallel-plate Channel with Flow-inclining Fins," *International Journal of Numerical Methods for Heat&Fluid Flow*, Vol. 17, No. 1, pp. 5~19.
- (8) Ahn, S. W., 2003, "Experimental Studies on Heat Transfer in the Annuli with Corrugated Inner Tubes," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 17, No. 8, pp. 1226~1233.
- (9) Hatami, M., Jafaryar, M., Ganji, D. D. and Gorji-Bandpy, M., 2014, "Optimization of Finned-Tube Heat Exchangers for Diesel Exhaust Waste Heat Recovery Using CFD and CCD Techniques,"

- International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 57, pp. 254~263.
- (10) Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2001, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," 5th ed, John Wiley & Sons, New York.
- (11) Meter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 269~289.
- (12) Terekhow, V. I., Yarygina, N. I. and Zhdanov, R. F., 2003, "Heat Transfer in Turbulent Separated Flows in the Presence of High Free-Stream Turbulence," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 4535~4551.