

심부지열 용 동축 열교환기 성능예측을 위한 열전달 실험 및 해석

정 국 진¹⁾ · 정 윤 성¹⁾ · 박 준 수^{1)*} · 이 동 현²⁾

한국교통대학교 기계자동차항공공학부¹⁾ · 한국에너지기술연구원²⁾

Heat Transfer Experiment and Analysis to Predict the Efficiency of Heat Exchanger for Deep Geothermal System

Kuk-Jin Jung¹⁾ · Yoon-Seong Jeong¹⁾ · Jun Su Park^{1)*} · Dong Hyun Lee²⁾

¹⁾School of Mechanical, Automotive and Aeronautical Engineering Korea National University of Transportation, 50 Daehak-ro, Chungju, 27469, Korea

²⁾Korea Institute of Energy Research 152 Gajeong-ro, Yuseong-gu, Daejeon, 34129, Korea

(Received 2017.04.10 / Accepted 2017.05.15)

Abstract : The Heat exchanger for deep geothermal system is very important to enhance the efficiency of the system. The co-axial heat exchanger is used due to the limitation of digging space. The heat transfer on the external surface of outer pipe should be high to receive a large amount of heat from the ground. However, the inner pipe should be insulated to reduce the heat loss and increase the temperature of discharge water. This study made experiment apparatus to describe the co-axial heat exchanger and measure the heat transfer coefficients on the internal and external surface. And the pin-fin was designed and fixed on the internal surface to increase the efficiency of heat exchanger. Finally, we calculated the temperature of discharge water using the heat transfer circuit of co-axial heat exchanger and heat transfer coefficient which from experimental results. The water temperature was reached the ground temperature at -500 m and following the ground temperature. When the water return to the ground surface, the water temperature was decreased due to heat loss. As the pin-fin case, the heat transfer coefficient on the internal surface was decreased by 30% and it mean that the pin-fin help to insulate the inner pipe. However, the discharge water temperature did not change although pin-fin fixed on the inner pipe.

Key words : Heat exchanger, Deep Geothermal, Internal passage cooling, Heat transfer

Nomenclature

- D_1 : External diameter of borehole
- D_2 : Internal diameter of borehole
- h_{ex} : heat transfer coefficient on ground surface
- h_{in} : heat transfer coefficient on internal surface
- h_o : heat transfer coefficient on external surface
- k_{pipe} : Conductivity of pipe for heat exchanger
- Nu : Nusselt number
- Pr : Prandtl number

Re : Reynolds number

T : Pipe thickness

1. 서론

전 세계의 지열에너지 사용용량은 1980년 이후로 매년 10% 이상 증가하고 있다. 화산지대 및 신재생 관련 선진국을 중심으로 지열에너지를 활용한 열 공급 및 발전 시스템을 적극 연구, 설치하여 보급하고 있다. 지열 에너지의 경우 타 신재생 에너지와 비교 시 날씨나 기후의 영향을 전혀 받지 않을 뿐만 아니라 지상설

*Corresponding author, E-mail: js_park@ut.ac.kr

비가 규모가 상대적으로 작아 분산형 에너지 공급 체계에 최적의 신재생 에너지원으로 손꼽히고 있다.

하지만 지열의 경우 지역 별 지열에너지 부존량 차이가 클 뿐만 아니라 시추 시 비용이 막대하게 들어 주로 화산지대 중심에서 약 150~200 m 정도만 시추하는 천부지열 중심으로 개발되어 왔다. 그 결과 국내에서도 지열 단독 에너지 공급 시스템 보다는 지상의 히트펌프와 연결한 지열-히트펌프 시스템 중심으로 보급되어 왔다. 이러한 지열-히트펌프 시스템의 경우 히트펌프를 구동하기 위한 추가 동력이 소요되어 완벽한 형태의 신재생 에너지원으로 규정하기에는 제약이 있었다.

지열에너지의 지역별 부존량의 차 극복 및 장심도 시추기술 개발 성공에 따라 지하 1 km 이하의 심부지열에 대한 관심이 커지고 있다. 심부지열의 경우 천부지열에 비해 월등히 높은 에너지 생산이 가능하며, 지열 단독으로 열 공급 및 발전이 가능하다. Park¹⁾ 등은 국내에서의 지열에너지 부존량을 지표면에서 1 km 깊이 간격별로 5 km 깊이까지로 산출한 결과 지표부터 5 km 깊이까지의 추출 가능한 지열에너지의 총 부존량은 1.01×10^{23} Toe(석유환산톤) 로 분석하였으며 이는 2006년 우리나라 전체 1차 에너지 총 소비량 기준 200년 동안 사용할 수 있는 양으로 분석하였다.

시추기술의 발전에도 불구하고 2 km 이상의 장심도를 시추하는데 막대한 비용이 요구되어, 천부지열과 다르게 심부지열에서는 단일공을 이용하여 열교환이 이루어지도록 시스템이 설계되어진다. 이러한 심부지열의 특성상 시추공에 설치되는 동축 열교환기의 성능이 심부지열 시스템의 성능을 결정짓는다고 볼 수 있다.

동축 열교환기는 외부에서 작동유체를 시추공으로 공급하는 주입유로와 지열에 의해 가열된 작동유체를 지표면으로 토출시키는 토출유로가 하나의 시추공에 구성된 형태를 띠고 있다. 그 결과 주입유로와 토출유

로를 구분짓기 위한 파이프가 시추공 내에 설치가 되며, 설치된 파이프 내/외부 표면에서의 대류 열전달 계수 및 파이프 열전도도에 의해 동축 열교환기의 성능이 결정된다. Gnielinski²⁾ 등은 동축 유로 내/외부 표면에서의 대류 열전달 계수를 실험적으로 측정하였다. 유체의 속도와 내/외부관의 직경비 변화에 따른 대류 열전달 계수를 측정하여 실험식을 도출하였다. Goldstein³⁾ 등은 원형 관 실험에서 대류 열전달 계수 측정을 위한 실험법을 제안했을 뿐만 아니라 표면 열전달계수의 증가 또는 감소시키기 위한 다양한 형태의 구조물에 대한 실험을 수행하였다.

심부지열 용 동축 열교환기의 경우 토출유로 내 작동유체의 열량이 외부의 주입유로 쪽으로 방출이 되지 않도록 단열효과를 상승시키는 것이 중요하다. 그래서 본 연구에서는 동축 열교환기 모사실험장치를 제작하여, 단열효과 상승을 위해 고안된 Pin-Fin을 설치하여 파이프 표면에서의 대류 열전달 계수를 측정하였다. 더불어 측정된 대류 열전달 계수를 바탕으로 심부지열용 동축 열교환기의 성능을 계산하고 최종적으로 토출되는 작동유체의 온도를 계산하여 심부지열 및 Pin-Fin의 활용 가능성에 대해 검토하였다.

2. 연구 방법

2.1 동축 열교환기 열저항 회로 및 성능계산

Fig. 1에서 보이는 바와 같이 심부지열 용 동축 열교환기는 외부의 주입유로와 내부의 토출유로로 구성되어 있다. 주입유로와 토출유로를 구성하기 위하여 원형의 파이프가 시추공 내부에 설치되어 있다.

그 결과 동축 열교환기 열전달 회로는 암반면에서의 대류열전달, 주입유로 측 파이프 표면 대류열전달, 파이프 내에서 열전도 및 토출 유로 측 파이프 표면 대류열전달로 구성되어진다. 암반면에서의 대류열전달

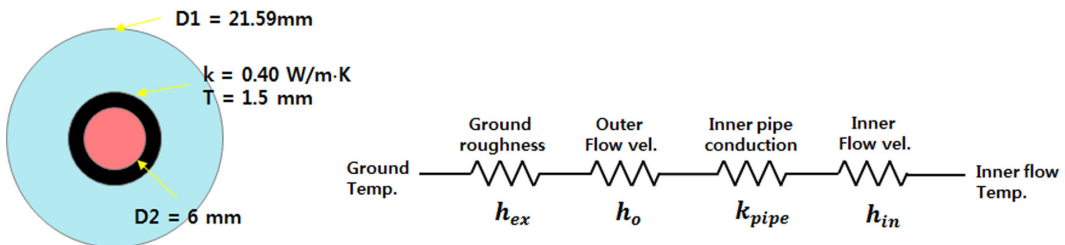


Fig. 1 Schematic view and heat transfer circuit of co-axial heat exchanger

에 의해 작동유체가 가열이 되며, 토출유로 측면에서는 파이프 표면에서의 대류열전달 및 열전도에 의해 작동유체의 열 손실이 발생하게 된다. 그러므로 동축 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 압반면에서는 대류열전달을 향상시켜 작동유체의 온도를 상승시켜야 하며, 토출유로에서는 외부로 유출되는 열손실을 줄이기 위한 파이프 단열이 중요하게 된다.

그러므로 각 벽면에서의 대류열전달 계수에 대한 정보가 있어야 동축 열교환기의 성능을 정확히 계산이 가능해진다. 본 연구에서는 주입유로의 양 벽면에서의 대류열전달 계수는 모사 실험을 통해 측정하였다. 더불어 동축 열교환기의 성능을 향상시키기 위해 고안된 Pin-Fin을 설치하여 주입유로 내 벽면의 대류열전달 계수 값 역시 실험을 통해 측정하였다. 매끈한 원통 형태의 주입유로 내 대류열전달 계수는 Dittus-Boelter equation (Eq. (1))을 통해 확보하였다.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad \text{Eq. (1)}$$

실험과 실험식을 통해 도출된 대류 열전달 계수 값을 활용하여 심부지열 용 동축 열교환기의 성능을 1-D 열전달 모델로 가정하여 계산을 수행하였다.

계산 시 심부지열 시추공의 깊이는 2,000 m로 가정하였다. 시추공의 직경은 0.22 m, 토출유로의 직경은 0.06 m이며 내부 파이프의 두께는 0.015 m이다. 파이프의 열전도도는 PP 소재 기준으로 0.4 W/m·K으로 정의하였다. 작동유체는 물을 활용하였으며, 주입온도는 20도, 주입유량은 10 m³/h이다. 레이놀즈수는 주입유로 입구수력직경 기준으로 11,245이다.

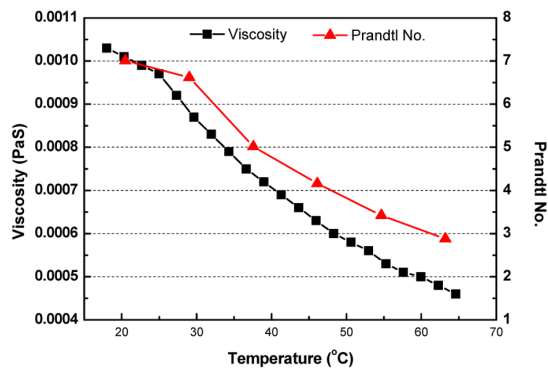


Fig. 2 Viscosity and Prandtl No. of water according to temperature

Table 1 Summary of boundary conditions in co-axial heat exchanger for deep geothermal

시추 깊이	2,000 km
시추공 외경	21.59 mm
토출유로 직경	6 mm
파이프 두께	1.5 mm
파이프 열전도도	0.4 W/m·K
작동유체 유량	10 m ³ /h
주입온도	20℃
지표면온도	18℃

지표면 온도는 18도이며, 지열온도 경사도는 0.0233 °C/m로 100 m 당 약 2.33 °C 증가하는 형태로 표준 국내 지열 경사를 기준하였다. 물이 땅속으로 들어갈수록 물의 온도가 증가함에 따라 물의 물성치가 변화되므로 이에 맞춰 물의 밀도, 점성계수 및 Pr 수 등을 Fig. 2에서 보이는 바와 같이 온도에 관한 함수로 설정하여 계산을 수행하였다. 그 외 자세한 경계조건은 Table 1에 정리하였다.

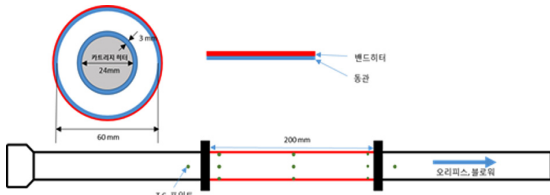
2.2 열전달 실험장치 및 방법

본 연구에서는 주입유로 표면에서의 대류열전달 계수를 측정하기 위한 상사실험장치를 제작하였다.

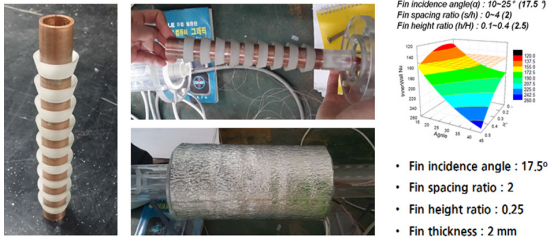
제작한 상사실험장치는 크게 블로워, 동축관 그리고 계측장치 등으로 구성되어 있다(Fig. 3(a)) 유체가 흘러가는 방향은 주유동에서 블로워의 영향을 제거하기 위해 흡입(Suction) 방향으로 설정하였다. 동축관은 외부직경 0.06 m, 내부직경 0.03 m이며, 총 길이 0.2 m의 테스트섹션을 내관과 외관에 각각 9개의 열전대를 설치하여 벽면의 온도를 측정한다. 또한 입구와 출구에 열전대를 하나씩 설치하여 주유동 입 출구 온도를 측정한다. 테스트섹션의 앞에 1 m의 유동발달구간을 만들어 놓음으로서 발달된 유동이 지나 갈 수 있도록 한 것이 특징이다.

테스트섹션은 구리 파이프로 제작하였으며, 300 W의 카트리지히터를 내관에 삽입하고 외관은 300 W 밴드 히터 2개를 외관에 둘러서 설치하였다. 열손실을 최소화하기 위해서 테스트섹션 주위를 보온재로 단열하여 열손실을 최소화 하였다. 실험은 정상 열 유속 상태를 묘사하기 위해서 내부와 외부에 면적당 같은 열 유속을 히터에 공급하였다.

동축 열교환기 성능을 향상시키기 위해 고안된



(a) Schematic view of experimental apparatus



(b) Pin-Fin test specimen

Fig. 3 Heat transfer experimental apparatus

Pin-Fin의 형상은 Fig. 3(b)에서 보이는 바와 같이 주유동 흐름 방향에 경사진 형태를 띠고 있다. 주유동이 Pin-Fin을 타고 흘러 외부 암반면에서의 대류열전달 계수는 향상시키고, Pin-Fin 내부에서는 정체영역을 발생시켜 대류열전달 계수를 낮추는 목적으로 형상이 설계되었다. Pin-Fin의 충돌각은 주유동 방향의 17.5도이며 핀 간의 간격은 핀 높이의 2배, 핀의 높이는 유로 높이의 0.25배로 고정하였다. Pin-Fin 제작 재질은 수지 소재를 사용하였다. 실험 시 레이놀즈 수는 유로 입구 수력직경 기준으로 5,000부터 20,000까지 실험을 수행하였다.

3. 결과 및 검토

3.1 대류열전달계수 측정 결과

Fig. 4는 실험을 통해 측정된 동축 원형관 내부에서의 Nusselt 수를 보여주고 있다. 동축 원형관 내/외부 표면 모두 레이놀즈 수 증가에 따라 선형적으로 Nusselt 수가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 실험결과를 Gnielinski's Correlation eq.²⁾과 비교하였을 때 약 5~10% 오차 내로 일치하는 것을 확인할 수 있다.

내부 표면에서의 Nusselt 수가 외부 표면에서의 Nusselt 수보다 상대적으로 높은 값을 보이나, 절대값으로는 큰 차이를 보이지 않는다. 양면 모두 일정 유속으로 가열이 이루어지는 상황에서 내부 유동의 대류

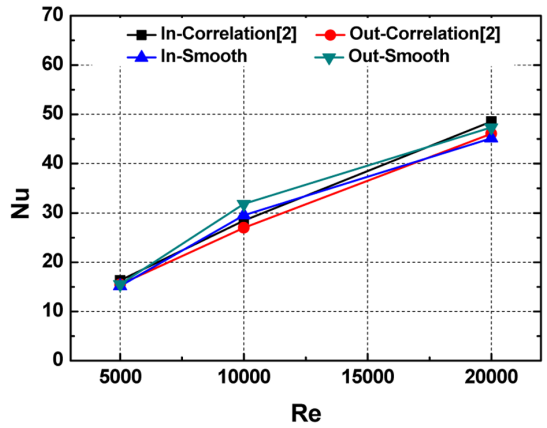
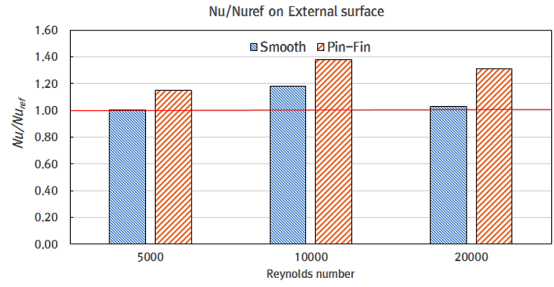
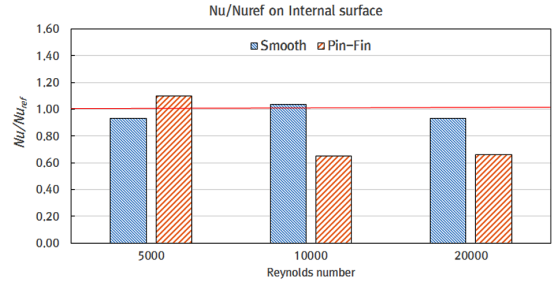


Fig. 4 Nusselt number distribution according to Reynolds number



(a) Nusselt No. ratio on external surface



(b) Nusselt No. ratio on internal surface

Fig. 5 Nusselt number ration of pin-fin case

현상에 의한 온도차이가 발생하는 공기의 혼합이 원활히 이루어짐에 따라 발생하는 현상이다.

Pin-Fin을 설치하였을 때 동축 원형관 외/내부의 Nusselt 수는 Fig. 5에서 보이는 바와 같이 매끈한 관 Nusselt 수 대비 내부 표면에서는 감소하는 반면 외부 표면에서는 증가하는 현상을 보이고 있다. 특히 레이놀즈 수가 증가할수록 Pin-Fin에 의한 Nusselt 수 변화

현상이 뚜렷이 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 레이놀즈 수 증가에 따른 유동의 난류 성분증가로 인해 Pin-Fin 효과가 뚜렷이 나타나는 것이다.

특히 레이놀즈 수가 20,000일 경우 Pin-Fin에 의해 내부 표면에서의 Nusselt 수는 매끈한 원형관 대비 30%가 감소하여 심부지열 용 동축 열교환기 내 파이프의 단열효과를 증가시키는데 기여할 것으로 판단되어진다. 더불어 외부 벽면에서는 Nusselt 수가 증가하여 지열을 작동유체로 원활하게 전달하는데 기여할 것으로 판단된다. 이러한 Nusselt 수 변화는 Pin-Fin에 의해 작동유체가 외부 벽면으로 충돌이 이루어져 열전달이 증가하다. 반면, Pin-Fin 아래부에는 유동의 정체영역이 발생하여 열전달을 방해함으로써 발생하게 된다.

3.2 동축 열교환기 성능 계산 결과

실험을 통해 확보한 Nusselt 수를 대류 열전달 계수로 환산하여 심부지열 용 동축 열교환기 성능 계산을 위한 경계조건으로 활용하였다. 심부 지열용 동축 열교환기의 길이 2,000 m이며, 물의 주입 온도는 20°C, 유량은 10 m³/h로 설정하여 계산을 수행하였다. 지하 2,000 m에서 지열 온도는 64.6°C이다.

Fig. 6에서 보이는 바와 같이 매끈한 원형 파이프를 사용하였을 때 작동유체 온도는 초기 100 m까지는 낮은 지열온도에 의해 열을 빼앗겨 온도가 낮아지나 100 m 이후부터는 암반으로부터 열을 공급받아 온도가 상승한다. 심부지열의 경우 열교환 면적이 매우 넓어 충분한 암반과 작동유체사이에 충분한 열교환이 이루어져 작동유체의 온도가 지열의 온도와 거의 일치하도록 상승하게 된다. 그 결과 지하 2,000 m에서의 작동유

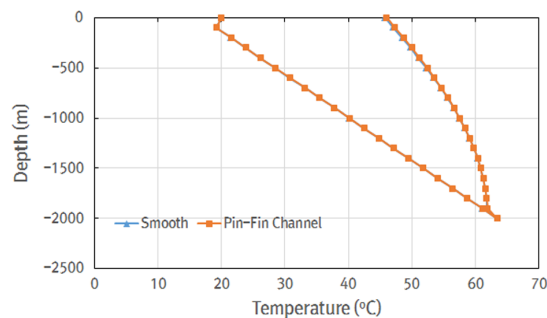


Fig. 6 Water temperature distribution according to geo depth

체의 온도는 63.4°C로 암반의 온도와 약 0.3°C 차이 밖에 나지 않는다. 하지만 회수 시 작동유체는 외부 주입 유로 쪽으로 열손실이 발생하여 온도가 감소하게 된다. 그 결과 매끈한 유로에서의 작동유체의 토출온도는 약 45.73°C로 낮아지게 된다.

Pin-Fin을 설치한 파이프를 심부지열 용 열교환기에 설치할 경우 암반쪽 대류열전달 계수가 약 30% 증가하며, 파이프 표면에서의 30%가 감소하여 전체적인 성능이 향상되는 결과를 보인다. 지하 2,000 m에서 작동유체 온도는 63.43°C로 기존 매끈한 파이프에 비해 약 0.03°C 증가하였다.

토출온도는 46.01°C로 매끈한 파이프 대비 약 0.3°C 증가하는 결과를 보인다. 대류열전달 계수 변화 대비 작동유체의 온도 변화는 상대적으로 미미한 것으로 나타났다. 그 이유는 전체 열저항을 계산할 시 대류열전달의 변화량 보다는 심부지열 특성상 열교환 면적이 큰 비중을 차지하고 있어 나타난 결과라 볼 수 있다. 그러므로 Pin-Fin을 이용한 동축 열교환기의 경우 심부지열 용 보다는 침부지열용으로 활용 가능성이 더 높을 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 심부지열 용 동축 열교환기의 성능 예측 및 향상을 위해서 열전달 실험 및 계산을 수행하였다. 열전달 실험은 동축 원형관 외/내부 표면에서의 대류 열전달 계수를 측정하였으며, 열교환기 성능 계산에서는 실험을 통해 확보한 데이터를 활용해 작동유체의 토출온도를 계산하였다.

그 결과 심부지열의 경우 넓은 열교환 면적을 바탕으로 암반으로부터 많은 양의 열을 전달받을 수 있었으나, 토출유로에서의 많은 양의 열이 주입유로 쪽으로 손실되고 있음을 확인할 수 있었다.

이를 개선하고자 동축 열교환기 내 설치된 파이프의 단열성능 향상을 위한 Pin-Fin 형상을 고안하였으며 이를 설치하여 대류 열전달 계수 측정 및 열교환기 성능 계산을 수행하였다. Pin-Fin에 의해 파이프 표면에서 대류 열전달 계수가 30% 감소하나, 작동유체의 토출온도는 약 0.3°C 만 증가하는 결과를 보이고 있다. 이는 심부지열 열교환기 내 열저항 중 대류 열전달 계수가 차지하고 있는 비중이 상대적으로 적어 나타나는 것으로 확인되었다.

Acknowledgement

본 연구는 2016년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)(No. 20153010111740)과 2016년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(No. 2016R1D1A1B03935374)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.

References

- 1) Park, S.H., Lee, Y.M., Kim J.C., Kim H.C., Koo M.H., 2008, "Assessment of Geothermal Energy Resources of Korea" KSNRE, Spring Conference Collection of Dissertations, pp. 617~620.
- 2) Volker Gnielinski 2009, "Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Concentric Annular Ducts" Heat transfer engineering, Vol. 30, No. 6, pp. 431~436.
- 3) Goldstein, R. J. and Behbahani, A.I., 1982, "Impingement of a Circular Jet with and Without Cross Flow" International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol, 25, pp. 1377~1382