

건조기용 타원관 대구경 핀-관 열교환기의 성능특성 Performance Characteristic of Large Diameter Oval Finned-Tube Heat Exchanger for Dryer

배경진* · 차동안* · 권오경*†

Kyung-Jin Bae*, Dong-An Cha* and Oh-Kyung Kwon*†

(접수일 : 2014년 5월 28일, 수정일 : 2014년 7월 23일, 채택확정 : 2014년 7월 25일)

Abstract: The objectives of this paper are to obtain an empirical equations regarding the correlations between heat transfer and pressure drop of oval fin-tube heat exchanger having large diameter using wilson plot method. It was difficult to find any recommendable heat transfer and friction factor correlation available for our large diameter experimental cases. Overall heat transfer coefficients are composed of the heat transfer coefficients both inside and outside tubes. The resulting empirical correlations for the Nui and f-factor are given as $Nu_i = 0.0146Re^{0.809}Pr^{0.3}$ and $f = 4.366Re^{-0.64}$, respectively. The empirical correlations of the Nui and f-factors were developed for the large diameter oval finned-tube heat exchanger as a function of the Reynolds number. As the EG(Ethylene glycol) and air flow rate increases, the heat transfer rate and pressure drop is increased largely.

Key Words : Oval Finned-tube Heat Exchanger, Overall Heat Transfer Coefficient, Pressure Drop

— 기 호 설 명 —

A : 면적 [m²]

d : 직경 [m]

f : 마찰계수

h : 열전달계수 [W/m²K]

k : 열전도도 [W/mK]

L : 길이 [m]

Nu : Nusselt 수

ΔP : 압력강하량 (Pa)

Pr : Prandtl 수

Re : Reynolds 수

R : 열저항 [m²K/W]

U : 총괄열전달계수 [W/m²K]

v : 속도 [m/s]

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

i : 내측

o : 외측

* 권오경(교신저자) : 한국생산기술연구원 열유체시스템 연구실용화그룹

E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528

*배경진 : 한국생산기술연구원 열유체시스템연구실용화그룹

*차동안 : 한국생산기술연구원 열유체시스템연구실용화그룹

*† Oh-Kyung Kwon(corresponding author) : Thermal & Fluid System R&BD Group, Korea Institute of Industrial Technology.

E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528

*Kyung-Jin Bae : Korea Institute of Industrial Technology.

*Dong-An Cha : Korea Institute of Industrial Technology.

1. 서 론

산업공정에 쓰이는 에너지 사용량 중 건조공정에 쓰이는 에너지 사용량의 비율은 약 30~50%로 다른 공정에 비해 많은 에너지를 소비하고 있다.¹⁾ 산업용 건조기에 쓰이는 열교환기는 피건조물에서 발생하는 이물질로 공기의 유로를 방해하여 열교환기의 성능을 감소시킨다. 따라서 열교환기의 공기유로 사이에 이물질 발생을 최소화하고 이를 쉽게 제거하기 위해 관경이 크고 핀의 간격이 매우 넓은 열교환기를 사용한다. 이는 건조기용 열교환기 효율이 매우 낮고 건조공정에 필요 이상의 많은 에너지를 소비하게 된다. 따라서 건조용 대구경 핀-관 열교환기의 효율을 향상시키는 것은 매우 중요하다.

기존의 핀-관 열교환기에 대한 연구로써 Yoo 등²⁾은 타원형 관의 세장비(타원관의 장축과 단축 길이 비) 및 관 간격 등 형상 변화에 따른 타원형 핀-관 열교환기의 열전달계수 및 압력강하 특성을 수치해석하여 Chiu 등³⁾의 연구와 비교하였다. Choi 등⁴⁾은 사인 웨이브 핀과 세장비가 0.6인 타원형 관을 적용한 핀-관 열교환기를 관의 간격과 열 수를 변화시켜 실험을 하였으며, 그 결과 타원형 핀-관 열교환기가 원형 핀-관 열교환기에 비해 핀 효율이 2.4~6.0% 크고 압력 강하량이 11.2~41.4% 작음을 확인하였다. 하지만 기존의 연구는 핀 간격이 좁고 관의 직경이 작은 공조용 열교환기에 대한 연구로써 건조공정에 사용되는 특수한 용도의 대구경 핀-관 열교환기에 대한 연구는 대단히 미비한 실정이다.

따라서 이전에 수행되어진 소구경 공조용 핀-관 열교환기의 Nu와 *f*-factor의 상관식을 이용하여 건조용 열교환기를 설계하고 성능을 예측하는 데는 오차가 크게 발생한다. 그러므로 본 연구에서는 관의 직경이 크고 핀 간격이 넓은 건조기용 핀-관 열교환기를 설계 및 제작하고 Wilson plot method⁵⁻⁶⁾을 이용하여 건조기용 대구경 핀-관 열교환기 Nu 상관식을 도출하였다. 본 연구를 통해 건조기용 대구경 핀-관 열교환기의 설계를 위한 기초적인 데이터를 제공할 것이다.

2. 모델링 및 실험장치

대구경 타원형 핀-관 열교환기의 관 내측 열전달계수를 도출하기 위해 Fig. 1과 같이 열교환기를 설계하였으며, 관 내측에는 농도가 50%인 EG(Ethylene glycol)가 총 12개의 관으로 분배되어 흐르며, EG와 직교류 방향으로 공기가 흐르게 설계하였다. 열교환기의 자세한 사양은 Table 1에 나타내었다.

일반적으로 건조기에 쓰이는 관 내측 유체는 고온이므로 Oil을 사용하며 주로 Seriola를 사용한다. 건조기의 Oil 사용 온도는 약 200~250℃이므로 실험을 진행하는데 많은 어려움이 있다. 따라서 열전달계수 및 압력강하에 영향을 미치는 물성 인자인 Pr와 Re를 무차원화 시켜 Seriola와 EG를 상사하였으며, 이를 Table 2에 나타내었다.

Fig. 2는 공랭식 열교환기의 실험 장치로써 관 외측은 풍동과 연결되어 있으며 노즐압력과 온습도계를 이용하여 공기측 열량 및 압력강하량을 측정하였다. 또한 열교환기의 관내측은 항온조와 연결되어 있으며 열교환기 입·출구에 T타입 온도센서와 압력센서, 차압계, 체적유량계를 설치하여 EG측 열량 및 압력강하량을 측정하였다.

본 연구에서는 대구경 타원형 핀-관 열교환기의 관 내측 열전달계수를 측정하기 위해 Wilson plot method을 이용하였으며, 관 외측 조건을 일정하게 유지하면서 관 내측 조건을 다양하게 변화시켜 총괄열전달계수를 측정하였다. 열교환기의 열저항식은 식 (1)과 같이 표현되며, 관 내측 열전달계수는 식 (2)와 (3)으로 표현된다. 여기서 관내측은 Dittus-Boelter⁷⁾의 냉각과정으로 Pr의 지수가 0.3이 된다.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_i} = C_i Re^n Pr^{0.3} \quad (2)$$

$$h_i = C_i Re^n Pr^{0.3} \frac{k_i}{d_i} \quad (3)$$

Wilson plot method의 초기 그래프를 구성하기 위해 관 내측 열전달 상관식을 열교환기의 열저항식에 적용하면 식 (4)와 같이 표현되며, 이는 식 (5)와 같이 표현되어진다.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i} \left(\frac{1}{Re^n Pr^{0.3} k_i / d_i} \right) + \left(\frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \right) \quad (4)$$

$$Y_1 = AX_1 + B \quad (5)$$

여기서, $Y_1 = 1/UA_o$, $X_1 = Re^n Pr^{0.3} k_i / d_i$ 로 각각의 조건에서 $1/h_o A_o + R_{cond}$ 는 Y절편으로 관 외측 열전달계수를 계산해 낼 수 있다. 또한 Re와 Pr의 지수들이 각각 0.8, 0.3으로 정확했다면 각각의 조건에서 기울기 $1/C_i A_i$ 는 같게 나올 것이다.

위에서 구한 관 외측 열전달계수를 이용하여 열교환기의 열저항식을 정리하면 식 (6)과 같이 표현되며, 또한 식 (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\left[\frac{1}{UA_o} - B \right] \cdot \left(Pr^{0.3} \frac{k_i}{d} \right) = \frac{1}{C_i A_i} \cdot \left(\frac{1}{Re^n} \right) \quad (6)$$

$$Y_2 = DX_2 + E \quad (7)$$

여기서, Y_2 와 X_2 는 식 (8), (9)로 나타낼 수 있다.

$$Y_2 = \ln \left\{ \left[\frac{1}{UA_o} - B \right] \left(Pr^{0.3} \frac{k_i}{d_i} \right) \right\} \quad (8)$$

$$X_2 = \ln(Re) \quad (9)$$

식 (6)의 양변에 자연로그를 취하면 다음과 같이 기울기 D와 Y절편 값은 식 (10)과 (11)로써 관 내측 열전달계수의 계수(C_i)와 지수(n)을 구할 수 있다.

$$D = -n \quad (10)$$

$$E = -\ln C \quad (11)$$

관 내측 압력강하는 EG의 유량을 변화시켜 가며 차압을 측정하였으며 측정된 차압을 통하여 Darcy-Weisbach 관계식⁸⁾으로 f factor를 계산하였으며 이는 식 (12)와 같다.

$$f = \frac{d}{L} \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho v^2 / 2} \right) \quad (12)$$

본 연구에서는 Wilson plot method을 이용하여 대구경 타원관 관 내측 열전달계수 상관식을 제안하기 위해 EG의 온도를 각각 47.6℃, 42.6℃일 때 단위면적당 입력열량을 0.85 kW/m²과 0.6 kW/m²로 고정하고 관 내측 유량을 2.218 m³/h을 100%로 기준으로 60%에서 140%까지 20%씩 변화시켜가면서 실험을 진행하였으며 Wilson plot 조건을 Table 3에 나타내었다.

또한 열교환기의 다양한 운전조건에 따라 열교환기의 성능특성을 파악하기 위해 EG 유량 및 공기측 유량을 변화시켜가며 실험을 진행하였으며 자세한 실험조건은 Table 4에 나타내었다.

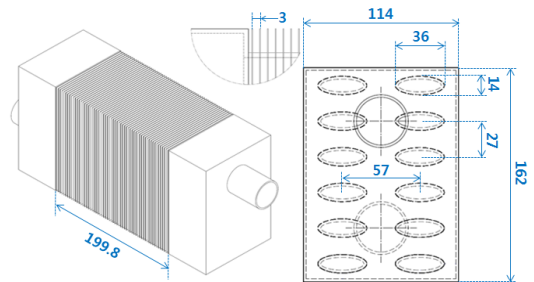


Fig. 1 Schematic diagram of fin-tube heat exchanger

Table 1 Specification of heat exchanger

Item	Unit	Value
Size (W×H×L)	mm	114×162×199.8
Tube diameter (a×b)	mm	36×14
Transverse tube pitch	mm	27
Longitudinal tube pitch	mm	57
Fin pitch	mm	3
Tube & Fin material	-	Fe

Table 2 Similarity conditions

Conditions	Unit	Seriola	EG(50%)
Temperature	℃	220	47.6
Flow rate	m ³ /h	15	2.218
Pr	-	16.31	
Re	-	2376	

Table 3 Wilson plot conditions

Case	Temperature(℃)	Capacity/area (kW/m ²)
1	47.6	0.85
2		0.6
3	42.6	0.85
4		0.6

Table 4 Operating conditions

Conditions		Unit	Value
Air	Dry bulb temperature	℃	20
	Wet blub temperature	℃	9.274
	Flow rate	m ³ /m	3.516, 4.688, 5.860*, 7.032, 8.204
EG	Temperature	℃	47.6
	Concentration	%	50
	Flow rate	m ³ /h	1.330, 1.774, 2.218*, 2.661, 3.106

*Basic condition

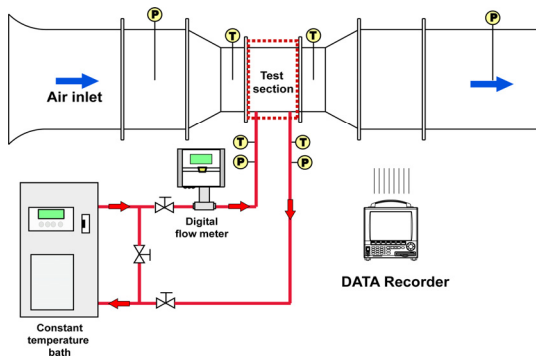


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 EG의 온도가 각각 47.6℃, 42.6℃일 때 단위면적당 입력열량이 0.85 kW/m², 0.6 kW/m²에 대한 Wilson plot 그래프를 보여주고 있다. 각각의 조건에서 Re에 따라 열저항은 직선의 형태가 잘 나타났다. Re의 지수 n이 0.8로 잘 맞는다면 직선의 기울기는 동일하게 나타났을 것이다. 하지만 단위면적당 입력열량의 변화에 따라 각각의 직선의 기울기가 약 10% 정도의 차이를 보였다. 그리고 각각의 조건에서 직선의 Y절편은 외부 열저항과 관의 전도에 의한 열저항으로 EG의 온도가 47.6℃ 단위면적당 입력열량이 각각 0.85 kW/m², 0.6 kW/m²일 때 각각 26.33 ℃/kW, 34.7 ℃/kW이며, EG의 온도가 42.6℃ 단위면적당 입력열량이 각각 0.85 kW/m², 0.6 kW/m²일 때 각각 30.86 ℃/kW, 36.39 ℃/kW로 측정되었다.

Fig. 4는 대구경 핀-관 열교환기의 관 내측 Nu를 Re에 따라 보여주고 있다. Fig. 3을 통해 각각의 조건에서의 Y절편을 구하였으며, 식 (6)과 같이 Re에 따라 Nu를 계산할 수 있었다. 그 결과 Fig. 4와 같이 직선 형태의 그래프를 얻을 수 있었으며, 이때 계수 C_i와 지수 n을 식 (10)과 (11)을 통하여 구할 수 있었다. 최종 결과 값은 수렴 범위 오차가 좁혀질 때까지 반복 계산하였으며 반복 전후 값의 차이가 10⁻¹²이내에 수렴 값을 얻

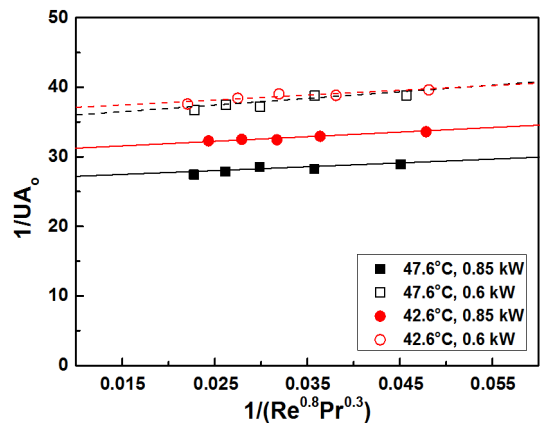


Fig. 3 Wilson plot for various conditions

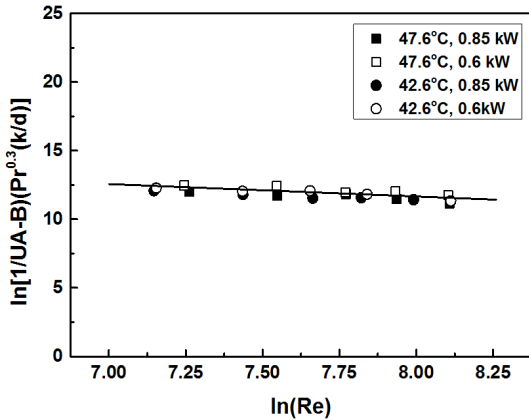


Fig. 4 Nusselt numbers for inside tube

었다. 그 결과 관 내측 열전달계수 근사식은 식 (13)과 같이 Re의 지수가 0.809, 계수 C_i 가 0.0146으로 표현되었다.

$$Nu_i = 0.0146 Re^{0.809} Pr^{0.3} \quad (13)$$

Fig. 5는 Re에 따라 관 내측 f-factor에 대해서 보여주고 있다. 실험을 통하여 차압을 측정하였으며 식 (12)를 이용하여 f-factor를 계산할 수 있었으며, 이는 Fig. 5와 같다. 따라서 본 형상에서 마찰계수와 Re의 실험식을 구성하면 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$f = 4.366 Re^{-0.64} \quad (14)$$

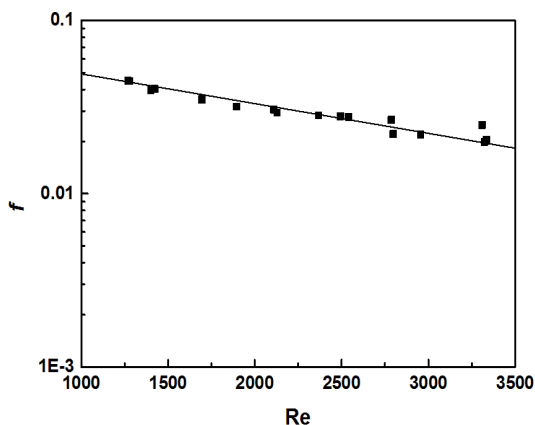


Fig. 5 Friction factor for inside tube

Fig. 6은 EG측 유량에 따른 열전달량 및 EG측 압력강하량을 보여주고 있다. EG측 유량이 증가함에 따라 열교환기의 열교환량 및 EG측 압력강하량은 증가하는 경향을 보였다. EG의 유량이 1.3308 m³/h에서 3.1052 m³/h로 증가함에 따라 열교환량은 약 20% 증가하는 것으로 나타났으며, 압력강하량의 증가정도는 각각 약 1.3배로 나타났다.

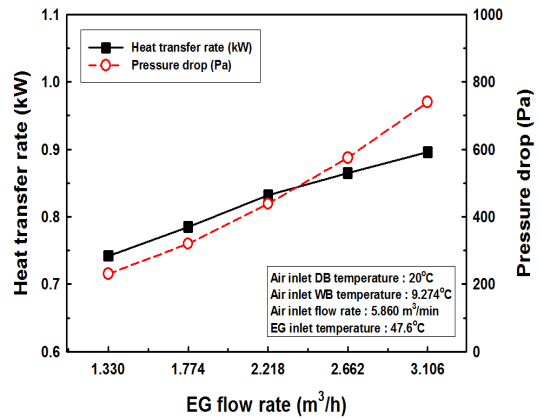


Fig. 6 Variation of the heat transfer rate and EG pressure drop with the EG flow rate

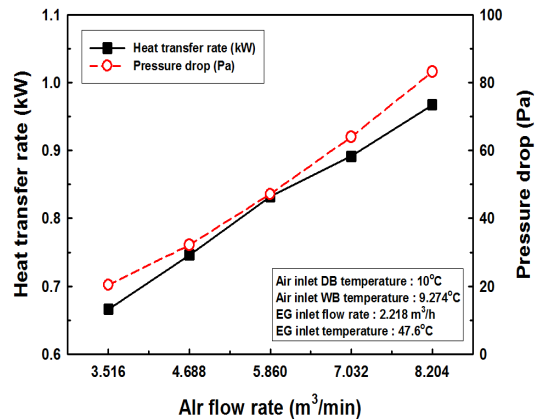


Fig. 7 Variation of the heat transfer rate and air pressure drop with the air flow rate

Fig. 7은 공기측 유량에 따른 열전달량 및 공기측 압력강하량을 보여주고 있다. 공기측 유량이 증가함에 따라 열교환량과 공기측 압력강하량은

증가하는 것으로 나타났다. 공기측 유량이 1.172 m³/min씩 증가함에 따라 열교환량이 각각 0.08 kW씩 일정하게 증가하는 것으로 나타났다. EG의 유량이 3.516 m³/min에서 8.204 m³/h로 증가함에 따라 열교환량은 약 45% 증가하는 것으로 나타났다. 또한 공기측 압력강하량은 공기측 유량이 증가함에 따라 약 1.2배씩 증가하는 것으로 나타났다.

4. 결 론

대구경 타원형 핀-관 열교환기의 관 내측 열전달계수 및 압력강하를 측정하고 운전조건에 따라 성능특성을 파악한 결과 다음과 같다.

(1) 본 연구를 통하여 대구경 타원형 핀-관 열교환기의 관 내측 열전달계수와 마찰계수 상관식을 작성하여 건조부 열교환기를 설계할 수 있는 기초설계 자료를 얻을 수 있었다.

(2) 관 내측 열전달계수는 Wilson plot method을 이용하여 $Nu_i = 0.0146Re^{0.809}Pr^{0.3}$ 로 나타낼 수 있으며, 마찰계수와 Re의 관계를 실험식으로 나타내면 $f = 4.366Re^{-0.64}$ 이다.

(3) EG의 유량이 1.3308 m³/h에서 3.1052 m³/h로 증가함에 따라 열교환량은 약 12% 증가하는 것으로 나타났으며, 압력강하량의 증가정도는 각각 약 1.5배로 나타났다.

(4) 공기측 유량이 1.172 m³/min씩 증가함에 따라 열교환량이 각각 0.08 kW씩 일정하게 증가하는 것으로 나타났으며, 공기측 압력강하는 1.2배씩 증가하는 것으로 확인되었다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부의 산업융합원천기술개발사업(과제번호:10042679)의 지원을 받아 수행된 연구로 이에 감사드립니다.

Reference

1. W. P. Chun, 2007, "Energy resource

developments", The 7 Research Planning and Analysis Reports - Dryer Part.

2. J. H. Yoo and J. K. Yoon, 2013, "Numerical Analysis for Heat Transfer Characteristics of Elliptic Fin-Tube Heat Exchanger with Various Shapes", Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 37, No. 4, pp. 367-375.
3. Y. W. Chiu, Y. X. Lin and J. Y. Jang, 2007, "Numerical and Experimental Analysis of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers Under Misted Conditions", Proceedings of Clima 2007 Well being Indoors.
4. B. N. Choi, Y. Fung, H. M. Sim and N. H. Kim, 2013, "Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Sine Wave Fins and Oval Tubes", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 5, pp. 279-288.
5. E. E. Wilson, 1915, A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., Vol. 37, pp. 47-70.
6. M. K. Seo, Y. S. Kim and S. K. Lee, 1999, "Experimental Study on Heat Transfer Characteristics for Single-phase Flow in Plate & Shell Heat Exchangers by Using Wilson Plot Method", Journal of the Korean society for Power System Engineering, Vol. 3, No. 4, pp. 22-27.
7. F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type", University of California Publications in Engineering, Vol. 2, pp. 443-461.
8. F. M. White, 1979, Fluid Mechanics, Mc-Graw-Hill, p. 322.