

핀 형상에 따른 폐열회수용 핀-튜브 열교환기의 성능분석

맹 재 훈, 구 병 수*, 전 용 두, 이 금 배†
 공주대학교 기계공학과, *(주)동화엔텍

Performance Analysis of Fin-Tube Heat Exchangers with Various Fin Shapes for Waste Gas Heat Recovery

Jae-Hun Maeng, Byeong-Soo Koo*, Yong-Du Jun, Kum-Bae Lee†
 Department of Mechanical Engineering, Kongju National University, Cheonan 330-717, Korea
 *Donghwa Entec. Co., Ltd, Busan 618-270, Korea

(Received February 10, 2011; revision received August 22, 2011)

ABSTRACT: As an innovative effort to secure economically viable heat recovery system, various fin shapes for industrial fin-tube heat exchangers have been studied for better performance. In this study, the waste gas heat recovery from four different fin shapes was experimentally performed for heat transfer rate and pressure drop. According to the tested results, the twist and wavy shape fins of rectangular type show the superior performance in terms of Goodness factor and jH/f factor ratio, whereas the circular spiral fin shows the inferior values. Experimental results shows good comparison with the numerical results with a slight discrepancy of 5%, which is quite resonable.

Key words: Fin-tube heat exchanger(핀-튜브 열교환기), Waste gas heat recovery(폐열회수), Heat transfer performance(전열성능), Colburn factor(Colburn 계수), Friction factor(마찰계수)

기 호 설 명

D : 관 지름 [m]
 f : 마찰계수
 FG : Goodness 계수
 j_H : Colburn 계수
 P : 압력(pa)
 Pr : Prandtl 수
 Q : 전열량 [kcal/hr]
 Re : Reynolds 수
 St : Stanton 수
 T : 온도 [°C]
 U : 속도 [m], 총괄열전달계수

하첨자

g : 가스
 i : 입구, 내측
 o : 출구, 외측
 w : 물, 외측

1. 서 론

핀-튜브 열교환기(Fin-tube heat exchanger)는 산업현장에서 널리 사용되고 있으며, 전열성능을 결정하는 총 열저항은 튜브 내외측, 튜브 및 핀, 핀-튜브 집축부 등으로 구분할 수 있다. 그 중에서도 공기 측 열저항은 열교환기 전체 저항의 60~70%를 차지하며, 이에 대한 전열 향상이 무엇보다도 중요하다. 이와 관련하여 선진국에서는 오래 전부터 많은

† Corresponding author

Tel.: +82-41-521-9246; fax: +82-41-521-9594

E-mail address: kumbae@kongju.ac.kr

연구가 수행되어 왔으나, 국내에서는 핀 형상 개발과 관련된 연구결과가 상대적으로 미미하여 대부분 선진국 기술을 도입하여 사용하고 있는 실정이다.

열교환기와 관련하여 Yun and Lee⁽¹⁾은 핀-관 열교환기에 사용되는 핀의 종류를 연구하였으며, Kang⁽²⁾은 열교환기의 핀 효율을 연구하였고, Lee et al.,⁽³⁾ Lee et al.⁽⁴⁾은 열교환기에 새로운 핀 형태를 개발하였다. Jun et al.⁽⁵⁾와 Maeng⁽⁶⁾은 폐열회수용 핀-튜브 열교환기에 적합한 핀 형상을 도출하기 위하여 수치해석 모델링을 통하여 6종의 핀 형상(Plain, Split, Spiral×2 type, Twist, Wavy)에 대한 전열성능을 비교하고 시험한 바 있다.

본 연구는 4개의 핀 형상(Spiral, Wavy, Twist, Plain)의 핀-튜브 열교환기에 대한 성능시험을 수행하였으며, 이에 대한 신뢰도를 높이기 위해 수치해석을 통하여 두 결과를 비교 분석 하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 팬(Fan)은 경유 보일러에서 연소 된 배 가스를 열교환기로 공급해 주며, 댐퍼를 이용하여 배 가스의 유량을 조절해 준다. 오리피스(Orifice) 전후에 설치된 디지털 차압계를 통해 압력차를 측정하여 배 가스의 유량을 도출한다. 가스 측 온도측정은 k-type 열전대를 사용하였고, 물 측 온도측정은 RTD를 사용하였다. 열교환기에 들어가는 냉각수는 외부에 있는 물탱크(Water tank)에서 펌프(Pump)를 통해 공급되고, 터빈 유량계를 이용하여 유량을 측정하였다. 냉각수의 온도를 제어하기 위해 바이-패스(By-pass) 밸브를 이용하여 냉각수가 냉각장치(Cooler)로 들

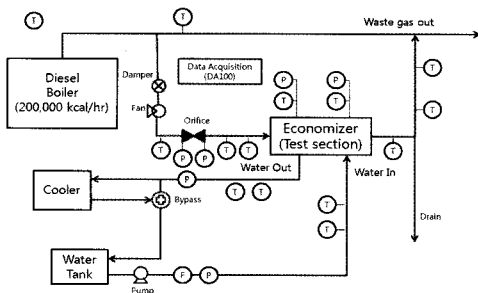


Fig. 1 Schematic of the experimental apparatus.

어가는 물의 유량을 조절하였다. 모든 자료는 자료 획득장치를 통해 0.5초 간격으로 수집하였다.

Fig. 2는 실험에 사용된 핀-튜브 열교환기이며, 5×8열의 원형관 정열(aligned) 튜브 배크로서, 외형 크기는 328×288×790 mm(W×H×L)이며, Fig. 3은 실험에 사용된 4개의 핀의 형상을 준다.

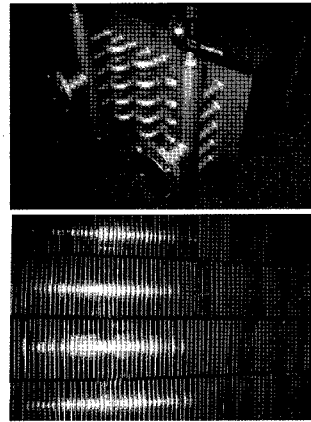


Fig. 2 Fin-tube heat exchanger(aligned).

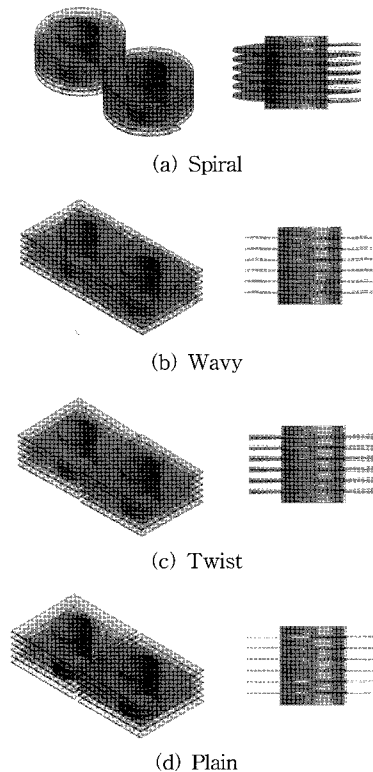


Fig. 3 Fin shapes(6 fins/in).

Table 1 Specifications of heat exchanger

Fin and tube material	Carbon steel
Number of tube row, N_L	8
Number of tube in one row, N_T	5
Number of fin per inch	6
Tube outer diameter(mm), D_o	25.4
Tube inner diameter(mm), D_i	23.75
Tube spacing in longitudinal(mm), S_L	54
Tube spacing in traverse(mm), S_T	54

Table 2 Specifications of various fins

No.	Fin Type	No. of fin (fin/inch)	Fin Size (W)×(H) (mm)	Thickness (mm)
1	Spiral	6	50.8(D)	0.8
2	Plain	6	50.8×50.8	
3	Twist	6	50.8×51.2	
4	Wavy	6	50.8×51.2	

튜브 및 핀의 사양은 Table 1과 Table 2에서 보여주고 있다.

2.2 실험방법

물의 입구 온도 및 유량은 60℃ 및 5,000 kg/hr로 고정하였으며, 배 가스의 유량 및 온도는 380~510 m³/hr, 150~165℃로 변화시켜서 실험을 수행하였다. Table 3은 가스 및 물의 입구 값들을 보여주고 있다.

정상상태에 도달하면 자료는 0.5초 간격으로 약 30분간 수집하였으며, 마지막 10분간의 데이터의 평균 값들로 최종 값을 구하였다. 한 번의 실험이 끝나면 배 가스 밸브를 조절하여 배 가스 유량을 변화시켜 실험을 반복하였다.

Table 3 Gas and water inlet conditions

Gas		Water	
Temp.(℃)	Q(m ³ /s)	Temp.(℃)	Flow rate (kg/hr)
165.86	378.18	60	5,000
160.43	423.55		
155.85	464.85		
151.42	508.03		

3. 수학적 계산

고온의 배 가스 및 저온의 냉각수의 전열량은

$$Q_g = \dot{m}_g c_{p,g} (T_{g,i} - T_{g,o}) + \text{방열손실} \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) + \text{방열손실} \quad (2)$$

레이이놀즈 수는 다음과 같이 정의하였다.

$$Re_D = \frac{\rho U_{max} D}{\mu} \quad (3)$$

여기서

$$U_{max} = U_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D_o} (\text{aligned})$$

S_T 는 열교환기 세로방향(배 가스 흐름방향과 직각)의 튜브간의 거리, U_{max} 는 배 가스의 최소 통과 단면적에서의 평균속도, U_{∞} 는 핀-튜브가 없는 상태에서 열교환기 내의 평균 속도, D_o 는 관의 외경이다. 무차원 열전달계수(Colburn)는

$$j_H = St Pr^{2/3} \quad (4)$$

여기서

$$St = \frac{h_0}{G_{max} c_p}, Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

G_{max} 은 ρU_{max} 이며, 튜브 뱅크에서의 마찰계수⁽⁸⁾는

$$f = \frac{2g_c \rho \Delta P'}{4G_{max}^2 N_L} \quad (5)$$

$\Delta P'$ 은 $(\rho \Delta H)_{H_2O}$, ΔH 은 열교환기 입출구의 압력 수두차(mm), N_L 은 가스 흐름방향의 튜브 수이며, 여기서는 8이다. 산업현장에서 무차원 전열량과 압력의 비로 열교환기 성능을 나타내는 인자인 Goodness Factor는

$$F_G = \frac{(Q/Q_{max})}{(\Delta P/P_{atm})} \quad (6)$$

여기서 Q_{max} 는 물과 가스 측에서 얻을 수 있는 최

대 전열량이며, 식(7)과 같다.

$$Q_{max} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,i} - T_{w,i}) \quad (7)$$

4. 수치 모델

열교환기 전체를 대상으로 수치해석은, 핀 및 튜브의 개수가 너무 많아 현재의 상용 프로그램의 계산범위를 벗어나기 때문에, 부득이 가스 흐름방향의 중앙에 위치한 1개의 핀-튜브 열(총 8열이므로 핀-튜브도 8개)을 선택하여 수행하였다.

배 가스 측 입구조건은 Table 3과 같으며(속도 = 1.3~1.8 m/s, 온도 = 150~165°C), 출구압력은 대기압으로 하였다. 냉각수의 온도는 실험에서 얻은 열교환기 입출구 온도의 평균값으로 하였으며, 유량은 5,000 kg/hr으로 고정하였다. 계산영역은 흐름방향 입출구 거리를 충분히 고려하였으며, 좌우 및 상하는 열 핀과의 중간거리로 하였다. 계산영역의 크기는 4.24×54×900 mm(W×H×L)으로 하였으며, 좌우 및 상하는 periodic 경계조건을 택하였다. 이는 핀이 상하 및 좌우로 계속 있으므로 열 핀과의 속도, 압력 및 온도 값들이 공히 대칭을 이루고 있다고 가정하였다.

수치해석은 실험결과들의 신뢰도를 높여주기 위해 수행되었으며, 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX V.12⁽⁹⁾를 사용하였고, 약 107만 개의 셀이 적용되었다. Fig. 4는 수치해석 모델의 경계조건을 보여주고 있다.

5. 결과 및 분석

Fig. 5는 각 핀의 전열량을 보여주고 있다. Twist 핀이 가장 좋고, 다음이 Wavy, Plain, Spiral 순이며,

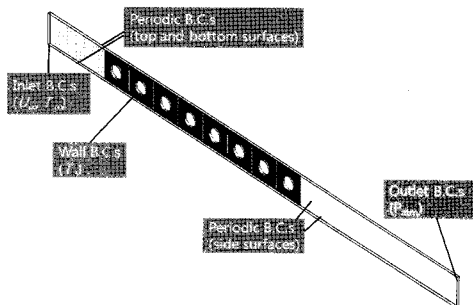


Fig. 4 Numerical model.

핀의 표면적당 전열량(kcal/hr, mm²)은 Twist 2.19, Wavy 및 Plain 2.14, Spiral 2.90로, Spiral 핀이 가장 우수한 것으로 나타났다. 이는 Spiral 핀은 연속적으로 연결되어 있어서, 핀 주위에서 가스가 머무르는 시간이 길어 단위 표면적당 전열량이 큰 것으로 판단된다. 핀의 표면적(mm²)은 Twist 및 Wavy 4,352.7, Plain, 4,310.5, Spiral 3,040.3이며, 가스측의 외부로 방열되는 면이 커서 물측과 가스측의 완전한 에너지 평형은 이루어지지 않았지만, 물측의 온도 변화가 매우 극미하여 가스측과 물측의 온도를 모두 고려하여 전열량을 전열량=(Q_w+Q_g)/2으로 하였다.

Fig. 6은 무차원 전열계수 값을 보여주고 있다. Twist와 Wavy 핀이 가장 좋고, 다음이 Plain, Spiral 순이다. 이는 핀의 표면적 크기의 순으로 나타나고 있다.

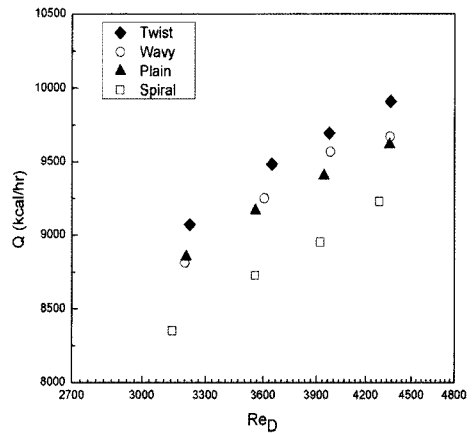


Fig. 5 Heat transfer rate.

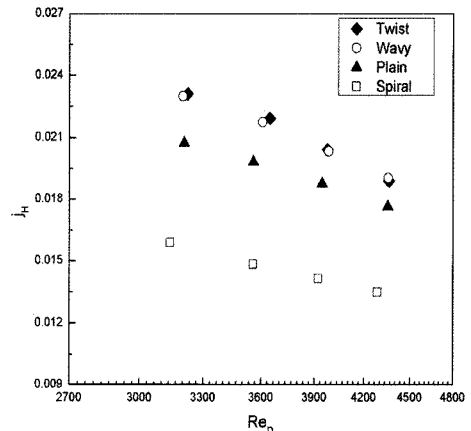


Fig. 6 Dimensionless heat transfer coefficient.

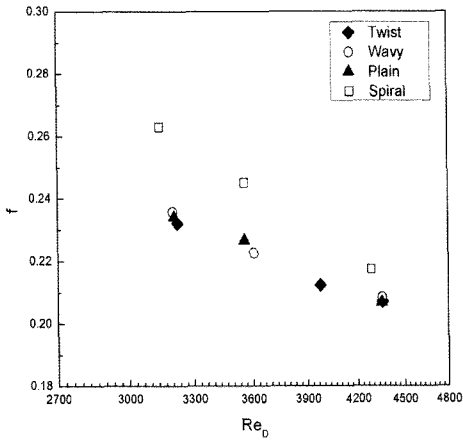


Fig. 7 Dimensionless pressure drop.

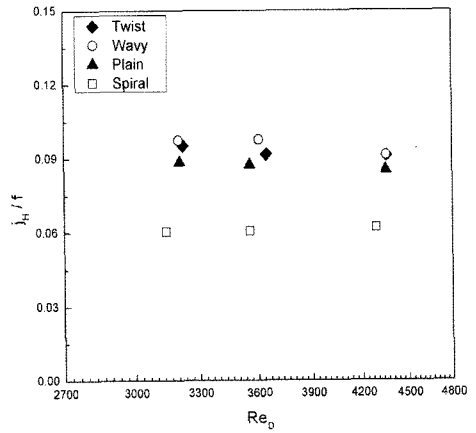


Fig. 9 The ratio of dimensionless heat transfer coefficient to pressure rate(jH/f).

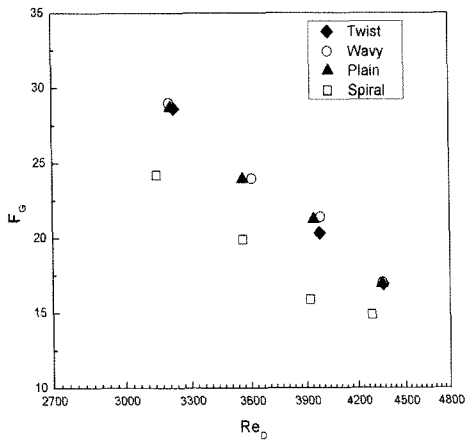


Fig. 8 Goodness factor.

Fig. 7은 무차원 압력 값인 마찰계수를 보여주고 있다. Spiral 핀의 압력감소가 가장 크고, 사각 핀들의 값들은 거의 비슷하다. Spiral 핀은 나선형으로 연속적으로 감겨있어 유동이 원활하지 못하고, 사각 핀의 경우는 단일 핀으로 구성되어 있어 흐름이 보다 원활하여 압력 손실이 적은 것으로 사료된다. 본 결과들이 참고문헌⁽¹⁰⁾ 결과들과 잘 일치하고 있다.

Fig. 8은 산업현장에서 열교환기 성능 비교를 위해 많이 사용되는 Goodness factor의 값을 보여주고 있으며, 무차원 전열량과 압력의 비로 나타낸다. Spiral이 가장 작고, 사각 핀들의 경우가 거의 차이가 없이 비슷하다. 사각 핀의 값이 원형 핀인 Spiral 핀보다 평균 20.2% 정도 더 큰 값을 보여주고 있다. 이는 사각 핀이 전열량은 더 크고, 압력감소는 더 작기 때문이다.

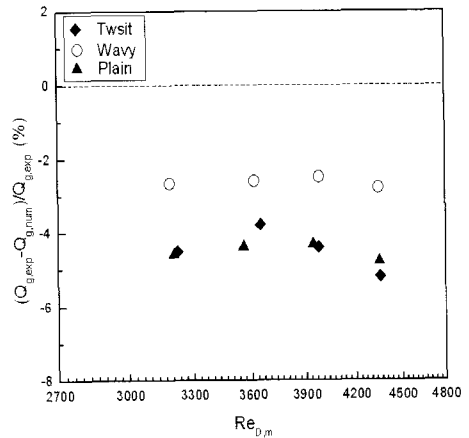


Fig. 10 Deviation analysis of between the experimental and numerical heat transfer rate.

Fig. 9는 산업현장에서 많이 사용되는 인자로서, 무차원 열전달계수와 압력계수의 비를 보여주고 있으며, Spiral 핀 기준 Wavy 56.6%, Twist 52.0%, Plain 42.8% 더 크게 나타났다.

Fig. 10은 사각 핀의 실험값과 수치해석 값과의 편차를 보여주고 있다. 3개의 사각 핀 공히 5% 이내의 편차를 보여주고 있으며, 이는 실험값들의 정확도가 매우 좋다는 것을 입증하고 있다.

6. 결 론

고온의 배 가스로부터 저온의 냉각수로 4종류의 폐

열회수용 핀 튜브 열교환기의 전열 성능 실험을 수행하였으며, 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 전열량 및 압력감소가 고려된 전열성능은 Twist 및 Wavy 핀이 가장 우수하며, Plain 핀인 경우 압력감소는 유사하나, 전열량은 약간 적고, 원형의 Spiral 핀은 압력감소는 제일 크고, 전열량은 제일 적게 나타나고 있다.

(2) 산업현장에서 주로 사용되는 무차원 전열량/압력감소 및 무차원 전열계수/마찰계수의 비는 Spiral 핀보다 사각 핀이 각각 20.2%, 42~56% 월등하게 큰 값을 보여주고 있다

(3) 실험 값들의 신뢰도를 높이기 위해 수행한 수치해석 값들과 실험 값들의 편차가 5% 이내로, 이는 실험 값들의 정확도가 매우 크다는 것을 입증하고 있다.

후 기

본 연구는 공주대학교 연구년 사업, 지식경제부 산업에너지기술개발사업 및 교육과학기술부 BK 21 사업의 지원에 의하여 연구되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Yun, J. Y. and Lee, K. S., 1996, Heat Transfer Characteristics of Fin and Tube Heat Exchangers with Various Interrupted Surfaces for Air Conditioning Application, Transactions of the KSME B, Vol. 20, No. 12, pp. 3938-3948.
2. Kang, H. C., 1999, Fin efficiency of the heat exchanger, Proceeding of the SAREK Summer Annual Conference (III), pp. 1115-1121.
3. Lee, M. K., Chang, K. S., Kweon, Y. C., Yun, J. W., Kim, P. J., Jeong, J. M., and Park, I. K., 2002, Development on New Fin of Fin-Tube Heat Exchanger for A/C System, Proceeding of the SAREK Summer Annual Conference, pp. 153-158.
4. Lee, J. H., Lim, M. G. and Kang, H. C., 2009, Forced Convection Characteristics of V shape Circular fin-tube Heat Exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 12, pp. 649-655.
5. Jun, Y. D., Nam, M. H., Koo, B. S., and Lee, K. B., 2009, Modeling for Numerical Analysis of a Fin-Tube Heat Exchanger for Waste Gas Heat recovery, Proceeding of the SAREK Winter Annual Conference, pp. 456-461.
6. Maeng, J. H., Nam, M. H., Jun, Y. D. and Lee, K. B., 2010, Performance Test of the Heat Exchanger in the Shape of Fins for Waste Gas Heat Recovery, Proceeding of the SAREK Summer Annual Conference, Vol. 6, pp. 1247-1252.
7. Nam, M. H., Maeng, J. H., Koo, B. S., Jun, Y. D. and Lee, K. B., 2010, Numerical Analysis of a Fin-Tube Heat Exchanger for Waste Gas Heat recovery, Proceeding of the SAREK Summer Annual Conference, Vol. 6, pp. 1548-1553.
8. Kays, W. M. and London, A. L., 1998, Compact Heat Exchanger, 3rd Ed., McGraw-Hill Co.
9. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, ANSYS CFX, Vol. 12.
10. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th Ed., Wiley, p. 382.
11. Kim, S. Y., 1995, Heat Exchanger Design Handbook, hanmi Inc., pp. 925-926.