

핀관 열교환기에서 확관율이 접촉열전달계수에 미치는 영향

이 상 무, 박 병 덕^{*†}

미쯔비시전기 주환경연구소, *경북대학교 자동차공학부

Effect of Expansion Ratio on Contact Heat Transfer Coefficient in Fin-Tube Heat Exchanger

Sangmu Lee, Byung-Duck Park^{*†}

Living Environment System Lab., Mitsubishi Electric Corp., Shizuoka 422-8528, Japan

*Department of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Sangju 742-711, Korea

(Received August 9, 2011; revision received November 22, 2011)

ABSTRACT: The plate fin and tube type of heat exchanger is widely used in air conditioner, and the heat exchanger is assembled by the mechanical expansion of copper tubes and fastening the aluminum fin. The objective of the present study is to investigate how the mechanical expansion of copper tube affects on the heat transfer performance of a plate fin and tube type heat exchanger. This study has been performed by experimental and numerical methods. The numerical and experimental results show that the tube expansion ratio has a influence on the heat transfer performance. Within the tested expansion ratio, the contact pressure shows the peak value and it decreases as the expansion ratio increases. Air-side heat transfer coefficient increases until the expansion ratio reaches 1.23, and then decreases with the similar pattern to the contact pressure. Also, contact heat transfer coefficient shows the maximum when the contact pressure is highest as well as the air-side heat transfer coefficient.

Key words: Tube expanding(확관), Expansion ratio(확관율), Contact heat transfer coefficient (접촉열전달계수), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명

A_c : 전열면과 핀과의 접촉면적 [m^2]
 A_o : 열교환기 전체전열면적 [m^2]
 c_p : 공기정압비열 [J/kgK]
 H_B : 경도 [kg/mm²]
 G_a : 공기질량유량 [kg/s]
 P : 평균접촉압력 [MPa]

Q : 열교환량 [W]
 T_{in} : 입구공기온도 [K]
 T_{out} : 출구공기온도 [K]
 T_w : 전열관온도 [K]
 ΔT_m : 대수평균온도차 [K]

그리스 문자

α_{ao} : 핀효율을 고려한 해석열전달계수 [W/m^2K]
 α_c : 접촉열전달계수 [W/m^2K]
 α_o : 공기측의 열전달계수 [W/m^2K]

† Corresponding author

Tel.: +82-54-530-1401; fax: +82-54-530-1409

E-mail address: bdpark@knu.ac.kr

ϵ : 확관율 [%]
 δ : 표면거칠기 [μm]
 λ : 열전도율 [W/mK]

1. 서 론

전세계적으로 에너지 절약은 중요한 과제가 되어 있고 냉동공조기에서도 에너지 절약형의 공조기의 개발이 중요한 과제로 되어 에너지 소비효율의 향상이 요구되고 있다. 현재 공조기에서 주로 사용되는 열교환기는 핀관형 열교환기로 열교환기의 성능향상을 위한 노력은 열통과율의 기여도가 큰 공기측의 전열촉진을 중심으로 이루어져 왔다. 최근의 공기측 전열촉진방법의 주류는 핀표면에 형성되는 온도경계층의 발달을 억제하기 위하여 핀 표면상에 다수의 슬릿을 형성하고 있다. 이와 함께 냉매측의 전열촉진법으로는 주로 관내에 미세한 홈을 가공하여 전열관내의 열전달을 향상시키고 있다.⁽¹⁾

핀과 전열관의 접촉을 통한 열전달은 핀측과 냉매측에 비해 열통과율의 향상에 대한 기여도가 작기 때문에 중요시 되지 않았다. 그러나 핀측과 냉매측의 열전달이 대폭적으로 향상됨에 따라 핀과 전열관의 접촉저항이 열통과율에 미치는 기여도가 점점 커지고 있다. 최근 핀과 전열관의 접촉저항에 관해 실험적인 수법을 통한 연구가 많이 이루어지고 있다.⁽²⁻⁴⁾ 또한 Park et al.⁽⁵⁾은 핀관 열교환기에서 확관을 하였을 때와 하지 않았을 때에 틈새 간격이 열교환기에 미치는 영향을 실험적으로 평가한 바 있다. 하지만 전열관의 내면형상과 핀구멍(fin collar)의 가공형상 상태를 고려하고 핀과 전열관의 접촉상태를 파악하기 위하여 구조해석에 의해 검토된 연구발표는 이루어지지 않았다.

본 연구에서는 열교환기를 제조할 때 전열관의 내면에 확관볼을 삽입시켜 전열관을 확관하는 과정의 구조해석을 통해 핀과 전열관의 접촉저항을 검토하였다.

2. 수치해석

2.1 계산모델

수치해석은 범용구조해석 프로그램 ANSYS를 이용하여 3차원 비선형계산을 하였다. Fig. 1에 나타난 것과 같이 공조기기에 이용되는 열교환기는 일

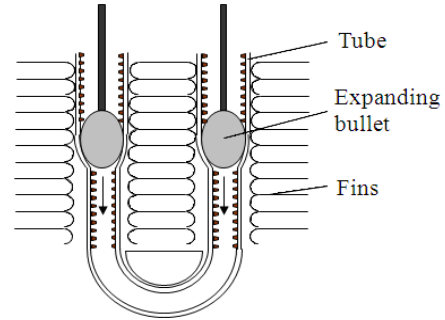


Fig. 1 Schematic diagram of tube expansion process.

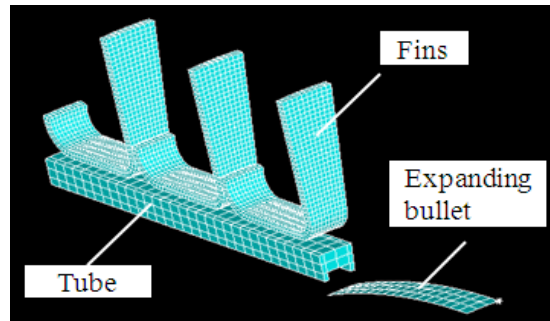


Fig. 2 Schematic diagram of calculation model.

반적으로 동체의 전열관을 알루미늄제의 핀구멍(fin collar)에 삽입한 후 전열관내에 확관볼(bullet)을 넣어 전열관을 확관시켜 핀과 전열관을 밀착하여 제작한다.

Fig. 2에 전열관, 확관볼, 3장의 핀으로 구성된 계산영역을 나타내었다. 전열관은 70수의 직선홈 형상이기 때문에 대칭면을 이용하여 원주방향으로 360/70도의 모델영역만 계산 하고 있다. 이 때문에 알루미늄 핀은 원반상의 모델로 되어있다. 계산모델의 경계영역으로는 전열관이 확관 될 때 길이방향으로 수축되지 않도록 고정되는 것을 고려하여, 전열관 길이방향으로 변위가 없는 것으로 구속조건을 부여하였다. 핀과 전열관의 마찰계수는 영으로 하여 확관에 의해서 형성된 경사면에 의해서 핀이 하류쪽으로 이동하는 것을 구속하였다. 전열관과 핀의 원주단면 방향은 대칭으로 하는 주기경계조건을 주었다. 또한 핀과 핀 사이의 접촉을 고려하여 길이방향의 핀 변형은 구속하였다.

Table 1에 재료의 물성치를 나타내었다. 전열관은 동, 핀은 알루미늄으로 항복조건은 von Mises형의 등방성항복함수, 경화측조건은 등방경화를 가정하였다. 변형저항은 열처리한 순수 알루미늄 및 순동의 데이터로⁽⁶⁾부터 근사식을 작성하였다.

Table 1 Material properties

Structure	Tube	Fin
Material	Copper	Aluminium
Young's Modulus [MPa]	110000	70000
Poisson's ratio	0.3	0.3

Table 2 Configuration of tube and fin

Tube	Outer diameter [mm]	7.0
	Wall thickness [mm]	0.22
	Groove height [mm]	0.15
Fin	Hole diameter [mm]	7.26
	Fin thickness [mm]	0.11
Bullet	Outer diameter [mm]	6.63~6.75

Table 2에 전열관, 핀, 확관볼 형상의 계산조건을 나타내었다.

2.2 계산결과

Fig. 3에 확관볼의 직경을 변화시킨 경우의 전열관 외경과 두께의 변화량을 나타내었다. 전열관이 확관될 때 길이방향으로 수축되지 않도록 구속되어있기 때문에 확관볼의 직경을 증가시킬수록 전열관의 외경은 증가하고, 전열관 두께는 작어진다.

Fig. 4에 종래 전열관의 확관율을 ϵ_0 로 하고 전열관의 확관율 e 와의 비 ϵ/ϵ_0 를 변화시킨 경우의 평균 접촉압력, 전열관과 핀구멍 사이의 평균 접촉열전달계수를 나타내었다. 평균 접촉열전달계수는 식(1)과 같은 Tachibana⁽⁷⁾의 식을 이용하여 산출하였다.

$$\alpha_c = \frac{1.7 \times 10^5}{\frac{\delta_{tube} + 23}{\lambda_{tube}} + \frac{\delta_{collar} + 23}{\lambda_{collar}}} \cdot \frac{0.6P}{H_B} + \frac{10^6 \lambda_{air}}{\delta_{tube} + \delta_{collar}} \quad (1)$$

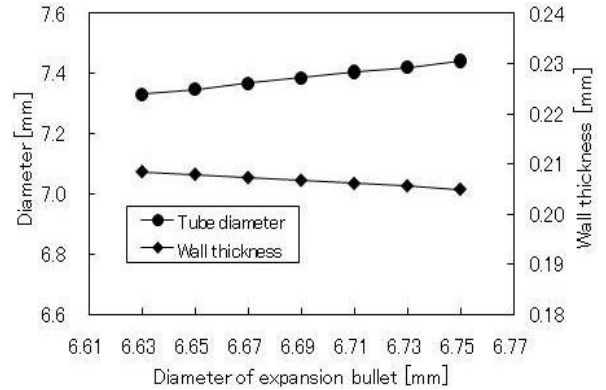


Fig. 3 Effect of expansion bullet.

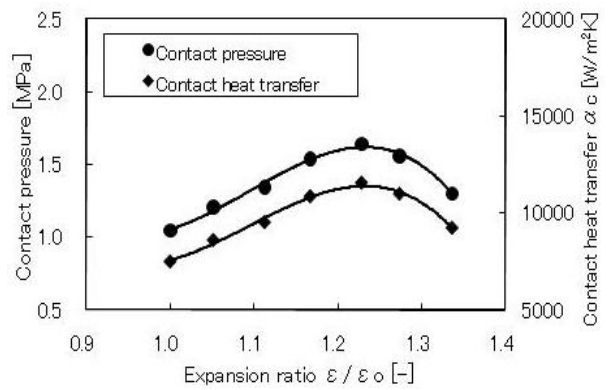


Fig. 4 Contact pressure and contact heat transfer coefficient.

여기서 P 는 평균 접촉압력, δ 는 표면거칠기, λ 는 열전도율, H_B 는 경도를 나타낸다.

평균 접촉열전달계수는 δ_{tube} 를 $30 \mu\text{m}$, δ_{collar} 를 $30 \mu\text{m}$, H_B 를 38 kg/mm^2 로 가정하고 구조해석의 평균 접촉압력을 이용하여 구하였다. 평균 접촉압력과 평균 접촉열전달계수는 확관율비 ϵ/ϵ_0 의 증가와 함께 증가하고 확관율비 1.23에서 최대치를 나타낸 후 감소하였다.

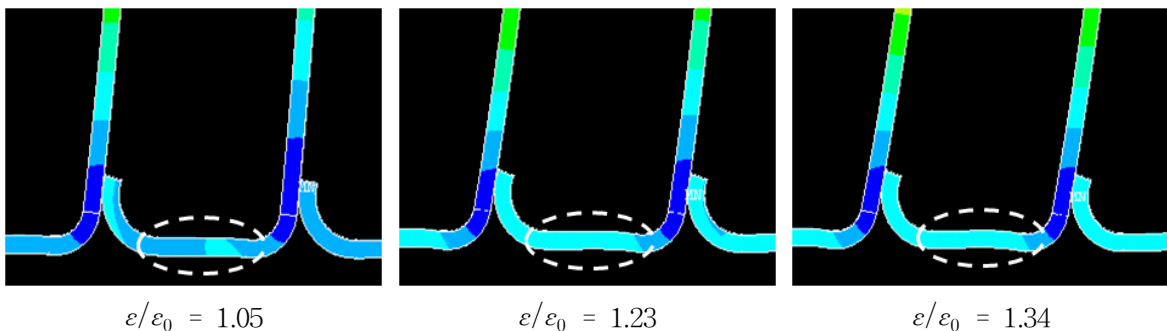


Fig. 5 Cross section of fin collar after expansion.

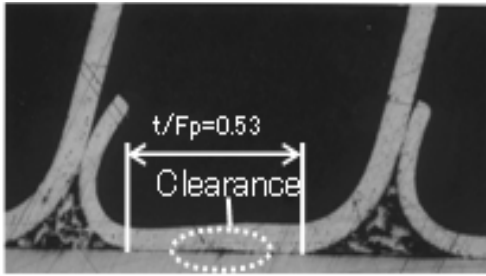


Fig. 6 Section photograph in contact part of fin and tube.

Fig. 5에 종래 전열관의 확관율을 ϵ_0 로 하고 전열관의 확관율비 ϵ/ϵ_0 을 변화시킨 경우의 핀구멍 형상의 단면도를 나타내었다. 단면도에 나타낸 것과 같이 확관율비 ϵ/ϵ_0 의 증가에 따라 핀구멍 형상의 중앙에 비접촉의 틈새가 발생하고 또 핀 뿌리부분에 경사가 보여진다. 이 결과는 Fig. 6의 전열관과 핀구멍 사이의 접촉단면형상의 결과와 같은 경향을 나타내었다.⁽⁸⁾

3. 실험

해석결과의 타당성을 검증하기 위하여 확관율을 변수로 한 열교환기를 제작하여 열교환기 단일품의 성능시험을 실시하였다. 실험장치, 실험방법 및 열교환기 시험편은 다음과 같다.

3.1 열교환기

Table 3에 열교환기의 사양을 나타내었다. 핀의 형상은 파형으로 친수표면처리 된 순수 알루미늄제이고, 전열관은 동관이다. 열교환기의 사양은 Table 3와 같이 전열관의 직경은 7.0 mm, 두께는 0.22 mm, 단 피치는 21 mm, 열 피치는 22 mm, 열수는 1열, 핀 피치는 1.3 mm, 핀 두께는 0.11 mm이다.

Table 3 Specification of tested heat exchanger

Tube diameter [mm]	7.0
Tube wall thickness [mm]	0.22
Transversal tube pitch [mm]	21
Longitudinal tube pitch [mm]	22
Number of row [-]	1
Fin pitch [mm]	1.3
Fin thickness [mm]	0.11

3.2 실험장치 및 실험방법

Fig. 7에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 열교환기 시험편은 풍동 내에 설치되고 풍동전체는 항온항습조건인 실내에 설치하였다. 풍동은 구경 300×300 mm의 흡입형의 개방형 풍동으로 공기 유입구에서 흐름방향으로 허니컴 정류격자, 공기온습도 측정용의 격자상태로 설치한 열전대열, 열교환기 시험편, 출구공기를 혼합하기 위한 믹서, 열전대열, 송풍기로 구성되어 있다. 열교환기 시험편의 열원 혹은 냉각원으로 관내에 물을 순환시키고, 출입구온도는 관내에 삽입한 시스형 백금측온저항체(Pt100, class A), 유량은 Coriolis식 질량유량계(정도 ±0.2%)로 측정하였다. 열교환기 시험편의 공기측 출입구온도는 20단의 직렬 격자상으로 설치한 열전대열(정도 ±0.1℃)로 측정하였다. 노점온도는 경면식 노점온도계(정도 ±0.03%), 압력손실은 열교환기 시험편 전후의 풍동벽면압력을 정밀미소차압계(정도 ±0.1 Pa)를 이용하여 측정하였다.

Table 4에 실험조건을 나타내고 실험은 핀 표면에서 응축을 동반하지 않는 상태의 조건에서 실험을 수행하였다. 공기입구온도는 20℃, 물입구 온도는 50℃, 전면풍속과 물용량을 변화시켜 윌슨플롯법(Wilson plot)을 사용하여 접촉저항을 포함한 공기측 열전달계수 α_0 를 산출하였다. 불확실성의 평가⁽⁹⁾에서 열

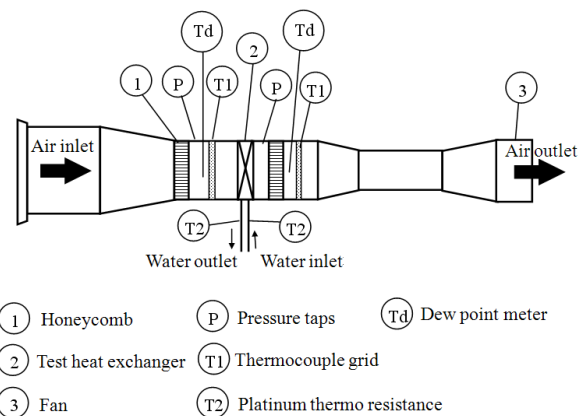


Fig. 7 Experimental apparatus.

Table 4 Experimental condition

Air	Temperature [℃]	10
	Velocity [m/s]	1.0, 1.5, 2.0
Water	Flow rate [ℓ/min]	4, 6, 8, 10
	Temperature [℃]	50

교환량 Q 는 1.4%, 공기측 열전달계수 α_o 는 5.5%, 접촉열전달계수 α_c 는 15.1% 이내 이다.

3.3 실험결과

Fig. 8에 종래 전열관의 확관율을 ϵ_o 로 하고 확관율비 ϵ/ϵ_o 에 대한 공기측 열전달계수의 실험치를 나타내었다. 그림에서 실선은 실험데이터를 이용하여 근사식을 작성한 것이다. 공기측 열전달계수는 확관율비 ϵ/ϵ_o 의 증가와 같이 증가하고 확관율비 $\epsilon/\epsilon_o = 1.23$ 에서 최대치를 나타낸 후 서서히 저하하고 있는 것을 알 수 있다. 실험 결과는 Fig. 4의 수치해석 결과와 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있고 실험결과와 Fig. 4의 수치해석 결과와의 오차는 2.5% 이내 이다.

열교환기의 공기측 열전달계수 α_o 는 식(2)로 정의된다. 단, A_o 는 열교환기 전체전열면적, A_c 는 전열면과 핀과의 접촉면적, α_{ao} 는 핀효율을 고려한 핀 열전달계수의 해석치, α_c 는 접촉열전달계수이다.

$$\frac{1}{\alpha_o} = \frac{1}{\alpha_{ao}} + \frac{1}{\alpha_c} \frac{A_o}{A_c} \quad (2)$$

핀 효율을 고려한 핀 열전달계수는 전산유체해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 계산하였다. 해석 모델은 1장분의 핀을 모델화하여 유체와 고체사이의 3차원 비정상해석을 하였다. 흐름장은 원관이 위치한 평행핀관 사이의 흐름으로 레이놀즈수가 작은 영역으로 가정한 층류모델을 이용하였고, 압력해석

은 SIMPLE법, 대류항과 확산항은 1차 정도풍상차분(upwind difference)을 이용하였다. 입구경계조건은 등온 등유속의 공기유입조건(1 m/s, 20°C), 출구경계조건은 자유유출조건, 핀표면은 벽면경계조건에서 핀구멍의 내측만 온도조건 $T_w(50^\circ\text{C})$ 를 주었다. 공기흐름에 대해서 상하좌우면은 주기경계조건(periodic boundary condition)으로 하였다. 핀구멍의 내경은 7.43, 7.50, 7.54, 7.58 mm의 4종류의 조건으로 하였다.

해석으로부터 얻어진 값은 출구의 공기온도 T_{out} 이고, 핀효율을 고려한 핀 열전달계수는 다음 식에서 구한다.

$$\alpha_{ao} = \frac{Q}{A_o \cdot \Delta T_m} \quad (3)$$

$$Q = G_a \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln[(T_w - T_{in}) / (T_w - T_{out})]} \quad (5)$$

여기서 G_a 는 공기질량유량, c_p 는 공기정압비열, T_{in} 은 입구공기온도, T_w 는 전열관온도, ΔT_m 는 대수평균온도차이다.

Fig. 9에 핀효율을 고려한 핀 열전달계수의 해석치 α_{ao} , 열교환기의 공기측 열전달계수 α_o 와 핀 열전달계수의 해석치 α_{ao} 로부터 구한 접촉열 전달계수 α_c 를 나타내었다. 그림 중에 식(1)로부터 구한 평균접촉열전달계수의 결과도 같이 나타내었다. 핀효율을 고려한 핀 열전달계수의 해석치 α_{ao} (기호 ●)는 확관율비 ϵ/ϵ_o 의 증가와 함께 증가하는 경향

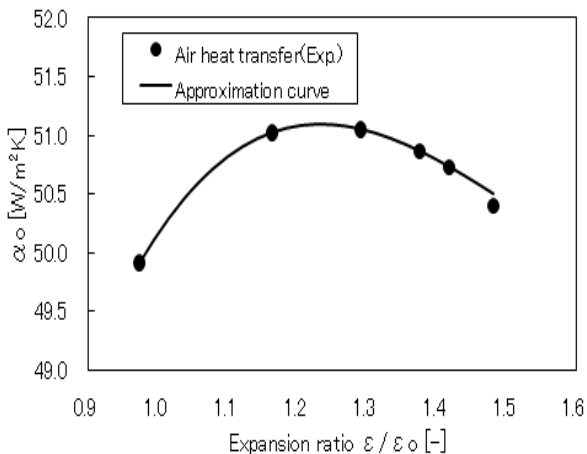


Fig. 8 Air heat transfer coefficient.

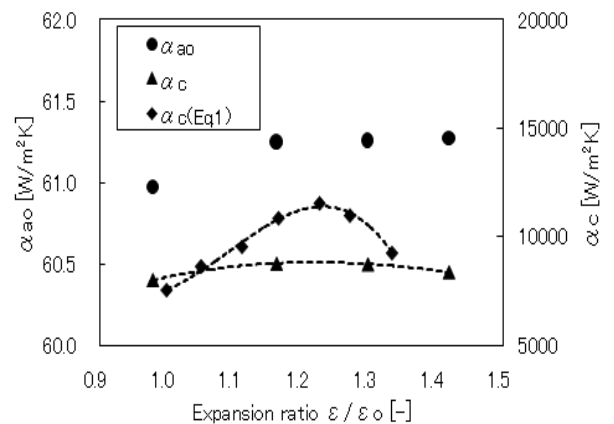


Fig. 9 Air heat transfer coefficient and contact heat transfer coefficient.

이다. 실험에 의한 접촉열전달계수 α_c (기호 ▲)는 전열관과 핀 사이에 3각형상의 공간이 존재하고 이 공간에 의한 비접촉면의 접촉열저항을 고려한 값이다. 한편, Tachibana⁽⁷⁾의 식(1)로부터 계산한 평균 접촉열전달계수 α_c (기호 ◆)는 전열관과 핀구멍 사이에 존재하는 비접촉면에서의 공기 존재는 고려하였지만, 전열관과 핀 사이에 형성된 3각형상의 공간은 고려하지 않고 구한 값이다. 이 때문에 접촉열전달계수 α_c 는 Tachibana⁽⁷⁾의 식(1)로부터 산출한 평균 접촉열전달계수 α_c 보다 작게 평가되는 것으로 사료된다.

4. 결 론

핀관형 열교환기를 조립할 때 전열관과 핀구멍 사이를 밀착시키기 위해서 행하는 확관가공에 대한 수치해석을 수행하여 전열관과 핀의 접촉부가 열교환기의 성능에 미치는 영향도를 조사하였다.

평균접촉압력과 평균접촉열전달계수는 확관율비 $\varepsilon/\varepsilon_0$ 의 증가와 함께 증가하고 확관율비 1.23에서 최대치를 나타내었다.

확관율비 $\varepsilon/\varepsilon_0$ 의 증가와 함께 핀구멍 형상의 중앙에 비접촉 틈새가 발생하고 핀뿌리 부분에 경사가 보이는 경향은 단면사진으로부터도 확인 할 수 있었다.

구조해석결과의 타당성을 검증하기 위해서 확관을 변화의 열교환기를 제작하여 열교환기 단일품으로 성능시험을 실시한 결과 구조해석치와 동일한 확관율비 1.23에서 최대 열전달계수를 나타내었다.

이와 같은 결과로서 유사한 검토를 통하여 특정 확관율에서 접촉열전달계수의 최대치가 확인 가능하고 열교환기 제작시 최적 확관율의 효율적인 선정이 가능하다.

참고문헌

1. The recent movements of heat exchanger development, 2008, Magazine of the SAREK, Vol. 37, No. 2, pp. 4-41.
2. Jeong, J., Kim, C. N., and Youn, B., 2006, A study on the thermal contact resistance in fin-tube heat exchanger with 7 mm tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, No. 7, pp. 1547-1555.
3. Sawada, N., 2006, Measurement of thermal contact conductance between fin collar and tube, Proceedings, JSRAE Annual Conference, Fukuoka, pp. 161-164.
4. Fujino, H., Kamada, T., Yoshioka, S., and Kasai, K., 2007, Effect of thermal contact resistance on fin-tube heat exchanger performance, Proceedings, JSRAE Annual Conference, Tokyo, pp. 285-289.
5. Park, Y., Jeong, Y., Lee, J., and Park, N., 2009, Heat transfer characteristic of finned-tube heat exchangers with different clearance between fin collar and tube surface, Proceedings of the SAREK summer conference, pp. 1073-1078.
6. Suzuki, H., Hashizume, S., Yabuki, Y., Ichihara, Y., Nakajima, S., and Kenmochi, K., 1968, Report of the Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, Vol. 18, No. 3.
7. JSME, 1986, JSME Data book-Heat transfer, 4th Ed., JSME Tokyo, pp. 30-31.
8. Ishibashi, A., Kaga, K., Mukouyama, T., and Tadokoro, T., 2008, Design of compact heat exchanger for air conditioner indoor unit, Proceedings JSRAE Annual Conference, Osaka, pp. 77-80.
9. ASME, 1985, Supplement on instruments and apparatus-Measurement uncertainty, Part 1, ASME New York.