

나선형 핀튜브 열교환기의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

윤 린, 김 용 찬[†], 김 슬 우*, 최 종 민**

고려대학교 기계공학과, *삼성전자 영상디스플레이 사업부, **한밭대학교 기계공학과

Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of Spiral Fin-Tube Heat Exchangers

Rin Yun, Yongchan Kim[†], Sru Kim*, Jong Min Choi**

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Samsung Electronics Co. Visual Display Division, Suwon 443-370, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Dajeon 305-719, Korea

(Received November 23, 2004; revision received March 30, 2005)

ABSTRACT: This study experimentally examines the air-side performance of spiral finned tube heat exchangers. The effects of fin spacing, fin height, and tube alignment were investigated. Reduction of fin spacing decreased the Colburn j factor. However, the effect of fin height on the Colburn j factor was negligible. An increase of tube row decreased the Nusselt number for both staggered and in-line tube alignments. However, the decrease of the Nusselt number for the in-line tube alignment was much more significant than that of the staggered tube alignment. The average Nusselt number of the staggered tube alignment was larger than that of the in-line tube alignment by 10% when the Reynolds number ranged from 300 to 1700. An empirical correlation of the Nusselt number was developed by using geometric parameters of heat exchanger and correction factors. The correction factor considered the effects of tube alignment and number of tube rows on the heat transfer. The proposed correlation yielded a mean deviation of 4% from the present data.

Key words: Spiral finned heat exchanger(나선형 핀튜브 열교환기), Correlation(상관관계), Fin pitch(핀 간격), Fin height(핀 높이), Staggered tube alignment(엇갈림 배열)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]

c_p : 정압비열 [J/kgK]

D_f : 관 외경 [mm]

H : 열교환기 높이 [mm]

h_f : 핀 높이 [mm]

k : 열전도계수 [W/mK]

L : 열교환기 폭 방향 튜브길이 [mm]

N : 개수

Nu : Nusselt number

Q : 유량 [m^3/s]

q : 열전달량 [W]

P : 피치 [mm]

Re : Reynolds number

S_{min} : 최소유동면적 [m^2]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

- UA : 총괄 열전달계수와 표면적의 곱
 V_{max} : 최소유동면적기준 유동속도 [m/s]
 W : 열교환기 폭 [mm]
 w : 핀 두께 [mm]

그리스 문자

- ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성 [kg/ms]
 η_f : 핀효율

하첨자

- a : 공기
 f : 핀
 m : 튜브 평균
 r : 열교환기의 열
 s : 열교환기의 스템
 t : 튜브
 tot : 전체
 w : 물

1. 서 론

냉장고의 고급화 및 대형화 경향에 따라 응축 열교환기의 성능향상, 밀집(compact)형 열교환기의 설계 및 제작기술이 요구되고 있다. 지금까지 냉장고용 응축기는 와이어 핀튜브 열교환기를 주로 사용하였으나, 기존의 열교환기로는 성능향상에 한계가 있어 새로운 형태의 열교환기 개발의 필요성이 대두되고 있다. 나선형 핀튜브 열교환기는 설계 제한조건이 적고 먼지에 대한 저항이 크며 HFC계 냉매에 적합하므로 효율향상 및 소형화를 위해 와이어 핀튜브 열교환기를 대체하리라 예상된다.

Nuntaphan et al.⁽¹⁾은 주름진 나선형 핀튜브 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 튜브의 지름, 핀 피치, 핀 높이, 그리고 튜브 피치 및 배열을 바꾸어 가며 고찰하였고, 실험결과를 바탕으로 Colburn j factor의 상관식을 제시하였다. Mirković⁽²⁾은 나선형 핀튜브 열(bank)에 대해서 핀 피치, 핀 높이, 열 간격 및 열 수를 변화시켜 가며 총 13가지의 다른 형상변수를 가진 엇갈린 배열에서

이들 인자가 Nu 수에 미치는 영향을 고찰하였다. Mon and Gross⁽³⁾는 핀 피치가 4열로 구성된 환형 핀튜브 열교환기의 성능에 미치는 영향을 3차원 수치해석을 통해 연구하였다. 특히, 핀 피치는 핀 및 튜브 주위에 형성되는 공기의 속도 및 온도경계층에 큰 영향을 주고 이로 인해 열전달 및 압력강하 특성이 변하게 됨을 밝히고 있다. Halici et al.⁽⁴⁾은 튜브의 열수가 평판 핀 열교환기의 열 및 물질전달에 미치는 영향을 연구하였고, 열 수가 증가할수록 Colburn j factor가 작아짐을 보였다.

현재까지 나선형 핀튜브 열교환기의 열전달 성능 특성에 관한 국내의 연구는 매우 부족한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 나선형 핀튜브 열교환기의 형상변화가 열전달 특성에 미치는 영향을 고찰하고, 실험결과를 바탕으로 공기측 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 작성하여 열교환기 설계에 필요한 기초 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

2.1.1 실험장치의 구조와 기능

열교환기의 성능을 측정하기 위하여 Fig. 1과 같이 항온항습실 내부에 시험용 덕트를 설치하여 실험을 수행하였다. 열교환기의 시험용 덕트는 열교환기를 통과한 공기의 온도를 측정하기 위한 9개의 접점을 가진 열전대다발(thermopile), 풍량을 측정하기 위한 노즐 및 공기 차압계, 풍량을 조절하기 위한 교류팬 및 인버터 등으로 구성되

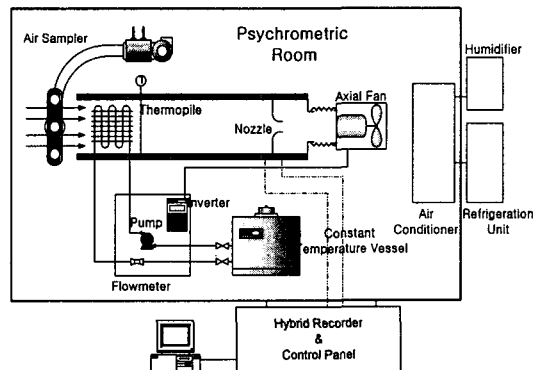


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

Table 1 Specifications of measurement

Items	Operation range	Accuracy
Thermocouple	Measuring scale T-type	±0.1℃
Differential pressure transducer	Measuring scale 0 to 10 kPa Working pressure and temperature -50 kPa, -40~120℃	±0.15% of RD
Volumetric flow meter	Measuring scale 200 to 1,200 l/h Working pressure and temperature -0.1~2.0 MPa, -10~120℃	±0.5% of RD

어 있다. 노즐은 노즐목의 직경이 각각 25.4 mm, 38.1 mm인 두 개의 노즐을 사용하였고, 노즐차압의 범위는 14~80 mm H₂O이다. 풍량은 본 열교환기가 적용되는 실제 냉장고용 응축기의 풍량범위와, 풍속에 따라 열교환기의 성능이 크게 변하는 구간을 고려하여 0.5~2.3 m³/min 범위에서 실험을 수행하였다. 시험부 입출구의 물의 온도를 측정하기 위해서 T형 삼입형 열전대를 사용하였고, 유량을 측정하기 위해서는 터빈유량계를 사용하였다. 물의 입구온도는 50℃이며 물 유량은 0.3 liter/min으로 고정하였다. Table 1은 본 시험에 사용된 공기차압계, 터빈유량계, 그리고 온도 센서의 측정범위 및 측정오차를 나타낸다.

덕트 입구에 열교환기를 부착하고 공기 샘플러에서 측정된 온도를 기준으로 항온 항습실 내의 운전조건을 일정하게 유지한 상태에서 열교환기 관 내부에 시험 냉매인 물을 흘려보내고, 동시에

출구의 팬을 가동하여 열교환기 표면에 일정한 공기유량을 흘려보내 각 부분의 센서에서 온도, 압력 및 유량을 측정한다. 이 측정된 결과값으로부터 열전달량을 산정한다.

2.1.2 시험용 열교환기

본 실험에서 사용한 나선형 핀튜브 열교환기는 기존의 냉장고에 사용되는 와이어 핀튜브 응축기와 동일한 체적을 가지도록 설계하였다. Fig. 2와 Table 2는 각각 본 연구에 사용한 시험용 열교환기의 개략도와 사양을 나타낸다. 시험용 열교환기의 폭은 161 mm, 높이는 171 mm, 그리고, 폭은 111 mm이다. 핀의 형상 변수에 따른 열전달성능의 변화를 고찰하기 위해 핀 피치 및 핀 높이를 변화시켰다.

나선형 핀튜브 열교환기의 공기측 열전달계수, Re 수 및 Nu 수의 계산에 필요한 열교환기의 형

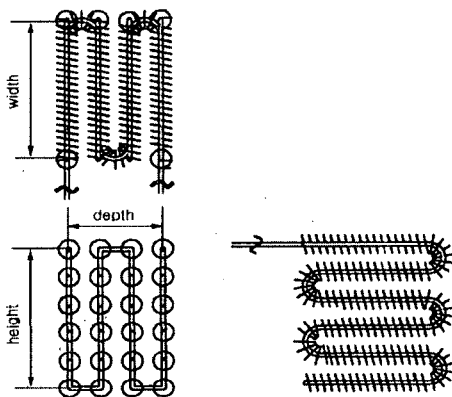


Fig. 2 Schematic of spiral fin tube heat exchanger.

Table 2 Specifications of spiral fin-tube heat exchangers

Parameters	Spiral fin-tube HX
Width (mm)	161
Depth (mm)	111
Height (mm)	171
Number of step	6
Number of row	4
Tube diameter (mm)	4.76
Tube thickness (mm)	0.7
Tube pitch (mm)	30
Tube alignment	In-line alignment
Fin thickness (mm)	0.35
Fin height (mm)	6, 8, 9
Fin pitch (mm)	5, 6, 7, 8

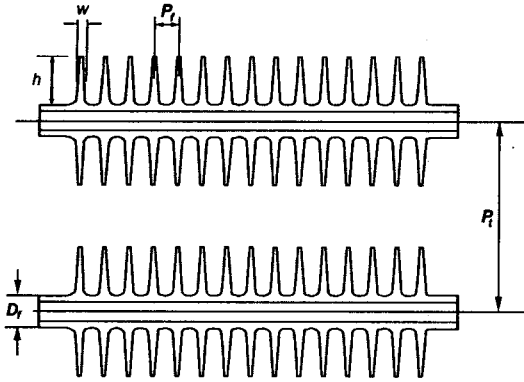


Fig. 3 Notation for spiral fin-tube geometry.

상은 Fig. 3과 식(1)~(4)에 나타내었다. 식(1)과 식(2)는 각각 나선형 핀과 열교환기의 핀 면적과 핀튜브의 전체 면적을 나타낸다. 식(3)은 최소 유동면적을 나타내고, 식(4)는 열교환기의 수력 직경을 정의한다. 식(5)는 최소 유동면적을 지나서 최대 유동속도를 나타내고, 이를 바탕으로 Re 수 및 Nu 수를 식(6), (7) 및 (8)과 같이 정의하였다.

$$A_f = (2h_f + w) \sqrt{\left(\pi D_f \frac{L_{tot}}{P_f} \right)^2 + (L_{tot})^2} \quad (1)$$

$$A_t = \pi D_f L_{tot} - w \sqrt{\left(\pi D_f \frac{L_{tot}}{P_f} \right)^2 + (L_{tot})^2} \quad (2)$$

$$S_{min} = HW - D_f N_s L - 2h_f w N_s \frac{L}{p_f} \quad (3)$$

$$D_h = 4N_r P_t \frac{S_{min}}{A_f + A_t} \quad (4)$$

$$V_{max} = \frac{Q_a}{S_{min}} \quad (5)$$

$$Nu = \frac{h_o D_h}{k} \quad (6)$$

$$Re = \frac{\rho V_{max} D_h}{\mu} \quad (7)$$

$$Re_L = \frac{\rho V_{max} P_t}{\mu} \quad (8)$$

2.2 실험결과 처리방법

유체의 열전달량은 열교환기를 통과하는 물체의 온도차와 유량을 측정하여 구한다.

$$q_w = \rho_w Q_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (9)$$

위에서 계산한 열전달량으로부터 UA(총괄 열전달계수와 전열면적의 곱)의 값을 열교환기 내부 유체와 외부 공기의 유동흐름을 고려하여 직교류 열교환기에 대한 ϵ -NTU법⁽⁵⁾을 사용하여 구한다.

UA를 구하여 식(10)으로부터 공기측 열전달계수를 구한다. 관내측 열전달계수는 Dittus-Boelter 상관식⁽⁶⁾을 이용하여 구하며, 나선형 핀의 효율계산에 있어 이에 대한 계산식이 없을 뿐 아니라, 핀 피치 구간 내 핀의 길이방향 온도변화가 크지 않기 때문에 원형핀의 핀 효율로 계산하였다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_o(A_i + \eta_f A_f)} + \frac{x}{kA_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (10)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 핀 피치 및 높이의 영향

나선형 핀튜브 열교환기의 핀 높이를 8mm로 고정하고, 핀 피치를 5, 6, 7, 및 8mm로 변화시켰을 때 각각 Colburn j factor를 Fig. 4에 나타내었다. 식(11)에 나타낸 Colburn j factor는 밀집형 열교환기 표면에서의 열경계층과 공기속도에 관한 비로써 열교환기의 평균적인 열전달성능을 나타내는데 기본적으로 사용되며 질량유량 G는 최소 유동면적을 기준으로 계산한다.

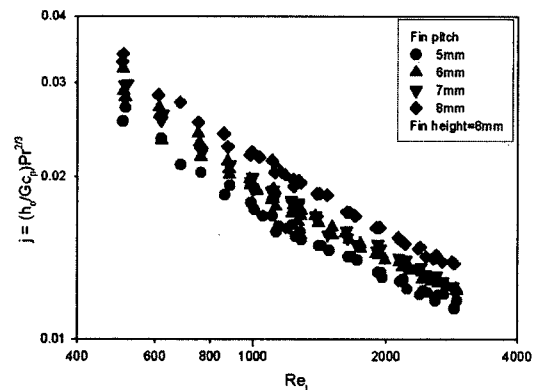


Fig. 4 Variation of j-factor with fin pitch.

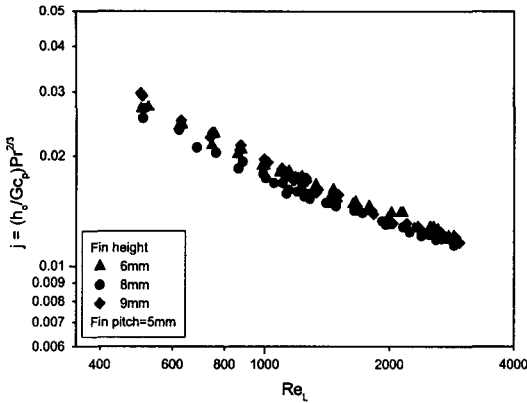


Fig. 5 Variation of j-factor with fin height.

$$j = (h_o/Gc_p)Pr^{2/3} \quad (11)$$

핀 피치가 감소할수록 Colburn j factor가 감소함을 볼 수 있는데, 이는 핀과 핀 사이의 속도 및 온도경계층이 핀 피치가 감소할수록 서로 확장하여 겹쳐져 공기층 열전달을 감소시키기 때문이다.⁽³⁾ 본 시험열교환기와 같은 일선형 배열(in-line alignment)의 열교환기는 핀 피치를 증가시킬수록 열전달계수가 증가하게 되는데, 이는 핀 피치가 넓어질수록 증가한 공기유량이 후열에 위치한 튜브와 핀의 경계층에 깊숙이 침투할 수 있기 때문이다.⁽³⁾

Fig.5는 핀 피치를 5mm로 고정하고 핀 높이를 6, 8, 그리고 9mm로 변화시켰을 때의 Colburn j factor를 나타낸다. Re 수가 1000 이상에서는 핀 높이가 6mm인 경우의 Colburn j factor

가 다른 핀 높이의 값보다 약간 증가하는 것이 관찰되지만, 전체적으로 핀 높이는 열전달계수에 큰 영향을 미치지 못하고 있다. Nuntaphan et al.⁽¹⁾의 경우 핀 높이가 10mm인 경우의 열전달계수가 핀 높이 15mm인 경우의 열전달계수보다 증가함을 보였고, 이를 공기유동의 바이패스(by-pass) 효과로 설명하고 있다.

3.2 튜브 배열의 영향

나선형 핀튜브 열교환기의 열수의 변화가 열전달 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 열 수를 1열에서 6열까지 증가시키면서 열 수의 증가에 따른 Nu-Re의 관계를 고찰하였다. 이때 열교환기는 핀 피치 6mm, 핀 높이 8mm인 나선형 핀-튜브로 구성하였고, 튜브 피치는 Table 2의 열교환기 사양과 동일한 30mm이다. 튜브의 배열은 일선형 배열(in-line alignment)과 엇갈린 배열(staggered alignment)로 각각 구성하였다.

Figs.6과 7은 각각 일선형 배열과 엇갈린 배열에서 각 열의 공기층 Re 수에 따른 Nu 수 나타낸다. 일선형 배열의 경우 Re 수에 따라 1열은 4열에 비해 14~27%의 높은 값을 가지며, 2열은 7~14%의 증가를 보이나 3~6열에서는 4열을 기준으로 4% 내외에서 근사한 값을 가짐을 볼 수 있다. 이는 일선형 배열의 경우 두 번째 이후의 열은 전열의 후류영역에 위치하기 때문에, 유동의 혼합을 기대하기 어렵고 후열로 갈수록 역유동이 발생하기도 한다.⁽³⁾ 또한, 유동의 혼합이 크지 않아 후열에서의 튜브와 공기와의 온도차가 거의

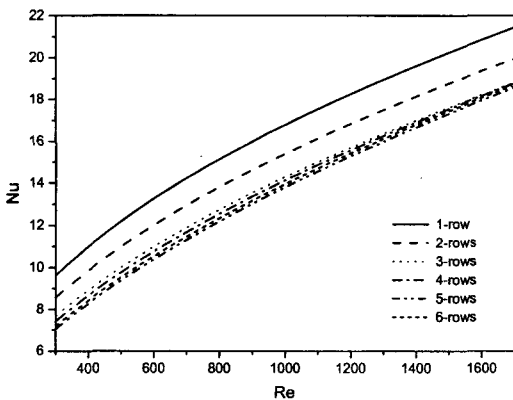


Fig. 6 Variation of Nu with no. of row for in-line alignment (curve-fitting).

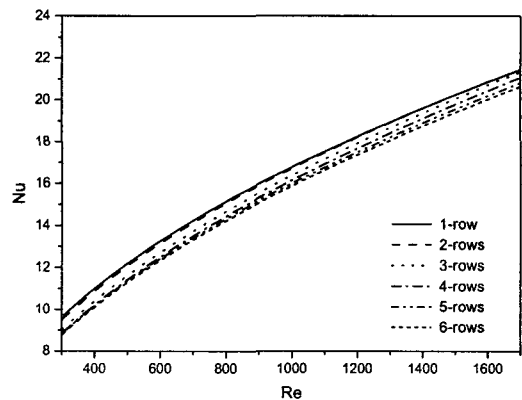


Fig. 7 Variation of Nu with no. of row for staggered alignment (curve-fitting).

발생하지 않고, 이 때문에 전체적인 열전달량도 크게 감소하게 된다. 이에 반해 Fig. 7의 엇갈림 배열은 3열을 기준으로 4% 이내에서 모든 데이터가 위치한다. 이는 엇갈림 배열에서는 첫 번째 열이 난류를 증가시키는 역할을 했을 뿐 아니라 차단효과(blockage effect)로 인해 후열에서의 속도를 증가시켜 각 열에 있어서의 열전달의 차이가 적어졌기 때문이다. 뿐만 아니라 말발굽와류(horseshoe vortex)에 의한 유동의 혼합이 활발하고, 후열로 갈수록 일선형 배열에 비해 온도경계층도 매우 얇아짐을 예측할 수 있다.⁽³⁾ Fig. 6과 Fig. 7을 비교할 때 엇갈림 배열의 열교환기가 일선형 배열의 열교환기에 비해 평균 10%의 높은 열전달계수를 나타낸다.

3.3 열전달 상관식의 개발

나선형 핀튜브 열교환기의 형상 변수와 튜브 배열에 따른 Nu 수와 Re 수의 상관관계로부터 공기측 열전달계수에 관한 실험상관식을 개발하였다. 식(12)는 기존 원형 핀튜브 열교환기의 Nu 수에 관한 상관식의 형태를 따랐다. 튜브의 배열 및 열수에 대한 영향을 고려하기 위하여 수정계수 F_1 과 F_2 를 도입하였다.⁽⁷⁾ 열전달계수에 대한 상관식의 계수 및 지수는 본 연구에서 얻은 실험결과에 기초하여 비선형 곡선접합을 통하여 구하였다. Fig. 8은 식(12)에 의해 예측한 Nu 수와 실제 실험을 통해 얻은 Nu 수를 비교하고 있다. 상관식의 예측치와 실험치는 평균오차(mean deviation) 4% 내에서 서로 일치하였다.

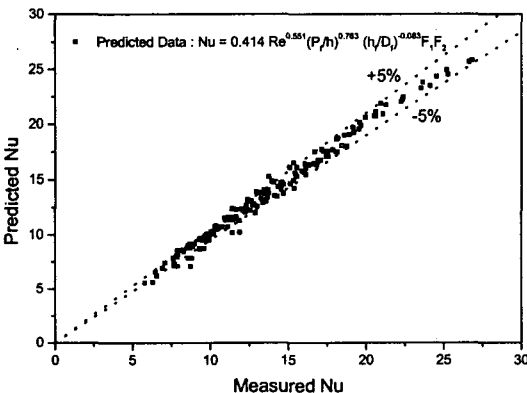


Fig. 8 Comparison of the measured Nu with predicted Nu.

$$Nu = 0.414 Re^{0.551} \left(\frac{P_f}{h_f} \right)^{0.763} \left(\frac{h_f}{D_f} \right)^{-0.083} F_1 F_2$$

$$F_1 = 1.21 \text{ (for first row)}$$

$$= 1.11 \text{ (for second row)}$$

(in-line alignment)

$$F_2 = 1.15 \text{ (for above third row)}$$

(staggered alignment)

4. 결 론

나선형 핀튜브 열교환기의 핀 피치, 핀 높이, 그리고 튜브의 개수와 배열을 바꾸어 가며 공기측 열전달 성능을 실험적으로 측정하였고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 실험 Re 수 조건에서 나선형 핀과 열교환기의 공기측 열전달계수는 핀 피치의 감소에 따라 감소하였으나, 핀 높이의 변화에는 영향을 받지 않았다.
- (2) 나선형 핀과 열교환기의 열수를 변화시킨 경우, 열수의 증가에 따라 Nu 수가 감소하였으며 엇갈림 배열에 비해 일선형 배열의 열교환기가 그 감소폭이 더욱 크게 나타났다.
- (3) 엇갈림 배열의 나선형 핀튜브 열교환기가 일선형 배열의 나선형 핀튜브 열교환기에 비해 평균 10%의 높은 Nu 수를 나타낸다.
- (4) 나선형 핀튜브 열교환기의 형상변수와 튜브배열을 고려하여 공기측 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 개발하였으며, 본 실험결과를 4%의 평균오차로 예측하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부 지원으로 수행하는 21세기 프론티어 사업(이산화탄소 저감 및 처리기술 개발)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T. and Wang, C. C., 2005, Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 327-340.

2. Mirković, Z., 1974, Heat transfer and flow resistance correlation for helically finned and staggered tube banks, Heat Exchanger: Design and Theory Source Book, Afgan, N. H. and Schlünder, E. U., eds., Scripta, Washington, D. C., pp. 559-584.
3. Mon, M. S. and Gross, U., 2004, Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 47, pp. 1953-1964.
4. Halıcı, F., Taymaz, İ. and Gündüz, M., 2001, The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchanger, Energy, Vol. 24, pp. 963-972.
5. Holman, J. P., 1992, Heat Transfer, 7th ed., McGraw-Hill, Singapore, pp. 559-573.
6. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, p. 443.
7. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons, pp. 351-361.