

물의 포화풀비등에서 다발효과를 평가하기 위한 실험식 개발

강 명 기**

* 안동대학교 기계교육과

Development of an Empirical Correlation to Evaluate the Bundle Effect in Saturated Pool Boiling of Water

Myeong-Gie Kang**†

* Dept. of Mechanical Engineering Education, Andong Nat'l Univ.

(Received June 24, 2016 ; Revised October 17, 2016 ; Accepted October 30, 2016)

Key Words: Pool Boiling(풀비등), Tandem Tubes(탠덤 튜브), Elevation Angle(방위각), Pitch(피치), Inclination(경사), Correlation(상관식)

초록: 대기압 하에서 포화 상태를 유지하는 물의 내부에 잠긴 탠덤 튜브에 적용하기 위한 실험적 상관식을 새롭게 개발하였다. 상관식은 다발효과를 계산하기 위한 것으로 실험에서 측정한 값과 최소자승법을 사용하여 결정하였다. 상관식의 적절함을 평가하기 위해 통계분석을 수행하였다. 상관식은 실험값을 $\pm 8\%$ 범위 내에서 잘 예측함을 확인하였다. 상관식의 적용 범위는 피치=28.5~114mm, 방위각=0°~90°, 경사각=0°~90°, 상부 및 하부 튜브 열유속=0~120kW/m²이다.

Abstract: A new empirical correlation was developed for application to the tandem tubes for saturated water at atmospheric pressure. The correlation was obtained by using experimental data and the least square method to calculate the bundle effect. A statistical analysis was performed to identify the suitability of the correlation. The correlation predicted the experimental data within $\pm 8\%$. The applicable ranges of the correlation correspond to a tube pitch of 28.5~114 mm, an elevation angle of 0°~90°, an inclination angle of 0°~90°, and heat fluxes of 0~120 kW/m² of the lower and upper tubes.

- 기호설명 -

C_n : 환산인자
 D : 가열튜브 외경, m
 h_b : 비등열전달계수, W/m²°C
 h_r : 다발효과
 h_m : 정규화된 다발효과
 I : 공급전류, A
 L : 가열튜브 길이, m
 P : 피치, m
 p : 압력, Pa
 p_r : 환산압력

q_L'' : 하부튜브 열유속, W/m²
 q_U'' : 상부튜브 열유속, W/m²
 T_{sat} : 포화온도, °C
 T_w : 튜브표면온도, °C
 V : 공급전압, V
 ΔT_{sat} : 과열도(= $T_w - T_{sat}$), °C
 ϕ : 경사각, °
 θ : 방위각, °

1. 서론

풀비등 열전달은 전력공급이 중단된 경우에도 안전 기능을 수행할 수 있도록 요구되는 신형원전의 피동형 열교환기 설계와 밀접한 관계가 있다. 열교환기 설계에 있어서 중요한 여러 가지 변수들

† Corresponding Author, mgekang@anu.ac.kr

© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

중 하나로 튜브 다발(tube bundle)을 들 수 있다. SWR1000과 APR+에 적용된 피동형 응축기는 U-튜브 형식을 취하고 있다.^(1,2) 열교환기 튜브들은 수직방향으로 배열되어 있으므로, 상부에 위치한 튜브는 하부에 설치된 튜브의 영향을 받게 된다.

열전달은 튜브 표면 조건, 다발 형상, 액체 종류 등과 밀접하게 관련이 있으므로 이러한 변수들의 조합이 풀비등에 미치는 영향을 확인하기 위해 오랫동안 많은 연구가 수행되었다.^(3,4) 튜브 다발에 대한 연구에서 가장 중요하게 취급되어 온 변수는 튜브간 피치(P)이다. 피치가 열전달 향상에 미치는 영향은 일반적인 튜브 다발⁽⁵⁻⁷⁾과 탠덤튜브(tandem tube)^(6,8,9)에 대하여 연구되어 왔다. 튜브 다발이 열전달 향상에 미치는 영향은 만액식증발기(flooded evaporator)⁽¹⁰⁻¹³⁾에 적용하기 위한 연구도 다수 수행되었다.

Cornwell과 Schuller⁽¹⁴⁾는 튜브 다발의 상부에 위치한 튜브 표면에서 관찰된 열전달 향상을 설명하기 위하여 고속사진법(high speed photography)을 사용하여 미끄러짐 기포(sliding bubble)를 연구하였다. Memory 등⁽¹⁵⁾은 향상된 표면과 오일 첨가가 튜브 다발의 열전달에 미치는 영향을 살펴보았다. 특정 구조를 가지거나 다공질인 표면에 오일을 첨가하면 지속적인 성능 감소가 나타나는 것을 확인하였다. 수평 튜브 다발을 가로지르는 n-펜탄에 대한 유동비등(flow boiling)은 Roser 등⁽¹⁶⁾이 실험적으로 살펴 보았다. 그들은 전체 열전달 기구 중 대류 증발(convective evaporation)이 중요한 역할을 수행하는 것을 확인하였다. 튜브 다발의 오염(fouling)이 열전달에 미치는 영향은 Malayeri 등⁽¹⁷⁾이 살펴보았는데 튜브 다발의 상부나 중간에 형성되는 오염 기구는 하부에 위치한 튜브와 서로 다르게 나타남을 규명하였다.

튜브 다발에서 상부 튜브는 단일 튜브에 비하여 향상된 열전달 특성을 나타낸다.⁽¹⁰⁾ 상부 튜브의 열전달 향상 정도는 다발효과(bundle effect, h_r)를 이용하여 평가할 수 있다. 다발효과는 하부튜브가 작동될 때 상부 튜브의 열전달계수(h_b)를 상부 튜브만 작동될 때의 열전달계수로 나눈 비율로 정의된다.⁽¹⁸⁾ 튜브 다발에서 상부 튜브는 열유속이 높지 않을 때 하부 튜브보다 향상된 열전달 특성을 나타낸다. 열유속이 높아지면 이러한 열전달 향상 효과는 소멸되면서 단일 튜브에 대한 비등곡선에 수렴한다.⁽¹³⁾ 액체의 속도와 상승 기포들에 의한 대류 효과(convective effect)는 열전달에 가장 주요한 기구로 설명된다.⁽⁴⁾ 탠덤튜브의 풀비등에서 상

부와 하부의 튜브가 동일한 열유속인 경우 튜브 피치를 증가하면 상부 튜브의 최대 열전달계수는 감소하거나,⁽⁸⁾ 증가하거나,⁽⁹⁾ 아니면 거의 변화가 없다.⁽⁶⁾ 피치에 따른 열전달 특성이 차이가 나는 원인은 액체와 가열장치 및 시편이 서로 다르기 때문이라고 생각된다.⁽¹⁹⁾

Ribatski 등⁽⁶⁾은 R123과 외경(D)이 19.05mm인 매끈한 청동 튜브에 대한 실험을 수행하였다. 그들은 환산압력(p_r)과 튜브 피치의 영향을 조사하였으며, 이 변수들이 수평으로 설치된 튜브 다발의 열전달에 미치는 영향을 평가하기 위한 실험식을 제안하였다. 튜브 간격이 튜브 다발의 국소열전달계수에 미치는 영향은 무시할 수 있는 정도인 것을 확인하였다. 저열유속 영역에서 튜브의 위치는 열전달에 뚜렷한 변화를 가져오며, 그 원인은 자연대류의 영향인 것으로 이해된다. 그렇지만, 열유속이 증가하면 자연대류의 영향은 무시할 수 있을 정도가 되며 기포의 영향이 지배적인 기구가 된다. Ribatski 등⁽⁶⁾에 의하면 튜브가 서로 가까워지면 기포의 구속(confinement)에 의해 열전달에 영향을 미치게 된다.

Gupta 등⁽⁸⁾은 두 개의 튜브에 대해 피치가 풀비등에 미치는 영향을 살펴보았다. 그들은 19.05mm의 외경을 가지는 스테인리스강 튜브와 1bar의 압력을 가지는 증류수의 조합을 사용하였다. 실험 결과에 의하면, 피치가 감소하면 상부 튜브의 열전달계수가 증가하며 그 원인은 Ribatski 등이 제안한 것과 같이 튜브 사이에 갇히는 많은 기포의 영향 때문이라고 설명하였다.

Hahne 등⁽¹⁰⁾은 압력이 1bar인 R11의 내부에 잠긴 흰(fin)이 붙은 구리튜브를 사용하였으며 피치는 $P/D=1.05\sim 3.0$ 이다. 피치를 증가하면 상부 튜브의 최대 열전달계수도 증가하는 것을 확인하였다. 이러한 경향은 하부로부터 상부로 이동하는 기포와 액체의 대류 유동(convective flow)이 상부 튜브의 열전달을 향상시킴에 따른 것이다. 그러나, 열유속이 증가하면 튜브 피치의 증가에 따라 상부 튜브의 열전달이 감소한다.

풀비등에 영향을 미치는 대류 유동의 원인은 하부에 설치된 튜브이므로 하부 튜브의 열유속(q_L')은 매우 중요하다. Kumar 등^(20,21)은 증류수와 오목한 홈(reentrant cavity)을 가지는 두 개의 구리 튜브를 사용하여 $P/D=1.5$ 인 튜브 다발에 대해 실험을 수행하고 하부 튜브의 열유속을 포함하는 열전달 평가 모델을 제시하였다. Ustinov 등⁽²²⁾도 정해진 피치에 대해 하부 튜브의 열유속이 상부 튜브

의 폴비등에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 그들은 미세구조(microstructure)와 R134a 또는 FC-3184의 조합을 사용하였으며, 하부 튜브의 열유속을 증가하면 상부 튜브의 과열도(ΔT_{sat})를 감소시키는 것을 확인하였다.

Kang^(19,23)은 피치, 방위각(θ), 하부 튜브의 열유속의 복합적인 영향에 대하여 연구하였다. 이 변수들은 상부 튜브의 폴비등 열전달을 변화시킨다. Kang⁽²³⁾은 탠덤 튜브의 폴비등 열전달을 평가하기 위해 피치와 방위각을 포함하는 실험적 상관식을 제안하였다. 이전의 연구자들이 제안한 상관식들 중 본 연구와 관계가 있는 것들을 Table 1에 정리하였으며, 탠덤 튜브에 대한 개도를 Fig. 1에 나타내었다.

이전의 연구들을 정리하면, 튜브 구조와 하부 튜브의 열유속이 열전달에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 기존에 발표된 상관식들은 Table 1에 나

타낸 것처럼 튜브가 모두 수평인 경우에 적용 가능한 모델들이다. 산업계에서 사용되는 많은 열교환기들은 경사져 있으며, APR+에 채택된 피동형 응축열교환기(PCHX)⁽²⁾가 하나의 예이다. 발표된 연구 결과들에 따르면 경사각(ϕ)이 폴비등에 미치는 영향은 튜브의 형상과 밀접하게 관계가 있음에도⁽²⁴⁾ 불구하고 탠덤 튜브에서 경사각의 영향을 평가한 연구가 전무한 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 피치, 방위각, 경사각, 하부 튜브의 열유속이 탠덤 튜브의 폴비등 열전달에 미치는 영향을 정량화하는 것에 주안점을 두고 있다. 특히, Kang⁽²³⁾의 연구에서 살펴보지 않은 경사각의 영향을 추가로 도입한 상관식을 개발함으로써 Kang⁽²³⁾의 연구 결과를 개선하는 것이 연구의 주된 목적이다. 목적을 달성하기 위하여 탠덤 튜브의 경사각이 폴비등에 미치는 영향에 대한 실험을 수행하고 새로운 상관식을 새롭게 개발하였다.

Table 1 Published correlations for tandem tubes

Author	Correlations	Remarks
Kumar et al. ⁽²⁰⁾	$h_r = 6.27 q_L^{0.3} q_r^{0.45}$	- $P/D = 0.5$ - $\theta = 90^\circ$ - $\phi = 0^\circ$ - $p = 35.36\text{--}97.5\text{ kPa}$ - distilled water
Ribatski et al. ⁽⁶⁾	$h_r = 1 + 0.345 C_A P_r^{-1.4} q_r^{*1} e^{-0.37 P_r^{-0.4} [\ln(q_r^*/(C_A P_r^{-0.7}))]^2}$ $C_A = 160 - 85.2 e^{-0.3 N}$ $C_q = 65 + 1200 e^{-0.3 N}$	- $P/D = 1.32, 1.53, 2.0$ - $\theta = 90^\circ$ - $\phi = 0^\circ$ - $p_r = 0.023, 0.063$ - R123
Kang ⁽²³⁾	$h_r = A q_L^{*B} / q_r^*$ $A = 0.965 (P/D)^{-0.0007\theta}$ $B = 1.269 (P/D)^{0.005\theta}$	- $P/D = 1.5\text{--}6$ - $\theta = 0\text{--}90^\circ$ - $\phi = 0^\circ$ - $p = 1\text{ atm}$ - boiled water

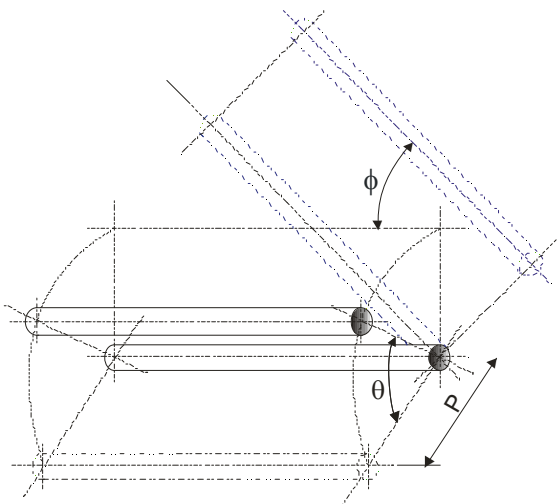


Fig. 1 Schematic of tandem tubes

2. 실험

실험을 위해 단면이 0.95×1.3m의 사각형이고 높이가 1.4m인 수조(Fig. 2) 내부에 조립된 시편을 설

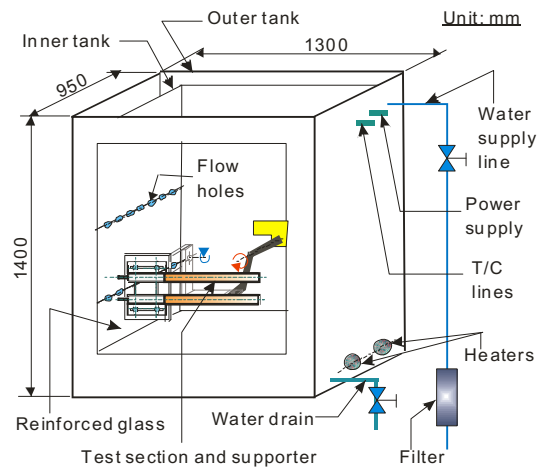


Fig. 2 Schematic of experimental apparatus

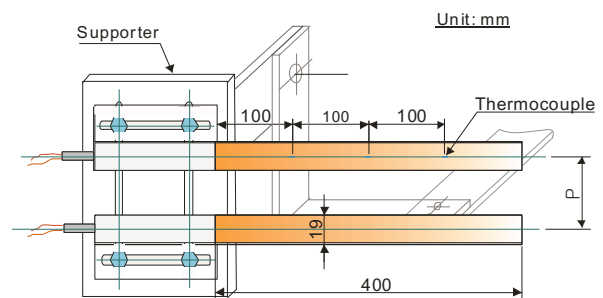


Fig. 3 Assembled test section

치하였다. 시편(Fig. 3)은 표면을 매끈하게 처리한 스테인리스강 재질이며 외경이 19 mm이고 길이 (L)는 0.4 m이다.

가열을 위하여 튜브 내부에 높은 전기 저항을 가지는 니크롬선을 배열하였다. 니크롬선과 외부 튜브와의 절연을 위하여 공간을 산화마그네슘(MgO)으로 충전하였다. 튜브 표면은 버핑공을 통하여 매끈하게 처리하였다. 표면 거칠기는 스타일러스 프로파일러(stylus profiler)를 이용하여 측정하였다. 튜브 표면에 대한 중심선평균거칠기 값은 $0.15\mu\text{m}$ 이다. 전기는 220V 교류를 사용했으며, 튜브의 한쪽 면을 통해 공급하였다.

튜브 피치는 28.5~114mm 내에서 조절하였으며, 방위각과 경사각은 $0^\circ\sim 90^\circ$ 의 값을 가진다. 경사각은 조립된 시편을 15° 간격으로 회전시키면서 변화시켰다. 튜브 다발의 하부에 설치한 튜브의 열유속은 (1) 0, 30, 60, 90kW/m^2 의 값을 가지도록 고정하거나, (2) 상부 튜브와 동일한 값을 가지도록 하였다. 본 연구에서는 Kang의 선행 연구⁽²³⁾에서 얻은 실험값에 경사각 변화에 따른 실험값을 첨가하기 위한 실험을 수행하였다.

필터로 정수한 수도물을 1.1m 높이로 수조에 충전한 후, 4개의 예열히터를 사용하여 가열하였다. 물 온도가 본 실험에서 사용한 대기압 상태의 포화온도(100°C)에 도달하면 공기 등을 제거하기 위해 약 30분 정도 추가적인 가열을 수행한 후 시편의 열유속을 변화시키면서 표면 온도(T_w)를 측정하였다. 표면 온도는 정상상태에 도달하였을 때, 그 값을 채택하였다. 하나의 조건에 대한 실험이 완료되면 경사각을 바꾼 후 실험을 수행하였다.

튜브 표면의 온도는 모두 6개의 T-형식 열전대(외경 1.5mm)를 사용하여 측정하였다. 정밀한 온도 측정을 위하여 좌, 우측에 각각 3개씩 튜브 표면에 접합하였다. 본 실험에서 사용한 시스열전대(sheathed thermocouple)의 경우 서로 다른 금속선의 접합부분(bead)이 시스의 끝 부분에서 떨어져 있는 경우가 간혹 있다. 이런 경우, 온도 측정 시 오차 발생의 원인이 될 수 있으므로 끝부분에서 10mm 정도를 전부 접합하여 오차가 발생하지 않도록 하였다.

접합에 사용한 금속은 황동의 한 종류이며, 접합부분 두께는 0.1mm 보다 얇다. 접합부에 의한 온도 감소는 1차원 전도 열전달 식 (25)을 사용하여 보정을 하였다. 황동의 열전도율은 110°C 부근에서 대략 $130\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$ 정도⁽¹²⁾이므로 접합부에 의한 최대 온도 감소는 110kW/m^2 에서 0.08°C 이다.

이 값은 열전달량과 열저항을 곱하여 계산하였으며, 온도 측정기 프로그램 상 오프셋(offset)기능을 사용하여 0.1°C 보정하였다. 물 온도는 표면에 등간격으로 열전대를 접합한 튜브를 수조 구석에 수직으로 세워 측정하였다.

상부 튜브 표면의 열유속(q_T'')은 시편에 공급하는 전력을 열전달면적으로 나눈 것이며, 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$q_T'' = \frac{VI}{\pi DL} = h_b \Delta T_{sat} = h_b (T_w - T_{sat}) \quad (1)$$

여기서, V 와 I 는 각각 공급한 전압과 전류이며, D 와 L 은 각각 가열 튜브의 외경과 길이를 나타낸다. 그리고 T_w 와 T_{sat} 는 각각 튜브 표면 온도와 물의 포화온도이며, ΔT_{sat} 는 과열도이다. 식 (1)에 사용된 온도는 측정된 온도들을 산술 평균한 것이며, h_b 는 튜브 전체 길이에 걸쳐 계산된 평균열전달계수이다.

측정값에 대해 오차확산법칙(error propagation law)⁽²⁶⁾을 사용하여 불확실도를 분석했다. 데이터 수집 오차($\pm 0.05^\circ\text{C}$) 및 정밀도 한계($\pm 0.1^\circ\text{C}$)를 불확실도 분석 시 고려했다. 95% 신뢰도 범위에서 측정된 온도에 대한 불확실도는 $\pm \sqrt{0.05^2 + 0.1^2}$ 의 계산을 통해 $\pm 0.11^\circ\text{C}$ 로 결정하였으며, 열유속에 대한 불확실도는 $\pm 0.7\%$ 이다. 비등열전달계수는 $q_T''/\Delta T_{sat}$ 로 계산되며, 그 값을 통계 분석해 오차확산법칙을 적용한 불확실도는 $\pm 6\%$ 이다.

3. 결 과

기존의 연구와 본 연구에서 수행한 실험을 통해 Table 2에 나타난 것과 같이 다양한 변수들의 조합에 대한 총 1,225개의 실험값을 확정하였다. 실험값들 중 980개를 상관식 개발에 사용하였으며, 단일 튜브에 대한 실험값은 다발효과를 계산하는데 활용하였다. 상부튜브 열유속에 따른 다발효과 변화는 Fig. 4와 같다. 다발효과는 저열유속 영역에서 분명하게 관찰되며, 열유속이 증가하면 다발효과가 감소하는 경향을 나타낸다.

기존에 발표된 상관식 (Table 1)을 본 연구 결과에 적용할 수 있는지 가능성을 확인하기 위하여 상관식을 사용하여 계산한 다발효과($h_{r,cal}$)와 실험에서 얻어진 다발효과($h_{r,exp}$)를 서로 비교하여 보았다. 동일한 조건에 대해 결정한 두 다발효과 사

Table 2 Experimental data for correlation development

P/D	θ , deg	ϕ , deg	q_L'' , kW/m ²	q_T'' , kW/m ²	Number of Data (CD*)
1.5	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
2	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
2.5	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
3	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
4	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
5	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
6	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-110	55(44)
1.5	0	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
1.5	15	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
1.5	30	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
1.5	45	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
1.5	60	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
1.5	75	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
1.5	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	0	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	15	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	30	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	45	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	60	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	75	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)
5	90	90	0,30,60,90, q_T''	10-120	60(48)

* CD means data for the correlation development. The experimental data for $q_L''=0$ were used to calculate the bundle effects (h_r).

* Experimental data for correlation development =980points

* Total number of experimental data=1,225points

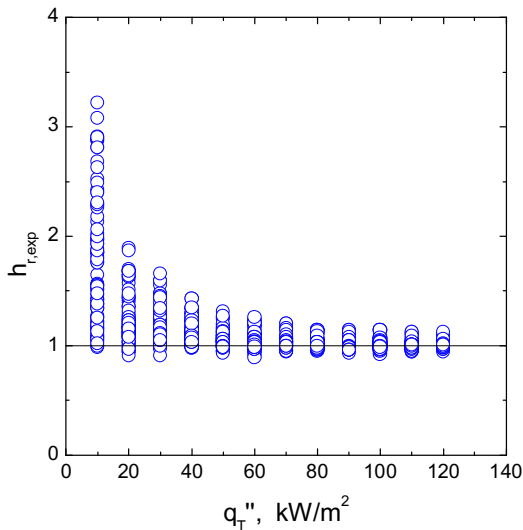


Fig. 4 Plots of bundle effects against upper tube heat flux

이의 비율인 $h_{r,cal}/h_{r,exp}$ 을 계산한 후, 그 결과에 대해 통계분석을 수행하였다. 그 결과는 Table 3에 나타낸 것과 같다. Kumar 등⁽²⁰⁾이 제안 한 상관식

Table 3 Results of statistical analyses of $h_{r,cal}/h_{r,exp}$

Author	Mean	Standard deviation
Kumar et al. ⁽²⁰⁾	3.25	0.71
Ribatski et al. ⁽⁶⁾	1.46	0.72
Kang ⁽²³⁾	1.02	0.15

과 Ribatski 등⁽⁶⁾이 제안한 상관식은 실험값을 과대 평가하고 있으며, 편차 범위도 매우 크다. 따라서 이 상관식들을 Fig. 1과 같은 튜브 다발에 적용할 수는 없다. Kang⁽²³⁾이 제안한 상관식은 실험값을 대략 20% 정도 과대 평가하고 있으며 편차도 그다지 크지 않다. 이 정도 오차는 폴비등에서 일반적으로 받아들여질 수 있는 정도의 값이다. 그렇지만, 경사각 효과를 새롭게 도입하여 오차 범위를 줄일 수 있으면 정확한 열교환기 설계에 매우 유용할 것으로 판단된다.

주요 변수들의 영향을 포함하기 위하여 기하학적 변수들($P/D, \phi, \theta$)과 상부 및 하부 튜브 열유속(q_T'', q_L'')의 함수로 표현되는 간단한 식을 고려하였다. 본 실험값과 최소자승법을 회귀분석의 기법으로 사용하는 프로그램을 활용하여 다음과 같은 상관식을 새롭게 개발하였다.

$$h_r = \frac{h_b}{h_{b,q_L''=0}} = Aq_L''^{(B/q_T'')} \quad (2)$$

$$A = \frac{(P/D)^{-0.04\theta}}{1.0448 - 0.092\phi}$$

$$B = \frac{(P/D)^{0.284\theta}}{0.7569 + 0.0003e^{8.216\phi}}$$

위 식에서 q_T'' 와 q_L'' 의 단위는 kW/m²이며, θ 와 ϕ 는 rad을 사용한다. 개발한 상관식은 대기압 포화상태인 물의 폴비등열전달 평가 시 사용하며, 그 적용 범위는 Table 2에 나타낸 것과 같이 $P/D = 1.5 \sim 5$, $q_L'' = 0 \sim 120 \text{ kW/m}^2$, $q_T'' = 10 \sim 120 \text{ kW/m}^2$, $\phi = 0^\circ \sim 90^\circ$, $\theta = 0^\circ \sim 90^\circ$ 이다.

실험으로부터 결정된 다발효과와 새롭게 개발한 상관식을 이용하여 계산한 다발효과를 서로 비교한 그래프를 Fig. 5에 나타내었다. 상관식의 정당성을 입증하기 위하여 $h_{r,cal}/h_{r,exp}$ 값들에 대한 통계분석을 수행하였다. 통계분석한 결과, 평균과 표준편차는 각각 1.00과 0.08이다. 약간의 예외적인 경우를 제외하면, 개발한 상관식은 실험값을 $\pm 8\%$ 범위 내에서 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. Cornwell과 Houston⁽²⁷⁾이 설명한 것과 같이 폴비등

Table 4 Summary of published experimental results for tandem tubes ($\theta=90^\circ$, $\phi=0^\circ$)

Author	Liquid	Tube	P/D
Hahne et al. ⁽¹⁰⁾	R11	finned type (19fpi, 26fpi)	1.05, 1.3, 3.0
Gupta et al. ⁽⁸⁾	distilled water	smooth	1.5, 3.0, 4.5, 6.0
Ribatski et al. ⁽⁶⁾	R123	smooth	1.32, 1.53, 2.0

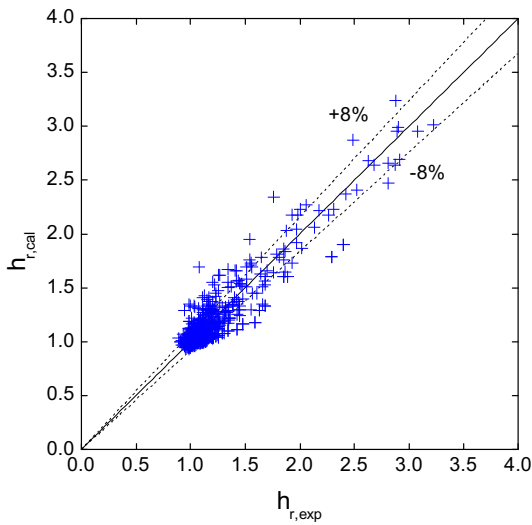


Fig. 5 Comparison of experimental data to calculated bundle effects

열전달에는 비등핵 밀도(nucleation site density), 튜브 표면의 물리적인 조건의 차이, 그리고 규명되지 않은 여러 가지 불확실성에서 비롯되는 다양한 오차들을 본질적으로 내포하고 있다. 이러한 인자들이 이론이나 실험을 통한 상관식의 정확도를 높이는데 장애가 되는 것으로 판단된다.

본 연구에서 개발한 상관식의 적용성을 평가하기 위하여 기존에 발표된 각종 실험값(Table 4)과 서로 비교하고 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 개발한 상관식은 기존에 발표된 실험값들을 $\pm 20\%$ 범위 내에서 예측하고 있다. 이 정도의 결과는 기존에 발표된 풀비등 관련 여러 결과들과 비슷한 정도의 수준이다. Table 6에 나타낸 실험값들은 상관식 개발에 사용한 액체 및 튜브 조건과 서로 다름에도 불구하고 상관식이 실험값을 잘 예측하고 있다. 따라서 새롭게 개발한 상관식은 액체나 튜브 표면 조건에 관계없이 탠덤튜브의 다발효과를 평가하는 목적으로 활용할 수 있다고 판단된다.

식 (2)에서 다발효과를 계산하는데 사용한 분모 ($h_{b,q'_t=0}$)는 하부 튜브의 열유속이 0인 경우, 상부 튜브의 열전달계수를 나타낸다. 따라서 탠덤 튜브

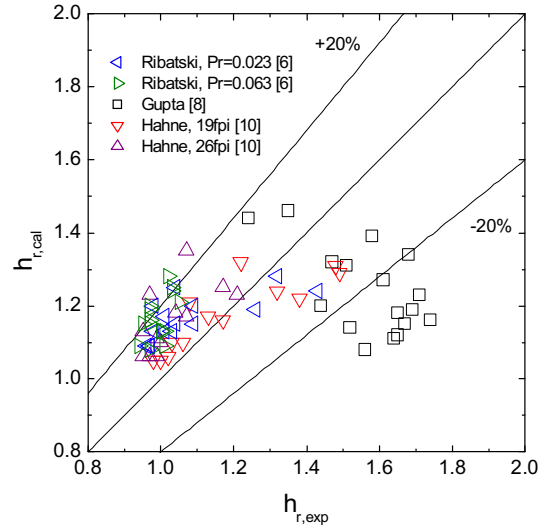


Fig. 6 Comparison of published experimental data to calculated bundle effects by Eq. (2)

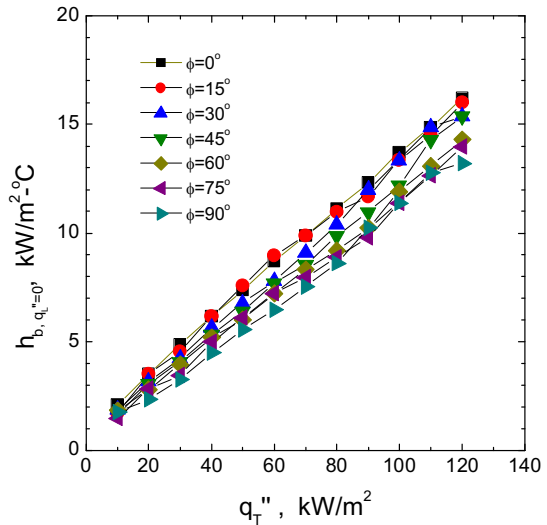


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient of upper tube as inclination angle changes when lower tube is not activated

가 경사지게 되는 경우, 분모의 값은 튜브가 수평을 유지하는 다른 튜브들의 값들과는 서로 다르다. 하부 튜브의 열유속이 0인 경우 상부 튜브의 열전달계수가 경사각에 따라 변화하는 경향은 Fig. 7에 나타낸 것과 같다. 경사각이 감소하면 열전달계수는 증가한다. $q''_t=120\text{kW/m}^2$ 인 경우, 경사각이 0° 에서 90° 로 변하면 $h_{b,q'_t=0}$ 의 값은 약 23% 정도 ($13.19 \rightarrow 16.22\text{kW/m}^2\text{C}$) 상승한다.

고려되는 탠덤튜브들 사이의 다발효과를 상호 비교평가하기 위해서는 식 (2)의 분모가 서로 동일하여야 한다. 정규화된 다발효과(h_m)는 식 (2)

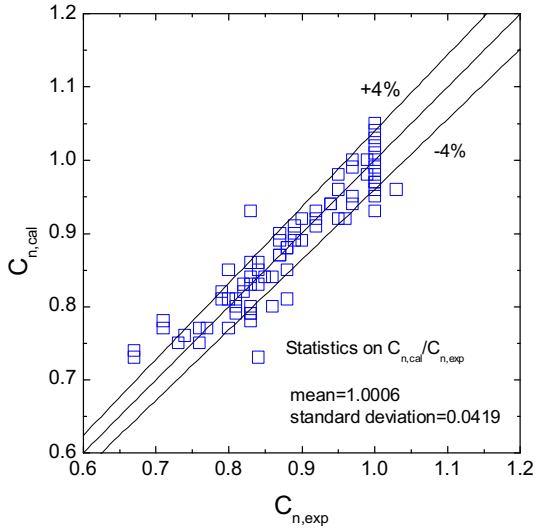


Fig. 8 Comparison of calculated correction factors to experimental data

에 환산인자(C_n)를 곱하여 결정할 수 있다. 정규화된 다발효과는 탠덤 튜브 구조에서 하부 튜브에 의해 상부 튜브의 열전달이 수평($\phi=0^\circ$)으로 설치된 단일 튜브 대비 향상되는 정도를 의미한다. 수정된 다발효과는 다음과 같다.

$$h_{rn} = C_n h_r \quad (3)$$

$$C_n = \frac{h_{b,q_L^*=0}}{h_{b,q_L^*=0,\phi=0^\circ}} = 0.0007q_r'' - 0.0027\phi + 0.9612$$

계산된 환산인자($C_{n,cal}$)는 실험으로부터 결정된 환산인자($C_{n,exp}$)를 $\pm 4\%$ 범위 내에서 잘 예측하고 있으며, 두 값을 비교한 결과는 Fig. 8과 같다.

4. 결론

대기압에서 포화폴비등 상태인 물의 내부에 잠긴 탠덤튜브에 대해 다발효과를 계산하기 위한 새로운 상관식을 제안하였다. 상관식 개발을 위하여 기존의 자료와 새로운 실험을 통해 모두 1,225개의 실험값을 사용하였으며, 피치(28.5~114mm), 방위각($0^\circ \sim 90^\circ$), 경사각($0^\circ \sim 90^\circ$)과 하부 튜브 열유속 ($0 \sim 120 \text{ kW/m}^2$)을 상관식 개발을 위한 주요 매개변수로 선정하였다. 개발한 상관식은 약간의 예외를 제외하면 실험값을 $\pm 8\%$ 범위 내에서 잘 예측하고 있음을 확인하였다. 본 연구 결과는 신형원전 등에서 채택되는 피동형 열교환기의 열설계를 위한 참고 자료로 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 2016학년도 안동대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌 (References)

- (1) Schaffrath, A., Hicken, E. F., Jaegers, H. and Prasser, H.M., 1999, "Operation Conditions of the Emergency Condenser of the SWR 1000," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 188, pp. 303~318.
- (2) Kang, M. G., 2014, "Measurement of the Average Pool Boiling Heat Transfer Coefficient on a Near Horizontal Tube," *Transactions of the KSME B*, Vol. 38, pp. 81~88.
- (3) Aprin, L., Mercier, P. and Tadrist, L., 2011, "Local Heat Transfer Analysis for Boiling of Hydrocarbons in Complex Geometries: A New Approach for Heat Transfer Prediction in Staggered Tube Bundle," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 4203~4219.
- (4) Swain, A. and Das, M. K., 2014, "A Review on Saturated Boiling of Liquids on Tube Bundles," *Heat Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 617~637.
- (5) Liu, Z.-H. and Qiu, Y.-H., 2006, "Boiling Heat Transfer Enhancement of Water on Tubes in Compact In-Line Bundles," *Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 248~254.
- (6) Ribatski, G., Jabardo, J. and Silva, E., 2008, "Modeling and Experimental Study of Nucleate Boiling on a Vertical Array of Horizontal Plain Tubes," *Applied Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 1530~1537.
- (7) Gupta, A., 2005, "Enhancement of Boiling Heat Transfer in a 5×3 Tube Bundle," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 3763~3772.
- (8) Gupta, A., Saini, J. S. and Varma, H. K., 1995, "Boiling Heat Transfer in Small Horizontal Tube Bundles at Low Cross-flow Velocities," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 599~605.
- (9) Hahne, E. and Muller, J., 1983, "Boiling on a Finned Tube and a Finned Tube Bundle," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 849~859.
- (10) Hahne, E., Chen, Q.-R. and Windisch, R., 1991, "Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes –an Experimental and Theoretical Study," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, pp. 2071~2079.
- (11) Nelson, P. J. and Burnside, B. M., 1985, "Boiling the Immiscible Water/n-nonane System from a Tube Bundle," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1257~1267.
- (12) Hsieh, S.-S., Huang, G.-Z. and Tsai, H.-H., 2003, "Nucleate Pool Boiling Characteristics from Coated

- Tube Bundles in Saturated R-134a," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 1223~1239.
- (13) Liu, Z.-H. and Qiu, Y.-H., 2002, "Enhanced Boiling Heat Transfer in Restricted Spaces of a Compact Tube Bundle with Enhanced Tubes," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1931~1941.
- (14) Cornwell, K. and Schuller, R. B., 1982, "A Study of Boiling Outside a Tube Bundle Using High Speed Photography," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 683~690.
- (15) Memory, S. B., Akcasayar, N., Eraydin, H. and Marto, P. J., 1995, "Nucleate Pool Boiling of R-114 and R-114-oil Mixtures from Smooth and Enhanced Surfaces-II. Tube Bundles," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 1363~1376.
- (16) Roser, R., Thonon, B. and Mercier, P., 1999, "Experimental Investigation on Boiling of n-pentane Across a Horizontal Tube Bundle: Two-phase Flow and Heat Transfer Characteristics," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 536~547.
- (17) Malayeri, M. R., Muller-Steinhagen, H. and Bartlett, T. H., 2005, "Fouling of Tube Bundles under Pool Boiling Conditions," *Chemical Engineering Science*, Vol. 60, pp. 1503~1513.
- (18) Memory, S. B., Chilman, S. V. and Marto, P. J., 1994, "Nucleate Pool Boiling of a TURBO-B Bundle in R-113," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 670~678.
- (19) Kang, M. G., 2015, "Pool Boiling Heat Transfer on Tandem Tubes in Vertical Alignment," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 87, pp. 138~144.
- (20) Kumar, S., Mohanty, B. and Gupta, S. C., 2002, "Boiling Heat Transfer from a Vertical Row of Horizontal Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 3857~3864.
- (21) Kumar, S., Jain, A., Gupta, S. C. and Mohanty, B., 2000, "Boiling Heat Transfer from a Vertical Row of Horizontal Reentrant Cavity Tubes," *Proceedings of the ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar*, June 11-14, Bled, Slovenia.
- (22) Ustinov, A., Ustinov, V. and Mitrovic, J., 2011, "Pool Boiling Heat Transfer of Tandem Tubes Provided with the Novel Microstructure," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 32, pp. 777~784.
- (23) Kang, M. G., 2014, "Empirical Correlation to Predict Pool Boiling Heat Transfer on Tandem Tubes," *International Review of Mechanical Engineering*, Vol. 8, pp. 948~951.
- (24) Kang, M. G., 2014, "Pool Boiling Heat Transfer on the Inside Surface of an Inclined Tube," *JP Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 47~61.
- (25) J. P. Holman, 1997, *Heat Transfer*, 8th ed., McGraw-Hill.
- (26) Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1999, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, 2nd Ed., John Wiley & Sons.
- (27) Cornwell, K. and Houston, S. D., 1994, "Nucleate Pool Boiling on Horizontal Tubes: a Convection-based Correlation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 303~309.