<학술논문> **DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2013.37.12.1069** ISSN 1226-4881(Print)
2288-5234(Online)

이차피동냉각시스템의 열교환기 설계를 위한 응축열전달 상관식 연구

주윤재* · 강한옥** · 이태호** · 박천태** · 이희준*†
* 국민대학교 기계시스템공학부, ** 한국원자력연구원 신형원자로개발연구소

Investigation of Condensation Heat Transfer Correlation of Heat Exchanger Design in Secondary Passive Cooling System

Yun Jae Ju*, Han-Ok Kang**, Tae-Ho Lee**, Cheon-Tae Park** and Hee Joon Lee*†
* School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.
** Advanced Reactor Development Institute, Korea Atomic Energy Research Institute

(Received February 14, 2013 ; Revised September 26, 2013 ; Accepted September 28, 2013)

Key Words: Condensation(응축), Heat Transfer(열전달), Heat Exchanger(열교환기), Correlation(상관식), Water Pool(물수조), Cooling Jacket(냉각재킷)

초록: 최근 원자로 시스템에서 응축열교환기를 이용한 피동안전냉각 개념이 활발히 연구되고 있다. 이차피동냉각시스템의 수직형 응축열교환기 설계를 위하여, 열적 크기 산정 프로그램(TSCON)을 구현하고 검증하였다. TSCON 검증을 위해 이차피동냉각시스템 응축열교환기 실험에서 수집된 1,157 개의 순수증기 응축열전달 실험데이터를 현존하는 응축열전달 상관식들을 이용하여 비교 검증하였다. 그 결과 2009 년 Shah 에 의해 출판된 응축열전달 상관식이 수집된 실험데이터를 34.8% 오차로 예측하는 것으로 계산되었으며, TSCON 의 응축열전달 상관식으로서 적합한 것으로 나타났다.

Abstract: Recently, condensation heat exchangers have been studied for applications to the passive cooling systems of nuclear plants. To design vertical-type condensation heat exchangers in secondary passive cooling systems, TSCON (Thermal Sizing of CONdenser), a thermal sizing program for a condensation heat exchanger, was developed at KAERI (Korea Atomic Energy Research Institute). In this study, the existing condensation heat transfer correlation of TSCON was evaluated using 1,157 collected experimental data points from the heat exchanger of a secondary passive cooling system for the case of pure steam condensation. The investigation showed that the Shah correlation, published in 2009, provided the most satisfactory results for the heat transfer coefficient with a mean absolute error of 34.8%. It is suggested that the Shah correlation is appropriate for designing a condensation heat exchanger in TSCON.

- 기호설명 -

Cal : 계산치
d : 직경 [m]
Exp : 실험치
f : 압력강하계수
G : 질량유속 [kg/m^2/s]
g : 중력 가속도 [m/s^2]
h : 대류열전달계수 [W/m^2/K]
i : 엔탈피 [J/kg]
k : 열전도 계수 [W/m/K]
MAE : Mean absolute error
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
N : 데이터 개수
P : 압력 [Pa]
Pr : Prandtl 수
Q : 열 [J]
Re : Reynolds 수
T : 온도 [℃]
U : 총열전달계수 [W/m^2/K]
z : 전열관입구에서 위치 [m]

그리스문자

Δ : 차이

† Corresponding Author, joellee@kookmin.ac.kr
ⓒ 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

ϕ : 이상유체압력보정계수
ρ : 밀도 [kg/m^3]

첨자
b : 증기 벌크
f : 액체
fo : 액체만 있을 때
g : 증기
go : 증기만 있을 때
i : 데이터
in : 전열관 내벽면
j : 노드
out : 전열관 외벽면
pool : 열침원(수조 또는 냉각재킷)
wall : 전열관 벽

1. 서 론

열교환기에서 응축이 발생할 때 잠열(latent heat)을 이용한 높은 대류열전달계수를 통하여 큰 냉각 효과를 얻을 수 있다. 이러한 응축열교환기는 보일러 및 발전 시스템에서 최근 광범위하게 이용되고 있다. 특히, 원자로 시스템 설계에서는 냉각재 상실사고(loss of coolant accident)가 발생했을 때 응축열교환기를 이용한 피동안전냉각(passive safety cooling) 개념을 이용하여 능동안전 개념을 채택한 기존원자로에 비해 안정성 및 신뢰성을 크게 향상시키는 개념이 최근 활발히 도입되고 있다. 피동냉각시스템에는 증기발생기에서 유입되는 포화 및 과열증기를 냉각시키기 위한 응축열교환기가 최종 열침원(heat sink)인 핵연료 재장전수조(물수조)내에 잠겨 있다. 증기가 열교환기 전열관으로 유입된 후 관벽면에서 막응축(film condensation)으로 냉각되며, 열교환기 출구에서는 과냉액체가 생성이 된다. 이후 응축열교환기 입출구 유체의 밀도 차이 및 증기발생기와 응축열교환기 간의 높이 차이에 의해 자연적으로 발생하는 유동으로 사고발생시 피동적으로 원자로를 안전하게 냉각시킨다.

다양한 원자로에서 응축열교환기를 이용한 피동냉각시스템을 도입하고 있는데, Kang 과 Park[1]은 Westinghouse AP600 가압경수로 PCCS(passive containment cooling system)에서 수직형 응축열교환기의 냉각 성능에 대하여 실험적 연구를 수행하였다. Carelli 등[2]은 일체형원자로인 IRIS(international reactor innovative and secure)의 안정성 증진을 위해 수평형 U 튜브형태의 응축열교환기가 장착된 PEHRS(passive emergency heat removal system) 개념을 IRIS 에 도입하였다. Chung 등[3]은 한국원자력연구원에서 개발한 일체형원자로 PRHRS(passive residual heat removal system)의 수직형 응축열교환기에 대하여 성능 실험을 수행하였고, 시스템 코드와 비교하여 원자로에서 발생한 대부분의 열이 PRHRS 에서 제거됨을 확인하였다. Park 등[4]은 응축열교환기가 장착된 PRHRS 의 자연순환 성능에 대하여 실험적 연구를 수행하였고, 설계된 응축열교환기가 자연순환을 유발하기에 충분함을 보고하였다. 피동안전냉각 방식에 대하여 다양한 용어가 존재하나, 동일한 작동 기능으로 인하여 본 논문에서는 이차피동냉각시스템(secondary passive cooling system)이라는 용어를 사용하도록 하겠다.

최근 이차피동냉각시스템의 응축열교환기 설계에 대한 연구는 주로 비응축가스 영향을 고려한 열전달 성능저하에 관련된 내용이 대부분이다. Zhou 등[5]은 비응축가스 영향을 고려한 수직형 전열관 다발 응축열교환기에서 증기응축에 관한 문헌조사 및 실험연구를 수행하였다. 전열관에 비응축가스가 존재할 때 응축열전달이 심각히 저하되는 현상을 실험연구를 통해 보고하였다. 또한, 현재까지 대부분의 연구들이 비응축가스의 영향을 고려한 응축열전달 실험을 위해 냉각원으로 물수조가 아닌 냉각재킷(cooling jacket)을 이용한 강제대류를 통해 응축 실험을 모사하는 것으로 조사하였다. 2000 년대에 응축열교환기 냉각원으로 물수조를 이용한 실험 연구는 Zhou 등,[5] Kim,[6] Henderson 등[7]의 논문이 유일한데, Kim[6]은 과냉 및 포화 물수조에서 비응축가스의 영향이 있을 때와 없을 때 응축열전달계수를 실험을 통해 계측하였다. 연구 결과 비응축가스 영향이 없을 때(순수증기일 때), Shah[8] 응축열전달 상관식이 그의 실험 데이터를 잘 예측하는 것으로 보고하였다. Zhou 등[5]과 Henderson 등[7]은 포화 물수조에서 각각 비응축가스의 영향이 있을 때와 없을 때 응축열전달계수 및 응축유량을 실험으로 측정하였다. Henderson 등[7]은 매우 높은 응축유량에서는 응축열교환기 전열관 다발에서의 응축열전달계수가 하나의 전열관일 때와 달라지는 것을 실험으로 규명하였으며, 이는 포화 물수조에 잠긴 튜브 다발 주위의 끓는 물의 난류혼합 효과에 기인한 것으로 분석하였다.

이차피동냉각시스템의 응축열교환기를 설계하기 위해서는 보상탱크로 인한 비응축가스 영향을 필수적으로 고려하여야 한다. 이를 위해 비응축가스 농도(concentration)의 함수로 응축열전달계수를 상관식화 하거나 순수증기 응축 열전달계수에 보정

계수(correction factor)를 도입하여 응축열전달계수를 상관식화 하는 방법이 있다. Uchida 등[9]은 수직 평판위에서 자연대류 발생 시에 평균 응축열전달계수를 비응축가스의 양(질량 분율)으로 상관식화 하였다. 이 상관식은 폐쇄된 공간에 일정량의 비응축 가스가 존재할 경우에 측정된 대류열전달계수로 부터 도출되었으며, 현재 격납용기의 응축열전달 해석에 널리 사용되고 있다. 최근 Peterson[10]은 Uchida 상관식이 적용될 수 있는 조건에 대하여 이론적인 연구를 제시하기도 하였다.

따라서, 응축열교환기에서 비응축가스 영향에 의한 열전달 저하를 보정계수로 예측하기 위해서는 순수증기일 때 응축열전달에 대한 연구가 필수적으로 선행되어야 한다. 이차피동냉각시스템의 응축열교환기 설계를 위해 TSCON(Thermal Sizing of CONdenser)이 본 연구를 통해 개발되었다. TSCON 에는 전열관에서 순수증기가 응축될 때 냉각되는 열량 산정을 위해 정확한 응축열전달계수

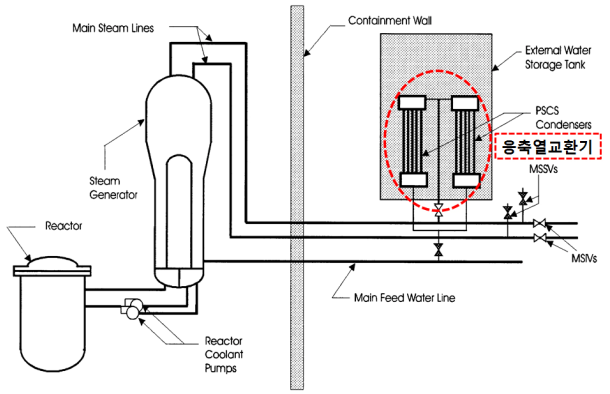

Fig. 1 Schematic diagram example of the secondary passive cooling system from Cho et al.[11]

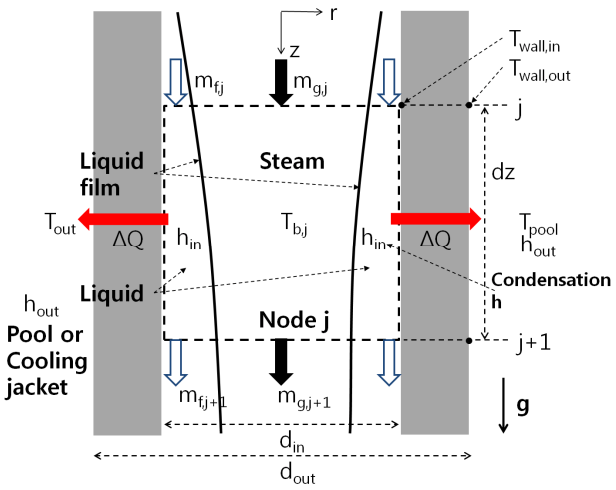

Fig. 2 Schematic of a discretized node of a vertical tube in a condensation heat exchanger

상관식이 필수적으로 존재하여야 한다. 본 논문에서는 순수증기일 때 응축열교환기 냉각원으로 과냉 및 포화 물수조 그리고 냉각재킷을 통한 강제대류를 이용한 광범위한 실험데이터를 수집하였으며, TSCON 에 현존하는 응축열전달계수 상관식들을 구현하여 이차피동냉각시스템용 응축열교환기 설계를 위한 TSCON 프로그램 검증을 수행하였다.

2. TSCON 을 이용한 수치해석

Fig. 1 은 이차피동냉각시스템의 개략도와 수직형 응축열교환기 형상을 보여준다.[11] TSCON 검증을 위해 본 연구에서 적용된 열교환기는 Fig. 1 의 개략도에서 알 수 있듯이 Fig. 2 와 같은 수직형 전열관 다발로 구성된 열교환기이다. 이 수직형 열교환기는 열침원(물수조, 강제대류 등)에 놓이게 된다. 전열관의 열적크기 산정을 위해 지배방정식, 적용된 응축열전달 상관식 및 해석 절차가 필요하다. 전열관 내부에서의 응축열전달을 해석하기 위해 전열관을 유동방향으로 1 차원 차분화하였으며, Fig. 2 는 전열관에서 차분화된 한 개의 노드에서 응축이 발생할 때 개념도를 보여준다. 해석의 편의를 위해 전열관 내부는 정상상태 그리고 단상유동영역에서 압력강하 무시라는 가정을 하였다.

전열관 입구에 증기가 유입되어 열침원을 통해 냉각될 때 응축에 의해서만 냉각이 완료될 수도 있고, 응축과 단상유동이 순차적으로 발생하면서 냉각이 완료될 수 있다. 따라서, 전열관 내부의 차분화된 노드(node)에서 응축이 발생할 때와 액상 단상유동이 발생할 때 지배방정식이 서로 달라진다. Fig. 2 의 차분화된 노드에서 응축이 발생할 때 유동해석을 위한 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{g,j} - \dot{m}_{g,j+1} = \dot{m}_{f,j+1} - \dot{m}_{f,j} \tag{1}$$

$$dP = \left(\frac{G_{j+1}^2}{\rho_{j+1}} - \frac{G_j^2}{\rho_j} \right) + f \frac{G_j^2}{2\rho_j} \varphi_f + \frac{\rho_{j+1} + \rho_j}{2} g dz \tag{2}$$

$$\Delta Q = \dot{m}_{g,j} i_{g,j} - \dot{m}_{g,j+1} i_{g,j+1} \tag{3}$$

반면, 증기가 완전히 응축된 후 차분화된 노드에서 액상 단상유동이 발생할 때 유동해석을 위한 연속방정식과 에너지방정식을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{m}_{j+1} = \dot{m}_j \tag{4}$$

$$\Delta Q = \dot{m}_j i_j \left(T_{b,j}, P_{j+1}\right) - \dot{m}_{j+1} i_{j+1} \left(T_{b,j+1}, P_{j+1}\right) \tag{5}$$

식 (3)과 (5)에 주어진 ΔQ 는 격자점 j 와 $j+1$ 사이의 검사체적(control volume)에 대해 전열관 내벽면 열전달 면적의 관점에서 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Q = \pi d_{in} dz U_{in,j} \left(T_{b,j} - T_{pool}\right) \tag{6}$$

각 노드 검사체적에서는 순수증기 또는 단상유동과 전열관 내벽면 사이의 대류열전달, 전열관 내의 전도열전달, 전열관 외벽면과 열침원사이의 대류열전달이 존재한다. 따라서, 3 개의 열저항이 직렬로 연결되어 있으며, 식 (7)과 같이 총열전달계수를 정의할 수 있다.

$$U_j = \frac{1}{\frac{1}{h_{in,j}} + ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right)\frac{d_{in}}{2k} + \frac{d_{in}}{d_{out} h_{out,j}}} \tag{7}$$

첫째, 순수증기일 때 전열관 내벽면에서 대류열전달계수(h_{in})를 알기 위해 정확한 응축열전달 상관식이 필요하게 된다. 응축열전달 상관식에 대해서는 3.1 절에서 더 논의하기로 한다. 단상유동일 때 전열관 내벽면에서는 완전발달 난류일 때 적합한 Dittus-Boelter 식을 이용하여 대류열전달계수를 계산하였다. 둘째, 전열관 재질에 따른 전도열전도도(k)는 알려진 값으로 전열관에서 전달되는 전도열전달량을 쉽게 계산할 수 있다. 셋째, Fig. 2 에서 전열관 외벽면과 열침원 사이의 대류열전달계수(h_{out})는 실험데이터로 주어진 전열관 외벽면 온도($T_{wall,out}$)와 열침원 온도(T_{pool}) 그리고 식 (6)에 의해 계산된 전열관 전도열전달량을 이용하여 식 (8)에 의해 실험적으로 예측할 수 있다.

$$h_{out} = \frac{\Delta Q}{\pi d_{out} dz \left(T_{wall,out} - T_{pool}\right)} \tag{8}$$

Fig. 3 은 TSCON 프로그램 흐름도를 보여준다. 해석은 전열관의 기하학적 구조(전열관 길이, 내경, 외경, 개수), 전열관 입구에서의 증기조건(과열증기, 포화증기), 전열관 입구에서의 증기유량 및 압력, 열침원(물수조, 강제대류 등)의 압력 및 온도 등의 경계조건을 이용하여 수행된다. 각 노드의 검사체적에서 열침원으로 냉각되는 열량에 따라 전열관 응축영역 길이(z_{CB}), 전열관 내외벽면

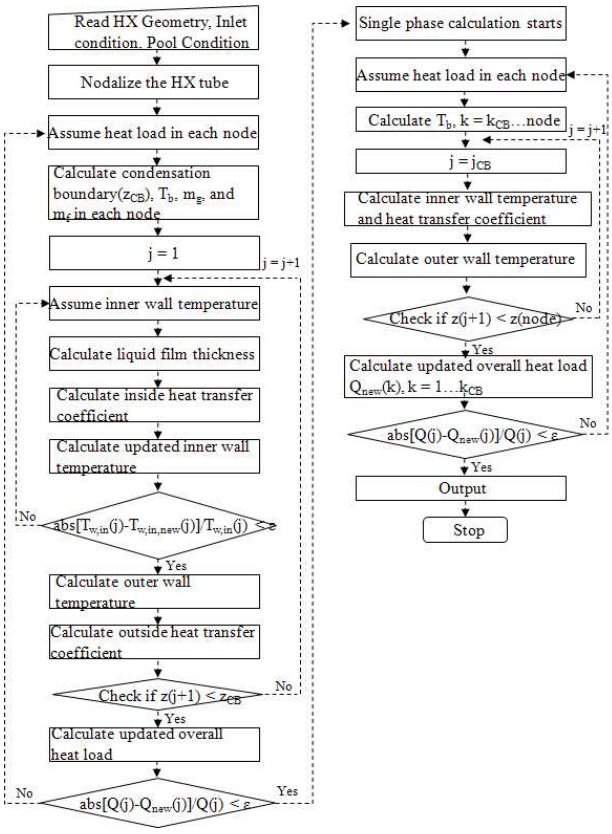

Fig. 3 Flowchart of TSCON

온도, 식 (8)의 열침원 대류열전달계수가 변하게 된다. 따라서, 해석을 위해서는 검사체적에서 초기 냉각 열량이 가정되어야 하며, 식 (6)과 식 (8)에 의해 계산된 열량이 서로 에너지 평형을 이루어질 때까지 냉각 열량을 변화시키며 반복계산이 수행되어야 한다.

3. 수집된 응축열전달 상관식 및 실험데이터

3.1 응축열전달 상관식

1930 년대 이후로 응축열전달 상관식을 도출하기위해 많은 실험 및 해석 연구가 수행되어 왔다. 이러한 연구로부터 난류 막응축(turbulent film condensation)에 영향을 미치는 주요한 인자는 Nu 수, 액막 Re 수, Pr 수, 상간의 무차원 전단응력(shear stress)으로 밝혀졌으며, 이에 따라 대부분의 응축열전달계수가 주요한 인자를 포함하여 실험적으로 상관식화 되었다. 이러한 난류 막응축 열전달 해석에는 평판 위에서의 응축에 적용되는 벽면 막응축(wall film condensation) 해석기법과 관 내부에서 응축에 적용되는 환상류 막응축(annular film condensation) 해석기법이 적용되어 연구가 수행되

었다. 환상류 막응축 열전달에는 벽면 막응축 열전달과는 달리 관을 통한 압력 강하와 액막 경계면에서의 전단응력이 중요한 인자로 고려되어야 한다.

벽면 막응축 해석기법이 적용된 주요 연구결과로는 Kirkbride[12]와 Colburn[13]이 열전달계수를 Re 수, Pr 수의 함수로 상관식화 한 이후, 유사한 방식에 의한 많은 상관식들이 제시되었다. Akers 등[14]과 Shah[8]는 광범위한 실험자료를 기반으로 Dittus-Boelter 식을 변형하여 다양한 작동유체에 적용될 수 있는 응축열전달 상관식을 제시하였다. Kim[8]도 마찬가지로 Dittus-Boelter 식에 보정계수를 곱하여 응축열전달 상관식을 제시하였고 보정계수는 그의 실험데이터를 이용하여 산정하였다. Soliman 등[15]과 Blangetti 등[16]는 난류 액막의 해석적인 모델링을 통해 난류 막응축 열전달계수를 도출하였다. 환상류 막응축(annular film condensation) 해석기법을 적용한 상관식으로는 Traviss 등[17]이 수평관 환상류에 대해 운동량 및 열전달사이 상사성(momentum and heat transfer anology)을 이용하여 열전달 상관식을 모델링 하였다. Shah[8] 상관식은 질량유속이 200 kg/m^2/s 이상인 유량에서 응축열전달을 잘 예측하며, 그 이하의 유량에서는 예측성능이 좋지 않다고 많은 문헌에서 보고되고 있다.

이에 따라 최근 Shah[18](Shah[8]와 혼돈을 피하기 위해 이후부터 “improved Shah”로 명칭 함)는 광범위한 유량과 다양한 작동유체에서 응축열전달계수를 효율적으로 예측할 수 있는 향상된 상관식을 제시하였다. The improved Shah[18] 상관식은 39 개의 독립적인 실험데이터베이스에서 수집된 1,189 개의 실험데이터로 응축열전달계수를 검증하였을 때 14.4% 예측 오차를 가진다고 보고하였다.

따라서, 본 연구에서 TSCON 을 검증하기 위해 사용된 응축열전달 상관식은 Akers 등,[14] Soliman 등,[15] Traviss 등,[17] Shah,[8] Blangetti 등,[16] Kim,[6] improved Shah[18]로 총 7 개이며, Table 1 은 상관식이 적용될 수 있는 작동조건을 보여준다.

Table 1 Existing condensation correlations

	d (mm)	Re	Tube direction	Working fluids
Akers[14] (1959)	15.7	3,899<Re_{fo}<48,103 17,473<Re_{go}<360,575	Horizontal	R12, Propane
Soliman[15] (1968)	-	-	Horizontal Vertical	Water Refrigerant
Traviss[17] (1973)	8	6,917<Re_{fo}<111,036 89,253<Re_{go}<10^6	Horizontal	R12, R22
Shah[8] (1979)	2.8 ~ 40	Re_{fo}>350 Re_{go}>35,000	Horizontal Vertical Inclined	Water Refrigerant Organic
Blangetti[16] (1982)	30	50<Re_f<2,000 7,300<Re_g<25,400	Vertical	Water
Kim[6] (2000)	46	2,400<Re_f<18,000	Vertical	Water
Shah[18] (2009)	2 ~ 49	68<Re_{fo}<84,828 9,534<Re_{go}<5.2×10^5	Horizontal Vertical Inclined	22 fluids + water

3.2 수집된 순수증기 실험데이터

TSCON 검증을 위해 이차피동냉각시스템 응축열교환기에서 비응축가스의 영향이 없는 순수증기일 때 응축열전달 실험데이터를 수집하였다. 열침원으로 물수조를 이용한 실험데이터는 Zhou 등[5]의 논문에서 Kim[6]과 Henderson 등[7]의 실험데이

Table 2 Collected experimental data **(water pool)**

	Kim[6]		Henderson[7]
Tube ID/OD (mm)	46.2/50.8		52.5/60.32
Tube length (m)	1.8		1.8
System Pressure (MPa)	0.794 ~ 7.305		0.225, 0.274
Pool	Subcooled	Saturated	Saturated
Data point	275	68	20
Film Re (Re_f)	2,759 ~ 28,739		1,164 ~ 1,412
Steam Re (Re_g)	4,583 ~ 135,695		68,427 ~ 72,474

Table 3 Collected experimental data **(cooling jacket)**

	Khun[19] (Laminar/Turbulent)		Lee[20]
Tube ID/OD (mm)	47.5/50.8		13/18
Tube length (m)	2.4		2.8
System pressure (MPa)	0.1 ~ 0.5		
Data point	315 (Laminar)	408 (Turbulent)	71 (Turbulent)
Film Re	13 ~ 486.1	803 ~ 9,930	613 ~ 2,721
Steam Re	3,938 ~ 34,900	2,700 ~ 110,000	14,476~ 62,124

터가 유일하다라고 조사되었기 때문에 두 개의 실험데이터베이스를 검증에 이용하였다.

한편, 열침원으로 냉각재킷을 이용한 실험데이터베이스는 다수 존재하나 이중 순수증기일 때 응축열전달 특성을 연구한 최근 실험데이터는 Khun[19]과 Lee[20]의 연구가 있다. Khun[19]의 액막난류 응축 실험데이터베이스는 전열관 8 곳의 다른 위치에서 온도를 측정한 2,400 개의 열전달 실험데이터를 제공하나, 시스템 압력과 입구 증기 온도 조건이 거의 동일한 데이터를 하나의 군으로 분류하여 총 408 개의 실험데이터로 정리하였다. 따라서, 열침원이 물수조일 때 응축열전달 실험데이터는 총 363 개 그리고 냉각재킷일 때는 794 개이며, 본 연구에서 TSCON 검증을 위해 수집된 실험데이터는 총 1,157 개이다. Table 2 와 3 은 각각 열침원이 물수조와 냉각재킷일 경우 수집된 실험데이터베이스의 실험조건을 보여준다. 수집된 이차피동냉각시스템 응축열전달 실험데이터베이스는 모두 수직형 응축열교환기에서 측정되었고, 전열관의 재질은 스테인리스 스틸이다.

응축일 경우 층류와 난류를 구분하는 전이(transition) Re 수가 단상유동과 달라진다. Rohsenow 등[21]는 액막 Re 수가 300 ~ 500 정도일 때 응축 유동이 층류에서 난류로 천이되는데 중요한 요소 가 된다고 밝혔다. Khun[19]은 액막 Re 수가 13 ~ 486.1 일 때 실험 데이터를 층류로 분류하였으며, 액막 Re 수가 800 이상일 때 난류로 분류하였다. 따라서, 수집된 실험데이터에서 층류와 난류를 구분하기 위한 액막 Re 수는 대략적으로 500 임을 문헌조사를 통해 알 수 있었다. 이를 통해 수집된 실험데이터베이스의 경우 Kim,[6] Henderson 등,[7] Lee[20]의 실험은 액막난류 응축이며, Khun[19]의 실험은 액막층류와 난류 응축이 혼재되어 있다.

4. 검 증

Fig. 4 는 시스템 압력 6.656 MPa 에서 전열관 위치에 따른 Kim[6]의 응축열전달계수 실험데이터와 TSCON 에 7 개의 응축열전달 상관식들을 구현하여 예측한 비교 검증 결과를 보여준다. Soliman[15]과 Blangetti[16] 상관식으로 계산된 응축열전달계수는 실험데이터보다 높은 값을 가진다. 높은 응축열전달계수는 물수조 열침원으로 보다 많은 열을 냉각하는 것을 의미하며, 이로 인하여 전열관 내부에서 순수증기가 과냉액체로 완전히 상변화한다. 하지만, Akers,[14] Traviss,[17] Shah[8] 및 improved Shah[18] 상관식을 이용한 응축열전달계수는 Kim[6]의 실험데이터를 보다 낮게 예측한다. 낮은 응축열전달계수로 인하여 전열관 출구까지 포화 혼합물이 존재한다. 직관적으로 Fig. 4 에서 improved Shah[18] 상관식이 Kim 의 응축열전달계수 데이터를 약 2,000 W/m^2/K 의 절대오차로 경향을 잘 예측하는 것으로 보인다.

5. 결 과

Kim[6](과냉 및 포화 물수조), Henderson 등[7] (포화 물수조), Lee[20](냉각재킷), Khun[19](액막층류 및 난류)의 1,157 개 응축열전달 실험데이터베이스를

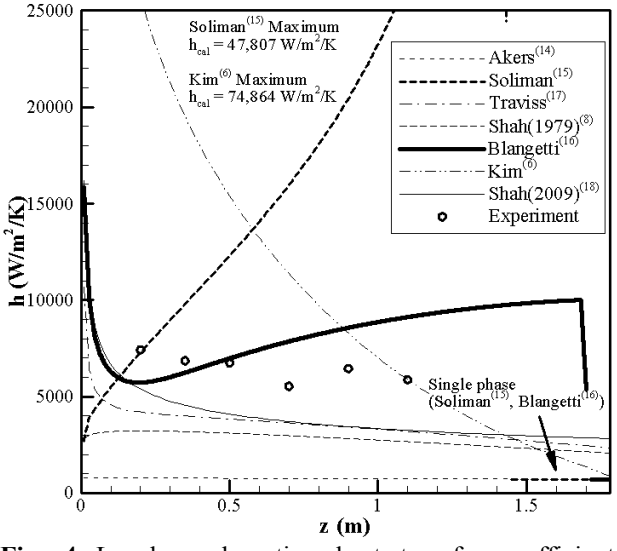

Fig. 4 Local condensation heat transfer coefficient prediction along tube with Kim's experimental data[6] at 6.656 MPa

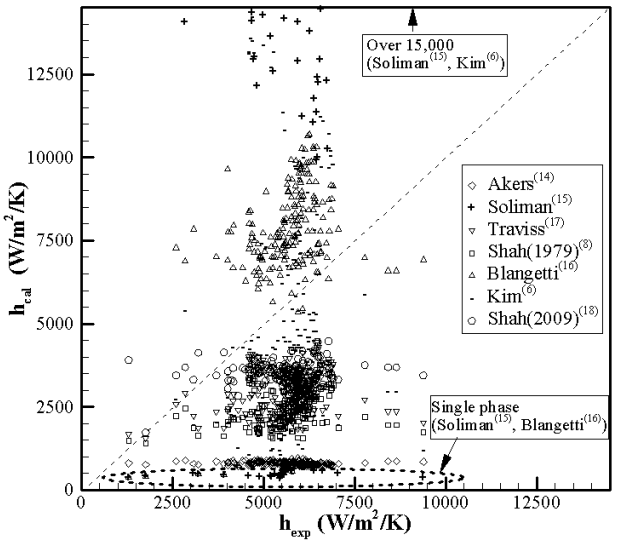

Fig. 5 The prediction of the correlations of condensation heat transfer coefficient with the experimental data of Kim[6]

통하여 TSCON 에 7 개의 응축열전달 상관식 성능을 비교 검증하였다. 상관식이 실험데이터베이스를 예측하는 오차를 정량적으로 분석하기 위하여 평균오차(Mean Absolute Error, 이후부터 MAE 라 명기함)를 다음과 같이 정의하여 결과 분석에 이용하였다.

$$MAE = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\frac{|Exp_i - Cal_i|}{Exp_i}\times 100\,(\%) \qquad (9)$$

5.1 물수조 열침원일 때 응축 열전달

Fig. 5 는 Kim[6]의 응축열전달 실험데이터와 TSCON 에 의해 계산된 비교 결과를 보여준다. 열교환기가 과냉 물수조와 포화 물수조에 있을 때 응축열전달에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 보인다. 따라서, 과냉 및 포화 물수조 열침원일 때 응축열전달계수를 함께 평가하여 Fig. 5 에 나타내었다. Blangetti[6]상관식은 실험데이터를 34% MAE 로 과대 예측하며, improved Shah[18]상관식은 33% MAE 로 과소 예측하는 경향을 보인다. 하지만, Fig. 5 에서 Blangetti[6]상관식일 때 높은 응축열전달계수로 인한 단상유동의 영역이 전열관 내부에 발생하고 오차에 합산되어 계산되었기 때문에 응축열전달만 고려된 오차는 34%보다 높아지게 된다.

따라서, TSCON 에 improved Shah[18]상관식이 구현되었을 때 Kim[6]의 실험데이터베이스를 33% *MAE* 로 가장 잘 예측하게 된다. Soliman[15]상관식은 실험데이터를 큰 오차로 과소 및 과도예측하며, Akers[14]상관식은 실험데이터를 큰 오차로 과소 예측한다. TSCON 에 Kim[6]상관식을 구현하였을 때 Kim[6]상관식이 Kim[6]의 실험데이터로 만들어졌음에도 불구하고 약 60% *MAE* 로 improved Shah[18]상관식보다 안 좋은 성능을 보여준다. Kim[6]의 논문에서는 Shah[8]상관식만을 실험데이터와 비교 검증하였고, 2000 년 이전에 출판된 상관식은 비교검증에 이용하지 않았다. 또한, 그의 연구가 진행되었을 때 improved Shah[18]상관식은 존재하지 않았으므로 비교검증이 불가능하였다.

Table 4 는 응축열전달계수의 예측 *MAE* 를 보여준다. Henderson[7]의 응축열전달 실험데이터는 Traviss[17]상관식이 26.1% *MAE* 로 가장 좋은 예측성능을 보여준다. Table 2 에서 알 수 있듯이 Kim[6]의 실험데이터베이스는 액막 Re 수가 2,759 ~ 28,739 까지 광범위한 실험 조건을 포함하지만, Henderson[7]의 경우 20 개의 실험데이터에 대하여 액막 Re 수가 1,164 ~ 1,412 범위만을 고려하였다. 따라서, Henderson[7]의 실험데이터베이스의 경우 보다 광범위한 액막 Re 수를 포함하는 데이터가 추가적으로 필요할 것으로 생각된다.

Table 4 Mean average error (*MAE*) (%) of condensation heat transfer coefficient experimental data compared with the existing correlations **(water pool)**

	Kim[6] (Subcooled)	Kim[6] (Saturated)	Henderson[7] (Saturated)
Akers[14]	83.6%	85.9%	72.6%
Soliman[15]	221.7%	158.1%	51.1%
Traviss[17]	44.5%	45.1%	26.1%
Shah[8]	54.4%	56%	60.7%
Blangetti[16]	34.6%*	23%*	58.3%
Kim[6]	57.5%	64.3%	385.4%
Shah[18]	32.9%	32%	78.4%

* 단상유동이 되는 열전달계수 값이 합산됨.

5.2 냉각재킷 열침원일 때 응축 열전달

Fig. 6 과 7 은 각각 Khun[19]의 액막층류와 난류 응축 실험데이터베이스를 이용하여 TSCON 으로 계산된 비교 검증 결과를 보여준다. Blangetti[6]와 improved Shah[18] 상관식은 각각 17.5%와 14.4% *MAE* 로 Khun[19]의 액막층류 응축열전달 실험데이터를 과소 예측하는 경향을 보인다. 마찬가지로 Blangetti[6]와 improved Shah[18]상관식은 각각 33.1%와 35.4% *MAE* 로 Khun[19]의 액막난류 응축열전달 실험데이터를 과소 예측하는 경향을 보인다.

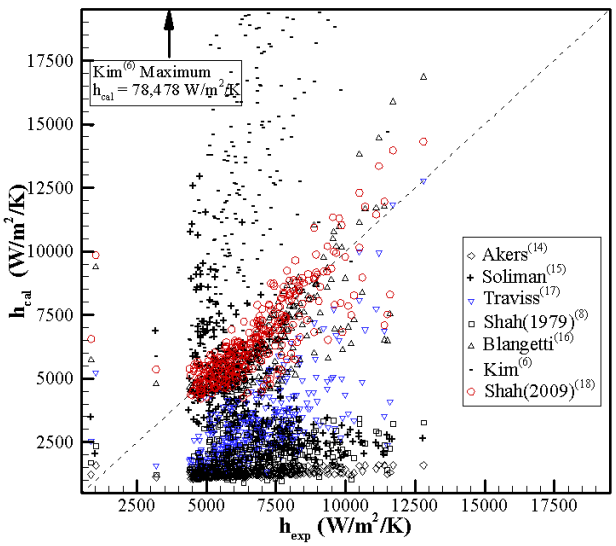

Fig. 6 The prediction of the correlations of condensation heat transfer coefficient with the experimental data of Khun(Laminar)[19]

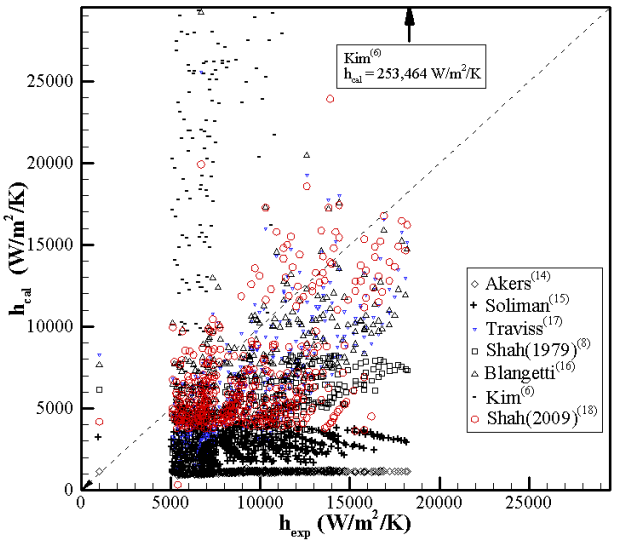

Fig. 7 The prediction of the correlations of condensation heat transfer coefficient with the experimental data of Khun(Turbulent)[19]

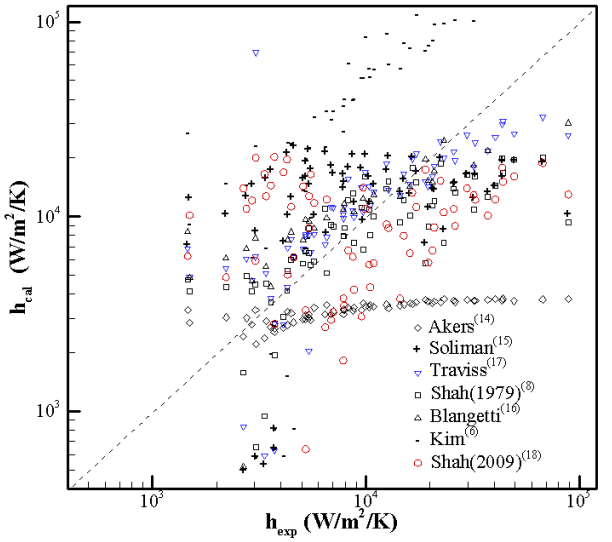

Fig. 8 The prediction of the correlations of condensation heat transfer coefficient with the experimental data of Lee[20]

Table 5 Mean average error (*MAE*) (%) of condensation heat transfer coefficient experimental data compared with the existing correlations **(cooling jacket)**

	Khun[19] (Laminar)	Khun[19] (Turbulent)	Lee[20]
Akers[14]	79.7%	87.2%	63%
Soliman[15]	50.3%	69.5%	133%
Traviss[17]	55.8%	39.5%	80.3%
Shah[8]	70.8%	58.3%	43.9%
Blangetti[16]	17.5%	33.1%	-
Kim[6]	158.7%	421.5%	367.1%
Shah[18]	14.5%	35.4%	121.4%

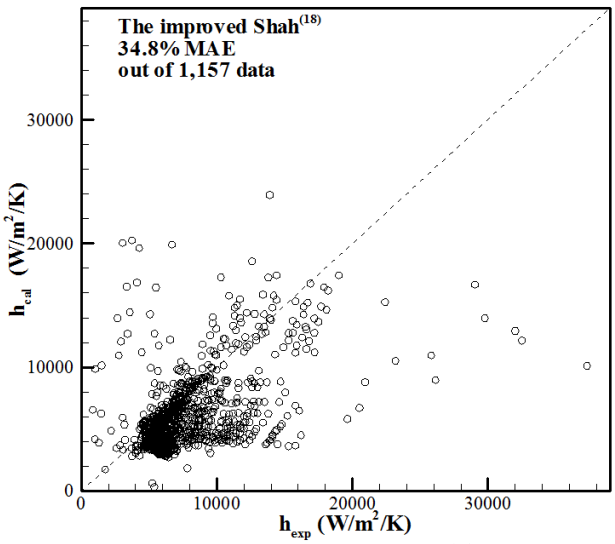

Fig. 9 The prediction of the improved Shah[18] correlation of 1,157 experimental condensation heat transfer coefficient data points

Kim[6]과 Soliman[15]상관식은 큰 오차로 Khun[19]의 액막층류와 난류 응축열전달 실험데이터베이스를 과대 예측하며, 나머지 상관식들은 매우 큰 오차로 과소 예측한다. Shah[8] 상관식은 질량유속이 200 kg/m²/s 이하인 유량에서는 응축열전달을 의미있게 예측하지 못하여 최근 Shah[18]는 향상된 상관식을 제시하였다. Khun[19]의 액막층류 응축 실험데이터베이스로 예측 결과 Shah[8]상관식에 의한 예측 오차 70.8%를 improved Shah[18]상관식이 14.5%로 크게 향상시키는 것을 알 수 있었다.

TSCON 에 구현된 7 개의 상관식들로 Khun[19]의 실험데이터를 예측한 결과를 Table 5 에 정리하였다. Blangetti[6]상관식의 경우 일부 실험데이터에 대하여 단상유동 결과가 합산되었으며, 상관식의 특성상 액막전단계수(interfacial shear stress)값이 40 이상인 계산조건의 경우 상관식 적용이 되지 않는 문제점이 있었다. 따라서, improved Shah[18]상관식이 Khun[19]의 액막층류와 난류 실험데이터베이스를 총 26.2% *MAE* 로 가장 잘 예측한다.

Fig. 8 은 Lee[20]의 응축열전달 실험데이터베이스와 TSCON 에 상관식들을 구현하여 계산된 결과와 비교 검증 결과를 보여준다. Shah[8]상관식이 43.9% *MAE* 로 Lee[20]의 응축 실험데이터를 가장 잘 예측하는 것으로 나타났다. Blangetti[6]상관식은 액막전

Table 6 Experimental error of condensation heat transfer coefficient measurement

	Error
Kim[6]	28.2%
Henderson *et al.*[7]	20 ~ 30%
Khun[19]	18.7%
Lee[20]	19.2%

액막전단계수를 초과하는 계산조건이 발생하여 71 개중 33 개의 데이터만 의미가 있었다. 따라서, 결과 분석을 위해 Lee[20]의 TSCON 검증 계산에서는 배제하였다.

5.3 The improved Shah[18] 상관식에 의한 예측

수집된 응축 실험데이터베이스를 TSCON 으로 평가하여 본 결과 improved Shah[18]상관식이 Kim[6]과 Khun[19]의 실험데이터를 각각 33%와 26.2% *MAE* 로 예측하는 것으로 분석되었다. Kim[6]과 Khun[19]의 실험데이터는 수집된 전체 1,157 개의 실험데이터 중 1,066 개로 92%를 차지한다. 따라서, improved Shah[18]상관식이 TSCON 으로 이차피동냉각시스템용 응축열교환기를 설계할 때 가장 적절한 상관식임을 알 수 있었다. Fig. 9 는 improved Shah[18]상관식으로 수집된 모든 응축 실험데이터들을 예측한 결과를 보여준다. improved Shah[18]상관식은 수집된 1,157 개의 응축 실험데이터를 34.8% *MAE* 로 예측을 한다.

Table 6 은 수집된 응축 실험데이터베이스의 실험오차를 보여준다. 응축열전달계수 계측 오차가 20 ~ 30% 범위인 것을 알 수 있다. 상대적으로 높은 응축열전달계수 측정실험 계측 오차 발생 원인은 전열관에서 응축이 발생할 때 열침원으로 냉각되는 열량에 대한 측정 오차, 전열관에 국부적인 건도 위치 예측 오차, 열전대 및 유량계의 오차 등이 자승평균오차법으로 응축열전달계수 오차에 반영되었기 때문이다.[22] 또한, Lee[20]의 응축열전달계수 계측 오차는 6.8 ~ 57%까지 다양한 실험데이터 중 19.2% 오차 이하의 데이터만 순수증기 응축열전달 실험데이터로 공개하였으므로, 통상적으로 응축 실험을 수행할 때 매우 높은 실험 오차가 발생하는 것을 알 수 있다.

따라서, TSCON 에 improved Shah(2009)[18] 상관식이 구현되었을 때 이차피동냉각시스템용 응축열교환기를 적절한 오차를 가지고 설계할 수 있는 것으로 나타났다.

6. 결 론

이차피동냉각시스템의 수직형 응축열교환기를 설계하기 위하여 TSCON 에 적합한 응축열전달 상관식을 구현하였다. TSCON 을 이용하여 물수조 및 냉각재킷 열침원, 액막층류와 난류 응축의 영향을 고려한 4 개의 독립적인 1,157 개의 응축 실험데이터베이스로 분석해 본 결과 improved Shah[18]상관식이 34.8% *MAE* 로 가장 좋은 예측 성능을 보였다. 수집된 실험데이터의 응축열전달계수 측정오차가 20 ~ 30%이므로 TSCON 에 improved Shah[18] 상관식이 구현되었을 때 실험데이터베이스를 적절한 오차로 예측하는 것으로 나타났다. 따라서, improved Shah[18]상관식은 이차피동냉각시스템의 응축열교환기 설계를 위하여 TSCON 에 적합한 응축열전달 상관식으로 조사되었다.

또한, 본 연구에서는 검증된 TSCON 을 이용하여 이차피동냉각시스템 응축열교환기 전열관 크기를 산정할 때 이차피동냉각시스템은 안전관련기기로서 보수적인 관점에서 설계되어야 하며, 이를 위해 설계 조건 및 열수력적인 효율성 및 공간적인 배치, 제작 가능성 등이 응축열교환기 설계를 위해 고려되어야 한다.

후 기

본 연구는 2011 년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제임. (No. 20114010100070)

참고문헌

(1) Kang, Y. M. and Park, G. C., 2001, “An Experimental Study on Evaporative Heat Transfer Coefficient and Applications for Passive Cooling of AP600 Steel Containment,” *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 204, No. 1-3, pp. 347~359.

(2) Carelli, M. D., Conway, L. E., Oriani, L., Petrovic, B., Lombardi, C. V., Ricotti, M. E., Barroso, A. C. O., Collado, J. M., Cinotti, L., Todreas, N. E., Grgic, D., Moraes, M. M., Boroughs, R. D., Ninokata, H., Ingersoll, D. T. and Oriolo, F., 2004, “The Design and Safety Features of the IRIS Reactor,” *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 230, No. 1-3, pp. 151~167.

(3) Chung, Y. –J., Kim, H. –C., Chung, B. –D, Chung, M. –K. and Zee, S. –Q., 2006, “Two Phase Natural Circulation and the Heat Transfer in the Passive Residual Heat Removal System of an Integral Type Reactor,” *Ann. Nucl. Energy*, Vol. 33, No. 3, pp.

262~270.
(4) Park, H. –S., Choi, K. –Y., Cho, S., Yi, S. –J., Park, C. –K and Chung, M. –K, 2008, "Experimental Study on the Natural Circulation of a Passive Residual Heat Removal System for an Integral Reactor Following a Safety Related Event," *Ann. Nucl. Energy*, Vol 35, No. 12, pp. 2249~2258.
(5) Zhou, W., Henderson, G. and Revankar, S. T., 2010, "Condensation in a Vertical Tube Bundle Passive Condenser – Part 1: Through Flow Condensation," *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 53, No. 5-6, pp. 1146~1155.
(6) Kim, S. J., 2000, *Turbulent Film Condensation of High Pressure Steam in a Vertical Tube of Passive Secondary Condensation System*, Ph.D. Dissertation, KAIST.
(7) Henderson, G., Zhou, W. and Revankar, S. T., 2010, "Condensation in a Vertical Tube Bundle Passive Condenser – Part 2: Complete Condensation," *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 53, No. 5-6, pp. 1156~1163.
(8) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipe," *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 22, No. 4, pp. 547~556.
(9) Uchida, H., Oyama A. and Togo Y., 1964, "Evaluation of Post-Incident Cooling Systems of Light-Water Power Reactors," *Proc. 3rd Int. Conf. on the Peaceful Uses of Atomic Energy*, Geneva, Switzerland, Vol. 13, pp. 93~104.
(10) Peterson, P. F., 1996, "Theoretical Basis for the Uchida Correlation for Condensation in Reactor Containments," *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 162, No. 2-3, pp. 301~306.
(11) Cho, S. J., Kim, B. S., Kang, M. G., Kim, H. G., 2000, "The Development of Passive Design Features for the Korean Next Generation Reactor," *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 201, No. 2-3, pp. 259~271.
(12) Kirkbride, C. G., 1934, "Heat Transfer by Condensing Vapor on Vertical Tubes," *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 26, No. 4, pp. 425~428.
(13) Colburn, A. P., 1934, "Calculation of Condensation with a Portion of Condensate Layer is Turbulent Motion," *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 26, No. 4, pp. 432~434.
(14) Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, "Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.
(15) Soliman, M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J., 1968, "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation," *J. Heat Trans. – T. ASME*, Vol. 90, No. 2, pp. 267~276.
(16) Blangetti, F., Krebs, R. and Schlunder, E., 1982, "Condensation in Vertical Tubes - Experimental Results and Modeling," *Chem. Eng. Fund.*, Vol. 1, pp. 20~63.
(17) Traviss, D. P., Rhosenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, "Forced-convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design," *ASHRAE Trans*., Vol. 79, No. 1, pp. 157~165.
(18) Shah, M. M., 2009, "An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes," *HVAC&R Research*, Vol. 15, No. 5, pp. 889~913.
(19) Khun, S. Z., 1995, *Investigation of Heat Transfer from Condensation Steam-gas Mixtures and Turbulent Film Flowing Downward inside a Vertical Tube*, Ph.D. Dissertation, University of California, Berkeley.
(20) Lee, K. -Y., 2008, *The Effects of Noncondensable Gas on Steam Condensation in a Vertical Tube of Passive Residual Heat Removal System*, Ph.D. Dissertation, Pohang University of Science and Technology.
(21) Rohsenow, W. M., Webber, J. H. and Ling, T., 1956, "Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent Film Condensation," *J. Heat Trans. – T. ASME*, Vol. 78, pp. 1637~1643.
(22) Derby, M., Lee, H. J., Peles, Y. and Jensen, M. K., 2012, "Condensation Heat Transfer in Square, Triangular, and Semi-Circular Mini-Channels," *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 55, No. 1-3, pp. 187~197.