

발전소 수증기 응축기용 전열 촉진관에 대한 연구

김내현
인천대학교 기계시스템공학과

A Study on Enhanced Tubes for Electric Utility Steam Condensers

Nae-Hyun Kim

Department of Mechanical System Engineering, University of Incheon

요 약 본 연구에서는 발전소 응축기를 모사할 수 있는 프로그램을 개발하고 발전소 응축기에 전열 촉진관 적용시 얻을 수 있는 여러 효과에 대하여 검토하였다. 평활관을 촉진관으로 교체한다면, 전열량의 증가에 따른 수증기 응축 온도가 내려가게 되므로 발전소의 효율이 증가하게 된다. 따라서 촉진관을 사용하면 기존 설비를 그대로 두고서도 상당량의 전력 여유도를 확보할 수 있다. 고려된 전열 촉진관은 외경 22.2 mm 티타늄 재질의 코류게이트 관, 리브 조도 낮은 핀관, 삼차원 조도 낮은 핀관이다. 내측 조도의 경우 최적 조도 높이가 존재하였다. 또한 삼차원 조도 낮은 핀관이 다른 두 형상보다 우수하게 나타났다. 삼차원 조도의 경우 원주 방향으로 인접한 딴플 사이에서 흐름 방향으로 선회류가 유발되고 이 선회류에 의하여 열전달이 촉진되기 때문이다. 600 MW 발전소 응축기에 전열 촉진관을 적용하면 0.5 MW~1.3 MW 가량의 추가 전력을 생산할 수 있다. 또한 냉각수 온도가 올라가면 추가 전력도 증가한다. 실제로 발전소 응축기에 적용하기 위해서는 열 성능 외에도 화물링, 부식, 기계적 특성 등이 고려되어야 한다.

Abstract A computer program that simulates electric utility steam condensers was developed, and used to investigate the effects of enhanced tubes in steam condensers. The replacement of smooth tubes with enhanced tubes reduces the steam condensing temperature, and increases the efficiency of the electric utility. Therefore, a significant amount of power may be reserved without any modification of the utility. Three enhanced tubes, corrugated, low fin with internal ribs, and low fin with internal 3-D roughness, were considered. The results showed that there is an optimal internal roughness height. Low fin tubes with a 3-D roughness were superior to the other enhanced geometries. This was attributed to longitudinal vortices generated between the circumferential dimples. An additional 0.5 MW~1.3 MW was possible when smooth tubes were replaced with enhanced tubes in the 600 MW electric utility condenser. The additional power increased with increasing coolant temperature. More investigations on fouling, corrosion, and mechanical properties will be necessary for actual applications of enhanced tubes in electric utility condensers.

Keywords : Steam condenser, Enhanced tube, Simulation, Low fin, Roughness, Corrugated, Rib, Dimple

1. 서 론

최근들어 전열 촉진관이 열교환 기기에 널리 사용되고 있다.[1] 전열 촉진관이란 열전달을 증가시키기 위하여 관의 표면을 성형 또는 기계 가공한 관을 통칭한다. 발전소 응축기에 전열 촉진관을 사용하게 되면 여러가지 잇점이 예상된다. 우선 촉진관을 장착한 응축기를 새로

시공할 경우에는 평활관을 사용했을 때에 비하여 응축기의 크기를 작게 만들어도 되므로 경제적으로 유리하다. 또한, 기존 발전소에서 응축기를 그대로 두고 평활관을 촉진관으로 교체한다면, 전열량의 증가에 따른 수증기 응축 온도 (터빈의 배압)가 내려가게 되므로 발전소의 효율이 증가하게 된다. 따라서 촉진관을 사용하면 기존 설비를 그대로 두고서도 상당량의 전력 여유도를 확보할

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(University of Incheon)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@inu.ac.kr

Received April 6, 2016

Accepted July 7, 2016

Revised May 30, 2016

Published July 31, 2016

수 있다.[2]

전열 축진관의 형상은 열교환 기기의 용도 (증발기, 응축기, 절탄기 등)에 따라, 또한 운전조건 (유속, 온도, 압력 등)에 따라 최적 형상이 달라진다. 발전소 응축기 내의 냉각수 유속은 약 2 m/s이고 대략 2/3 정도의 열저항이 관 내측에 존재하게 된다. 따라서 응축기의 성능을 향상시키기 위해서는 관 외측은 물론 관 내측도 축진시킬 필요가 있다. 또한 발전소는 열용량이 매우 커서 냉각수로 바닷물이나 강물을 사용하는데, 이 경우 모래나 미생물등 이물질이 관 내에 침적되는 "화울링" 현상이 발생한다. 관 내에 침적된 이물질은 관의 열 성능을 저해하고, 또한 부식의 원인이 되기도 하므로 가능한 한 이물질의 침적이 적고 또한 이물질의 제거가 용이하여야한다. 발전소 응축기는 주로 스펀지 불을 관내에 순환시켜 이물질을 제거한다. 따라서 관 내 조도 형상은 가능한 한 이물질의 침적이 적게 일어나고, 또한 제거가 용이한 형상이라야 한다. 독일의 Tapproge사에서서는 현재 많은 발전소에서 사용하고 있는 "순환용 스펀지 불 시스템"을 개발한 바 있다.[3]

발전소 응축기에 전열 축진관을 적용한 사례에 대해 일부 연구 결과가 발표되었다. 1980년 미국 TVA에서는 Gallatin 1호기에 외경 22.2 mm의 미국 Wolverine사 제품인 LPD Korodense 관을 적용한 바 있다. Korodense 관은 관 외측과 내측에 코류게이션 (corrugation)을 만들어 열전달을 촉진시킨 스테인레스 강관이다. 주름의 형상은 골 깊이가 0.5 mm, 골 핏치가 10.2 mm이다. Rabas 등 [4]은 Gallatin 1 호기에 대한 성능 검토를 통하여 Korodense 관을 설치한 응축기의 성능이 평활관을 설치한 응축기보다 우수하다고 평가하였다. Korodense 관은 가격이 평관보다 20%~25% 비싸나 열전달율의 증가는 25%~60% 이므로 충분히 경제성이 있다고 판단하였다. Nosetani 등 [5]은 500 MW 응축기에서 평활관 일부 (35개)를 전열 축진관으로 대체하여 성능을 평가한 결과를 보고하였다. 그들이 사용한 축진관은 낮은 핀관으로 내측은 평활 표면이며, 외측에는 핀핏치 2.8 mm, 핀 높이 0.7 mm의 낮은 핀이 가공되어 있다. 그들은 낮은 핀관의 총괄 열전달계수가 평활관의 118%~151%임을 보고하였다. Rabas and Taborek [6]은 전열 축진관이 사용된 상업용 발전소에 대한 필드 데이터로부터 전열 축진관의 총괄 열전달계수가 평활관보다 최대 2배까지 증가함을 보고하였다.

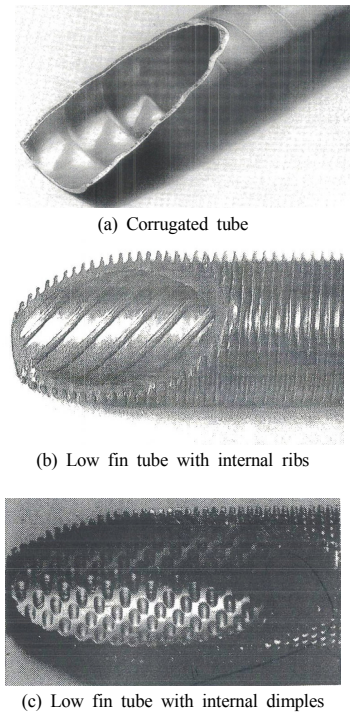


Fig. 1. Enhanced tubes for steam condensers

Webb 등 [2]은 축진관 사용시 발전소의 효율 증가에 대해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 그들은 기존 냉동 공조용으로 개발된 전열 축진관을 발전소 응축기에 일대일로 대체한 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하였는데 응축 온도를 2~4°C 정도 낮출 수 있음을 보고하였다. 이는 600 MW 화력 발전소의 경우 년 평균 약 1.2 MW, 최대 3 MW의 전력 생산 증가를 가져올 수 있는 양이다. Rabas and Taborek [7]은 발전소 응축기에서는 관 외측 응축 열저항이 지배적이고 따라서 응축 열전달 계수가 평활관의 1.5배 이상인 전열 축진관을 사용할 것을 제안하였다. Webb [8]은 900 MW급 원자력 발전소의 응축기에 평활관을 GEWA-NW로 대체하였을 때 얻어지는 효과에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. GEWA-NW는 스테인레스 강 재질로 외경 18.43 mm, 핀 핏치 1.6 mm, 핀 높이 0.3 mm인 낮은 핀관이다. GEWA-NW로 대체시 13.9 MW의 추가 전력 생산이 가능함을 보여주었다.

그간 발전소 응축기용 전열 축진관의 수증기 응축 및 관내 강제대류 열전달 촉진에 대해서 일부 연구가 수행되었다. 관 외측 응축 촉진 형상으로는 코류게이트, 낮은

핀이 있고 관 내측 형상으로는 코류게이트, 나선형 리브, 삼차원 조도가 있다. Fig. 1에 각 조도 형상을 나타내었다. 코류게이트 관의 응축에 대해서는 매우 제한적인 연구가 수행되었다. Withers and Young[9]은 전술한 외경 Korodense 관에 대한 수증기 응축 실험을 통하여 응축 열전달계수가 평활관에 비하여 35~50% 증가한다고 보고하였다. Mehta and Rao [10]는 외경 19.5 mm 알루미늄 재질 코류게이트 관에서 골 핏치와 골 깊이를 변화시키며 수증기 응축 실험을 수행하였다. 응축 열전달계수는 골 핏치가 감소할수록 증가하였다. 또한 응축 열전달계수는 골 깊이 0.35 mm에서 최대치 (평활관의 1.38배)를 나타내었다.

낮은 핀관의 수증기 응축에 대해서는 비교적 많은 연구가 수행되었다. 낮은 핀관의 경우 응축 열전달은 핀 주위에서의 표면 장력에 의해 촉진되고 따라서 응축 열전달은 핀 밀도에 비례하게 된다. 하지만 동시에 핀관 하부에 응축액이 정체되는 플러딩(flooding) 현상도 발생한다. 그런데 플러딩 영역의 크기는 핀 밀도에 반비례한다. 따라서 응축 열전달이 최대가 되는 핀 밀도가 존재하게 된다.[1] Yau 등 [11]은 외경 12.7 mm 구리 재질의 낮은 핀관에서 핀 핏치를 변화시키며 수증기 응축 실험을 수행하였다. 이 때 핀 높이는 1.6 mm로 일정하였다. 그들은 핀 핏치 2.0 mm에서 최대 열전달계수 (평활관 대비 3.7배)를 얻을 수 있었다. Mitrou [12]는 외경 13.7 mm, 핀 핏치 2.1 mm의 낮은 핀관에서 구리, 알루미늄, Cu/Ni, 스테인레스 강의 재질이 수증기 응축 열전달에 미치는 영향을 검토하였다. 재질의 열전도도가 낮아수록 응축 열전달계수가 현저히 감소함을 발견하였는데 이는 핀 효율이 감소하기 때문으로 판단하였다. Jaber and Webb [13]은 구리, Cu/Ni, 티타늄 재질의 핀 핏치 2.3 mm, 핀 높이 1.12 mm (티타늄의 경우는 0.43 mm) 낮은 핀관에 대한 실험을 통하여 평활관 대비 각각 180%, 75%, 34%의 응축 열전달 촉진 효과가 있음을 보고하였다. Briggs and Rose [14]는 구리 재질의 외경 18.8 mm의 상용 낮은 핀관에 대한 응축 실험을 통하여 핀 핏치 1.0 mm, 핀 높이 1.42 mm에서 평활관의 3.3 배 되는 열전달계수를 얻었다. Das et al. [15]은 스테인레스 강 재질의 핀 핏치 2.5 mm 낮은 핀관에 대하여 핀 높이의 영향을 검토하였다. 최대 응축 열전달계수는 핀 높이 0.3 mm에서 얻어졌다. 그 이유로 핀 높이가 증가함에 따라 핀 효율이 감소하고 동시에 플러딩 영역의 크기가 증가

하기 때문이라고 제시하였다. 낮은 핀관의 응축열전달계수는 평활관의 1.4배이었다. Namasivayam and Briggs [16], Fitzgerald 등 [17]은 증기 유속이 수증기 응축 열전달에 미치는 영향을 검토하였다. Honda 등 [18], Rose [19], Jaber and Webb [20]은 낮은 핀관의 응축 열전달계수를 예측할 수 있는 모델을 제시하였다. Briggs [21], Baisar and Briggs [22]는 직육면체의 핀 환이 장착된 원관, Ali and Qasim [23]은 와이어가 장착된 원관의 수증기 응축에 대하여 연구하였다.

관 내측 조도에 관한 문헌은 다음과 같다. Nikuradse [24]는 벽면에 모래알 조도를 입힌 원관에 대한 압력손실 실험을 통하여 식 (1)로 정의되는 마찰 조도 함수 $B(e^+)$ 를 제안하고 기하학적으로 유사한 조도 (예를 들어 모래알 조도)의 경우 마찰 조도 함수 $B(e^+)$ 는 조도 Reynolds 수 e^+ 만의 함수임을 입증하였다.

$$B(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2.5 \ln \left(\frac{2e}{D_i} \right) + 3.75 \quad (1)$$

$$e^+ = \frac{e}{D_i} Re \sqrt{\frac{f}{2}} \quad (2)$$

여기서 f 는 마찰계수, e 는 조도 높이 (m), D_i 는 관 내경 (m), Re 는 Reynolds 수이다. Dippery and Sabersky [25]는 내벽에 모래알을 입힌 원관에 대해 열전달 실험을 수행하고 Nikuradse[24]의 해석을 열전달로 확장하여 식 (3)으로 정의되는 열전달 조도 함수 $g(e^+)$ 를 제안하였다.

$$g(e^+) Pr^n = \frac{f/(2St) - 1}{\sqrt{f/2}} + B(e^+) \quad (3)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (4)$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_w}{D_i} \quad (5)$$

여기서 Pr 은 Prandtl 수, St 는 Stanton 수, Nu 는 Nusselt 수, h_i 는 관 내측 열전달계수 (W/m^2K), k_w 는 물의 열전도도 (W/mK)이다. 모래알 조도의 경우 Prandtl 수의 지수 n 은 0.44로 나타났다.[25] Webb 등 [26]은 이차원 리

브 관에 대해 일련의 실험을 수행하고 $B(e^+) = 0.95(p/e)^{0.53}$ 와 $g(e^+) = 4.5(e^+)^{0.28}$, $n = 0.57$ 을 도출하였다. 여기서 p 는 리브 핏치 (m)이다. 나선형 리브 관은 25° 에서 45° 의 선회각(α)을 가지고 있다.[10] Webb 등 [27]은 나선형 리브 관에 대하여, Mehta and Raja Rao [28]는 코류게이트 관에 대하여 Vicente 등 [29]은 삼차원 조도관에 대하여 일련의 실험을 수행하고 조도 함수를 도출하였다.

발전소 응축기 시뮬레이션에 대한 기존 연구들은 [2, 7, 8] 상용 전열 축진관에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 만일 전열관의 축진형상을 최적화한다면 수증기 응축 온도를 더욱 낮출 수 있으리라 기대된다. 본 연구에서는 관 외측 형상으로는 Fig. 1의 코류게이트 관 및 낮은 핀관, 관 내측 형상으로는 코류게이트, 나선형 리브, 삼차원 조도를 고려하였다. 각 형상에 대하여 최적 조도 형상을 도출하고 이들을 발전소 응축기에 적용하였을 때 얻어지는 효과를 검토하였다.

Table 1. Design parameters of the 600 MW steam condenser

Item	Spec.
Tube material	Titanium
Outer diameter (mm)	22.2
Wall thickness (mm)	0.71
Tube length (m)	10.67
Number of tubes	20,300
Water flow rate (m^3/s)	13.88
Water ΔT ($^\circ C$)	14.6
Pump head (m)	21.5
Tube friction loss (m)	4.51

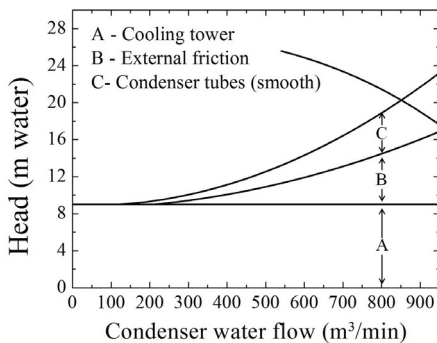


Fig. 2. Pump and system head curve for 600 MW fossil fuel power plant

2. 발전소 응축기 모사 프로그램

발전소 응축기에 전열 축진관을 사용하면 증기의 응축 온도가 낮아지고, 이 낮아진 응축 온도는 터빈의 배압을 감소시켜 발전소의 효율을 증가시킨다. 본 연구에서는 우선 기존 발전소 응축기의 평활관을 일대일로 전열 축진관으로 교체했을 때 응축 온도를 구하는 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램은 간단한 수정을 통하여 새로운 응축기 설계 시에도 이용될 수 있을 것이다. Table 1에 본 연구에서 고려한 발전소 응축기의 기본 사양이 나타나 있다. 이 응축기는 600 MW 화력 발전소용으로 Webb 등 [2]이 고려했던 것과 동일한 사양이다. 관의 재질로는 티타늄을 고려하였다.

2.1 냉각수량의 결정

Fig. 2에 600 MW 화력발전소 응축기 펌프의 성능 곡선과 냉각수 측의 압력 손실 선도가 나타나 있다. 이 경우 냉각탑을 사용하여 냉각수를 냉각하는 방식을 택하고 있다. Fig. 2에 보여지듯이 유량은 냉각수의 총 압력 손실 곡선과 펌프의 압력 손실 곡선이 만나는 곳에서 결정된다. 평관을 축진관으로 교체하게 되면 응축기 내의 압력 손실은 증가하게 되고 따라서 유량도 감소하게 된다.

2.2 관내측 열전달 계수의 계산

본 연구에서 고려한 관 내 조도 형상이 Fig.1에 나타나 있다. Webb 등 [27]은 나선형 리브 관에 대하여 아래의 조도 함수를 제안하였다.

$$B(e^+) = 4.762(e^+)^{0.214} \left[\frac{\pi D_i}{p(\tan \alpha)} \right]^{-0.11} \alpha^{-0.297} \quad (6)$$

$$g(e^+)Pr^{-0.57} = 1.71(e^+)^{0.06} \left[\frac{\pi D_i}{p(\tan \alpha)} \right]^{-0.23} \alpha^{-0.16} \quad (7)$$

Mehta and Raja Rao[28]는 코류게이트 관에 대해 아래의 조도 함수를 제안하였다.

$$B(e^+) = 0.465 \left(\frac{p}{e} \right)^{0.53} (\ln e^+)^{0.25} \quad (8)$$

$$g(e^+)Pr^{-0.55} = 7.92(\tan \alpha)^{0.15}(e^+)^{0.11} \quad (9)$$

Vicente 등 [12]은 삼차원 조도관에 대해 아래의 조도 함수를 도출하였다.

$$B(e^+) = 0.839 \left(\frac{e}{D_i} \right)^{-0.85} \left(\frac{D_i^2}{pz} \right)^{-0.18} (e^+)^{0.11} \quad (10)$$

$$g(e^+)Pr^{-0.60} = 4.871(e^+)^{0.24} \quad (11)$$

여기서 p 는 축 방향 딴플 (dimple) 핏치 (m), z 는 원주 방향 딴플 핏치 (m)이다. 주어진 조도 형상(p, e, z)에서 Re 가 정해지면 $B(e^+)$ [식 (1), (5), (7), (9)]로부터 f 를 구할 수 있고 $g(e^+)$ [식 (3), (6), (8), (10)]로부터 Nu 를 구할 수 있다. 관 내측을 흐르는 냉각수에는 먼지, 모래 알등 이물질이 포함되어 있고 이 이물질들은 관 벽에 부착되어 열전달을 방해하는데 그 영향은 화울링 계수 R_f 로써 평가된다. 본 연구에서는 Webb 등 [2]이 제시한 $R_f = 4.4 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ 를 사용하였다.

2.3 관외측 응축 열전달 계수의 계산

본 연구에서는 Fig. 1의 코류게이트 관과 낮은 핀관을 고려하였다. Rabas and Taborek [6]은 스테인레스 강 재질의 Korodense관이 설치된 TVA사의 응축기에 대한 성능 평가를 통하여 Korodense관의 응축 열전달계수가 평활관의 값보다 10% 가량 높다고 보고하였다. 반면 Mehta and Rao [10]는 알루미늄 재질의 코류게이트 관에서 응축 열전달계수가 최적 끝 깊이에서 평활관의 38%까지 높아진다고 보고하였다. 이는 재질의 열전도도 차이 때문으로 판단되는데 재질의 열전도도가 낮아지면 응축 열전달계수도 감소한다.[12, 20] 알루미늄의 열전도도는 235 W/mK이고 스테인레스 강의 열전도도는 14 W/mK이다. 본 연구에서 사용한 티타늄의 열전도도는 22 W/mK로 스테인레스 강과 비슷하다. 따라서 응축 열전달계수가 조도 형상에 관계없이 평활관보다 10% 크다고 가정하였다. 실제로는 조도 형상과 재질에 따라 다소 달라질 수는 있으나 10%에서 크게 벗어나지는 않을 것으로 판단된다.

응축기용 전열 촉진관으로 낮은 핀관이 널리 사용된다. 낮은 핀은 열전달 면적을 증가시키는 물론, 핀 주위의 액막에 작용하는 표면 장력을 통해 부가적으로 열전

달을 촉진시킨다. 핀이 많으면 열전달이 증가하나 핀이 너무 많아져 핀 간격이 너무 작으면 응축액은 핀 표면을 따라 흘러내리지 않고 표면장력에 의하여 핀의 하부에 매달려 있는 플러딩 현상이 발생하게 된다. 특히 수증기의 경우는 냉매나 다른 용액에 비하여 표면 장력이 월등히 크기 때문에 수증기를 응축하는 발전소의 응축기에서는 플러딩을 필히 고려하여야 한다. 또 한가지 외측 촉진 형상 선정시 고려하여야 할 사항은 관 재질에 따른 열전도도이다. 낮은 핀관의 경우 응축열의 대부분은 핀을 통하여서 흐르게 되므로 핀의 열전도도가 열전달 성능에 큰 영향을 미치게 된다.

본 연구에서는 낮은 핀관의 응축 열전달을 이론적 모델을 사용하여 구하였다. 핀 주위의 응축에 관하여는 여러 모델이 존재하고 이들 대부분은 핀 주위에서 일어나는 국소적 물리 현상을 고려하여 상당히 복잡한 형태를 취한다.[18, 20] 반면 Rose [19]의 모델은 실험자료로 보정한 간단한 형태이고 정확도도 여타 모델들과 비슷한 정도로 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 간편한 Rose [19]의 모델을 사용하였다. 그 모델은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{h_o}{h_{os}} = & \left(\frac{D_o}{D} \right)^{3/4} t \left\{ 0.281 + \frac{0.143\sigma D_o}{t^3(\rho_f - \rho_g)g} \right\}^{1/4} \\ & + \frac{\phi_f}{\pi} \left[(1 - f_f) \frac{D_o^2 - D^2}{2e_m^{1/4} D^{3/4}} \left\{ 0.791 + \frac{0.143\sigma e_m}{e^3(\rho_f - \rho_g)g} \right\}^{1/4} \right] \\ & + 2.96(1 - f_s)s \left\{ \zeta(\phi_f)^3 + \frac{0.143\sigma D}{s^3(\rho_f - \rho_g)g} \right\}^{1/4} / 0.728(s + t) \end{aligned} \quad (12)$$

$$f_f = \left(\frac{2\sigma}{\rho_f e g D} \right) \frac{\tan(\phi_f/2)}{\phi_f} \quad (13)$$

$$f_s = \left(\frac{4\sigma}{\rho_f s g D} \right) \frac{\tan(\phi_f/2)}{\phi_f} \quad (14)$$

$$e_m = \frac{\phi_f}{\sin(\phi_f)} e, \quad \phi_f \leq \frac{\pi}{2} \quad (15a)$$

$$e_m = \frac{\phi_f}{2 - \sin(\phi_f)} e, \quad \frac{\pi}{2} < \phi_f \leq \pi \quad (15b)$$

$$\begin{aligned} \zeta(\phi_f) = & 0.874 + 0.00199\phi_f - 0.0264\phi_f^2 \\ & + 0.00553\phi_f^3 - 0.00136\phi_f^4 \end{aligned} \quad (16)$$

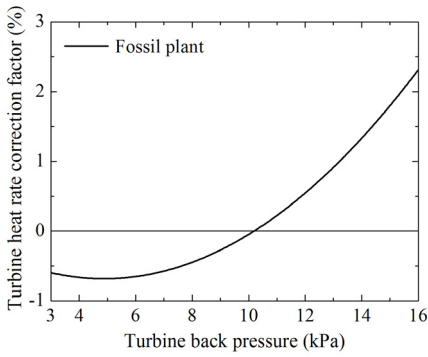


Fig. 3. Turbine heat rate correction factor for 600 MW fossil fuel power plant

$$\phi_f = \cos^{-1} \left(\frac{4\sigma}{\rho g s D_o} - 1 \right) \quad (17)$$

여기서 h_o , h_{os} 는 낮은 핀관과 평활관의 응축 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{K}$), D_o , D 는 낮은 핀관의 핀 외경과 핀 뿌리까지의 직경 (m), t 는 핀의 두께 (m), σ 는 표면 장력 (N/m), ρ_f , ρ_g 는 액체와 증기의 밀도 (kg/m^3), g 는 중력 가속도 (m/s^2), s 는 핀 사이 간격 (m)이다. 응축기는 관 다발로 구성되고 관다발에서의 응축 열전달 계수는 단일관 값보다는 감소하게 된다. 일반적으로 관다발의 응축 열전달계수는 단일관 값에 보정계수를 곱하여 구하는데 본 연구에서는 Webb 등 [2]의 0.8을 사용하였다.

2.4 응축 온도의 계산

응축온도는 아래의 $\epsilon-NTU$ 관계식으로 부터 구해진다.

$$Q = \dot{m} c_p \epsilon (T_s - T_{ci}) \quad (18)$$

$$\epsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (19)$$

$$NTU = UA / \dot{m} c_p \quad (20)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{R_f}{A_i} \quad (21)$$

여기서 Q 는 응축기에서 제거되어야 할 열량 (W), T_s 는 증기 응축 온도 (K), T_{ci} 는 냉각수 입구 온도 (K), U 는

총합 열전달계수 ($\text{W/m}^2\text{K}$), t 는 관벽 두께 (m), k 는 관의 열전도도 (W/mK), A_i 는 관 내측 전열면적 (m^2) A_o 는 관 외측 전열면적 (m^2)이다.

2.5 추가 전력의 계산

응축 온도 T_s 를 사용하여 Fig. 3의 열 비율 (heat rate) 곡선에 따라 추가 전력을 계산한다. 여기서 열 비율이란 단위 전기량을 생산하기 위해 공급되는 열량이다. 본 연구에서는 Webb 등 [2]과 동일한 발전소를 고려하였는데 이 발전소는 600 MW급 화력 발전소로 설계 발전량 (E_{des})이 기준 터빈 배압 10.2 kPa에서 632.4 MW이고 열 비율 (HR)이 2.341 kW/kW이다. 전열 축진관을 사용하면 터빈 배압이 낮아져 Fig. 3의 열 비율 보정인자 (HR_{corr})가 평활관의 경우보다 작아진다. 이 경우 발전량 (E)은 다음과 같다.

$$E = E_{des} / (1 + HR_{corr}/100) \quad (22)$$

여기서 추가 전력 ΔE 는 전열 축진관 사용시의 발전량 (E)와 평활관 사용시의 발전량 (E_s)의 차이로 구해진다.

$$\Delta E = E - E_s \quad (23)$$

3. 시뮬레이션 결과

응축기 모사 컴퓨터 프로그램을 사용하여 관 외측 핀의 형상과 관 내측 조도 형상을 변화시켜가며 응축 온도의 변화를 검토하였다. 이 때 냉각수 입구온도는 21°C로 가정하였다. Fig. 4에 시뮬레이션 흐름도를 나타내었다. 발전소 운전조건과 튜브 형상이 주어지면 우선 응축 열량 (Q)을 가정하고 관 내측 마찰손실 (ΔP)을 계산하여 펌프 커브 (Fig. 2)로부터 냉각수량 ($\dot{m}$)을 계산한다. 포화 온도 (T_{sat})를 가정하고 관 내외측 열전달계수로부터 유용도 (ϵ) 그리고 식 (18)로부터 새로운 포화온도 (T_{satN})를 구한다. 수렴한 포화온도를 사용하여 터빈 배압 곡선 (Fig. 3)으로부터 새로운 응축열량 (Q_N)을 구한 후 반복 계산하여 수렴시킨다. 마지막으로 식 (23)으로부터 추가전력 (ΔE)을 계산한다.

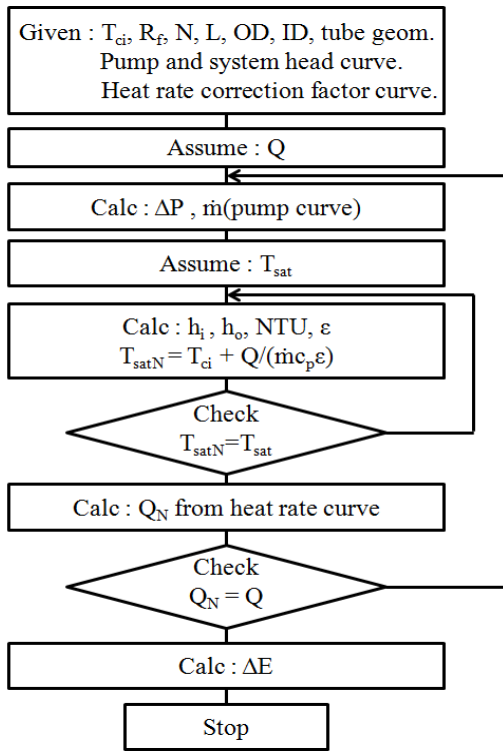


Fig. 4. Flow chart for simulation of an electric utility condenser

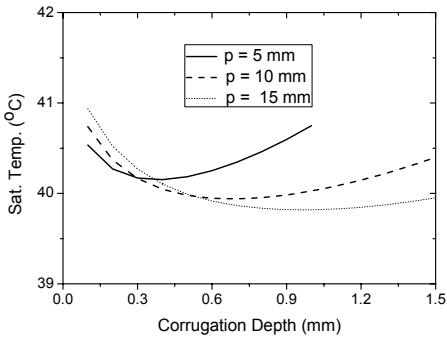


Fig. 5. Effect of corrugation pitch and depth on saturation temperature for corrugated tubes

Fig. 5에 코류게이트 관 사용시 세 종류 골 핏치 (5 mm, 10 mm, 15 mm)에 대하여 골 깊이를 변화시키며 해석한 결과를 나타내었다. Fig. 5는 각 골 핏치에 대하여 응축 온도가 최소가 되는 골 깊이가 존재함을 보여준다. 골 깊이가 증가하면 관 내측 압력손실이 증가하고 압력손실의 증가는 유량 감소를 동반한다. 관 내 열전달 계수는 골 깊이가 깊어지면 증가하지만 유량이 감소하면

따라서 감소하므로 관 내 열전달계수가 최대가 되는 골 깊이가 존재하게 된다. 5.0 mm 골 핏치에서는 골 깊이 0.4 mm 에서, 10.0 mm 골 핏치에서는 골 깊이 0.7 mm, 15.0 mm 골 핏치에서는 1.0 mm에서 최소 응축 온도가 얻어졌다. 즉, 골 핏치가 증가할수록 최적 골 깊이도 증가한다. 이 중 최소값은 골 핏치 15.0 mm (골 깊이 1.0 mm)의 경우로 이 때 응축 온도는 39.8°C이다. 골 핏치를 더욱 증가시키면 1.0 mm 이상의 골 깊이에서 더 낮은 응축온도가 얻어졌지만 골 깊이 1 mm 이상으로 제작한다는 것은 현실적으로 어렵다. 한편 평활관 사용시 얻어진 응축 온도는 41.2°C이다.

Fig. 6에는 낮은 핀관 사용시 세 종류 핀 핏치 ($P_f = 1.5$ mm, 2.0 mm, 2.5 mm)에 대하여 핀 높이를 변화시키며 해석한 결과를 나타내었다. 이 때 관 내측 형상은 상용 Turbo-Chil 관 ($p/e = 11.1$, $e/D = 0.026$, $\alpha = 47^\circ$)을 가정하였다. 전술하듯이 낮은 핀관에서는 응축액의 플러딩 현상으로 최적 핀 핏치가 존재하게 된다. 또한 핀의 높이가 높아지면 핀 효율이 감소하고 동시에 내경 축소에 따른 냉각수 유량 감소 때문에 지나친 핀 높이는 오히려 응축 온도를 증가시킨다. Fig. 6은 모든 핀 핏치에서 응축 온도가 최소가 되는 골 깊이 (0.6 mm)가 존재함을 보여준다. 또한 응축 온도는 핀 핏치 2.0 mm에서 최소 (36.5°C)로 나타남을 알 수 있다. 따라서 핀 핏치를 2.0 mm, 핀 높이를 0.6 mm로 고정하고 관 내측 조도의 영향을 검토하였다.

본 연구에서는 낮은 핀관의 관 내측 조도 형상으로 리브와 삼차원 조도를 고려하였다. Fig. 7에 리브 핏치 (3.0 mm, 5.0 mm, 7.0 mm)와 리브 높이 (0.1 mm~1.0 mm)를 변화시키며 구한 응축 온도를 나타내었다. Fig. 7은 각 리브 핏

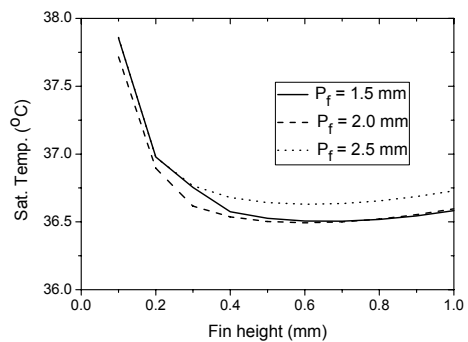


Fig. 6. Effect of fin pitch and height on saturation temperature for low fin tubes

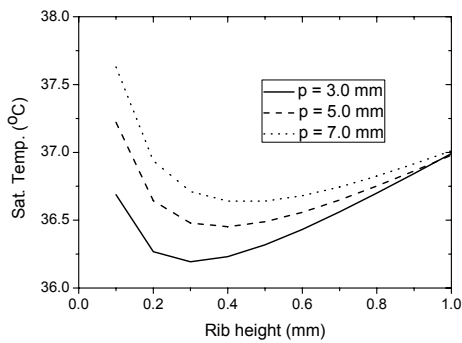


Fig. 7. Effect of rib pitch and height on saturation temperature for low fin tubes

치에 대하여 응축 온도가 최소가 되는 리브 높이가 존재함을 보여준다. 3.0 mm 리브 핏치에서는 0.3 mm 리브 높이에서, 5.0 mm 리브 핏치에서는 0.4 mm, 10.0 mm 리브 핏치에서는 0.5 mm에서 최소 응축 온도가 얻어졌다. 코류게이트 관의 경우와 마찬가지로 리브 핏치가 증가할수록 최적 리브 높이도 증가한다. 이 중 최소값은 리브 핏치 3.0 mm (리브 높이 0.3 mm)의 경우로 이 때 응축 온도는 36.2°C이다. 리브 핏치를 감소시키면 더 낮은 응축온도가 얻어졌지만 리브 핏치를 3 mm 이하로 제작한다는 것은 어렵고 화물링을 고려할 때 리브 핏치가 너무 좁은 것은 바람직하지 않다.

Fig. 8에는 삼차원 조도관에서 축 방향 딴플 핏치 ($p = 5.0$ mm, 10.0 mm, 15.0 mm)와 딴플 높이 (0.1 mm~1.0 mm)를 변화시키며 구한 응축 온도를 나타내었다. 이 때 원주 방향 딴플 핏치는 Vicente 등 [29]의 연구를 참조하여 9.0 mm로 고정하였다. Fig. 8은 리브 조도의 경우와 마찬가지로 최적 딴플 높이가 존재함을 보여준다. 또한 최적 딴플 높이는 딴플 핏치가 증가할수록 증가한다. 5.0 mm 딴플 핏치에서는 0.4 mm 골 깊이에서, 10.0 mm 리브 핏치에서는 0.5 mm, 15.0 mm 골 핏치에서는 0.6 mm에서 최소 응축 온도가 얻어졌다. 응축온도의 최소값은 딴플 핏치 5.0 mm (딴플 높이 0.4 mm)의 경우로 이 때 응축 온도는 33.9°C이다. 딴플 핏치를 감소시키면 더 낮은 응축온도가 얻어지지만 Fig. 7에 보여지듯이 딴플 핏치가 최적 응축 온도에 미치는 영향은 크지 않다.

상기 해석으로부터 각 조도관에서 최적 형상은 다음과 같다. 코류게이트 관의 경우는 골 핏치 15.0 mm, 골 깊이 1.0 mm이다. 관 내측에 리브가 가공된 낮은 핀관

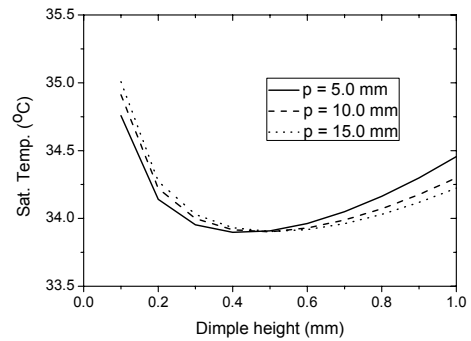


Fig. 8. Effect of dimple pitch and height on saturation temperature for low fin tubes

Table 2. Comparison of parameters for the 600 MW steam condenser

Tube	W/W_s	V/V_s	R_i/R_{is}	R_o/R_{os}	ΔE (kW)
smooth	1.0	1.0	1.0	1.0	0
Corrugated $p = 15$ mm $e = 1.0$ mm	0.94	0.94	0.71	0.91	451
Low fin/Rib $p_f = 2.0$ mm $h = 0.6$ mm $p = 3.0$ mm $e = 0.3$ mm	0.96	1.05	0.60	0.27	1,138
Low fin/3-D $p_f = 2.0$ mm $h = 0.6$ mm $p = 5.0$ mm $e = 0.4$ mm	0.95	1.02	0.27	0.30	1,283

의 경우는 리브 핏치 3.0 mm, 리브 높이 0.3 mm, 선회각은 47°이다. 관 내측에 삼차원 조도가 형성된 낮은 핀관의 경우는 축 방향 딴플 핏치 5.0 mm, 원주 방향 딴플 핏치 9.0 mm, 딴플 높이 0.4 mm, 선회각은 47°이다. 이 때 낮은 핀의 형상은 핀 핏치 2.0 mm, 핀 높이 0.6 mm이다. Table 2에 상기 관들과 평활관 적용시 형성되는 유량 (W/W_s), 유속 (V/V_s), 관 내외측 열저항의 비(R_i/R_{is} , R_o/R_{os}) 그리고 식 (23)으로 구해지는 추가 전력 (ΔE)을 기술하였다.

Table 2는 전열 촉진관에서 유량이 평활관에 비하여 4~6% 줄어들음을 보여준다. 이는 전열촉진관의 마찰 손실이 평활관보다 크기 때문이다. 하지만 유속은 낮은 핀관 내에서 평활관보다 증가하는데 이는 낮은 핀 가공으로 인하여 평활관보다 내경이 감소하였기 때문이다. 삼차원 조도에 의한 관 내 열저항은 평활관의 1/3 수준이다. 이

값은 리브 조도의 값 (평활관의 60%)보다 현저히 적은데 이는 삼차원 조도관의 열전달계수가 리브 조도보다 우수하기 때문이다. 삼차원 조도의 경우 원주 방향으로 인접한 덩플 여름철에는 냉각수 입구온도가 올라가게 되고 사이에서 흐름 방향으로 선회류가 유발되고 이 선회류에 의하여 열전달이 촉진된다.[29] 낮은 핀에 의한 관 외측 열저항은 평활관의 1/3 수준이다. Table 2는 600 MW 발전소 응축기에 전열 촉진관을 사용함으로써 0.5 MW ~ 1.3 MW 가량의 추가 전력을 생산할 수 있음을 보여준다. 이는 냉각수 입구온도가 21°C의 경우이다. 따라서 터빈 배압도 증가한다. 터빈 배압이 증가하면 Fig. 3의 열 비율 보정인자 (HR_{corr})의 기울기가 증가하여 전열 촉진관 사용에 따른 추가 전력 생산량도 증가하게 된다. Fig. 9에 냉각수 온도 변화에 따른 추가 전력 생산량을 나타내었다. 시뮬레이션에 사용된 전열촉진관은 삼차원 조도를 가진 낮은 핀관이다. Fig. 9는 냉각수 온도가 올라가면 추가 전력 생산량도 동시에 증가함을 보여준다. 냉각수 온도 25°C에서 추가 전력 생산량은 2.8 MW이다.

본 연구에서는 발전소 응축기에 적용하여 발전 효율을 향상시킬 수 있는 전열촉진관의 형상을 검토하였다. 하지만 실제로 발전소 응축기에 적용하기 위해서는 열 성능 외에도 화물링, 부식, 기계적 특성 등이 고려되어야 한다. 현재 Korodense 관이 TVA에서 20년 이상 문제없이 적용되고 있음을 고려한다면[6] 좀 더 성능이 좋은 전열 촉진관을 적극적으로 검토해야 할 때가 아닌가 생각한다.

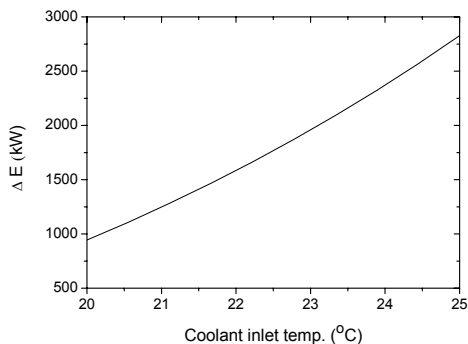


Fig. 9. Effect of coolant inlet temperature on additional electric power generation

4. 결 론

본 연구에서는 발전소 응축기를 모사할 수 있는 프로그램을 개발하고 600 MW 화력 발전소 응축기에 전열촉진관 적용시 얻을 수 있는 여러 효과에 대하여 검토하였다. 고려된 전열 촉진관은 외경 22.2 mm 티타늄 재질의 코류게이트 관, 리브 조도 낮은 핀관, 삼차원 조도 낮은 핀관이다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 각 형상에 대하여 최적 조도 형상을 도출하였다. 코류게이트 관의 경우는 골 핏치 15.0 mm, 골 깊이 1.0 mm이다. 리브 조도 낮은 핀관의 경우는 리브 핏치 3.0 mm, 리브 높이 0.3 mm, 선회각은 47°이다. 삼차원 조도 낮은 핀관의 경우는 축 방향 덩플 핏치 5.0 mm, 원주 방향 덩플 핏치 9.0 mm, 덩플 높이 0.4 mm, 선회각은 47°이다. 이 때 낮은 핀의 형상은 핀 핏치 2.0 mm, 핀 높이 0.6 mm이다.
- (2) 내측 조도의 경우 최적 조도 높이가 존재한다. 이는 조도가 너무 높으면 유량 감소에 따른 열전달 성능 감소가 조도에 의한 열전달 증진을 상쇄하기 때문이다.
- (3) 삼차원 조도 낮은 핀관이 다른 두 형상보다 우수하게 나타났다. 이는 삼차원 조도의 경우 원주 방향으로 인접한 덩플 사이에서 흐름 방향으로 선회류가 유발되고 이선회류에 의하여 열전달이 촉진되기 때문이다.
- (4) 600 MW 발전소 응축기에 전열촉진관을 적용하면 0.5 MW ~ 1.3 MW 가량의 추가 전력을 생산할 수 있다. 냉각수 온도가 올라가면 추가 전력도 증가한다.
- (5) 실제로 발전소 응축기에 적용하기 위해서는 열 성능 외에도 화물링, 부식, 기계적 특성 등이 고려되어야 한다.

References

- [1] R. L. Webb, N.-H. Kim, "Principles of Enhanced Heat Transfer," 2nd Ed., Taylor and Francis Pub., 2005.
- [2] R. L. Webb, L. L. Haman, T. S. Hui, "Enhanced Tubes in Electric Utility Steam Condensers," in Heat Transfer in Heat Rejection Systems, ASME HTD-vol. 37, pp. 17-26, 1984
- [3] Tapproge, <http://www.tapproge.de/>, 2016.

- [4] T. Rabas, R. Merring, R. Schaefer, R. Lopez-Gomez, P. Thors, "Heat Rate Improvements Obtained with the Use of Enhanced Tubes in Surface Condensers," Proc. EPRI Condenser Technology Conference, Boston, 1990.
- [5] T. Nasetani, Y. Hatta, S. Sato, K. Onda, T. Nakamura, Y. Kato, "In-Situ Evaluation of Enhanced Heat Transfer Tubes for Surface Condensers," in Heat Transfer Equipment Fundamentals, Design, Applications and Operating Problems, ASME HTD-vol. 108, pp. 97-104, 1989.
- [6] T. Rabas, J. Taborek, "Heat Rate Improvements Obtained by Retubing Condensers with New, Enhanced Tube Types," J. Enhanced Heat Transfer, vol. 3, no. 2, pp. 83-94, 1996.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v3.i2.20>
- [7] T. Rabas, J. Taborek, "Performance, Fouling and Cost Considerations of Enhanced Tubes in Power-Plant Condensers," J. Enhanced Heat Transfer, vol. 6, pp. 289-315, 1999.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v6.i2-4.160>
- [8] R. L. Webb, "Enhanced Condenser Tubes in a Nuclear Power Plant for Heat Rate Improvement," Heat Transfer Eng., vol. 32, no. 10, pp. 905-913, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2011.562756>
- [9] J. G. Withers, E. H. Young, "Steam Condensing on Vertical Rows of Horizontal Corrugated and Plain Tubes," Ind. Eng. Chem. Process Design Dev., vol. 10, no. 1, pp. 19-30, 1971.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1021/i260037a004>
- [10] H. H. Mehta, M. R. Rao, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Spirally Enhanced Tubes for Horizontal Condensers," in Advances in Enhanced Heat Transfer, ASME, pp. 11-22, 1979.
- [11] K. K. Yau, J. R. Cooper, J. W. Rose, "Effect of Fin Spacing on the Performance of Horizontal Integral Fin Condenser Tubes," J. Heat Transfer, vol. 107, pp. 377-383, 1985.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3247425>
- [12] E. Mitrou, "Film Condensation of Steam on Externally Enhanced Finned Tubes," M.S. Thesis, Naval Postgraduate School, Monterey, CA, 1986.
- [13] M. H. Jaber, R. L. Webb, "Enhanced Tubes for Steam Condensers," Exp. Heat Transfer, vol. 6, pp. 35-54, 1993.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/08916159208945368>
- [14] A. Briggs, J. W. Rose, "Condensation Performance of Some Commercial Integral Fin Tubes with Steam and CFC113," Exp. Heat Transfer, vol. 8, pp. 131-143, 1995.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/08916159508946496>
- [15] A. K. Das, G. A. Incheck, P. J. Marto, "The Effect of Fin Height During Steam Condensation on a Horizontal Stainless Steel Integral-Fin Tube," J. Enhanced Heat Transfer, vol. 6, pp. 237-250, 1999.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v6.i2-4.120>
- [16] S. Namasivayam, A. Briggs, "Effect of Vapor Velocity on Condensation of Atmospheric Pressure Steam on Integral-Fin Tubes," Applied Thermal Eng., vol. 24, pp. 1353-1364, 2004.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.020>
- [17] C. L. Fitzgerald, A. Briggs, J. W. Rose, H. S. Wang, "Effect of Vapor Velocity on Condensate Retention Between Fins During Condensation on Low-Finned Tubes," Int. J. Heat Mass Trans., vol. 55, pp. 1412-1418, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.063>
- [18] H. Honda, S. Nozu, B. Uchima, "A Generalized Prediction Method for Heat Transfer During Film Condensation on a Low Finned Tube," ASME-JSME Thermal Engineering Conference, vol. 4, pp. 385-392, 1987.
- [19] J. W. Rose, "An Approximate Equation for the Vapor-Side Heat Transfer Coefficient for Condensation on Low-Finned Tubes" Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 37, pp. 865-875, 1994.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90122-8](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(94)90122-8)
- [20] H. Jaber, R. L. Webb, "Steam Condensation on Horizontal Integral Fin Tubes of Low Thermal Conductivity," J. Enhanced Heat Transfer, vol. 3, No. 1, pp. 55-71, 1996.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v3.i1.50>
- [21] A. Briggs, "Enhanced Condensation of R-113 and Steam Using Three-Dimensional Pin-Fin Tubes," Exp. Heat Transfer, vol. 16, pp. 61-79, 2003.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/08916150303748>
- [22] M. Baiser, A. Briggs, "Condensation of Steam on Pin-Fin Tubes: Effect of Circumferential Fin Thickness and Spacing," Heat Transfer Eng., vol. 30, no. 13, pp. 1017-1023, 2009.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/01457630902921014>
- [23] H. M. Ali, M. Z. Qasim, "Free Convection Condensation of Steam on Horizontal Wire Wrapped Tubes: Effect of Wire Thermal Conductivity, Pitch and Diameter," Appl. Therm. Eng., vol. 90, pp. 207-214, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.006>
- [24] J. Nikuradse, "Laws of Flow in Rough Pipes," VDI Forschungsheft, NACA TM-1292, 1933.
- [25] D. F. Dipprey, R. H. Sabersky, "Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl numbers," Int. J. Heat Mass Trans., vol. 6, pp. 329-353, 1963.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(63\)90097-8](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(63)90097-8)
- [26] R. L. Webb, E. R. G. Eckert, R. J. Goldstein, "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated Rib Roughness," Int. J. Heat Mass Trans., vol. 14, pp. 601-617, 1971.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(71\)90009-3](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(71)90009-3)
- [27] R. L. Webb, R. Narayanamurthy, P. Thors, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Internal Helical Rib Roughness," J. Heat Transfer, vol. 122, pp. 134-142, 2000.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.521444>
- [28] M. H. Mehta, M. Raja Rao, "Analysis and Correlation for Turbulent Flow Heat Transfer and Friction Coefficients in Spirally Corrugated Tubes for Steam Condenser Application," Proc. Nat'l Heat Trans. Conf., HTD-96, vol. 3, pp. 307-312, 1988.
- [29] P. G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma, "Heat Transfer and Pressure Drop for Low Reynolds Number Turbulent Flow in Helically Dimpled Tubes," Int. J. Heat Mass Trans., vol. 45, pp. 543-553, 2002.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00170-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00170-3)

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University
PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교
기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동