

## 밀봉수주입 열교환기의 비정상 열전달 특성

장 근선  
선문대학교

진 승령, 손 용수  
한국원자력연구소

### 요 약

원자력발전소 화학 및 체적제어시스템의 일부인 밀봉수주입계통은 원자로 냉각재펌프 밀봉장치로 일정한 온도 범위의 밀봉수를 공급하여 밀봉장치의 건전성 및 원자로 냉각재계통의 압력경계를 유지한다. 그러나 발전소 과도상태시 밀봉수 주입온도가 허용범위를 벗어나게 되면 온도조절기 폐쇄신호에 의해 밀봉장치로의 밀봉수 주입이 차단될 수 있다. 본 연구에서는 발전소 과도시에도 밀봉수 주입이 지속적으로 가능한 설계개선 방안으로 밀봉수주입 열교환기 주위에 우회라인을 설치하는 방안을 제시하고 밀봉수주입 열교환기 내에서의 비정상 열전달 현상을 수치해석을 이용하여 분석하였다. 계산은 속도장을 정상상태인 power-law분포로 가정하고 시간  $t=0$ 에서 입구온도가 급격히 변하는 과도시 우회유량 및 시간 변화에 대한 온도분포, 국부 Nusselt 수, 평균온도 등을 구하였다.

### 1. 서론

원자력발전소 화학 및 체적제어시스템의 일부인 밀봉수주입계통은 원자로 냉각재펌프의 밀봉장치로 일정한 온도 범위의 밀봉수를 지속적으로 공급하여 운전수명 기간동안 이 밀봉 장치의 건전성 및 원자로 냉각재계통의 압력 경계를 유지시키는 역할을 한다. 기존 원자력발전소(영광3,4호기 및 울진3,4호기) 밀봉수주입계통의 밀봉수 온도조절 방식은 밀봉수주입 열교환기 2차측 응축수 수위를 입구온도 조건에 따라 조절하여 밀봉수 온도를 제어한다. 그러나 이 제어 방식은 밀봉수 공급원이 온도조건이 다른 체적제어탱크로 부터 연료재장전탱크 또는 반대의 경우로 변경되는 과도시 응축수 수위를 빠른 시간내에 제어할 수 없어 밀봉수 온도가 허용 범위를 초과하는 결과를 초래할 수 있게 된다. 실제 Palo Verde 원전의 경우 설계조건 과도상태시 밀봉수 온도 및 시간변화에 대한 온도 증가율 또는 감소율이 설계범위를 크게 벗어나 운전되고 있음이 보고되었다[1].

본 연구에서는 밀봉수 주입온도를 제어하는 방안으로서 그림 1과 같이 밀봉수주입 열교환기 주위에 우회라인을 설치하고 열교환기 입구온도 조건에 따라 우회유량을 제어하여 밀봉수 온도를 일정 범위내로 유지시키는 설계개선안을 제시하고 수치해석을 이용하여 입구온도 변화 및 우회유량 변화시의 밀봉수 주입 열교환기내의 열전달 특성을 분석하였다. 본 연구의 목적은 제안된 설계개선안의 설계적용 가능 여부를 분석하고 밀봉수주입 열교환기 온도제어계통 상세 설계시에 필요한 자료를 제공하는 데 있다.

### 2. 분석

울진3,4호기 밀봉수주입 열교환기는 10개의 U-tube가 내장된 수직설치형 shell/tube

열교환기이다. 본 논문에서는 각 전열관내의 물리적 변수와 열전달 특성이 동일하다고 가정하고 중력 효과를 무시하여 한개의 유한한 길이를 지닌 일자형 전열관에 대해 분석하였다(그림 2). 그림 2에서 보듯이 열교환기 2차측 경계조건은 실제 열교환기 shell측의 증기, 응축수 및 tube sheet 영역(단열)으로 분리해 각기 다른 열전달 조건을 주었다.

이 유동 모델에서 중력효과를 무시하고 원주방향의 속도가 없다고 가정할 때 세관 중심축을 지나는 평면에 대해 대칭인 2차원 유동(축 방향 및 반경 방향)이 된다. 본 논문에서는 세관내의 속도장을 완전 발달된 난류 정상상태로 가정하고 유속분포로서 Power-law 분포를 선택하였으며 시간  $t=0$ 에서 입구온도  $T_{in}$ 이 급격히 전환(step change) 되었을 때의 비정상 에너지 방정식의 해를 구하였다. 비정상 열전달 문제에 있어서 유한한 두께의 관벽이 존재할 경우 관벽의 열전도 및 열용량 효과를 무시할 경우 계산결과에 커다란 영향이 있을 수 있다. Lee & Yan[2] 및 Lin & Kuo[3]의 논문에 관벽 두께가 비정상 열전달 특성에 미치는 영향이 상세하게 기술되어 있다. 그러나 관벽두께를 고려할 경우 관벽과 유체와의 경계에서 경계조건을 미리 알 수 없어 유체영역과 관벽의 고체영역에 대한 동시해를 구하거나 적절한 경계조건을 가정해야 한다. 본 논문에서는 관벽과 유체영역 경계에서의 경계조건 표시에 있어서 이 경계에서의 열유속 및 온도 연속성 조건을 적용하여 관벽의 전도 및 열용량 효과를 고려하였다.

에너지 소산 및 중력 효과를 무시할 때 비압축성 유동에 대한 원주 좌표계에서의 에너지 방정식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uT) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rvT) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_{eff}}{\rho\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\mu_{eff}}{\rho\sigma_t} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1)$$

여기서  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$  로 표시되며  $\mu$ 는 층류 점성계수,  $\mu_t$ 는 난류 점성계수이다. 또한, 위 식에서  $\sigma_t$ 는 난류 Prandtl 수이며  $\sigma_t = 0.9$  이다. 계산에 있어서 난류 점성계수는 Prandtl 혼합 이론의 단순 모델을 적용하여 표시하였다.

초기조건은 전계산 영역에 대해 균일한 온도( $T_0$ )로 주었으며 중심축을 지나는 대칭면에서의 경계조건은 대칭면에 수직 방향으로의 온도구배  $\partial T/\partial r=0$ , 출구 경계면에서의 경계조건은 축방향 온도구배  $\partial T/\partial x=0$  이 된다. 전열관 벽면에서의 경계조건은 이 경계면에서의 열유속과 온도 연속성 및 관벽에서의 에너지 평형을 적용하여 다음과 같이 표시하였다

$$r=R_i \text{ 에서 } U(T_{sec}-T) = -k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=R_i} + \rho_w c_{pw} b \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

식 (2)에서  $T_{sec}$ 는 2차측 온도,  $\rho_w$ ,  $c_{pw}$ ,  $b$ 는 각각 관벽의 밀도, 비열 및 두께이며,  $U$ 는 2차측 대류 열전달계수와 세관벽의 전도 열전달계수가 결합된 전체 열전달계수이다.

### 3. 분석 방법

지배 방정식에 대한 해를 수직으로 교차하는 격자 구조로 구성된 제어체적에 대해 유한 차분법을 이용하여 구하였다. 에너지 방정식, 식(1)은 시간에 대해서는 parabolic 이며 축방향 및 반경 방향에 대해서는 elliptic이다. 유한 차분 방정식 계산과정의 수치적 안정성을 위해 시간에 대해서는 fully implicit 기법을 적용하였으며 확산항 및 대류항의 격자내에서의 거동은 power-law scheme을 적용하였다. 에너지 방정식에 대한 유한 차분 방정식은 tridiagonal matrix로 표현될 수 있어 해를 line-by-line 방법[4]으로 동시에 구하였다.

수치 계산의 수렴성 및 정확성을 확보하기 위해 격자점을 온도 변화가 급격할 것으로 예상되는 입구 경계면, 단열-응축수 경계, 응축수-증기 경계, 전열관 출구 및 벽면 근처에서는 상대적으로 조밀한 격자점을 배열하였으며 이웃한 격자점의 간격은 1.3배가 넘지 않

도록 하였다. 격자수는 축방향 및 반경 방향으로 50x20 으로 하였고 계산은 정상상태에 도달할 때까지 수행하였다. 시간 간격은 초기에는 짧은 간격으로 주고 점차적으로 비례 확대하였으며 최대 시간 간격이 1초를 넘지 않도록 하였다. 격자수를 2배로 하였을 때 계산 결과의 최대 오차는 2%를 넘지 않았다.

#### 4. 결과분석 및 고찰

본 논문에서는 울진3,4호기 밀봉수주입계통과 유사한 Palo Verde 원자력발전소의 시운전 기간동안 실시된 시험모드중 설계요건을 가장 크게 벗어난 과도상태에서의 밀봉수 공급원 온도 조건인 40 °F를 초기( $t < 0$ )온도로 설정하였다. 이 초기 온도하에서 밀봉수주입 열교환기로 유입되는 유체온도가 40 °F, 60 °F, 80 °F, 100 °F, 또는 120 °F로 급격히 변할때 각각의 입구온도에 대해서 열교환기 우회유량을 0-95% 변화시켜 계산을 수행하였다. 열교환기 2차측 온도 및 열전달계수는 실제 설계시 적용된 값을 사용하였다.

그림 3은 우회유량이 없을 때 관벽과 유체 경계면에서의 Nusselt수의 축방향 분포를 보여주고 있다. 이 그림으로부터 Nusselt수가 전열관 출구보다 입구주위에서 크게 나타나고 있으며 열전달 특성이 다른 경계면(즉, 응축수와 증기와의 경계면)에서 Nusselt수가 급격히 변화함을 알 수 있다. 또한, 시간이 경과 할 수록 Nusselt수는 축방향으로 정상상태에 도달할 때까지 점차적으로 감소함을 알 수 있다. 이러한 결과는 초기 과도상태에서의 열전달이 주로 반경방향의 전도에 의해 일어나며 시간이 경과할 수록 축방향 대류 및 전도에 의한 열전달 효과가 상대적으로 증가함을 의미한다. 그림 4는 입구온도가 초기온도보다 높은 경우( $T_{in} = 80^{\circ}F$ )의 Nusselt수 분포이며 초기( $t < 1\text{sec}$ )에는 Nusselt수가 축방향으로 증가하는 분포를 보이다가 시간이 경과할 수록 그림 3의 분포와 유사한 경향을 보이고 있다. 그림 4에서와 같이 입구온도가 초기온도보다 높은 경우 초기 과도상태에서 Nusselt수가 축방향으로 증가하는 것은 그림 3의 경우와 비교하여 열전달 mechanism은 유사하나 유체의 2차측과의 온도차가 축방향으로 점점 크게 나타나기 때문이다. 이 온도차는 시간이 경과할 수록 축방향 대류 및 전도에 의해 점차 줄어 Nusselt수가 축방향으로 감소하는 경향으로 나타나게 된다.

그림 5는 우회유량이 없고 입구온도가 80 °F인 경우 시간 변화에 대한 유체의 축방향 평균온도 분포를 보여주고 있다. 이 그림에서 초기 과도상태( $t < 1\text{sec}$ )를 제외하고는 유체의 평균온도가 축방향으로 증가하고 있다. 또한 시간이 경과할 수록 온도가 급격히 상승하는 것은 반경방향의 열전도보다는 축방향 대류효과에 의해 열전달이 지배적으로 이루어지고 있음을 확인하고 있으며 그림 4의 Nusselt수 분포에서의 열전달 mechanism과 일관된 경향을 보여주고 있다.

밀봉수주입열교환기 전열관을 통한 유체의 온도증가를 분석하기 위해 전열관으로 유입되는 각각의 유체온도에 대해 정상상태에서의 축방향 평균온도 분포를 계산하였다(그림 6). 모든 입구온도에 대해 초기온도는 40 °F로 고정하였다. 이 그림에서 유체 평균온도는 2차측의 응축수영역( $0.5 \text{ ft} < x < 1 \text{ ft}$ )에서 축방향으로 완만하게 증가하다가 증기영역( $1 \text{ ft} < x < 11 \text{ ft}$ )에서는 거의 선형적으로 증가하고 다시 출구 부근의 응축수 영역 및 단일부분( $11 \text{ ft} < x$ )에서 거의 일정한 분포를 보이고 있다. 이러한 평균온도 분포는 모든 입구온도에 대해서 유사한 경향을 보이고 있으며 온도 증가량은 입구온도에 거의 비례하고 있다. 그림 6에 삽입된 작은 그림은 각 입구온도에 대한 출구에서의 평균온도를 표시한 것이며 이 그림에서 보듯이 우회유량이 없을 경우 출구온도는 입구온도에 대해 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 또한, 이 그림으로부터 우회유량이 없을 경우 초기온도 40 °F에서 입구온도가 40 °F인 경우에서만 울진3,4호기 밀봉수 최적 조건인  $125^{\circ}F \pm 5$ 의 온도조건 [5]을 만족하며 온도 범위 설계조건인 70 °F - 150 °F에 대해서는 입구온도가 80 °F이하에서만 만족함을 알 수 있다.

우회유량이 있을 경우의 열전달 특성을 분석하기 위해 유체의 입구온도 각각에 대해 우회유량을 0 - 95% 변화시켜 계산을 수행하였다. 그림 7은 입구온도가 120 °F인 경우 우회유량 및 시간변화에 대한 밀봉수온도( $T_{SUM}$ )를 표시한 것이다. 밀봉수온도  $T_{SUM}$ 은 밀봉수주입열교환기를 통과한 유체와 우회라인을 통과한 유체가 혼합한 유체의 온도이며 다음과 같이 계산되었다.

$$T_{Sum} = \frac{Q_{SIHX}}{Q_{Sum}} T_{Out} + \frac{Q_{Bypass}}{Q_{Sum}} T_{In} \quad (3)$$

위 식에서  $T_{In}$ 은 밀봉수주입열교환기 유입온도,  $T_{Out}$ 은 출구온도이며 기타 변수는 그림 1에 정의되어 있다. 그림 7에서 보듯이 밀봉수온도는 우회유량이 적을 수록 초기 과도시에 급격히 증가하며 정상상태에 도달하는 시간이 짧아짐을 알 수 있다. 그러나 우회유량이 95%인 경우 초기의 급격한 증가 없이 완만하게 증가하며 정상상태 도달 시간도 매우 길어짐을 알 수 있다. 이것은 우회유량이 매우 클 경우 열교환기 세관내의 유속이 작아 반경방향 및 축방향 전도가 축방향 대류보다 상대적으로 크게 작용하기 때문이다.

그림 8에는 정상상태에서 전체유량에 대한 우회유량비(bypass fraction) 및 입구온도 변화에 대한 밀봉수온도 변화를 표시하고 설계기준 정상운전 밀봉수 온도와 비교하였다. 이 그림으로부터 모든 입구온도 조건에서 밀봉수온도가 우회유량비에 대해 거의 같은 비율로 선형 감소하고 있음을 알 수 있다. 또한, 이 그림에서 모든 밀봉수선이 정상운전시 밀봉수주입 온도선과 교차하고 있으며 이 결과는 본 연구에서 분석한 모든 입구온도 조건에서 우회유량을 조절함으로써 설계조건을 만족하는 밀봉수 온도를 얻을 수 있음을 의미하고 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 유한차분법을 이용한 수치해석을 수행하여 밀봉수주입계통의 열적 과도상태시 밀봉수주입 열교환기의 열전달 특성 및 밀봉수온도 변화를 우회유량이 있는 경우와 없는 경우에 대해 분석하였다. 분석결과 우회유량이 없을 경우 열교환기 입구온도가 급격히 변하는 과도 상태시 밀봉수온도가 설계 허용범위를 벗어나며 우회유량을 조절할 경우 가장 심각한 열적 과도시에도 설계 제한 밀봉수온도를 유지할 수 있음을 확인할 수 있었다.

## 참고문헌

1. ABB-CE Inc., Seal Injection Heat Exchanger Operating Experience, SRM, 1989
2. Lee, K. & Yan, W., "Transient Conjugated Forced Convection Heat Transfer with Fully Developed Laminar Flow in Pipes," Numer. Heat Transfer, Vol. 23, 1993
3. Lin, T. F. & Kuo, J. C., "Transient Conjugated Heat Transfer in Fully Developed Laminar Pipe Flows," Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 31, No. 5, 1988
4. Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington D. C., 1980
5. KAERI, Project Specification for Reactor Coolant Pump for UCN 3&4, N0291-FS-DS480, 1992

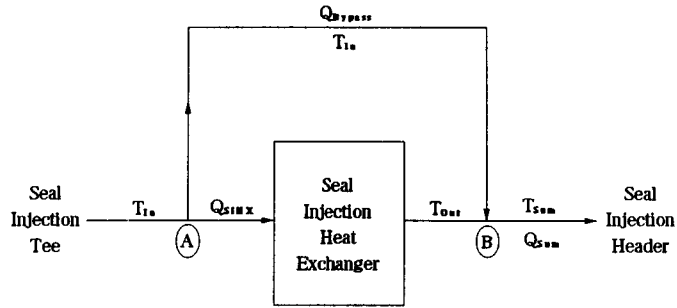


그림 1. 밀봉수주입열교환기 우회라인 설치 개략도

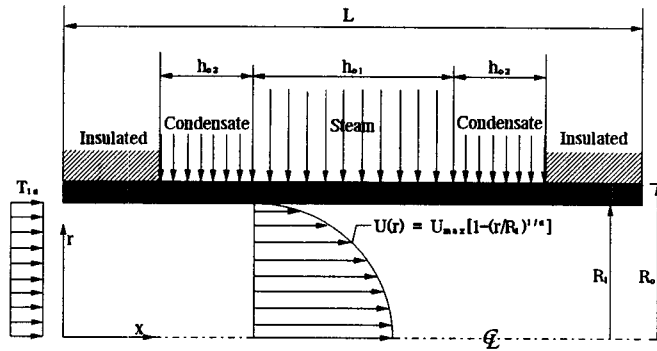


그림 2. 유동장 모델 도해

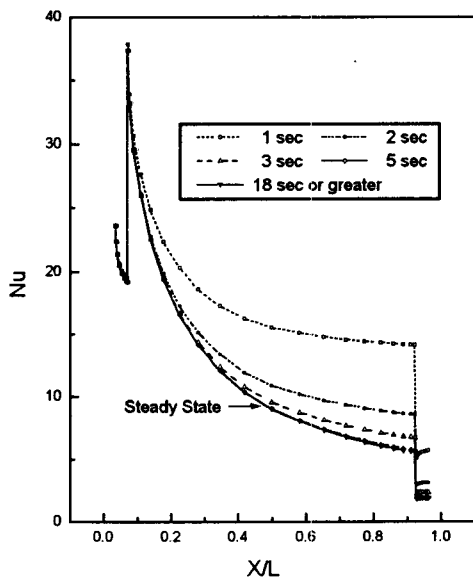


그림 3. 시간변화에 따른 Nu 수의 축방향 분포 (입구온도 40°F)

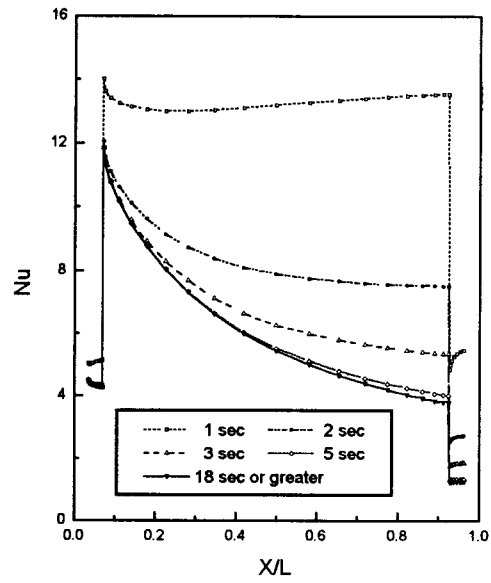


그림 4. 시간변화에 따른 Nu 수의 축방향 분포 (입구온도 80°F)

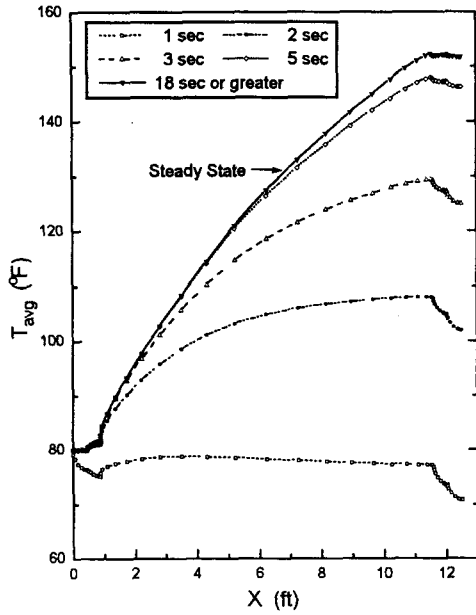


그림 5. 시간변화에 따른 축방향 평균 온도분포 (입구온도 80°F)

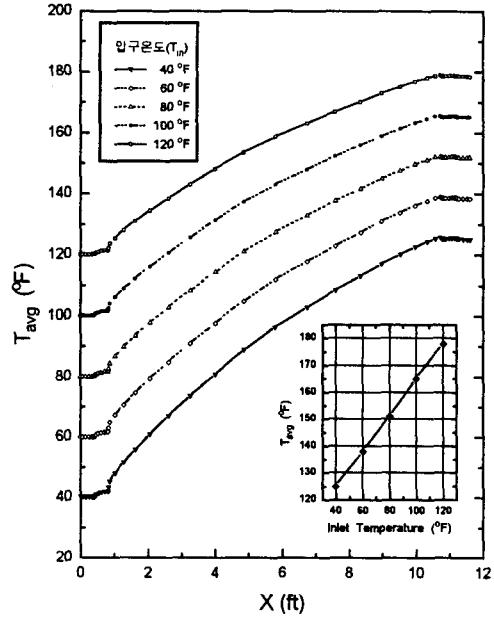


그림 6. 입구온도 변화에 따른 축방향 평균 온도분포 (정상상태)

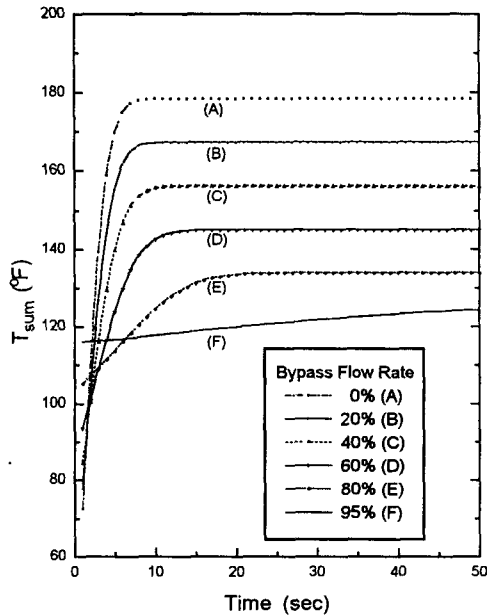


그림 7. 우회유량 변화시 밀봉수 주입온도의 시간에 대한 변화 (입구온도 120°F)

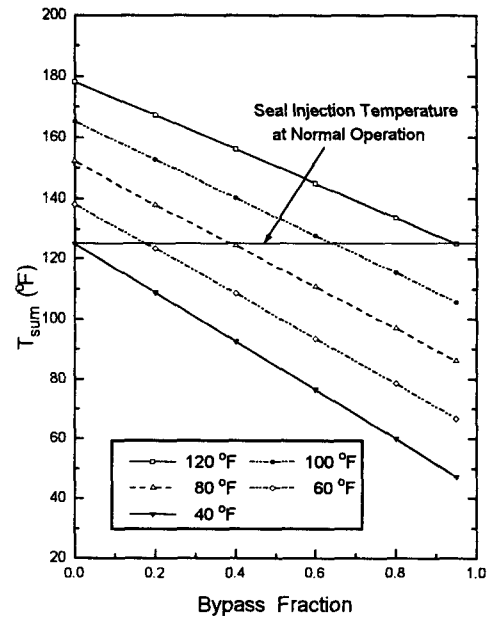


그림 8. 우회유량 및 입구온도 변화에 따른 밀봉수 주입온도의 변화 (정상상태)