

TASS/SMR 코드의 열교환기 모델 개발

Development of Heat Exchanger Model in TASS/SMR

양수형, 정영중, 김희철, 장문희

동력로기술개발팀
한국원자력연구소
대전시 유성구 덕진동 150

요약

SMART 일체형원자로의 피동잔열제거시스템의 성능을 모사하기 위하여 PRHRS 열교환기 모델을 개발하였다. 개발된 모델의 예측 성능을 평가하기 위하여 정상 상태, 입구 유량 변화 및 입구 엔탈피 변화에 따른 열교환기의 열수력 특성을 분석하였으며, MARS 코드를 이용한 분석 결과와 비교하였다. 분석 결과에 의하면 개발된 모델과 MARS 코드에 의해 예측되는 열수력 특성은 비슷한 것으로 나타났으나, Void Fraction과 같은 국부적인 열수력 특성 예측에 있어서는 다소 차이가 있는 것으로 나타났다. 추후 열교환기 관련 실험 데이터의 획득을 통하여 상세 평가를 수행할 필요가 있는 것으로 분석되었다.

Abstract

A PRHRS heat exchanger model has been developed to simulate the performance of the PRHRS of the SMART. In addition, using the developed model, analyses have been performed to identify the thermal-hydraulic characteristic in normal condition and transient conditions of inlet mass flow rate and inlet enthalpy. To evaluate the predictive capability of the developed model, comparison assessments have been performed based on the analysis results using MARS Code. According to the assessments, thermal-hydraulic characteristics predicted by the developed model and MARS Code are very similar, except for the local condition, i.e. void fraction at each node. Further studies will be performed focusing on the acquisition of relevant heat exchanger experimental data and modification of the developed model based on the detailed assessment using relevant experimental data.

1. 서론

SMART(System-integrated Modular Advanced ReacTor) 일체형원자로는 330 MWth

열출력과 100 MWe 전기 출력을 생산하여 인구 100,000의 도시에 필요한 담수 및 전기 생산을 목표로 원자력연구소에서 설계되어 왔다[1]. SMART 원자로는 무봉산 운전, 낮은 원자력 출력 밀도, 상대적으로 큰 가압기 등과 같은 고유 안전성과 피동 작동 개념을 도입한 안전 계통의 도입으로 인하여 대형 가압경수로에 비하여 안전성이 획기적으로 향상되도록 설계되었다. 주요 안전 계통으로는 원자로 정지계통, 비상노심냉각계통, 피동잔열제거계통, 원자로안전보호용기, 격납용기 과압보호계통 및 원자로 과압보호계통 등이 있다. 특히 SMART의 안전 계통중 4개의 독립적인 계통으로 구성된 피동잔열제거계통(PRHR: Passive Residual Heat Removal System)은 원자로 정지 시 노심 붕괴열을 지속적이고 피동적으로 제거하는 기능을 목표로 하고 있으며, 4개의 트레인 중 2개의 트레인만으로도 노심 붕괴열을 제거할 수 있는 용량을 가지도록 설계되었다. 이러한 피동잔열제거계통은 이차계통 급수 및 증기 배관에 연결되어 있으며 증기의 응축을 위하여 1 트레인의 피동잔열제거계통 열교환 배관이 1개의 냉각 탱크를 가지도록 구성되어 있다[2]. 이러한 피동잔열제거계통은 일체형원자로의 안전성에 있어 상당한 영향을 미칠 수 있지만, 일체형원자로의 성능/안전 해석을 위하여 현재까지 개발되어 왔던 TASS/SMR 코드에서는 고려되지 않았던 모델이었다 [1, 3].

본 논문에서는 SMART 일체형원자로의 피동잔열제거계통의 성능을 평가하기 위하여 TASS/SMR 코드에 추가된 PRHR 모델의 열교환기 모델에 대하여 기술하고, TASS/SMR에 포함된 열교환기 모델을 이용하여 수행된 해석 결과를 최적 열수력 코드인 MARS 코드 [4] 해석 결과와 비교 평가하였다.

2. 열교환기 모델

TASS/SMR의 열교환기 모델은 열교환기 배관의 내부 및 외부에서의 열전달 특성을 계산한다. PRHR 열교환기 배관의 내부에서는 층류 또는 난류 막응축 또는 대류에 의한 열전달이 발생하고, 열교환기 배관의 외부에서는 자연 순환 또는 핵비등이 발생한다. TASS/SMR의 PRHR 열교환기 모델에서 가정된 사항들은 다음과 같다.

- 열교환 튜브의 온도는 비상냉각탱크의 온도보다 항상 높다.
- 열교환 튜브 내부에서의 응축은 막 응축(Film Condensation)에 의해서만 이루어진다.
- 비응축성 기체의 영향은 무시한다.
- 동일한 제어 체적내에서 응축된 액막의 두께는 동일하다.
- 열교환기 탱크에 있는 유체의 열 성층화(Thermal Stratification)는 고려하지 않는다.

가. 열교환기 튜브 내부

열교환기 튜브 내부에서의 열전달은 난류 또는 층류 막응축 또는 대류에 의해서 이루어지며, 튜브 내부로 유입된 증기로부터 튜브로의 열전달 계수는 다음과 같은 논리에 의해 계산된다.

- 열전달 계수는 노드의 냉각수 수위에 따른 응축 및 대류 열전달의 합에 의해 계산된다.
- 응축 열전달 계수는 층류 또는 난류 막응축 열전달 계수중 큰 값을 사용한다.

1) 층류 막응축

층류 막응축 열전달계수는 Nusselt에 의해 제안된 수직 평판에서 사용되는 열전달 상관식을 이용하였으며, 상관식은 다음과 같다[5]. 여기서 모든 액체 물성치들은 열교환기 튜브 내부 온도와 포화 온도의 평균 온도에서 계산하며, h_{fg} 는 포화 온도에서 계산한다.

$$h_L = 0.943 \left[\frac{g \rho_f (\rho_f - \rho_g) k_f^3 h_{fg}}{\mu_f (T_{sat} - T_s) L} \right]^{1/4} \quad (1)$$

2) 난류 막응축

난류 막응축은 Shah에 의해 제안된 상관식을 이용하였다[6]. Shah 상관식 개발에 있어 사용된 작업 유체는 물, R-11, R-12, R-113, 메타놀 등이며, 7 mm에서 40 mm의 직경을 가지는 수평관, 수직관 및 환상관에서의 응축에 대한 실험들이 포함되었다. Shah는 일련의 환상관에서의 응축에 대한 데이터들에 대한 예측 오차(Mean Deviation)가 15.4% 정도인 것으로 주장하고 있다. 표 1은 평가에 사용된 데이터들의 범위를 보여주고 있다.

Shah 상관식은 다음과 같은데, Re_L 은 모든 질량이 액체로서 흐른다는 가정을 이용할 때 Re 수이며, 물성치들은 액체의 물성치들이다.

$$h_{TP} = h_{DB} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_r^{0.38}} \right] \quad (2)$$

$$h_{DB} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{k_L}{D} \quad (3)$$

3) 대류에 의한 열전달

대류에 의한 열전달은 Dittus-Boelter 상관식에 의해 계산하며, 식 (3)과 같다.

나. 열교환기 튜브 외부

열교환기 튜브 외부에서의 열전달은 자연 순환 또는 핵비등에 의해서 이루어진다. 자연 순환 열전달 계수는 자연 순환 열전달 계수에 의해 계산된 열유속이 핵비등에 의해 계산된 열유속 보다 큰 경우 또는 자연 순환 열전달 계수에 의해 계산된 표면에서의 온도가 핵비등에 의해 계산된 표면 온도보다 적은 경우에만 열교환기 튜브 외부에서의 열전달 계수로 사용된다.

1) 자연 순환

자연 순환은 Churchill & Chu 에 의해 제안된 수직 평판에서의 열전달 상관식을 이용하며, 상관식은 다음과 같은 형태를 가진다[5]. Churchill & Chu 상관식에서 사용되는 물성치들은 Tube의 외부 표면 온도와 Tank 냉각수의 평균 온도에서 계산한다.

$$Nu_L = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad (4)$$

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (5)$$

Churchill & Chu 상관식은 수직 평판에 적용되는 상관식이나, 경계층 두께가 원통 지름보다 훨씬 작으면 수직 원통에도 적용될 수 있는 것으로 알려지고 있으며, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (6)$$

2) 핵비등

핵비등 열전달 상관식으로는 일반적으로 수조 형태의 형상에서 사용되는 Rohsenow 상관식[7]을 이용하였으며, 상관식에서 사용되는 물성치들은 포화 온도에서의 물성치들을 이용하였다. 그리고 $C_{s,f}$ 및 n 은 물과 스테인레스 스틸에 대한 상수값을 사용하였다($C_{s,f} = 0.013$, $n=1$).

$$q'' = \mu h_{fg} \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma} \right]^{1/2} \left(\frac{c_{p,f} \Delta T}{C_{s,f} h_{fg} Pr_f^n} \right)^3 \quad (7)$$

3. 해석 결과

가. 열교환기 노드 및 정상 상태 입력

열교환기 튜브는 5개 노드로 나누어서 해석하였는데, 이를 그림 1에 나타내었다. 그리고 해석을 위한 경계 조건의 입력 값 및 형상 관련 값들은 표 2에 나타내었다 [2].

나. 해석 결과

표 2에 제안된 정상 상태 입력 값들을 이용하여 정상 상태를 파악하였고, 정상 상태에서 시작하여 유량 변화 및 엔탈피 변화시 열교환기 거동을 살펴보았다. 그리고 개발된 TASS/SMR PRHRS의 열교환기 모델을 평가하기 위하여 해석 결과들을 동일한 입력 값들을 사용한 MARS 코드 결과와 비교 분석하였다.

1) 정상 상태 파악

열교환기 계통의 정상 상태 입력 값 및 개발된 열교환기 모델을 이용하여 정상 상태를 파악하였으며, 이를 그림 2에서 그림 7에 나타내었다. 그림 2는 시간에 따른 유량 거동을 보여주고 있는데, 해석 시작 직후 정상 상태 값인 2.29 kg/sec에서 유지될 수 있음을 알 수 있다. 그림 3은 열교환기 튜브를 통하여 빠져나가는 열량을 보여주고 있는데, 개발된 모델을 이용하여 예측된 제거 열량은 MARS에서 계산된 제거 열량과 거의 비슷한 것으로 나타났다. 그림 4는 시간에 따른 열교환기 튜브 내부 압력을 보여주고 있는데, MARS에 비해 개발된 열교환기 모델에서 예측된 튜브 내부의 압력이 MARS 결과에 비해 다소 높은 것으로 나타났다. 시간에 따른 열교환기 튜브 내부 Void Fraction은 그림 5에 제시하였는데, MARS 코드 결과에서는 최하단부(노드 5)의 Void Fraction이 0이 아니지만 TASS/SMR에서는 4번째 노드부터 Void Fraction이 0인 것으로 나타나 다소 차이가 있는 것으로 판단된다. 이러한 이유는 사용되는 열전달 상관식 및 입구 경계 조건의 입력 방법의 차이 때문에 기인할 것으로 추정된다. 그림 6은 EXIT 노드에서의 온도를 보여주고 있는데, 튜브를 통한 제거 열량이 거의 비슷하기 때문에 비슷한 온도 경향을 예측함을 알 수 있다. PRHRS 튜브를 포함하고 있는 냉각수 탱크의 온도 변화는 그림 7에 나타내었는데, 냉각수 온도 거동은 그림 3에서 나타난 튜브를 통한 총 제거 열량이 비슷하기 때문에 거의 같은 것으로 나타났다.

2) 유량 변화

파악된 정상 상태를 근거로 유량 변화에 따른 열교환기의 거동을 분석하였다. 해석에서는 정상 상태의 유량으로부터 시작하여 150%→200%→150%→100%→50%→25% 수준으로 감소시켰다. 그림 8은 열교환기 튜브에서의 유량을 보여주고 있는데, 저 유량(50% 유량 이

하)에서는 MARS에서 예측되는 유량이 상당히 진동하는 것으로 나타난 반면에 개발된 열교환기 모델에서는 50% 및 25% 유량에서 일정하게 유지되는 것으로 파악되었다. 이러한 저 유량에서의 유동 진동이 실제 현상인지 아니면 해석 코드의 수치 해석 방법이나 모델링에 기인하는 것인지에 대한 추가 분석이 추후 필요할 것으로 판단된다. 그림 9는 열교환기 튜브를 통하여 제거되는 열량을 보여주고 있는데, 저 유량 영역에서는 MARS에서 계산되는 유량의 진동으로 인하여 제거되는 열량 또한 진동하는 것으로 나타났다. 개발된 모델에서는 이러한 열량의 진동은 없지만 MARS에서 계산된 제거 열량에 비하여서 다소 큰 열량이 제거되고 있음을 보여준다. 그림 10은 EXIT 노드에서의 온도를 보여주고 있는데, 25% 유량을 제외한 다른 유량 영역에서는 비슷한 것으로 나타나지만 25% 유량에서 MARS 예측치와 개발된 모델의 예측치에 상당한 차이가 있는 것으로 나타났다. 이는 MARS 코드에 있어 저 유량에서 유량 계산의 진동으로 인해 발생하는 것으로 판단된다. 그림 11은 시간에 따른 냉각수 탱크의 온도 변화를 보여주고 있는데, 유량 변화로 인해 냉각수 온도 증가율이 시간에 따라서 다르게 나타났다. 그리고 MARS 예측치와 개발된 모델 예측치와도 다소 차이가 있는 것으로 계산되었다.

3) 엔탈피 변화

파악된 정상 상태를 근거로 엔탈피 변화에 따른 열교환기 계통의 거동을 파악하였다. 해석에서는 정상 상태의 입구 엔탈피(과열 상태: 2856.875 kJ/kg)로부터 시작하여 2976 kJ/kg→3096 kJ/kg→2976 kJ/kg→2856.875 kJ/kg→2794.175 kJ/kg (5MPa 포화 상태: 건도 1.0)→건도 0.5인 5MPa 포화 상태 수준으로 변화시켰다. 시간에 따른 유량율의 변화를 그림 12에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 개발된 열교환기 모델에서는 입구 엔탈피 변화시 일정한 유량을 예측하지만, MARS에서는 정상 상태의 입구 엔탈피, 2976 kJ/kg인 경우를 제외한 다른 엔탈피 영역에서 지속적인 유량 진동이 발생하였다. MARS 해석 결과에서 이러한 진동 현상은 제거되는 전체 열량에서도 나타나는데(그림 13), 이는 예측되는 유량의 진동으로 인해서 발생하는 것으로 판단된다. 이에 반해 개발된 열교환기 모델에서는 일정한 열제거량을 보여주고 있으나, MARS 예측치와는 전반적으로 차이가 있는 것으로 나타났다. 시간에 따른 Void Fraction의 거동 변화는 그림 14에 제시되어 있는데, 상부 Node에서는 거의 비슷한 Void Fraction을 보여주고 있지만 하부 Node에서는 개발된 모델에 의한 Void Fraction 예측치가 MARS 예측치 보다 낮은 것을 보여주고 있다. 마지막으로 시간에 따른 EXIT Node에서의 온도 변화는 그림 15에 나타내었다. 시간에 따른 Exit Node에서의 온도 변화 경향은 비슷하지만, 제거되는 전체 열량에 있어 차이가 있기 때문에 다소 차이가 있는 것으로 나타났다.

4. 결론

SMART 일체형원자로 PRHRS의 성능을 모사하기 위하여 열교환기 모델을 개발하였으며, 개발된 모델과 MARS 코드를 이용하여 정상 상태, 입구 유량 변화 및 입구 엔탈피 변화에 따른 열교환기의 열수력 특성을 분석하였다. 분석 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 정상 상태: Void Fraction에 있어 MARS 코드 및 개발된 모델의 예측치간에 차이가 있는 것으로 나타났는데, 이는 사용되는 상관식에 있어서 차이, 입구 경계 조건의 입력 방법 차이 등으로 인해 기인되는 것으로 판단된다. 그러나 열교환기 튜브를 통한 열제거량, PRHRS 튜브 내부 압력 및 EXIT Node에서의 온도 경향은 상당히 비슷한 것으로 나타났다.
- 유량 변화 및 입구 엔탈피 변화: MARS 코드 해석 결과에서 주요 변수들의 진동 현상이 나타난 반면에 개발된 모델에서는 이러한 현상이 나타나지 않았다. MARS 코드 해석 결과에서 나타나는 이러한 진동 원인은 현재까지는 파악되지 않았으며, 추후 연구를 통해 파악해 나갈 예정이다.

추후 개발된 모델의 타당성을 부가적으로 평가하기 위해서는 열교환기 관련 실험 데이터가 필요하며, 실험 데이터의 획득을 통하여 상세 평가를 수행하고 PRHRS 모델에 포함된 열전달 상관식의 개선 등과 같은 작업을 수행할 예정이다.

감사의 글

본 연구는 과학기술부의 원자력 중장기 개발 계획의 일환으로 수행된 것이다.

Notation

c_p	specific heat	J/kgK
D	inside diameter of pipe	m
g	acceleration due to gravity	m/s^2
h_{fg}	latent heat of vaporization	J/kg
h_L	heat transfer coefficient of laminar condensation	$W/m^2\text{°C}$
h_{TP}	heat transfer coefficient of turbulent condensation	$W/m^2\text{°C}$
h_{DB}	heat transfer coefficient calculated by Dittus-Boelter eq.	$W/m^2\text{°C}$
k	thermal conductivity	$W/m\text{°C}$
L	length of heated surface	m
pr	reduce pressure	-
q''	heat flux	W/m^2
T_∞	liquid temperature well away from the wall	°C
x	quality	-
Re	Reynolds number	-
Pr	Prandtl number	-
Nu	Nusselt number	-
Ra	Rayleigh number	-

Gr	Grashof number	-
α	thermal diffusivity	m^2/s
β	coefficient of expansion	1/K
ρ	density	kg/m^3
σ	surface tension	N/m
μ	viscosity	$Nsec/m^2$
ν	kinematic viscosity	m^2/s

하첨자

f or L	liquid
g	gas
sat	saturation
s	surface

참고 문헌

1. KAERI/RR-1899/98, 신형원자로기술개발: 일체형원자로안전해석기술개발, 한국원자력연구소, 1999.
2. SMART-FS-SD210, Revision 00, SMART 계통 설명서, 한국원자력연구소, 1998.
3. KAERI/TR-845/97, TASS 코드 특정 기술 보고서, 한국원자력연구소, 1996.
4. KAERI/TR-1386-99, MARS 1.4 코드의 모델 개선 및 검증, 한국원자력연구소, 1999.
5. 이택식, 이재현, 이준식, Introduction to Heat Transfer, 희중당, 1993.
6. M.M. Shah, A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside Pipes, pp. 547-556, Vol. 22, Int. J. Heat Mass transfer
7. J.H. Lienhard, A Heat Transfer Textbook, Prentice-Hall, 1981.

표 1. Shah 상관식 개발에 사용된 데이터 범위

	범 위
Reduced Pressure	0.002 - 0.44
Saturation Temperature	21 - 310°C
Vapor Velocity	3 - 300 m/sec
Vapor Quality	0 - 100%
Mass Flux	39000 - 758000 kg/m^2h
Heat Flux	158 - 1893000 W/m^2
Re 수	100 - 63000
Pr 수	1 - 13

표 2. 해석을 위한 경계 조건의 입력 값 및 형상 관련 값

열교환기 튜브	질량 유량	2.29 kg/sec
	입구 온도	280℃(포화상태)
	입구 압력	5 MPa
	입구 엔탈피	2856.875 kJ/kg
	출구 온도	210 ℃
	출구 압력	5 MPa
	튜브 길이	1.5 m
	튜브 내경	0.013m
	튜브 외경	0.018m
	튜브 내부 열전달면적 /Train	7.3513 m ²
	열교환기 냉각탱크	압력
온도		30℃
체적		50 m ³
높이		1.5 m

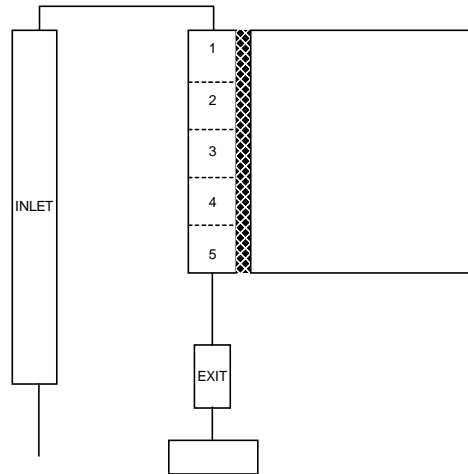


그림 1. 열교환기 모델 검증을 위한 Nodalization

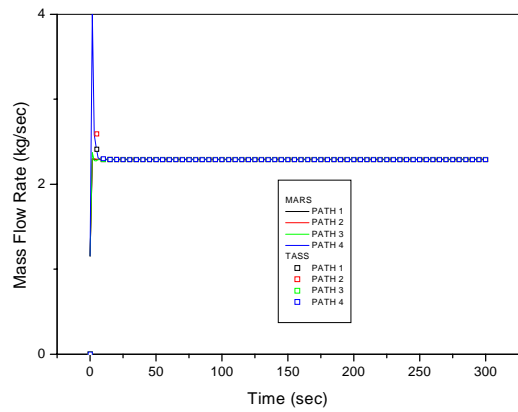


그림 2. 시간에 따른 유량 거동

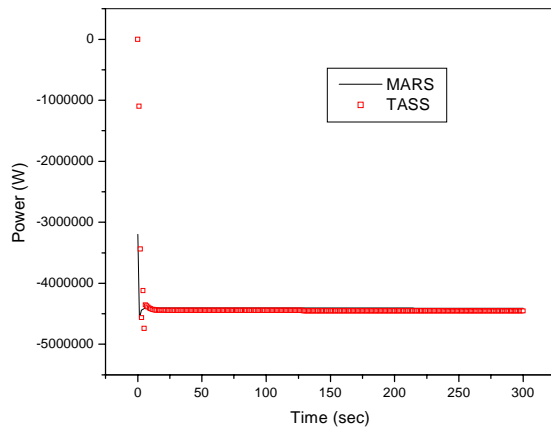


그림 3. 열교환기 튜브를 통하여 제거되는 열량

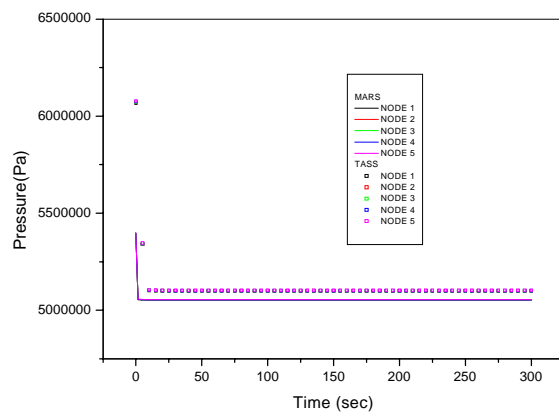


그림 4. 시간에 따른 열교환기 튜브 내부 압력

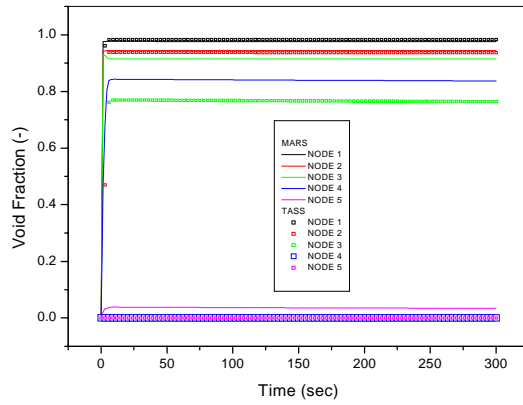


그림 5. 시간에 따른 열교환기 튜브 내부 Void Fraction

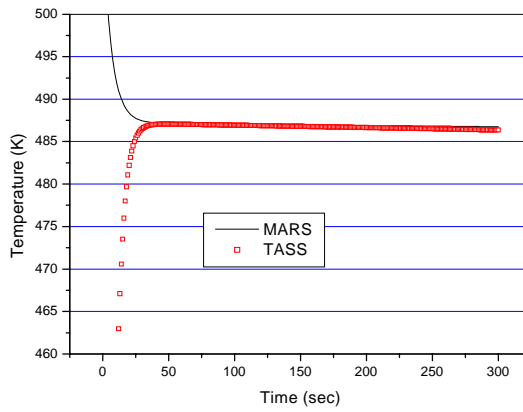


그림 6. 시간에 따른 열교환기 튜브 EXIT 노드 온도

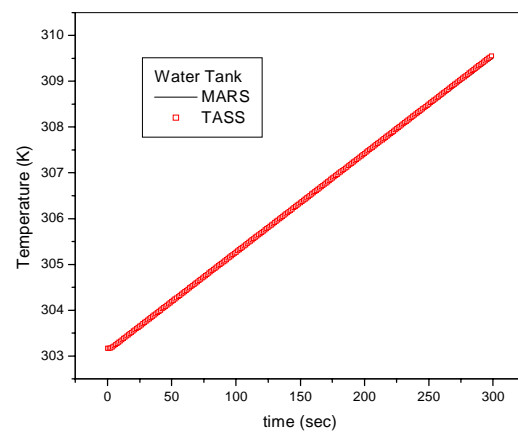


그림 7. 냉각수 탱크의 온도 변화

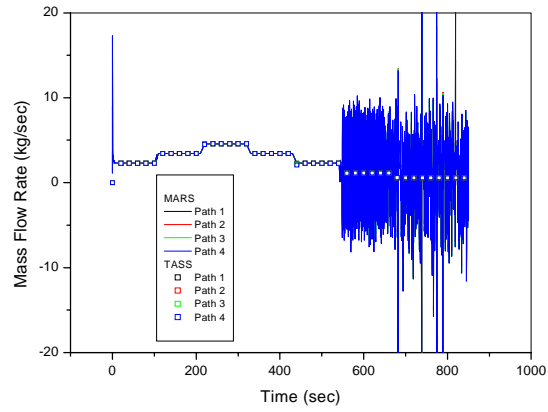


그림 8. 입구 유량 변화시 시간에 따른 유량율의 변화

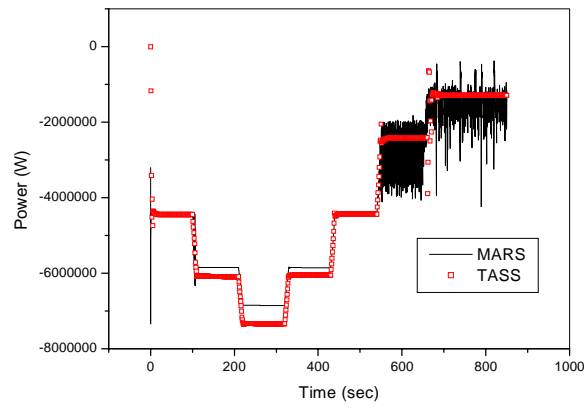


그림 9. 입구 유량 변화시 열교환기를 통하여 제거되는 열량

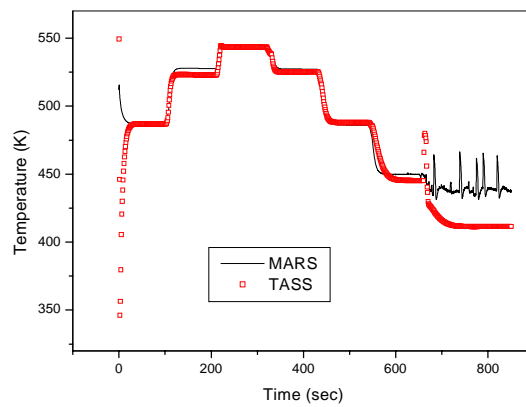


그림 10. 입구 유량 변화시 시간에 따른 EXIT Node 온도 변화

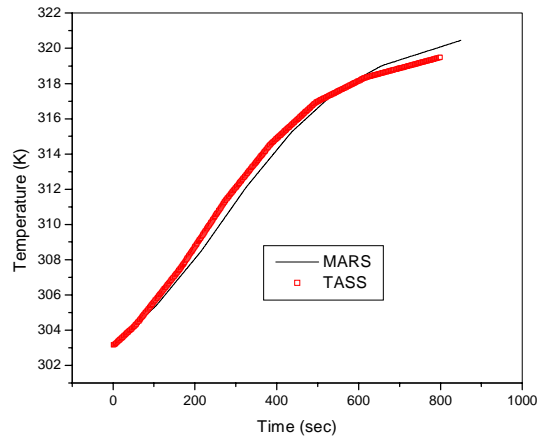


그림 11. 입구 유량 변화시 시간에 따른 냉각수 탱크의 온도 변화

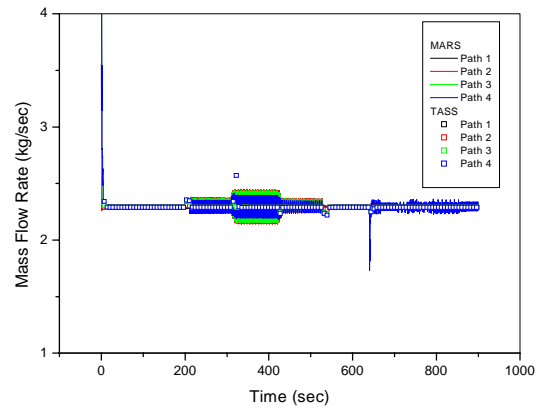


그림 12. 입구 엔탈피 변화시 시간에 따른 유량의 변화

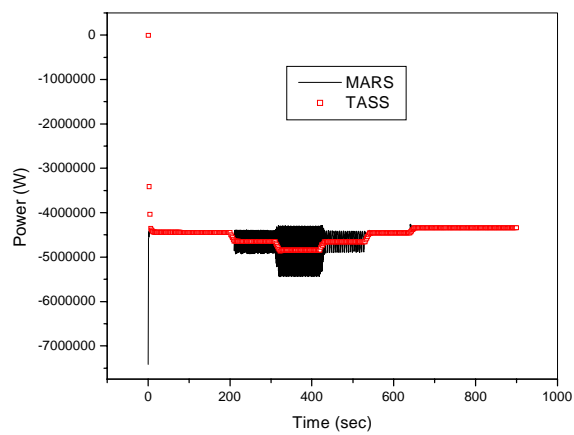


그림 13. 입구 엔탈피 변화시 열교환기 튜브를 통한 열제거량

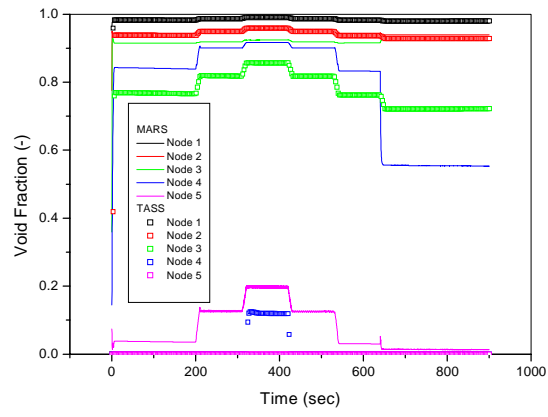


그림 14. 입구 엔탈피 변화시 시간에 따른 Void Fraction의 변화

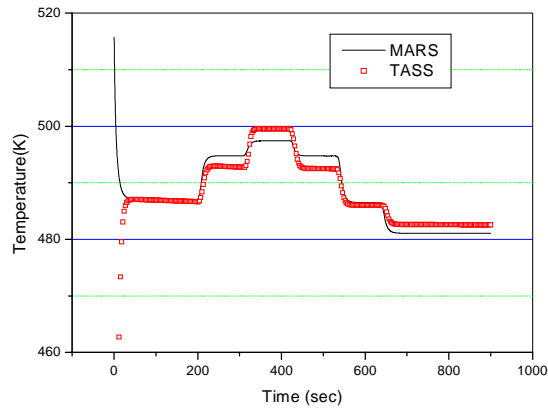


그림 15. 입구 엔탈피 변화시 시간에 따른 EXIT Node 온도 변화