

나선형코일 튜브 비등2상 유동 수치해석

조종철^{*1}, 김웅식¹, 김효정¹, 이용갑²

Numerical Simulation of Boiling 2-Phase Flow in a Helically-Coiled Tube

J. C. Jo, W. S. Kim, H. J. Kim, and Y. K. Lee

This paper addresses a numerical simulation of the flow and heat transfer in a simplified model of helically coiled tube steam generator using a general purpose computational fluid dynamic analysis computer code. The steam generator model is comprised of a cylindrical shell and helically coiled tubes. A cold feed water entered the tubes is heated up, evaporates, and finally become a superheated steam with a large amount of heat transferred continuously from the hot compressed water at higher pressure flowing counter-currently through the shell side. For the calculation of tube side two-phase flow field formed by boiling, inhomogeneous two-fluid model is used. Both the internal and external turbulent flows are simulated using the standard k-e model. The conjugate heat transfer analysis method is employed to calculate the conduction in the tube wall with finite thickness and the convections in the internal and external fluids simultaneously so as to match the fluid-wall-fluid interface conditions properly. The numerical calculations are performed for helically coiled tubes of steam generator at an integral type pressurized water reactor under normal operation. The effects of tube-side inlet flow velocity are discussed in details. The results of present numerical simulation are considered to be physically plausible based on the data and knowledge from previous experimental and numerical studies where available.

Key Words: 나선형코일 튜브 증기발생기(Helically Coiled Tube Steam Generator), 2상 유동(Two-Phase Flow), 비등(Boiling)

1. 서 론

헬리컬 코일 증기발생기[1]에서는 일반적으로 고온 고압의 압축수가 셀측을 유동하면서 나선형 코일 형상의 튜브측으로 열을 전달함으로써 튜브내로 유입되는 저압의 냉수를 가열, 비등, 기화 및 가열시켜 높은 온도의 과열증기가 생산된다. 헬리컬 튜브를 따라

나선회전 유동하는 유체에 작용하는 원심력은 튜브내 주유동 방향에 수직인 단면에 압력구배를 야기시켜 1쌍의 2차유동을 형성시킨다. 직관형 증기발생기에서 수직튜브측 상향유동 유체의 기화 상변화가 완료되기 전 잔여 물이 관 중심부를 따라 유동하고 있는 상황에서 튜브벽면이 드라이아웃되는 경우와는 달리, 헬리컬 튜브내의 2상유동장에서 발생하는 그러한 2차유동은 물을 수증기와 분리시켜 벽면으로 이동시키고 fog 형성을 억제하는 효과를 나타냄으로써 열전달을 향상시켜 과열증기의 효과적 생산을 가능하게 한다. 이러한 헬리컬 증기발생기의 장점 때문에 액체속도, 선

*1정회원, 한국원자력안전기술원

1 한국원자력안전기술원

2 CFX Korea

*1 e-mail: jcjo@kins.re.kr

박용원자로 등 특수 용도 원자로에 채용되어 오고 있으며, 최근에는 IRIS 등 일체형원자로 설계에도 채용되고 있다 [2,3].

헬리컬 코일 튜브 증기발생기의 다양한 용도와 중요성 때문에 헬리컬 코일내 강제대류 비등열전달에 대하여 다수의 실험적 및 이론적 연구들[4-11]이 이루어져 오고 있다. 그러나 헬리컬 튜브내 2상 난류 유동 및 상변화 열전달 현상의 복잡성과 측정기술 및 전산기법의 제한성으로 인하여 실제 현상을 객관적으로 규명하는 수준에는 이르지 못하고 있다. 따라서 헬리컬 증기발생기 설계 안전성 및 건전성 평가를 위한 열수력해석과 원자로계통의 안전해석시 필수적인 관련 기술지식과 적용성이 입증된 자료를 확보하는 것이 중요하다.

본 논문은 고온 고압의 압축수가 하향 유동하는 동심원형관내에 위치한 나선형 코일 형상의 튜브를 통하여 저압의 냉수가 상향 유동하면서 비등하는 2상 유동을 CFD 코드를 사용하여 수치적으로 모사한 것이다. 본 연구에서 고려하는 동심원형관내에 위치한 나선형 코일 튜브의 기하학적 사양은 신형 원자로 등에 채용되고 있는 나선형 코일 증기발생기의 경우를 참조 모형으로 하여 결정되었다. 또한 나선형 튜브 내부의 비등 2상 유동과 외부 동심원관 유동은 모두 표준 $k-\epsilon$ 난류 모형으로 모사되었다. 수치모사는 신형 일체형원자로 나선형 코일 증기발생기의 정상운전조건에서 하나의 튜브를 대상으로 비등 2상 유동에 대하여 이루어졌으며 저압냉수의 튜브입구 속도의 변화가 2상 유동장에 미치는 효과가 조사되었다.

2. 해석모형 및 수식화

2.1 나선형튜브 증기발생기 해석 모형

나선형 코일 튜브 증기발생기는 Fig.1 에 나타낸 바와 같이 원통 셀과 나선형 코일 형상의 튜브들로 구성되어 있다. 증기발생기 하단부의 튜브 입구로 저온 저압의 냉수가 유입되어 튜브 내부를 따라 상향유동하면서 증기발생기 상단부 셀측 입구로 유입되어 튜브 외부에서 하향 유동하는 고온 고압의 압축수로부터 열을 전달 받게 됨으로써 열교환이 이루어진다. 이렇게 지속적으로 전달되는 열로 인하여 튜브로 유입되는 저온의 급수는 포화온도까지 가열된 다음 비등하여 증발이 일어나며 발생된 증기는 튜브출구에 도달할 때 까지 과열된다. 한편 셀측에서 하향유동하는 고온유체는 상변화없

이 온도만 강하된 압축수로 출구에서 유출된다.

본 연구에서는 해석의 편의를 위하여 실제 원자로에서 채용하는 나선형 증기발생기 튜브의 기하학적 사양과 운전조건을 동일하게 유지하는 1 개의 튜브만을 해석 대상 모형으로 선정하였다.

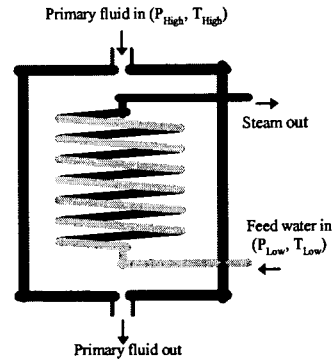


Fig. 1 Schematic of helical steam generator(SG)

셀측의 튜브외부를 유동하는 고온유체의 유속이 설계값과 근사하게 유지되도록 튜브 1개에 대한 평균 유량과 유로 단면적을 산정하여 유체벽면을 갖는 동심원통형 셀을 만들어 원통사이 환상공간내에 튜브를 위치시킴으로써 실제 셀측 유동조건에 이와 같이 고안된 해석 모형을 Fig.2에 나타내어 놓았다.

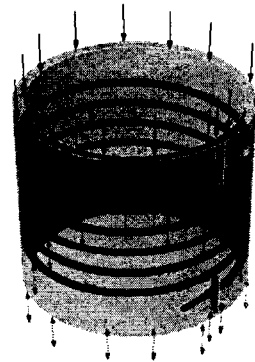


Fig. 2 Helical SG model for analysis

2.2 나선형 튜브 증기발생기 유동 및 열전달 문제의 수식화

본 연구에서는 상기 증기발생기 해석모형에 대한 유동 및 열전달 문제를 범용 CFD 해석 코드의 하나인 CFX-5.6을 사용하여 해석하였다. 따라서 동 문제의 수식화에서 사용한 기호표기는 CFX-5.6의 User



manual [12]을 따른다. 동 문제에 대한 질량, 운동량, 에너지 및 난류량들의 보존에 대한 지배방정식을 정리하면 다음과 같다.

α 상의 질량 보존식

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) = \sum_{\beta=1}^N (\Gamma_{\alpha\beta}^+ - \Gamma_{\beta\alpha}^+)$$

여기서 $r_\alpha, \rho_\alpha, U_\alpha, N$ 은 각각 α 상 유체에 대한 체적분율, 밀도, 속도와 상의 총 개수를 나타내며, $\Gamma_{\alpha\beta}^+$ 는 β 상로부터 α 상으로의 단위체적당 양의 질량 유동율(전달율)이다.

그리고 체적분율의 총합은 다음과 같이 1이다.

$$\sum_\alpha r_\alpha = 1$$

α 상의 운동량 보존식

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha \otimes U_\alpha) \\ &- \nabla \cdot (r_\alpha \mu_{\text{eff}} (\nabla U_\alpha + (\nabla U_\alpha)^T)) \\ &= -r_\alpha \nabla p'_\alpha + r_\alpha (\rho_\alpha - \rho_{ref}) g + M_\alpha \end{aligned}$$

$$p'_\alpha = p_\alpha + \frac{2}{3} \rho_\alpha k_\alpha, \mu_{\text{eff}} = \mu_\alpha + \mu_{\text{ta}}, \mu_{\text{ta}} = C_\mu \rho_\alpha \left(\frac{k_\alpha}{\varepsilon_\alpha}\right)$$

여기서 $\mu_\alpha, p_\alpha, k_\alpha, \varepsilon_\alpha, C_\mu$ 는 각각 α 상 유체에 대한 점성계수, 압력, 난류운동에너지, 난류소산율, 및 상수값(=0.09)을 나타내며 M_α 은 다른 상들의 존재로 인하여 α 상 유체에 작용하는 제반 계면력(interfacial force) 즉, 항력과 상간질량전달 관련 운동량전달 등으로 다음과 같이 표기된다.

$$\begin{aligned} M_\alpha &= \sum_{\beta \neq \alpha} M_{\alpha\beta} \\ &= \sum_{\beta=1}^N c_{\alpha\beta}^{(d)} (U_\beta - U_\alpha) + \sum_{\beta=1}^N (\Gamma_{\alpha\beta}^+ U_\beta - \Gamma_{\beta\alpha}^+ U_\alpha) + \dots \end{aligned}$$

또한 모든 상들이 동일 압력장을 공유하므로 압력 구속은 다음과 같이 주어진다.

$$p_\alpha = p, \alpha=1,2,\dots,N$$

α 상의 에너지 보존식

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha h_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha (\rho_\alpha U_\alpha h_\alpha - \lambda_\alpha \nabla T_\alpha)) \\ &= \sum_{\beta=1}^N (\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta s} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha s}) + Q_\alpha \end{aligned}$$

여기서 h, T, λ 는 각각 sensible 엔탈피, 온도 및 열전도율을 나타내며, Q_α 는 다른 상들과의 상호작용으로 인하여 상 α 로 전달되는 단위체적당의 총괄열량으로서 다음과 같이 주어진다.

$$Q_\alpha = \sum_{\beta \neq \alpha} Q_{\alpha\beta} = h_{\alpha\beta} A_{\alpha\beta} (T_\beta - T_\alpha)$$

그리고 $(\Gamma_{\alpha\beta}^+ h_{\beta s} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ h_{\alpha s})$ 항은 상간 질량전달로 유도되는 열전달량이다.

α 상의 난류운동에너지 및 난류소산율 수송방정식

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha k_\alpha) + \nabla \cdot \left(r_\alpha (\rho_\alpha U_\alpha k_\alpha - (\mu_\alpha + \frac{\mu_{\text{ta}}}{\sigma_k}) \nabla k_\alpha) \right) \\ &= r_\alpha (P_{k\alpha} - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \\ &\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + \nabla \cdot \left(r_\alpha (\rho_\alpha U_\alpha \varepsilon_\alpha - (\mu_\alpha + \frac{\mu_{\text{ta}}}{\sigma_\varepsilon}) \nabla \varepsilon_\alpha) \right) \\ &= r_\alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha} (C_{\varepsilon 1} P_{k\alpha} - C_{\varepsilon 2} \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) \end{aligned}$$

여기서 $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 는 상수들로서 각각, 1.44, 1.92, 1.0, 1.3로 주어진다. 그리고 점성력 및 부력으로 인한 난류생성 $P_{k\alpha}$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} P_{k\alpha} &= \mu_{\text{ta}} \nabla U_\alpha \cdot (\nabla U_\alpha + \nabla U_\alpha^T) \\ &- \frac{2}{3} \nabla \cdot U_\alpha (3\mu_{\text{ta}} \nabla \cdot U_\alpha + \rho_\alpha k_\alpha) + P_{kb\alpha} \end{aligned}$$

여기서 $P_{kb\alpha}$ 는 α 상의 부력생성항으로서 다음과 같이 주어진다.

$$P_{kb\alpha} = \frac{\mu_{\text{ta}}}{Pr_{r_\alpha}} g \cdot \nabla \rho_\alpha$$

열적 상변화 모형

유동장 내부의 상간 열전달로 유발되는 상변화 모형에서 상 β 로부터 상 α 로의 질량플럭스 $\dot{m}_{\alpha\beta}$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{m}_{\alpha\beta} = \frac{q_{\alpha s} + q_{\beta s}}{H_{\beta s} - H_{\alpha s}}$$

여기서 $q_{\alpha s}$ 와 $q_{\beta s}$ 는 각각 계면으로부터 상 α 로의 감열플럭스(sensible heat flux)를 나타내며, $H_{\alpha s}$ 및 $H_{\beta s}$ 는 상변화로 인한 상들로 또는 상들로부터 이송되는 엔탈피의 계면 값들이다.

경계조건

본 수치모사에서 사용된 경계조건은 범용 전산코드 CFX-5.6에서 제공하는 것들이다. 튜브 벽의 내외 표면에서의 경계조건으로 벽함수법이 적용되었으며, 셀측의 두꺼운 유체 벽으로 이루어진 중공 실린더의 내외부 측면 표면에 대해서는 단열 및 자유 미끄럼(free slip) 경계조건을 부과하였다. 즉,

튜브측 또는 셀측 입구에서

$$U_{\alpha} = U_{\alpha, in}, T_{\alpha} = T_{\alpha, in}, k_{\alpha} = k_{\alpha, in}, \varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha, in}$$

셀측 중공 유체 실린더의 내외측면에서

$$\frac{\partial u_{\alpha 1}}{\partial n} = \frac{\partial u_{\alpha 2}}{\partial n} = \frac{\partial u_{\alpha 3}}{\partial n} = \frac{\partial T_{\alpha}}{\partial n} = \frac{\partial k_{\alpha}}{\partial n} = \frac{\partial \varepsilon_{\alpha}}{\partial n} = 0$$

튜브측 또는 셀측 출구 평면에서

$$\frac{\partial T_{\alpha}}{\partial n} = \frac{\partial k_{\alpha}}{\partial n} = \frac{\partial \varepsilon_{\alpha}}{\partial n} = 0$$

그리고 출구에서 총괄 질량보존이 만족되도록 속도성분들이 조정된다.

3. 해석방법

계산에서 사용된 헬리컬 튜브는 외경 10.0mm, 두께 1.5mm, 피치 35.0mm이며, 셀측 중심 유체벽 실린더의 반경은 147.0mm (헬릭스 반경과 동일)이고 두께는 14.0mm이다. 셀측 고온유체의 유입 속도, 온도, 압력은 각각 1.0 m/s, 310°C, 14.7Mpa 이며, 튜브측 저온유체의 유입 속도, 온도, 압력은 각각 0.541 m/s, 50.0°C, 3.55Mpa 이다.

유한 두께를 갖는 나선형 튜브 벽에서의 열전도도와 벽내외부 표면에서의 대류를 유체-벽-유체 접촉경계조건이 잘 맞추어 지도록 동시에 계산하기 위하여 복합열전달 문제로 고려하여 해석하였다.

해석영역을 6면체 요소로 분할하여 Fig.3에 나타난 바와 같이 격자구성을 하였으며 튜브 내외부 접촉경계면 근방에서는 벽면과 평행한 방향으로 격자층을 밀집시켜 경계층 모사가 적절히 처리 되도록 하였다.

본 CFX-5.6 코드를 사용한 수치해석에서 Reynolds- Averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식을 풀기 위하여 대류항에 대해서는 2nd order의 정확도를 보장하는 high resolution scheme을 사용하였으며, 확산항에 대해서는 중앙차분법을 적용하였다. 그리고 비엇갈림 격자를 사용하였으며, Rhie-Chow 운동량보간[13]을 사용하여 질량보존법칙을 만족시킨다. 지배방정식을 이산화하기 위해 FEM based FVM방법이 사용되었으며, coupled된 운동량과 에너지 방정식을 fully implicit AMG(algebraic multigrid) coupled solver를 이용하여 계산하였다.

본 연구에서는 상기 파도 지배방정식을 시간경과(Time Marching) 기법으로 정상상태 해를 구하였다. 튜브내 단상 유동장에 대하여 계산한 정상상태 해를 2상 유동장 계산시에 초기조건으로 사용함으로써 해의 수렴을 용이하도록 하였다. 계산은 0.01 sec의 시간단계로 진행되었으며, 각 시간단계에서 계산의 수렴조건은 운동량 방정식, 압력수정 방정식, 및 에너지 방정식의 잉여값들에 대한 합의 절대치들의 최대치가 10^{-3} 보다 작아지는 것으로 정하였다.

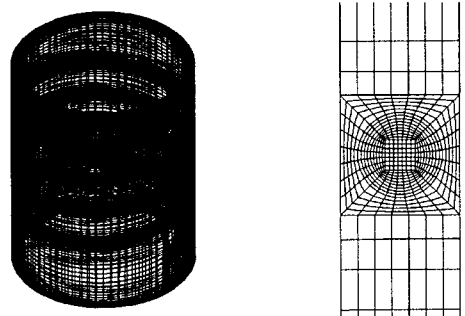


Fig. 3 Mesh for CFD analysis

CFX-5.6 코드에서 채용하고 있는 열적상변화 모형은 질량전달 반응을 일으키게 하기 위하여 증기체적분율을 갖는 입구유동장을 만들거나 초기추축하든지 또는 최소 증기체적분율을 설정을 필요로 한다. 본 해석에서는 튜브내부 벽에서의 비등 모사를 위하여 핵비등 자리를 만드는 분산상(dispersed phase)의 최소체적분율값으로 10^{-3} 을 적용하였다.

4. 결과 및 토의

본 연구는 헬리컬 코일 증기발생기에서의 유동 및 열전달에 대한 CFD 해석 모형을 고안하고 기초적인 계산을 수행하였다.

예비계산을 통하여 얻어지는 그 열유동 현상에 대한 전체적 이해와 수치모사의 적용성 검토에 목적을 두었다. 따라서 여기서는 해석결과의 제시와 토의에 있어 정량적 정확도보다는 정성적 타당성을 확인하는데 초점을 두기로 한다.

Figs.4-7은 헬리컬 튜브 길이 방향으로의 대표적 위치로 선정된 3군데 (Fig.7에서는 2군데) 튜브 유동 단면에서의 증기 체적분율 contour, 온도분포 contour, 주유동속도 벡터, 2차유동속도 벡터의 계산 결과를 제시한 것이다.

Fig.4는 초기에 튜브로 유입되는 저온수가 쉘측 고온압축수로부터 열을 전달받아 포화온도에 도달한 후 비등하여 증기로 상변화하는 거동의 일단을 보여주고 있다. 좌측이 하단 우측이 상단의 단면을 나타내며 상단으로 갈수록 증기분율이 증가하고 있다. 증기를 나타내는 빨간색과 물을 나타내는 파란색 contour사이의 검은색 선은 분율이 0.5인 선으로 자유표면을 나타내고 있다. Fig. 6의 중간 그림에서 자유표면 위쪽의 증기가 물에 비해 가속되는 현상을 보여 주고 있다.

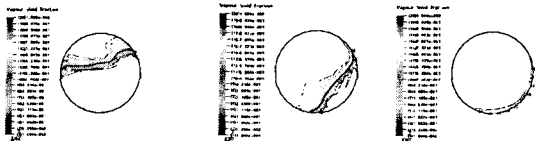


Fig. 4 Void fraction contour

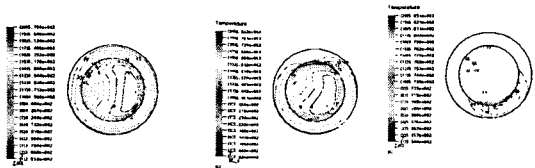


Fig. 5 Temperature contour



Fig. 6 Primary flow velocity vectors

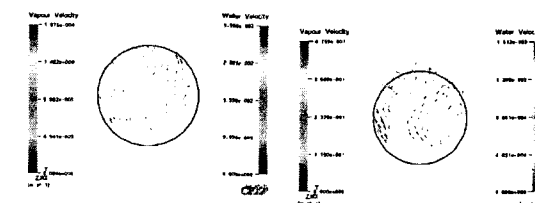
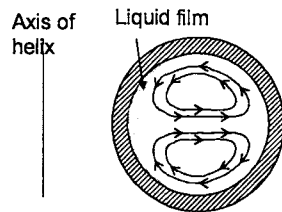
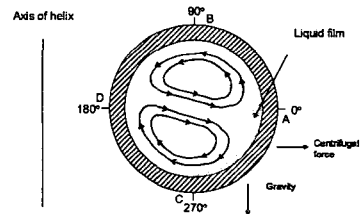


Fig. 7 Secondary flow velocity vectors



(a) Suggested by Owhadi, 1968[6]



(b) Present calculation

Fig. 8 Secondary flow pattern

또한 Figs 4-8로부터 헬리컬 튜브를 따라 회전상향유동으로 내부 유체에 발생하는 원심력과 중력의 영향으로 밀도가 큰 저온의 물 또는 습증기는 헬릭스 축과 먼 튜브의 extrados 내측벽면 (Fig.8b의0°위치) 과 바닥벽면 (270° 위치) 사이에 분산부착되고 상대적으로 가벼운 고온상태의 물 또는 증기는 헬릭스 축과 가까운 튜브의 intrados 내측벽면 (180° 위치)과 상부벽면 (90° 위치)에 근접 분포하여 유동함을 알 수 있다.

이는 곡관덕트내 단상층류 및 헬리컬 코일내 단상 난류 유동 및 열전달에 관한 선행의 실험 및 수치해석 연구들[4-10]에서 확인된 바와 있듯이 헬리컬 튜브내에서 회전유동하는 유체에 작용하는 원심력으로 유동 방향에 수직인 단면에 형성되는 2차유동에 기인한다.

그렇지만, 여기서 다루고 있는 헬리컬 코일 내부 비등을 수반하는 2상 난류 복합열전달 유동과 같은 복잡한 유동은 CFD 해석기술과 측정기술의 한계로 지금

까지 선행연구자들은 간단한 실험을 통하여 튜브외벽면의 온도를 측정하고 그 자료에 기초하여 열전달계수 값을 산정하였을 뿐 튜브 내부 유동 및 열전달을 상세히 조사 파악할 수 없었다.

따라서 Owhadi 등[6]은 튜브의 extrados 외측벽면 (Fig.8b의 0° 위치)에서 측정된 열전달계수 값이 intrados 내측벽면 (180° 위치) 보다 높다는 사실에 기초하여 상대적으로 밀도가 높은 물과 습증기가 본 수치모사결과와는 반대로 Fig.8a와 같이 헬릭스 축과 가까운 튜브의 intrados 내측벽면을 중심으로 부착분포하게 되는 것으로 추정하였다.

수평관내 유동장에서 튜브내벽에서의 열전달계수를 나타내는 경험식들이 Reynolds 수 와 Prandtl 수의 함수로 표현되고 두 매개변수들의 크기가 증가할수록 열전달계수 값도 커지는 일반적 경향을 나타낸다.

증기보다는 물이 Reynolds 수 와 Prandtl 수가 더 높으므로 본 계산결과와 같이 실제로 실험 연구 [5-7]에서 열전달계수 값이 높게 측정되는 extrados 내측벽면 (Fig 8b의 0° 위치) 부위에서 밀도가 높은 물 또는 습증기가 분포되는 것이 열전달 현상으로서 그 타당성이 성립하며, 원심력에 의한 물리적 현상으로도 설명이 가능해 진다.

유동단면에서 증기분율 또는 온도 분포가 주 유동 방향 속도 분포와 동일함을 Fig. 4-6로부터 알 수 있다. 또한 Figs. 7-8에 잘 나타나 있듯이 헬리컬 튜브 내부에서 형성되는 2차유동으로 인하여 헬릭스 축과 먼 튜브의 extrados 내측벽면 (Fig.7b의 0° 위치)에 분포배치되는 고밀도 저온의 물 또는 습증기가 벽면으로부터 전달되는 열을 받아 온도가 상승되거나 증기로 상변화하여 벽면을 따라 intrados 내측벽면 (Fig.7b의 270° 위치) 방향으로 접근하며 그중 일부 고밀도 유체성분은 중앙 대칭면 근방공간을 따라 다시 튜브의 extrados 내측벽면으로 이동한다.

이상의 계산결과 및 토의로부터 본 연구에서 다룬 문제에 대한 수치모사가 물리적 타당성을 보이는 것으로 사료된다. 다만 이러한 수치해석의 일반적 적용성을 확인하기 위해서는 이용가능한 실험자료와의 정량적 비교평가가 필요하다.

5. 결 론

본 연구는 고온 고압의 압축수가 하향 유동하는 동심원형관내에 위치한 나선형 코일 형상의 튜브를 통

하여 저압의 냉수가 상향 유동하면서 비등하는 2상 유동을 CFD코드로써 수치 모사한 것이다.

수치모사는 신형 일체형원자로 나선형 코일 증기 발생기의 정상운전조건에서 하나의 튜브를 대상으로 비등 2상 유동에 대하여 이루어졌으며 저압냉수의 튜브입구 속도의 변화가 2상 유동장에 미치는 효과가 조사되었다. 그 결과, 나선형 코일 튜브내부의 비등 2상 유동에 대한 본 수치모사는 기존의 관련 실험 및 이론 연구로부터 얻은 기초 지식에 비추어 물리적으로 합당한 것으로 보인다.

참고문헌

- [1] Chung, D. B., Lee, Y. J., and Jo, J. C., "Development of Heat Transfer Model of Helical Tube Steam Generator for Thermal Hydraulic System Analysis Code, MARS," *Proc. Korean Nucl. Society Spring Meeting*, Gyungju, (2003).
- [2] Cinotti, L., et al., "Steam Generator of the International Reactor Innovative and Secure," *Proc. 10th Int. Conf. on Nuclear Engineering*, Arlington, VA, April 14-18, (2002), ICONE10-22570.
- [3] Cioncolini, A., et al., "Thermal Hydraulic Analysis of IRIS Reactor Coiled Tube Steam Generator," *American Nucl. Society Topical Meeting in Mathematics & Computations*, Gatlinburg, TN, (2003).
- [4] Mori, Y. and Nakayama, W., "Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (1st Report, Laminar Region)", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.8, (1965), pp.67-82.
- [5] Mori, Y. and Nakayama, W., "Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (2nd Report, Turbulent Region)," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.10, (1967), pp.37-59.
- [6] Owhadi A., Bell, K. J., and Crain, B. Jr., "Forced Convective Boiling inside Helically-Coiled Tubes," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.11,(1968), pp.1779-1793.
- [7] Cumo, M., Farello, G.E., and Ferrari, G., "The Influence of Curvature in Post Dry-out Heat Transfer," *Int'l J. Heat and Mass Transfer*, Vol.15, (1972), pp.2045-2062.



- [8] Patanker, S. V., Pratap, V. S., and Spalding, D. B., "Prediction of Laminar Flow and Heat Transfer in Helically Coiled Pipes," *J. Fluid Mechanics*, Vol.62, (1974) p.539.
- [9] Patanker, S. V., Pratap, V. S., and Spalding, D. B., "Prediction of Turbulent Flow in Curved Pipes," *J. Fluid Mechanics*, Vol.67, (1975), p.283.
- [10] Pratap, V. S., and Spalding, D. B., "Numerical Computation of the Flow in Curved Ducts," *Aeronaut. Q.*, Vol.26, (1975), p.219.
- [11] Guo, L., Feng, Z., and Chen, X., "An Experimental Investigation of the Frictional Pressure Drop of Steam-Water Two-phase Flow in Helical Coils," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.44,(2001), pp.2601-2610.
- [12] CFX, *CFX-5.6 User Manual*, CFX Ltd, Oxfordshire, United Kingdom, (2003).
- [13] Jo, J.C., Kim, Y. I., and Choi. S. K., " Numerical Analysis of Thermal Stratification in a Circular Pipe," *ASME J. Pressure Vessel Technology*, Vol.123, (2001), pp.517-524.