

벽 비등모델을 이용한 과냉비등 유동에 대한 CFD 모의계산에서 벽 인접격자의 영향

인 왕 기,^{*1} 신 창 환,² 전 태 현²

NEAR-WALL GRID DEPENDENCY OF CFD SIMULATION FOR A SUBCOOLED BOILING FLOW USING WALL BOILING MODEL

W.K. In,^{*1} C.H. Shin² and T.H. Chun²

A multiphase CFD analysis is performed to investigate the effect of near-wall grid for simulating a subcooled boiling flow in vertical tube. The multiphase flow model used in this CFD analysis is the two-fluid model in which liquid(water) and gas(vapour) are considered as continuous and dispersed fluids, respectively. A wall boiling model is also used to simulate the subcooled boiling heat transfer at the heated wall boundary. The diameter and heated length of tube are 0.0154 m and 2 m, respectively. The system pressure in tube is 4.5 MPa and the inlet subcooling is 60 K. The near-wall grid size in the non-dimensional wall unit for liquid phase ($y_{w,l}^+$) was examined from 101 to 313 at the outlet boundary. The CFD calculations predicted the void distributions as well as the liquid and wall temperatures in tube. The predicted axial variations of the void fraction and the wall temperature are compared with the measured ones. The CFD prediction of the wall temperature is shown to slightly depend on the near-wall grid size but the axial void prediction has somewhat large dependency. The CFD prediction was found to show a better agreement with the measured one for the large near-wall grid, e.g., $y_{w,l}^+ > 300$ at the tube exit.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 과냉비등(Subcooled Boiling), 벽 비등모델(Wall Boiling Model), 벽 인접격자(Near-Wall Grid), 2상유동 모델(Two-phase Flow Model), 계면(Interface), 기포율(Void Fraction)

1. 서 론

열전달과 비등(boiling)은 열교환기와 원자력발전소 등 다양한 산업분야에서 발생하는 매우 중요한 물리적인 현상이다. 특히 원자로 노심의 기포율(void fraction) 분포에 대한 정확한 정보는 적절한 원자로 안전해석을 수행하기 위해 필수적이다. 기포율 분포는 원자로 노심의 압력손실과 열전달 및 유동 안정성에 영향을 끼치며 중성자 감속과 원자로 출력에도 영향을 미친다. 그러나 비등유동은 물리적으로 매우 복잡하므로

많은 실험적인 연구와 함께 1차원적 해석적인 연구가 주로 수행되었다. 그러나 최근에는 3차원 비등모델의 개발에 대한 연구가 많이 보고되고 있다.

지금까지 2상유동 모델에 대한 연구는 많이 이루어졌으나 지나치게 단순화된 해석모델의 제약으로 인해 실제 현상을 잘 예측하지 못하고 있다. 현재 주로 사용되는 2상유동 모델은 Ishii[1]의 3차원 시간평균 2상유동 보존방정식을 이용한 Lahey와 Drew[2]의 2-유체 모델이다. 2-유체 모델은 난류 레이놀즈 응력과 더불어 기체-액체 계면(interface)에 작용하는 힘을 포함하고 있다. 즉, 수치해석을 위해서는 레이놀즈 응력과 계면에 작용하는 힘과 열전달에 대한 구성 관계식이 필요하다. 2상유동 수치해석을 위한 난류모델은 Bertodano 등[3]이 표준 k-epsilon 모델을 개량한 형태로, Sato 등[4]이 제안한 액체유동의 난류성분과 기포에 의한 부가적인 난류성분을 선형적으로 증첩한 모델이 많이 사용되고 있다.

접수일: 2010년 6월 8일, 수정일: 2010년 9월 3일,

게재확정일: 2010년 9월 10일.

1 정회원, 한국원자력연구원

2 한국원자력연구원

* Corresponding author, E-mail: wkin@kaeri.re.kr

과냉비등 모델에 대한 연구는 기포의 발생과 크기의 차이에 의해 고압영역과 저압영역에 대해 각각 이루어졌다. Kurul[5]은 2-유체 모델을 이용한 다차원 과냉 벽 비등모델을 개발하여 2상유동에 대한 보다 정확하고 상세한 수치해석의 기반을 마련하였다. 특히 벽 비등모델(wall boiling model)은 가열면에서의 비등 열전달을 예측하기 위한 핵심모델이다. Anglart[6]은 범용 전산유체역학(CFD) 코드인 CFX-4.2[7]와 연계하여 Kurul의 비등모델을 사용하여 Bartolomei[8]의 수직원관 고압(4.5 MPa) 비등 실험결과와 비교하였다. Anglart 과 Nylund[9]는 봉다발에서의 기포율 예측결과를 실험결과와 비교하여 다차원 비등모델의 타당성을 검증하였다. Krepper[10]는 다양한 압력범위에서 Kurul[5]의 과냉비등 모델을 평가하고 기포 크기에 대한 새로운 상관식을 사용하여 다소 개선된 결과를 제시하였다. 그러나 Kurul[5]의 다차원 과냉 벽 비등모델은 1차원 2상유동 실험 상관식을 이용하므로 다차원 2상유동 적용시 벽 인접격자 크기의 영향평가가 필수적이다.

본 연구에서는 수직원관 과냉비등 유동에 대한 CFD 모의계산시 벽 인접격자의 영향을 분석하였다. 범용 CFD 코드인 Star-CD(v4.08)와 Kurul[5]이 개발한 벽 비등모델을 이용하여 수치해석을 수행하였다. 원관 출구에서 계산된 액체에 대한 벽 인접격자의 무차원 거리($y_{w,t}^+$)는 101-313이다.

2. 2상유동 모델

2.1 지배방정식

본 연구에서 사용한 2상유동(액체-기체)의 수치해석 모델은 2-유체 모델이다. 2-유체 모델의 질량(mass), 운동량(momentum) 및 에너지 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k u_k) = \sum_{j=1, j \neq k}^2 (\dot{m}_{kj} - \dot{m}_{jk}) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k u_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k u_k u_k) \\ &= \nabla \cdot [\alpha_k \mu_k^e (\nabla u_k + (\nabla u_k)^T)] - \alpha_k p_k + \alpha_k \rho_k g \\ &+ \sum_{j=1, j \neq k}^2 (\dot{m}_{kj} u_j - \dot{m}_{jk} u_k) + M_k \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k h_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k u_k h_k) \\ & - \nabla \cdot \left[\alpha_k \left(\lambda_k^e \nabla T_k + \frac{\mu_t}{\sigma_h} \nabla h_k \right) \right] = Q_k \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 α_k , ρ_k , p_k , u_k , T_k 및 h_k 는 각각 유체 k 의 체적비

율(volume fraction), 밀도(density), 압력(pressure), 속도(velocity), 온도(temperature)와 엔탈피(enthalpy)를 나타내며 k 는 액체(liquid)와 기체(gas)를 의미한다. \dot{m}_{kj} , M_k 및 Q_k 는 2상 계면에서의 단위체적당 질량, 운동량 및 에너지 전달을 나타내고, μ_k^e 와 λ_k^e 는 유체 k 의 유효 점성계수와 열전도도이며, μ_t 와 σ_h 는 각각 난류 점성계수와 Prandtl 수를 의미한다. 한편, 액체와 기체의 체적비율의 합은 1이므로 체적비율 관계식은 다음과 같다.

$$\sum_k \alpha_k = 1 \quad (4)$$

2.2 보조방정식

상기와 같은 2-유체 모델의 지배방정식을 풀기 위해서는 계면에서의 운동량 및 열전달에 관한 보조방정식이 필요하다. 본 수치해석 모델에서는 액체와 기체(증기)를 각각 연속유체(continuous fluid)와 분산유체(dispersed fluid)로 가정하였다. 특히 기체는 다수의 구형 기포(spherical bubble)로 가정하여 계면에서의 운동량 및 열전달 상관식을 이용하였다.

계면의 단위 체적당 운동량 전달률(M_k)은 각각의 물리적 현상을 나타내는 항들의 조합으로 아래와 같이 표현된다.

$$M_k = F_D + F_{VM} + F_L + F_{LW} + F_{TD} \quad (5)$$

식 (5)의 오른쪽 항들은 각각 항력(drag force), 가상 질량력(virtual mass force), 양력(lift force), 벽 윤활력(wall lubrication force) 및 난류 항력(turbulence drag force)을 나타낸다.

구형 기포(직경= d_b)에 작용하는 항력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_D &= \frac{3}{4} \frac{\alpha_g \rho_l C_D}{d} |u_l - u_g| (u_l - u_g) \\ &= A_D (u_l - u_g) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,

$$C_D = \frac{24}{Re_d} (1 + 0.15 Re_d^{0.687}), \quad 0 \leq Re_d \leq 1000 \quad (7)$$

$$C_D = 0.44, \quad Re_d > 1000 \quad (8)$$

$$A_D = \frac{3}{4} \frac{\alpha_g \rho_l C_D}{d} |u_l - u_g| \quad (9)$$

$$Re_d = \frac{\rho_l |u_l - u_g| d_b}{\mu_l} \quad (10)$$

난류에디와 기포 입자 사이의 상호작용에 의한 난류 항력은 다음과 같이 표현된다.

$$F_{TD} = -A_D \frac{v_l^t}{\alpha_g \alpha_l \sigma_\alpha} \nabla \alpha_g \quad (11)$$

여기서, 난류 Prandtl 수(σ_α)는 1.0으로 설정하였다. 가상 질량력은 다음과 같이 표현된다.

$$F_D = C_{VM} \alpha_g \rho_l \left(\frac{Du_l}{Dt} - \frac{Du_g}{Dt} \right) \quad (12)$$

여기서,

$$C_{VM} = 0.5 \quad (13)$$

기포에 작용하는 양력과 벽 윤활력은 본 계산에서 무시하였다.

한편, 기체와 액체 계면에서의 열전달은 각각의 열전달 계수에 대한 상관식을 이용하여 계산한다. 즉, 액체(물)로부터 계면으로의 열전달 관계식을

$$Q_l = h_l A_g (T_l - T_{sat}) \quad (14)$$

이며 열전달 계수는 기포의 직경(d_b)과 액체의 열전도도 λ_l 을 이용하여 무차원 Nusselt 수로 표현된다. Nusselt 수는 기포 레이놀즈 수(Re_d)와 액체의 Prandtl 수(Pr)의 함수이며 본 연구에서는 아래와 같은 Ranz와 Marshall[11]의 상관식을 이용하였다.

$$Nu_l = \frac{h_l d_b}{\lambda_l} = 2 + 0.6(Re_d)^{0.5} Pr_l^{0.3} \quad (15)$$

기체(증기)로부터 계면으로의 열전달은

$$Q_g = h_g A_g (T_g - T_{sat}) \quad (16)$$

이며 기체의 열전달 계수는 다음과 같이 가정하였다.

$$Nu_g = \frac{h_g d_b}{\lambda_g} = 26 \quad (17)$$

구형 기포에 대한 단위체적당 계면의 열전달 면적은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$A_g = \frac{6\alpha_g}{d_b} \quad (18)$$

평균 기포직경은 액체 국소 과냉도($\theta = T_{sat} - T_l$)의 함수로 Anglart과 Nylund[9]가 추천한 관계식을 사용하였다.

$$d_b = \frac{d_1(\theta - \theta_0) + d_0(\theta_1 - \theta)}{\theta_1 - \theta_0} \quad (19)$$

여기서,

$$d_0 = 0.15 \text{ mm}, d_1 = 1.5 \text{ mm}, \theta_0 = 13.5 \text{ K}, \theta_1 = 0 \text{ K}$$

한편, 기체와 액체 사이의 질량전달은 가열면에서의 증발 및 유동 내부에서의 응축 또는 증발에 의해 발생한다. 가열면에서 액체 증발에 의한 질량전달은 증발 열전달량(Q_e)을 이용하여 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{h_{lg} + C_{pl}(T_{sat} - T_l)} \quad (20)$$

유동 내부에서의 질량전달은 액체가 과냉상태이면 기체로부터 액체로의 응축이 발생하고 액체가 과포화이면 액체로부터 기체로의 증발현상이 발생한다. 응축 및 증발에 의한 질량전달률은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_{lg} = \max\left(\frac{h_g A_g (T_{sat} - T_g)}{h_{lg}}, 0\right) \quad (21)$$

$$\dot{m}_{gl} = \max\left(\frac{h_l A_g (T_l - T_{sat})}{h_{lg}}, 0\right) \quad (22)$$

여기서 h_{lg} 는 증발 잠열(latent heat)이다.

2.3 난류방정식

2-유체 모델의 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 수정하여 사

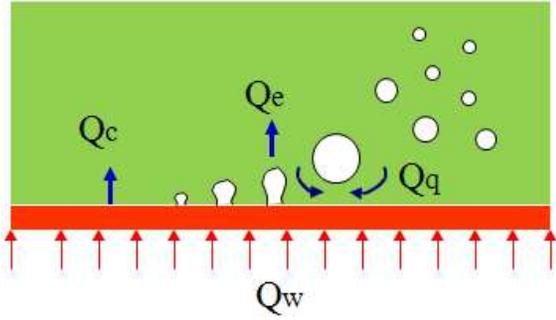


Fig. 1 Wall boiling model(Kurul[5])

용한다. 즉, 액체와 기체 사이의 항력을 고려하여 소스 항이 추가된 다음과 같은 액체에 대한 \$k-\epsilon\$ 모델의 지배 방정식을 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l k) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l u_l k) = \nabla \cdot \left[\frac{\alpha_l (\mu_l + \mu_l^t)}{\sigma_k} \nabla k \right] + \alpha_l (G - \rho_l \epsilon) + S_{k2} \quad (23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l \epsilon) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l u_l \epsilon) = \nabla \cdot \left[\frac{\alpha_l (\mu_l + \mu_l^t)}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right] + \alpha_l \frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho_l \epsilon) + S_{\epsilon 2} \quad (24)$$

여기서,

$$S_{k2} = -A_D \frac{\nu_l^t}{\alpha_l \alpha_g \sigma_\alpha} (u_g - u_l) \cdot \nabla \alpha_g + 2A_D (C_t - 1) k \quad (25)$$

$$S_{\epsilon 2} = 2A_D (C_t - 1) \epsilon \quad (26)$$

$$\mu_l^t = C_\mu \rho_l \frac{k^2}{\epsilon} \quad (27)$$

$$C_t = \frac{u_g'}{u_l} \quad (28)$$

본 수치해석에서 액체와 기체의 난류특성은 동일한 것으로 가정하여 섭동속도(fluctuating velocity)의 비(\$C_t\$)는 1.0으로 설정하였다.

2.4 벽 비등모델

과냉 비등모델의 중요한 부분은 가열면 열유속의 분할에 관한 벽 비등모델이다. 본 연구에서 이용한 벽 비등모델은 RPI(Rensselaer Polytechnic Institute)의 Kurul[5]이 개발한 것으로 벽 전체 열유속을 Fig. 1에 도시한 바와 같이 3개 부분으로 나눈다. 즉, 가열면과 액체 사이의 대류(convection) 열전달률(\$Q_c\$), 기포가 가열면을 떠나면서 생기는 증발(evaporation) 열전달률(\$Q_e\$) 및 기포가 떠난 자리로 액체가 유입되면서 발생하는 급속냉각(quenching) 열전달률(\$Q_q\$)로 구분한다. 즉, 벽 전체 열유속 \$Q_w\$은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_w = Q_c + Q_e + Q_q \quad (29)$$

여기서,

$$Q_c = h_c A_c (T_w - T_l) \quad (30)$$

$$Q_e = n f \left(\frac{\pi}{6} d_{bw}^3 \right) \rho_g h_{lg} \quad (31)$$

$$Q_q = \frac{2}{\sqrt{\pi}} f \sqrt{t_w \lambda_l \rho_l C_{pl}} (T_w - T_l) A_c \quad (32)$$

상기 식에서 국소 대류 열전달 계수(\$h_c\$)는 벽함수(wall function)를 이용하여 계산된다. 기포증발 관련 변수들인 기포 핵 밀도(\$n\$), 가열면 이탈 기포 직경(\$d_{bw}\$), 대류와 기포 열전달 면적(\$A_c, A_e\$), 기포 발생 빈도(\$f\$) 및 대기시간(\$t_w\$)은 아래와 같은 상관식을 이용한다.

$$A_e = 2 \left(\frac{\pi d_{bw}^2}{4} \right) n \quad (33)$$

$$A_c = 1 - A_e \quad (34)$$

$$n = [185 (T_w - T_{sat})]^{1.805} \quad (35)$$

$$f = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{g(\rho_l - \rho_g)}{d_{bw} \rho_l}} \quad (36)$$

$$d_{bw} = 0.0006 \exp \left(-\frac{T_{sat} - T_l}{45} \right) \quad (37)$$

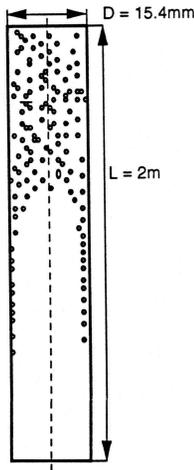


Fig. 2 Schematic of subcooled boiling in vertical tube

$$t_w = \frac{0.8}{f} \tag{38}$$

3. 수치해석 방법

본 연구에서는 Bartolomei와 Chanturiya[8]의 수직원관에서 물의 이용한 과냉비등 유동실험을 모의 계산하였다. 수직 원관(Fig. 2)의 직경(D)과 가열면 길이(L)는 각각 0.0154 m와 2 m이다.

범용 CFD 코드인 Star-CD(v4.08)를 이용하여 축대칭 2차원 모델을 구성하였으며 전산격자는 길이 방향(z)으로 50-150개와 반경방향(r)으로 10-30 개의 셀을 각각 사용하였다. 원관 출구에서 계산된 가열벽면에 인접한 첫 번째 격자 셀 중심까지의 액체에 대한 무차원 벽 거리($y_{w,l}^+$)는 99-308 이다. 여기서 액체에 대한 무차원 벽 거리($y_{w,l}^+$)는 액체의 마찰속도($u_{\tau,l}$)를 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$y_{w,l}^+ = \frac{u_{\tau,l}(D/2 - r)}{u_l^t} \tag{39}$$

여기서,

$$u_{\tau,l} = \sqrt{\tau_{w,l}^t / \rho_l} \tag{40}$$

$$\tau_{w,l}^t = \mu_l^t \left(\nabla u_l + \nabla u_l^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot u_l \right) - \frac{2}{3} \rho_l k \tag{41}$$

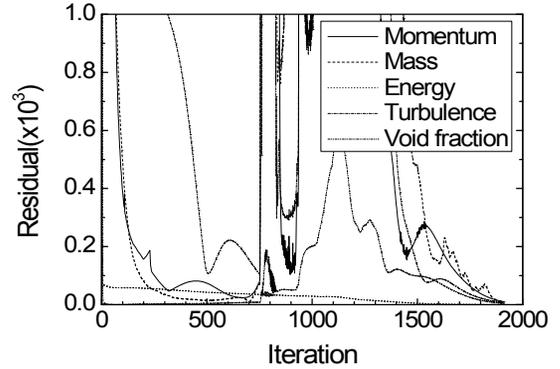


Fig. 3 Residual plot(Nr=20)

가열 벽면에는 일정 열유속 및 점착 경계조건을 사용하였으며 원관 입구에는 균일 유속과 온도를 적용하였다. 원관 입구유동은 과냉 액체유동으로 가정하였으며 난류강도와 길이 척도는 각각 1% 와 원관 직경(0.0154 m)으로 설정하였다. 출구경계에서는 완전발달 유동 및 일정압력 조건을 가정하였다.

본 CFD 모의계산에서 사용한 실험조건은 액체 질량유속이 $900 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이며 시험부 압력은 4.5 MPa 이고 가열면 열유속과 시험부 입구 과냉도는 각각 570 kW/m^2 과 60 K 이다.

액체유동의 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고 기포유동은 선형 중첩 난류모델을 이용하였다. 대류항의 이산화는 Upwind 차분도식을 이용하였으며 보다 안정적인 수치해를 얻기 위해 질량보존 방식식의 Relaxation factor는 작은 값(0.05)을 사용하였다. Fig. 3은 반경방향 셀 수(Nr)가 20인 경우 잔차(residual)의 변화를 보여주는 것으로 모든 지배방식식의 잔차가 수렴조건(10^{-5} 이하)을 만족하는 것을 알 수 있다.

CFD 예측결과의 격자 의존성을 조사하기 위해 세가지의 격자를 시험하였다. 즉, 반경방향 및 길이방향의 격자가 각각 10x50, 20x100, 30x150인 경우 길이방향의 가열면 온도 및 원관 출구영역($z=1.99$)에서 계산된 반경방향의 액체온도를 비교하였다(Fig. 4). 반경방향 격자 수가 증가할수록 예측된 온도 분포의 차이가 현저히 줄어드는 것을 알 수 있다. 특히 반경방향의 격자가 20개인 경우 길이방향의 가열면 온도분포는 물론이고 반경방향 액체온도 분포도 30개인 경우와 유사한 예측결과를 보이고 있다. 원관 출구에서의 반경방향 기포율 분포도 반경방향 격자가 20개와 30개인 경우 잘 일치하는 것을 확인하였다. 반경방향 격자 수가 20개인 경우 축(길이)방향의 격자 수를 50, 100, 150개로 변화시킨 경우에도 가열면 및 액체 온도분포와 기포율 분포가 잘 일치하였다. 따라서 본 연구에서는 격자 수가 20x100인 경우에 대해 벽 인접격자 크기의 영향을 분석하였다.

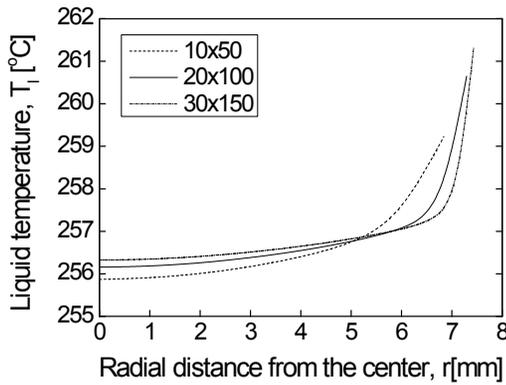
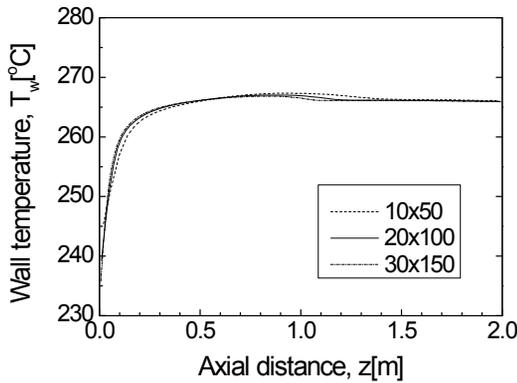


Fig. 4 Grid test results

4. 결과 및 고찰

과냉비등 2상유동의 CFD 해석시 벽 인접격자 크기의 영향을 평가하기 위해 반경방향 및 길이방향의 격자가 20x100인 경우 세 가지의 벽 격자크기를 시험하였다. Fig. 5는 세가지 벽 인접격자 크기의 원관 길이방향에 따른 변화를 나타낸 것이다. 벽 격자의 크기는 벽면에 인접한 첫 번째 격자 셀 중심까지의 무차원 벽거리로 액체유동의 경우 식 (39)를 이용하여 얻어진다. 원관의 하류영역($z > 1.0$)에서 무차원 벽거리가 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 기포발생이 증가하면서 액체의 마찰속도($u_{\tau,i}$)가 증가하기 때문이다. 원관 출구에서 계산된 액체유동의 무차원 벽거리($y_{w,i}^+$)는 각각 101, 163, 313이다.

Fig. 6은 원관 출구에서 액체의 무차원 벽거리가 163인 경우($y_{w,i}^+=163$) CFD 예측 원관내 기포율 분포를 나타낸다. 원관의 중간 지점부터 기포가 발생하기 시작하여 위로 갈수록 원

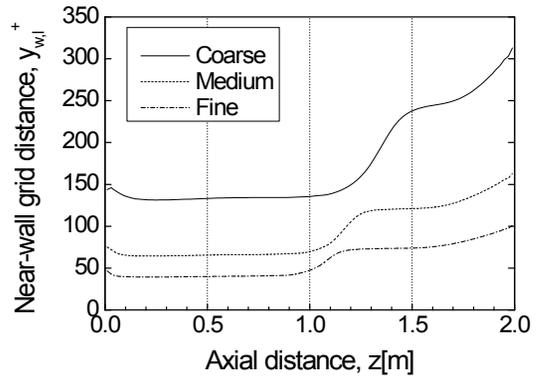


Fig. 5 Axial variation of near-wall grid distance

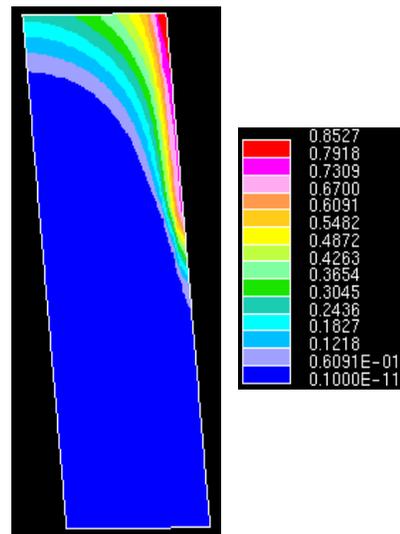


Fig. 6 Void fraction contour(20x100)

관 중심부의 기포율이 점차적으로 증가wkin2823*하는 것을 알 수 있다. 원관 중심에서 가열 벽면으로 갈수록 기포율이 현저히 증가하는 것으로 예측되었다.

Fig. 7은 벽 인접격자 크기에 따른 가열 벽면에서의 기포 발생 직경(bubble departure diameter)을 비교한 것이다. 기포직경은 원관 하류로 갈 수록 크게 증가하며 약 0.65 mm 이상이 되면 기포크기 변화는 미미해진다. 벽 인접격자가 작아질수록 임계 기포직경(0.6 mm)의 발생은 빨라지는 것을 알 수 있다. 또한 벽 인접격자가 작아질수록 기포 발생 직경은 증가하는데 이는 가열면에 가까울수록 일반적으로 액체의 온도가 증가하여 액체 과냉도가 감소하기 때문이다. 즉, 식 (37)과 같이 정의된 기포 발생 직경은 액체 과냉도($T_{sat} - T_l$)가 증가하면

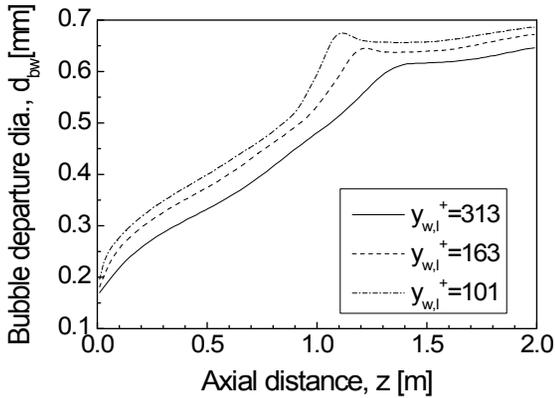


Fig. 7 Axial variation of bubble departure diameter

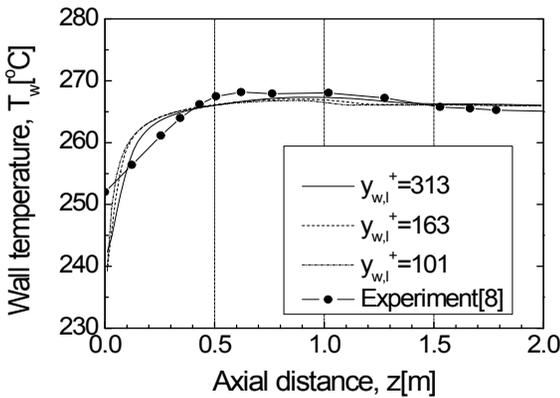


Fig. 8 Axial variation of wall temperature

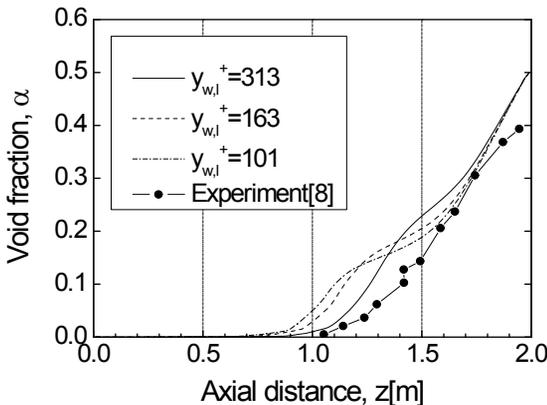


Fig. 9 Axial variation of sectional averaged void fraction

줄어드는 특성이 있기 때문이다.

Fig. 8은 벽 인접격자 크기에 따른 가열 벽면의 온도분포를 실험결과와 비교한 것이다. 측정된 벽 온도는 급격히 증가하다가 원관 입구로부터 약 1.0 m 하류(z=1.0)에서 현저히 감소하는 경향을 나타내고 있는데 이는 기포 발생이 증가하면서 열전달이 향상되기 때문이다. CFD 결과는 벽 온도가 약 0.9-1.0 m 에서 감소하기 시작하는 것으로 예측되었으며 실험결과와 동일한 경향의 벽 온도분포를 보이고 있다. 특히 벽 인접격자의 크기가 클 수록 예측된 벽 온도분포는 실험결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 단면 평균 기포율의 축방향 변화를 비교한 것이다. 실험결과는 원관 입구로부터 1.1 m 하류에서 기포율이 현저히 증가하는 것을 보여주고 있다. 벽 인접격자가 작은 경우 ($y_{w,l}^+ = 101, 163$)의 CFD 예측결과는 약 0.9 m 하류에서 기포율이 증가하는 것으로 나타났다. 이는 유효 기포의 발생을 다소 빠르게 예측했기 때문인 것으로 판단된다. 한편, 벽 인접격자가 큰 경우($y_{w,l}^+ = 313$)의 기포율 예측결과는 약 1.0 m 하류에서 크게 증가하였으며 이는 실험결과와 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서 기포율이 낮은 핵비등 영역($1.0 < z < 1.4$)에서는 벽 인접격자가 클 수록 기포율 분포의 예측결과가 개선되는 것으로 나타났다.

벽 인접격자 크기의 증가에 따른 CFD 예측결과와 개선은 RPI 벽 비등모델이 1차원 2상유동 상관식을 사용하기 때문이다. 즉, RPI 벽 비등모델의 상관식들(식 (29-38))은 1차원 유동을 가정하여 개발된 것이지만 본 CFD 연구에서는 벽 인접한 셀의 국소 유동속도와 액체온도를 사용한다. 따라서 RPI 벽 비등모델을 이용한 2상유동 CFD 해석시 적절한 크기의 벽 인접격자를 사용해야 한다. 벽 인접격자 크기의 영향을 줄이기 위해서는 다차원 벽 비등모델의 개발이 요망된다.

5. 결 론

RPI 벽 비등모델을 이용하여 과냉비등 2상유동에 대한 CFD 해석시 가열면 인접격자 크기의 영향을 분석하였다. 수직 원관에서 과냉비등 유동의 기포율 및 가열면 온도에 대한 CFD 예측결과와 실험결과와의 비교결과를 다음과 같이 요약할 수 있다.

- (1) 벽 인접격자의 크기가 작아질수록 액체 과냉도의 감소로 기포 발생 직경이 증가한다.
- (2) 벽 인접격자의 크기가 클 수록 예측된 벽 온도 및 기포율이 실험결과와 잘 일치한다. 따라서 RPI 벽 비등모델을 이용한 2상유동 CFD 해석을 위해서는 벽 인접격자의 크기를 가능한 증가시키는 것이 바람직하다.

- (3) 과냉비등 2상유동 CFD 해석의 벽 인접격자 의존성을 줄이기 위한 다차원 벽 비등모델의 개발이 필요하다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부 원자력연구개발사업의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 1975, Ishii, M., *Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow*, Eyrolles.
- [2] 1990, Lahey, R.T. and Drew, D., "The Current State-of-the-Art in the Modeling of Vapor/Liquid Two-Phase Flow," *ASME Reprint*, 90-WA/HT-13.
- [3] 1994, Bertodano, M.L., Lahey, R.T.Jr. and Jones, O.C.Jr., "Development of a Model for Bubbly Two-Phase Flow," *J. Fluids Engineering*, Vol.116, pp.128-134.
- [4] 1981, Sato, Y., Sadatomi, M. and Sekoguchi, K., "Momentum and Heat Transfer in Two-Phase Bubbly Flow - I," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol.7, pp.167-177.
- [5] 1990, Kurul, M., "Multidimensional Effects in Two-Phase Flow including Phase Change," *Ph.D. Thesis*, Rensselaer Polytechnic Institute.
- [6] 1993, Anglart, H., "Modelling of Vapor Generation Rate at Wall in Subcooled Boiling Two-Phase Flow," *First CFDS International User Conference*, Oxford, UK, pp.183-207.
- [7] 1997, AEA Technology, *CFX-4.2: Solver*, Oxfordshire UK.
- [8] 1967, Bartolomei. and Chanturiya, V.M., "Experimental Study of True Void Fraction When Boiling Subcooled Water in Vertical Tubes," *Thermal Engineering*, Vol.114, pp.123-128.
- [9] 1996, Anglart, H. and Nylund, O., "CFDS Application to Prediction of Void Distribution in Two-Phase Bubbly Flows in Rod Bundles," *Nucl. Sci. Eng.*, Vol.163, pp.81-99.
- [10] 2003, Krepper, E., "CFD Modeling of Subcooled Boiling," *The 10th Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal hydraulics (NURETH-10)*, Seoul, Korea, October 5-9.
- [11] 1952, Ranz, W.E. and Marshall, W.R., "Evaporation from Drops," *Chemical Engineering Progress*, Vol.48, pp.141-148.