

초임계상태의 물에 대한 관 내 층류유동장 및 열전달계수 분포특성에 관한 연구

이 상 호[†]

원광대학교 기계시스템디자인공학부

A Study on the Laminar Flow Field and Heat Transfer Coefficient Distribution for Supercritical Water in a Tube

Sang-Ho Lee[†]

Division of Mechanical System and Design Engineering, Wonkwang University, Cheonbuk 570-749, Korea

(Received March 24, 2003; revision received July 21, 2003)

ABSTRACT: Numerical analysis has been carried out to investigate laminar convective heat transfer in a tube for supercritical water near the thermodynamic critical point. Fluid flow and heat transfer are strongly coupled due to large variations of thermodynamic and transport properties such as density, specific heat, viscosity, and thermal conductivity near the critical point. Heat transfer characteristics in the developing region of the tube show transition behavior between liquid-like and gas-like phases with a peak in heat transfer coefficient distribution near the pseudocritical point. The peak of the heat transfer coefficient depends on pressure and wall heat flux rather than inlet temperature and Reynolds number. Results of the modeling provide convective heat transfer characteristics including velocity vectors, temperature, and the properties as well as the heat transfer coefficient. The effect of proximity to the critical point is considered and a heat transfer correlation is suggested for the peak of Nusselt number in the tube.

Key words: Thermodynamic critical point(열역학 임계점), Convective heat transfer(대류열전달), Pseudocritical point(준임계점), Properties(물질특성)

기 호 설 명

A : 관 단면적 [m]

C_p : 정압비열 [J/kg · K]

D : 관 직경 [m]

G : 질량유속 [kg/m² · s]

Gr : Grashof 수

h : 열전달계수 [W/m² · K]

I : 엔탈피 [J/kg]

I_b : 총괄 유체엔탈피 [J/kg]

I_c : 임계엔탈피 [J/kg]

k : 열전도도 [W/m · K]

L : 관 길이 [m]

Nu : Nusselt 수, hD/k_b

P : 압력 [N/m²]

Pe : Peclet 수

P_R : 임계 환산압력, P/P_c

[†] Corresponding author

Tel.: +82-63-850-6683; fax: +82-63-850-6691

E-mail address: lsheagle@wonkwang.ac.kr

- Q : 열유속 [W/m^2]
- R : 관 반경 [m]
- r : 반경방향 축 [m]
- Re : Reynolds 수, $\rho u D / \mu$
- T : 온도 [K]
- T_b : 총괄 유체온도 ($\int_A \rho u C_p T dA / \int_A \rho u C_p dA$) [K]
- T_{bc} : 준임계온도 [K]
- T_R : 임계 환산온도, T/T_c
- T^* : 무차원온도, $k_{in}(T - T_{in}) / Q_w \cdot D$
- u : 길이방향 속도 [m/s]
- u_{in} : 관 입구 평균 속도 [m/s]
- V : 속도벡터 [m/s]
- v : 반경방향 속도 [m/s]
- z : 길이방향 축 [m]

그리스 문자

- β : 압축성계수 [$1/K$]
- μ : 점도 [$kg/s \cdot m$]
- θ : 원주방향 각도
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- τ : 전단응력 [N/m^2]
- Φ : 점성소산율 [$J/kg \cdot m^2$]

상첨자

- * : 무차원 변수

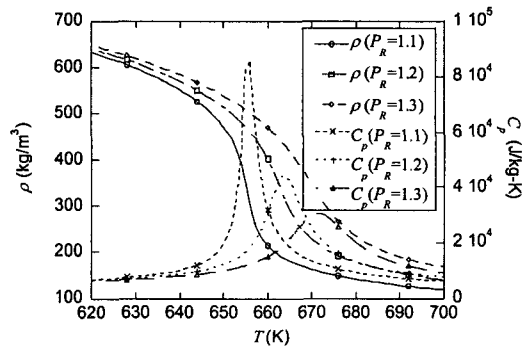
하첨자

- b : 총괄
- c : 임계점
- fd : 유동 완전발달 지역
- in : 입구
- pc : 준임계점
- $peak$: 최대
- w : 관벽

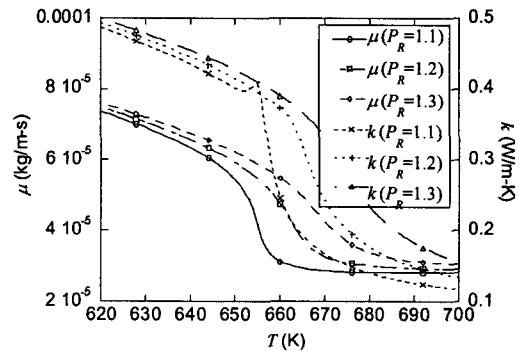
1. 서 론

발전소 보일러시스템, 초전도 물질, 초저온열교환기, 미사일 추진장치, 환경 등의 많은 분야에서 임계점(critical point) 부근의 초임계상태 유체가 열교환시스템의 매체로서 사용되고 있다. 열역학적으로 초임계상태의 물질은 임계압 이상의 상태이므로 실제적으로 액체 또는 기체로 명확히 구분되지는 않지만 임계점 부근의 좁은 온도영역 내에서 물질특성이 온도 증가에 따라 액체에서 기체로 천이하는 듯한 양상을 보여준다. 이러한 특성변화는 압력이 임계압에 가까워질수록 급격해지는데, 특히 물질분자의 구조적인 특성변화로 인하여 여러 가지의 물질특성들이 많은 변화를 갖게 된다.

Fig.1은 초임계상태의 물에 대한 임계점 부근의 물질특성 변화를 나타낸 것이다.⁽¹⁾ 약 30 K 정도의 온도범위 내에서 밀도, 점도, 그리고 열전도도는 온도 증가에 따라 급격히 감소하게 되고 정압비열은 비정상적으로 증가하게 된다. 또한 열



(a) Density and specific heat



(b) Viscosity and thermal conductivity

Fig. 1 Thermophysical properties variations of water near the thermodynamic critical point.

전도도의 준임계점(pseudocritical point)에서의 국부적인 증가는 정압비열에 비해서 상대적으로 작지만 비슷한 변화양상을 보여준다. 임계압에 가까워질수록 이러한 물질특성들은 온도에 따라 더욱 급격히 변화하게 된다. 따라서 임계점 주위의 유체유동 및 열전달 현상은 위와 같은 열역학적인 물질특성들의 변화로 인해 많은 영향을 받게 된다.

본 연구 분야는 관련된 산업의 다양성으로 인하여 오래 전(1950년대)부터 전 세계적으로 많은 실험 및 이론적인 연구⁽²⁻¹⁸⁾가 진행되고 있다. 1970년대 초반까지는 주로 실험을 통한 유체유동 및 열전달 현상에 대한 예측과 분석이 이루어져 왔으며,^(2,3) 그 이후로는 수치해석을 이용한 기법도 개발되기 시작하여 이를 적용한 연구가 많이 수행되고 있는 상태이다.⁽⁴⁾ 임계점 주위의 유체에 대한 실험은 일반적으로 유체에 따라 차이가 있지만 대부분 고온고압 또는 초저온의 상태이므로 측정이 매우 어렵고 비용도 많이 소요되기 때문에 최근에는 전산해석을 이용한 분석연구가 점차 확대되고 있는 추세이다.

최근의 연구로서 Choi et al.⁽⁵⁾은 정사각형 단면 덕트 내 초임계상태 이산화탄소의 난류유동에 대한 열전달계수 및 마찰계수의 분포특성을 전산해석을 통하여 예측하였으며 이를 통해 열전달 상관관계식을 제안하였다. Li et al.⁽⁶⁾은 굴곡진 파이프 내 초임계상태 유체의 압력 및 관벽 온도 조건에 따른 온도 및 열전달계수 분포 등의 3차원 대류열전달 특성을 예측하였으며, Lee and Howell⁽⁷⁾은 수직관 내 초임계상태 물의 난류유동에 대한 부력 및 대류열전달 특성의 분석과 함께 여러 가지의 난류 프란틀수 모델에 의한 전산해석결과를 비교하였다. Zhou and Krishnan⁽⁸⁾은 평판 내 초임계상태의 이산화탄소 유동에 대한 층류 및 난류의 경우에 대한 유동 및 열전달 특성을 예측하였으며 실험결과와 비교하였다. Kurganov and Kaptilnyi⁽⁹⁾는 초임계상태의 유체에 대한 실험결과를 이용하여 유동장 내 전단응력 및 열전달계수 등의 주요 변수들에 대한 특성을 분석하였으며, 이를 통해 열전달 악화(heat transfer deterioration) 현상이 난류생성과 관련된 관 내 전단응력분포에 기인한 것으로 예측하였다. Olson⁽¹⁰⁾은 실험을 통하여 대기조건의 물과 초임계상태의 이산화탄소를 열교환 매체로 사용하는 이중관형 열교환기시스템의 열전달 특성을 분석하였으며,

Ghajar and Asadi⁽¹¹⁾는 여러 가지의 초임계유체에 대한 열전달 관계식들을 정리 분석하여 일반적인 Dittus-Boelter 형태의 식을 제안하였다.

이와 같이 기존의 초임계상태의 유체유동에 대한 연구는 대부분이 실제적인 결과의 응용성을 고려하여 수행되었기 때문에 비교적 높은 유속상태의 난류유동에 대한 실험 또는 해석적인 연구가 주를 이루고 있다. 따라서 초임계상태 유체의 층류유동 열전달현상과 관련된 물질변화 특성의 영향에 관한 연구는 아직까지 매우 부족한 상태이다. 본 연구에서는 초임계상태의 물에 대한 원형 관 내에서의 물질특성 변화를 포함한 유동장 및 열전달계수 분포특성을 예측 분석하기 위하여 전산유체역학을 이용한 수치해석을 수행하였다. 이를 통해 초임계상태의 유체를 사용하는 열교환기시스템의 개발에 필요한 기초적인 열 및 유동 특성 자료를 제공하고자 한다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

본 연구에서 분석하고자 하는 초임계상태의 유체유동은 원형 관 내 축대칭 구조의 정상상태 층류유동으로서 관벽으로부터 일정한 열유속이 가해지는 경우이다. 유체물질 특성과 관련된 위치별 열역학적 평형상태와 함께 뉴턴 유체로 가정하였고 관 내부의 표면거칠기에 대한 영향은 무시하였다. 유속이 낮은 층류상태($Re_m < 1000$)에서 유동장 내 초임계상태 유체의 물질특성 변화 영향을 집중적으로 분석하기 위하여 중력에 따른 부력의 효과는 배제하였다. 초임계상태의 유체로서 물이 사용되었으며 관련된 유동의 지배방정식들은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식 :

$$\rho v \frac{\partial v}{\partial r} + \rho u \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r}(r\tau_r) - \frac{\tau_{\theta\theta}}{r} + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{rz}) \quad (2)$$

$$\rho v \frac{\partial u}{\partial r} + \rho u \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{r}(r\tau_{rz}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zz}) \quad (3)$$

여기서,

$$\tau_{rr} = \mu \left[2 \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right] \quad (4)$$

$$\tau_{\theta\theta} = \mu \left[2 \frac{v}{r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right] \quad (5)$$

$$\tau_{zz} = \mu \left[2 \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right] \quad (6)$$

$$\tau_{rz} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (7)$$

에너지방정식 :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = Div(k \nabla T) + \beta T \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi \quad (8)$$

2.2 경계조건 및 물질특성

관 입구에서 균일한 온도분포조건과 함께 유속은 완전발달 속도분포상태로 가정하였다. 관벽에서는 일정한 열유속 조건(heating)을 사용하였으며 중심부에서는 대칭경계조건을 적용하였다. 관 길이는 입구로부터 유동방향으로 직경의 약 50~100배 정도의 거리를 사용하였으며 출구부에서는 선형외삽(linear extrapolation) 경계조건을 적용하였다. 이 경계조건에 대한 타당성은 좀더 긴 관에 대한 해석결과의 비교 분석을 통해 검증하였다.

초임계상태의 물에 대한 밀도 및 열전도도 등의 열역학 및 전달특성들은 Lester et al.⁽¹⁾의 프로그램을 이용하여 계산하였다.

2.3 해석기법

수치해석기법으로는 정상상태의 유동을 고려한 SIMPLE 알고리즘을 포함한 유한체적법을 사용하였으며 대류항보간법으로는 2차 상류차분법(second order upwind scheme)을 적용하였다. 수렴조건은 지배방정식들의 정규화된 잉여량들이 0.001 이하도 되는 조건을 설정하였으며 각 계산(CPU)

시간은 약 20시간 정도 소요되었다. 모든 계산은 HP 1100 모델 워크스테이션에서 Compaq Fortran을 이용하여 이루어졌다.

계산격자는 각각의 축 방향에 대하여 관 입구 및 벽면 주위에 격자를 밀집시키는 비균일 격자 시스템을 사용하였다. 대부분의 계산에는 300(길이방향)×70(반경방향)의 격자시스템(L/D=100)을 적용하였으며 해석결과의 격자시스템에 대한 타당성은 좀더 세밀한 격자시스템에 대한 결과와의 비교 분석을 통해 검증하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 타 계산결과와의 비교

본 연구에서 이용한 프로그램을 검증하기 위하여 유동장 내 물질특성 변화를 수반한 몇 가지의 경우에 대한 예측결과를 기존의 해석결과와 비교하였다. Fig. 2는 관 내의 유체속도 및 온도분포를 비교한 것으로서 예측결과가 거의 일치하는 것을 알 수 있다.

3.2 유동장 내 속도 및 온도와 물질특성 분포

Figs. 3~6은 관벽으로부터 일정한 열유속을 받는 조건에서 유동장 내 초임계상태 물의 유속 및 온도분포, 그리고 각각의 열역학 및 전달특성들의 분포를 여러 가지의 입구온도 및 압력조건별로 나타낸 것이다. 우선 Fig. 3은 입구의 유체온도가 준임계점 온도(T_{pc})보다 낮은 상태에서 관

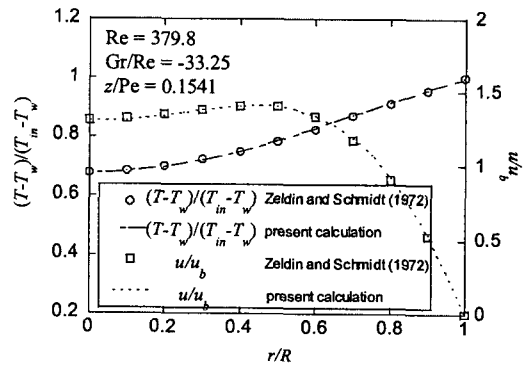


Fig. 2 Comparison of present simulation with other modeling results.

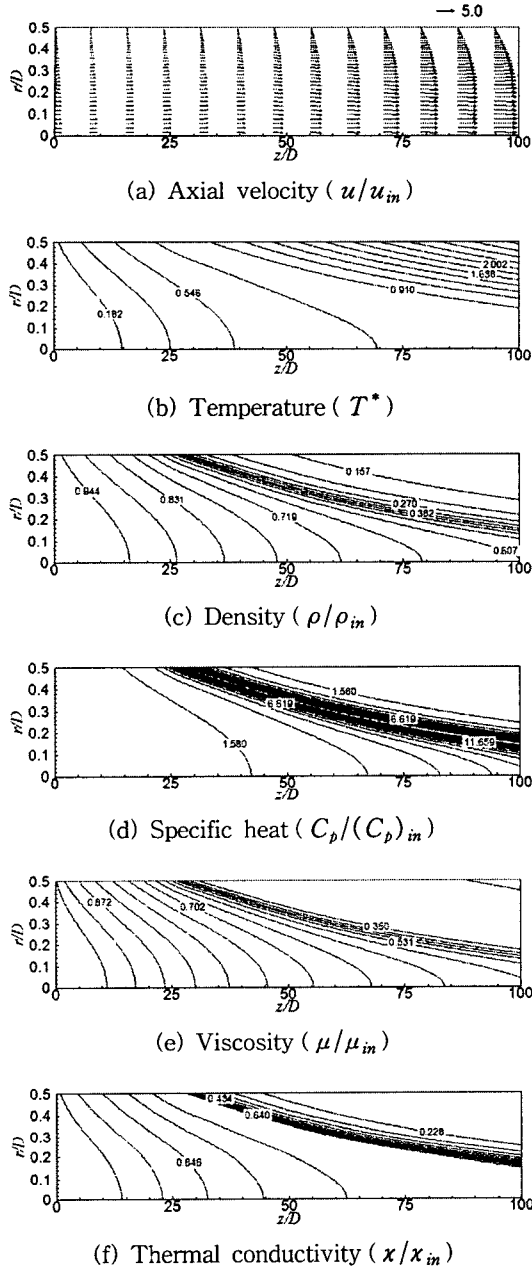


Fig. 3 Distributions of nondimensionalized velocity, temperature and properties in the tube for $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2, P_R=1.1, (T_R)_{in}=0.9, \text{Re}_{in}=200$.

벽으로부터의 열전달에 의해 준임계점 온도 이상으로 증가하게 되어 물질특성들의 변화가 유동장에 직접적으로 영향을 미치는 경우이다. 유속분

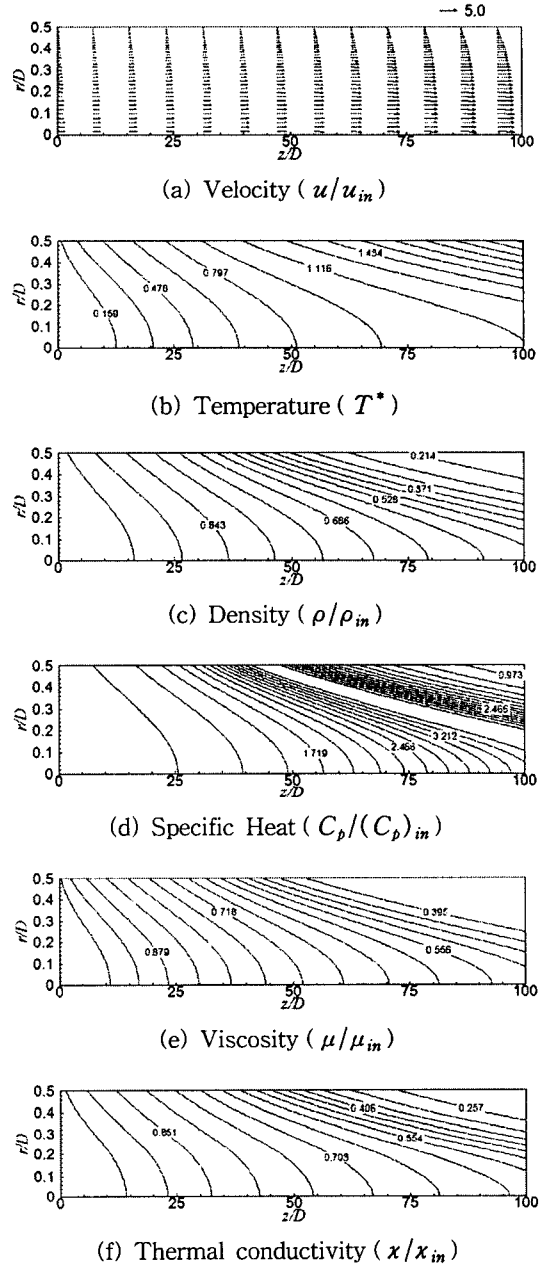


Fig. 4 Distributions of nondimensionalized velocity, temperature and properties in the tube for $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2, P_R=1.5, (T_R)_{in}=0.9, \text{Re}_{in}=200$.

포에서 알 수 있듯이 $z/D \leq 30$ 에서는 유동방향으로 천천히 속도가 증가하다가 그 이후부터는 유체가 좀더 빠른 속도로 가속되는 것을 볼 수 있

다. 이러한 유동방향으로의 속도 증가는 열전달에 의한 유체온도의 증가에 따른 밀도의 감소에 기인한 것이며 밀도분포에서 볼 수 있듯이 급격한 변화가 발생하는 준임계점 온도영역이 유동장 내 존재하는 경우 좀더 현저한 유속 증가 특성이 나타나게 된다. 또한 관 중심 부근($r/D \leq 0.2$) 유속의 반경방향 구배가 $z/D \geq 50$ 영역에서 점차 완만해지는 경향을 보여주고 있다.

열전달에 의한 관 내 유체온도의 증가로 인해 물질특성이 급격한 변화를 보이는 유동장 내 준임계점 지역이 점차 관 중심부로 이동하는 것을 볼 수 있으며 물질특성들 중 밀도, 점도, 그리고 열전도도는 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 유동장 내에서 유사한 분포경향을 보여주고 있다. 정압비열은 다른 물질특성들보다 상대적인 변화가 차원(Order) 상으로 2배 정도 큰 편이며 정압비열이 일정 온도범위 내에서 최대치를 갖게 되는 준임계점(pseudocritical point) 영역에서 열전도도도 비슷한 국부적인 증가 감소의 변화특성을 갖고 있음을 알 수 있다. 이러한 유동장 내 물질특성들의 변화를 고려할 때 유체의 속도분포는 반경방향으로의 급격한 변화가 비교적 작은 편이다. 이와 함께 온도분포는 관벽 및 출구 주위의 준임계점 지역을 경계로 변화 기울기가 현저하게 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 유체 온도분포의 기울기 변화는 열전도도의 액체 같은 상(phase)과 기체 같은 상(phase) 간의 상태변화에 따른 약 1/3~1/2 정도의 감소에 의한 것으로 판단된다.

Fig. 4는 관 내 압력이 $P_R=1.5$ 로 증가한 경우이다. 준임계점에서의 정압비열, $(C_p)_{pc}$ 는 약 1/4 정도로 줄어들게 되며 밀도, 점도, 그리고 열전도도는 온도 증가에 대하여 급격한 변화 없이 비교적 완만한 변화특성을 갖게 된다. 이와 함께 준임계점 온도는 약 30 K 정도 증가하게 된다. 이에 따라 유동장 내 준임계점 영역도 유동방향으로 $\Delta(z/D) \cong 20$ 정도 이동하였으며, 이 영역의 물질특성 변화도 상대적으로 완만한 변화특성을 보여주고 있다. 이 경우에도 유동방향으로 밀도의 감소에 따라서 유체속도는 점차 증가하는데 Fig. 3의 경우보다 출구속도가 30% 정도 감소한 상태이며 유동장 내 물질특성들의 분포도 비교적 완만한 변화특성을 보여주고 있다.

Fig. 5는 Fig. 3의 경우보다 관 입구온도가 낮은

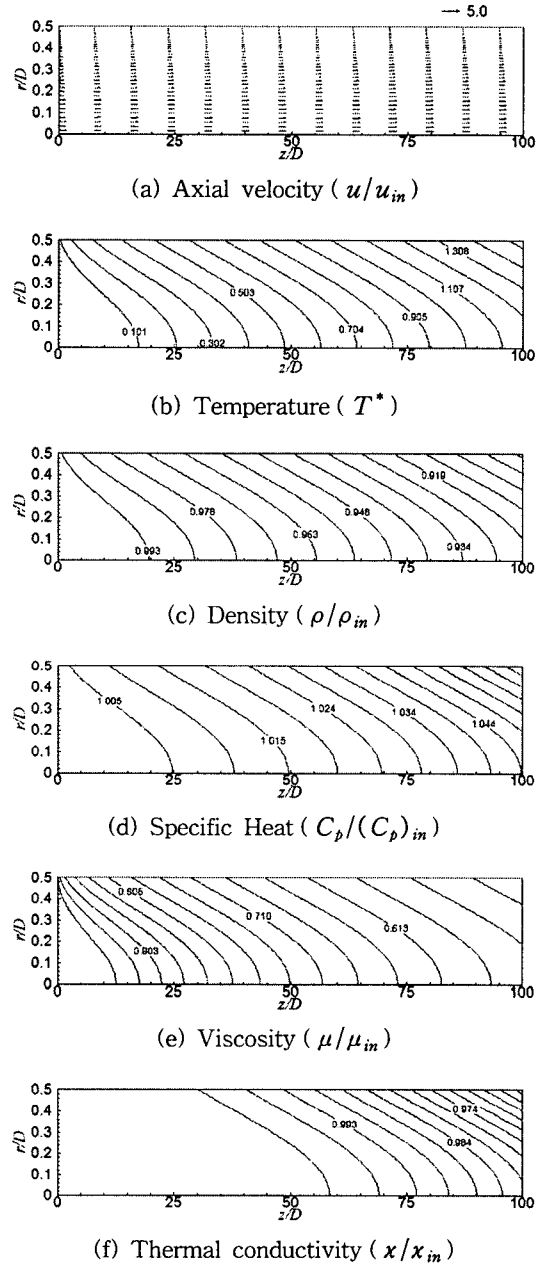


Fig. 5 Distributions of nondimensionalized velocity, temperature and properties in the tube for $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$, $P_R=1.1$, $(T_R)_{in}=0.6$, $Re_{in}=200$.

$T_R=0.6$ 인 경우로서 아직 유동장 내 유체의 온도가 준임계점 온도($(T_R)_{pc}=1.01$)에 도달하지 않은 상태이다. Figs. 3~4의 경우에 비해 유동방

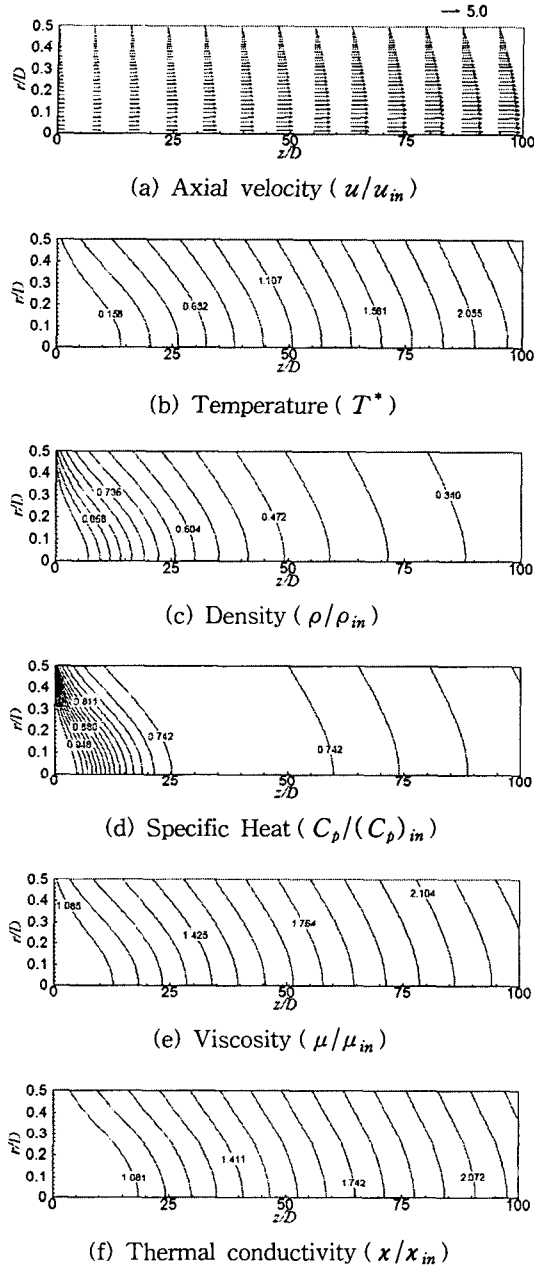


Fig. 6 Distributions of nondimensional velocity, temperature and properties in the tube for $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$, $P_R=1.1$, $(T_R)_{in}=1.2$, $Re_{in}=200$.

향으로의 속도 증가량이 매우 작은 편이며 물질 특성들 중 점도분포가 관 입구 부근에서 약간의 변화가 있지만 밀도, 정압비열, 그리고 열전도도

에 대해서는 유동장 내에서 거의 균일한 분포를 나타내고 있다. 따라서 이 경우에는 유속과 온도 분포가 일반적인 일정한 물질특성을 갖는 유동장의 특성에 비해 큰 차이가 없는 편이다.

Fig. 6은 관 입구온도가 준임계점 온도보다 높은 경우 ($T_R=1.2$)에 대한 결과이다. 이 조건에서는 Fig. 5의 관 입구온도 $T_R=0.6$ 경우에 비해 관 입구유체의 밀도, 점도, 그리고 열전도도가 약 1/3~1/6의 정도로 감소한 상태로서 유체의 상태가 기체 같은 상(gas-like phase)의 특성으로 변환된 경우이다. 여기에서도 유동방향으로 유체밀도의 감소에 따라 유속이 점차 가속되는 것을 볼 수 있는데 관 중심부 유속분포가 Fig. 3의 관 입구온도 $T_R=0.9$ 경우와는 달리 반경방향의 속도 구배가 출구까지 계속 유지되는 것을 볼 수 있다. 이러한 유속분포 상의 차이는 두 경우 모두 열전달에 의한 유체온도 증가에 따라 유동방향으로 밀도가 감소하지만 $T_R=0.9$ 경우 추가적으로 관 내 준임계점을 경계로 한 유체밀도와 점도의 국부적인 변화특성이 존재하기 때문인 것으로 판단된다. 이와 함께 관 중심부 유체온도의 유동방향 증가 및 벽 부근에서의 온도분포 기울기가 관 입구온도 $T_R=0.6, 0.9$ 경우에 비해 차이가 있는 것을 알 수 있다. 밀도와 정압비열이 입구 부근에서 많은 변화를 보여주고 있으며 다른 물질 특성들도 유동장 내 급격한 변화는 없지만 전체적으로 유동방향으로 계속 변화하고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 Fig. 3의 경우는 앞서 언급한 Figs. 5~6 두 가지 경우들의 중간단계라고 볼 수 있지만 유동장 내 준임계점 부근에서의 급격한 물질특성들의 변화로 인하여 유속 및 온도분포가 현저히 다른 특성을 보여주는 것을 알 수 있다.

3.3 관 내 열전달계수 분포특성

Figs. 7~8은 각각 관 내 압력 및 입구 유체온도 변화에 대한 열전달계수의 분포를 유동방향의 총괄 유체엔탈피(I_b) 증가에 따라 나타낸 것이다. 열전달계수는 관 입구 부근의 유동발달 영역에서 점차 감소하다가 유체의 온도가 준임계점 근처에 이르게 되면 점차 증가하기 시작한다. 유체온도가 준임계점 온도보다 약 15K 정도 낮은 지점에서 열전달계수는 최대치에 도달한 후 다시

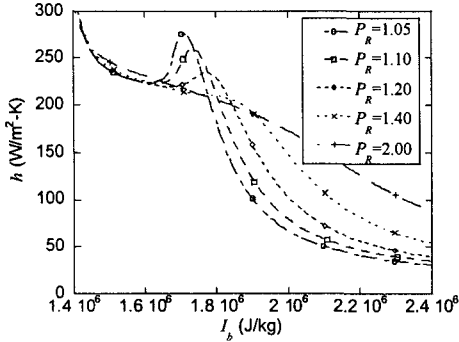


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient distributions with various pressures in the tube; $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$, $Re_{in}=200$, $(T_R)_{in}=0.9$.

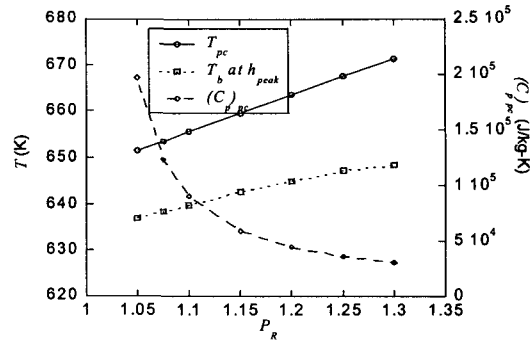


Fig. 9 Bulk temperature at h_{peak} and pseudo-critical temperature with specific heat for various pressures; $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$.

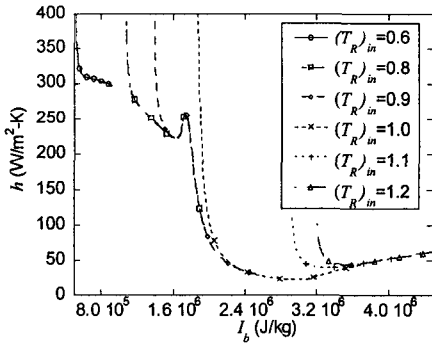


Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient distributions with various inlet water temperatures; $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$, $Re_{in}=200$, $P_R=0.9$.

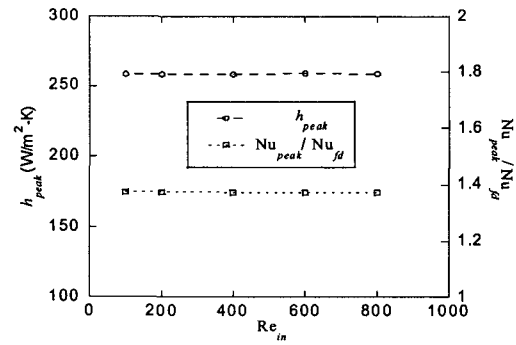


Fig. 10 Peaks of heat transfer coefficient and Nusselt number for various inlet Reynolds numbers; $Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$, $P_R=0.9$, $(T_R)_{in}=0.9$.

감소하기 시작한다. 이러한 열전달계수의 비정상적인 증가는 준임계점 온도에서의 유체 정압비열 및 열전도도의 급격한 증가에 기인한다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 관 내 압력이 임계압력에 접근할수록 준임계점에서의 정압비열 및 열전도도의 증가에 따라 열전달계수의 최대치는 증가하게 되고 축방향의 위치도 준임계점 온도의 감소에 따라 관 입구에서 좀더 가까워진다. 또한 Fig. 8에 나타난 것처럼 열전달계수 분포는 관 입구 유체 온도에 따라 입구 부근의 유동발달 지역에서 차이가 있고 그 외의 영역에서는 유체의 총괄 엔탈피에 대해 거의 특정한 분포특성을 보여주고 있다. 특히 준임계점 부근 열전달계수의 최대치는

관 입구의 유체온도에 거의 영향을 받지 않을 것을 알 수 있으며, 이 최대점을 경계로 하여 열전달계수가 약 1/8 정도로 급격히 감소하게 된다. 이는 열전달계수 분포에서도 유체온도 증가에 따른 물질특성의 액체 같은 상(liquid-like phase)에서 기체 같은 상(gas-like phase)으로 변화하는 특성을 반영한 것으로 판단된다.

Fig. 9는 관 내 압력변화에 따른 Figs. 7~8에서 나타난 최대 열전달계수 (h_{peak})에서의 총괄 유체 온도 (T_b), 준임계점 온도 및 정압비열의 변화특성을 나타낸 것이다. 준임계점 온도는 압력의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하고 있으며 이 온도의 정압비열은 급속히 감소하는 경향을 보이

고 있다. 최대 열전달계수에서의 총괄 유체온도는 압력이 증가함에 따라서 점차 증가하는 경향을 보여주고 있으며 준임계점 온도와의 차이도 $P_R=1.05$ 에서의 약 15 K에서 $P_R=1.30$ 의 약 23 K 정도로 조금씩 증가하게 된다. Fig. 10은 관 입구의 Reynolds 수에 따른 최대 열전달계수 및 이에 대한 Nusselt 수의 변화특성을 나타낸 것으로 거의 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있다. 여기서 Nu_{fd} 는 관 벽으로부터의 일정한 열유속 조건에서 균일한 물질특성 분포를 갖는 층류유동장이 열적으로 완전히 발달된 상태의 Nusselt 수를 나타낸다.

Fig. 11은 관 내 압력 및 열유속에 대한 최대 Nusselt 수의 분포특성을 나타낸 것이다. 관 내부의 압력이 증가할수록 유체의 최대 정압비열 및 열전도도가 낮아짐에 따라 최대 Nusselt 수는 점차 감소하는 경향을 보여주고 있다. 또한 관벽으로부터의 열유속이 낮을수록 최대 Nusselt 수는 증가하는 것을 볼 수 있으며 $P_R=1.40$ 이상의 압력조건에서는 열유속에 의한 영향이 별로 크지 않은 편이다.

이러한 최대 Nusselt 수는 해석결과 상의 여러 가지 변수들에 대한 특성을 고려하여 최대 $\pm 5\%$ 이내에서 만족하는 다음과 같은 식을 통해 표현될 수 있다.

$$\frac{Nu_{peak}}{Nu_{fd}} = \frac{0.729}{(P_R - 1)^{0.136} \left(\frac{Q_w}{G I_c} \right)^{0.046}} \quad (9)$$

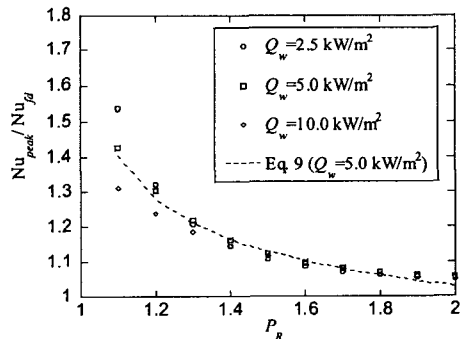


Fig. 11 Variation of Nusselt number peak in the tube with pressure for several wall heat fluxes.

Fig. 11에서 볼 수 있듯이 각 조건별 해석자료와 식(9)에 의한 예측결과가 비교적 잘 일치함을 볼 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 초임계상태 물의 층류 대류열전달 현상에 대한 이해를 목적으로 원형 관 내 유체유동 및 전열특성, 물질특성 변화의 관 입구 온도, 압력, Reynolds 수, 관벽의 열유속 등의 조건에 따른 영향을 전산해석기법을 이용하여 분석하였다. 이에 대한 연구결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 초임계상태의 유체는 관벽으로부터의 일정한 열유속 조건에서 유동장 내 준임계점 온도영역이 존재하게 되는 경우 유동방향으로의 가속과 함께 준임계점 온도를 경계로 온도변화율이 증가하게 된다. 이와 함께 밀도 및 정압비열 등의 물질특성들도 유동장 내에서 급격한 분포변화특성을 갖는다.

(2) 관 입구 부근의 유동발달 지역을 제외한 부분 중 유체의 온도가 준임계점 온도보다 약간 낮음($Q_w=5.0 \text{ kW/m}^2$ 의 경우 약 10 K 이상) 상태에서 열전달계수는 국부적인 최대값을 갖게 되며 이 위치에서의 유체온도와 준임계점 온도와의 차이는 관 내 압력이 임계압력에 접근할수록 점차 감소하게 된다.

(3) 준임계점 부근에서의 열전달계수 최대값은 관 입구의 Reynolds 수와 온도에 별로 영향을 받지 않으며 주로 압력 및 관벽의 열유속에 의존한다. 이와 관련하여 최대 Nusselt 수를 예측할 수 있는 다음과 같은 상관관계식을 제시하였다.

$$\frac{Nu_{peak}}{Nu_{fd}} = \frac{0.729}{(P_R - 1)^{0.136} \left(\frac{Q_w}{G I_c} \right)^{0.046}}$$

본 연구에서는 초임계상태 유체로서 물을 이용한 경우로서 일반적인 임계점 주위의 열전달 특성분석을 위해서는 여러 가지 초임계상태의 유체들에 대한 실험 및 예측을 통한 유동 및 열전달 현상의 주요 변수들 간의 상관관계에 대한 구체적인 분석이 체계적으로 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 논문은 2003년도 원광대학교 교비지원에 의하여 이루어진 논문입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- Lester, H., John, S. G. and George, S. K., 1984, Steam Tables, Hemisphere, New York.
- Hendricks, R. C., Simoneau, R. J. and Smith, R. V., 1970, Survey of Heat Transfer to Near Critical Fluids, NASA Technical Note, TN-D5886.
- Hall, W. B., 1971, Heat transfer near the critical point, Advances in Heat Transfer, Vol. 7, pp. 1-83.
- Polyakov, A. F., 1991, Heat transfer under supercritical pressures, Advances in Heat Transfer, Vol. 21, pp. 1-53.
- Choi, Y. D., Joo, K. S., Kim, Y. C. and Kim, M. S., Numerical analysis of turbulent carbon dioxide flow and heat transfer under supercritical state in a straight duct with a square cross-section, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 12, pp. 1004-1013.
- Li, L. J., Lin, C. X. and Ebadian, M. A., 1999, Turbulent heat transfer to near-critical water in a heated curved pipe under the conditions of mixed convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, No. 16, pp. 3147-3158.
- Lee, S. H. and Howell, J. R., 1999, Convective heat transfer in the entrance region of a vertical tube for water near the thermodynamic critical point, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, No. 7, pp. 1177-1187.
- Zhou, N. and Krishnan, A., 1995, Laminar and turbulent heat transfer in flow of supercritical CO₂, 30th National Heat Transfer Conference, Portland, pp. 53-63.
- Kurganov, V. A. and Kaptilyni, A. G., 1993, Flow structure and turbulent transport of a supercritical pressure fluid in a vertical heated tube under the conditions of mixed convection experimental data, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, No. 13, pp. 3383-3392.
- Olson, D., 1999, Heat transfer in supercritical carbon dioxide with convective boundary conditions, 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, pp. 1-7.
- Ghajar, A. I. and Asadi, A., 1986, Improved Forced convective heat transfer correlations for liquids in the near-critical region, AIAA Journal, Vol. 24, No. 12, pp. 2030-2037.
- Koshizuka, S., Takano, N. and Oka, Y., 1995, Numerical analysis of deterioration phenomena in heat transfer to supercritical water, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, No. 16, pp. 3077-3084.
- Popov, V. N. and Valueva, E. P., 1988, Numerical modeling of mixed turbulent convection of helium at supercritical parameters of state in vertical tube, Teploenergetika, Vol. 35, pp. 54-59.
- Dashevsky, Y. M. and Malkovsky, V. I., 1985, Heat exchange with laminar upflow of supercritical helium in a gravitational field, Cryogenics, Vol. 25, pp. 658-659.
- Bellmore, C. P. and Reid, R. L., 1983, Numerical prediction of wall temperatures for near-critical para-hydrogen in turbulent upflow inside vertical tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 536-541.
- Vlakhov, E. S., Mieopol'skii, Z. L. and Khasanov-agaev, L. R., 1981, Heat transfer to a supercritical medium with mixed convection and rising flow in heated tubes, Teploenergetika, Vol. 28, No. 11, pp. 69-71.
- Shiralkar, B. S. and Griffith, P., 1969, Deterioration in heat transfer to fluids at supercritical pressure and high heat fluxes, Journal of Heat Transfer, Vol. 91, No. 1, pp. 27-36.
- Shitsman, M. E., 1968, Impairment of the

heat transmission at supercritical pressures, Teploenergetika, Vol. 15, pp. 57-61.
19. Zeldin, B. and Schmidt, F. W., 1972, Deve-

loping flow with combined forced-free convection in an isothermal vertical tube, Journal of Heat Transfer, Vol. 94, pp. 211-223.