비평형 습증기 모델을 적용한 증기 응축 유동 해석

김 창 현,[1] 박 재 현,[1] 고 동 건,[2] 김 동 일,[3] 김 영 상,[3] 백 제 현*[1]
[1]포항공과대학교 기계공학과 회전유동연구실
[2]포항공과대학교 기계공학과 이상유동연구실
[3]두산중공업 열유체연구팀

ANALYSIS ON STEAM CONDENSING FLOW USING NON-EQUILIBRIUM WET-STEAM MODEL

C.H. Kim,[1] J.H. Park,[1] D.G. Ko,[2] D.I. Kim,[3] Y.S. Kim[3] and J.H. Baek*[1]
[1]Rotating Flows Laboratory, Dept. of Mechanical Engineering, POSTECH
[2]Two Phase Flow Laboratory, Dept. of Mechanical Engineering, POSTECH
[3]Thermal & Fluid Research Team, Doosan Heavy Industries & Construction

When the steam is used as working fluid in fluid machinery, different from other gases as air, phase transition (steam condensation) can occur and it affects not only the flow fields, but also machine performance & efficiency. Therefore, considering phase transition phenomena in CFD calculation is required to achieve accurate prediction of steam flow and non-equilibrium wet-steam model is needed to simulate realistic steam condensing flow. In this research, non-equilibrium wet-steam model is implemented on in-house code(T-Flow), the flow fields including phase transition phenomena in convergent-divergent nozzle are studied and compared to results of advance researches.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 비평형 습증기 모델(Non-Equilibrium Wet-Steam Model), 증기 응축(Steam Condensation), 다상 유동(Multi-Phase Flow)

기호설명(Nomenclature)

α	체적비
β	액체(물) 질량비
γ	비열비(정압비열/정적비열)
Γ	질량 생성률
η	액적 밀도
θ	온도 보정 상수
π	원주율
ρ	밀도(하첨자가 없는 경우, 혼합물)
σ	표면장력
C	음속, 비열
h	엔탈피
I	핵 생성률
Kb	볼츠만 상수
Kn	크누센 수
k	전도율
Mm	물분자 질량
Nu	누셀트 수
p	압력(하첨자가 없는 경우, 정압)
Pr	프란틀 수
R	기체상수
r	액적 반경
Re	레이놀즈 수
T	온도(하첨자가 없는 경우, 혼합물)
V	유속

하첨자

c	연속상, 증기
d	분산상, 물
p	정압
sat	포화상태
o	입구, 전(total)
v	정적
*	임계

Received: May 29, 2015, Revised: September 22, 2015, Accepted: September 22, 2015.
* Corresponding author, E-mail: jhbaek@postech.ac.kr
DOI http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2015.20.3.01
© KSCFE 2015

1. 서 론

유체기계에서 증기를 작동유체로 하는 경우, 공기와 같은 일반적인 가스를 작동유체로 하는 경우와는 달리 유동 내에서 상변화가 발생할 수 있음에 유의해야한다. 특히, 증기 응축으로 인한 액적이 발생하는 경우 잠열 방출로 인한 유동 내 온도와 압력이 상승하는 응축 충격 현상을 보이는데, 일례로 증기 터빈의 경우 출구 근처 저압단에서 발생한 액적들이 터빈 내부 유동 양상 및 날개 등의 구조물에 영향을 주고 결과적으로 터빈 성능 및 효율에 손실을 가져오는 경우가 많다. 따라서, 최근 다양한 환경에서 널리 사용되고 있는 전산유체역학을 활용한 해석들에서 증기가 사용되는 경우 발생할 수 있는 상변화에 대한 고려가 필요하며, 상변화의 경향을 정확하게 예측할 수 있다면 다양한 증기 해석 케이스들에서 보다 신뢰도 높은 결과를 얻을 수 있을 것이다. 실제 유동 내에서 발생하는 상변화는 많은 경우에 평형상태에서 발생하지 않으므로 포화선을 경계로 나타나지 않으며 해석에서 이러한 상변화의 고려를 위해서는 증기의 비평형 응축을 모사할 수 있는 비평형 습증기 모델의 구현 및 사용이 필요하다.

국외에서는 기업을 중심으로 증기 터빈에서의 증기의 응축현상을 고려할 수 있는 코드 및 습증기 모델의 개발이 이루어지고 있으며, 다양한 연구진들에 의해 노즐과 익렬 등에서 습증기 모델을 이용한 다상 유동 해석이 수행된 바 있다. Dykas and Wroblewski[1]는 습증기 해석을 SFM(Single-Fluid Model)과 TFM(Two-Fluid Model), 두가지방법으로 접근하여 라발 노즐에 대한 해석을 수행, 접근 방법에 따른 결과 차이를 분석하였다. Halama[2]는 익렬 내 천음속 유동 내에서 비평형 상변화를 고려한 비점성 해석과 층류 해석을 진행, Halama and Fort[3]는 후에 액적 분포함수와 상태방정식을 바꾸어가며 노즐과 익렬에 대한 다상해석을 수행하였다. Chandler et al.[4]은 기존의 증기터빈에서의 다상 해석 결과가 실험 결과와 차이를 보이는 이유가 비정상성(unsteady)이 원인이라고 판단, 증기터빈에 대한 비정상 응축 유동 해석을 수행, 실험과 비교하였다. Grubel et al.[5,6]은 습증기 모델을 노즐과 익렬 유동 해석에 적용하여 검증과정을 거치고, 검증된 모델을 사용하여 저압터빈의 다상해석을 수행, 측정된 액체 질량비와 액적 직경 등과 비교하였다. 국내에서도 증기터빈 해석 등에서 증기의 응축 효과에 대한 고려의 필요성이 제기되고 있으나 현재까지 비평형 습증기 모델을 사용한 다상 유동 해석 사례는 많지 않다.

본 연구에서는 자체 개발된 RANS 기반의 인-하우스 코드(T-Flow)에 비평형 습증기 모델을 구현하여 수렴-발산 노즐 내 상변화를 고려한 다상 유동 해석을 수행, 기존에 알려진 압력 분포 등의 실험, 선행 연구 결과와 비교하였다.

2. 이론적 배경

2.1 In-house Code(T-Flow)

본 연구에 사용된 인-하우스 코드, T-Flow는 1990년대 중반에 개발된 RANS 기반 정렬격자용 3차원 유동 해석 코드이다. 압축기, 터빈 등의 유체기계 내 유동해석을 목표로 개발되었으며 아음속/천음속 축류압축기[7] 및 원심압축기, 아음속 축류 터빈[8] 등의 연구에 적용한 바 있고, 익단 누설 유동, 동익/정익간 상호작용[9] 및 선회실속[10,11]에 대한 연구 등에서도 사용한 바 있다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial (E-E_v)}{\partial x}+\frac{\partial (F-F_v)}{\partial y}+\frac{\partial (G-G_v)}{\partial z}=0 \qquad (1)$$

$$Q=[\rho,\rho u,\rho v,\rho w,\rho e]^T$$
$$E=[\rho u,\rho u^2+p,\rho uv,\rho uw,u(\rho e+p)]^T$$
$$F=[\rho v,\rho uv,\rho v^2+p,\rho vw,v(\rho e+p)]^T$$
$$G=[\rho w,\rho uw,\rho vw,\rho w^2+p,w(\rho e+p)]^T$$
$$E_v=[0,\tau_{xx},\tau_{xy},\tau_{xz},u\tau_{xx}+v\tau_{xy}+w\tau_{xz}-q_x]^T$$
$$F_v=[0,\tau_{yx},\tau_{yy},\tau_{yz},u\tau_{yx}+v\tau_{yy}+w\tau_{yz}-q_y]^T$$
$$G_v=[0,\tau_{zx},\tau_{zy},\tau_{zz},u\tau_{zx}+v\tau_{zy}+w\tau_{zz}-q_z]^T$$

Q : 보존변수의 벡터
E, F, G : 비점성 플럭스
E_v, F_v, G_v : 점성 플럭스
x, y, z : 직교좌표계에서 방향
u, v, w : x, y, z 방향의 속도 성분
T : 전치행렬
t : 시간
e : 내부 전체 에너지
q : 열속
τ : 레이놀즈 응력

T-Flow의 지배방정식은 위의 식 (1)과 같다. 지배방정식은 유한체적법을 사용하여 공간이산화 되었으며, 안정성을 위해 2차 정확도의 내재적 오일러 시간 전진법을 사용하였다. 비점성 플럭스에 대해서는 Roe의 FDS(Flux Difference Splitting) 기법 또는 Van-Leer의 FVS(Flux Vector Splitting) 기법, 풍상 차분법 및 고차 정확도를 가지는 MUSCL 기법 등을 사용하였다. 점성 플럭스에는 2차 중심차분법을 사용하였다. 유동 해석의 빠른 수렴을 위해 CFL값을 이용한 local time stepping 기법이 적용되었고, 병렬 처리를 위해 블록을 기준으로 한 MPI 기법을 적용하여 대용량의 계산을 빠르게 수행할 수 있다.

2.2 비평형 습증기 모델

2.1.1 비평형 습증기 모델의 소개

증기 유동 내에서 발생하는 상변화인 증기 응축 현상은 많은 경우에 비평형상태에서 발생한다. 평형상태에서 물질의 상은 포화선을 기준으로 결정되나, 비평형상태일 경우에 상변화는 포화선이 아닌 윌슨 라인[12]을 기준으로 과냉각상태에서 증기 응축이 시작된다.

비평형상태에서 발생하는 증기 응축에 대한 모사를 위해 도입된 것이 비평형 습증기 모델로서 코드에 구현하기 위해서는 식 (1)의 유동 지배방정식 이외에 추가적인 식들이 필요하며 아래의 식 (2), (3)과 같다[13-15].

$$\frac{\partial(\rho\beta)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\beta u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\beta v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\beta w)}{\partial z}=\Gamma \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho\eta)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\eta u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\eta v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\eta w)}{\partial z}=\rho I \tag{3}$$

위 식에서 얻을 수 있는 정보는 크게 두 가지로 각 셀에서의 액체 질량비(β)과 액적 밀도(단위 부피당 액적 수, η)이다. β를 구하는 식의 생성항은 새로 발생한 액적과 기존에 있던 액적의 성장과 관련이 있으며 식 (4)와 같이 정의된다. 증기의 핵 응축으로부터 새로이 생성된 액적의 반경은 임계 반경, r_*로 표기되며, 크기는 식 (5)에서처럼 액체의 표면장력, 압력 등과 관련있다. 생성된 액적의 성장은 액적의 온도와 액적 주위 기체의 온도 차이에 의해서 결정되며 식 (6)과 같다. η를 구하는 식의 생성항에서 I는 핵 생성률(단위 시간, 단위 체적당 액적 생성량)로 식 (7)에 나타나있으며, I에 쓰인 θ는 온도 보정 상수로서 식 (8)과 같다. 액적의 크기는 계산된 β와 η로부터 식 (9)와 같은 방법으로 구할 수 있다. 위 식들은 대부분 깁스 자유 에너지로부터 유도되며, 현재 사용되고 있는 많은 습증기 모델들에서 일반적으로 사용되는 식으로 받아들일 수 있다[15].

$$\Gamma=\frac{4}{3}\pi\rho_l I r_*^3+4\pi\rho_l\eta r^2\frac{\partial r}{\partial t} \tag{4}$$

$$r_*=\frac{2\sigma}{\rho_l RT\ln S}\qquad S=\frac{p}{p_{sat}(T)} \tag{5}$$

$$\frac{\partial r}{\partial t}=\frac{p}{h_{lv}\rho_l\sqrt{2\pi RT}}\frac{\gamma+1}{2\gamma}C_p(T_d-T_c) \tag{6}$$

$$I=\frac{1}{1+\theta}\frac{\rho_l^2}{\rho_v}\sqrt{\frac{2\sigma}{M_m^3\pi}}\,exp(\frac{-4\pi r_*^2\sigma}{3K_bT}) \tag{7}$$

$$\theta=\frac{2(\gamma-1)}{(\gamma+1)}\frac{h_{lv}}{RT}(\frac{h_{lv}}{RT}-0.5) \tag{8}$$

$$r=[\frac{3\rho\beta}{4\pi\rho_d\eta}]^{1/3} \tag{9}$$

2.1.2 비평형 습증기 모델의 적용 방법

기존 다상해석에서는 각 상에 대하여 유동 지배방정식을 따로 구성하고, 습증기 모델로부터 구해진 기체상과 액체상 간의 질량, 모멘텀, 에너지 전달량을 지배방정식의 생성항으로 반영하였다[14]. 그러나 습증기 모델이 적용될 T-Flow는 밀도 기반의 솔버로서 단상 기체 유동의 해석에 사용가능한 코드이다. 따라서 작동유체를 액체와 기체가 잘 섞여있는 하나의 혼합물로 가정하여 식 (1)과 같은 기존의 단상해석에서의 식을 다상 유동의 지배방정식으로 사용하였다. 기존 상간 전달과정에서 기체상과 액체상 간의 질량과 모멘텀 교환 시 외부 생성이나 손실이 발생하지 않으므로, 혼합물의 유동 지배방정식에서 질량 생성항과 모멘텀 생성항은 발생하지 않으며 액적 발생 시에 방출되는 잠열로 인한 에너지 생성항 - 식 (10)만 남게 된다. 식 (10)에서 $3\alpha_d/r$는 액적의 표면적 밀도에 해당하고 q_c, q_d는 잠열에 의해 각각 기체상과 액체상에 전달되는 열속량으로서 액적 직경에 따라 다르게 정의되며 아래 Table 1의 내용과 같다.

$$3\alpha_d/r\cdot(q_c+q_d) \tag{10}$$

혼합물로 가정한 접근에서는 기체상과 액체상의 온도를 각각 구할 수 없어 액적의 성장과 관련된 식 (6)의 구현에 문제가 될 수 있다. 그러나 혼합물의 온도(T)는 액체 질량비가 크지 않은 경우에 기체상의 온도(T_c)와 같다고 가정할 수 있고, 액적의 직경이 1μm 이하인 경우에 기체상의 온도와 발생한 액적의 정보로부터 액체상의 온도(T_d)를 아래의 식 (11)과 같은 방법으로 구할 수 있다고 Gerber[14], Moore and

Table 1 Energy source terms of continuous and dispersed phase

	q_c	q_d
$2r \leqq 0.1nm$	0	0
$2r \leqq 1\mu m$	$\frac{k_c}{2r}Nu_c(T_{sat}-T_c)$ $Nu_c=\frac{2}{1+3.18Kn}$	0
$2r > 1\mu m$	$\frac{k_c}{2r}Nu_c(T_{sat}-T_c)$ $Nu_c=2+0.6Re_d^{1/2}\mathrm{Pr}_d^{1/3}$	$\frac{k_d}{2r}Nu_d(T_{sat}-T_d)$ $Nu_d=6$

Sieverding[15]에서 언급된 바 있다. 실제 많은 경우에서 액적의 크기는 1μm를 넘지 않으나 이를 상회하는 경우에는 에너지 보존 및 예측된 결과의 신뢰도에 영향을 미칠 수 있을 것이다.

$$T_d = T_{sat} - (T_{sat} - T_c)\frac{r_*}{r} \tag{11}$$

비평형 습증기 모델은 유동 지배방정식과 같은 수렴성을 가지고 있지 않아 수렴을 위해서는 상대적으로 작은 시간전진량이 필요하다. 유동 지배방정식과 습증기 지배방정식을 같은 행렬에 배치하면 얻어지는 값의 정확도는 상승하나 유동의 시간전진량과 습증기의 시간전진량이 같아져 수렴하는데 상당한 시간이 소요된다. 이러한 단점을 극복하고자 유동 지배방정식과 습증기 모델의 지배방정식을 난류모델과 같은 방식으로 각각 다른 행렬에 배치(tracking method)하여 유동에 대해서는 큰 시간전진량으로 1번 계산을 수행하는 동안에 비평형 습증기 모델은 작은 시간전진량으로 계산을 여러번 수행하는 내부 반복 계산법을 채택하여 노즐의 경우 해석에 소요되는 시간을 기존보다 1/5 정도로 줄일 수 있었다.

3. 해석 방법 및 결과

3.1 해석 방법

본 연구에서는 비평형 습증기 모델의 적용 후 검증을 위하여 수렴-발산 노즐을 대상으로 해석을 수행하였다. 해석 도메인은 Fig. 1과 같고 Moore et al.[16]의 연구에서의 nozzle C와 같다. 격자는 ANSYS ICEM CFD 14.0을 사용해 약 8만개의 노드를 가진 3차원(준 2차원)의 정렬 격자로 구성하였다. 경계조건으로 입구에는 전압, 전온도 조건을 주었으며, 출구에는 정압 조건, 벽에서는 점착 및 단열조건, 2차원 해석과 같은 결과를 얻기 위해 노즐단면에 수직한 방향으로는 대칭조건을 주었다. 입구에서 부가된 습증기의 정보는, β와 η 모두 0으로 유입되는 액적은 없다. 자세한 경계조건은 아래 Table 2와 같다. 난류모델에는 1개의 수송방정식으로 구성된 Spalart-Allmaras 모델이 사용되었다. 수렴성 향상 및 계산 시간 단축을 위하여 단상해석을 1차적으로 진행한 이후, 그 결과를 초기 조건으로 다상해석을 수행하였다.

Table 2 Boundary conditions of convergent-divergent nozzle

Nozzle C[16]	Value
Inlet total pressure(Po)	25000 Pa
Inlet total temperature(To)	359.11 K
Outlet static pressure	9000 Pa
Inlet mass fraction	0
Inlet number density of droplet	0

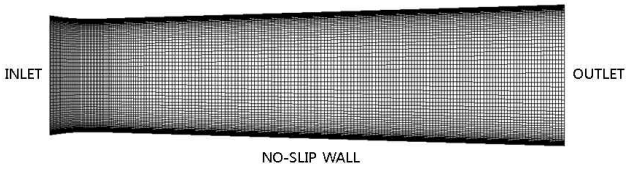

Fig. 1 Convergent-divergent nozzle(nozzle C[16])

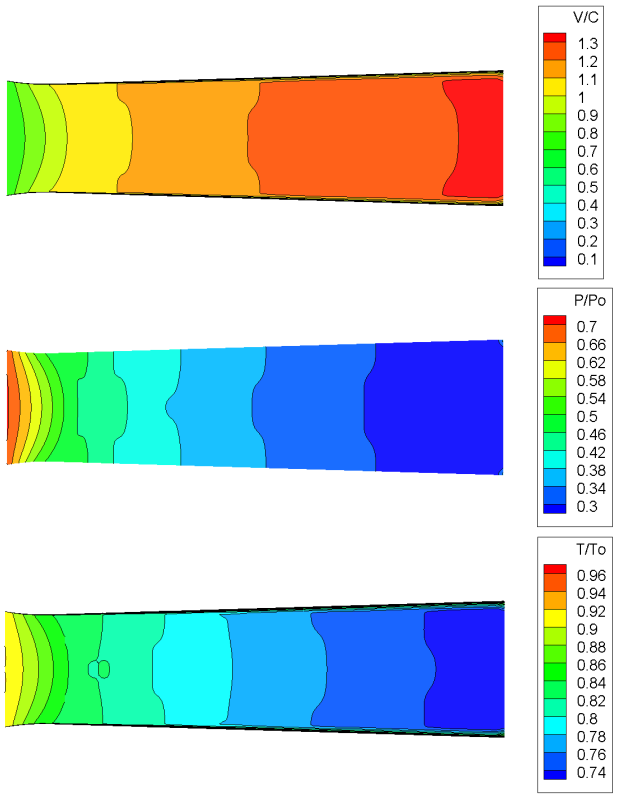

Fig. 2 Velocity, pressure, temperature distribution(single-phase)

3.2 해석 결과

3.2.1 단상 유동 해석

다상 해석에 앞서 진행한 단상 해석에 대해 마하수 분포와 압력 분포, 온도 분포를 Fig. 2에 도시하였다. 압력과 온도는 각각 입구의 전압력과 전온도로 무차원화하여 나타내었다. 해석 결과는 일반적인 수렴-발산 노즐의 유동 형태를 보이는데, 출구쪽으로 갈수록 속도가 빨라지고 압력이 낮아지는 것을 볼 수 있다. 마하수는 노즐의 목 부분에서 1에 도달하고 출구에서 약 1.3까지 증가하며, 온도는 유로 팽창으로 인해 출구쪽으로 갈수록 점점 감소하는 모습을 보인다. 벽에서는 점착 및 단열조건으로 인해 같은 위치의 자유류의 온도보다 상대적으로 높은 것을 볼 수 있다.

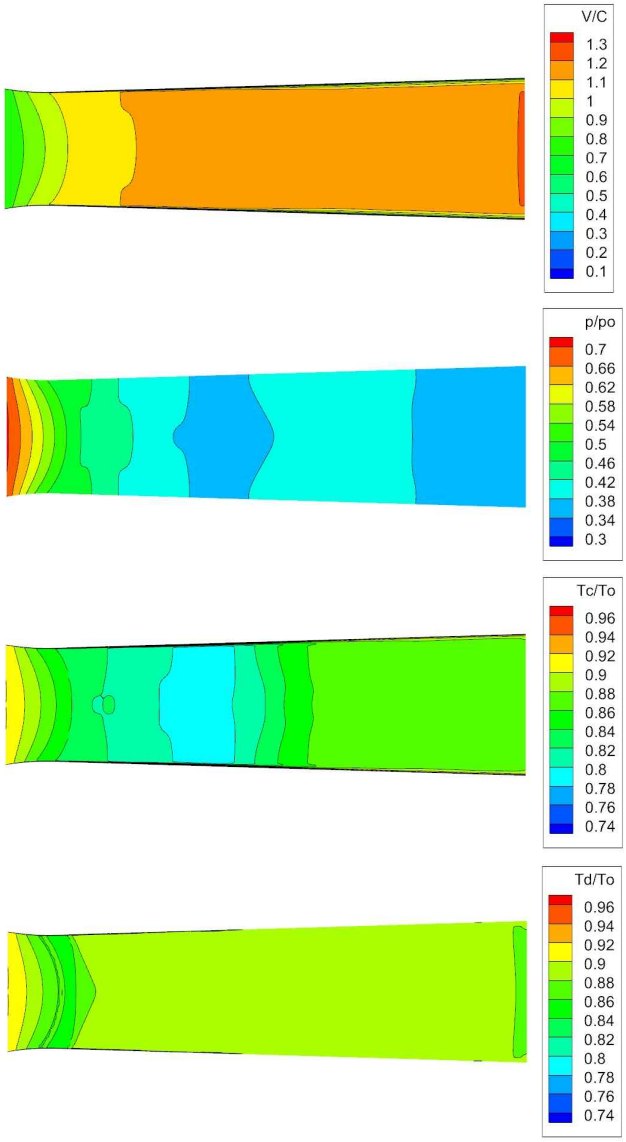

Fig. 3 Velocity, pressure, temperature distribution(multi-phase)

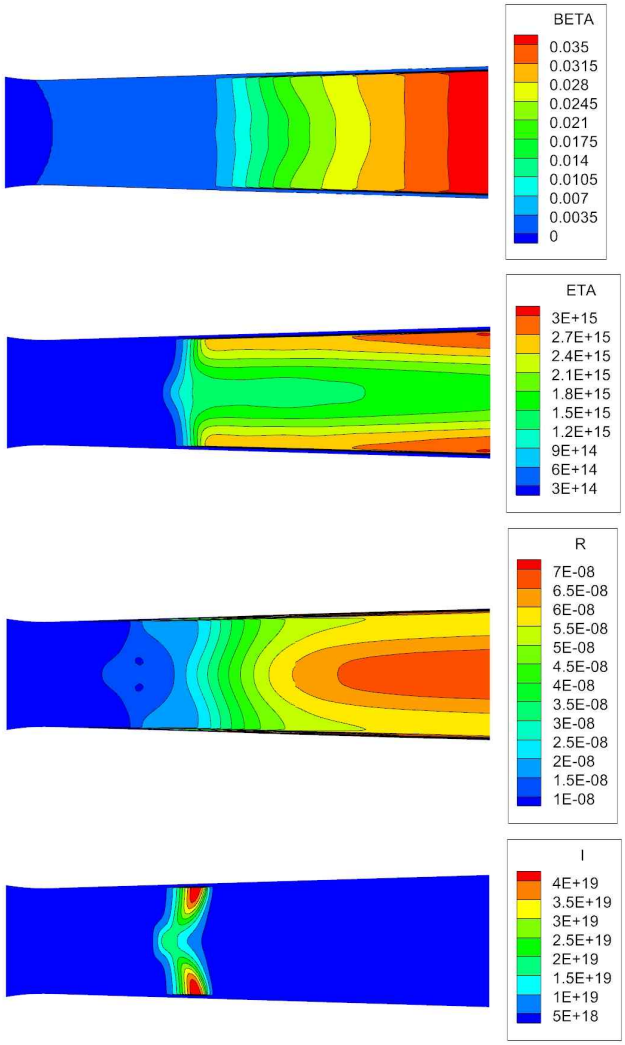

Fig. 4 Wetness, number density, droplet radius and nucleation rate distribution

3.2.2 다상 유동 해석

비평형 습증기 모델을 구현하고 유동 지배방정식의 에너지식에 응축 시의 잠열 방출을 고려한 생성항, 식 (10)을 추가하여 노즐에 대한 다상 유동 해석을 수행하여 얻은 마하수 분포와 압력 분포, 온도 분포는 Fig. 3와 같다. 비평형 습증기 모델에서 중요한 파라미터인 액체 질량비(β)와 액적 밀도(η), 액적 반경(r), 핵 생성률(I)에 대해서는 Fig. 4에 나타내었다.

위의 단상 유동 해석 결과에서와는 달리 노즐 목 이후에 핵 형성으로 인한 액적이 발생하는 것을 Fig. 4의 핵 생성률 분포에서 살펴볼 수 있고, 이것이 유동에서는 Fig. 3와 같은 후류에서의 압력과 온도의 상승인 응축 충격 현상으로 나타났다. 증기 응축은 노즐의 목을 지나 해석 도메인의 가운데 부근에서 국부적으로 발생하며 발생한 액적은 후류로 전파되어 Fig. 4의 액체 질량비와 액적 밀도, 액적 반경 분포 등에서 존재를 확인할 수 있다. 액적이 핵 형성으로부터 생성된 이후에는 기체상과 액체상의 온도 차이로 인해 식 (6)과 같은 방법으로 액적의 반경 변화로 반영되며 후류로 갈수록 액적 반경이 커지는 것을 볼 수 있다. 실제로 예측된 액체 상의 온도는 전반적으로 기체 상의 온도보다 높음이 Fig. 3의 온도 분포에 나타나있다. 그 결과 출구에서는 약 3.5% 정도까지 액체 질량비가 증가하였다. 벽에서는 점착 및 단열조건으로 자유류보다 온도가 높다는 이유 등으로 액적이 존재, 발달하지 않음을 볼 수 있다.

Fig. 5에는 비평형 상변화의 지표로 볼 수 있는 과냉각정도를 도시하였다. 과냉각정도는 포화온도와 기체상의 온도 간 차이($T_{sat} - T_c$)로서 평형상태의 상변화에서는 양의 값을 가

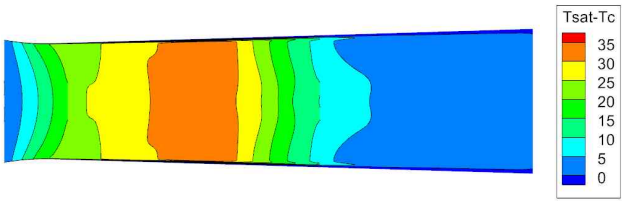

Fig. 5 Supercooling level(supercooled vapor)

질 수 없다. 수렴-발산 노즐 내에서 과냉각정도는 입구와 출구에서는 낮은 반면, 응축이 시작되는 지점을 중심으로 최대 약 30도까지 상승하며 분포는 핵 형성률 분포와 비슷한 것을 볼 수 있다. 이는 과냉각된 기체가 윌슨 라인을 넘어 액체로 응축이 시작되며 후류에서는 기체의 과냉각이 해소가 되기 때문이고, 이러한 이유 등에서 핵 형성률과 과냉각 정도가 깊은 관련을 가지고 있음을 알 수 있다.

일반적으로 습증기 모델을 사용한 해석들에서 액체 질량비의 분포와 크기는 구현 방법에 따라서는 큰 차이를 보이지는 않는다[3]. 그렇지만 액적의 밀도와 반경은 방법에 따라 다양한 분포를 보이는데, 이 파라미터들은 실제 실험에서 측정이 힘들고, 해당 노즐에 대해서도 한 지점에 대해서만 액적 직경에 대한 측정값을 제공한다. 대신, 노즐 중간 면에서의 압력 분포는 노즐 위치에 따른 연속적인 실험값이 존재[16], 단상과 다상 해석에서 T-Flow가 예측한 압력 분포와 액적 직경 분포를 실험값과 함께 Fig. 6에 나타내었다. 추가적으로 이전에 Simpson and White[17]의 연구에서 동일한 노즐을 대상으로 난류 다상 유동 해석을 수행한 바 있어, 해석 결과 간 상대적인 비교가 가능하도록 같은 그림에 도시하였다.

단상 유동 해석에서의 압력 분포는 후류로 갈수록 유로 팽창으로 인한 압력의 지속적인 강하로 나타났다. 반면 다상 유동 해석에서는 증기 응축으로 인한 압력의 상승이 관찰된다. 다상 해석에서 예측된 액적 직경은 약 0.1μm 정도의 크기를 보이며 압력 상승 위치로부터 후류로 진행할수록 점차 증가하는 분포를 보인다.

비평형 습증기 모델을 적용한 다상 해석 결과를 실험 결과와 비교하면 노즐 입구에서 출구까지의 전체적인 압력 분포와 압력 상승 지점을 잘 예측하고 있으며 액적 직경 분포에서는 비교할 수 있는 위치가 충분하지 않지만 실험과 비슷한 크기로 액적을 예측을 하고 있다. 선행 연구에서의 해석 결과[17]와 비교했을 때는 압력 분포의 경우 선행 연구 결과가 실험값에 근접하며, 액적 직경의 경우 T-Flow의 해석 결과가 실험값에 보다 가까웠다. 그러나 그 차이는 미미한 수준으로 선행 연구 결과와 T-Flow 모두 실험에서 나타난 습증기 유동의 특성을 잘 예측하고 있었다.

실험 결과와 선행 연구 결과, T-Flow 해석 결과 간 비교를

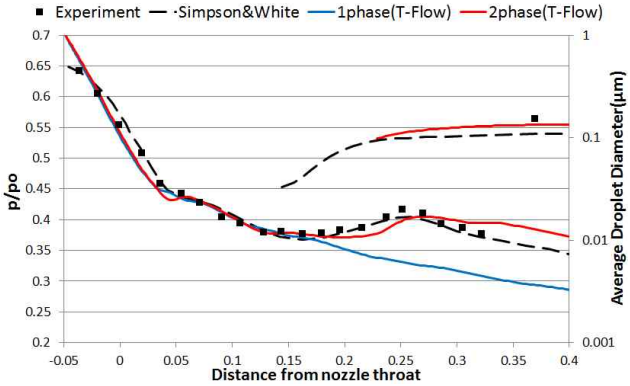

Fig. 6 Pressure distribution along nozzle centerline

통해 적용된 비평형 습증기 모델에 대한 정확도를 평가할 수 있었으며, 전반적으로 노즐 내에서 발생하는 실제 다상 유동을 잘 모사하고 있는 것으로 나타났다. 실험과 발생한 압력 분포의 차이 등은 현재 T-Flow에서 상태방정식으로 사용하고 있는 이상기체 상태방정식 등에서 기인한 부분이 있으며, 추후에 보다 실제에 가까운 상태방정식의 도입과 습증기 모델의 개선을 통해 실험과의 차이를 줄일 수 있을 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 T-Flow에 비평형 습증기 모델을 적용하여 수렴-발산 노즐에 대해서 해석, 기존에 알려진 압력 분포 등의 실험값과 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단상 해석에서는 후류로 진행할수록 유동이 가속되며, 압력과 온도가 저하되었다. 다상 해석에서는 단상 해석과 달리 증기 응축으로 인한 압력과 온도의 상승인 응축 충격 현상이 관찰되었으며, 후류로 갈수록 액체상과 기체상 간의 온도 차이에 의해 액적이 성장, 출구에서 액체 질량비가 약 3.5%까지 도달하였다.

(2) 비평형 상변화의 지표로 볼 수 있는 과냉각정도는 핵 생성률와 깊은 관련이 있어 핵 형성이 시작되는 지점에서 가장 높은 값을 보이고 이후로 점차 낮아지는 경향을 보인다.

(3) 노즐 중간면에서의 압력 분포에서 증기 응축로 인한 압력 상승이 관찰되며 문헌의 실험 및 선행 연구 결과와 비교하였을 때 노즐 입구에서 출구까지의 압력 분포 및 액적 직경 분포 등이 잘 예측되었다.

따라서 수렴-발산 노즐 내 습증기의 비평형 상변화, 증기 응축을 고려한 다상 유동 해석이 올바르게 되었다고 평가할

수 있으며, 추후 익렬 및 동익 등의 복잡한 환경에서 습증기 모델을 사용한 다상 유동 해석을 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 두산중공업과 포항공과대학교의 산학 협력 과제의 일환으로 진행되었습니다.

Note

This paper is a revised version of the paper "Multi-Phase Flow Analysis on Convergent-Divergent Nozzle with Non-Equilibrium Wet-Steam Model" presented at the KSCFE 2015 Spring Annual meeting, Jeju, May 14-15, 2015.

References

[1] 2011, Dykas, S. and Wroblewski, W., "Single- and two-fluid models for steam condensing flow modeling," *International Journal of Multiphase Flow 37(2011)*, pp.1245-1253.

[2] 2012, Halama, J., "Transonic flow of wet steam - numerical simulation," *Acta Polytechnica*, Vol.52, No.6.

[3] 2013, Halama, J. and Fort, J., "Numerical simulation of transonic flow of wet steam in nozzles and turbines," *Computing(2013) 95(suppl 1):S303-S318*.

[4] 2013, Chandler, K., White, A. and Young, J., "Non-equilibrium wet-steam calculations of unsteady low-pressure turbine flows," *Proc IMechE Part A:J Power and Energy*, 0(0), pp.1-10.

[5] 2014, Grubel, M., Starzmann, J., Schatz, M., Eberle, T. and Vogt, D.M., "Two-phase flow modeling and measurements in low-pressure turbines - part 1: numerical validation of wet steam models and turbine modeling," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, GT2014-25244.

[6] 2014, Grubel, M., Starzmann, J., Schatz, M., Eberle, T. and Vogt, D.M., "Two-phase flow modeling and measurements in low-pressure turbines - part 2: turbine wetness measurement and comparison to cfd-predictions," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, GT2014-25245.

[7] 2003, Park, J.Y., Chung, H.T. and Baek, J.H., "Tip leakage flow on the transonic compressor rotor," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, 27(1), 2003.1, pp.84-94.

[8] 2006, Park, J.I., Choi, M. and Baek, J.H., "Numerical study on the clocking effect in a 1.5 stage axial turbine," *Journal of computational fluids engineering*, 11(4), 2006.12, pp.1-8.

[9] 2002, Park, J.Y. and Baek, J.H., "Theree-Dimensional Flow Analysis under Stator/Rotor Interaction in One-Stage Turbine Using the Parralel Programming Method," *Proceedings of the KSME 2002 Spring Annual Meeting*, pp.1500~1505.

[10] 2005, Choi, M., Park, J.Y. and Baek, J.H.. "Effect of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow in an Axial Compressor(I) -Hub Corner Stall and Tip Leakage Flow-," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, 29(8), 2005.8, pp.948~955.

[11] 2007, Baek, J.H. and Choi, M., "Effects of the Inlet Boundary Layer on the Flow in an Axial Compressor," *Journal of fluid machinery*, 10(5), 2007.10, pp.83~88.

[12] 2003, Rajadurai, J.S., Thermodynamics and Thermal Engineering, *New Age International Publishers*.

[13] ANSYS FLUENT 14.0 Theory Guide.

[14] 2008, Gerber, A.G., "Inhomogeneous multifluid model for prediction of nonequilibrium phase transition and droplet dynamics," *Journal of Fluids Engineering*, March 2008, Vol.130, No.031402, pp.1-10.

[15] 1976, Moore, M.J. and Sieverding, C.H., "Two-phase Steam Flow in Turbines and Separators: Theory, Instrumentation, Engineering," *Hemisphere Publishing Corporation*.

[16] 1973, Moore, M.J., Walters, P.T., Crane, R.I. and Davidson, B.J., "Predicting the fog-drop size in wet-steam turbines," *Institute of Mechanical Engineers*, Wet Steam 4, C37/73.

[17] 2005, Simpson, D.A. and White, A.J., "Viscous and unsteady flow calculations of condensing steam in nozzles," *International Journal of Heat and Fluid Flow 26*, pp.71-79.