

냉장고 증발기 배관의 2상유동양식 예측 및 소음 평가

Prediction of Two-phase Flow Patterns and Noise Evaluation for Evaporator Pipe in a Refrigerator

허 소 정*. 김 민 성**. 한 형 석***. 정 의 봉†

So Jung Heo, Minseong Kim, Hyungsuk Han and Weui Bong Jeong

(2011년 6월 29일 접수 ; 2011년 9월 9일 심사완료)

Key Words : CFD Two-phase Flow Simulation(2상유동 전산해석), Refrigerant-induced Noise(냉매 소음), Intermittent Flow(간헐류), Refrigerant-supplying Equipment(냉매 공급 장치)

ABSTRACT

The refrigerant after the expansion valve interchanges the heat at the evaporator. At this moment, the state of gas and liquid becomes two-phase flow and causes irregular noise. In order to avoid the noise, the two-phase flow pattern should be predicted. In this paper, the procedure to predict the two-phase flow patterns such as churn flow and annular flow was suggested using the CFD software. The experiments using refrigerant-supplying equipment was carried out and the noise levels according to the flow pattern were measured. The flow patterns predicted by this procedure showed good agreement with those by experiments. The churn flow is noisier than annular flow pattern.

1. 서 론

2상유동으로 인해 소음이 발생하는 대표적인 예로는 냉동사이클을 이용한 냉장고, 에어컨 등이 있다. 이들 가전제품에서 발생하는 냉매소음은 냉동사이클에서 모세관을 통과한 냉매가 액체와 기체가 동시에 존재하는 2상 상태로 증발기내로 들어오게 되어 발생한다. 증발기내로 들어온 냉매는 열교환 과정을 거치게 되면서 진동 및 소음을 일으키며, 이러한 냉매소음은 제품 전체의 소음에서 차지하는 비율이 높아지는 추세이다. 따라서 이러한 냉장고나 에어컨을 대상으로 냉매소음에 대한 많은 연구가

Umeda⁽¹⁾, Hirakuni⁽²⁾, Kim⁽³⁾ 등에 의해 진행되어 왔다.

현재까지 기체와 액체의 2상유동에 대한 연구가 가장 활발히 진행되고 있으며, Hewitt⁽⁴⁾, Taitel과 Dukler⁽⁵⁾, 그리고 Michima⁽⁶⁾ 등에 의해 유동양식을 예측하기 위한 유동양식선도(flow pattern map)가 개발되었다.

근래에는 Monahna⁽⁷⁾, Krepper⁽⁸⁾, Frank⁽⁹⁾ 등에 의해 전산해석을 이용한 관에서의 2상유동 예측에 관한 연구가 이루어졌다.

하지만 냉매에 의한 2상유동양식과 소음과의 관계는 아직까지 명확히 밝혀진 바가 없으며 이에 대한 연구가 많이 필요한 실정이다.

따라서 이 연구에서는 R600a를 냉매로 사용하는 냉동 사이클에 대하여 전산해석으로 증발기 관내 2상유동양식을 예측하고자 한다. 그리고 냉동 사이클 장치를 이용한 실험을 통하여 2상유동양식을 검증하고 각 유동 양식별 소음을 평가하고자 한다.

† 교신저자; 정희원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr
Tel : (051)510-2337, Fax : (051)517-3805

* 부산대학교 대학원 기계공학부

** 정희원, 부산대학교 대학원 기계공학부

*** 정희원, 국방기술품질원

2. 전산해석

2.1 2상유동 지배방정식

Fig. 1은 수직관에서 나타나는 2상유동의 전형적인 유동양식인 기포류(bubbly flow), 플러그/슬러그류(plug/slug flow), 처언류(churn flow), 환상류(annular flow)를 나타낸 그림이다. Fig. 1(b) 및 (c)와 같은 슬러그(플러그)류, 처언류의 경우 기공물과 건도가 시간에 따라 크게 변하기 때문에 시간에 따른 압력 변동이 크을 예측할 수 있으며, 이로 인해 불규칙적인 배관 진동 및 음압을 초래할 수 있음을 예측할 수 있다. 하지만 Fig. 1(a) 및 (d)와 같은 기포류, 환상류의 경우 비교적 건도와 기공률이 일정하므로 시간에 따른 압력 강하가 일정함을 예측할 수 있으며 이로 인해 불규칙적인 소음 및 진동은 크게 발생하지 않을 것으로 예측할 수 있다⁽³⁾.

이러한 관내 2상유동양식을 전산으로 해석하기 위해서는 다상유동에 대한 해석기법이 필요하다. 액상과 기상이 섞여서 흐르는 다상 유동은 단상 유동의 전산해법에 다상 유동에서 필요한 다양한 수치해법을 적용하여 수치해를 얻게 된다. 유동에 대한 지배방정식은 연속, 운동량, 에너지 방정식이 기본이 된다. 이러한 기본 지배방정식을 정리하면 일반 수송 방정식으로 변환하여 일반화된 식으로 표현할 수 있다.

이 연구에서는 유동양식 구현을 위한 다상 유동 수치해법으로 2개의 유체를 서로 통과할 수 있는 연속체로 고려하는 오일러리안-오일러리안(Eulerian

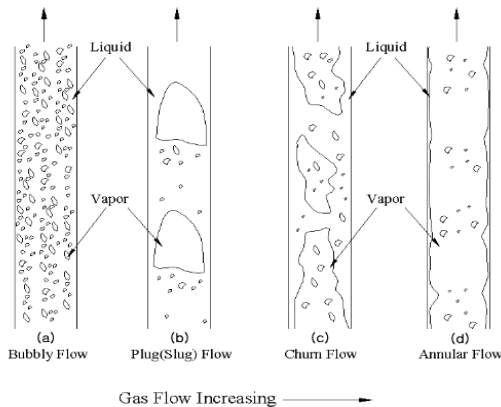


Fig. 1 Schematic diagram of flow pattern for vertical tube⁽¹¹⁾

-Eulerian) 방법을 사용하였다.

기본 유동의 지배방정식을 바탕으로 한 2상유동에 대한 지배방정식인 연속, 운동량, 부피보존방정식은 다음과 같다⁽¹²⁾.

연속방정식(continuity equation) :

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) = S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (1)$$

여기서 r_α 는 α 상(phase)의 체적비를 의미하고 $S_{MS\alpha}$ 는 사용자가 정한 질량소스(mass source)이다. $\Gamma_{\alpha\beta}$ 는 β 상에서 α 상으로 변화하는 단위 부피당 질량 유량을 의미한다.

여기서 체적비는 전체 체적 중에서 α 상이 차지하는 체적의 비를 의미한다. 원형관에서 단위 길이에 대한 체적을 고려하면 α 상의 체적비는 아래와 같이 면적비로 나타낼 수 있다.

$$r_\alpha = \frac{A_\alpha \Delta z}{A \Delta z} = \frac{A_\alpha}{A} \quad (2)$$

운동량방정식(momentum equation) :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) + \nabla(r_\alpha (\rho_\alpha U_\alpha \otimes U_\alpha)) \\ & = -r_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla(r_\alpha \mu_\alpha (\nabla U_\alpha + (\nabla U_\alpha)^T)) \\ & + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ U_\beta - \Gamma_{\alpha\beta}^- U_\alpha) + S_{M\alpha} + M_\alpha \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $S_{M\alpha}$ 는 외력에 의한 운동량 소스(momentum source)를 나타내며, M_α 는 다른 상에 의한 α 상에 작용하는 계면력(interfacial force)을 의미한다.

$(\Gamma_{\alpha\beta}^+ U_\beta - \Gamma_{\alpha\beta}^- U_\alpha)$ 항은 계면 질량 전달(interphase mass transfer)에 의해 유도된 운동량 전달(momentum transfer)을 나타낸다.

부피보존방정식(volume conservation equation) :

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha = 1 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{\alpha} \frac{1}{\rho_\alpha} \left(\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha) \right) \\ & = \sum_{\alpha} \frac{1}{\rho_\alpha} \left(S_{MS\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\sum_{\alpha} \nabla (r_{\alpha} U_{\alpha}) = 0 \quad (6)$$

이러한 기본 지배방정식을 정리하여 얻은 2상 유동의 일반화된 수송방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (r_{\alpha} \rho_{\alpha} \phi_{\alpha}) + \nabla \cdot (r_{\alpha} \rho_{\alpha} U_{\alpha} \phi_{\alpha} - r_{\alpha} \Gamma_{\alpha} \nabla \phi_{\alpha}) \\ = r_{\alpha} S_{\alpha} + T_{\alpha} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, T_{α} 는 상과 상사이의 계면에서의 질량, 운동량 그리고 에너지 전달항을 의미하며 수치해석시 각 상은 T_{α} 를 공유한다.

이 연구에서는 2상유동에 관한 지배방정식을 이용하여 전산해석을 수행함으로써 유동양상을 구현하고 이를 판별하고자 한다.

2.2 2상유동 전산해석

이 연구에서는 직경이 4.35 mm인 수직관에서 냉매 R600a의 온도가 -5°C 로 일정할 때, 단위 면적당 유량이 $51.77 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$ 으로 일정한 경우에 대하여 처연류와 환상류를 전산해석을 통해 구현한다.

입구단의 조건은 냉동 사이클의 운전조건을 고려하여 Table 1과 같이 정하였으며, 여기서 유량이 아닌 단위 면적당 유량을 사용한 것은 전산해석을 2차원으로 수행하였기 때문이다. 출구단의 조건은 처연류, 환상류 모두 오픈링 경계조건(opening boundary condition)을 사용하였고, 수직관의 벽면 부분은 벽경계조건(wall boundary condition)을 사용하였다.

해석결과 관의 유동방향과 평행하게 자른 단면에서의 처연류와 환상류의 기체의 체적비 분포는 Figs. 2, 3과 같다. 처연류의 경우 앞에서 언급한 것과 같이 기포의 형태가 불규칙한 것을 볼 수 있다. 반면 환상류는 액체와 기체가 뚜렷하게 분리되어

액체가 관벽을 타고 흐르며 기체는 관 중앙에 연속적으로 흐르는 것을 관찰할 수 있다.

2상유동의 발달 구간을 고려하여 입구단에서 직경의 35배 떨어진 지점의 각 노드에서 일정시간동안 기체와 액체에 대한 겉보기 속도(superficial velocity)와 체적비를 구해본 결과 Figs. 4~8과 같다.

Figs. 5, 7에 나타낸 체적비의 시간변동에 대한 표준편차가 처연류와 환상류가 0.073, 0.011로 처연류의 변동량이 더 큰 것을 알 수 있다. 따라서 Figs. 2, 3의 기공률 컨투어(vapor volume fraction contour)에서 처연류가 환상류에 비해 불규칙한 형태를 가지는 것과 같이 Figs. 5, 7에서의 체적비의 변동량이 처연류가 더 큰 것을 알 수 있다. 또한 Figs. 4, 6에서의 겉보기 속도 역시 처연류가 환상류에 비해 변동값이 더 큰 것을 관찰할 수 있다. Fig. 7의 기체의 기공률을 히스토그램으로 나타내면 Fig. 8과 같다. 이를 통해서 환상류는 기체의 기공률의

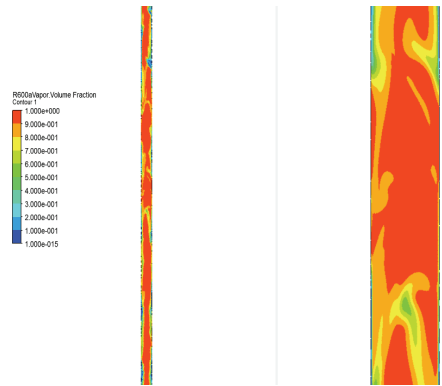


Fig. 2 Distribution of void fraction in churn flow

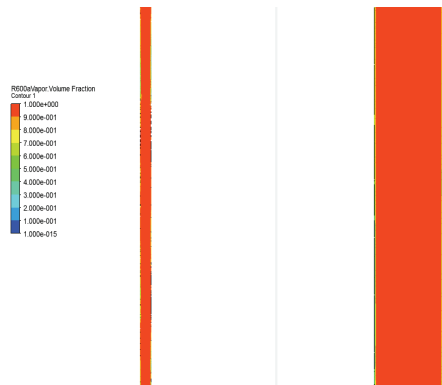


Fig. 3 Distribution of void fraction in annular flow

Table 1 Inlet boundary condition

	Churn flow	Annular flow
Liquid velocity[m/s]	0.18	0.265
Vapor velocity[m/s]	2	11.25
Liquid volume fraction	0.4	0.1
Vapor volume fraction	0.6	0.9

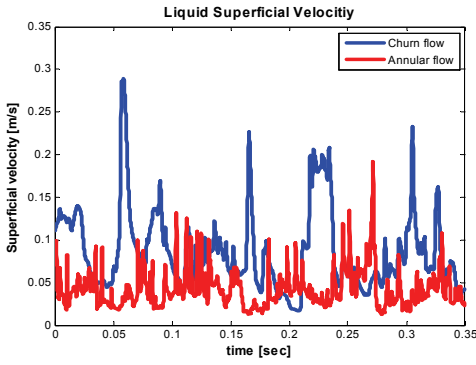


Fig. 4 Averaged liquid superficial velocity at cross section

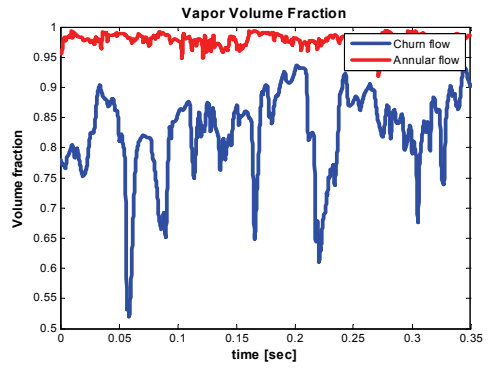


Fig. 7 Averaged vapor volume fraction at cross section

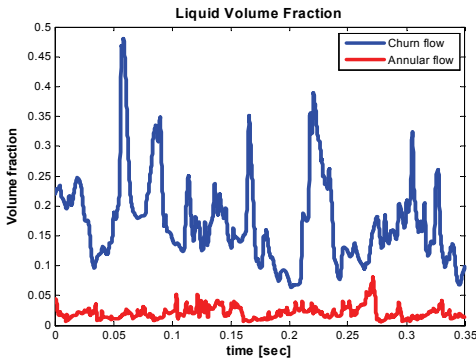


Fig. 5 Averaged liquid volume fraction at cross section

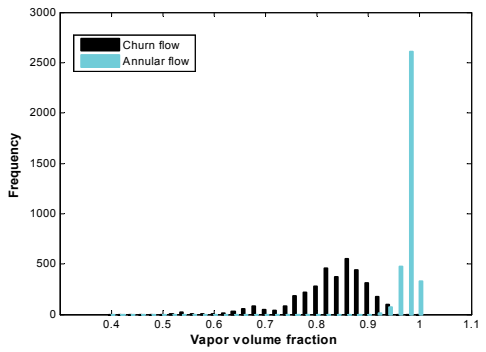


Fig. 8 Averaged vapor volume fraction histogram at cross section

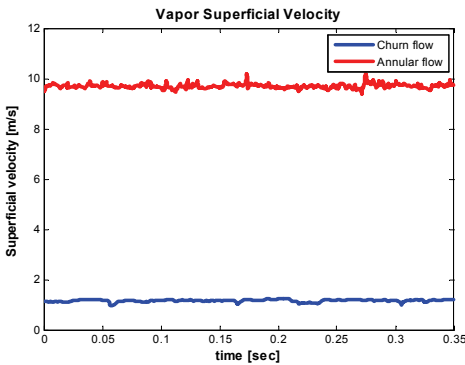


Fig. 6 Averaged vapor superficial velocity at cross section

시간에 따른 분포가 거의 일정한데 비해 처언류는 시간에 따라 다양하게 변하는 것을 볼 수 있다. 이를 통해 처언류와 환상류 유동양식 특징을 전산해석으로 잘 구현할 수 있음을 알 수 있다.

2.3 2상유동양식 예측

2.2절에서 구한 값들을 정량적으로 나타내기 위해 일정시간에서의 각 유동양식의 체적비와 길보기 속도의 평균값을 구하고, 이 값을 이용하여 건도를 구해 Table 2에 나타냈다.

여기서 α 상의 길보기 속도 j_α 는 유량 Q_α 와 단면적 A 로 나타낼 수 있으며, 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$j_\alpha = \frac{Q_\alpha}{A} \quad (8)$$

건도는 식 (9)와 같이 나타낼 수 있으며, 균질류로 가정하면 2상유동의 질량 건도는 열역학적 건도와 같다고 가정할 수 있다.

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_f + \dot{m}_g} \approx x_T = \frac{h}{h_{fg}} \quad (9)$$

Fig. 9와 Fig. 10의 Taitel과 Dukler의 2상유동양식선도에서 Table 2에서의 평균값을 이용하여 각 경우에 따른 이상유동양식을 판별해 보았다. Taitel과 Dukler의 2상유동양식선도에서 유동양식을 구분

Table 2 Averaged flow characteristics for each flow pattern

	Churn flow	Annular flow
Liquid Volume fraction	0.1722	0.0208
Vapor volume fraction	0.8278	0.9792
Liquid superficial velocity [m/s]	0.0873	0.0423
Vapor superficial velocity [m/s]	1.1659	9.7028
Mass quality	0.0754	0.5835

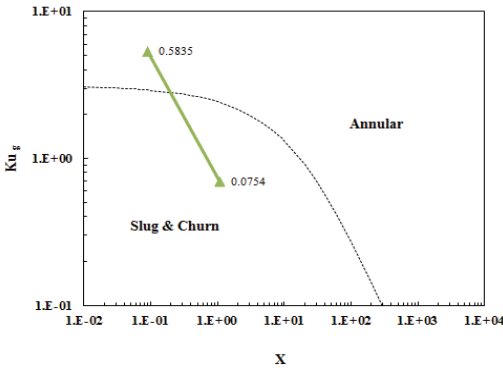


Fig. 9 Change from slug or churn flow to annular flow for vertical co-current upward flow (Taitel and Dukler(1977))

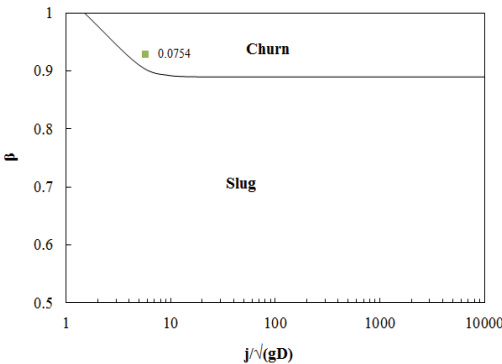


Fig. 10 Change from slug flow to churn flow for vertical co-current upward flow(Taitel and Dukler(1977))

하기 위해서는 우선 Fig. 9를 이용하여 슬러그/치언류와 환상류를 구분한 다음 Fig. 10을 이용하여 슬러그류와 치언류를 구분한다.

우선 Fig. 9의 세로축은 기체 쿠타테라제(Kutateladze)수(Ku_g), 가로축은 마티넬리(Martinelli) 변수(X)이다. 마티넬리 변수란 2상유동에서 기체 유량만의 가상적인 마찰 압력강하에 대한 액체유량만의 가상적 마찰 압력강하의 비를 나타내는 변수로서 다음과 같이 나타낸다.

$$X = \left[\left(\frac{dp}{dz} F \right)_f / \left(\frac{dp}{dz} F \right)_g \right]^{1/2} \quad (10)$$

$$= \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.125}$$

기체 쿠타테라제수는 다음과 같이 정의한다.

$$Ku_g = j_g \rho_g^{1/2} / [g(\rho_f - \rho_g)\sigma]^{1/4} \quad (11)$$

이 천이 경계에 관한 경계식은

$$Ku_g = 3.09 \frac{(1+20X+X^2)^{1/2} - X}{(1+20X+X^2)^{1/2}} \quad (12)$$

과 같다.

Fig. 10의 가로축은 j/\sqrt{gD} , 세로축은 체적건도(β), 그리고 액체 레이놀즈 수(Reynolds number) $Re_f [= G(1-x)D/\mu_f]$ 를 매개변수로 하여 천이 경계를 취한다⁽¹⁰⁾.

따라서 2.2절에서 치언류와 환상류로 정의한 유동양식이 Fig. 9를 통해 슬러그/치언류와 환상류인 것을 알 수 있으며, Fig. 10에서 앞에서 구한 슬러그/치언류가 치언류가 맞는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 위의 두 그래프를 통해 전산해석으로 구현한 치언류와 환상류가 2상유동양식선도에 적합한 것을 알 수 있다.

3. 실험

3.1 실험 장치 구성 및 2상유동양식 판별

냉동사이클 운전 조건으로부터 유동해석을 위한 입구조건을 만들고 이에 대한 전산해석을 수행한 결과, 치언류와 환상류를 전산으로 예측할 수 있었다. 이를 실험적으로 검증하기 위해 전산해석과 유

사한 조건에서 실험을 실시하고 유동양식을 판별해 보았다. 아울러 각 유동양식별 소음 크기 및 특성이 어떠한지 실험적으로 평가해 보았다. Fig. 11은 냉매 소음이 발생하는 특정 사이클 조건에서 증발기 소음을 평가하기 위한 냉매 공급 장치의 개략도이다. 시험 유닛(test unit)인 증발기를 냉장고에 장착하여 무향실 안에 설치하였다. 실험에서 사용된 무향실은 차단 주파수 340 Hz의 반무향실이다.

냉매공급장치는 크게 2개의 사이클로 이루어져 있다. 실험 대상인 증발기를 포함한 주 사이클과 주 사이클의 응축기와 과냉기를 제어하기 위한 보조 사이클이다. 그리고 팽창 밸브 후단에 히터(heater)를 설치하여 증발기 입구로 들어가는 냉매의 건도를 조정하여 유동양식을 구현하였으며, 증발기 입구 배관의 수직관에 사이트 글래스(sight glass)를 설치하여 2상유동양식을 관찰하였다.

팽창장치에서의 등엔탈피 과정과 장치 내 히터에서 공급한 열량을 고려하여 실험에서의 건도값을 계산하였다. 실험에서 건도값을 정확히 맞추기가 어려워 전산해석결과와 유사한 건도값으로 실험을 하였다. 실험 조건은 Table 3과 같다.

사이트 글라스로 관찰한 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 건도가 0.2로 낮을 때 액상의 냉매가 파이프의 중앙부에 불규칙적으로 분포하고, 불규칙한 형태의

기포덩어리가 생성과 소멸을 반복하는 것을 관찰할 수 있었다. 반면 히터의 공급열량을 증가시켜 건도값을 0.7로 증가시켰을 때, Fig. 12(b)에서 보는 것처럼 관벽으로는 얇은 두께의 액체 냉매가 흐르고 관 중심부로 기체 냉매가 흐르는 것을 관찰할 수 있었다.

파이프에 열전대를 부착하여 냉매의 온도를 측정하고 유량계를 이용하여 전체 사이클의 유량을 측정하였다. 그리고 계산된 건도값 등을 이용하여 식 (10), (11)을 통해 유동양식선도상에서 유동양식을 판별해 보았다. 판별결과를 Figs. 13, 14에 나타내었다. 여기서 ●는 전산해석으로 예측한 유동양식결과이고, ■는 실험으로 구한 유동양식결과이다. 이를 통해 건도가 0.2일 때는 처연류임을 알 수 있었고 건도가 0.7일때는 환상류임을 알 수 있었다. 이는 앞서 육안으로 관찰한 결과가 처연류와 환상류의 특징을 잘 반영한 것임을 알 수 있다.

또한 실험에서 구한 유동양식결과를 전산해석을 통해 예측된 유동양식결과와 비교해 보았을 때 다소 오차가 있으나 전산해석을 통해 비교적 유동양식이 잘 예측된 것을 알 수 있다.

3.2 유동양식별 소음평가

3.1절을 통하여 전산과 실험에서의 유동양식이 잘 일치함을 알 수 있었다. 그러므로 냉동 사이클의

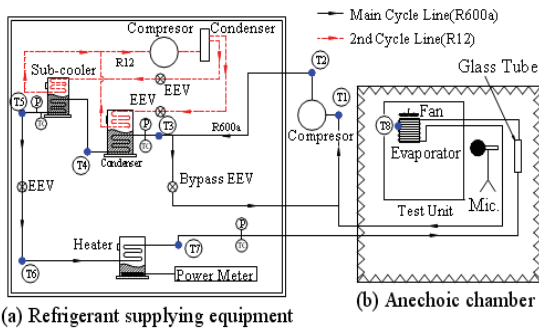


Fig. 11 Schematic diagram of refrigerant-supplying equipment

Table 3 Experiment conditions

	Churn flow	Annular flow
Pipe inner diameter[mm]	4.35	4.35
Mass flow [kg/hr]	2.77	2.77
Mass quality	0.2	0.7

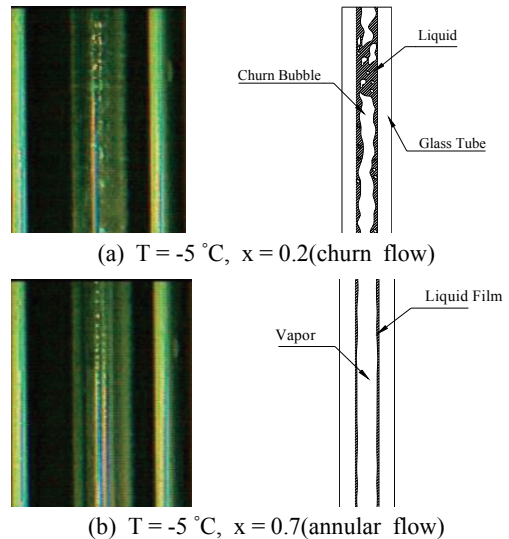


Fig. 12 Flow patterns formed in the sight glass in variation of mass quality

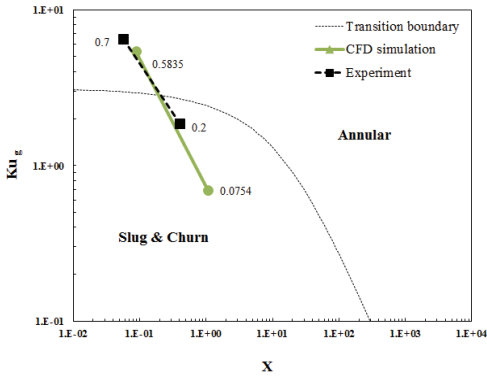


Fig. 13 Comparison of CFD results and experiment data(from slug or churn flow to annular flow. Taitel and Dukler(1977))

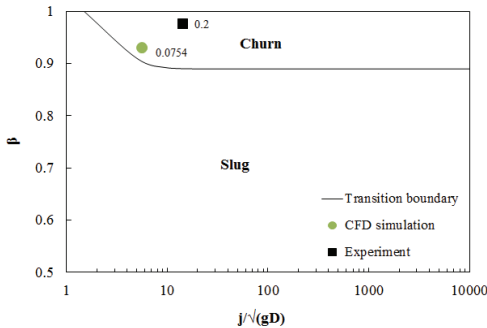


Fig. 14 Comparison of CFD results and experiment data(from slug flow to annular flow. Taitel and Dukler(1977))

운전조건을 바탕으로 경계조건을 적용하면 전산해석을 통하여 유동양식을 예측할 수 있다. 이 절에서는 유동양식별 소음을 실험적으로 평가하여 유동양식별로 소음크기 및 특성을 파악하였다.

냉매는 R600a를 사용하였으며 테스트 구간에서 냉매의 온도는 -5°C 일 때, 건도는 0.2, 0.7인 조건에서 각각의 유동양식을 관찰하면서 소음측정을 하였다. 소음측정은 B&K사의 1/2" 자유음장 마이크로폰(Type 4189)을 사용하여 소음원으로부터 30 cm 떨어진 위치에서 실시하였다. 데이터 획득 시 사용된 샘플링 주파수는 51.2 kHz이며 해닝(Hanning)창함수를 사용하였다. 그리고 창문함수의 사용에 따른 영향을 줄이기 위해서 80%의 오버랩(overlapping)을 적용하였다.

Fig. 15는 유동양식별 소음레벨을 1분 동안 선형 평균하여 주파수 간격이 일정한 스펙트럼으로 나타

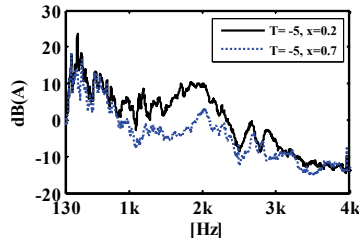


Fig. 15 Comparison of averaged narrow spectra

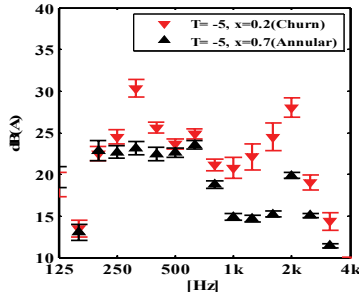


Fig. 16 1/3 octave spectra for churn and annular flow

낸 것이다. 처연류일 때 1~3 kHz 대역에서 환상류보다 소음레벨이 높게 나타남을 알 수 있다. 전체 음압레벨(overall SPL)의 차이를 보면, 처연류인 경우는 36.0 dB(A)이고 환상류는 31.9 dB(A)로서 처연류인 경우에 4.1 dB(A) 더 높게 나온 것을 알 수 있다.

Fig. 15와 같이 평균하여 스펙트럼을 표현한 경우 전체 레벨에 대한 평가는 가능하나 시간에 따른 음압의 변동정도를 파악하기 어렵다. 따라서 Fig. 16에서는 2초 간격으로 1분 동안 획득한 음압레벨을 1/3 옥타브 밴드로 나타내었다. Fig. 16에서 ▼, ▲는 각각 처연류와 환상류일 때 시간에 따른 음압레벨의 평균값이고 I 표시는 해당 중심주파수에서의 표준편차 크기를 의미한다.

처연류일 때와 환상류일 때의 소음레벨을 비교해보면, 315 Hz 그리고 1~2 kHz 대역에서 처연류일 때 소음레벨이 높은 것을 알 수 있다. 또한 변동량을 보면, 특히 처연류의 경우 1~2 kHz 대역에서 변동폭이 환상류보다 큰 것을 알 수 있다.

4. 결 론

냉장고 증발기 배관에서 발생하는 2상유동양식을 예측하고 그에 따른 소음을 평가하기 위하여 전산

해석과 실험을 수행하였다. 전산해석 및 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 2상유동 전산해석과 Taitel과 Dukler 유동양식선도를 이용하여 증발기 관내 2상유동양식을 예측하고 이를 실험을 통해 검증함으로써 전산해석을 통해 증발기 관내 2상유동양식을 예측할 수 있는 방안을 확립하였다. 처언류와 환상류에 대한 전산예측결과와 실험결과를 Taitel과 Dukler의 2상유동양식선도와 비교해본 결과 동일 유동양식영역에 있는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 실험을 통하여 각 유동양식별 소음을 측정된 결과, 처언류인 경우는 36.0 dBA이고 환상류는 31.9 dBA로서 유동양식이 처언류일 때 음압레벨이 4.1 dBA 더 큰 것을 알 수 있었다. 주파수대역별로 보면, 처언류인 경우 1~3 kHz 대역에서 소음레벨이 높으면서도 크게 변동하는 특징이 있음을 알 수 있었다.

(3) 전산을 통한 유동해석 결과, 처언류와 환상류의 시간에 따른 체적비 표준편차가 0.073, 0.011로 처언류의 변동량이 더 크게 나타났다. 또한 시간에 따른 겉보기 속도도 처언류인 경우가 환상류인 경우에 비해 변동 값이 더 큰 것을 확인할 수 있었다. 이상의 전산해석 결과는 소음측정 결과와 유사한 경향을 나타내는 것을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것임(2010-0021800)

참 고 문 헌

(1) Umeda, T., 1993, Reduction of Noise Caused by Gas-liquid Two-phase Refrigerant Flow through an Expansion Valve, JSME, Vol. 59, No. 557, pp. 243~248.

(2) Hirakuni, S., 2004, Noise Reduction Tech-

nology Caused by Refrigerant Two-Phase Flow for Room Air Conditioner, Japanese J. Multiphase Flow, Vol. 18, No. 1, pp. 23~30.

(3) Kim, M. S., Han, H. S., Kim, T. H. and Jeong, W. B., 2009, Reduction of Refrigerant-induced Noise of the Refrigerator by Modification of the Evaporator Inlet Pipe, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 1012~1020.

(4) Hewitt, G. F. and Roberts, D. N., 1969, Studies of Two-phase Flow Patterns by Simultaneous Flash and X-ray Photography, AERE-M2159.

(5) Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1976, A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-liquid Flow, AIChE Journal, Vol. 22, No. 1, pp. 47~55.

(6) Michima, K. and Ishii, M., 1984, Flow Regime Transition Criteria for Upward Two-phase Flow in Vertical Tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 5, pp. 723~737.

(7) Monahan, S. M. and Vitankar, V. S., 2005, CFD Predictions for Flow-regime Transitions in Bubble Columns, American Institute of Chemical Engineers, Vol. 51, No. 7, pp. 1897~1923.

(8) Krepper, E., 2008, The Inhomogeneous MUSIG Model for the Simulation of Polydispersed Flows, Nuclear Engineering and Design, Vol. 238, No. 7, pp. 1690~1702.

(9) Frank, T., 2008, Validation of CFD Models for Mono- and Polydisperse Air-water Two-phase flows in Pipes, Nuclear Engineering and Design, Vol. 238, No. 3, pp. 647~659.

(10) Lee, S. Y., Kim, B. J. and Kim, M. H., 1993, Two-phase Flow Heat Transfer, Daeyoung-Sa.

(11) Whalley, P. B., 1987, Boiling, Condensation and Gas-Liquid Flow, Oxford University Press, New York.

(12) CFX Solver Modeling Guide Manual.