

## 균질 2상 유동에 놓인 관군에 작용하는 감쇠비에 대한 실험적 연구

심 우 건<sup>\*†</sup> · 닥단방즈락츠<sup>\*</sup>  
\* 한남대학교 기계공학과

### Experimental Study about Two-phase Damping Ratio on a Tube Bundle Subjected to Homogeneous Two-phase Flow

Woo Gun Sim<sup>\*†</sup> and Banzragch Dagdan<sup>\*</sup>  
\* Dept. of Mechanical Engineering, Hannam Univ.

(Received June 28, 2016 ; Revised September 2, 2016 ; Accepted October 7, 2016)

**Key Words:** Two-phase Flow(2상 유동), Two-phase Damping Ratio(2상 유동 감쇠비), Euler Number(오일러 수), Friction Multiplier(마찰승수)

**초록:** 2상 횡 유동은 응축기, 증발기와 원자력의 증기 발생기와 같은 열교환기의 튜브와 셀 사이에 존재한다. 공기/물의 2상 유동에 놓인 관군에 작용하는 항력을 실험적으로 평가하였다. 2상 유동에 놓인 관군은 정사각형 배열이다. 피치 직경 비는 1.35이었고, 실린더의 직경은 18 mm이다. 관군에 유동방향으로 작용하는 항력을 측정하여 항력계수와 2상 유동 감쇠비를 계산하였다. 2상 유동 감쇠비는 균질 2상 유동의 이론식을 사용하여 구하여 실험의 결과와 비교하였다. 압력과 항력의 상관계수를 실험결과를 고려하여 평가하였다. 상관계수는 이론적으로 항력을 계산할 때에 사용된다. 질량유량을 증가할수록 측정된 항력으로부터 구한 항력계수와 감쇠비가 균질 유동의 이론적 결과와 잘 일치함을 보이고 있다. 결과적으로 충분히 큰 질량 유량의 기포 유동인 경우에는 감쇠비를 균질 유동에 근거한 이론식으로 계산할 수 있다.

**Abstract:** Two-phase cross flow exists in many shell-and-tube heat exchangers such as condensers, evaporators, and nuclear steam generators. The drag force acting on a tube bundle subjected to air/water flow is evaluated experimentally. The cylinders subjected to two-phase flow are arranged in a normal square array. The ratio of pitch to diameter is 1.35, and the diameter of the cylinder is 18 mm. The drag force along the flow direction on the tube bundles is measured to calculate the drag coefficient and the two-phase damping ratio. The two-phase damping ratios, given by the analytical model for a homogeneous two-phase flow, are compared with experimental results. The correlation factor between the frictional pressure drop and the hydraulic drag coefficient is determined from the experimental results. The factor is used to calculate the drag force analytically. It is found that with an increase in the mass flux, the drag force, and the drag coefficients are close to the results given by the homogeneous model. The result shows that the damping ratio can be calculated using the homogeneous model for bubbly flow of sufficiently large mass flux.

- 기호설명 -

$A_{\infty}$  : 실험부 덕트의 단면적[m<sup>2</sup>]

† Corresponding Author, wgsim@hnu.kr  
© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

$C_D$  : 항력계수

$d$  : 실린더의 직경[m]

$Eu$  : 오일러 수

$F_D$  : 항력[N]

$G_p$  : 단위 면적당 피치 질량 유량[kg/(m<sup>2</sup>·s)]

$MF$	: 운동량[ $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}$ ]
$m$	: 단위 길이당 튜브의 총합 질량
$p$	: 관군에서 실린더 사이의 피치[m]
$u_p$	: 피치 유속[m/s]
$U_\infty$	: 덕트 내 자유 흐름 유속[m/s]
$Re$	: 레이놀즈 수
$x$	: 질량진도
$X$	: Martinelli 변수
$\beta$	: 체적진도
$\mu$	: 점도[ $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ]
$\phi_{lo}^2$	: 마찰 승수
$\zeta$	: 감쇠비
$\rho$	: 밀도[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

#### 하첨자

$l, g$ & $p$ :	액체, 기체 및 피치
$lo$	: 동일유량의 액체만의 유동(Liquid only Flow)
$tp$	: 2상 유동

## 1. 서 론

고압 고속의 유체유동에 의하여 발생하는 유동 유발진동은 원자로 핵연료, 증기발생기 세관 및 지지물 등의 손상을 가져올 수 있으며 원전의 안전성, 인허가 및 운전과 관련하여 관심의 대상이 되고 있다.<sup>(1-4)</sup> 이와 관련한 미국의 설계기준 및 운전보수기준에 능동적으로 대처하고 기술자립과 기술고도화를 위한 기술개발이 필요하다. 이를 통하여 유동유기진동 구조를 이해하고 원자로 내부구조물의 동적 특성을 규명하여 원전 내부구조물의 진동감시 프로그램의 기초자료를 확보해야 한다. 유동유기진동은 구조물과 유동의 상호 작용에 의하여 발생되기 때문에 구조물의 동특성을 해석하고 임계유속을 예측하는 데에 상당한 어려움이 동반된다. 따라서 이론적으로 해석을 수행할 때에 부분적으로 실험 자료를 활용하여 해석의 어려움을 상당 부분 줄이고 있다.

원자력 발전소의 증기발생기와 같은 헬과 튜브의 열 교환기에 일반적으로 2상 유동이 흐르고 있다. 지난 수 십년 동안 원자력 산업의 유동유발진동과 관련하여 2상 유동에 관한 연구가 수행되었다.<sup>(5,6)</sup> 일반적으로 증기발생기는 유체탄성불안정성에 의하여 진동이 발생되며 2상 유동(two-

phase flow)에 대한 많은 실험 데이터가 설계자료로 요구되고 있다.<sup>(7,8)</sup> 이러한 목적으로 원전기술 선진국에서 공기-물의 실험 루프가 설계되어 많은 실험을 수행하였으나 증기-물의 실증 실험 자료는 충분하지 못하다. 증기발생기의 유체유발진동에 대한 설계 표준화를 위하여 2상 유동의 실증 실험이 요구되며 이를 통하여 적절한 설계 자료를 확보할 수 있다.

최근에 2상 유동이 수평으로 설치된 관군에 대하여 수직방향으로 흐름 때 관군에 작용하는 2상 유동에 의한 감쇠비를 예측하기 위한 어렵적 해석 모델<sup>(9)</sup>이 개발되었다. 이 모델에서 기공률은 Feenstra 등<sup>(10)</sup>의 모델에 근거하여 계산하였으며 2상 유동 마찰 승수는 여러 가지 모델(homogeneous, Levy,<sup>(11)</sup> Marchaterre,<sup>(12)</sup> Martinelli & Nelson<sup>(13)</sup>)을 사용하여 계산하였다. Sim의 어렵적 모델을 사용하여 구한 감쇠계수는 기존에 있는 실험값과 비교하였으며 비교적 잘 일치함을 보였다. 그러나 2상 유동의 특성을 규명하기 위해 사용된 기존의 모델은 관군에 일반적으로 사용하기에는 좀 더 많은 실험적 검토가 요구된다.

관군 주위에 흐르는 2상 유동의 특성을 규명하기 위하여 기초 실험이 수행되었다. 2상 유동장에 놓인 구조물에 작용하는 수동력을 이해하기 위해서는 2상 유동의 특성을 이해하는 것이 우선적이다. 2상 유동에 의하여 튜브 표면에 작용하는 압력의 분포에 대한 정보는 유속분포에 대한 정보보다 더 중요하다. 실험에 의하여 구한 압력 손실계수의 분포를 평가하였다.<sup>(14)</sup> 튜브 표면에 작용하는 측정된 압력을 수치해석방법으로 적분하여 항력계수가 검토되었다. 유사한 실험 장치를 활용하여 정사각형 배열 관군에 작용하는 압력 손실을 측정하여 마찰승수와 오일러수를 계산하였다.<sup>(15)</sup> 관군에 적용되는 비균질 유동의 기공률은 Feenstra 등의 실험식을 사용하여 계산할 수 있다.

본 연구는 관군에 흐르는 2상 유동에 관한 기초실험의 결과에 근거하여 Sim의 어렵적 모델 해석 모델을 실험적으로 검증하기 위하여 수행되었다. 즉 Sim의 어렵적 모델에 근거한 균질과 비균질 2상 유동의 마찰승수와 오일러 수를 계산하여 실험의 결과와 비교·분석하였다. 또한 2상 유동장에 놓인 실린더에 작용하는 항력을 측정하여 분석하였다.

관군에 놓인 실린더에 작용하는 항력은 유동에 의한 압력손실과 점성력에 의하여 영향을 받으며 일반적으로 압력에 의한 항력과 점성에 의한 항력은 서로 연계되어 있다. 즉 관군에서의 압력손실은 실린더 표면에서 점성에 의한 점성력에 의하여 발생된다. 실린더에 작용하는 압력과 점성력에 의한 항력을 측정하기 위하여 1개의 실린더에 로드셀을 설치하였다. 단위 면적당 피치 질량 유량을 변화키며 기공률에 대한 항력의 변화를 측정하였다. 로드셀로부터 측정된 항력신호는 앰프와 오실로스코프를 이용하여 처리하였다.

단상 유동의 항력을 측정하여 기존의 이론결과와 비교하여 실험 방법의 타당성을 검토하였다. 측정된 2상 유동 항력으로부터 실제 항력을 계산하기 위해서 부력과 실린더의 중력을 고려하였다. 부력은 계산에 사용된 밀도를 균질과 비균질 유동인 경우에 대하여 각각 계산하였다. 측정된 2상 유동 실제 항력으로부터 균질 유동 항력계수와 감쇠비를 계산하였으며 이론의 결과와 비교 검토하였다.

## 2. 관군에 흐르는 균질 2상 유동

### 2.1 2상 유동 유동변수

2상 유동에 놓인 관군의 튜브에 작용하는 동적 특성을 규명하기 위하여 유동 해석이 요구된다. 2상 유동의 압력손실은 평균 기공률과 유동형태(기포 유동, 환상 유동 등)와 관련되어 있다.

본 연구에서는 균질 2상 유동의 모델이 활용되었다. 균질 유동의 경우에는 기체의 속도와 액체의 속도는 같다고 가정된다. 균질 유동의 체적 건도  $\beta$ 는 기체와 액체의 체적 유량비로 계산된다,  $\beta = \dot{Q}_g / (\dot{Q}_l + \dot{Q}_g)$ . 체적 건도를 사용하여 2상 유동의 평균밀도 다음 식을 사용하여 구할 수 있다.

$$\rho = \rho_l \cdot (1 - \beta) + \rho_g \cdot \beta \quad (1)$$

위 식에서  $\rho_g$  와  $\rho_l$  은 각각 기체와 액체의 밀도이다. 관군의 유동유발진동을 해석하기 위하여 관군의 피치 유속  $u_p$  은 다음과 같이 정의한다.

$$u_p = U_\infty \frac{p}{p-d}, \quad U_\infty = \frac{\dot{Q}_l + \dot{Q}_g}{A_\infty} \quad (2)$$

여기에서  $A_\infty$  는 덕트의 단면적이며  $U_\infty$  은 덕트

단면적에 근거한 자유흐름 속도이다.

균질 유동의 기공률은 유동의 전체 단면적에 대한 기체가 흐르는 면적비  $\beta = A_g / (A_g + A_l)$  로 표현할 수 있으며 균질 유동에서는 체적건도와 같다. 액체에 대한 기체와 속도비가 1인 균질 유동의 기공률은 질량 건도와 밀도비로 표현할 수 있다.

$$\beta = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (3)$$

### 2.2 2상 유동의 압력손실

2상 유동의 압력 손실은 평균 기공률과 유동형태와 관련되어 있다. 일반적으로 2상 유동의 압력손실은 주로 점도에 의한 마찰과 가속도와 중력에 의하여 영향을 받는다. 따라서 2상 유동의 특성에 대한 분석이 우선되어야 한다. 본 연구에서는 균질 2상 유동에 초점을 맞추어 실험이 수행되었다.

2상 유동 마찰 압력손실은 2상 유동과 동일한 질량 유량이 흐르는 단상 유동의 압력손실과 관련되어 있다. 즉 2상 유동과 동일 질량이 흐르는 단상 유동의 압력손실에 대한 2상 유동의 압력손실비를 나타내는 2상 유동의 마찰승수는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi_{lo}^2 = \frac{dp_{tp}/dx}{dp_{lo}/dx} \quad (4)$$

균질 유동의 마찰승수는 이론적으로 예측할 수 있으며 비균질 유동의 경우에는 많은 실험 모델이 제시되었다. 균질유동의 이론식을 다음과 같다.

$$\phi_{lo}^2 = \left[ 1 + x \frac{1/\rho_g - 1/\rho_l}{1/\rho_l} \right] \left[ 1 + x \frac{\mu_l - \mu_g}{\mu_g} \right]^{-1/4} \quad (5)$$

2상 유동장 내의 관군에 작용하는 압력을 고려하여 실린더 진동에 영향을 미치는 압력힘을 예측할 수 있다. 단상 유동장 내의 관군에서 무차원 압력 손실계수(오일러 수)는 다음과 같이 표현된다.<sup>(16)</sup> 오일러의 수는 일반적으로 관성력에 대한 압력힘의 비로 정의된다.

$$Eu_{lo} = 0.307 Re_{lo}^{-0.1} (p/d - 1)^{-0.36} \quad (6)$$

즉, 단상 유동의 압력 손실은 레이놀즈 수와 피치비의 항으로 나타낸다. 2상 유동의 오일러 수는 단상유동의 오일러 수, 2상 유동의 마찰승수와 운동량을 고려하여 구할 수 있다.<sup>(15)</sup>

$$Eu_{tp} = \phi_{lo}^2 Eu_{lo} \frac{\rho_l u_{plo}^2}{\rho_l (1-\beta) u_p^2 + \rho_g \beta u_p^2} \quad (7)$$

단상과 2상 유동의 운동량은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} MF_{tp} &= [\rho_l (1-\beta) + \rho_g \beta] u_p^2 d \\ MF_{lo} &= \rho_l u_{plo}^2 d \end{aligned} \quad (8)$$

여기서  $MF_{lo}$ 은 단상 유동의 운동량이고  $MF_{tp}$ 은 균질 2상 유동의 운동량이다.  $u_{plo}$ 는 물만 흐르는 경우의 피치 유속이다. 일반적으로 질량 건도가 증가할수록 운동량의 값은 증가하며 단위 면적당 질량 유량이 증가하면 운동량의 값이 커짐을 보이고 있다. 균질과 비균질 유동의 운동량을 비교하면 균질 유동의 운동량이 더 크다. 실린더에 작용하는 항력은 압력손실과 마찰손실을 고려하여 구할 수 있다.

### 2.3 2상 유동의 항력과 항력계수

2상 유동에 놓인 관군의 실린더에 작용하는 항력은 관군의 배열 형태, 피치비 및 레이놀즈 수 등에 의하여 영향을 받는 압력을 고려하여 구할 수 있다. 2상 유동의 압력 힘과 항력의 관계는 관군 내에서의 압력 손실과 항력의 상관관계를 분석하여 규명할 수 있다.

일반적으로 실린더에 작용하는 항력은 압력손실과 마찰손실을 고려하여 구할 수 있다. 단상 유동장에 놓인 관에서의 무차원 압력 손실계수 즉 오일러의 수와 단상유동의 항력계수는 다음과 같이 정의된다.

$$Eu_{lo} = \frac{\Delta p/z}{\rho u_p^2}, \quad C_{D_{lo}} = \frac{2F_D}{\rho u_p^2 A} = K_{lo} \cdot Eu_{lo} \quad (9)$$

여기서  $K_{lo}$ 은 이론적으로 항력을 계산하기 위한 압력에 의한 항력과 점성에 의한 항력을 포함하는 전체 항력과의 상관계수이다. 상관계수가 감소하면 점성에 의한 항력보다 압력에 의한 항력이 증가함을 나타낸다.

2상 유동의 항력계수는 단상 유동과 유사하게 상관계수와 2상 유동의 오일러 수의 함수로 정의할 수 있다.

$$C_{D_{tp}} \approx K_{tp} \cdot Eu_{tp} \quad (10)$$

2상 유동의 오일러의 수는 2상 유동과 동일한 질량 유량이 흐르는 단상 유동의 오일러 수, 운동량, 2상 유동 마찰승수와 2상 유동 운동량의 항으로 표현된다.

$$Eu_{tp} = Eu_{lo} \cdot \phi_{lo}^2 \cdot \frac{MF_{lo}}{MF_{tp}} \quad (11)$$

여기에서  $\phi_{lo}^{2*}$ 은 균질 유동 모델로부터 구한 마찰승수이다. 단상 유동장에 놓인 관에 작용하는 오일러 수,  $Eu_{lo}$ 는 식 (6)을 사용하여 구할 수 있다. 단상 유동에 적용되는 이론을 고려하여 2상 유동의 항력은 항력계수와 관성력의 항으로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$F_D = \frac{A}{2} [\rho_l (1-\beta) + \rho_g \beta] u_p^2 C_{D_{tp}} \quad (12)$$

여기서  $A = \pi d^2/4$ 이며 2상 유동 항력계수,  $C_{D_{tp}}$ 는 식 (10)을 사용하여 계산한다.

### 2.4 총합 감쇠계수와 2상 유동 감쇠계수

횡 유동장에 놓인 관군의 실린더는 임계유속에서 진동이 발생되며 Connor의 식  $U_{pc}/fd =$

$C(2\pi\zeta m/\rho d^2)^n$ 을 활용하여 관군에 적용되는 임계유속을 예측할 수 있다. 여기에서 변수  $\zeta$ 는 2상 유동의 감쇠비를 포함한 총합 감쇠비이다.

2상 유동 감쇠비에 대한 많은 연구가 수행되었다. 쉘 측에 유체가 흐르는 튜브의 지지대에 의하여 여러 개의 구간으로 형성된 열 교환기에 작용하는 감쇠력을 Pettigrew and Taylor<sup>(17)</sup>는 크게 3가지로 구분하였다: 튜브와 유체 사이의 점성 감쇠  $\zeta_\nu$ 와 튜브와 튜브 지지물 사이의 유체에 의한 압착막 감쇠  $\zeta_{SF}$ 와 지지대에서의 마찰 감쇠  $\zeta_F$  등이다. 따라서 총합 감쇠비는  $\zeta = \zeta_{SF} + \zeta_\nu + \zeta_F$ 으로 표현된다. 열 교환기 관군 내의 2상 유동장에 있는 튜브에 작용하는 총합 감쇠비는

$$\zeta_y = \zeta_\nu + \zeta_s + \zeta_{tp} \quad (13)$$

으로 표현된다. 여기서  $\zeta_\nu$ 는 점성 감쇠비  $\zeta_s$ 는 구조물 감쇠비  $\zeta_{tp}$ 는 2상 유동 감쇠비이다.

열 교환기의 2상 유동에 의한 점성 감쇠비는 Rogers 등<sup>(18)</sup>에 의하여  $\pi f D^2 / 2\nu_{tp} > 3300$ 와  $d/D_e < 0.5$ 의 경우에 이론적으로 예측할 수 있는 계산식을 제안하였다.

$$\zeta_\nu = \frac{100\pi}{\sqrt{8}} \left( \frac{\rho d^2}{m} \right) \left( \frac{2\nu_{tp}}{\pi f d^2} \right)^{1/2} \left( \frac{[1 + (d/D_e)^3]}{[1 - (d/D_e)^2]^2} \right) \quad (14)$$

여기서  $f$ 은 2상 유동 내에서 진동하는 실린더의 주파수이고 다음 식을 사용하여 구할 수 있다.

$$f = \frac{f_a}{\left( \frac{m_h}{m_t} + 1 \right)^{1/2}} \quad (15)$$

$f_a$ 는 실린더가 공기 중에 놓여 있을 때의 주파수이다. 즉 실린더의 고유 진동수이다. 등가 직경비  $D_e/d$ 는 피치비의 함수로 표현되며 삼각형 관관의 경우에  $D_e/d = (0.96 + 0.5p/d)p/d$ 이고 사각형 관관의 경우에  $D_e/d = (1.07 + 0.56p/d)p/d$ 이다.<sup>(16)</sup>  $\nu_{tp}$ 는 2상 유동의 동점성 계수이다. 균질 2상 유동의 경우에 McAdams 등<sup>(19)</sup>은 2상 유동의 동점성 계수를 기공률  $\beta$ 의 함수로 표현하였다.

$$\nu_{tp} = \frac{\nu_l}{1 + \beta(\nu_l/\nu_g - 1)} \quad (16)$$

여기서  $\nu_l$ 와  $\nu_g$ 는 물과 공기 동점성 계수이다. 균질 유동에 근거한 2상 유동의 평균 밀도는 식 (1)에 보인 것과 같이 기체와 액체의 밀도 및 기공률의 함수로 표현된다.

균질 2상 유동에 놓인 관관에 작용하는 항력을 고려하여 실린더가 진동할 때에 실린더에 작용하는 감쇠계수를 다음 식으로 예측할 수 있다.<sup>(20)</sup>

$$\zeta_y = \frac{C_{Dtp} M F_{tp}}{u_p m} \frac{1}{8\pi f} \quad (17)$$

위 식에서  $m$ 은 총합 질량이고 실린더의 질량  $m_t$ 과 실린더 주위의 유체에 의하여 부가되는 부가질량  $m_h$ 의 합으로 나타낼 수 있다. 총합 감쇠비는 항력계수와 운동량에 비례하고 평균유속, 총합질량 및 진동 주파수에 반비례함을 보이고

있다. 실린더 주위의 유체에 의한 부가질량은 다음과 같이 표현된다.<sup>(17)</sup>

$$m_h = [\rho_l(1 - \beta) + \rho_g\beta] \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 \chi \quad (18)$$

여기에서  $\chi$ 은 부가질량 계수이다.  $\chi = [(D_e/d)^2 + 1] / [(D_e/d)^2 - 1]$ . 부가질량계수는 등가 직경비  $D_e/d$ 의 함수로서 실린더간의 간격(피치)이 좁아지면 증가한다.

2상 유동의 감쇠비는 총합 감쇠로부터 구조물 감쇠비와 점성 감쇠비를 감하여 구할 수 있다.

$$\zeta_{tp} = \zeta_y - (\zeta_s + \zeta_\nu) \quad (19)$$

여기에서  $\zeta_\nu$ 은 식 (14)를  $\zeta_y$ 은 식 (13)을 사용하여 이론적으로 계산하였다. 본 연구에서는 구조물의 감쇠비는 고려하지 않았다.

### 3. 실험적 분석

#### 3.1 실험 루우프

실험 장치는 실험부, 제어부, 액체와 기체의 혼합기, 액체펌프와 물탱크 등으로 구성되었으며 Fig. 1에 도시하였다. 물과 공기의 유량은 각각 오리피스 유량계(FI<sub>A</sub>)와 공기 유량계(FI<sub>W</sub>)를 사용하여 측정하였다. 실험부 상류에 설치된 혼합기를 사용하여 공기와 물을 잘 섞이도록 하였다. 실험부 단면은 정사각형으로 가로와 세로가 100 × 100 mm이며 덕트의 길이는 680 mm이다. 직경에 대한 피치비는 1.35이며 실린더의 직경은 18 mm이다. 실린더는 유동 가시화에 도움이 되도록 투명 아크릴 관을 사용하였다. 관관의 각각의 실린더에 작용하는 항력은 유동에 의한 압력손실과

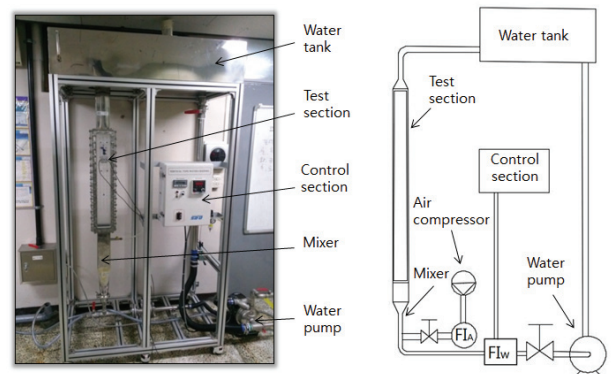
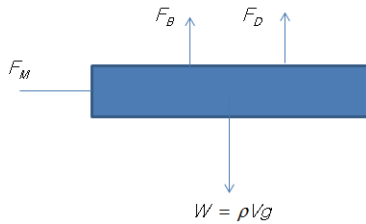


Fig. 1 (a) Picture and (b) schematic diagram of test loop

**Table 1** Summary of experimental condition and data of normal square tube array

Diameter of tube, $p$ [m]	0.018
Pitch ratio to tube, $p/d$	1.35
Mass of tube per unit length, $m_t$ [kg/m]	0.335
Modulus of elasticity of tube $E$ [Gpa]	1.61
Area of test section, [m <sup>2</sup> ]	0.1×0.1
Pitch mass flow rate per unit area, $G_p$ [kg/(m <sup>2</sup> ·s)]	213 ~ 534
Liquid flow rate, $\dot{Q}_l$ [m <sup>3</sup> /s]	0.56×10 <sup>-3</sup> ~1.4×10 <sup>-3</sup>
Air flow rate, $\dot{Q}_g$ [m <sup>3</sup> /s]	0 ~ 1.66×10 <sup>-3</sup>
Reynolds number for liquid only flow, $Re_{l_0}$	2×10 <sup>3</sup> ~1.6×10 <sup>4</sup>
Mass quality, $x$	1×10 <sup>-4</sup> ~3.5×10 <sup>-3</sup>

**Fig. 2** Several forces acting on the tube subjected to two-phase flow

점성력에 의하여 영향을 받으며 일반적으로 압력에 의한 항력과 점성에 의한 항력은 서로 연계되어 있다. 즉 압력손실은 실린더 표면에서 점성에 의한 점성력에 의하여 발생된다. 실험장치의 사양 및 실험 범위는 Table 1에 정리하였다.

실린더에 작용하는 압력과 점성력에 의한 항력을 측정하기 위하여 1개의 실린더에 로드셀을 설치하였다. 항력은 단위 면적당 피치 질량유량을 변화(213, 374, 534[kg/m<sup>2</sup>s])시키며 측정하였다. 로드셀에서 측정된 항력신호는 앰프와 오실로스코프를 이용하여 처리하였다.

### 3.2 부력, 자중과 항력

로드셀로부터 측정된 힘  $F_M$ 으로부터 항력을 계산하기 위해서는 부력과 실린더의 자중을 고려해야 한다. 2상 유동에서의 부력  $F_{B_p}$  과 실린더의 무게  $W$  및 항력  $F_D$  을 포함한 측정된 유동 방향의 힘은 Fig. 2에 도시하였듯이 다음과 같이 표현된다.

$$F_M = F_D + F_{B_p} - W \quad (20)$$

따라서 항력은

$$F_D = F_M + F_{B_{l_0}} - F_{B_{l_0}} \cdot \frac{\rho}{\rho_l} \quad (21)$$

으로 표현된다.  $F_{B_{l_0}}$  는 물속에서의 실린더의 부력으로  $F_{B_{l_0}} = \pi d^2/4 \cdot l \cdot g \cdot \rho_l$  으로 표현되고,  $l$  은 실린더의 길이  $d$  은 실린더의 직경이다.  $\rho$  은 2상 유동의 밀도이고 균질 유동의 경우에  $\rho = \rho_l(1 - \beta) + \rho_g\beta$  을 사용하고 비균질 유동의 경우에는  $\rho = \rho_l(1 - \alpha) + \rho_g\alpha$  을 사용하여 각각 계산하였다.  $F_M$  는 정지된 물속에서 측정된 힘을 영점으로 하여 측정된 힘이다.

로드셀의 신호로부터 계산된 항력을 활용하여 관군에서 2상 유동의 항력계수를 계산하였다.

$$C_{DTP} = \frac{2F_D}{dl \cdot [\rho_l(1 - \beta) + \rho_g\beta] \cdot u_p^2} \quad (22)$$

## 4. 실험 결과의 고찰

이론적인 단상 유동의 항력계수는 단상 유동의 오일러의 수  $Eu_{l_0}$  와 상관계수  $K_{l_0}$  의 함수이다. 본 실험에서는 관군 사이의 균질 유동의 기공률을 측정하지 않고 이론적으로 계산하였다. 2상 유동의 항력은 이론적으로 압력손실과 2상 유동의 상관계수를 고려하여 구할 수 있다. 실험에 대한 항력은 로드셀에서 측정된 힘의 신호로부터 부력과 실린더의 무게를 고려하여 계산하였다.

이론에 의한 단상 유동의 항력계수는 관군에서의 압력손실로부터 제시된 식 (9)를 사용하여 계산하였으며 Fig. 3에 도시하여 실험의 결과와 비교하였다. 항력계수를 이론적으로 구하기 위하여 압력과 항력의 상관계수  $K_{l_0}$  는 3을 사용하였다. 상관계수는 일반적으로 실린더에 작용하는 항력에 미치는 압력힘과 전단력의 비와 연계되어 있다. Fig. 3에 보이듯이 실험과 이론의 결과가 유사함을 보이고 있다. 따라서 항력을 이론적으로 구하기 위한 상관계수  $K_{l_0}$  는 3이 적절함을 알 수 있다. 단상 유동의 항력계수는 유동이 증가하며 다소 감소함을 보이고 있다. 질량 유량  $G_p = 534$  [kg/m<sup>2</sup>s] 인 경우에 로드셀에서 측정된 신호에서

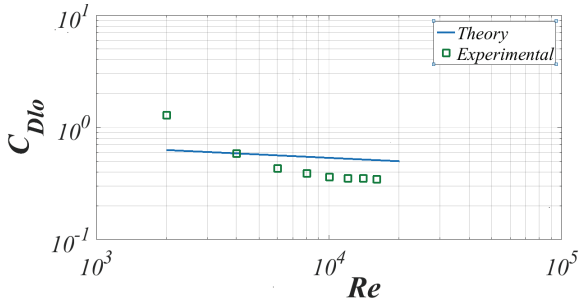


Fig. 3 Drag coefficient of single-phase flow versus Reynolds number

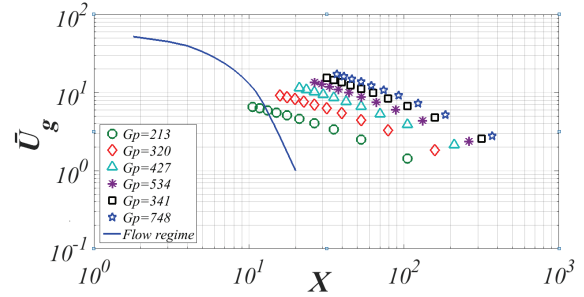


Fig. 5 Grant flow regime for the various mass flux,  $G_p$  [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]

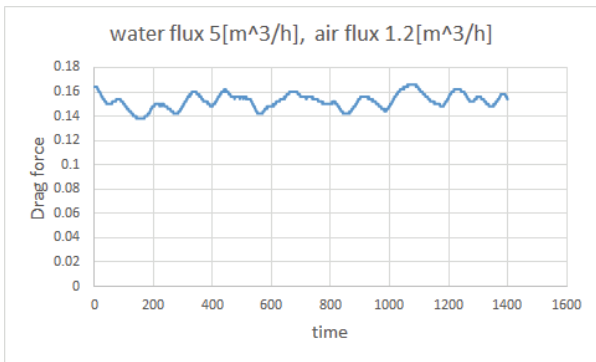


Fig. 4 Time signal of drag force(N) for the mass flux,  $G_p = 534$  [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]

부력의 영향과 실린더의 무게의 영향을 고려하여 계산한 항력을 Fig. 4에 예시하였다. 그림에서 섭동성분은 실린더의 진동에 의하여 발생된다. 계산에 사용된 항력은 Fig. 4에서 제시된 것과 같은 1400개의 데이터를 평균하였으며 재현성을 재고하기 위하여 6개의 평균값을 또 한번 평균하였다. 평균값에 대한 피크값의 범위는 10% 이내이었다.

일반적으로 2상 유동의 유동 특성이 유동 형태에 따라 현저하게 차이가 있다. 따라서 2상 유동의 항력을 측정하기 전에 유동 형태를 검토하고 Fig. 5의 Grant 유동 영역 지도<sup>(20)</sup>에 표시하였다. 여기서 가로 축과 세로 축은 각각 Martinelli 변수  $X$ 와 무차원 공기 유속  $\bar{U}_g$ 을 나타낸다.

$$X = \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/(2-n)} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{n/(2-n)} \left( \frac{1-x}{x} \right)$$

$$\bar{U}_g = \frac{G_p \alpha}{D_e g \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0.5}} \quad (23)$$

그림에서 실선의 왼쪽은 간헐 유동 즉 비균질

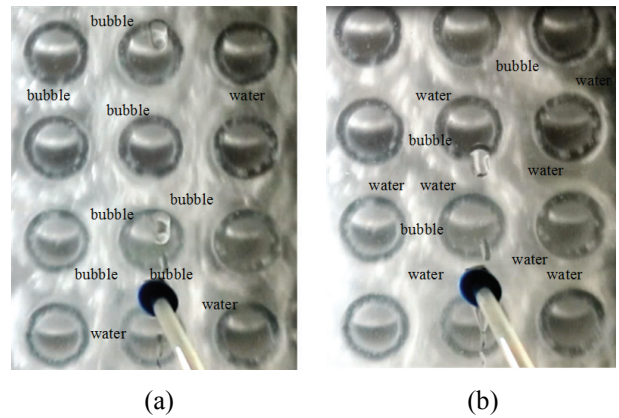


Fig. 6 Snapshot of (a) a bubbly flow for  $G_p = 534$  [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ],  $\beta = 40\%$  and (b) an intermittent flow for  $G_p = 213$  [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ],  $\beta = 75\%$

유동 영역을 나타내고 오른쪽은 기포 균질 유동의 영역이다. 본 실험 장치로부터 수행된 유동은 대부분이 기포 균질 유동 영역에 속한다. Fig. 6은 기포유동과 간헐유동을 예시한 스냅 사진이다. 사진에서 기포의 영역과 액상의 영역을 표시하였으며 간헐 유동에서는 사진에 표시된 바와 같이 순간적으로 액상의 영역이 증가하고 전체 유속이 감소하는 현상이 발생한다.

여러 가지 단위 면적당 질량 유량에 대하여 이론과 실험으로 구한 항력을 Fig. 7에 예시하여 비교하였다. 그림에서 \*는 순수한 균질 유동의 결과를 나타낸다. 동일 질량 유량에서 항력은 기공률의 증가에 따라 증가한다. 이는 공기 유량이 증가하면 기공률이 증가하고 이로 인하여 액체의 유속이 증가하여 운동량이 증가하기 때문이다. 단위 면적당 질량 유량이 증가하면 운동량이 증가하기 때문에 항력은 증가한다. 질량 유량이 증가하면 균질 유동에 근거한 이론적 결과에 근접함을 보이고 있다. 이는 유동형태가 비교적 큰 질량 유량

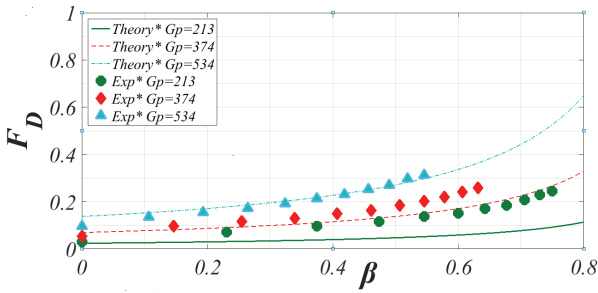


Fig. 7 Drag force of two-phase flow versus volumetric quality for various mass fluxes,  $G_p$  [kg/m<sup>2</sup>s]

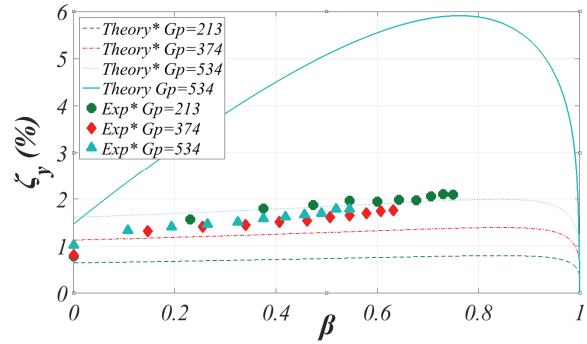


Fig. 9 Total damping ratios of two-phase flow versus volumetric quality: experimental results (symbols) and theoretical results based on homogeneous theory(---, ---, -.-) and non-homogeneous theory<sup>(20)</sup> (\_\_\_) for various mass fluxes,  $G_p$  [kg/m<sup>2</sup>s]

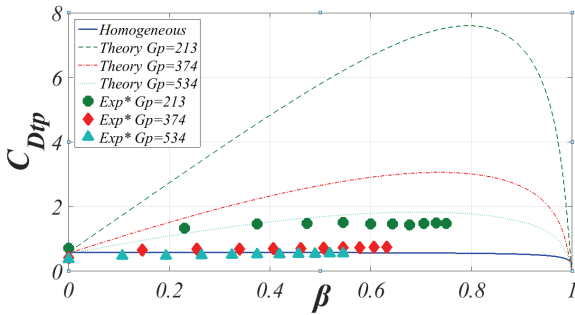


Fig. 8 Drag coefficient of two-phase flow versus volumetric quality: experimental results (symbols) and theoretical results based on homogeneous theory(\_\_\_\_) and non-homogeneous theory<sup>(20)</sup> (---, -.-, ....) for various mass fluxes  $G_p$  [kg/m<sup>2</sup>s]

에서 기포류의 유동 형태이기 때문이다. 일반적으로 대표적인 균질 유동은 기포류이다.

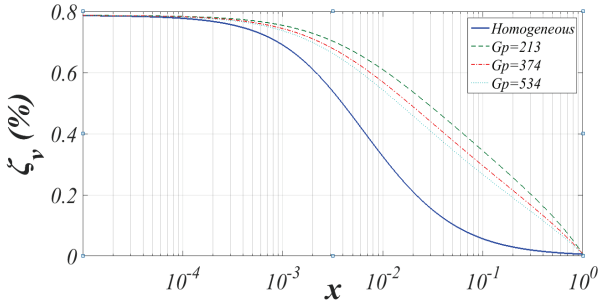
측정된 항력을 활용하고 균질 유동에 근거한 밀도를 고려하여 항력계수를 계산하였다. 질량 유량은 주로 물의 질량 유량이다. 즉 공기의 밀도는 물의 0.1% 이내이므로 건도를 증가시키어도 질량 유량에 미치는 영향은 1% 이내이다. 유동의 항력계수는 오일러의 수와 연계되어 마찰승수의 함수이다. 항력에 미치는 압력비의 정도를 표시하는 2상 유동의 상관계수  $K_{TP}$ 는 3을 사용하여 이론적인 값들을 사용하였다. 이론으로 구한 항력계수와 실험의 결과로부터 계산한 항력계수를 Fig. 8에 예시하였다. 비균질 유동의 이론적 결과<sup>(9)</sup>와 비교하기 위하여 비균질 유동의 결과를 제시하였다. 그림에서 \*가 없는 것은 비균질 유동의 결과를 표시한다. 균질 유동의 이론적 결과는 단위 면적당 질량유량에 따라 변하지 않는다. 질량 유량이 큰 경우에는 실험으로 구한 항력계수가 균질 유동의 이론적 결과에 잘 일치함을 보이고 있

다. 이론적으로 구한 비균질 유동의 항력계수의 실험의 결과와 비교하면 과대하게 예측됨을 보이고 있다. 따라서 질량 유량이 충분히 큰 기포 유동의 경우에는 항력계수를 균질 유동의 이론으로 예측할 수 있다.

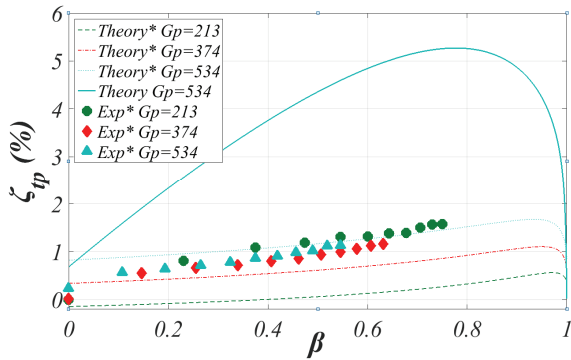
총합 감쇠비는 2상 유동의 오일러의 수(혹은 마찰승수)의 영향을 고려하여 이론적으로 구하였으며 실험에 의한 감쇠비는 실험으로 구한 항력을 사용하여 계산하였다. 이론적인 총합 감쇠비  $\zeta_y$ 는 2상 유동 감쇠비와 점성 감쇠비를 고려한 이론식 (13)을 사용하여 계산하였다. 계산에 사용한 실린더의 공기 중에서의 진동 주파수는  $f_a=29\text{Hz}$ 이며 2상 유동에서의 주파수는 식 (15)를 사용하여 계산하였다. Fig. 9에는 실험적으로 구한 총합 감쇠비를 균질 및 비균질 2상 유동의 이론의 결과와 비교하였다. 실험으로 구한 항력으로부터 균질 유동에 근거한 밀도를 고려하여 계산한 감쇠비는 질량 유량에 따라 거의 변하지 않음을 보이고 균질 유동의 이론적인 모델의 결과는 질량 유량의 증가에 따라 미소하게 증가함을 보이고 있다. 실험으로 구한 항력으로부터 계산한 감쇠비가 이론적인 비균질 유동의 결과와 차이가 크다. 이에 반하여 균질 유동의 이론적 결과에 비교적 잘 일치함을 보이고 있다.

2상 유동의 감쇠비는 총합 감쇠비로부터 점성 감쇠비를 감하여 계산하였다. 2상 유동의 질량 건도에 따르는 점성 감쇠비를 구하여 Fig. 10에 도시하였다. 균질 유동의 점성 감쇠비는 질량 유량에 따라 변하지 않으나 비균질 유동의 경우에





**Fig. 10** Viscous damping ratios of two-phase flow versus mass quality: based on homogeneous density(—) and non-homogeneous density (..., ---, -.-) for various mass fluxes,  $G_p$  [kg/m<sup>2</sup>s]



**Fig. 11** Two-phase damping ratios versus volumetric quality: experimental results(symbols) and theoretical results based on homogeneous theory(..., ---, -.-) and non-homogeneous theory<sup>(20)</sup> (—) density for various mass fluxes,  $G_p$  [kg/m<sup>2</sup>s]

는 다소 변하고 있다. 일반적으로 비균질 유동의 경우에는 질량 유량이 증가하면 기공률이 증가하며 궁극적으로는 균질 유동의 기공률에 근접하게 된다. 점성 감쇠비는 건도에 따라 감소하며 이는 2상 유동의 점도가 건도에 따라 감소하기 때문이다. 비균질 유동에 근거한 점성 감쇠비가 비균질 유동의 감쇠비에 비하여 작음을 알 수 있다.

이론과 실험으로 각각 구한 2상 유동의 감쇠비를 Fig. 11에 도시하였다. 균질 2상 유동의 밀도에 근거하여 실험으로 구한 감쇠비를 균질 및 비균질 2상 유동의 이론의 결과와 비교하였다. 실험으로 구한 항력으로부터 균질 유동에 근거한 밀도를 고려하여 계산한 감쇠비가 이론적인 균질 유동의 결과와 비교적 잘 일치함을 보이고 있다.

## 5. 결론

균질 2상 유동의 감쇠비를 계산하기 위하여 개발된 Sim의 모델<sup>(9)</sup>을 입증하기 위하여 2상 유동 실험 루우프를 설계하였다. 모델에서는 2상 유동의 기공률에 따르는 운동량을 고려하여 2상 유동의 마찰승수와 오일러 수를 구하고 이론적인 항력계수와 감쇠비를 예측하였다. 관군 사이의 균질 2상 유동의 기공률은 이론적으로 계산하였다. 2상 유동의 오일러 수는 마찰승수와 2상 유동의 운동량에 의하여 영향을 받는다. 마찰승수는 단상 유동의 압력손실과 연계되어 단상 유동의 오일러 수와 운동량의 함수로 표현할 수 있다. 2상 유동의 항력계수를 이론적으로 구하기 위하여 압력과 항력의 상관계수  $K_{TP}$ 는 3을 사용하였다. 상관계수는 일반적으로 실린더에 작용하는 항력에 미치는 압력 힘과 전단력의 비와 연계되어 있다. 2상 유동에 놓인 실린더에 작용하는 총합 감쇠비는 2상 유동의 오일러의 수(혹은 마찰승수)의 영향을 고려하여 이론적으로 구하였으며 실험에 의한 감쇠비는 실험으로 구한 항력을 고려하여 계산하였다. 본 연구에서는 균질 2상 유동 모델을 사용하여 구한 항력계수와 2상 유동 감쇠비를 실험의 결과와 비교하여 검토하였다.

실험으로 항력계수와 2상 유동 감쇠비를 구하기 위하여 공기와 물이 충분히 혼합된 2상 유동을 공급할 수 있는 실험 장치를 제작하였다. 2상 유동장 내의 정사각형 배열의 관군에 놓인 실린더에 로드셀을 설치하여 항력을 측정하였다. 본 실험 장치로부터 수행된 유동은 대부분이 기포 균질 유동 영역에 속한다. 2상 유동의 단위 면적당 질량 유량과 기공률을 변화시키며 항력계수와 감쇠비에 미치는 영향을 분석하였다.

실험으로 구한 단상유동의 항력계수는 이론값과 유사함을 보이고 있다. 이론적으로 항력을 계산하기 위한 항력과 압력과의 상관계수  $K_{TP}$  값이 실험 결과를 고려하면 3이 적절함을 알 수 있었다. 2상 유동의 항력계수는 단위 면적당 질량유량이 작을 때 이론적으로 구한 균질유동의 결과와 다소의 차이가 있다. 이는 2상 유동의 형태가 다르기 때문이라고 판단된다. 단위 면적당 질량유량이 비교적 높을 때에는 이론적으로 구한 균질유동의 결과와 매우 유사하였다. 따라서 기포

유동의 경우에는 항력계수와 감쇠비를 균질 2상 유동의 이론을 활용하여 예측할 수 있다. 비균질 유동의 이론으로 구한 2상 유동 감쇠비는 기포 유동의 경우에 과대 평가됨을 알 수 있었다.

2상 유동 감쇠비는 유동 형태에 따라 상당히 다른 결과가 예측된다. 따라서 증기 발생기에 흐르는 고압 고온의 증기-물의 경우에는 유동 형태에 대한 분석과 적절한 이론 모델의 선정이 요구된다.

## 후 기

본 논문은 2016년도 한남대학교 학술연구 조성비의 지원에 의하여 연구되었으며 지원에 감사드립니다.

## 참고문헌 (References)

- (1) Pettigrew, M. J. and Taylor, C.E., 1991, "Fluidelastic Instability of Heat Exchanger Tube Bundles; Review and Design Recommendations," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 113, pp. 242~256.
- (2) Price, S.J., 1995, "A Review of Theoretical Models for Fluidelastic Instability of Cylinder Arrays in Cross-Flow," *Journal of Fluids and Structure*, Vol. 9, pp. 463~518.
- (3) Blevins, R.D., 1990, "Flow-Induced Vibration," *Second Edition, Van Nostrand, New York*
- (4) Fritz, R.J., 1972, "The Effect of Liquids on the Dynamic Motions of Immersed Solids," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 94, pp. 167~173.
- (5) Carlucci, L.N., 1980, "Damping and Hydrodynamic Mass of a Cylinder in Simulated Two-Phase Flow," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 102, pp. 597~602.
- (6) Carlucci, L.N. and Brown, J.D., 1983, "Experimental Studies of Damping and Hydrodynamic Mass of a Cylinder in Confined Two-Phase Flow," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 105, pp. 83~89.
- (7) Pettigrew, M.J., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989a, "Vibration of Tube Bundles in Two Phase Cross Flow; Part 1 - Hydrodynamic Mass and Damping," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 466~477.
- (8) Pettigrew, M.J., Tromp, J.H., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989b, "Vibration of Tube Bundles in Two Phase Cross Flow; Part 2 - Fluid-Elastic Instability," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 478~487.
- (9) Sim, W.-G. and Mureithi N.W., 2014, "A Two-phase Damping Model on Tube Bundles Subjected to Two-phase Cross-flow," *Journal of Mechanical Science Engineering and Technology*, Vol. 28, No. 2, pp. 553~563.
- (10) Feenstra, P.A., Weaver, D.S. and Judd, R.L., 2000, "An Improved Void Fraction Model for Two-Phase Cross-Flow in Horizontal Tube Bundles," *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 26, pp. 1851~1873.
- (11) Levy, S., 1960, "Steam Slip-Theoretical Prediction from Momentum Model," *Trans. ASME, series C, J. Heat Transfer*, Vol. 82, pp. 113~124.
- (12) Marchaterre, J.F., 1961, "Two-Phase Frictional Pressure Drop Prediction from Levy's Momentum Model," *Trans. ASME, series C, J. Heat Transfer*, Vol. 83, No. 4, pp. 503~505.
- (13) Martinelli, R. C. and Nelson, D. B., 1948, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water," *Transactions of ASME*, 70, pp. 695~702.
- (14) Sim, W. G., 2013, "Pressure Distribution over Tube Surface of Tube Bundle Subjected in Two-phase Flow," *Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 1, pp. 9~18.
- (15) Sim, W. G. and Dagdan, B., 2015, "Pressure Loss across Tube Bundles in Two-phase Flow," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 40, No. 3, pp. 181~189.
- (16) Zukauskas, A., Ulinskas, R., Katinas, V. and Karni, J., 1988, "Fluid Dynamics and Flow-induced Vibrations of Tube Bank," *Hemisphere Publishing Corporation, New York*, pp. 97~114.
- (17) Pettigrew, M.J. and Taylor, C.E., 2003, "Vibration Analysis of Shell-and-tube Heat Exchangers; An Overview-Part 1: Flow, Damping, Fluidelastic Instability," *Journal of Fluids and Structure*, Vol. 18, pp. 469~483.
- (18) Rogers, R.J. Taylor, C. and Pettigrew, M.J., 1984, "Fluid Effects on Multispan Heat Exchanger Tube Vibration," *Proceeding of ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, San Antonio, USA, ASME Publication, In Topics in Fluid Structure Interaction, pp. 17~26.
- (19) McAdams, W.H., Woods, W.K. and Herman, L.C., 1942 "Vaporization inside Horizontal Tubes-

- II-benzene-oil Mixtures,” *Transactions of ASME*, Vol. 64, pp. 193~200.
- (20) Sim, W.-G. and Mureithi, N.W., 2013, “Drag Coefficient and Two-phase Friction Multiplier on

Tube Bundles Subjected To Two-Phase Cross-flow,” *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 135, No. 1, 011302-1~10, Feb.