

〈論 文〉

단상류와 이상류에서 펌프특성간의 상호관계 결정

오을권* · 김순기** · 김상녕*** · 이종원****

(1990년 6월 21일 접수)

Determination of Inter-Relation between the Characteristic of a Pump for Single Phase and Two Phase Flow

Yool-Kwon Oh, Soon-Gi Kim, Sang-Nyung Kim and Jong-Won Lee

Key Words : Reactor Coolant Pump(냉각재 펌프), The Characteristic of a Pump(펌프특성), Two Phase Flow(이상류), Water(물), Air(공기), Flow Coefficient(유량계수), Head-Loss Ratio(수두손실비), Void Fraction(기포율), Drift Flux Model(드리프트 플럭스 모델), Flow Fluctuation(유동의 진동)

Abstract

Using a 1/10 scale model pump, which is desinged and manufactured to simulate two phase performance of reactor coolant pump of Y.G.N # 3 and 4, a set of experiments was executed with water and air of cold states (at atmosphere and room temperature). A head loss coefficient, which is defined as a nondimensional ratio of the difference of theoretical and actual pump head coefficient in single phase to that in two phase, $H^* = (\Psi_{th} - \Psi_{act})_{t,p} / (\Psi_{th} - \Psi_{act})_{s,p}$ was determined as a function of void fraction α and flow coefficient ϕ . The calibrated mass flow rates of air and water were used to calculate the void fraction by using drift flux model. In particular, flow fluctuation starts when the void fraction is 0.01, then as the void fraction increases it becomes more severe, and finally flow stops when the void fraction is about 0.01.

기 호 설 명

C_t : 유체의 이론속도 (ideal tangential component of velocity of the fluid)	ho : 총 엔탈피 (total enthalpy)
C_e : 유체의 실제속도 (actual tangential component of velocity of the fluid)	m : 질량 유율 (mass flow per unit time)
g : 중력가속도 (gravitational acceleration)	$Power$: 펌프 구동 모터 일률 (pump motor power input)
gc : 뉴턴 상수 (constant in Newton's law)	Q_L : 손실유량 (leakage volumetric flow rate)
Ho : 총 수두 (total head)	Q_T : 총 체적유량 (total volumetric flow rate)
H^* : 수두 손실비 (head-loss ratio)	U : 임펠러 회전속도 (impeller peripheral velocity)
	W : 펌프출력일률 (pump motor power output)
	X : 건도 (quality)
	Z : 임펠러 깃 수 (number of vane)
	α : 기포율 (void fraction)
	β : 체적률 (volumetric flow fraction) 또는

*조선대학교 공과대학 정밀기계공학과

**경희대학교 대학원

***정회원, 경희대학교 공과대학 원자력공학과

****정회원, 경희대학교 공과대학 기계공학과

	유체와 임펠러 깃의 상대각(angle of fluid vector relative to rotor periphery)
β'	: 임펠러 깃의 기하학적 각(angle of tangential to rotor centerline relative of tangential to rotor)
δ	: 임펠러 깃의 상대각과 기하학적 각의 차이(deviation angle at impeller tip)
η	: 펌프 총효율(total efficiency)
η_h	: 수력학적 효율(hydraulic efficiency)
η_m	: 기계적 효율(mechanical efficiency)
η_v	: 체적 효율(volumetric efficiency)
μ	: 슬립 인자(slip factor)
ρ	: 밀도(density)
ρ_R	: 측정밀도(rated density)
ϕ	: 유량계수(flow coefficient)
ψ	: 수두계수(head coefficient)

참 자

g	: 기체 상(gas phase)
l	: 액체 상(liquid phase)
m	: 자오선속도(meridional of component of velocity)
θ	: 접선속도(tangential component)
sp	: 단상(single-phase)
tp	: 이상(two-phase)
th	: 이론(theoretical)
1	: 임펠러 입구(normal pump inlet)
2	: 임펠러 끝(tip of the impeller)

1. 서 론

원자력 발전소에서 냉각재 펌프로 쓰이고 있는 원심 펌프는 일반적으로 단상류에서만 작동하도록 설계되어 있으며 이에 따라서 냉각재펌프는 단상류에서만 특성이 주어져 있다^(1~3). 그러나 원자력 발전소의 일차계통에서 소형 파단 냉각재 상실 사고(SBLOCA)와 같은 사고시에는 이상류가 발생하게 되며 로심의 잔열을 제거하기 위해서 이상류에서의 운전이 필요한 경우가 있다. 이때 냉각재 펌프의 거동을 아는것은 매우 중요하다. 왜냐하면 SBLOCA시 사고의 형태가 매우 복잡한 현상을 동반하나 상대적으로 서서히 진행되므로 원자로의 보호 조치를 취하는데에는 어느정도의 시간적인 여유는 있지만 원자로 내부상황을 잘모르기 때문에 운

전자가 어떤 조치를 강구하여야 할 지를 모르게 된다. 그러므로 이러한 사고시에 일차계통의 상태(압력, 온도, 로심내 냉각재 량, 등)를 미리 예측할 수 있다면 원자로를 보호하는 조치를 취하는데 유용한 정보를 제공할 수 있게 된다.

한편, 펌프의 이상류에서의 해석방법에는 종래의 설계특성을 이용한 무차원 해석방법이 주로 사용되었으나 최근에 와서는 이론에 근거한 컴퓨터 코드를 이용한 해석적 방법(numerical analysis)도 상당한 발전을 하고있다. 이 방법은 단상류에서는 정확성과 신뢰성이 어느정도 입증되었지만 이상류에서는 불확실한 변수등에 의하여 아직까지 만족할 만한 결과를 제시하지 못하고 있다. 또 다른 방법 중의 하나는 실험에 의한 상사 방법이 있다. 이상류에서의 상사 방법에 의한 연구는 미국, 일본등에서 1970년대 부터 시작되었는데 MIT 등 대학의 연구 기관이나 Combustion Engineering(CE), General Electric Company(GE), Aerojet Nuclear Company(ANC), The Babcock & Wilcox Company(B&W) 등의 원자력 관련 산업계의 연구기관에서 모델펌프를 공기와 물, 증기와 물등을 사용하여 이상류 상태의 실험을 수행한 결과 펌프가 작동 가능한 최대 기포율은 약 20% 정도이고 펌프에서 기포율의 증가는 펌프의 효율을 급격히 저하시킨다는 결론을 얻고 있다^(4~7). 따라서 본 연구에서는 실제의 냉각재 펌프를 상사성이 성립되도록 1/10로 축소한 모델 펌프로 구성된 실험장치를 설계 제작하여 상온 대기압 상태에서 공기와 물을 사용하여 단상류와 이상류에서의 펌프 특성간의 상호관계를 밝히는 실험을 수행하였다. 이 결과 단상류에서의 펌프특성과 이상류에서 펌프특성간의 관계식을 수두 손실비로 정의된 무차원 변수를 기포율과 유량계수의 함수로 나타냈다. 본 실험결과를 1/5를 축소한 모델펌프로 물과 증기(steam)를 사용한 Combustion Engineering(CE)의 실험결과 (Fig. 10)나 1/5축소형 펌프로 물과 공기를 사용한 MIT의 실험결과와 비교하여 보면 수두 손실비와 기포율의 관계에서 기포율이 증가에 따라 펌프의 수두 손실이 증가하며, 또 공기와 물을 사용한 실험에서는 유량계수가 낮을수록 펌프의 수두손실이 커지는 동일한 경향을 보여주고 있다⁽⁴⁾. 모델펌프는 기포율이 1%이상의 영역에서 부터 펌프의 수두가 감소되기 시작하여 2%~5%구간에서 펌프의 수두손실이 커지고 기포율의 10% 근방에서 펌프의 작동이

정지함을 알 수 있다.

2. 펌프에 관한 일반 이론

2.1 단상류에서의 펌프 이론

펌프의 임펠러(impeller)입구와 출구사이의 control volume에 Newton 역학을 적용함으로써 외부(펌프)로부터 유동유체에 주어지는 일률(power)을 유량 및 펌프의 고유 변수들로 표시할 수가 있다⁽¹⁻³⁾. 단위 질량당 펌프의 임펠러가 유동유체에 주는 에너지, 즉 단위 유량당 펌프가 해준 일률은

$$\frac{W}{m} = g_c(h_{02} - h_{01}) = U_2 C_{\theta 2} - U_2 C_{\theta 1} \quad (1)$$

만일 펌프 입구에서 선회(swirl)가 없다면, $C_{\theta 1} = 0$ 이므로 식 (1)은

$$g_c \Delta h_0 = U_2 C_{\theta 2} \quad (2)$$

속도 삼각도(Fig.1)로부터

$$C_{\theta 2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (3)$$

식 (3)의 β_2 는 Fig. 1에서 임펠러의 끝에서 유동유체와 임펠러와의 상대각이며, 이 각도는 임펠러 깃의 기하학적인 각 β_2' 와 δ 만큼의 차이가 있다. 편차각(δ)은 실제 유동유체의 종류, 유동현상(friction, turbulence, boundary layer separation, etc.), 펌프의 기하학적 구조등과 관련된 변수의 함수로써 펌프에 있어서 이 δ 의 값을 아는 것은 매우 중요한 의미를 갖고 있다. 이 δ 값을 알기 위한 slip factor(μ)를 정의하면⁽⁴⁾,

$$\mu = \frac{C_{\theta 2}}{C_{\theta 2}'} = \left[U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \right] / \left[U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2'} \right] \quad (4)$$

이에 관한 Busemann 관계식은^(4,5)

$$\mu = \frac{A - B\phi_2 / \tan \beta_2'}{1 - \phi_2 / \tan \beta_2'} \quad (5)$$

임펠러에서 깃의 길이와 깃간의 동가거리(equivalent blade pitch)의 비는

$$\frac{l}{s} = \frac{z}{2\pi \cos \beta'} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (6)$$

$\frac{l}{s} \geq 1$ 이고 $20^\circ < \beta' < 30^\circ$ 이면 Busemann 식의 이용이 가능하며, 여기서 B 의 값은 1이고 A 는 Fig.2에서 약 0.77이다. 이 값은 $\beta' = 28^\circ$ 깃수를 6으로 하였을 때 나온 값이며, Busemann식은 이차원 대수나선형 임펠러 깃에 매우 유효하다고 알려져 있다⁽⁴⁾. 한편 모델펌프는 정확히 이차원 대수나선형 임펠러 깃을 갖고 있지 않으나, 대수나선형에 상당

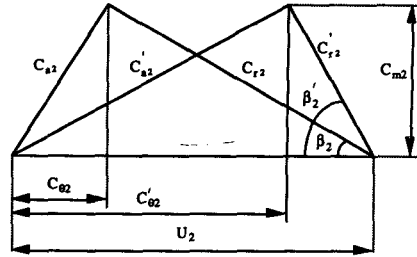


Fig. 1 Velocity diagram for fotor outlet

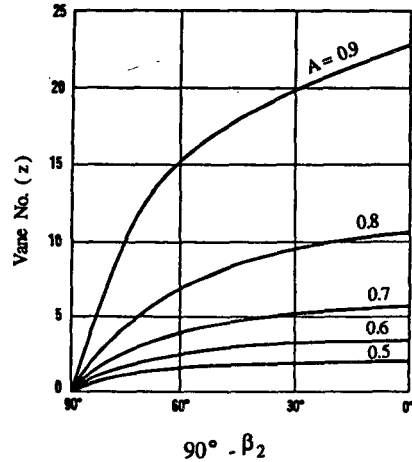


Fig. 2 Head correction factors for centrifugal impellers

히 근접하고 대수 나선형의 이탈로 인한 오차가 크지 않으므로 대수 나선형의 가정은 무리가 없다고 보아 이 경우에 적용 가능하다고 가정하였다.

식 (3)을 식 (2)에 대입하면,

$$\frac{g_c \Delta h_0}{U_2^2} = 1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \frac{1}{\tan \beta_2} \quad (7)$$

식 (7)은 다시 아래와 같이 표현할 수가 있다.

$$\frac{g_c \Delta h_0}{U_2^2} = \frac{g \Delta H_0}{U_2^2} = 1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \frac{1}{\tan \beta_2} \quad (8)$$

여기서, 단상류에서의 무차원 변수를 정의하면

$$\psi = \frac{g \Delta H_0}{U_2^2} \quad (\text{수두계수 : head coefficient})$$

$$\phi = C_{m2} / U_2 = Q / A_2 U_2 \quad (\text{유량계수 : flow coefficient})$$

수두계수는 유체에 주어지는 에너지와 임펠러 끝에서의 속도와 같은 유체의 운동에너지와의 비를 나타내고, 유량계수는 유체속도와 임펠러 속도간의 비를 표시하는 무차원 변수이다.

식 (2)와 (3)을 이용하면, 식 (8)은

$$\Psi = 1 - \frac{\phi_2}{\tan \beta_2} \quad (9)$$

식 (4), (5), (9)으로부터

$$\Psi_{spth} = 0.77 - \frac{\phi_2}{\tan \beta_2} \quad (10)$$

여기서, 모델펌프의 $\beta_2 = 28^\circ$ 이므로

$$\Psi_{spth} = 0.77 - 1.8807\phi_2 \quad (11)$$

식 (11)이 단상류에서 이론적으로 얻을 수 있는 이론적 수두 계수(head coefficient)가 되며, Busemann식이 맞다고 가정하였을 때 구할 수 있는 이론적인 수두계수와 유량계수와의 관계식으로 펌프의 단상류에서의 기본 이론식이다.

2.2 이상류에서의 펌프 이론

이상류에서는 기체와 액체를 두개의 유체로 간주하고, 단상류 이론에서 얻은 수두계수와 유량계수의 관계식이 유동유체의 성질에는 무관하므로 펌프의 임펠러에 대한 실제의 상대각은 단상류에서와 같고, 단지 속도만 다르다고 가정한다.

이상류에서 펌프가 유체에 한 일은

$$\begin{aligned} W = g\Delta H_0 &= x(U_2 C_{o2})_g + (1-x)(U_2 C_{o2})_l \\ &= xU_2 C_{o2g} + (1-x)U_2 C_{o2l} \end{aligned} \quad (12)$$

식 (13)을 U_2^2 로 나누면,

$$\Psi = \frac{g\Delta H_0}{U_2^2} = \frac{x C_{o2g}}{U_2} + \frac{(1-x) C_{o2l}}{U_2} \quad (13)$$

식 (7), (8), (13)으로부터

$$\begin{aligned} \Psi_{spth} &= (1-x) \left[0.77 - \frac{C_{m12}}{U_2 \tan \beta_2} \right] \\ &\quad + x \left[U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2'} \right] \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{여기서, } C_{m12} = \frac{Q_{12}}{A_1} = \frac{Q_{12}}{A_2(1-\alpha)}$$

$$C_{m2} = \frac{Q_{g2}}{A_g} = \frac{Q_{g2}}{A_2\alpha}$$

이상류에서의 무차원 변수를 다음과 같이 정의하면

$$\phi_{sp} \equiv \frac{Q_g + Q_1}{A_2 U_2}, \quad \beta \equiv \frac{Q_g}{Q_g + Q_1}, \quad \alpha \equiv \frac{A_g}{A_g + A_1}$$

식 (14)는

$$\begin{aligned} \Psi_{spth} &= 0.77 - \frac{(1-\beta)\phi_{sp}}{(1-\alpha)\tan\beta_2'} - x \left[\frac{\beta}{\alpha} \right. \\ &\quad \left. - \frac{(1-\beta)}{(1-\alpha)} \right] \frac{\phi_{sp}}{\tan\beta_2'} \\ &= 0.77 - 1.8807 \frac{(1-\beta)}{(1-\alpha)} \phi_{sp} \\ &\quad - 1.8807x \left[\frac{\beta}{\alpha} - \frac{(1-\beta)}{(1-\alpha)} \right] \phi_{sp} \end{aligned} \quad (15)$$

만일, Homogeneous model ($\alpha = \beta$)⁽⁹⁾로 식 (15)를 다시 쓰면,

$$\Psi_{spth} = 0.77 - 1.8807\phi_{sp} = \Psi_{spth} \quad (16)$$

여기서, 동일한 유량계수에서 단상류와 이상류에서의 수두 손실의 비로 펌프의 효율을 나타내는 수두 손실 비(head-loss ratio)인 H^* 를 정의하면,

$$H^* \equiv \frac{\Psi_{spth} - \Psi_{sp}}{\Psi_{spth} - \Psi_{sp}} \quad (17)$$

이상류에서 펌프의 수력학 효율,

$$\eta_{H.sp} = \Psi_{sp} / \Psi_{spth} \quad (18)$$

식 (18)을 수두 손실 비 H^* 에 대입하면

$$= \frac{1 - \Psi_{sp} / \Psi_{spth}}{1 - \Psi_{sp} / \Psi_{spth}} = \frac{1 - \eta_{H.sp}}{1 - \eta_{H.sp}} \quad (19)$$

$\Psi_{th} = \Psi_{spth}$ 이므로, 식 (19)는

$$\frac{\eta_{H.sp}}{\eta_{H.sp}} = H^* + \frac{(1-H^*)}{\eta_{H.sp}} \quad (20)$$

펌프의 총효율⁽¹⁻³⁾ :

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_H \quad (21)$$

단상류와 이상류에서 펌프의 체적효율(η_v), 기계적 효율(η_m)이 같다면,

$$\eta_{sp} = \eta_v \eta_m \eta_{H.sp} \quad (22)$$

$$\eta_{tp} = \eta_v \eta_m \eta_{H.tp} \quad (23)$$

$$\eta_{tp} = \eta_{sp} \frac{\eta_{H.tp}}{\eta_{H.sp}} \quad (24)$$

식 (20)과 (24)에서

$$\begin{aligned} \eta_{tp} &= \eta_{sp} \left[H^* + \frac{(1-H^*)}{\eta_{H.sp}} \right] \\ &= \eta_{sp} \left[H^* + (1-H^*) \frac{\Psi_{th}}{\Psi_{sp}} \right] \end{aligned} \quad (25)$$

이식으로 동일한 유량계수에서 단상류의 펌프효율 η_{sp} , 수두계수 Ψ_{sp} 와 수두 손실비 H^* 로부터 이상류의 펌프 효율(η_{tp})를 계산할 수가 있다.

또, 이상류에서의 펌프의 구동 모터의 일률, (Power_{tp})은

$$\begin{aligned} (Power_{tp}) &= g(\rho_g Q_g + \rho_l Q_l) \frac{\Delta H_{tp}}{\eta_{tp}} \\ &= g(\rho_g \beta + \rho_l (1-\beta)) Q_T \frac{\Delta H_{tp}}{\eta_{tp}} \end{aligned} \quad (26)$$

여기서, ΔH_{tp} : 이상류에서의 총 수두

식 (20)에서

$$\eta_{tp} = \eta_{sp} \frac{\eta_{H.tp}}{\eta_{H.sp}} = \eta_{sp} \frac{\Delta H_{tp} / \Delta H_{th}}{\Delta H_{sp} / \Delta H_{th}} = \eta_{sp} \frac{\Delta H_{tp}}{\Delta H_{sp}} \quad (27)$$

여기서, ΔH_{sp} : 단상류에서의 총 수두

원자로 냉각재펌프와 같이 고정 속도로 운전하는 펌프에 대해 식 (26)을 간단히 하기위해 식 (27)을

대입하면,

$$(Power,_{ip}) g(\rho_g\beta + \rho_l(1-\beta)) Q_T (\Delta H_{ip}) / \left(\eta_{sp} \frac{\Delta H_{ip}}{\Delta H_{sp}} \right) = g(\rho_g\beta + \rho_l(1-\beta)) \frac{\rho_R}{\rho_R} \frac{\Delta H_{ip}}{\Delta H_{sp}} \quad (28)$$

한편, 식 (28)에서 $\frac{g\rho_R Q_T \Delta H_{sp}}{\eta_{sp}}$ 는 유량 Q_T 에서의 단상류 모터 입력 일률이다. 따라서 식 (29)를 다시 쓰면,

$$(Power,_{ip}) = \frac{\rho_g\beta + (1-\beta)\rho_l}{\rho_R} (Power,_{sp}) \quad (29)$$

식 (29)는 냉각재 펌프에 대한 이상류에서의 구동 모터의 입력일률을 예측하는데 이용될 수 있다. 위와 같이 모델펌프에서의 단상류와 이상류에서의 펌프 특성이 실험을 통하여 밝혀지면 이들의 관계식을 이용하여 단상류에서의 펌프 특성이 알려진 실제 냉각재 펌프의 이상류에서 펌프효율이나 구동 모터의 입력일률 등 여러 특성들의 예측이 가능하게 된다.

3. 실험 및 장치

3.1 실험 방법

실험에서 측정하고자 하는 주요 변수는 물과 공기의 유량과 모델펌프 양단간의 압력 차(ΔP)이다. 실험에서 기포율의 측정은 어려움이 많으므로 펌프의 흡입 직전의 물과 공기의 유량을 측정하여 두 유량에 의한 이상류에서의 기포율을 계산하고 이를 체적률과 기포율의 관계를 이용하여 유량(건도: x)이 알려진 유동으로 부터 구하는 관계식인 드리프트 플럭스 모델(drift flux model)^(5,8)로 구하였다(부록). 물과 공기의 유량 측정에는 오리피스를 사용하였으며 물의 유량의 실제유량을 규격용기로 일정기간 측정하여 보정하였고, 공기의 유량은 물속에서 규격 용기를 사용하여 공기의 양을 직접 채집하는 수상치환 방법에 의해 일정시간 동안 기체체적을 측정하여 보정하였다. 단상류 실험에서 얻은 펌프의 특성곡선과 이상류실험에서 나타난 결과를 이용하여 무차원 변수인 유량계수(flow coefficient)와 기포율의 함수로 이상류에서의 수두손실비(head-loss ratio)를 정의하였다. 이상류의 실험시에는 기포율이 증가함에 따라서 실험장치 및 계측기 계통에 심한 진동이 나타났으며 이를 해결하기

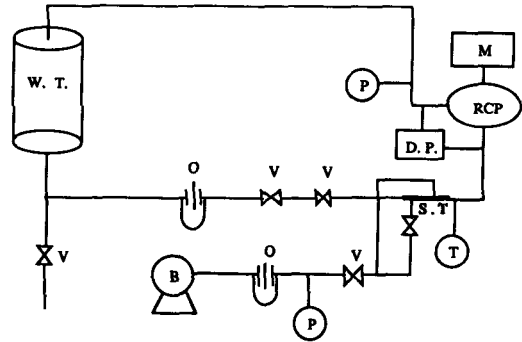
위해 1분간 12번씩 5초 간격으로 계측기를 읽어 이의 평균값을 실험값으로 선택하였다.

3.2 실험 장치

본 실험은 원자력 발전소에서 SBLOCA시에 냉각재 펌프의 이상류상태에서의 거동을 예측하기 위한 실험이므로 고온, 고압조건과 물과 증기를 사용한 실험이 보다 바람직하지만 장치의 복잡성, 장치 고가화, 실험절차의 어려움등을 피하기 위해 상온 상압에서 공기와 물을 사용하여 실험하였으며 실험 장치는 모델펌프, 공기주입장치, 계측장치(오리피스 및 U자관 압력계)등으로 구성되어 있다(Fig.3.)

(1) 모델 펌프

영광 3,4호기에 사용된 냉각재펌프를 1/10의 크기로 축소하여 상사성이 성립하도록 주문 제작하였다(Fig.4). 모델펌프의 임펠러는 6개의 깃을 갖고



RCP	Model pump	W. T	Water Tank
B	Blower	O	Orifice
D. P	Differential Pressure Gage	M	Motor
T	Thermocouple	S. T	Sight Tube
P	Pressure Gage	V	Gate Valve

Fig. 3 Schematic diagram of test loop

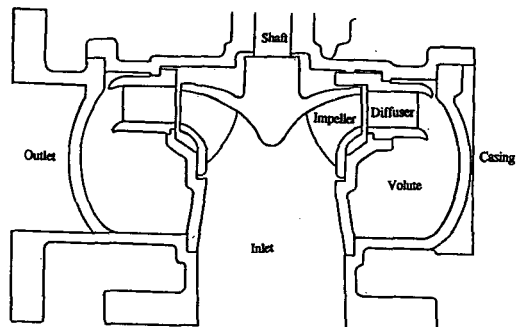


Fig. 4 Important region of the model pump

Table 1 Specifications of Y.G.N #3 & 4 RCP and model pump

	RCP(Y.G.N #3 & 4)	Model pump
Type	Vertical, Single stage	Vertical, Single stage
Design head(m)	103.2	2.2
Design speed(rpm)	1200	1750
Design flow(gpm)	82500	120
Outdiameter of impeller(m)	95	9.5
Diameter of pump inlet & outlet(cm)	75	7.5
Manufacture	KSB(West Germany)	Chung-Woo(Korea)

있고 펌프의 흡입구와 송출구는 구경이 7.5cm이며 출력 1마력(0.75kW)의 구동모터에 의하여 작동된다. 모델펌프는 수두 2.2m정도, 유량 120gpm, 회전속도는 1750rpm이다(Table 1). 모델펌프는 수직으로 유체를 흡입하여 수평으로 송출하도록 설치하였으며 지상에서 약 0.5m의 높이에 장치되어 있다. 모델펌프는 약 1500mmAq에서 운전되며, 펌프를 통과한 물은 직경 7.5cm 파이프를 통과하여 최종적으로 직경 5cm 파이프를 급수저장탱크에 유입된다. 모델펌프에 물을 공급하고 펌프에서 유출된 물을 저장하기 위하여 철제 원통형 탱크(직경 60cm, 높이 90cm)를 설치하였다. 상은 대기압상태에서 실험을 수행하므로 탱크의 상부는 모델펌프를 통과한 물이 낙하하도록 대기중에 노출되어 있으며, 하부에는 모델펌프와 급수용 배관(직경 7.5cm)으로 연결되어 있다.

(2) 공기 주입 장치 및 투명 아크릴 관

이상류 실험에서 공기를 주입하여 이상류 상태를 제공하기 위하여 공기 압축기를 설치하였다. 공기 압축기의 용량은 1마력이고, 급수저장탱크와 모델펌프 사이에 설치되어 있으며, 직경 0.5cm의 플라스틱 호스를 이용하여 투명 아크릴관의 상부에서 중비하는 방법과 직경 1.25cm의 파이프를 투명 아크릴관의 측면에서 주입하는 방법으로 설치되어 있다. 측면에서 주입시 물의 역류로 인한 실험상의 애로점과 상부에서 주입하는 방법과 유동형태의 변화가 크지 않으므로 상부에서 주입하는 방법을 사용하고 있다. 주입되는 공기의 유량을 측정하기 위하여 공기 압축기와 급수용 7.5cm 파이프 사이에 1.25cm 규격의 오리피스가 설치되어있고, 유량조절을 위하여 유량조절 밸브가 장치되어 있다. 공기 압축기는 약 1000mmAq 정도의 압력으로 공기를

주입하고 있다. 이상류에서의 유동형태를 관찰하기 위하여 모델 펌프 흡입부 직전의 지점에 직경 8cm, 길이 60cm의 투명 아크릴관을 수평으로 설치하였다.

(3) 측정 장치

유량측정을 목적으로 오리피스를 ASME 규격에 따라서 황동으로 제작하였고, 제작상의 오차를 보정하기 위해서 보정작업을 수행하였다. 물의 유량을 측정하기 위해 7.5cm 규격의 오리피스를 급수저장탱크와 공기주입부사이에 설치하였으며 수은을 측정매질로 사용하는 U-자관 압력계로 유량을 측정하였다. 또한 1.25cm 규격의 오리피스는 공기의 유량을 측정하기 위해 공기 압축기와 공기주입부사이에 설치되어 있으며 나사식 플랜지를 제작하여 고정시키고 있고 측정매질로 물을 사용하는 U-자관 압력계와 연결되어 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 단상류에서의 결과

모델펌프의 단상류 실험결과 모델펌프에서도 일반 원심펌프에서와 같이 유량이 감소하면 수두는 증가하는 것으로 나타났다. 특이한 점은 유량이 0일때 약 0.534이던 수두계수가 유량계수가 증가함에 따라 감소하다 유량계수 0.0252, 수두계수 0.05 근방에서 오히려 증가 하여, 유량계수 0.05, 수두계수 0.520 정도에서 다시 감소한다는 것이다(Fig. 5). 이는 영광 3.4호기의 냉각재 펌프의 특성과 유사하며, 펌프의 작동영역을 저유량영역까지 확대하였을때 나타난다. 결과를 Fig.5에서 보듯이 이론적인 Busemann식과 비교하면 유량계수의 증가에 따라 수두계수가 감소하는 정상적인 변화는 비슷함을

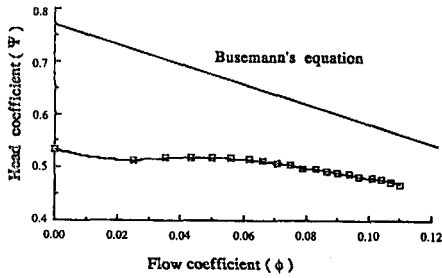


Fig. 5 Theoretical (Busemann's equation) and actual performance of the model pump in single phase

나타내고 있다. 모델 펌프의 최대유량 (약 0.005 m³/s)에서의 유량계수는 약 0.109이며, 이때의 수두계수는 약 0.47이고, 유량 0에서 유량계수는 0이고 수두계수는 약 0.534임을 알 수 있었다.

4.2 이상류에서의 결과

이상류 실험결과 단상류에서 얻어진 유동계수와 수두계수와 펌프의 특성곡선으로 부터 유동계수와 기포율의 함수로 수두 손실비(head-loss ratio)가 계산되었다. 이상류에서 모델펌프는 단상류에서의 펌프특성과는 다르게 펌프에 유입되는 기포율이 증가하면 펌프 양단간의 압력이 심한 진동을 야기시키면서 펌프의 수두 감소를 초래하여 유량송출 능력을 약화시킨다(Fig. 6). 이때 펌프 양단간의 압력을 측정하는 U-자관 수은압력계에는 심할때에는 약 10cm 이상의 불규칙한 진동을 나타내었는데, 이러한 압력계의 진동으로 인한 실험값 취득의 어려움을 해결하기 위하여 1분 동안 5초 간격으로 12번씩 계측기를 읽어 이의 평균값을 실험값으로 선택하였다. 이상류에서 모델펌프의 수두는 기포율이 0.01 정도까지는 감소변화가 별로 없으나 기포율이 계속 증가하면 펌프의 수두는 급격히 떨어지며, 펌프의 송출유량은 수두의 손실 정도에 따라서 변화하다가 기포율이 0.1 이상이 되면 펌프는 송출능력을 상실하게 된다(Fig. 6). 이러한 것은 유입된 공기가 펌프 내부에 공기 덩어리를 형성하여 펌프 임펠러로 부터 받는 물의 원심력을 떨어뜨려 펌프의 효율을 저하시키기 때문이다. Fig. 7에서 보듯이 기포율이 증가할수록 수두계수는 점차 감소함을 알 수 있다. 이를 이상류에서의 수두손실비(head-loss ratio)로 표현하면, 유입되는 기포율이 0.01정도에서는 그 값의 변화가 크지 않으나, 기포율이 0.01

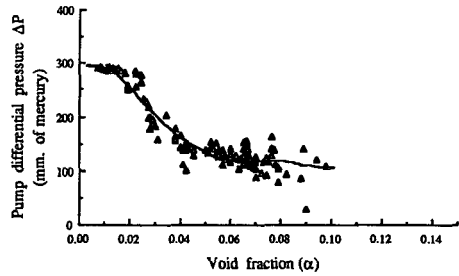


Fig. 6 Pump differential pressure vs. void fraction (0.04 < φ < 0.11)

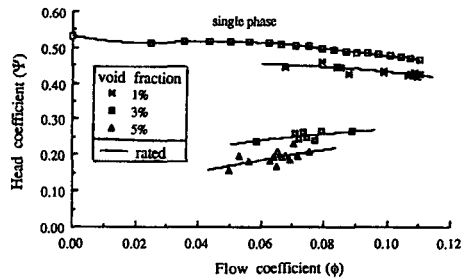


Fig. 7 Comparison between experimental result of the single phase and two phase

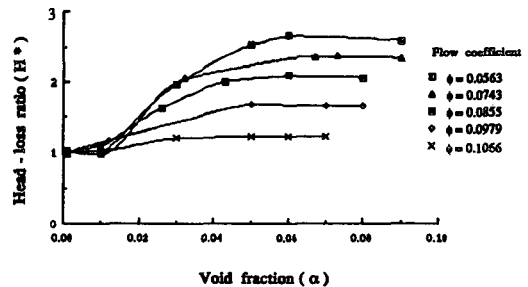


Fig. 8 Head-loss ratio(H*) vs. void fraction (α)

에서 0.05정도로 증가하면 수두손실비는 급격히 커지며 기포율이 계속 증가하여 0.1 근방의 영역까지의 수두손실비는 완만하게 증가한다(Fig. 8). 또한 유량을 조절하면서 실험한 결과 Fig. 8에서 나타난 것과 같이 동일한 기포율에서 수두의 손실정도는 큰 유량에서 보다는 작은 유량에서 펌프의 수두손실이 크게 나타났는데, 이를 무차원 변수인 유량계수로 나타내어 보면 같은 기포율에서 큰값의 유량계수에서 보다는 작은 값의 유량계수에서 수두손실이 더 크게 나타났다. 이상류 상태에서의 유동형태를 파악하기 위하여 펌프 흡입구 전에 수평으로 설치한 투명 아크릴관을 통해서 관찰한 유동형태는

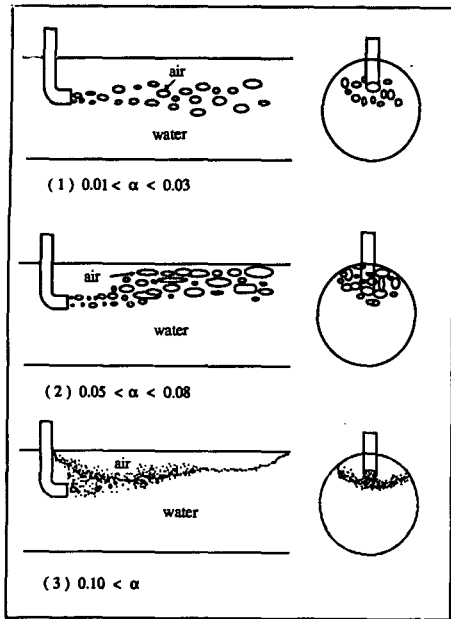


Fig. 9 Void fraction vs. flow pattern

기포율이 0.01에서 0.03정도에서는 작은 기포들이 빠르게 유입하는 기포(bubble) 유동형태를 띄다가 기포율 0.05에서 0.08부근에서는 이러한 작은 기포가 모여 좀더 큰 기포나 공기 덩어리를 형성시키며 투명 아크릴관의 위쪽에 모여 펌프로 유입되는 유동 형태를 보여주며, 계속하여 기포율이 0.10 정도에서는 투명 아크릴관의 상층부에 큰 공기덩어리를 이루어 펌프의 수두손실정도에 따라서 유입속도가 불규칙적으로 나타나는 슬러그(slug) 유동이나 층류(stratified) 유동형태를 나타내다 기포율이 0.1 이상이 되면 펌프의 작동을 멈추게 한다(Fig. 9).

4.3 고찰

본 실험은 물과 공기로 상온 상압 상태에서 실험을 수행하였으므로 실제의 SBLOCA와 유사한 조건의 증기(steam)와 물을 사용한 실험결과와 다소의 차이가 있을 수 있다. 즉, 기포율이 증가에 따른 수두의 변화가 물과 공기를 사용한 실험이 물과 증기를 사용한 실험보다 더 급격한 변화를 하고 있음을 알 수 있다(Fig. 10). 이는 상온 상압의 공기와 물의 실험에서는 증발과 응축에 의한 압축 및 팽창효과가 없으므로 고온 고압의 물과 증기의 실험에 비하여 압축률이 떨어지기 때문으로 추정된다. 이것은 고온 고압으로 인한 펌프의 운전 영역

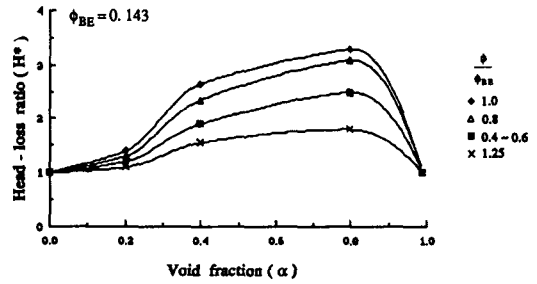


Fig. 10 Head-loss ratio(H^*) vs void fraction (α) for CE data(Replotted from Fig. 5.3 of Ref.5)

및 제한조건은 영향을 받지만 유체 역학적인 다른 문제는 없을 것으로 판단되며, 고온 고압에서 증기와 물의 이상류는 밀도차의 접근으로 보다 균질(homogeneous)해지며 또한 증발 응축효과가 공기와 물의 이상류보다 현저해지게 된다. 이 효과를 compressibility 효과라고 한다. 이로 인하여 고온 고압의 물과 증기를 사용한 실험에서는 상온 상압의 물과 공기를 사용한 실험보다 기포율이 증가함에 따라 수두의 변화가 상대적으로 완만하게 나타나며 더 높은 기포율에서도 펌프가 작동함을 보여주고 있다. 그러므로 원자력 발전소의 안전성 관점에서 볼때 상온 상압의 물과 공기로 수행하는 이상류 펌프실험이 증기와 물을 사용한 고온 고압의 펌프특성을 보다 보수적으로 예측한다고 할 수 있다. 이러한 예측을 위해서는 유체의 압축성을 고려해 줄수 있는 무차원 수를 개발하여 펌프의 수두 손실비를 이의 함수로 나타냄이 바람직하다고 하겠다.

5. 결 론

영광 3.4호기에 사용될 냉각재 펌프를 상사성에 맞추어 1/10로 축소 제작한 모델펌프를 상온 대기압에서 물과 공기를 사용하여 단상류와 이상류에서 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻게 되었다. (1) 단상류에서 모델펌프 실험의 결과, 높은 수두가 요구되면 유량은 감소하는 원심 펌프의 일반 특성이 밝혀졌다. (2) 유량계수가 0일때 약 0.534이던 수두계수는 유량계수가 증가함에 따라 감소하다가 유량계수 0.0252이고 수두계수 0.05 근방에서 다시 증가하여 유량계수 0.05, 수두계수 0.520를 정점으로 하

여 감소하는 모델펌프의 단상류 특성을 발견하였다.

(3) 이상류에서 수두손실비(head-loss ratio)를 유동계수와 기포율의 함수로 구하였다.

(4) 이상류에서의 기포율 증가는 펌프의 급격한 수두 감소를 야기시키는데 수두 변화는 기포율이 0.01 정도까지는 변화가 적으나, 0.01부터는 급격한 감소를 보였으며 0.10이상의 영역에서는 모델펌프의 작동이 정지 되었다.

(5) 이상류에서 수두손실비는 유량계수가 낮을수록 큰 수두손실비를 갖는 모델펌프의 특성이 발견되었다.

(6) 고온 고압인 원자로 사고 상태에서 펌프의 이상류 유동을 모사할 수 있는 실험이 되기 위해서는 물과 증기간의 응축, 증발현상에 따른 압축성을 고려해 줄 수 있는 무차원 변수의 도입과 함께 이의 함수로 표시될 수 있는 이상류 펌프특성을 밝히는 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지원에 의한 것입니다. 이에 사의를 포함합니다.

참 고 문 헌

(1) Dixon, S.L., 1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", Pergamon Press, pp. 188~208.
 (2) Stepanoff, A.J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", John Wiley and Sons. Ins. pp. 161~181.
 (3) Sheperd, 1956, "Principles of Turbomachinery". Macmillan Publishing Co., pp. 223~275.
 (4) Manzano-ruiz, Juan J., 1984, "Experimental Study of Two-Phase, Two-Component Flow in Centrifugal Pumps", Nucler Science and Engineering. 88, pp. 275~286.
 (5) Baek, C.Y., 1982, "Use of Crntrifugal Pump Performance Information to Characterize a Two-Pahse Flow", M.S. theis in Mechanical Engineering. M.I.T.
 (6) Runstaler, P.W. and Dolan, F.X., 1980, "Two-Phsae Flow Pump Data for a Scale Model

NSSS Pump", Polyphase Flow in Turbomachinery, A.S.M.E Winter Meeting. San Francisco, pp. 65~78.

(7) Patal, B.R. and Runstadler, P.W., 1980 "Investigation into the Two-Phase FLOW Behavior of Centrifugal Pumps", Polyphase Flow in Turbomachinery", A.S.M.E. Winter Meeting San Francisco, pp. 79~100.
 (8) Collier, J.G., 1972, "Convective Boiling and Condensation", McGraw-Hill, Lodon pp. 173~186.
 (9) James, H.Rust, 1979, "Nuclear Power Plant Engineering", Harason Publishing Company, pp. 173~186.
 (10) Lahey, R.T. Jr., Moody, F.J., 1984, "The Thermal-Hydraulics of A Boiling Water Nuclear Reactot", American Nuclear Society, pp. 201~211.
 (11) Benedict, Robert P., 1977, "Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurement" John Wiley and Sons., Ins., pp. 423~452.

부 록

드리프트 플럭스 모델(Drift Flux Model)

이 모델은 Zuber, Wallis, Ishii 등에 의하여 개발된 모델로써, 유동형태에 따르는 별개의 관계식을 사용하며 이상류 해석에 일반적으로 널리 사용되고 있다.

체적률과 기포율의 관계는 다음과 같다.

$$\alpha = \frac{\beta}{Co + \bar{U}_{gs}/\bar{J}}$$

α = 기포율 (void fraction) = A_g/A

β = 체적률 (volumetric quality)

$$= Q_g / (Q_g + Q_l)$$

$$\bar{J} = (Q_g + Q_l) / A$$

Co = 분포 인자 (distribution parameter)

\bar{U} = 가중 평균° 드리프트 속도 (weighted mean drift velocity)

(1) $0 < \alpha < 0.15$: 기포 유동 (bubbly flow)

일차원 수직 유동에서

$$Co = 1.0, \bar{U}_{gs} = 1.53(1 - \alpha) [\sigma g (\rho_l - \rho_g) / \rho_l^2]^{1/4}$$

σ = 표면장력

ρ_l = 액체의 밀도

ρ_g = 기체의 밀도

(2) $0.15 < \alpha < 0.3$: 기포-슬러그 유동 (bubbly-slug)

flow)

$$Co = 1.5 - 0.5 P/P_{cr}, D > 5\text{cm}$$

$$Co = 1.2, D < 5\text{cm}, P/P_{cr} < 0.5$$

$$Co = 1.2 - 0.4(P/P_{cr} - 0.5), D > 5\text{cm},$$

$$P/P_{cr} > 0.5$$

D : 관의 지름

$$\bar{U}_{sl} = 1.41[\sigma g(\rho_l - \rho_g)/\rho_l^2]^{1/4}$$

P = 정압 (static pressure)

P_{cr} = 임계 압력 (critical pressure, 물의

$P_{cr} = 221.2$ bar)

(3) $0.3 < \alpha < 0.8$: 슬러그 유동 (slug flow)

$$Co = 1.2, \bar{U}_{sl} = 0.35[\sigma g(\rho_l - \rho_g)D/\rho_l^2]^{1/2}$$