

## 소형 재생펌프의 3차원 성능 해석에 관한 연구

강신형<sup>†</sup> · 임형수<sup>\*</sup> · 류수현<sup>\*</sup> · 심창열<sup>\*\*</sup>  
 (2004년 7월 31일 접수, 2004년 10월 6일 심사완료)

### 3 Dimensional Flow Analysis of Small Regenerative Pump

Shin-Hyoung Kang, Hyung-Soo Lim, Su-Hyun Ryu and Chang-Yeul Shim

**Key Words:** Regenerative Pump(재생펌프), Performance Analysis(성능 해석), Impeller(임펠러), Side Channel(사이드채널), Circulatory Flow(순환유동)

#### Abstract

Performance of a regenerative pump is evaluated based on the calculated through flows using the CFX-TASCflow code. Flow calculations are performed in one vane to vane space of the impeller and side channel. The flow is very complex three dimensional with a strong radial vortex due to centrifugal force and an axial vortex due to re-circulating flow between the impeller and the side channel. Momentum exchange on the plane between the impeller and the side channel are evaluated to estimate design parameters and viscous losses in the pump. The present study contributes to showing the capability of flow simulation of complex flow in the regenerative pump by comparing the calculated performance with the measured value.

기호설명			
$A$	: 사이드 채널 면적	$Re_D$	: 레이놀즈 수
$c$	: 간극	$R$	: 임펠러 반지름
$D$	: 임펠러 직경	$t$	: 임펠러 두께
$D_h$	: 수력 직경	$T$	: 토크
$f_\theta$	: 체적력	$U$	: 임펠러 팁속도
$g$	: 중력 가속도	$V_t$	: 접선방향 유속
$H$	: 양정	$V_c$	: 순환유동 유속
$h$	: 베인의 높이	$w$	: 각속도
$m$	: 베인을 따른 거리	$\theta_s$	: 스트리퍼 각도
$N$	: 회전 속도	$\rho$	: 밀도
$P$	: 압력	$\nu$	: 동점성계수
$Q$	: 유량	$\psi$	: 양정계수(= $gH/U^2$ )
		$\phi$	: 유량계수(= $Q/UA$ )
		$\tau$	: 토크계수(= $T/\rho U^2 AD$ )
		$\eta$	: 효율
		하첨자	
		$op$	: 작동점

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부  
 E-mail : kangsh@snu.ac.kr

Tel : (02)880-7118 FAX : (02)883-0179

\* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

\*\*회원, 서울대학교 터보동력기계연구센터

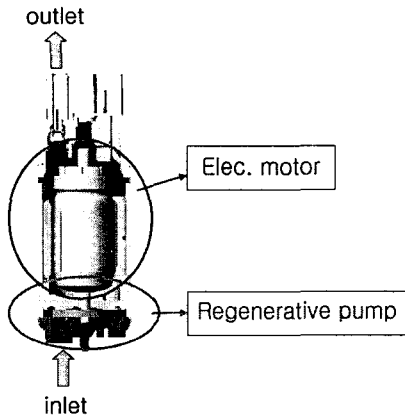


Fig. 1 Regenerative pump assembly

### 1. 서론

재생펌프는 적은 유량으로 큰 압력을 발생시키기 때문에 낮은 비속도 특성을 가지고 있어서 소형 보일러용 또는 자동차용 연료펌프와 같이 작은 유량에 높은 압력을 요하는 경우에 사용된다. 본 논문에서 연구가 수행된 재생펌프는 Fig. 1에서와 같이 자동차 연료펌프 밑 부분에 위치하며, 3.8 bar의 균일한 압력으로 인젝터에 연료를 공급하는 역할을 한다. 이러한 재생펌프는 입구 케이싱과 출구 케이싱 사이에서 회전하는 임펠러 직경이 약 30mm 정도로 상당히 소형이고, 7500 rpm으로 회전하기 때문에 내부에서 복잡한 3차원 유동이 발생한다.

재생펌프는 Fig. 2에서와 같이 임펠러의 베인과 사이드 채널 사이에서 순환유동이 발생하기 때문에, 입구에서 출구로 가면서 나선모양의 유동이 형성된다. 또한 임펠러와 케이싱 사이의 간극에서 발생하는 누설유량, 입 출구에서의 수력 손실 등이 성능에 큰 영향을 미치기 때문에 설계에 있어서 상당한 신중성을 요한다.

재생펌프에 대한 연구는 일찍이 1950년대부터 성능 실험과 이론적인 면에서 이루어졌다.

Wilson<sup>(1)</sup>과 Iversen<sup>(2)</sup>은 재생펌프에 대한 연구 초기에, 재생펌프 내부에서의 유동 메카니즘과 펌프 운전 중 발생할 수 있는 손실에 관한 이론을 정립하였다. 그리고 실험을 통하여 이론을 뒷받침하였다. 또한 실험적인 측면에서, Shimosaka<sup>(3)</sup>은 개수로 형의 재생 펌프를 이용하여 날개 수, 간극, 채널 면적의 치수 변화에 대한 실험을 하였다. Hollenberg<sup>(4)</sup>는 재생 펌프의 레이놀즈 수 변

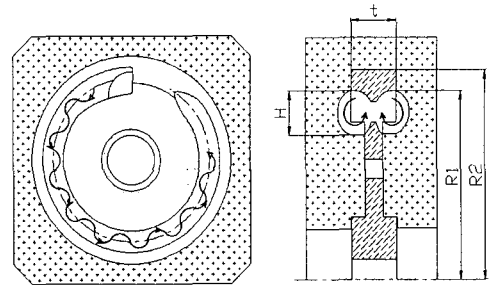


Fig. 2 Schematic of regenerative pump

화에 대한 성능 실험을 수행하였다. 또한 90년대 중반에 들어, Hübel<sup>(5)</sup>은 레이저 빔 시트를 이용하여 자동차 연료펌프의 내부 유동 가시화를 하였고 CFD로 내부의 유동을 계산하였지만 그 성능값에서 비교적 큰 차이를 나타냈다. M. Badami<sup>(6)</sup>는 사이드 채널 타입의 재생펌프에 대해 간극, 날개 수, 날개각도, 사이드채널 면적의 변화에 대하여 실험과 해석을 하였으며 새로운 타입의 재생펌프를 제시하였다. 또한 심창열, 강신형<sup>(7)</sup>은 Wilson이 1950년대에 실험한 모델에 대하여 3차원 계산을 하였고, 그 측정되었던 성능값과 비교를 하였다.

지금까지의 재생펌프에 대한 이론적 연구는 대부분 1차원적인 손실모델에 기반을 두었으며, 현재도 실제의 펌프 성능을 예측하는데 있어서 정확하다고 말하기 힘든 실정이다. 보다 향상된 재생펌프를 연구하고 개발하는데 있어서, 아직도 여러 형상적 변수를 갖는 재생펌프의 실험적, 해석적 자료가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 선행 되어진 연구를 바탕으로 Fig. 3과 같이 자동차 연료펌프에 적합한 임펠러의 형상을 디자인하였다. 그리고 이러한 연료펌프에 대하여 3차원 유동해석과 성능 실험을 수행하였다. 계산된 값은 실험값을 이용하여 구한 보정된 성능값과 비교를 하였다. 그리고 재생펌프 내부에서의 유동장 분포, 접선 속도 분포, 정압 분포를 확인할 수 있었으며, 임펠러 베인과 사이드 채널에서 발생된 순환유동의 운동량 교환을 알 수 있었다.

### 2. 수치 해석

#### 2.1 수치해석 모델

본 연구에서는 새로운 형상의 임펠러를 모델에

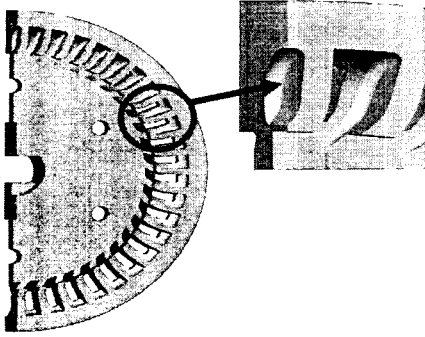


Fig. 3 Shape of regenerative pump impeller

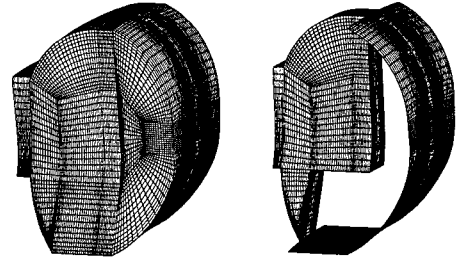
대하여 수치해석을 하였다. Fig. 3과 같이 임펠러 날개가 J자로 끝이 굽어, 순환하는 유체에 운동량을 좀 더 잘 전달 할 수 있도록 하였다. 그리고 사이드 채널의 면적을 현재 사용되는 자동차 연료펌프의 면적보다 78% 정도 크게 하여 순환유동을 증가시켰다.

임펠러에는 45개의 날개가 등 간격으로 배열되어 있다. 베인은 입구 구간을 지나면서 약간의 과도구간을 거친 후 압력을 선형적으로 증가시키고 다시 출구 영역에 도달한다. 따라서 상당한 구간에서 충분히 발달된 3차원 유동을 형성한다. 따라서 내부 유동의 수치해석을 효율적으로 이용하기 위하여 하나의 날개의 베인과 이에 해당하는 사이드채널로 구성된 공간에서 유동해석을 수행하였다. Fig. 4에 수치해석을 위한 격자 구성을 나타내었다. 임펠러 날개를 중심으로 양쪽에 두 개의 베인과 하나의 임펠러 날개, 그리고 사이드 채널 영역으로 구분할 수 있으며 5개의 멀티블록을 설정하여 수치해석을 하였다. 전체 수치해석 영역의 격자는 122,400개이다.

## 2.2 경계조건 및 수치해석 방법

재생펌프의 성능을 수치 해석을 위한 계산 격자는 STAR-CD를 이용하여 생성 하였으며, CFX-TASCflow를 사용하여 수치해석을 하였다. 유체는 가솔린이고, 임펠러 회전수는 7500 rpm 이다.

내부에서의 유동은 난류로 가정하여  $k-\epsilon$  모델을 사용하였고, 벽에서는 벽함수를 이용하였다. 벽은 움직이지 않고 고정되어 있고, 임펠러는 회전을 하기 때문에 상대 좌표계에서 계산을 하



(a) (b)  
Fig. 4 Generated meshes

였다. 또한 임펠러가 양면에서 대칭이기 때문에, 대칭면을 만들어 한쪽 날개 영역에 대하여 계산을 하였다.

수치 해석이 이루어진 영역이 주기적이므로 임펠러 회전하는 방향으로 양쪽에 주기 면을 정의하였다. 양쪽의 주기면에 의하여 각각 입구면, 출구면을 정의할 수 있다. 압력은 양쪽의 주기 면 사이에서 선형적으로 증가하기 때문에 일정한 압력 상승에 해당하는 체적력을 적용하였다. 체적력<sup>(7)</sup>은

$$f_{\theta} = \frac{\rho g H}{r(2\pi - \theta_s)} \quad (1)$$

로 주어 진다. 식 (1)은 유체가 에너지를 받을 수 있는 유효 구간의 단위 회전 각도당 상승하는 수두를 나타낸다. 본 연구에서는 체적력  $f_{\theta}$ 를 계산 영역에 적용시키고, 수치해석을 통하여 유량을 구하였다. 이러한 체적력을 적용시킴으로써 실제 압력은 체적력에 의해서 구해지는 선형적으로 증가하는 압력과 계산에 의해서 구해지는 압력의 합으로 나타나게 된다. Table 1에 수치 해석한 재생펌프의 사양과 운전점을 나타내었다.

## 3. 수치해석 결과의 검토

### 3.1 예측된 성능과 실험결과의 비교

수치해석 결과의 타당성은 검토하기 위해서 입과 강<sup>(9)</sup>에서 수행한 실험결과를 활용하였다. 실제 임펠러의 직경은 30mm이고 가솔린에서 작동하지만 실험의 편의성을 위하여 5배 확대 모형을 제

작하였고 물을 사용하여 수행하였다. 실험은 실물과 동일한 레이놀즈 수에서 수행하기 위해서 회전수 400, 600, 800 rpm을 택하였다. 여기서 실험에 대한 자세한 내용은 다루지 않았으나 Fig. 5에 수치해석을 통하여 얻은 성능 예측값과 측정값을 나타내었다.

재생펌프의 성능 실험 시, 중심부에서 임펠러와 케이싱 사이의 간극, 스트리퍼 구간에서의 임펠러 팁 부분에서의 간극 그리고 스트리퍼 구간에서의 임펠러 날개와 케이싱 사이의 간극에서 누설유량이 발생을 하며, 입/출구에서 과도구간에서의 압력저하에 해당하는 유량의 보정을 하였다. 수치해석으로 계산된 값과 보정된 성능을 무차원 하여 비교해 보았을 때, 전체적으로 그 성능의 경향이 어느 정도 비슷하게 나타난 것을 알 수 있다. 그러나 수치해석을 통한 재생펌프의 성능예측이 작동점에서 보정된 실험값과 거의 일치하고 전체적으로도 유사한 경향을 나타냈기에, 성능 예측의 신뢰도는 충분히 있다고 생각된다.

3.2 내부 유동장

재생펌프 운전시 임펠러 베인과 사이드 채널에서 복잡한 3차원 유동이 발생한다. 수치해석을 통하여 재생펌프 내부에서 발생하는 유동 현상을 볼 수 있었다. 내부 유동장 해석을 통하여 활발



한 운동량 교환을 위한 임펠러와 사이드 채널 설계가 이루어져야 한다.

재생펌프는 운전점에서 작동되며, 주기면, 날개 앞, 날개 뒤 그리고 위에서 바라보았을 때, 내부의 운동량 교환을 속도 벡터, 접선 속도장, 정압 등 압선으로 나타내었다. Fig. 6은 주기면에서 본 것이며, (a)는 속도 벡터를 나타낸 것이다. 날개 중심부에서 순환 유동의 코어를 볼 수 있으며, 전체적으로 균일한 속도장을 갖는다. (b)는 접선속도를 나타낸 것이다. 날개 팁 부분에서 속도가 크게 나타나며, 허브쪽으로 가면서 대체적으로 그 속도가 반경에 비례하여 낮아지는 것을 볼 수 있다. (c)는 주기면에서 정압 분포를 나타낸 것이다. 중심부에 낮은 압력구간이 형성된 것을 발견할 수 있다.

Fig. 7은 날개 앞면에서 보았을 때를 나타낸다. (a)의 속도 벡터장을 보면, 날개의 팁쪽에서 큰 속도벡터가 형성되었음을 알 수 있다. 이것은 날개 앞면에서 에너지를 받은 유체가 사이드채널 쪽으로 흐르는 것을 나타낸다. 또한 와동의 중심 코어의 위치가 Fig. 6의 (a)와 달리 사이드 채널 쪽으로 이동됨을 알 수 있다. (b)의 접선 속도장을 보면, (a)의 큰 속도 벡터장을 나타내는 부분과 일치된 곳에서 큰 접선속도를 나타내며, (c)의 정압력 분포를 보면, 저압 구간이 주기면에서 보다 날개 앞에서 커진 것을 볼 수 있다.

Fig. 8은 날개 뒷면에서의 유동장을 나타낸 것이다. Fig. 6, Fig. 7과 달리, (a)의 속도 벡터장을 보면 날개 중심부에서 큰 속도장이 형성됨을 볼 수 있으며, 팁 영역으로 향한다. 또한 유동 코어

Table 1 Specification of simulated impeller

		Impeller model	
Blade array (side)			
Blade array (up)			
Side channel area	4.06 mm <sup>2</sup>	$\nu$	5.4e-7 m <sup>2</sup> /s
No. of blade	45	$\rho$	750 kg/m <sup>3</sup>
H	3.5 mm	N	7500 rpm
t	3.8 mm	Re	6.6 × 10 <sup>5</sup>
R1	15 mm	$\phi_{op}$	0.726
R2	16.65 mm	$\psi_{op}$	3.650

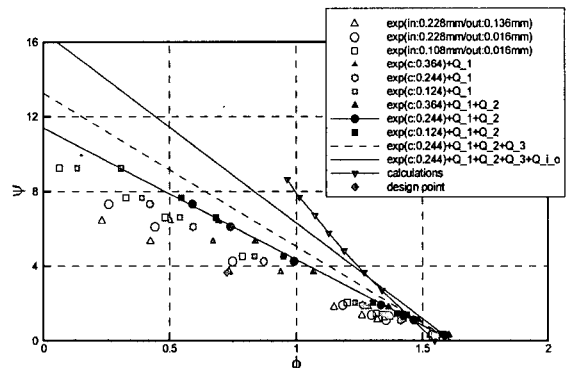


Fig. 5 Variation of measured and calculated pressure with flow rate<sup>(9)</sup>

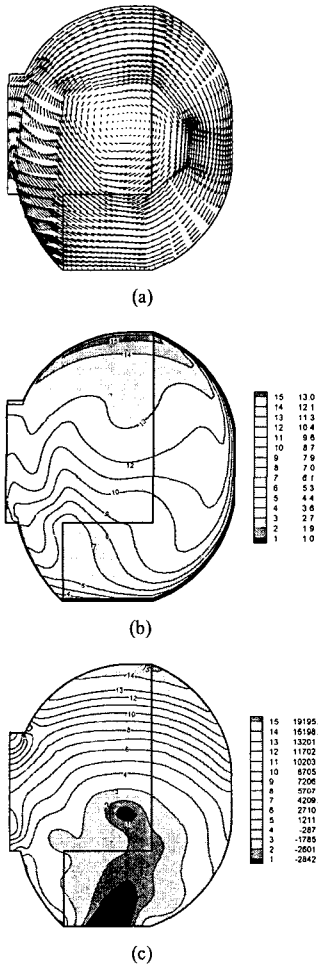


Fig. 6 Flow distribution at periodic plane :  
 (a) Velocity vector, (b) Tangential velocity  
 (c) Static pressure distribution

의 중심이 날개 중심 쪽으로 이동되었음을 알 수 있다. 또한 (b)의 접선 속도장을 보면, 날개 팁의 끝에서 최고값을 나타내는데, 이것은 날개 전면에서 에너지를 받은 유체가 날개를 벗어나 사이드 채널로 들어갈 때, 그 접선 속도가 날개 뒷면에서 빠름을 알 수 있다. 그리고 (c)의 정압분포를 보면, 날개의 허브 쪽에 저압구간이 발생하였다. Fig. 9는 날개의 중간 위치에서 반경방향에 대한 절단면의 유동장을 나타낸 것이다. (a)에서 임펠러 회전방향에 대하여 날개 뒷면에서 와류가 발생하였음을 알 수 있으며 이것은 (b)의 접선속

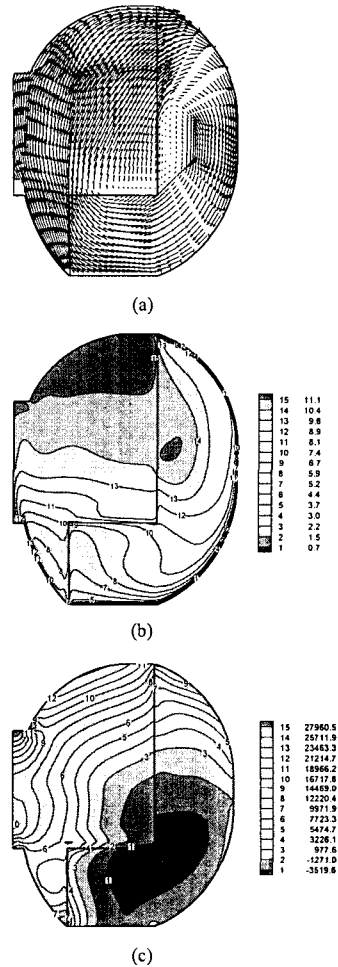


Fig. 7 Flow distribution at blade front :  
 (a) Velocity vector, (b) Tangential velocity  
 (c) Static pressure distribution

도장에서도 그 속도 분포를 알 수 있다. (c)에서 임펠러를 기준으로 앞면과 뒷면에 압력차가 발생하였음을 볼 수 있는데 날개 뒷면에서 저압 구간이 나타난 것을 알 수 있다. 이것은 날개 뒷면으로 순환 유동이 유입됨을 나타낸다. 이와 같이 베인 내부 유동은 복잡한 3차원 유동을 나타내며 베인의 최적 형상을 연구하는데 활용될 수 있다.

### 3.3 재생펌프 내에서의 운동량 교환

임펠러 팁에서 에너지를 받은 유체는, 사이드 채널로 유입되고 다시 사이드 채널에서 임펠러

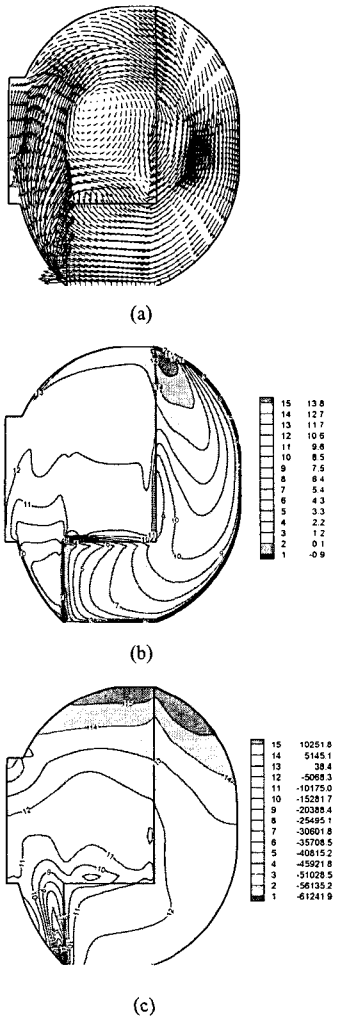


Fig. 8 Flow distribution at blade rear : (a) Velocity vector, (b) Tangential velocity, (c) Static pressure distribution

허브쪽으로 들어오면서 순환유동이 발생하는데 이때 운동량 교환이 이루어진다. Fig. 10과 같이 순환유동이 지나가는 면을 4개의 영역으로 나누고 선을 따라가면서 각 영역에서 운동량이 어떻게 전달되는지를 나타내었다.

Fig. 11은 위치에 대하여, 임펠러 접선속도에 따른 유체의 접선 속도 비를 나타낸 것으로, 각운동량 교환을 나타낸다. 영역 1에서 영역 4로 갈수록 각운동량 교환량이 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 12는 순환유동양의 정도를 나타낸 것이다. 영역 1, 영역 3, 영역 4는 축방향 속도를 이용한

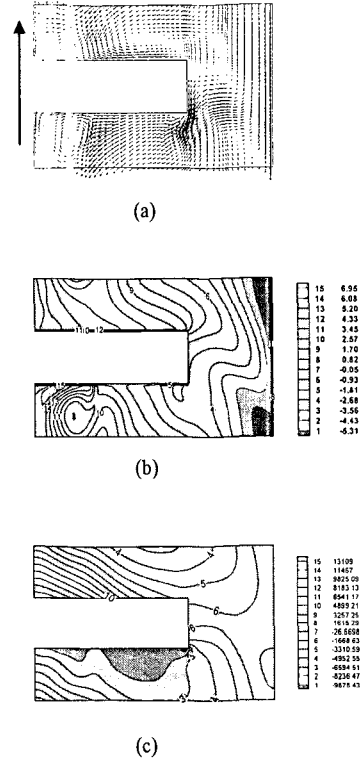


Fig. 9 Flow distribution at blade top : (a) Velocity vector, (b) Tangential velocity, (c) Static pressure distribution

것이며, 영역 2는 반경방향의 속도성분을 이용하여 나타내었다. 여기서 음의 값은 들어가는 유량을 나타낸다. Fig. 12에서 영역 1과 영역 2에서는 주로 순환유동이 들어가므로 그 값이 음의 값으로 나왔으며 영역 3과 영역 4에서는 나가는 유동이 지배적이므로 양이며,  $m/h$ 가 커짐에 따라 증가하는 경향을 나타낸다.

베인 한 구간을 기준으로 압력계수와 유량계수를 다음과 같이 선형적으로 변환한다고 가정하면

$$\Delta\psi = \Delta\psi_m(1 - \phi/\phi_m) \tag{2}$$

로 나타낼 수 있다. 또 채널에서 점성 손실계수를

$$\Delta\psi_l = K\phi^2 \tag{3}$$

로 가정하면 토크 계수와 효율은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta\tau = \phi_s / 2 (\Delta\psi + K\phi^2) \tag{4}$$

$$\eta = \frac{\phi / \phi_s}{(1 + \Delta\psi / \Delta\psi)} \tag{5}$$

여기서

$$\phi_s = \int_A \omega r dA \tag{6}$$

이다.

Fig. 11의 운동량 교환량과 Fig. 12에 나타낸 순환량을 이용하여  $\Delta\psi$ ,  $\Delta\phi$ ,  $\Delta\tau$  를 구하고 식 (3)에서 손실수두를 구하여 Fig. 13과 14에 나타내었다. Fig. 13에서 직선으로 피팅하였고 Fig. 14에서는 식 (3)에 따라서 설계점 유량의 결과를 이용하여 이차곡선으로 피팅하였다.

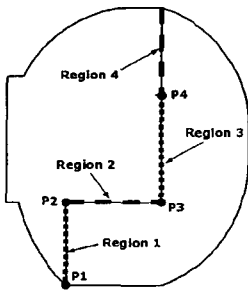


Fig. 10 Region for momentum exchange

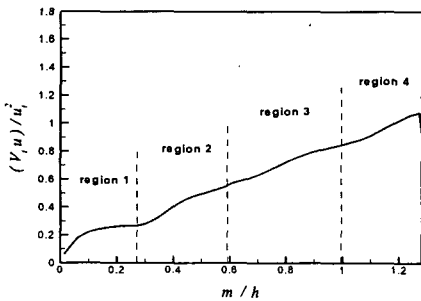


Fig. 11 Tangential velocity profile of flow

피팅한 결과를 식 (4)와 식 (5)를 이용하여 토크 계수와 효율의 변화를 Fig. 15과 16에서 수치해석한 결과와 비교하여 나타내었다. 이러한 과정은 몇 개의 운전 조건에서 예측된 성능결과를 이용하여 전체 펌프의 성능곡선을 구하기에 효과적이라고 생각되고, 체절압력, 최고유량, 토크특성,

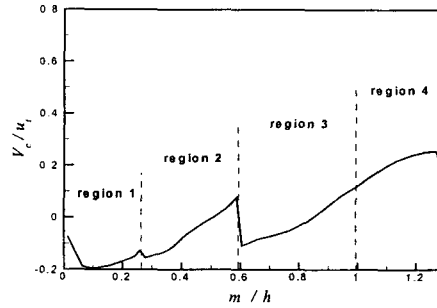


Fig. 12 Velocity profile of circulatory flow

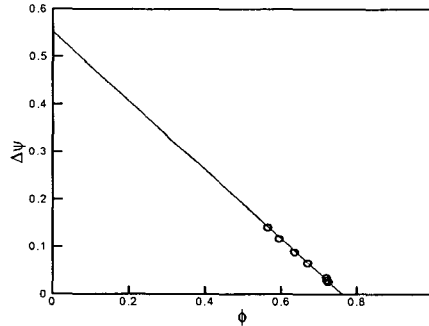


Fig. 13 Variation of pressure coefficient with flow coefficient

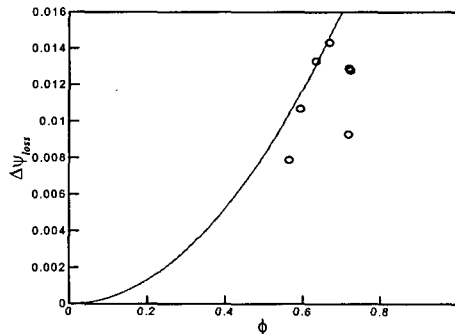


Fig. 14 Variation of loss coefficient with flows

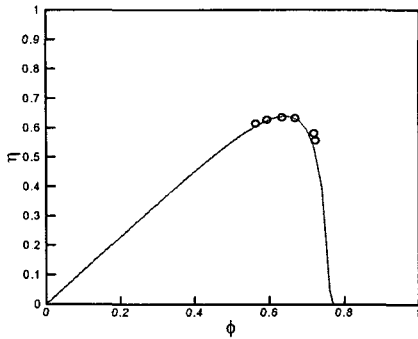


Fig. 15 Variation of efficiency with flow coefficient

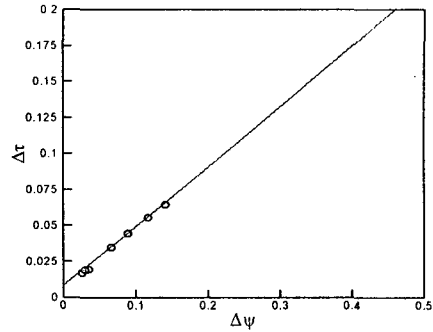


Fig. 16 Variation of torque coefficient with head coefficient

최고 효율점, 이때 유량계수와 압력계수를 구하여 베인의 설계자료로 활용되고 또 설계법과 성능예측 모델의 개발에 활용될 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서 유동의 수치해석을 통하여 연료펌프 성능을 평가 하였다. 설계점 근처에서는 실험값과 계산값이 잘 일치하였으나 작동점을 벗어나서는 약간의 차이를 보였다. 앞으로 베인의 형상의 개발에 활용할 수 있음을 알았다.

또 수치해석을 통하여 베인 내부에서 유도되는 순환 유동과 베인의 회전에 따른 유동 박리로 구성된 복잡한 3차원 유동구조를 확인할 수 있었다. 계산된 결과를 토대로 운동량 교환량, 순환유동량, 손실량 등 설계에 필요한 자료를 확보하고 1차원 해석을 통해서 여러 가지 특성치를 구할 수 있었다. 이러한 데이터는 베인의 설계자료로 활용되고 또 설계법과 성능예측 모델의 개발에 활용될 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 (주)KAFUS 와의 공동연구를 통해 이루어 졌고 서울대학교 마이크로 열시스템 연구센터 의 지원을 받았으므로 관계자 여러분들께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Wilson, W. A., Santalo, M. A. and Oelrich, J. A., 1955, "A Theory of the Fluid-Dynamic Mechanism of Regenerative Pumps," *Transactions of the ASME*, Vol. 77, pp. 1303~1316.
- (2) Iversen, H. W. and Berkeley, Calif, 1955, "Performance of the Periphery Pump," *Transactions of the ASME*, 53-A-102, pp. 19~28.
- (3) Shimosaka, M. and Yamazaki, S., 1960, "Research on the Characteristics of Regenerative Pump," (1st Report, Influences of Flow Channel and Impeller), *Bull. JSME*, Vol. 3, No. 10, pp. 185~190.
- (4) Hollenberg, J. W., 1987, "Reynolds Number Effects on Regenerative Pump Performance," *Transactions of the ASME*, Vol. 109, pp. 392~395.
- (5) Hübel, M., Blätzel, B. and Strohl, W., 1997 "Investigation on Fluid Mechanics of the Regenerative Pump in Gasoline Injection Systems," *SAE Technical paper series*, 950077, pp. 131~139 .
- (6) Badami, M., 1997, "Theoretical and Experimental Analysis of Traditional and New Periphery Pumps," *SAE Technical paper series*, 971074, pp. 44~55.
- (7) Shim, C. Y. and Kang, S. H., 2003, "Through Flow Analysis and Leakage Flow of a Regenerative Pump," *Transactions of the KSME B*, Vol. 27, No. 8, pp. 1015~1022.
- (8) Lee, C., Sung, H. J., Kwon, J. H. and Chung, M. K., 1991, "Study on the Performance Analysis and the Optimization of Regenerative Pump," *Transactions of the KSME B*, Vol. 15, No. 2, pp. 661~667.
- (9) Lim, H. S. and Kang, S. H., 2004, "Performance Characteristic of Side Channel Type Regenerative Pump," Contributing to *Transactions of the KSME B*.