

## 요동형 쌍원통 유압펌프내의 유동장 해석에 관한 연구

심우건\* · 김기선\*

한남대학교 기계공학과, \*공주대학교 기계자동차공학부  
(논문접수일 : 2005년 1월 18일)

### Investigation of Flow in the Oil-Hydraulic Pump Consisting of Swing Twin-Cylinder

Woo Gun Sim† and Gi Son Kim\*

*Department of Mechanical Engineering, Hannam University*  
*\*Department of Mechanical Engineering, Kongju National University*

(Received January 18, 2005)

#### 요 약

두 개의 쌍원통 실린더를 구성하고 있는 기름-물 펌프는 차세대 저진공 펌프로의 활용이 가능하다. 하지만 설계개선을 위한 유동 해석 결과가 충분하지 않다. 경제적 측면에서 상업화 이전에 수치해석 방법에 의한 유동해석이 요구되고 있다. 유동 해석에 사용되는 상업용 코드(Fluent)를 사용하여 펌프의 설계에 필요한 자료를 제공하였다. 쌍원통 실린더와 고정 실린더 사이의 속도와 압력 분포 등의 유동변수를 분석하기 위하여 2차원 해석을 수행하였다. 본 수치해석 방법은 쌍원통 실린더로 구성된 펌프의 성능향상에 유용하게 사용할 수 있다.

주제어 : 요동형 쌍원통, 유한차분법, 난류모델, 경계조건

#### Abstract

Oil-Hydraulic pump consisting of swing twin-cylinder becomes to be used as a next generation of low vacuum pump. However, there is no enough flow-analysis for design improvement. It is essential to develop a numerical method for flow-analysis before manufacturing, in economic sense. Using a commercial code (Fluent), developed for flow-analysis, useful informations for design of pump were provided. Two-dimensional analysis has been performed to investigate the flow parameters such as pressure and velocity distributions between the swing twin-cylinder and the fixed cylinder. This numerical method will be used to design a better performance of pump consisting of swing twin-cylinder.

**Key Words** : Swing Twin-cylinder, Finite-difference Method, Turbulence Model, Boundary Condition

#### 1. 서 론

최근 산업사회가 점차 첨단화, 경량화 함에 따라 유압기계분야는 토목-건설, 기계, 금속, 공작기계, 방위산업 등의 전 산업 분야에서 없어서는 안 될

핵심기술로 평가되고 있다. 그 중에서도 기계의 영역화 및 메커니즘을 구성하는데 가장 핵심적인 유압기술은 해를 거듭할수록 기존의 기계개념의 한계적 특성을 탈피해 무한계적으로 발전을 거듭하고 있으며 향후 유압펌프의 중요도는 각종기계의 성능

을 좌우하는 단계에 이르렀다. 요동형 쌍원통 펌프는 차세대 저진공 펌프로의 활용이 가능하다 [1]. 그럼에도 불구하고 설계 개선을 위한 충분한 해석 결과가 없다. 일반적으로 설계 제작된 흡입력 유압 펌프 시험장치를 통하여 펌프의 압력변화에 축동력, 모터의 회전수에 대한 흡입력 및 진공도, 펌프의 성능, 유량-수두 선도(Discharge-Head Curve) 등의 결과가 검토되었다. 그러나 설계자의 측면에서 펌프를 생산하기 이전에 해석적으로 원통 내부의 유동장을 해석하여 펌프의 성능을 예측하고 유동장 해석 결과를 분석하여 설계를 개선할 필요가 있다. 경제적 측면에서 제조에 앞서서 유동해석을 수행하기 위한 수치해석 방법을 개발해야 한다. 오늘날 쌍원통 펌프를 개발하기 위한 정보가 미비하며 해석을 수행하는 데에 비용과 저장용량에서 문제가 있으며 점점 복잡해지고 있다.

요동형 쌍원통 유압펌프에 대한 기술 개발은 통상산업부의 공업기반기술개발사업의 일환으로 진행되어 왔다 [1]. 그러나 주로 실험을 통하여 펌프의 성능을 평가하기 때문에 새로운 모델에 대한 성능을 평가할 때에 어려움이 수반되었다. 실험을 통하여 개선점은 지적되었으나 유동장 해석을 수행하지 않았기 때문에 새로운 모델에 대한 신빙성에 항상 의구심을 갖게 되었다. 새로운 모델에 대한 성능 평가를 유동장 해석을 통하여 수행하면 실험에 따르는 문제점(경제적, 시간적)을 감소시킬 수 있으며 모델 변경에 따르는 문제점을 신속성 있게 대처할 수 있다.

내부 실린더가 회전하는 쌍원통 펌프의 유동장 해석은 유체와 회전 실린더의 경계면이 움직이기 때문에 경계조건을 고려하기가 수월하지 않다. 본 연구에서 사용한 수치해석 방법은 움직이는 원통형 실린더에 대한 유동장 해석을 위한 새로운 시도로서 구해진 결과는 펌프의 설계개선 등의 기초자료로 활용하려고 한다.

평행한 두 개의 쌍원통 실린더 주위의 유동장에 대한 최근의 관심은 쌍원통 내부의 유량과 압력 분포를 검토하여 유량-수두 곡선 이해할 뿐만 아니라 유동장 해석을 통하여 쌍원통 펌프의 성능의 개선 방향을 모색하려는 의도에서 수행되었다. 환 내부의 유선의 방향과 압력 분포에 대한 자료는 펌프의

성능 향상 측면에서 검토되어야 한다. 특히 입구와 출구에서의 속도분포와 압력분포에 대한 검토는 펌프의 성능을 예측하는 측면에서 매우 중요하다.

상업용 코드(Fluent)를 사용하여 유동장을 해석하고 격자를 생성하기 위하여 Gambit를 사용하였다 [2]. 유동장을 검토하기 위하여 2차원 해석을 수행하였으며 회전하는 쌍원통 실린더와 고정 실린더 사이의 압력과 속도 분포를 검토하였다. 또한 입구와 출구에서의 속도 구배를 보였으며 유선을 보기 위하여 유속 벡터를 예시하였다. 본 방법을 통하여 펌프 유동해석의 기본 방향을 제시하였으며 본 방법은 회전하는 쌍원통 펌프의 성능 향상을 위하여 사용될 수 있다.

## 2. 유동장 해석 모델

### 2.1 지배방정식

회전하는 두 개의 쌍원통 실린더가 상하 점대칭 형태로 존재하는 배열에 대하여 범용 열유체 해석 프로그램을 사용하여 2차원 수치해석을 수행하였다. 수치해석 방법을 사용하여 일정한 회전수로 회전하는 두 개의 실린더에 대한 2차원적 모델을 일정한 간격으로 회전각을 변화시켜 가면서 만들고 경계조건을 고려하여 쌍원통 환내부의 속도분포와 압력을 구한다.

실린더 주변을 흐르는 횡유동에 대한 지배방정식을 일반형으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}] + S_\phi \quad (1)$$

여기서 좌변 첫 번째 항은 검사체적 내의 시간에 따른 물리량의 변화를 나타내고, 두 번째 항은 대류항(convection term), 우변 첫 번째 항은 확산항(diffusion term), 두 번째 항은 생성항(source term)을 나타낸다. 유체의 변수  $\phi$ 에 따라 지배방정식이 달라지며  $\phi=1$ 인 경우 연속방정식,  $\phi$ 가 속도성분인 경우는 운동량방정식,  $\phi$ 가 엔탈피인 경우는 에너지방정식을 각각 나타낸다. 각각의 지배방정식에 대한 확산계수  $\Gamma_\phi$ 와 생성항  $S_\phi$ 는 다른 형태로 표시된다. 비

압축성 유체에 대해 식 (1)의 지배방정식을 정리하면 다음과 같다.

연속방정식은

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

Navier-Stokes 방정식은

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3)$$

으로 표현된다.

난류의 시간적으로 변동하는 속도  $U_i$ 를 시간평균 (time average) 속도  $\overline{U_i}$ 와 변동성분 (fluctuating component)의 속도  $u_i$ 로 나누어 표시한다. 또한 압력  $P$ 도 같이 처리한다.

$$\overline{U_i} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} U_i(t) dt \quad (4)$$

$$U_i = \overline{U_i} + u_i \quad (5)$$

변동성분  $u_i$ 의 시간평균이 0인 사실을 이용하여 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식에 식(5)를 대입하여 시간평균을 취한다.

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i u_j} \right) \quad (7)$$

결국 식(3)과 식(7)을 비교하면 Navier-Stokes 방정식에 대해서 새로운 항  $-\overline{\rho u_i u_j}$ 가 추가되는데, 이것은 레이놀즈응력(Reynolds stress)이라 불리며 난류에 의해 발생하는 응력이다. 이 레이놀즈 응력을 어떠한 방법으로 구할 것인가 하는 것이 난류수치 해석에서는 중요한 문제가 된다.

## 2.2 난류 모델

난류점성계수  $\mu_t$ 는 점도와 같은 물성값이 아니고 난류운동의 양상이나 유동의 이력에 따라 변하는 값이다. 이 난류점성계수는 현재까지의 난류에 관한 많은 통계적인 실험이나 고찰로부터 난류운동의 특성길이(characteristic length)와 특성속도(characteristic velocity)에 의해 결정되는 값이라고 알려져 있다.  $k-\epsilon$  모델[3]은 난류에너지  $k$ 로부터 특성속도를, 점성소산율의 크기  $\epsilon$ 을 이용하여 간접적으로 특성길이를 구하는 모델이다. 즉, 난류점성계수는

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

으로 주어지며 여기서  $C_\mu$ 와  $\rho$ 는 각각 유동 형상 실험계수와 유체의 밀도이다. 난류에너지  $k$ 의 수송방정식의 최종 형태는

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (9)$$

이며  $\epsilon$ 의 수송방정식의 최종 형태는

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \rho U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) - C_{\epsilon 1} \rho \frac{\epsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (10)$$

으로 표현된다.

RSM(Reynolds Stress Model) 모델은 비등방성 난류, 즉 선회류(swirling flow), 곡률이 강한 유동, 부력이 있는 유동 등에서 많이 사용된다. Navier-Stokes 방정식으로부터 다음과 같이  $\overline{u_i u_j}$ 에 대한 수송방정식을 구할 수 있으며  $\overline{u_i u_j u_k}$  등 새로운 항에 대한 난류모델링이 필요함을 알 수 있다.

$$\frac{D \overline{u_i u_j}}{Dt} = - \left( \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} \right) + \frac{p}{\rho} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\partial}{\partial x_k} \left\{ \overline{\nu \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k}} - \overline{u_i u_j u_k} - \frac{p}{\rho} (\delta_{jk} u_i + \delta_{ik} u_j) \right\} \\
 & - 2\nu \frac{\partial u_i \partial u_j}{\partial x_k \partial x_k} \quad (11)
 \end{aligned}$$

난류모델의 선택에 따른 계산 값의 변화를 알아보기 위해 2차원적 사각채널 내에 한 개의 실린더를 모델로 같은 격자구조에서  $k-\epsilon$  모델과 RSM 모델을 사용하여 해석을 수행한 결과 항력과 양력관점에서 큰 차이가 없음을 알게 되었다. 본 연구의 해석에서는 일반적으로 널리 사용되고 있으며 실제 응용 면에서 상당한 정확도를 가지고 난류유동을 예측하는  $k-\epsilon$  모델을 사용하여 난류점성계수를 구하였다.

### 2.3 경계조건

고정된 쌍원통 내부에서 회전(1750 RPM)하는 쌍원통 실린더에 의하여 생성되는 유동장을 해석하기 위하여 경계조건을 가정하였다. 즉, 유동장 해석을 위한 본 연구에서는 온도조건이 특별히 필요하지 않으므로 에너지 계산식은 고려치 않았으며 채널 입구와 출구에서는 각각 균일한 게이지 압력 0과 50000 Pascal(N/m<sup>2</sup>)을 가정하였다. Mach 수가 매우 낮으므로 이 유동을 비압축성으로 간주하여 압력에 따른 밀도의 변화는 무시한다.

난류모델에 대한 운동에너지( $k$ )값을 위해 입구에서의 난류강도는 0.5%로 주고 소산율( $\epsilon$ )을 위한 특성길이는 원통형 실린더 평균 직경을 사용하였다. 실린더 벽면 부근에서는 유동변수들의 구배가 몹시 크므로 이 부근에서는 많은 격자를 위치시키지 않으면 계산의 정확도가 크게 떨어진다. 그러나 계산의 정확성을 위해 벽면부근의 길이 기준치에 맞게끔 격자를 위치시키는 것은 현재의 컴퓨터의 능력을 감안할 때 기억용량 면에서 문제가 있으며, 설사 용량에 제한이 없다 하더라도 엄청난 계산시간이 소요되므로 실용성이 없다. 이와 같은 컴퓨터의 제한으로부터 벗어나면서 계산의 정확성을 유지시키기 위해 벽면함수(wall function)를 벽면부근에 적용하여 계산하는 방법이 일반적으로 널리 사용된다 [4].

본 연구에서는 유속에 대해 벽면 및 실린더표면에서 정지유속조건(no-slip condition)을 주며 계산의 정확도를 위해 벽면함수를 실린더 표면부근에 적용한다. 또한 현재의 열유체 해석용 전산프로그램에 의한 매끈한 실린더 표면에서 유동의 박리에 의한 와류방출 등의 해석은 굉장히 많은 수의 격자를 필요로 할뿐 아니라 모사가 쉽지 않기 때문에 공학적으로 잘 시도되지 않는다. 따라서 실린더 표면에 일정한 크기의 균일 분포된 거칠기를 가정하여 해석하였다. 실린더 표면의 거칠기 선택은 기존의 발표된 실험자료 [5]를 이용하였다. 거칠기 선택에 따른 계산 값의 변화를 알아보기 위하여 2차원적 사각채널 내 한 개의 실린더를 모델로 같은 격자구조에서 여러 가지 해석을 수행하였다. 수행한 결과를 검토하여 표면 거칠기  $k_s/d = 17.5 \times 10^{-3}$ 가 현실적인 결과를 도출할 뿐 아니라 채널내의 유동장이 안정된 해석결과를 구할 수 있었다.

### 2.4 유한차분법과 수치연산법

유한체적법을 사용하여 검사체적에 대한 지배방정식의 차분방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\phi_p \sum_i (A_i - S_p) = \sum_i (A_i \phi_i) + S_c \quad (12)$$

미지변수  $\phi$ 의 계수 A를 결정하는 방법에 따라 여러 가지 유한차분 방법으로 나누어지는데, 널리 쓰이는 것으로는 upwind, power-law, quadratic-upwind 차분방법 등이 있다. 미소체적의 한 면을 통과하는 convection양과 diffusion양의 비로 표현되는 격자 Peclet 수에 따라 위 차분방법들은 계산의 정확도에 있어서 서로 다른 결과를 나타낸다. quadratic-upwind 유한차분방법은 격자 Peclet 수에 관계없이 상당한 계산정확도를 보이는데, 다른 차분방법보다 약간 많은 계산시간이 필요하다. 본 연구에서는 계산의 정확도를 기하기 위해 quadratic-upwind 차분방법을 적용하였다.

여러 가지 미지변수에 대한 연립 미분방정식을 푸는 방법에 따라 몇 가지의 수치 연산법(algorithm)으로 나눌 수 있는데 본 계산에서는 SIMPLE 연산

법을 사용하였다 [6]. 수치연산법은 유한차분방법과는 달리 어느 방법을 사용했느냐에 따라 계산결과가 달라지는 것은 아니고 단지 연립 미분방정식을 얼마나 효율적으로 풀었는가에 대한, 즉 계산의 복잡성, 안정성, 수렴 해를 얻는 데 필요한 계산시간 등에 대한 차이가 난다. SIMPLE 연산법은 안정성과 계산시간의 측면에서 몇 가지의 다른 연산법보다 우수한 것으로 알려져 있다.

본 해석은 과도해석(transient analysis)이므로 정상상태의 수렴조건은 규정되지 않으나 매 시간 단계별 계산진행을 위한 해의 수렴판정은 속도, 압력 각각의 계산영역 전체 잔류항의 총합이  $10^{-3}$  이하가 되는 시점으로 본다.

$$\bar{R} = \frac{R}{\sum_{nodes P} |A_P \phi_P|} \leq 10^{-3} \quad (13)$$

$$R = \sum_{nodes P} | [A_E \phi_E + A_W \phi_W + A_N \phi_N + A_S \phi_S + S_C - A_P \phi_P] |$$

### 3. 유동해석 결과

#### 3.1 시제품 유동해석

시제품 수치해석 모델은 1750 RPM으로 회전하는 그림 1의 쌍원통 실린더를 일정 각도(45° 간격)에서 모사한 4가지 모델에 대해 단계적으로 해석을

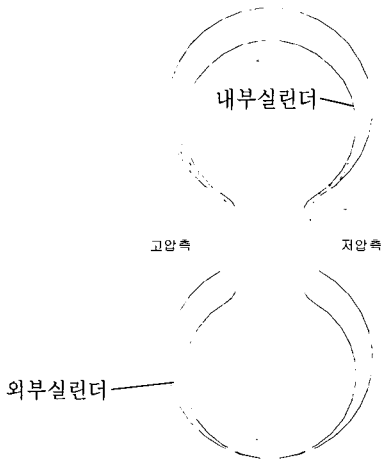


그림 1. 쌍원통 펌프 시제품 개략도

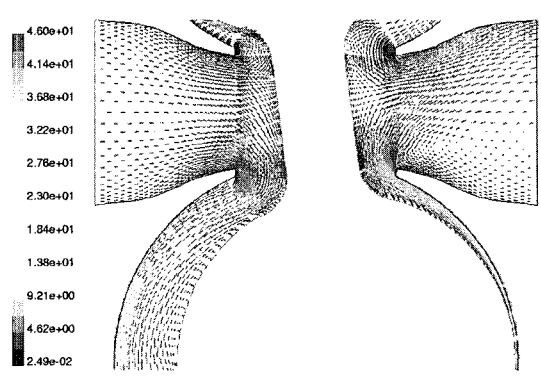


그림 2. 135°회전 각도에서의 속도벡터(m/s)

수행한다. 쌍원통 내부 실린더가 회전하며 쌍원통의 중심에 대하여 상하가 점대칭이기 때문에 반대 회전각에서의 유동장은 해석하지 않았다. 쌍원통의 중심 축간의 거리는 62.5mm이며 외·내부 실린더 사이의 평균 간격은 4mm이다. 고정된 외부 실린더와 회전하는 내부 실린더의 접촉면은 충분히 접촉하여 기밀이 유지된다고 가정하였다.

내부 실린더가 하사점으로부터 135° 회전하였을 때의 속도 벡터를 그림 2에 도시하였으며 토출구와 흡입구에서의 x방향의 유속을 그림 3에 예시하였다. 토출 유량은 하부 실린더 쪽에서 주로 토출되며 토출부의 위쪽으로 이동하고 있다. 따라서 약간의 역류가 아래쪽에 존재한다. 흡입 쪽의 유속은 비교적 균일함을 보이고 있으며 하부 쪽으로 이동하고 있다.

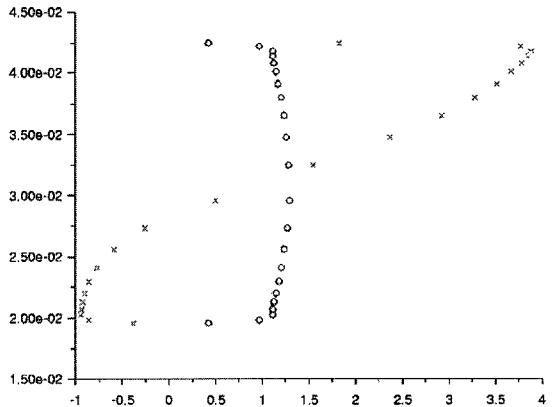


그림 3. 135°회전 각도에서의 흡입 토출구의 축 방향 유속의 구배

고정 실린더와 회전 실린더 사이의 환 내부의 속도와 압력을 해석하고 시제품 펌프의 입구와 출구에서의 결과를 비교 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다. (1) 회전하는 실린더가 상사점 부근에 위치할 때에는 유체의 유입과 유출은 상부 실린더 쪽에서 주로 발생되며 하사점 근처일 때에는 하부 실린더에 의한 유체의 유출입이 지배적임을 알 수 있었다. (2) 유체가 상부 실린더 쪽으로부터 주로 유출될 때에는 펌프 출구에서의 축 방향 유속은 아래쪽에 존재하며 위쪽은 음임을 보이고 있으며 와류가 형성되고 있다. 이는 상부 실린더 쪽에서 유출되는 유체가 관성력에 의하여 아래쪽으로 몰리기 때문이다. (3) 고정 실린더와 회전 실린더의 접촉점 부근에서 유체가 밀려 나가는 부분의 압력은 상당히 높으며 따라서 충분한 기밀이 유지되지 않으면 펌프의 성능이 상당히 저하될 것이 예측되었다. (4) 곡면부위의 급격한 방향의 변환은 유속이 클 때에 와류가 형성됨을 보이고 있다. 따라서 이러한 부위에 에너지 손실이 예측되기 때문에 완만한 곡면으로 설계하여 되도록 급격한 유동 방향의 변화는 줄여야 한다. (5) 회전하는 쌍원통 실린더가 상사점 혹은 하사점에 위치하였을 때에 회전 실린더와 고정된 외부 실린더의 접촉점에서 기밀이 유지되지 않으며 따라서 펌프 출구에서 입구 쪽으로 역류가 발생할 수 있다. 특히 고압이 요구되는 펌프의 경우에 이와 같은 역류에 의하여 펌프의 성능은 현저히 저하될 수 있다.

### 3.2 완성품 유동해석

시제품 시험 결과와 유동장 해석 결과로부터 고압에서의 체적효율 저하, 온도 상승 등의 문제점이 발생하였다. 이는 상사점과 하사점에서 내부누설 증가로 인하여 체적효율이 감소하고 내부 실린더와 외부 실린더의 마찰에 의하여 온도의 상승으로 판단된다. 또한 토출 쪽의 유량이 비교적 한 쪽으로 편중됨을 발견하였다. 내부의 누설은 하사점 위치에서 피스톤과 실린더의 틈새가 발생되어 고압측에서 저압측으로 역류하기 때문에 발생하는 누설이 상당부분을 차지하기 때문에 이를 방지하기 위한 설계를 적용하였다.

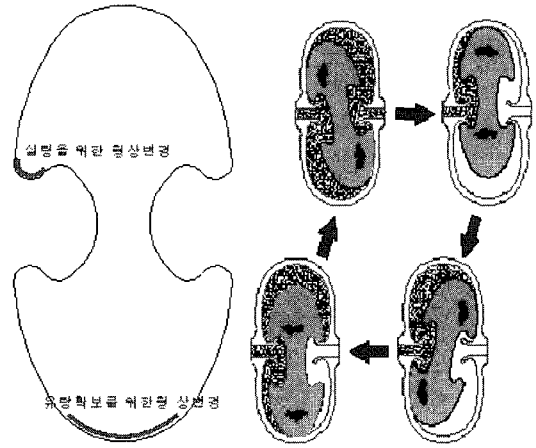


그림 4. 피스톤 개략도 및 Simulation 개요도

피스톤의 형상은 그림 4와 같이 하여 하사점에서 Sealing을 하사점 전후 5도 구간에서 동시에 이루어지도록 Sealing구간을 Over Lap시켰다. 또한 하사점 부근에서의 토출 유량감소를 보완하기 위해 반대 측 상사점의 형상을 변경하여 이를 충분히 확보할 수 있도록 하였다. 그리고 유체의 흐름을 원활히 하기 위하여 피스톤의 형상을 곡면처리 하였다. 피스톤의 형상 변경에 따라 실린더의 내부 윤곽은 자유 곡선으로 이루어 질 수밖에 없으므로 이에 대한 형상 정의가 문제가 되어 피스톤의 운동 형태 분석이 필요로 하게 되었다. 실린더 윤곽은 피스톤의 거동 Simulation 및 피스톤의 거동에 따른 실린더의 윤곽을 추출할 수 있는 Software를 자체적으로 개발하여 분석하였다. 쌍원통 실린더 내부에 평행하게 설치된 두 개의 실린더가 1차 시제품의 경우와 마찬가지로 1,750 RPM으로 회전하고 있으며 상부의 회전 실린더는 시계 방향으로 돌고 있으며 하부 실린더는 반시계 방향으로 회전한다. 회전 실린더의 쌍원통의 중심축간의 거리는 62.5mm이며 외·내부 실린더 사이의 간격은 약 4mm이다. 고정 실린더와 회전 실린더의 접촉면에서의 기밀은 충분히 유지된다고 가정하였다. 회전 실린더의 표면에서 유체와 회전 실린더 사이에 미끄럼이 없다고 가정하고 회전 실린더는 고정 실린더의 중심축에 대하여 약 4mm의 편심을 가지고 강제 회전하고 있다.

해석에 필요한 여러 가지 미분방정식들을 유한체적방법으로 풀기 위한 두 개의 쌍원통 실린더 배

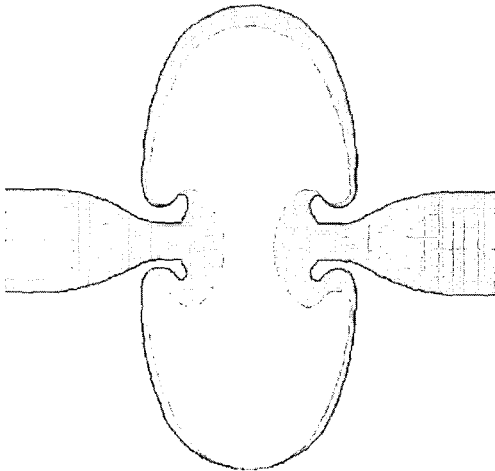


그림 5. 정방형 격자구조

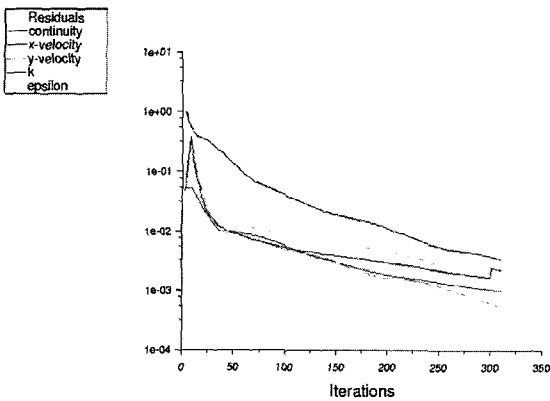


그림 6. 해의 수렴 과정(잔류항의 총합)

열에 대한 격자구조는 Gambit를 사용하여 생성하였다. 그림 5에 보인 정방형 격자구조를 이용하며 실린더의 표면 근방과 유동이 급격히 변하는 변곡점에서 격자를 좀 더 촘촘하게 배열하였다. 여러 가지 격자수에 대한 결과의 독립성을 검토한 결과 회전 실린더 전 표면에서 격자수가 100개 이상이면 일관된 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다. 환의 반경방향으로는 10개 이상의 격자를 배치하였다. 회전체 표면에서의 유속 성분은 내부 실린더의 회전속도로부터 구하였다. 유동장 해석 결과의 수렴 과정을 검토하기 위하여 계산 영역에서 이전의 계산 값과 현재 계산 값의 차의 합으로 표시되는 잉여 값을 그림 6에 예시하였다. 비교적 잘 수렴함을 보이고 있다.

상부 회전 실린더가 저면(하사점)으로부터 45°회

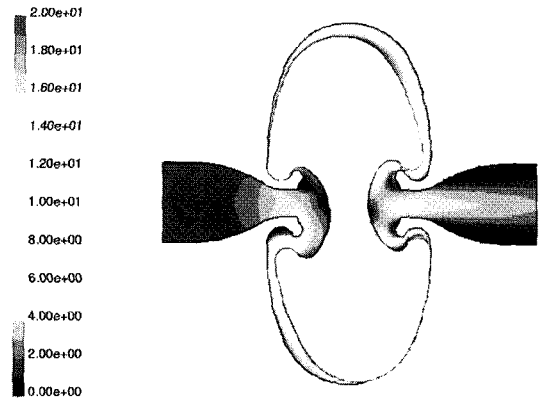
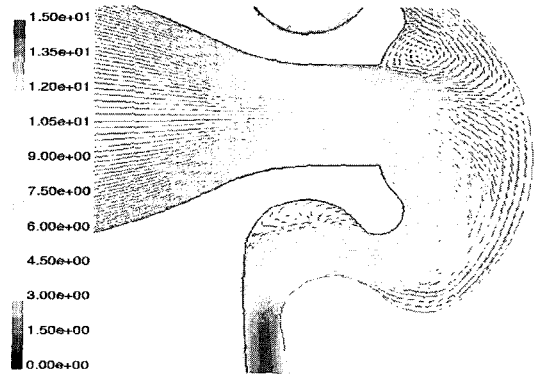
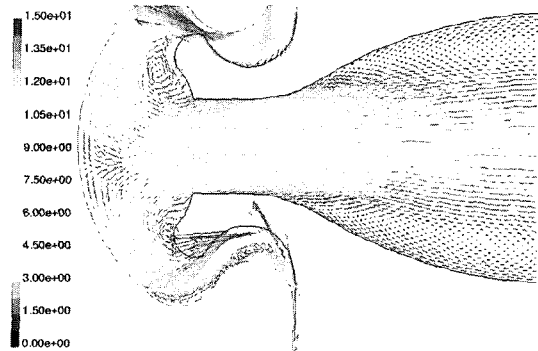


그림 7. 상부 실린더 45°회전 각도에서의 유속 크기의 분포 (m/s)



(a) 흡입 쪽



(b) 토출 쪽

그림 8. 상부 실린더 45°회전 각도일 때에 중심부에서의 유속 분포 상세도

전하였을 때의 유속 크기의 분포를 그림 7에 도시하였으며 중심의 속도 벡터를 확대하여 그림 8에

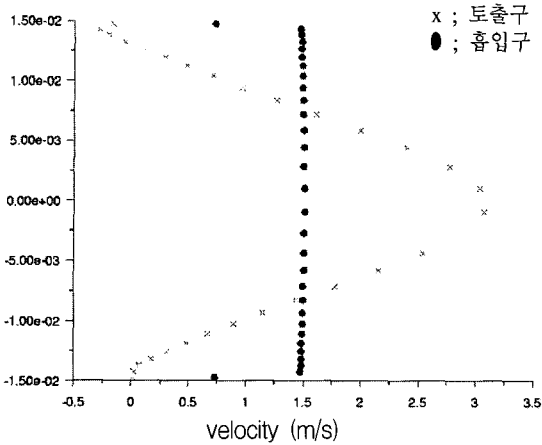


그림 9. 상부 실린더 45°회전 각도일 때에 펌프 입구 및 출구에서의 축 방향 속도의 분포

나타내었다. 펌프 입구로부터 하부 실린더 쪽으로 유체가 유입되고 주로 상하부 실린더 양쪽에서 출구 쪽으로 유체가 토출됨을 보이고 있다. 즉 상부 실린더로부터 출구 쪽으로 유체가 유출되기 시작하며 상부와 하부에서 유출되는 유체가 맞부딪히는 점에서의 유동이 불안하다.

그림 9는 입구와 출구에서의 축 방향 속도의 변경 방향 분포를 나타내며 입구에서의 유속은 비교적 일정하나 출구 쪽에서의 유속 분포는 포물선형이며 위쪽에 약간의 역류가 존재함을 보이고 있다. 토출관으로 유입되기 전의 일부 구간에서 와류가 형성되며 흡입관을 통과하여 실린더 사이에 유량이

유입된 후에 상부 실린더 쪽에 와류가 형성되고 하부 쪽에는 정체구간이 발견되었다. 압력의 분포는 그림 10에 도시하였으며 상부 쪽의 압력이 큼을 보이고 있다. 하부 실린더 좌측은 압력이 비교적 낮고 우측부는 상당히 높으며 이는 입구로부터 하부 실린더의 좌측부로 유체가 흡입되고 하부 실린더 우측부로부터 출구 쪽으로 유체가 유출됨을 설명할 수 있다. 고정 실린더와 회전 실린더의 접촉면에서 유체가 밀려 나가는 부위의 압력이 상대적으로 높다.

하사점으로부터 상부 회전 실린더가 90°회전하였을 때의 중앙부에서의 속도분포를 그림 11에 도시하였다. 펌프 입구로부터 상부 실린더 쪽으로 유체가 유입되기 시작하나 아직도 대부분은 하부쪽으로 흐르고 있다. 주로 상부 실린더로부터 출구쪽으로 유체가 유출되며 토출관 아래쪽으로 유체의 관성에 의하여 유량이 조금 몰리고 있으며 토출관 위쪽에 역류가 존재한다. 상부와 하부에서 유출되는 유체가 맞부딪히는 점에서의 유동이 상당히 불안하다. 압력의 분포는 45°회전의 경우와 유사하여 도시하지 않았다.

그림 12는 유압성능시험기를 사용하여 시제품과 개선품의 토출 유량을 펌프 토출쪽의 압력에 대하여 보인 것으로서 토출쪽 압력은 토출쪽 밸브의 개도로서 조절하였다 [1]. 펌프 출구쪽 밸브의 개도를 줄이면 토출압력은 상승하고 유량은 조금씩 감소하게 되는데 이는 체적효율이 감소하기 때문입니다. 시작품의 경우에 개도를 줄이면 개선품에 비하여

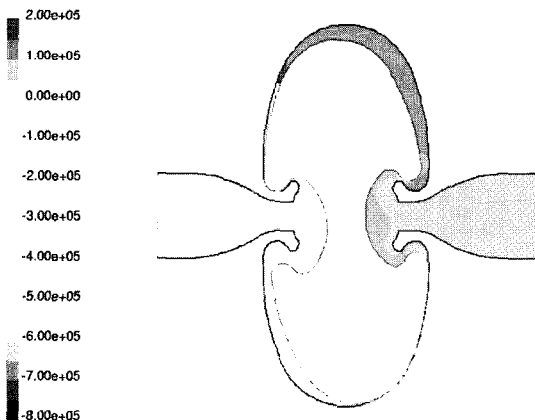


그림 10. 상부 실린더 45°회전 각도에서의 압력 분포 (N/m<sup>2</sup>)

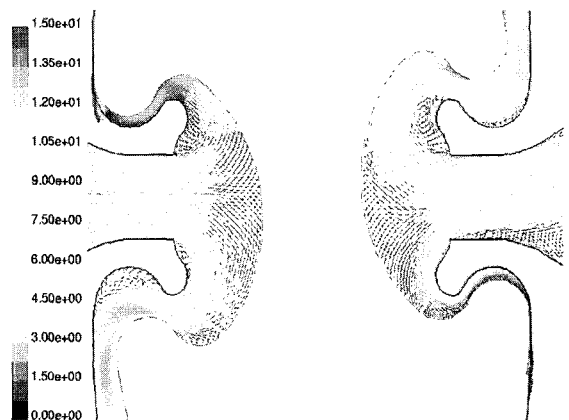


그림 11. 상부 실린더 90°회전 각도일 때에 중심부에서의 유속분포 상세도 (m/s)



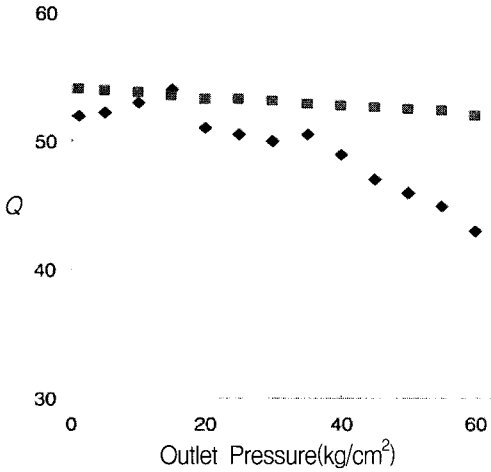


그림 12. 시제품(◆)과 개선품(■)의 토출 유량, Q (l/min)

체적효율이 고압에서 현저히 감소함을 알 수 있다. 또한 개선된 펌프를 진공 탱크( $\phi 600 \times 600\text{mm}$ )에 연결하였을 때에 진공 탱크의 압력을  $-720\text{mmHg}$ 까지 얻을 수 있었다. 따라서 쌍원통 펌프를 저진공 펌프로의 활용이 가능하다.

#### 4. 결 론

요동형 쌍원통 펌프 내부의 유동장을 해석하기 위한 상업용 코드의 활용도를 검토하였다. 내부 실린더가 회전하는 쌍원통 펌프의 유동장 해석은 유체와 회전 실린더의 경계면이 움직이기 때문에 경계조건을 고려하기가 수월하지 않다. 본 연구에서 사용한 수치해석 방법은 움직이는 원통형 실린더에 대한 유동장 해석을 위한 새로운 시도로서 구해진 결과는 펌프의 설계개선 등의 기초자료로 활용하려고 한다.

쌍원통 내부 실린더가 하사점으로부터 시계방향으로 회전(1750 RPM)할 때에  $45^\circ$ 간격으로 여러개의 모델을 선정하여 유동장을 해석하였다. 수치해석에 사용된 상용 프로그램은 FLUENT로서 W/S에 설치하고 난류유동 해석에 적절한  $k-\epsilon$  모델을 기본적으로 사용하였다. 시제품의 유동장 해석 결과로부터 설계 개선을 제시하고 개선된 모델에 대하여 유동장 해석을 재차 수행하였다.

고정 실린더와 회전 실린더 사이의 환 내부의 속

도와 압력을 해석하고 펌프의 입구와 출구에서의 결과를 비교 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다. (1) 회전하는 실린더가 하사점부근에 위치할 때에는 유체의 유입과 유출은 하부 실린더 쪽에서 주로 발생되며 상부 실린더는 순간적으로 밀폐되며 이때 상부 실린더 쪽은 하부 실린더 쪽에 비하여 압력이 상당히 낮다. (2) 토출측의 유속의 구배는 포물선형이며 입구 쪽은 비교적 일정함을 보이고 있다. 1차 시제품의 경우에 비하여 토출 쪽의 유량이 관성력에 의하여 한쪽으로 몰리는 현상이 현저히 감소하였으나 일시적인 유체의 정체구간이 흡입 쪽에 발견되었다. (3) 곡면 부위의 급격한 방향의 변환은 유속이 클 때에 와류가 형성됨을 보이고 있으며 토출 측의 과도한 단면의 확대는 역류를 발생시킨다. 따라서 이러한 부위에 에너지 손실이 예측되기 때문에 완전한 곡면으로 설계하여 되도록 급격한 유동 방향의 변화는 줄여야 한다.

유동장 해석을 통하여 시제품의 여러 가지 문제점은 해결되었으나 몇 가지 추가적인 설계개선 방안은 다음과 같다. (1) 토출 측의 단면 확대비를 줄여 역류 현상을 방지해야 한다. (2) 상하부 회전 실린더의 연결부를 갈매기 날개 모양으로 개조하고 입출구와 환사이의 연결부를 곡면으로 개조해야 한다.

본 해석 방법을 사용하여 향후 설계 개선되는 모델의 쌍원통 내부의 유량과 압력 분포를 검토하여 유량-수두 곡선 이해할 뿐만 아니라 유동장 해석을 통하여 쌍원통 펌프의 성능의 개선 방향을 모색할 수 있다. 특히 입구와 출구에서의 속도분포와 압력 분포에 대한 검토는 펌프의 성능을 예측하는 측면에서 매우 중요하다. 몇 개의 선정된 모델에 대한 이론적 해석을 통하여 실험에 따르는 경비를 상당히 줄일 수 있다. 쌍원통 유압펌프는 용적형 펌프로서 여러 가지 산업분야에서 사용되며 성능이 개선되면 사용처를 확대할 수 있다. 상업용 해석 코드를 사용한 요동형 쌍원통 유압 펌프의 유동장 해석은 움직이는 물체 주위의 유동장을 해석하는 새로운 시도로서 해석 결과가 우수할 때에는 유동유기진동과 관련된 원자력 산업 및 항공기 산업에 확대 적용할 수 있다. 유동장 해석 방법을 유압 펌프를 제작하는 중소기업에 전수함으로써 중소기업의 기술력을 향상시킬 수 있으며 해외기술 이전료를 절감

하여 펌프의 생산 단가를 낮출 수 있다. 또한 유압 펌프의 모델 변경에 능동적으로 대처할 수 있으며 유압 펌프의 종류를 다변화 할 수 있다.

### 참 고 문 헌

- [1] 김기선 외, 요동형 쌍원통 유압펌프 기술 개발에 관한 연구, 산업자원부, Jan. 2000.
- [2] Fluent User's Guide, Version 4.3, 1995.
- [3] B. E. Launder and D. B. Spalding, Computer Methods in Applied Mech. and Eng. **3**, 269 (1974).
- [4] M. A. Leschziner, W. Rodi, ASME J. of Fluid Eng. **103**, 352 (1981).
- [5] O. Guven, C. Farell, and V. C. Patel, J. Fluid Mech. **98**, 673 (1980).
- [6] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGRAW-HILL, 1980.