

<응용논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.2.129

액셀 피스톤 펌프내 유압유 유동에 대한 수치해석적 연구

정종현* · 김종기** · 서용권*†

* 동아대학교 기계공학과, ** 두산모트롤 기술1팀

Numerical Study on Hydraulic Fluid Flows Within Axial Piston Pumps

Jong-Hyun Jeong*, Jong-Ki Kim** and Yong Kweon Suh*†

* Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

** R&D Team1, Doosan Mottrol Co., Ltd.

(Received February 20, 2009 ; Revised November 28, 2009 ; Accepted December 9, 2009)

Key Words: Axial Piston Pump(액셀 피스톤 펌프), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Discharge Pressure Ripples(토출압력 맥동), Cavitation(캐비테이션)

초록: 액셀 피스톤 펌프는 유압시스템의 동력원으로 널리 사용되고 있으나, 펌프내의 유체유동에 관한 연구는 유체 압축성, 고속회전, 유량변화와 복잡한 형상 때문에 1차원 해석으로 수행되어졌다. 본 연구의 목표는 3차원 수치해석 방법을 이용하여 액셀 피스톤 펌프내의 유압유체 유동과 토출압 맥동의 생성과정을 이해하는 것이다. 시뮬레이션 모델의 수렴성 향상 및 강건성 확보를 위하여 밸브 플레이트 주위의 격자계는 육면체 격자로 구성하였다. 또한, 수치해석시 필요한 오일의 밀도와 압력의 관계는 실험식을 적용하였다. 3차원 수치해석의 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치하였다.

Abstract: Axial piston pumps have been widely used as power sources for hydraulic systems, but studies on the fluid flow within the pump have been usually performed using 1-D analysis because of the difficulties in considering the fluid compressibility, high-speed revolution, variation of the flow rate, and complicated geometry. The goal of this study was to understand the hydraulic fluid flow within axial piston pumps by using the 3-D numerical method and the process of generating discharge pressure ripples. To improve the convergence and robustness of the simulation model, a grid system was constructed with hexahedron-type grids around the valve plate. Furthermore, we employed an empirical formula to describe the relationship between the oil density and pressure. The CFD (computational fluid dynamics) results compared well with the experimental data.

1. 서 론

유압 장치에 사용되는 액셀 피스톤 펌프는 허용압력과 효율이 높고 또한 운전비용이 적어 유압시스템 동력원으로 널리 사용되고 있다. 그러나, 액셀 피스톤 펌프 유동은 토출압이 주기적으로 변동하는 비정상 상태의 맥동 유동을 수반하며, 이는 펌프의 진동과 소음을 발생시키는 원인이 된다.⁽¹⁾ 또한 고속회전시 실린더 블록 내부에 발생하는 캐비테이션은 펌프 체적 효율을 저하시키며, 버블이 깨질 때 고온 및 고압의 팽창파가 발생 한다. 이러한 원인으로 펌프 맥동압 및 소음을 증대시키고 금속면을 침식시킴으로써 펌프 내구성이 저하된다.^(2,3) 따라서 펌프 개발 시 맥동압을 감소시키

고 캐비테이션효과를 줄이는방향으로 설계하는 것이 펌프 성능, 내구성, 소음 및 진동 측면에서 중요하다. 그러나 현실적으로 캐비테이션 현상이 발생하지 않도록 하는 것은 거의 불가능하기 때문에 캐비테이션 버블의 압착 및 터짐을 완화시키는 방법에 설계 초점을 맞추어야 한다.⁽⁴⁾

한편, 액셀 피스톤 펌프내의 유동해석은 압축성을 고려해야 하는 물리적인 특성과 더불어 실린더부가 고속으로 회전하고 체적이 변화하며 기하학적으로 형상이 복잡하기 때문에 수치해석적 접근이 매우 어려운 문제이다. 최근까지 이 분야 연구는 1차원 해석 위주로 수행되었다.^(5,6) 따라서 본 연구는 액셀 피스톤 펌프 내부 유동에 대해 상용 유동해석 프로그램 CFX ver.10을 사용하여 3차원 모델로 계산하고 그 결과를 시험결과와 비교하여 신뢰성을 평가하고 그 유용성을 확인하고자 한 것이다.

† Corresponding Author, yksuh@dau.ac.kr

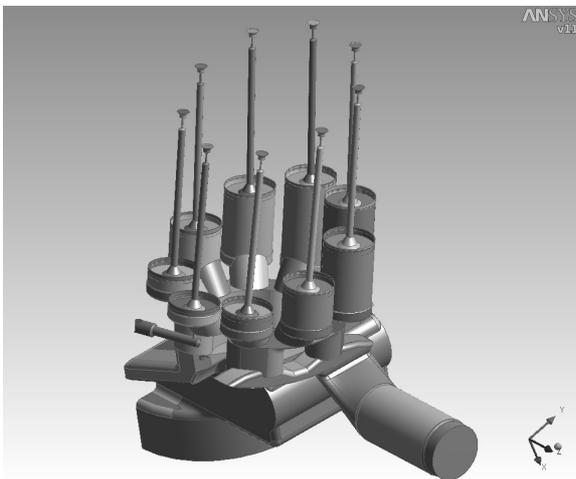
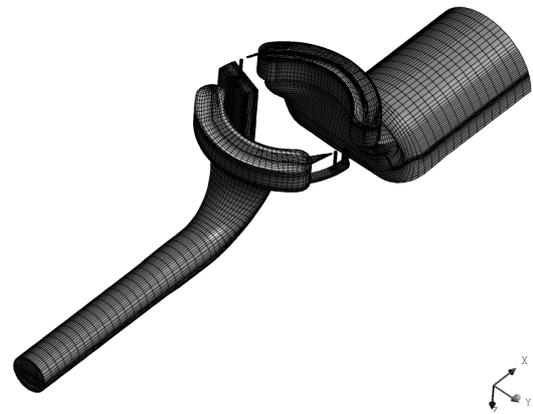
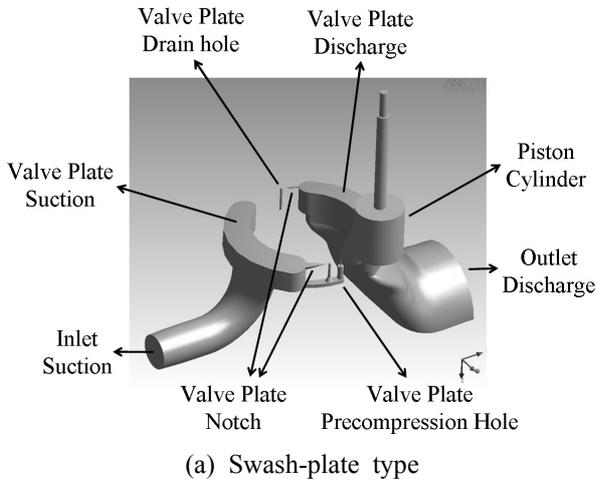


Fig. 1 Fluid models of the axial piston pumps

Fig. 2 Grid system of the axial piston pump of swash-plate type

2. 수치 해석

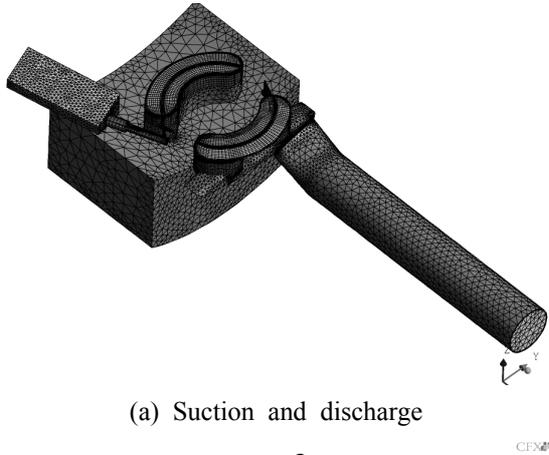
2.1 펌프의 기하학적 모델링

사판식 및 사축식 액셀 피스톤 펌프의 3차원 모델링된 형상에 대하여 격자생성이 용이하도록 유동장을 추출한 것이 Fig. 1이다. Fig. 1(a)에서는 사판식의 경우 1개 실린더만을 알기 쉽도록 나타낸 것이며, 실린더, 예압축 홈, 노치(notch), 도관부(drain hole), 흡입부 그리고 토출부를 보여주고 있다. 유동해석 계산과정에서 수렴성을 높이기 위하여 흡입부와 토출부의 관을 충분히 연장시키고, 실린더부는 추가로 8개를 복사하여 각 실린더 내부 체적이 회전위치에 맞도록 수정하였다. 그리고 실제 도관부는 매우 복잡한 유로 형상이

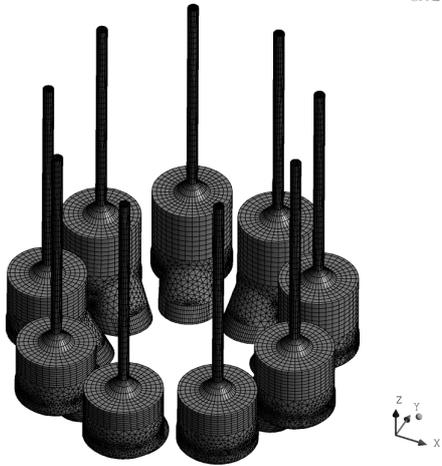
나 본 연구에서는 간략화하여 단순한 육면체 체적을 넓힘으로써 유동이 원활하도록 하여 유동해석의 수렴성을 높이도록 하였다. Fig. 1(b)에서는 사축식에서 9개 실린더 모두를 나타낸 것이며, 실린더부를 제외하고 나머지는 Fig. 1(a)와 동일한 방법으로 모델링하였다. 유동해석의 결과에 영향을 미치지 않는다고 판단되는 미세한 모서리 또는 굴곡된 부분들은 제거하였다.

2.2 격자 생성

수정된 기하모델을 기반으로 생성된 계산 격자계를 유동장의 주요 부분인 실린더, 흡입, 토출 그리고 도관부에 대해 Fig. 2(사판식) 및 Fig. 2(사축식)에 나타내었다.



(a) Suction and discharge



(b) Cylinder

Fig. 3 Grid system of the axial piston pump of bent-axis type

실제 흡입부의 형상은 매우 복잡하기 때문에 오일의 흡입이 원활하고 계산 격자의 수가 적도록 격자형상을 육면체 형태로 단순화 하였다. 도관부의 유로 또한 흡입부와 마찬가지로 매우 복잡하지만 단순화 하였다. 그리고 도관부는 수치해석의 안정성 문제로 흡입부와 연결하지 않고 별도의 출구를 생성하여 이곳을 빠져나가는 오일의 흐름이 흡입부에 영향을 미치지 않도록 하였다.

격자계는 격자생성 프로그램인 ANSYS ICEM CFD ver.10을 이용하여 육면체, 사면체 및 프리즘 격자의 격자형태를 혼용하여 생성하였다. 전 유동영역에 대하여 육면체 격자를 생성하면 수렴성은 좋으나 격자수가 많아지게 되므로 계산시간이 길어져 비효율적으로 될 수 있기 때문에 밸브 플레이트 주위를 육면체로, 나머지 부분을 사면체와 프리즘 격자로서 격자의 크기를 상대적

Table 1 Oil properties for CFD analysis

Material Properties	Oil (Equivis ZS46, 50°C)
Density (kg/m ³)	827
Viscosity (kg/ms)	0.0252

으로 크게 생성하였다. 특히, V노치와 도관부의 홀에는 크기가 작은 많은 수의 격자를 생성하였다. 두 모델의 계산 격자의 요소수는 사판식 펌프 모델이 약 512,000개 이고, 사축식 펌프 모델이 약 529,000개 이다.

2.3 유체 물성

작동유체로 유동해석 계산에 사용한 오일의 물성을 절대압 1bar와 온도 50°C 조건일 때를 기준으로 Table 1에 나타내었다.

일반적으로 유동해석에서 오일은 비압축성 유체로 가정하여 계산하지만, 압력이 저압에서 고압으로 또는 그 반대로 고압에서 저압으로 크게 변하면 밀도가 변하는 성질을 가지고 있다. 사용 압력이 350bar의 고압조건을 가지는 유동해석에서 밀도 변화가 없는 비압축성 상태의 해석은 수렴이 어렵게 될 뿐 아니라 맥동과 관련해서는 그 결과를 신뢰할 수 없게 된다. 본 연구에서는 압력변화에 따른 오일의 압력 p [MPa]와 체적탄성계수 β [MPa]의 관계로 아래 식을 이용하였다.

$$\beta = \rho \frac{dp}{d\rho} \tag{1}$$

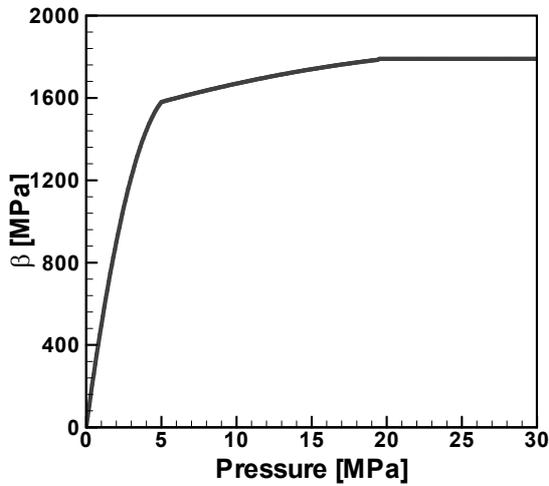
여기서 체적탄성계수는 아래의 경험식을 적용하였다.

$$\beta = \begin{cases} 316p & (p \leq 5) \\ 14.5p + 1508 & (5 < p \leq 19.5) \\ 1790 & (p > 19.5) \end{cases}$$

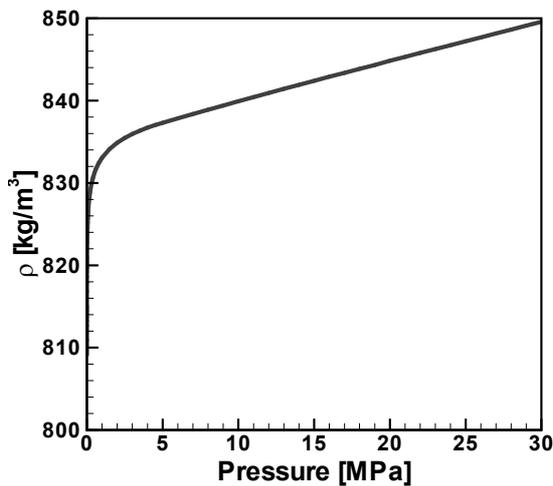
Fig. 4(b)는 식 (1)의 적분으로부터 구한 밀도-압력의 관계를 그래프로 나타낸 것이다. 오일의 점성은 온도가 일정한 조건으로 설정하였기 때문에 변하지 않는 것으로 가정하였다.

2.4 해석조건 및 방법

액셀 피스톤 펌프는 실린더부 피스톤의 주기적



(a) Bulk modulus



(b) Density

Fig. 4 Dependence of the bulk modulus β and the oil density ρ on the pressure

인 직진운동과 실린더의 고속 회전이 동시에 이루어진다. 본 연구에서는 Fig. 5와 같은 경계면을 설정하고 적절한 조건을 부여하였다.

펌프의 입구와 출구 영역에는 상용 유동해석 프로그램인 CFX ver.10에서 지원하는 흡입과 토출기능 모두가 가능한 opening 경계조건,⁽⁷⁾ 입구에서는 정압력 1bar를, 출구에서는 정압력 350bar로 각각 설정하였다.

실린더부 유동장에는 회전 옵션을 적용하여 격자가 일정한 회전수에 따라 이동하도록 설정하였다. 그리고 내부 유동장이 흡입과 압축과정을 반복하는 주기적인 체적 변화를 가지므로 CEL(CFX expression language)를 이용하여 격자가 사인(sine)

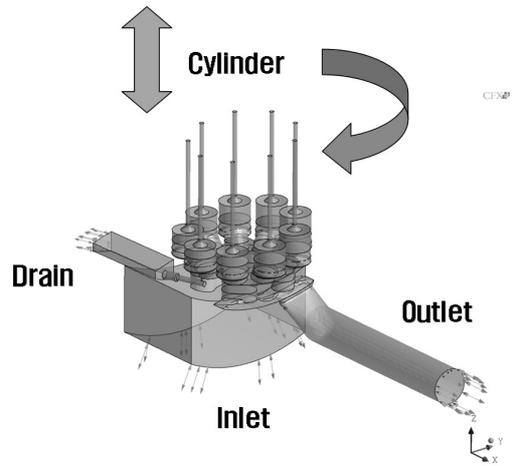
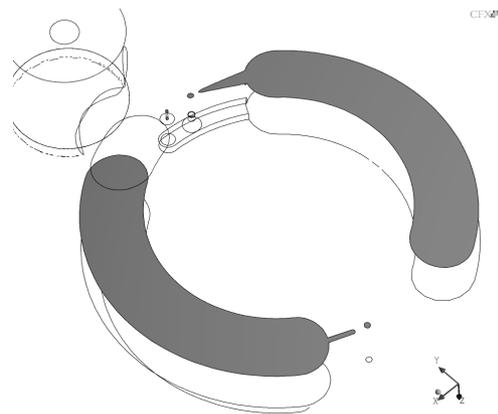
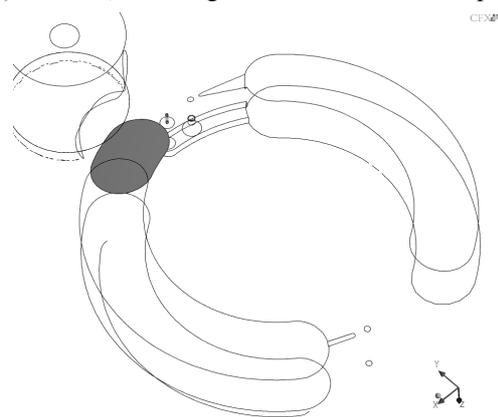


Fig. 5 Boundary planes for CFD analysis



(a) Suction, discharge and drain on valve plate



(b) Cylinder on valve plate

Fig. 6 Surfaces of GGI

과형으로 균일하게 이동하도록 하였다.

Fig. 6은 실린더부의 회전에 의한 밸브 플레이트의 흡입부 또는 토출부 교차 영역을 인터페이

스(interface)로 처리한 것을 나타낸다. 회전영역과 정지영역을 동시에 포함하는 유동해석 기법 중 유동 데이터를 두 영역에 서로 전달하기 위한 경계 조건으로서 CFX에서 지원하는 GGI(general grid interface)⁽⁷⁾기법을 적용하였다. 실린더부-흡입부와 실린더부-토출부 인터페이스의 교차된 영역에서만 각각의 압력, 속도 그리고 온도 등의 데이터가 전달되고 교차하지 않는 영역에 대해서는 벽경계로 설정하고 접촉조건을 부여하였다. 즉, 실린더 밀면이 밸브 플레이트의 고체면과 접촉할 때는 속도를 0으로 부여하며, 반대로 밸브 플레이트 흡입부와 토출부가 실린더의 고체면과 접촉할 때는 실린더의 이동속도를 속도 경계조건으로 부여하였다.

비정상 압축성 난류 유동을 해석을 위해 지배 방정식으로 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 난류 모델은 k- ω 을 기반으로 한 SST (shear stress transport) 모델, 대류항의 차분방정식은 high resolution을 적용하여 계산하였다.⁽⁷⁾

유동해석 계산에 사용된 컴퓨터는 Workstation (2.66GHz Quad Core, 2 CPU, 16G RAM)이며 유동장을 8개로 분할하여 병렬계산(parallel computing)하였으며, 9개의 실린더가 1회전하는 데 약 28 시간이 소요되었다.

3. 해석결과 및 분석

액셀 피스톤 펌프의 유동해석 결과를 Fig. 7과 8에 나타내었으며, 그 결과의 타당성을 검증하기 위하여 두가지 펌프중 실린더 내부 압력평가 시험이 가능한 사판식 피스톤 펌프의 결과와 비교하였다.

3.1 속도 분포

Fig. 7은 흡입압력 1bar, 토출압력 350bar, 회전수 1,800rpm을 적용했을 때 얻어진 속도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 토출이 시작되는 노치 부근에서의 실린더 내부 속도가 가장 빠르게 계산되었으며, 최대 속도는 약 225 m/s로 계산되었다. 이때 오일의 흐름은 토출부에서 실린더 내부로 유입되는 흐름을 나타내는데, 이러한 현상은 실린더 내부보다 토출부에서 높은 압력이 유지되고 있기 때문이다.

이러한 흐름이 증가되면 실린더 내부 벽에 지

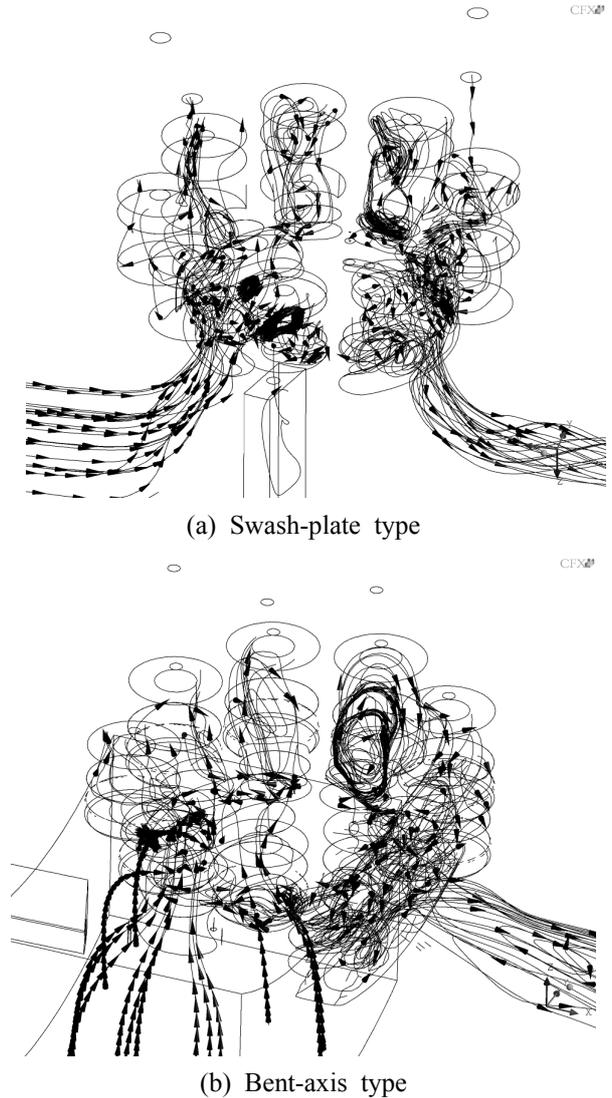


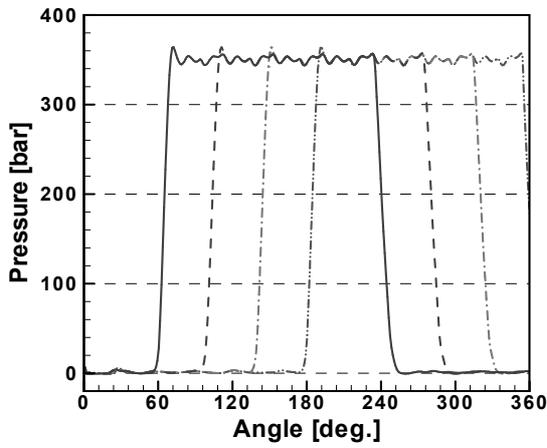
Fig. 7 Streamlines of axial piston pumps

속적인 손상이 발생되고, 압력저하로 인하여 캐비테이션 현상이 발생하며 이것은 곧 펌프의 소음과 맥동의 원인이 된다. 그래서 이러한 현상을 감소하고자 일반적으로 노치 또는 예압축 홀을 만들게 되며, 이것들의 위치와 크기 형태는 펌프의 성능에 중요한 영향을 주게 된다.

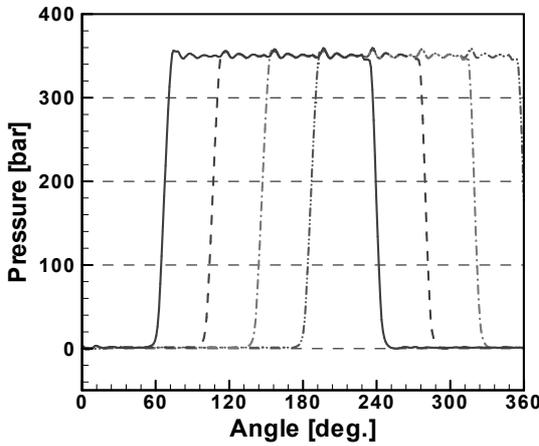
토출부의 흐름에 비해 흡입부에서는 상대적으로 낮은 속도로 오일이 흡입되고 있다. 도관부에서도 좁은 홀을 지나면서 매우 빠른 흐름이 관찰되었다.

3.2 실린더 내부 압력

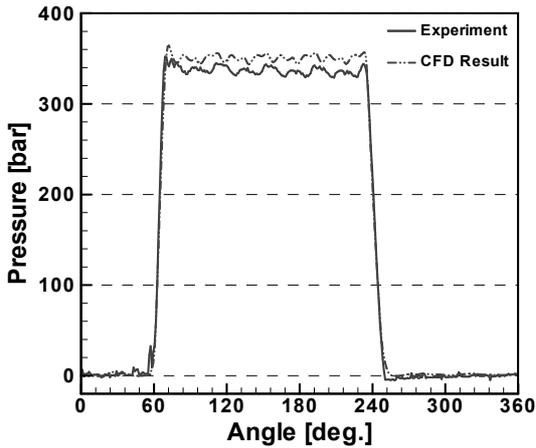
유압펌프의 가장 중요한 설계요소 중 하나는 맥동현상을 줄이는 일이다. 액셀 피스톤 펌프에서



(a) Swash-plate type



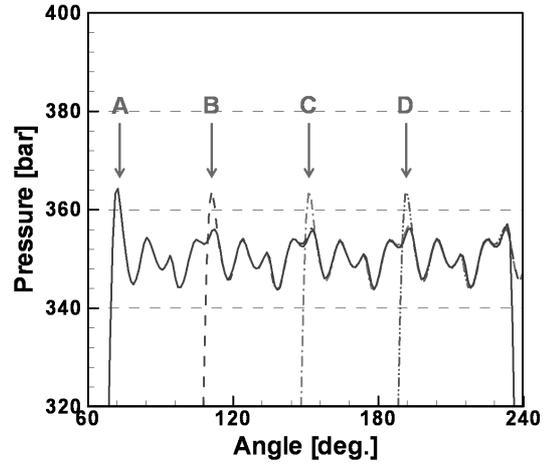
(b) Bent-axis type



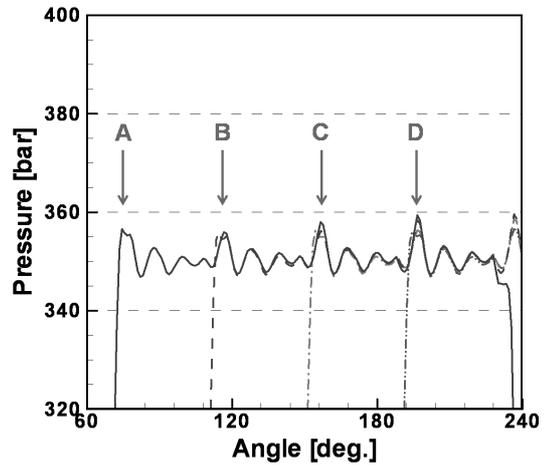
(c) Swash-plate type for #1 cylinder

Fig. 8 Pressure data of axial piston pumps

맥동은 실린더의 개수가 유한함으로 인하여 발생하며 토출부에서의 압력변동으로 나타난다. Fig. 8은 사판식과 사축식에 대해 유동해석한 결과 얻어진 실린더 내부 압력의 변화를 나타낸 것이다.



(a) Swash-plate type



(b) Bent-axis type

Fig. 9 Pressure ripples data of axial piston pumps

Fig. 8(a), (b)에서는 9개 실린더 각각의 내부 한 지점에서 측정된 압력의 시간변화를 나타낸 것이다. 실린더 1개가 토출부에 새로 진입할 때마다 압력변동 파형이 같은 형태로 주기적으로 나타나고 있다. 밸브 플레이트의 토출 포트에는 항상 4개 정도의 실린더가 연결되어 있으며, 실린더가 토출부를 진입하면서부터 빠져나가는 동안 뒤이어 토출부로 진입하는 실린더에 의하여 압력변화는 4회의 주된 진동을 보인다. 그러나 1회 동안에도 유체의 관성 및 압축성 효과로 인해 3-4회의 여기진동이 발생한다. Fig. 9에서 A, B, C 및 D로 표시한 부분이 주된 진동을 나타내며, 주된 진동 사이에서 발생하는 여기진동의 모습을 확실하게 볼 수 있다. 이러한 유체의 관성 및 압축성 효과는 실린더가 토출 포트에 연결되면서 포트와 실린더를 연결하는 예압축

홀[혹은 노치부; Fig. 1(a) 참조]을 통해 유체가 큰 속도로 실린더로 유입하면서 시작된다. 실린더에 유입된 여분의 유체는 실린더 내 유체를 압축시키고 이로 인해 압력이 크게 상승하고 나면 압축된 유체가 다시 그 홀을 통해 다시 토출구로 역류하는 과정이 반복되면서 압력의 변동이 발생하는 것으로 추측된다.

실린더가 토출부로 진입한 이후에 발생하는 맥동을 정량화하기 위하여 B-D 구간(Fig. 9에서 표시) 내의 압력 데이터를 사용하여 평균 압력 \bar{p} 를 구하고 이를 바탕으로 압력변동의 RMS(root mean square) 값을 아래와 같이 구하였다.

$$\Delta p_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{I} \sum_{i=1}^I (p_i - \bar{p})^2} \quad (2)$$

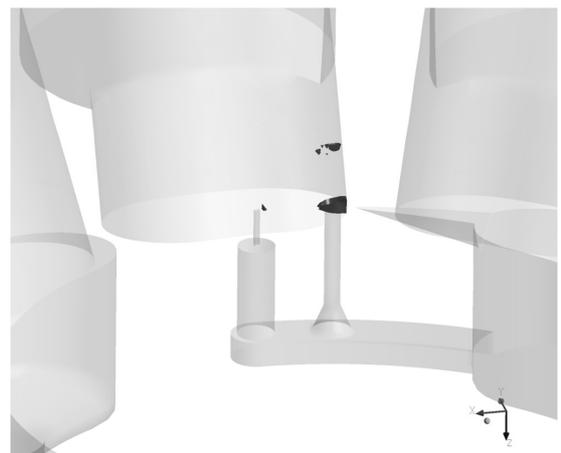
여기서 p_i 는 데이터를 채취한 시점 t_i 에서의 압력이며 I 는 데이터 개수를 의미한다. 계산결과, 사판식 펌프와 사축식 펌프의 Δp_{RMS} 는 각각 3.23 bar와 2.53bar로서 사축식 펌프의 경우가 사판식의 약 78% 정도이다. 이러한 결과로서 펌프 성능을 판단하는 중요한 항목으로서 판단하는 실린더 내부의 맥동은 사판식 모델 보다는 사축식 모델의 맥동이 상대적으로 적음을 알 수 있으며, 사축식 모델의 성능이 향상 되었음을 의미한다.

Fig. 8(c)는 사판식 모델의 9개 실린더중 1개 실린더 내부의 압력 데이터를 나타낸 것으로서, 시험결과 데이터와 함께 비교한 것이다. 압력이 상승하는 부분과 하강하는 부분에 대하여 시험결과와 비교하면 거의 일치한다. 그리고 압력의 변동 양상에 있어서도 정성적으로 일치하는 것으로 나타났다. 다만, 최대 압력값에서 두 결과가 약 15bar 정도의 차이를 보여주고 있는데, 이것은 수치해석을 먼저 수행하고 실험이 그 후에 수행되면서 출구 경계조건이 다소 다르게 적용된 결과이다. 물론 경계조건을 실험 조건에 맞추어 다시 수치해석을 수행한다면 정량적으로도 일치하는 결과를 얻을 수 있을 것이나, 본 연구의 목적이 전체적인 압력 크기보다는 실린더 내부의 압력 맥동에 더 관심을 두었기 때문에 이러한 차이는 본 연구의 목적상 중요하지 않다고 판단된다.

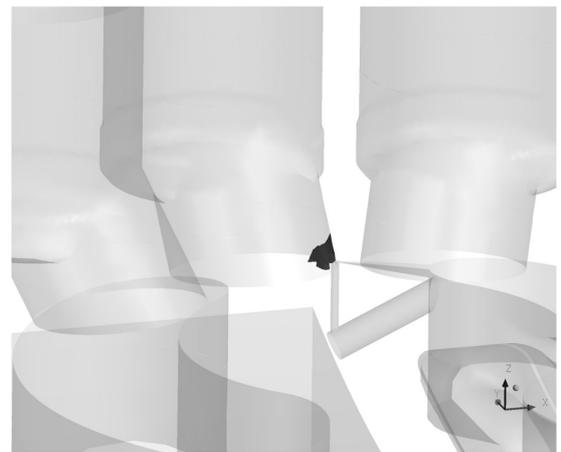
추가로, 실린더가 토출부로 진입하는 순간에 시험결과에서는 약 30bar의 피크(peak)값이 발견되지만 해석결과에서는 발견되지 않았다. 이러한 차이는 이 현상이 본 연구에서 적용한 시간간격

(time step) 10^{-4} 초 이내의 기간 동안 발생한 것이므로 해석에서는 추출할 수 없는 값이라 판단할 수 있다. 그리고 실린더가 흡입부로 진입하는 순간, 즉 242° 위치에서의 시험결과는 음압이 측정되어 해석결과와 차이가 발생하는데, 이것은 앞서 설명한 시간간격의 문제일 수도 있다. 또한 밸브 플레이트에서 가장 작은 크기를 가지는 도관부의 격자의 크기와 이와 접촉하는 실린더부의 격자의 크기가 서로 큰 차이를 보이므로 데이터가 충분히 전달되지 못하여 발생한 문제라고도 판단된다.

액셀 피스톤 펌프는 고속 회전과 고압 및 저압의 영향을 동시에 받게 되어 캐비테이션 현상이 발생된다. 펌프의 캐비테이션은 압력이 순간적으로 증기압 이하로 떨어질 때 발생하는 것으로 알려져 있다. 수치해석에 사용된 오일의 증기압을 0.1bar로



(a) Swash-plate type



(b) Bent-axis type

Fig. 10 Cavitation area of axial piston pumps

가정하고 본 해석 결과 나타난 저압부를 확인한 결과는 Fig. 10과 같다. 저압이 주로 발생하는 시점은 실린더가 토출부에서 흡입부로 연결하는 시점과 흡입부에서 토출부로 연결하는 시점이나 Fig. 10은 후자의 경우를 예로 들어 나타낸 것이다. 그림에서 보인 바와 같이 실린더가 토출부로 진입한 이후부터 예압축 홀의 출구 주변에서 저압이 발생하는 것을 알 수 있다. 캐비테이션 설계시에는 이러한 정보는 매우 유익할 것으로 생각된다. 그러나, 실제 펌프의 성능을 정확히 예측하기 위해서는 이상(two phase) 유동해석을 통한 캐비테이션 현상에 대한 보다 실질적인 고려가 필요할 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 유압 액셀 피스톤 펌프 실린더부의 체적이 실제로 변화하는 조건에서 오일 흡입과 토출작용에 따른 유동 현상을 상용 전산유체 해석 프로그램을 이용하여 3차원 해석을 수행하였으며 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 유동해석 계산 시간과 수렴성을 효율적으로 높이기 위하여 격자를 육면체, 사면체, 프리즘 격자를 혼용하여 생성하였으며 유동해석의 수렴성을 높이고 안정성을 만족시키려면 밸브 플레이트 주위에는 조밀한 육면체 격자를 생성하는 것이 필요하다.

(2) 일반적으로 오일은 액체로서 비압축성 유체로서 가정하여 유동해석을 수행하지만 압력이 350bar의 고압 조건에서는 압축성 성질을 나타낸다. 따라서 오일의 체적탄성계수를 이용한 압력에 따른 밀도 변화의 관계식을 고려해야 한다.

(3) 유동해석 계산 결과에서 사판식 모델의 실린더 내부 압력데이터를 시험결과와 비교하여 거의 일치하는 결과를 얻었다. 또한 맥동을 분석한 결과 기존의 사판식 모델에 비하여 사축식 모델

이 개선되었음이 확인되었다.

후 기

본 논문은 건설기계 파워트레인 모듈 개발 사업 중 21~25톤급 굴삭기용 병렬형 사축식 유압펌프 사업의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Stan Skaistis, 1988, "Noise Control of Hydraulic Machinery," Marcel Dekker, Inc, pp. 1~11.
- (2) Manco, S. and Nervegna, N., 2000, "Effects of Timing and Odd/Even Number of Teeth on Noise Generation of Gerotor Lubricating Pumps for IC Engines," SAE, 2000-01-2630
- (3) Svedberg, G. C., Totten, G. E., Sun, Y. H. and Bishop, R. J. Jr., 1999, "Hydraulic System Cavitation: Part II - A Review of Hardware Design-Related Effects," SAE 1999-01-1877.
- (4) Nam K. W., Jo S. H. and Park J. I., 2006, "Numerical Simulation in the IC Engine Lubricating Gerotor Oil Pump," *Trans. KSME(B)*, Vol. 30, No. 10, pp. 1019~1025.
- (5) Lee, K. W., Jang, J. S., Kim, K. H., Yoon, Y. H., Kim, H. E. and Jung, D. S., 2002, "Modeling and Simulation of Axial Piston Pump of Bent Axis for Discharge Pressure Ripples," *J. KSAE*, Vol. 2, No. 1, pp. 544~549
- (6) Kim, J. K., Oh, S. H. and Jung, J. Y., 1998, "A Study on the Driving of Rods in Hydraulic bent-axis-type Axial Piston Pump," *J. KSTLE*, Vol. 14, No. 4, pp. 51~57.
- (7) ANSYS CFX, Release 10.0 User Manual, 2006, ANSYS Inc.