



공학석사 학위논문

피스톤 펌프의 유량 맥동 시뮬레이션 에 대한 기초적 연구



메카트로닉스 공학과

최 세 령

공학석사 학위논문

피스톤 펌프의 유량 맥동 시뮬레이션에 대한 기초적 연구



메카트로닉스공학과

최 세 령



i

목 차

Abstract ii
기호설명iv
제 1 장 서 론
제 2 장 액시얼 피스톤 펌프의 유량 맥동 시뮬레이션····································
3.1 연구의 대상 펌프 22 3.2 순간 이론 송출 유량에 과한 기초방정식 24 3.3 레이디얼 피스톤 펌프의 특성 시뮬레이션 모델 25 3.4 레이디얼 피스톤 펌프의 시뮬레이션 결과 27 3.4.1 유량 맥동 시뮬레이션 결과 27 3.4.2 설계 파라미터 및 운전 조건의 영향 33
제 4 장 결론
참 고 문 헌

ii

A Basic Study on Simulation of Flow Ripple in Piston Pumps

Sae-Ryung, Choi

Department of Mechatronics Engineering Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Noise in hydraulic systems could be induced with the form of structureborne noise, fluid-borne noise and air-borne noise. Of the three components, the fluid-borne noise has great influence on total noise generation

In a hydraulic system with a piston type pump, a key source of fluid-borne noise must be the flow ripple in the piston type pump. Therefore, reducing flow ripple in piston type pumps is very important in mitigating pressure pulsation and noise in hydraulic systems. This study aims at developing a computer simulation program which enables precise anticipation of flow ripple of piston pumps.

There were several researches on flow ripple in axial piston pumps, but detailed descriptions on the analyzing methods were not given. Besides, the researches on flow ripple in the radial piston pumps were hardly found in reference serveys. In this study, therefore, the author intends to offer fundamentals on simulation methods of flow ripple in axial piston pumps and radial piston pumps.

In axial piston pumps, a sudden backward flow from the discharge port to a cylinder chamber can occur when the cylinder port is connected to the discharge port around bottom dead center(BDC). This backward flow is major

iii

source of flow ripple. The magnitude and the transient wave pattern of the flow ripple is largely affected by valve plate design such as relief groove shape, pre-compression/expansion angle And also, operating conditions of pumps and oil's effective bulk modulus have close relations with the flow ripple. In the study of axial piston pumps, firstly detailed mathematical model of flow ripple was suggested. Then, simulation programs were produced for the numerical analysis of the flow ripple characteristics in pumps, based on Matlab and AMESim separately.

Using the simulation programs, effects of discharge port's shape, precompression/expansion angle and effective bulk modulus on the flow ripple were investigated. Through the investigations, it was ascertained that the simulation programs could be utilized very effectively to obtain valve plate design relevant to the flow ripple reduction.

Nowadays, radial piston pumps are used in very high pressure application mostly over 60 MPa, and have the design aspects with rotating-cam and fixedcylinder style.

In the study of radial piston pumps, firstly detailed mathematical model was suggested. Then a simulation program was produced for flow analysis in a pump, based on AMESim software. Using the simulation program, the reasons for flow ripple generation and volumetric efficiency decrease in the pump were investigated. In the investigation through simulations, the effects of several design parameters and operation conditions such as clearance between piston and cylinder, mean load pressure, volume of cylinder chamber and pump discharge chamber(dead volume), fluid viscosity, and bulk modulus of fluid on the pump's performances were studied.

From the simulation results, it was known that the mean load pressure, the pump discharge chamber(dead volume) and the effective bulk modulus of fluid were working key roles on the flow ripple generation and the volumetric efficiency decrease.

iv

기호 설명

* 액시얼 피스톤 펌프 $A_d(heta)$: 토출실측 노치의 heta위치에서의 개구면적 A_e : 실린더 내의 유주의 등가 단면적 A(α) : 노치의 선단으로부터 α의 위치에서의 개구면적 K : 실린더 내의 작동유($\chi_0=0$)의 체적 탄성계수 K_e : 혼입기포와 압력의 영향을 고려한 유효 체적탄성계수 C₄ : 노치의 오리피스 유량 계수 INIL. C_f: 실린더 내 유주의 점성 감쇠 계수 D : 펌프의 1회전당 배제 용적 L_e : 실린더 내 유주의 등가 길이 N : 펌프의 매분당 회전수 P_c : 실린더 내의 압력 P_d : 토출실의 평균 압력 ot i *P_s* : 흡입실의 평균 압력 P₁: 실린더실의 피스톤측 용량부의 압력 P₁ : 실린더실의 포트측 용량부의 압력 Q_a : 펌프의 실제 토출 유량 Q_d : 토출측 노치(실린더실과 토출실사이)를 흐르는 유량

- $Q_{\rm s}$: 흡입측 노치(실린더실과 토출실사이)를 흐르는 유량
 - V

 Q_{th} : 피스톤 기구만에 기초한 이론 토출 유량

 ΔQ_t : 토출실로부터의 비정상 누설 유량

 ΔQ_s : 실린더 틈새에 의한 정상 누설 유량

 R : 실린더 피치원의 반경

 V_t : 하사점으로부터 θ의 위치에 있는 실린더의 용적

 z : 피스톤의 수

 α : 노치의 선단으로부터 실린더 포트 선단까지 각도

 n : 혼입 기포의 비열비

 f : 대기압 하에서 작동유의 혼입기포 함유율

 θ : 주목하는 실린더의 하사점으로 부터 회전각



N_p : 펌프의 매분당 회전수

vi

제1장서론

1.1 연구의 배경

유압 펌프는 기계 에너지를 유체 에너지로 변환시켜주는 장치로 사용되며, 그 중에서 피스톤 펌프가 가장 널리 사용되고 있다. 유압용 고압 피스톤 펌프로는 액시얼형과 레이디얼형이 개발되었으며, 현재에는 대부분 액시얼형이 주류를 이 루고 있다. 이와 같이 레이디얼형이 쇠퇴하고, 액시얼형만 남게 된 이유로는 레 이디얼형이 상대적으로 펌프의 단위 체적당 배제용적이 작고, 운전 가능한 최고 회전속도가 낮은 구조적인 문제점을 가지고 있기 때문이다.

액시얼형 피스톤 펌프에서 발생하는 유량 맥동과 유압 회로 구성에 따른 맥동 전달특성의 상호 작용으로 관로 내에 압력 맥동을 유발하며, 이러한 압력 맥동은 시스템 구성 기기의 기계진동을 일으킬 뿐만 아니라 유압장치 소음의 원인이 된 다^{1)~3)}. 이 때문에 유량 맥동의 저감화 대책의 효과를 단시간에 수치 실험으로 계산 가능한 시뮬레이션 프로그램을 개발하는 것은 유압 시스템의 저소음화 대 책을 진행함에 있어서 매우 강력한 설계 지원이 된다. 현재 몇 개의 전용 시뮬레 이션 패키지가 개발되어 있지만 어느 것도 사용하고 있는 유압 모델에 대한 상 세한 설명이 없고, 사용하는 미지의 파라미터를 정하는 방법이 불명확한 점이 많 다. ²⁾ 따라서 본 논문에서 액시얼 피스톤 펌프에서 발생하는 유량 맥동의 수학적 모델과 시뮬레이션 모델을 구성하는 방법에 대한 기초적인 자료를 제공하고자 한다.

근래에 국내의 조선 산업이 호황을 누리면서 조선 생산 현장에서 초고압 잭과 같은 특수 목적의 초고압 유압기계에 관한 수요가 증가하고 있으며, 이에 따라서 초고압 펌프의 관련 기술의 필요성이 대두되고 있다. 하지만 현재까지 보고되어 있는 유압용 피스톤 펌프에 관한 연구의 대부분은 액시얼형에 관한 것이며, 레이 디얼형에 관한 연구는 매우 드문편이다. ^{4),5)} 따라서 본 논문에서는 현재 초고압 용으로 주로 사용되는 회전 캠·고정 실린더 방식의 레이디얼형 피스톤 펌프에 대해서 유량 맥동의 발생 원인과 다양한 물리 인자들의 영향을 고찰하였다.

1.2 연구의 목적 및 내용

(1) 액시얼 피스톤 펌프

액시얼 피스톤 펌프에서 유체 전파 소음 특성을 결정짓는 고유치로는 펌프의 내부 임피던스와 유량 맥동이 있다.⁶⁾ 그러나 두 가지 물리량은 직접 계측이 불 가능하며, 관로 내의 압력을 측정함으로써 간접 계측하는 방법이 선행 연구자들 에 의해서 개발되었다(2차 맥동원법, 2압력-2시스템법 등). 하지만 이들 측정법 은 그 계산이 매우 복잡하고, 사용자의 숙련도에 따른 오차를 발생시킬 수 있다. 따라서 피스톤 펌프를 개발하는 단계에서 유량 맥동을 정확하게 계산할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하는 것이 본 연구의 목적이다.

액시얼 피스톤 펌프에서 유량 맥동은 유압유의 압축성이 그 원인이 되며, 실린 더 포트가 하사점(BDC, bottom dead center) 부근을 지날 때, 송출 포트의 고 압유가 실린더 실로 급격히 역류하는 유동에 의해서 발생한다.^{1),2)} 이러한 비정 상 누설 유량은 펌핑 기구에 기초한 유량 맥동(유한한 피스톤 수가 원인)에 비 하여 맥동의 진폭이 매우 큰 것으로 알려져 있다.

액시얼 피스톤 펌프의 유량 맥동은 동적 유량 표시식을 사용해서 수치 시뮬레 이션을 수행하였으며, 선행연구자인 Kojima 교수의 실험 및 시뮬레이션 결과와 비교하여 신뢰성을 검증하였다. 또한 유압 전문 해석 프로그램인 AMESim으로 시뮬레이션 모델을 구성하여 유량 맥동의 계산 결과를 검증하였으며, 완성된 시 뮬레이션 모델을 이용하여 펌프의 성능에 영향을 미치는 주요 물리인자들을 분 석하였다.

(2) 레이디얼 피스톤 펌프

현재 주로 생산되고 있는 초고압용 레이디얼 피스톤 펌프로는 회전 캠·고정 실린더 방식이 있다. 이 방식의 펌프는 흡입 및 송출 밸브로서 체크 밸브를 사용 하기 때문에 용적 효율이 매우 높은 설계가 가능하고, 부품의 수가 상대적으로 적은 이점이 있어서 주로 60 MPa 이상의 압력유를 송출하는 초고압 펌프로써 사용된다. ^{7),8)}

본 논문에서는 유압 전문 해석 프로그램인 AMESim으로 시뮬레이션 모델을

구성하였으며, 단일 실린더 내부의 압력 및 유량 변화를 조사함으로써 레이디얼 피스톤 펌프에서 체적 효율을 저하시키는 원인이 흡입과 송출 구간에서 발생하 는 유량 단절 구간(유량이 0인 구간)에 의해서 나타남을 규명하였다. 또한 펌프 설계를 위한 기초적 기술 자료를 제공할 목적으로, 특정 규격의 유압펌프를 대상 으로 하여 수치 시뮬레이션을 수행하고, 펌프 설계에 관련된 주요 물리 인자들이 펌프의 성능에 미치는 영향을 조사한다.



제 2 장 액시얼 피스톤 펌프의 유량 맥동 시뮬레이션

2.1 펌프의 동적 유량 표시식

본 장에서는 액시얼 피스톤 펌프를 대상으로 작동유의 압축성 이외에 실린더 및 밸브플레이트의 노치 내부를 흐르는 유체의 관성까지 고려한 피스톤 펌프의 유량 맥동에 대한 수학 모델을 제시한다. 그림 2.1은 액시얼 피스톤 펌프에서 실 린더 블록이 회전함에 따른 밸브플레이트와 피스톤의 위치 관계를 나타낸다.



펌프의 실제 송출 유량 Q_a 는 다음 식으로 표시된다.

 $Q_a = Q_{th} - \Delta Q_t - \Delta Q_s$

(2.1)

여기서 , Q_a : 실제 송출 유량 Q_{th} : 이론 송출 유량 ΔQ_t : 비정상 누설 유량 ΔQ_s : 정상 누설 유량이다.

이론 송출 유량 Q_{th} 는 비압축성 유체를 대상으로 펌핑 기구의 운동에 주목하 여 기술하게 되며, 하사점(BDC, 그림 2.1 참조)에 가장 가까운 주목하는 실린더 를 하사점으로부터 회전각을 θ 라 하면, 아래의 수식으로 나타낼 수 있다.^{2),4)}

$$Q_{th} = \frac{\pi D N}{120 z \sin(\pi/2z)} \cos\left(\theta - \frac{\pi}{2z}\right)$$

$$\begin{cases} 0 \le \theta \le \frac{\pi}{z} \quad \text{@Im} \quad k=1 \\ \frac{\pi}{z} \le \theta \le \frac{2\pi}{z} \quad \text{@Im} \quad k=3 \\ \theta \le 0 \quad \text{@Im} \quad k=3 \end{cases}$$
(2.2)

식 (2.1)에서 비정상 누설 유량 ΔQ_t 속에서 하사점 근방에서 토출실로부터의 비정상 누설유량 ΔQ_{tb} 와 상사점 근방에서 토출실로 부터 비정상 누설유량 ΔQ_{tt} 로 계산된다.

 $\Delta Q_t = \Delta Q_{tb} + \Delta Q_{tt}$ (2.3) 여기서 하사점 부근에서의 비정상 누설유량 ΔQ_{tb} 는 펌프실의 체적 변화에 따 른 유량과 송출 포트로부터 펌프실로의 누설유량 Q_d 를 사용하여 아래와 같이 구해진다.

$$\Delta Q_{tb} = -\frac{dV_t}{dt} - Q_d \tag{2.4}$$

또한, 비정상 누설유량 ΔQ_b는 실린더실 내에 연속방정식을 적용함으로써 아 래와 같이 구해진다. 여기서 Q_s는 실린더에서 흡입 포트 측으로의 누설 유량이 다. 또 우변 제1항은 작동유의 압축성에 기인한 유량 손실이다.

$$\Delta Q_{tb} = \frac{V_t}{K} \frac{dp_c}{dt} + Q_s \tag{2.5}$$

여기서, 배제용적을 **D**, 펌프의 매분당 회전수를 **N**, 사판각이 0도일 때 실린 더의 체적을 **V**_{t0}라면, 식 (2.4)과 식 (2.5)에 포함된 실린더 체적 **V**_t 및 체적변 화율 *dV*_t/*dt*은 아래와 같이 표시된다.

$$V_t = V_{t0} + (D/2z)\cos\theta \tag{2.6}$$

$$dV_t / dt = -(\pi D N / 60 z) \sin \theta$$
(2.7)

2.1.1 노치를 흐르는 유체의 관성을 고려한 경우



그림 2.2 노치를 흐르는 유체 관성에 의한 비정상 유동력

그림 2.2에 나타내는 실린더 블록 섭동면으로 가려진 노치부를 흐르는 작동유 의 영향을 고려하면 식(2.4) 가운데서 Q_d 는 근사적으로 다음식으로 주어진다.

$$\frac{dQ_d}{dt} = \left(\frac{P_{i2} - P_d}{\rho} - \frac{Q_d |Q_d|}{2C_d^2 A_d(\theta)^2}\right) / \int_{R\alpha_1}^{R\alpha_2} \frac{Rd\alpha}{A(\alpha)}$$
(2.8)

여기서, 노치의 형상이 경사 삼각형 경우에는 $A(\alpha) = (\alpha / \alpha_2)^2 A_{d0}$ 이기 때문에 다음 식 (2.8)의 적분 항은 다음과 같이 표시된다.

$$\int \frac{R}{A(\alpha)} d\alpha = \frac{R\alpha_2^2}{A_{d0}} \left(\frac{1}{\alpha_1} - \frac{1}{\alpha_2} \right)$$
(2.9)

실린더 내부 흐름의 동특성에 대해서 작동유의 압축성 이외에 관성의 영향도 고려하여, 그 근사 모델을 그림 2.3에 나타내었다. 그림 2.3은 실린더의 양 끝에 용량부와 이 사이에 관성부를 집중시킨 역학모델이라고 가정한다. 각 용량부의 압력, 용적, 등가 체적탄성계수를 P_{t1} , V_{t1} , B_{e1} , P_{t2} , V_{t2} , B_{e2} , 관성부의 체적 유량을 Q_c 라고 하면, 각 용량부를 연속 방정식으로 나타냄으로써 P_{t1} 과 P_{t2} 에 대한 수식이 유도된다.



그림 2.3 실린더 포트를 흐르는 작동유의 시뮬레이션 모델

$$dP_{t1}/dt = K_{e1}(-dVt/dt - Q_c - \Delta Q_{s1})/V_{t1}$$
(2.10)
$$dP_{t2}/dt = K_{e2}(Q_c - Q_s - Q_d)/V_{t2}$$
(2.11)

실린더 내 유주의 등가 단면적 A_e , 등가 길이 L_e , 점성 감쇠 계수 C_f 라 하 면, 그림 2.2에 나타낸 역학모델의 관성부의 운동방정식으로부터 Q_c 에 대하여 아래의 식이 구해진다.

$$\frac{dQ_{c}}{dt} = \frac{A_{e}}{\rho L_{e}} \left(P_{t1} - P_{t2} - \frac{C_{f}}{A_{e}^{2}} Q_{c} \right)$$
(2.12)

또한, 하사전 근방에서의 실린더 실로부터 흡입실로 흐르는 유량 Q_s 는 오리피 스의 방정식으로부터 아래의 식으로 구해진다.

$$Q_{s} = sign(P_{t2} - P_{s}) C_{d} A_{s}(\theta) \sqrt{2|P_{t2} - P_{s}|/\rho}$$
(2.13)

2.1.2 노치를 흐르는 유체의 관성을 고려하지 않은 경우

노치 내부를 흐르는 유체의 관성에 의한 영향은 실런더 내 압력의 오버슈트를 높이는 작용을 하지만 토출 유량 맥동에 대해서는 매우 고차의 성분을 제외하고 는 그다지 영향을 미치지 않는다. 구체적으로는 식 (2.10), (2.11), (2.12) 대신 에 $P_{t1} = P_{t2} \equiv P_c$, $V_{t1} = V_{t2} \equiv V/2$ 및 $K_{e1} = K_{e2} \equiv K_e$ 로 정의하여 수식을 간략화 할 수 있다.²⁾

실린더 내의 압력 p_c 는 식 (2.4)과 (2.5)로부터 비정상 누설 유량 ΔQ_t 항을 소거하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{K}{V_t} \left(-\frac{dV_t}{dt} + Q_d - Q_s \right)$$
(2.14)

그림 2.4는 실린더 및 노치부에서 유체의 관성에 의한 영향을 고려하지 않은 시뮬레이션 모델을 나타내었다. 실린더 내부의 압력은 P_c 로 계산하며, 송출포트 에서 실린더 실로 역류하는 유량 Q_d 와 실린더실에서 흡입포트로 역류하는 유량 Q_c 는 통상의 오리피스의 방정식으로 표시된다.



그림 2.4 실린더에서 유체 흐름 대한 시뮬레이션 모델

2.2 유량 맥동의 시뮬레이션 전략

본 연구의 대상 펌프는 피스톤 수가 9개로 펌프 송출 포트에 동시에 접속하는 피스톤 수는 그림 2.5에 나타낸 바와 같이 4~5개가 된다. 비정상 누설 유량 ΔQ_r 의 발생은 하사점(BDC)을 통과하는 피스톤(그림 2.5에서 1번 실린더로 표 시함)이 송출 포트와 만날 때, 그리고 상사점(top dead center, TDC)을 통과하 는 피스톤(그림 2.5에서 5번 실린더로 표시함)이 흡입 포트와 만날 때에만 발생 하며, 밸브 플레이트에 마련되는 유로의 설계 방식에 따라서는 1번 피스톤과 5 번 피스톤에서 동시에 ΔQ_r 가 발생할 수가 있다. 한편 송출 포트에 접속된 실린 더 가운데서 1번 피스톤과 5번 피스톤 사이에 있는 3개의 실린더에서는 ΔQ_s (정상 누설 손실)는 발생할 수 있어도 ΔQ_r 는 발생하지 않는다.⁶⁾



이제 식 (2.1)을 사용하여 실제 송출 유량 Q_a 를 계산함에 있어서, 먼저 정상 누설 유량 ΔQ_s 를 0으로 둔다. ΔQ_s 를 무시하는 것은 시뮬레이션의 목적이 궁 극적으로 Q_a 의 과도 성분의 예측에 있기 때문이다. 따라서 식 $(2.2) \sim (2.9)$ 를 연립으로 수치 적분하여 Q_{th} 및 ΔQ_t 를 얻은 후 식 (2.1)에 대입함으로써 Q_a 를 구하고자 한다.

식 $(2.2) \sim (2.9)$ 를 사용하여 ΔQ_r 를 수치 계산하는 과정을 더 상세히 설명하

고자 한다. 위에 식들은 독립변수로서 시간 t이외에 각도 θ 가 존재한다. 이 때 시간 t[s]와 각도 θ [deg.] 사이에는 다음 관계식이 성립한다.

 $\theta = \frac{360 N}{60} t$

(2.17)

계산되는 Q_a 의 파형에는 펌프 1회전에 소요되는 시간 동안에 z 개(피스톤 수)의 파형이 반복적으로 발생하며, 따라서 파형 1개의 주기는 40°(360°/z) 가 된다. 하지만 밸브 플레이트의 노치 및 키드니 포트의 형상이 비대칭형인 경 우가 많기 때문에 회전각도에 따른 밸브 플레이트의 유동 면적을 0~360°의 함 수로 만들어 사용한다. 이 시뮬레이션에서는 기본적으로는 시간 t의 변화에 따 른 물리 변수들의 변화량을 계산하며, 식 (2.17)로 시간 t는 각도 θ 와 연동된 다. 수치 계산에는 제 4차 Runge-Kutta 법을 사용하며, 먼저 매 시간 증분마다 식(2.6), (2.7) 및 식 (2.15), (2.16)을 사용하여 p_c 를 구하고, 구해진 p_c 와 식 (2.15)로부터 새로운 Q_d 를 구한다. 다음으로 식 (2.3)으로부터 ΔQ_t 를 구한 다. 이어서 식 (2)를 사용해서 Q_{th} 를 계산하면, 식(1)로부터 Q_a 를 구할 수 있 다.

위의 계산 중에서 추가적으로 고려해야 하는 부분이 압력변화에 따른 체적탄 성계수 K의 영향이다. 만약 유압유 속에 기포(bubble)의 형태로 혼입된 가스는 그 양이 미소하더라도 유효 체적탄성계수 K_e 에 매우 큰 영향을 미칠 수 있다. 특히나 비정상 누설 유량은 하사점(BDC) 부근에서 발생하기 때문에 실린더 압 력이 P_s (흡입 압력)에서 P_a 로 급격하게 변화한다. 유효 체적탄성계수 K_e 는 아 래의 식을 통해서 압력의 함수로 계산된다.²⁾



(2.18)

여기서, 액시얼 피스톤 펌프의 경우에는 $f = V_{g0}/V_l$ (펌프의 경우 0.05~ 0.1%), n=1.4, $K=1200 \sim 1250$ MPa, $P_0=0.05$ MPa 을 사용한다. 그림 2.5 에는 압력의 변화에 따른 유효 체적탄성계수의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 하 사점(BDC) 부근에서 유효 체적탄성계수의 값이 매우 낮아질 수 있음을 알 수 있다.



2.3 유량 맥동 시뮬레이션의 결과

유압 피스톤 펌프의 유량 맥동 발생 기구를 명확히할 목적으로 선행연구자인 Kojima 교수가 수행한 실험 모델과 동일한 형태의 밸브 플레이트를 갖는 피스톤 펌프를 대상으로 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에서 사용한 물리 인 자들을 표 2.1에 나타내었으며, 밸브 플레이트의 형상을 그림 2.7에 나타낸다.²⁾

item	Value (unit)	
Number of piston(z)	9	
Displacement(D)	$16.22 \text{cm}^3/\text{rev}$	
Cylinder volume at $\mathrm{TDC}(V_{to})$	$0.95 \mathrm{cm}^3$	
Inlet pressure (p_s)	0.05 MPa	
Outlet pressure (p_d)	14 MPa	
Offfice coefficient ($C_d = C_s$)	0.7	
Notch angle (α)	6.9°	
Bulk modulus of oil (K)	1200 MPa	
Density of oil($ ho$)	872 kg/m^3	
Density of oil (ρ) 872 kg/m ³ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_1 \theta_2 \theta_3$ $\theta_2 \theta_3 \theta_4$		

표 2.1 펌프의 물리 인자

그림 2.7 V노치형 밸브 플레이트(Kojima 교수)

유압 펌프의 회전 속도는 1500 rev/min이며, 송출 압력은 14 MPa이다. 위의 식 $(2.5) \sim (2.8)$ 을 통해 실린더 내부의 압력 p_c 를 계산하고, 식 (2.3)과 (2.5)를 통해서 ΔQ_t 를 계산한다. 그림 2.8(a)는 1개의 실린더가 회전함에 따라서 발 생하는 실린더 내부의 압력 p_c 를 나타내며, 그림 2.8(b)는 밸브 플레이트의 상 사점(TDC)에서 발생하는 비정상 누설 유량 ΔQ_t 를 나타내었다. 여기서 피스톤 의 송출 유량에 영향을 미치는 ΔQ_t 는 하사점(BDC)부근에서만 발생함을 확인할 수 있다.



1 3

앞에서 2.3절에서 시뮬레이션의 전략으로서 정상 누설 유량 $\Delta Q_s \equiv 0$ 으로 두었 기 때문에 식 (2.2)로 구한 펌프의 이론 송출 유량 Q_a 에서 그림 2.8(a)에서 구 한 비정상 누설 유량 $\Delta Q_t \equiv$ 빼주면 실제 펌프의 송출 유량 Q_a 가 계산된다.

그림 2.9(a)는 선행연구자인 Kojima 교수가 계산한 이론 유량 맥동 Q_h 와 실 제 송출 유량 Q_a 를 실험과 시뮬레이션으로 구한 그림이다. 그림 2.9(b)는 MATLAB을 통해 식 (2.1)~(2.15)를 수치 적분하여 계산한 이론 유량 맥동 Q_h 와 실제 송출 유량 Q_a 이다.



(b) Q_a & Q_{th} (시뮬레이션 결과)
 그림 2.9 유량 맥동의 시뮬레이션 결과

그림 2.9을 통해서 본 연구의 시뮬레이션의 결과로써 계산된 실제 송출 유량 Q_a 는 Kojima 교수가 계산한 Q_a 와 비교적 고른 일치를 보인다. 따라서 MATLAB을 사용한 수치 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 확인할 수 있다.

하지만, 그림 2.9(a)에서 Kojima 교수의 실험(유량 맥동의 계측은 2압력-2시 스템법을 사용함)과 시뮬레이션의 결과는 전구간에서 고른 일치를 보이며, 유량 맥동의 고주파 성분까지 계산된 것을 확인할 수 있다. 본 논문에서는 이러한 고 주파 성분에 영향을 미치는 유체의 관성의 영향을 고려하지 않았기 때문에 시뮬 레이션 결과에서 차이가 발생하였다.

2.4 AMESim을 사용한 유량 맥동 시뮬레이션

범용 유압시스템 해석 프로그램인 AMESim을 사용한 피스톤 펌프의 시뮬레이 션 모델을 그림 2.10에 나타내었다. 그림 2.10은 펌프를 구성하는 9개의 피스톤 중에서 1개의 피스톤의 운동을 나타낸 것이다. 밸브 플레이트의 유동 면적은 펌 프의 회전 각도에 따른 함수로 구성하였으며, 나머지 물리 인자는 표 2.1에 값을 사용하였다. 유량 맥동의 수치 시뮬레이션 결과와 직접 비교하기 위해서, 출구 포트는 유압 관로 없이 구성하였다. 그리고 펌프의 부하압력을 조절하기 위해서 출구에 교축 밸브를 사용하였다.



그림 2.10 AMESim을 사용한 액시얼 피스톤 펌프의 시뮬레이션 모델



앞으로 계산할 실린더 포트 내부 압력 p_c 및 펌프의 실제 송출 유량 Q_a 를 정확하게 비교하기 위해서 p_c 및 Q_a 에 계산에 사용되는 기본적인 물리 변수를 조사하였다. 그림 2.11는 MATLAB과 AMESim에서 계산된 밸브 플레이트의 유 동 면적 $a_{s,d}(\theta)$ 과 실린더 포트의 체적 V_t 를 나타내었으며, 그 결과가 정확히 일치함을 확인할 수 있다.

그림 2.12에서는 Kojima 교수가 실린더 내부의 압력 p_c 을 측정하고, 시뮬레 이션한 결과이다. 본 논문에서는 단일 실린더 내부의 압력 p_c 를 식 (2.14)로 계산하며, AMESim S/W에서는 아래의 식을 통해서 압력을 계산한다.

 $\frac{dp_c}{dt} = \frac{KQ}{V_t}$

(2.19)

앞에서 그림 2.9의 시뮬레이션 결과를 통해 유량 맥동을 수치 적분법 (MATLAB 사용)으로 계산하는 프로그램의 신뢰성을 확인하였다. 따라서 수치 적분법으로 계산된 유량맥동의 시뮬레이션 결과를 AMESim의 시뮬레이션 결과 와 비교하여, AMESim에서 계산된 유량 맥동 Q_a 의 신뢰성을 검토하고자 한다. 그림 2.13는 단일 실린더 내부의 압력 변화를 나타낸 것이며, 그 결과 실린더 내부의 압력 p_c 가 수치 시뮬레이션에서 계산된 값과 매우 유사함을 알 수 있다.



 $1 \ 7$



그림 2.14 유량 맥동 시뮬레이션 결과 비교

그림 2.14은 수치 시뮬레이션한 결과(MATLAB S/W 사용)로 유량 맥동 Q_a 와 AMESim으로 계산된 유량 맥동 Q_a 를 비교한 것이다. 수치 시뮬레이션과 AMESim으로 계산하는 두 가지 방법이 시뮬레이션 결과를 통해 매우 유사함을 확인할 수 있다. AMESim의 모델에서는 실린더 송출측 체임버 등이 복합적으로 고려되어 있어서 유량 맥동의 진폭이 수치 시뮬레이션에 의한 결과보다 작게 계 산되었다.

AMESim으로 유량 맥동을 계산하면, 앞에서 수치 적분법으로 계산한 것과 같 이 액시얼 피스톤 펌프의 수학 모델의 수식 (2.1)~(2.15)를 Runge-Kutta의 방법으로 복잡하게 계산하지 않아도 신뢰할 만한 유량 맥동의 계산이 가능함을 확인하였다.

AMESim 프로그램은 유압 전문 해석 프로그램이기 때문에 다양한 물리 인자 들의 영향을 손쉽게 고찰할 수 있는 장점을 가지고 있다. 액시얼 피스톤 펌프의 유량 맥동이 정확하게 계산되면 출구 배관에 따른 반사파의 영향, 송출 체임버에 서 유압유의 압축성의 영향 등을 별도의 계산 없이 손쉽게 고찰할 수 있다.

2.5 AMESim 시뮬레이션 모델을 이용한 파라미터 고찰

유압 펌프의 유량 맥동은 밸브플레이트 형상(V노치, 예가압·예팽창 구간 등), 펌프의 운전 조건 및 유압유의 속성(체적탄성계수, 동점도 등) 등의 인자에 따라 서 크게 영향을 받는 것으로 알려져 있다.

다양한 설계 인자 중에서 대표적으로 밸브 플레이트의 노치 형상에 따른 영향 과 유압유의 체적탄성계수에 영향을 시뮬레이션 하였다.

그림 2.15는 밸브플레이트에 노치의 유무에 따른 유량 맥동의 시뮬레이션 결 과를 나타낸 것이다. 노치를 제외한 밸브플레이트 및 유압유의 성질은 표 2.1의 물리 인자들을 사용하였다.

일반적으로 밸브플레이트에 노치를 도입하면 유량 맥동의 진폭이 감소하는 것 으로 알려져 있다. 그림 2.15의 시뮬레이션 결과에서도 노치를 사용함에 따라서 노치가 없는 경우 보다 유량 맥동에서 떨어지는 진폭이 절반 정도로 감소함을 확인할 수 있다. 이것은 노치가 없는 경우에는 하사점 부근에서 송출측의 고압의 유압유가 실린더실과 역류하는 유당이 발생할 때, 큰 면적(키드니 포트의 면적) 으로 접촉하기 때문에 역류하는 유량이 많기 때문이다. 그러나 노치가 있는 경우 에는 하사점(BDC) 부근에서 역류하는 유량이 발생하지만, 밸브플레이트의 유동 면적이 작기 때문에(노치의 개구 면적) 많은 양의 유량이 역류하지 못한다. 이러 한 특성 때문에 밸브플레이트에 노치를 사용하면 유량 맥동의 진폭을 감소한다. 그러나 노치를 사용하면, 단일 피스톤의 실린더 압력 p_c 가 완만하게 상승하기 때문에 펌프의 용적 효율이 다소 낮아지는 단점이 있다.

그림 2. 14는 V노치의 사이각(α)를 6.9°, 14°및 20°로 변경하였을 때, 유 량 맥동의 계산 결과를 나타낸다. 시뮬레이션 결과로부터 노치의 사이각 α 의 증가와 더불어 V노치의 맥동 유량 저감 효과가 증가하게 됨을 알 수 있으며, 이 는 지극히 당연한 결과이지만 V 노치 설계의 개념이 시뮬레이션에 올바르게 반 영되어 있음을 보이는 결과라 할 수 있다.



그림 2.15 노치의 유·무에 따른 유량 맥동의 시뮬레이션 결과



2 0

그림 2.17는 유압유의 체적탄성계수에 따른 시뮬레이션 결과를 나타내었다. 체적탄성계수는 800, 1200, 1600 MPa로 변화시켰으며, 그 밖에 밸브플래이트의 형상 및 유압유의 속성은 표 2.1의 값을 사용하였다.

체적탄성계수는 유량 맥동에 영향을 미치는 중요한 물리 인자 중 하나이다. 2.2절의 시뮬레이션 전략에서 식 (2.18)을 통해서 유압유에 기포 형태로 혼입된 가스의 영향과 압력 변화에 따른 유효 체적탄성계수를 계산하였다.

시뮬레이션 결과에서 체적탄성계수가 낮아짐에 따라서 유량 맥동의 진폭이 매 우 커질 수 있음을 알 수 있다. 체적탄성계수가 낮아지게 되면 유압유가 물러지 는 효과가 나타나고 같은 압력에서 더 많은 유압유가 압축된다. 따라서 밸브플레 이트의 하사점 부근에서 송출 포트의 고압유가 실린더실과 연결되어 역류할 때, 많은 유압유를 압축되며 유량 맥동의 진폭을 증가하게 된다. 하지만 체적탄성계 수는 정확한 물리값을 도출하는 것이 매우 어려우며, 선행 연구자들에 의해서 피 스톤 펌프의 경우 $f = 0.05 \sim 0.1\%$, n=1.4, $K=1200 \sim 1250$ MPa 을 사용하 여 식 (2.18)로 계산하면 선뢰할 만한 결과를 얻을 수 있음이 확인되었다.²⁾



그림 2.17 노치 각도(α)의 영향 고찰

제 3 장 레이디얼 피스톤 펌프의 유량 맥동 시뮬레이션

레이디얼 피스톤 펌프는 주로 초고압 유압 잭, 초고압 유압 공구를 구동하는 유압 시스템 등에 매우 제한적으로 사용되어 왔다. 그런데 근래에 국내에 조선 산업이 크게 발전하면서 조선 생산 현장에서 초고압 잭과 같은 특수 목적의 초 고압 유압기계에 관한 수요가 증가하고 있으며, 이에 따라서 초고압 펌프 및 초 고압 밸브 관련 기술의 필요성이 높아지고 있다. 따라서 이러한 기술적인 요구로 인하여 레이디얼 피스톤 펌프에 대한 연구를 시작하게 되었다.

3.1 연구의 대상 펌프

회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프의 예로서, 3개의 피스톤을 갖는 펌프(Bosch Rexroth 社)의 단면 형상을 그림 3.1에 나타낸다.⁹⁾ 그림에서 ①은 구동축, ②는 회전캠, ③은 피스톤, ④는 실린더, ⑤ 및 ⑥은 흡입 밸브 및 송출



그림 3.1 회전캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프

밸브, ⑦은 펌프의 케이싱을 나타낸다. 3개의 실린더는 120°의 간격으로 회전 축 주위에 배치되며, 각 피스톤들은 회전축에 설치된 편심 캠이 회전함에 따라서 왕복 운동이 일어나서 펌핑 작용을 수행한다. 이 펌프의 흡입측 압력, 즉 케이싱 내부 압력은 승압(부스팅) 펌프(그림 3.1에서는 생략됨)에 의하여 수십 bar로 가압하여 사용하는 게 일반적이다.

이 연구에서 대상으로 하는 펌프는 그림 3.1과 완전히 동일한 구조는 아니지 만, 그 구성이 매우 유사하며, 연구 대상펌프에 관련된 주요 물리수치들을 표 3.1에 제시하였다.

item	Value
Number of pistons(z)	3
Piston diameter (D_p)	8 mm
Piston length(L_p)	44 mm
Piston stroke(L)	5 mm
Eccentricity of $cam(e = L/2)$	2.5 mm
Piston area (A_p)	$0.50265{\rm cm}^2$
Displacement of pump	$0.754\mathrm{cm}^3/\mathrm{rev}$
Clearance between piston and cylinder	5 μm
Axial length of the sliding surface between piston and cylinder	34 (±2.5) mm
Dead volume of each cylinder at BDC(③at Fig 3.2)	$0.366{\rm cm}^3$
Volume of load side chamber(⑤ at Fig. 3.2)	7.918 cm ³
Cracking pressure of the check valves	$0.5 {\rm cm}^3$
Suction(boosting) pressure(p_i)	7 MPa
Mean load pressure (p_o)	70 MPa
Pump speed (N_p)	1720 rev/min

표 3.1 연구 대상 펌프의 물리 파라미터

3.2 순간 이론 송출 유량에 관한 기초 방정식

먼저, 이 펌프의 3개의 피스톤 가운데서 하나의 피스톤의 운동에 주목한다. 피 스톤이 하사점(BDC)에 위치할 때에 회전축의 회전각도(θ)를 θ=0°라 하면 회 전축이 BDC로부터 각도 θ만큼 회전 했을 때의 피스톤 변위 x 및 피스톤 속도 *v*는 다음과 같이 표시된다.

$$x = e - e \cos \theta = e(1 - \cos \theta) \tag{3.1}$$

$$v = \dot{x} = e\,\,\omega\sin\,\theta\tag{3.2}$$

여기서, $\omega = d\theta/dt$ 이다.

이 펌프의 3개의 피스톤이 연속 작동함에 따라서 얻어지는 이론적인 순간 유 량 Q'_{μ} 는 다음 식으로 표시된다.

$$Q_{ih}' = \sum_{i=1}^{z_0} A_p \, v_i = A_p \, e \, \omega \sum_{i=1}^{z_0} \sin \left[\theta + (i-1) \frac{2 \, \pi}{z} \right]$$
(3.3)

식 (3.3)에서 z₀는 유압 유체를 송출 중인 피스톤의 수이며, z가 홀수 일 때, θ의 영역에 따라서 z₀가 다음과 같이 정해진다.

일반적으로 임의의 각도 α , β 에 대하여

$$Q_{th}' = A_p \, e \, \omega \sin \frac{z_0 \, \pi}{z} \sin \left(\theta + \frac{z_0 - 1}{z} \, \pi \right) / \sin \frac{\pi}{z} \tag{3.5}$$

따라서, z가 홀수일 때, 식 (3.5)는

*
$$z_0 = (z+1)/2 \ [\ll 0 < \theta \le \pi/z]:$$

 $Q_{th}' = A_p e \omega \cos \frac{\pi}{2z} \cos \left(\theta - \frac{\pi}{2z} \right) / \sin \frac{\pi}{z}$
(3.6a)

*
$$z_0 = (z-1)/2 \left[\Leftarrow \pi/z < \theta \le 2\pi/z \right]$$
:
 $Q_{th}' = A_p e \omega \cos \frac{\pi}{2z} \cos \left(\theta - \frac{3\pi}{2z} \right) / \sin \frac{\pi}{z}$

$$= \frac{A_p e \omega}{2} \cos \left(\theta - \frac{3\pi}{2z} \right) / \sin \frac{\pi}{z}$$
(3.6b)

식 (3.6a), (3.6b)를 사용함으로써 레이디얼 피스톤 펌프의 이론적 순간 송출 유량을 직접 계산할 수 있다. 그러나 식 (3.6a), (3.6b)에는 펌프 내부의 유체가 압축, 팽창됨에 따른 펌프 송출량 변화, 흡입 및 송출 밸브의 작용, 송출측 체임 버에 의한 유체의 압축성 등에 대한 영향을 고려하지는 않는다. 따라서, 범용 유 압시스템 해석 소프트웨어인 AMESim을 사용하여 시뮬레이션 모델을 구성함으 로써 펌프 계에 대한 구체적인 모델링은 생략한다.

3.3 레이디얼 피스톤 펌프의 특성 시뮬레이션 모델

이 연구에서 대상으로 하는 펌프의 유압 회로도를 그림 3.2에 나타낸다. 저압 측 승압 펌프 ①은 항상 7 MPa의 압력유를 레이디얼 피스톤 펌프의 흡입측에 공급한다. 3개의 피스톤이 120°의 위상차를 가지고 피스톤을 왕복함에 따라서 캠의 편심량에 의해서 기름을 흡입, 송출한다. 이 때에 밸브의 흡입 및 송출 포 트에 스프링 지지 체크 밸브가 있어서 하사점(BDC) 및 상사점(TDC)에서 역류 하는 흐름을 방지한다. 따라서 회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프는 비교적 높은 용적 효율을 가진다.

그림 3.2과 같이 각각의 피스톤은 송출측에 체적 요소 ③이 존재한다. 이 체적 요소는 흡입 체크밸브 ②와 송출 체크밸브 ④ 사이의 체적으로서, 피스톤이 상사 점(TDC)에 위치할 때의 실린더 내부 체적을 포함한다. 또한, 송출 밸브를 지난 위치에도 체적요소 ⑤가 존재하며 각각의 피스톤에서 발생한 유량은 체임버 ⑤ 에 모여서 송출된다. 펌프로부터 송출된 유압유는 부하압력 설정용 교축밸브 ⑥ 을 거쳐서 탱크로 복귀한다.

시뮬레이션 모델의 구성에는 범용 유압시스템 해석 프로그램인 AMESim을 사용하였으며, 그림 3.2의 유압 회로도를 AMESim 소프트웨어로 구성한 것이 그 림 3.3이다. 그림 3.3의 모델은 각 실린더/피스톤을 HCD(hydraulic component design) 라이브러리에서 제공하는 요소들을 사용하여 작성하였으며, 표 3.1에서 제시된 물리 파라미터 값들과 표 3.2에 제시된 유체 관련 수치들을 반영하였다.

피스톤에서 발생하는 누설 계산에는 평행 평판 사이의 층류 모델(BAF11)을 사용하였으며, 흡입 송출 밸브로 사용되는 체크밸브들의 모델로는 스프링 지지 체크밸브 모델(CV001)을 사용하였다.



density(ρ)	850 kg/m^3
effective bulk modulus of oil (K_e)	1700 MPa
kinematic viscosity (ν)	$60 \times 10^{-6} m^2/s$
temperature (T)	40 °C

표 3.2 작동유의 물리 파라미터

3.4 레이디얼 피스톤 펌프의 시뮬레이션 결과

3.4.1 유량 맥동 시뮬레이션 결과

(1) 단일 실린더에서 압력 및 송출 유량

연구 대상 펌프의 3개 실린더 가운데서 1개 실린더 내부의 압력과 실린더로부 더 송출되는 유량에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 3.4에 나타내었다. 그림 3.4에 서 (a)는 모든 수치들이 위에 표 3.1과 3.2에 주어진 파라미터를 적용한 시뮬레 이션 결과이며, 실린더 내부 압력이 7 MPa로부터 70 MPa까지 상승하는 동안에 는 송출 유량이 0이 되는 구간이 발생하며(약 90~130°의 구간, 그림 3.4 (a) 참조), 실린더 내부 압력이 70 MPa로부터 7 MPa까지 하강하는 동안에도 흡입 유량이 0인 구간이 나타남을 알 수 있다(약 270~300°의 구간, 그림 3.4 (a) 참조). 그림 (b)는 그림 (a)의 조건으로부터 평균 부하 압력 p_o 가 7 MPa로 낮 아졌을 때의 시뮬레이션 결과이다. 이 때는 펌프의 흡입 압력과 부하 압력이 모 두 7 MPa이므로 유량 곡선에서 유량이 단절(0으로 유지)되는 구간이 발생하지 않는다. 그림 (c)는 그림 (a)의 조건으로부터 유압유의 유효 체적탄성계수 K_o 가 500 MPa로 낮아졌을 때의 시뮬레이션 결과이다. 이 때는 유압유의 압축성이 증가함에 따라서 송출(약 90~160°의 구간, 그림 3.4 (c) 참조) 및 흡입(약 270~330°의 구간, 그림 3.4 (c) 참조) 유량이 단절(0으로 유지)되는 구간이 더욱 늘어남을 알 수 있다.



(b) $K_e = 1700 \text{ MPa}$, $p_o = 7 \text{ MPa}$







그림 3.5는 연구 대상 펌프로부터의 송출 유량(그림 3.2에서 체임버 ⑤로 유 입하는 유량)의 시뮬레이션 결과로서 3개 실린더의 송출 유량을 합한 결과이며, 평균 부하 압력 p_o 가 7, 20, 45, 70 MPa일 때의 시뮬레이션 결과를 보여준다. 이 시뮬레이션에서 p_o 이외의 수치들은 표 3.1과 3.2에 주어진 파라미터와 동일 하다. 단, 이 시뮬레이션에서는 그림 3.2의 유압 회로에서 펌프 출구부에 용량 10 L의 어큐뮬레이터가 설치된 관로인 경우로 고려하였다. 또한 이 그림 3.5에 는 $p_o = 7$ MPa일 때의 유량을 식 (3.6a)와 (3.6b)을 사용하여 계산한 결과가 실선으로 표시하였다. 식 (3.6)의 계산에는 MATLAB으로 작성한 프로그램을 사용하였다.

Fig. 5에서 보는 바와 같이, p_o =7 MPa의 조건에서 AMESim을 사용한 계산 결과가 식 (3.6a)와 (3.6b)에 의한 결과와 매우 잘 일치한다는 사실은 그림 3.3의 AMESim에 의한 시뮬레이션 모델의 신뢰성을 부분적으로 입증해주는 결과이다. p_o =7 MPa일 때의 유량 파형이 정현파 신호를 60°의 주기로 반전

(rectification)시킨 형태의 신호임에 비하여, 부하 압력이 높은 영역($p_o = 20$, 45, 70 MPa)에서는 파형에 왜곡이 발생함을 알 수 있으며, 그 원인은 그림 3.4 의 (a)에서 보는 바와 같이 실린더 내부 압력이 흡입 압력으로부터 송출 압력까 지 상승하는 구간에서 유량의 단절이 발생되기 때문이다.

그림 3.6은, 독자들의 이해를 도울 목적으로, 그림 3.5에 나타난 유량 파형들 을 별개의 그림들로 나누어서 표시한 것이다. 그림 3.6으로부터, 유량 맥동 조화 주파수의 제1차 성분(first harmonic)은 평균 부하 압력이 비교적 낮은 경우에 는 $2zn_p$ (Hz)[z: 피스톤 수, n_p : 펌프 회전속도(rps)]이지만, 평균 부하 압력 이 높아지면서 zn_p 로 변경됨을 보인다. 이러한 결과는 액시얼 피스톤 펌프에서 발생하는 유량 맥동(피스톤 수가 홀수개인 경우)의 주파수가 zn_p 인 점과 일치 한다. 그러나, 그림 3.6에서 주파수가 zn_p 인 비교적 큰 진폭의 유량 맥동이 발 생하는 이유는 각 실린더의 출구에 위치한 체크 밸브로 인하여 실린더 내부 압 력이 출구 압력과 일치할 때 급격히 유압유의 송줄이 개시되기 때문이다(그림 3.4의 (a) 참조). 이러한 유량 맥동의 발생기구는 액시얼 피스톤 펌프에서의 그 것(하사점 부근에서 유압유의 압축성에 의해서 발생하며, 펌프 출구로부터 실린 더 내부로 유체가 역류함)과는 명확히 구분된다는 점에 유의할 필요가 있다.



그림 3.5 체임버 ⑤에 들어오는 유량(그림 3.2 참조)



표 3.3은 그림 3.6에서 나타난 평균 부하 압력의 변화에 따른 송출 유량 및 체적 효율의 변화를 요약한 것이다. 이와 같이 부하 압력이 높을 때에 체적 효율 이 낮아지는 현상의 주된 원인은, 부하 압력이 높을수록 그림 3.4(a), (c)에서 보는 바와 같이 흡입 행정 초기 및 송출 행정의 초기에 유량 단절이 발생하는 구간이 길어지기 때문이다.

그림 3.7은 펌프에 관련된 모든 수치들이 표 3.1과 3.2에 주어진 값들일 때, 그림 3.2의 체임버 ⑤의 출구에서의 압력 및 유량에 관한 시뮬레이션 결과이다. 이 그림에서 시뮬레이션 시작 구간의 파형(신호 상승 구간의 파형)은 펌프 구동 장치의 동특성에 따라서도 달라질 수 있으므로 이 구간이 큰 의미를 가지는 것 은 아니며, 여기서 주목하는 구간은 정상상태 구간이다. 대상 펌프에는 체임버 ⑤의 출구에 단순 오리피스가 설치되었으며, 체임버 ⑤의 체적은 약 8 cm³ 으로 서 그다지 크지 않으므로, 유량과 압력 파형 사이에는 그다지 큰 위상차가 발생 하지 않는다. 따라서 유량 파형과 압력 파형은 유사한 형태(단지 진폭만이 변경 된 상태)로 나타났다.



그림 3.7 체임버 ⑤로 유입하는 유량(그림 3.2 참조)

3.4.2 설계 파라미터 및 운전 조건의 영향

연구 대상 펌프는 각종 설계 파라미터 및 운전 조건의 변화에 따른 펌프 특성 의 변화를 그림 3.3의 모델로 시뮬레이션을 수행하여 그 결과를 조사하였다.

(1) 피스톤~실린더 사이 틈새의 영향

피스톤에서 발생하는 누설은 AMESim 소프트웨어의 평행 평판 사이의 층류 모델(BAF11)을 사용하여 계산한다. 피스톤과 실린더 사이의 반경 방향 틈새가 0.01, 1, 10, 20, 30, 40 µm 일 때에, 그림 3.2의 유압 회로에서 체임버 ⑤의 출 구에서의 송출 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 3.8 및 표 3.4에 나타 낸다. 시뮬레이션에서 피스톤~실린더 사이 틈새 이외의 파리미터들은 표 3.1과 3.2의 값들을 사용하였다.

그림 3.8 및 표 3.4에서 보는 바와 같이, 피스톤과 실린더 사이의 틈새가 늘어 남에 따라서 펌프의 누설 유량이 증가하고 펌프의 체적 효율이 낮아지지만, 송출 압력이 70 MPa임을 감안하면 이 정도의 틈새 값에서는 누설 유량이 매우 적음 을 알 수 있다. 특히, 틈새가 0.01 µm (영에 가까운 수준)로부터 10 µm 로 변화하는 동안의 누설 유량 변화는 매우 적은 것으로 나타났다. 일반적으로 고압 용 레이디얼 피스톤 펌프에서 피스톤과 실린더 사이의 틈새는 5 µm 정도로 설 계된다. 펌프의 평균 부하 압력이 70 MPa 임에도 불구하고 틈새가 10 µm 이하 에서 누설이 매우 적은 이유는 피스톤과 실린더 사이의 미끄럼 마찰 부위의 축 방향 길이가 34(±2.5) mm로서 비교적 길기 때문이다. 이러한 사실은 틈새가 10 µm 이하일 때는 체적 효율의 감소가 피스톤과 실린더 사이의 틈새 누설이 아닌 다른 원인에 기인함을 짐작하게 해주며, 아래에서 별도의 시뮬레이션들을 통하여 그 원인을 조사한다.



그림 3.8 피스톤~실린더 사이 틈새의 영향에 따른 펌프의 송출 유량

표 3.	.4 그림 3.8의 결과	요약
mean load pressure [MPa]	mean flowrate [L/min]	volumetric efficiency [%]
30	1.268	97.77
40	1.253	96.63
50	1.238	95.45
60	1.223	94.32
70	1.208	93.12
80	1.193	91.98

(2) 평균 부하 압력의 영향

평균 부하 압력은 펌프 출구의 교축밸브(그림 3.2 참조)를 사용하여 조절할 수 있다. 부하 압력을 30, 40, 50, 60, 70 및 80 MPa로 변경하였을 때에, 그림 3.2의 체임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 3.9 및 표 3.5에 나타낸다.

시뮬레이션 결과로부터, 평균 부하 압력이 증가함에 따라서 거의 비례적으로 체적 효율이 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 시뮬레이션 결과는, 첫째로 피스 톤과 실린더 사이 틈새에서의 누설이 증가함에 따라서 송출 유량의 감소, 둘째로 는 그림 3.2에 나타낸 실린더 송출부 체적 요소 ③(흡입 체크밸브 ②와 송출 체 크밸브 ④ 사이의 체적으로서 피스톤이 상사점(TDC)에 위치할 때의 실린더 내 부의 체적을 포함) 속의 압축 유체가 흡입행정의 초기에 팽창함에 따른 흡입 유 량의 감소, 셋째로 유체 자신의 압축으로 인한 송출 유량의 감소에 기인하는 것 이다. 이 세 가지 요인 중에서 첫 번째 요인은, 피스톤과 실린더 사이 틈새가 5 μ m 라는 점과 그림 3.8의 결과를 고려할 때 그 영향이 미미할 것으로 생각되며, 두 번째 및 세 번째 요인이 체적 효율 감소에 대한 주된 원인인 것으로 생각된 다.





실린더 송출부 체임버 ③의 체적이 0.1, 0.2, 0.3, 0.4 및 0.5 cm³일 때에, 펌 프의 송출 유량 변동의 시뮬레이션 결과를 그림 3.10 및 표 3.6에 나타낸다.

시뮬레이션 결과는 실린더 송출부 체임버의 체적이 늘어남에 따라서 펌프의 평균 유량이 줄어들고 펌프의 체적 효율이 낮아짐을 나타낸다. 실린더 송출부 체 임버의 체적이 클수록 체적 효율이 낮아지는 것은 실린더의 압축행정 종료 시에 송출부 체임버 속에 남아있던 압축 유체가 펌프 흡입행정의 초기에 팽창함에 따 라서 흡입 유량이 감소하기 때문이다.



그림 3.10 체임버 ③의 영향에 따른 펌프의 송출 유량(그림 3.2 참조)

volume of	mean	volumetric
chamber ③ [cm ³]	flowrate [L/min]	efficiency [%]
0.1	1.255	96.74
0.2	1.236	95.29
0.3	1.218	93.96
0.4	1.202	92.70
0.5	1.187	91.52

표 3.6 그림 3.10의 결과 요약

(4) 펌프 출구 체임버 체적 ⑤의 영향

펌프 출구 체임버 ⑤ 의 체적이 1, 3, 5, 7 cm³일 때에, 그림 3.2의 체임버 ⑤ 의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 3.11 및 표 3.7에 나타낸다.

시뮬레이션 결과로부터, 펌프 출구 체임버의 체적이 늘어남에 따라서 펌프 출 구의 유량 맥동이 감소하는 효과 즉, 완충 효과가 증대되며, 이 때의 체적 효율 의 변화는 미소함을 알 수 있다.



그림 3.11 체임버 ⑤의 영향에 따른 펌프의 송출 유량(그림 3.2 참조)

	the second se	
volume of	mean 🤗	volumetric
chamber $[5]$ cm ³]	flowrate [L/min]	efficiency [%]
1	1.212	93.48
3	1.209	93.26
5	1.208	93.17
7	1.208	93.13

표 3.7 그림 3.11의 결과 요약

(5) 유압유 동점도의 영향

유압유의 동점도가 5, 20, 40, 60, 80 및 100 mm²/s일 때에, 그림 3.2의 체 임버 ⑤의 출구에서의 유량 변동에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 3.12에 나타낸 다.

이 시뮬레이션으로부터, 연구 대상 펌프에서 유압유의 동점도가 20 mm²/s 이상일 때에는 누설 유량이 매우 적어서 송출 유량에 변화가 나타나지 않음을 알 수 있다.



(6) 유압유의 유효 체적탄성계수의 영향

유압유 속에 혼입된 공기 기포의 양에 따라서 유압유의 유효 체적탄성계수 K_e 는 매우 민감하게 변화한다. 유압유의 K_e 가 1700, 1400, 1100, 800, 500, 200 MPa로 변화되었을 때에, 그림 3.2의 체임버 ⑤의 출구에서의 압력 및 유량의 변화에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 3.13 및 표 8에 나타내었다.

Fig. 13에서 시뮬레이션 시작 시기의 파형(신호 상승 구간의 파형)이 유압유의 K_e 에 따라서 크게 다르게 나타났다. 그러나 이 구간에서의 파형은 펌프 구동장 치의 동특성에 따라서도 달라질 수 있으므로 이 결과가 큰 의미를 가지는 것은 아니며, 여기서 고찰하고자 하는 구간은 정상상태 구간이다. 그림 3.13 및 표 8 로부터, 유압유의 K_e 가 저하함에 따라서 펌프의 체적 효율이 심각하게 저하할 수도 있음을 알 수 있으며, 그 원인은 그림 3.4의 (c)로부터 이해할 수 있다.

1 0.0 701	다 중엽고에 떠는 됩	그귀 중철 개경
bulk modulus	Mean flowrate	volumetric
of oil [MPa]	[L/min]	efficiency [%]
1700	1.208	93.12
1400	1.188	91.64
1100	1.157	89.25
800	1.102	84.96
500	0.969	74.69
200	0.351	27.09
14	21 14 0	t MA
	S U S	

표 3.8 작동유의 동점도에 따른 펌프의 송출 유량



(b) 유량 그림 3.12 작동유의 동점도에 따른 펌프의 송출 유량



제 5 장 결론

(1) 액시얼 피스톤 펌프

유압 펌프의 송출 유량 맥동은 유압 관로 내 압력 맥동을 유발시키며, 결과적 으로 유압 시스템에서의 진동 및 소음에 원인이 된다. 따라서 유압 시스템에서 유량 맥동을 저감하는 것이 펌프에서 발생되는 압력 맥동과 유압 시스템의 소음 을 줄이는 가장 효과적인 방법이다.

액시얼 피스톤 펌프에서 실린더가 하사점 근방에 위치할 때, 송출 포트로부터 실린더실로 급격히 역류하는 유량이 발생하며, 이것이 유량 맥동의 주원인이다. 이러한 유량 맥동은 밸브 플레이트의 형상에 설치된 도출구, 예가압・예팽창 구 간의 설계 치수, 운전 조건, 유압유의 유효 체적 탄성계수 등의 다양한 인자들에 게 크게 영향을 받는다.

시뮬레이션을 수행하기 위해서 사판식 액시얼 피스톤 펌프의 유량 맥동에 관 한 상세한 수학 모델을 구하였다. 유량 맥동의 수치 해석법으로는 수학 모델을 Runge-Kutta법으로 수치 적분하는 방법과 범용 유압 해석 프로그램인 AMESim S/W에 의한 방법을 사용하였다.

본 논문에서는 피스톤 펌프의 설계 단계에서 유량 맥동을 정확히 예측하는 프 로그램을 만드는 것이 주된 목적이며, 시뮬레이션 결과를 선행 연구자들의 결과 와 비교하여 그 신뢰성을 검토하였다. 완성된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 밸브플레이트의 V노치 형상 및 유압유의 유효 체적탄성계수에 따른 유량 맥동의 저감 효과를 확인하였다.

(2) 레이디얼 피스톤 펌프

본 논문에서는 회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프의 설계를 위한 기초적 기술 자료를 제공할 목적으로, 특정 규격의 유압펌프를 대상으로 하여 수 치 시뮬레이션을 수행하고, 펌프 설계에 관련된 주요 물리 인자들이 펌프의 성능 에 미치는 영향을 상세히 조사하였다.

먼저 단일 피스톤의 내부 압력 및 송출 유량을 조사함으로써, 레이디얼 피스톤 펌프에서 체적을 저하시키는 원인은 그림 3.4(a)의 유량 곡선에서 유량 단절 구 간(유량이 0인 구간)에 의해서 나타남을 알았다.

그 다음으로, 연구 대상 펌프의 주요 설계 파라미터 및 운전 조건들인

- (1) 피스톤과 실린더 사이 틈새
- (2) 평균 부하 압력
- (3) 실린더 송출부 체임버 체적 ③(그림 3.2 참조)
- (4) 펌프 출구 체임버의 체적 ⑤(그림 3.2 참조)
- (5) 유압유의 동점도
- (6) 유압유의 유효 체적탄성계수
- 가 펌프에 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

현재 사용되고 있는 회전 캠·고정 실린더식 레이디얼 피스톤 펌프의 정격 체 적 효율은 85% 정도로 알려져 있으며, 15% 정도의 효율 저하 요인은 (2) 평균 부하압력, (3) 실린더 송출부 체임버 체적 그리고 (6) 유압유의 유효 체적탄성계 수의 요인이 결합된 형태로 발생한 것으로 결론내려진다.

이 연구의 향후 과제는 연구 대상의 레이디얼 피스톤 펌프에 관한 실험을 통 하여 이 연구에서 얻어진 결론들을 검증하는 과정이다. 성공적인 실험을 위해서 는 70 MPa 정도의 압력 측정이 가능한 초소형 압력 센서를 사용하여 단일 실린 더 내부의 압력을 측정하고, 펌프의 유량 맥동을 계측하는 것이 극복되어야 할 과제들이다.

참 고 문 헌

- K. Edge and J. Darling, "A Theoretical Model of Axial Piston Pump Flow Ripple", 1st Bath Int. Fluid Power Workshop, pp. 113~136, 1988
- E. Kojima, T. Yamada, H. Narikawa and K. Moriyama, "A Simulation Model of the Delivery Flow Ripple Produced by a Hydraulic Axial Piston Pump", Trans. of JSPS, Vol. 29, No. 4, pp. 14~20, 1998
- J. Fukumori, T. Muto, H. Yamada and T. Sugiura, "Simulation of Pressure Pulsation for Systems Consisting of Pump and Fluid Transmission Line", Trans. of JSPS, Vol. 29, No. 4, pp. 21~25, 1998
- J. Ivantysyn and M. Ivantysynova, "Hydrostatic Pumps and Motors", Akademia Books, pp. 258~273, 2001.
- 5) 함영복 외 6인, "레이디얼 피스톤 펌프의 피스톤 접촉 메커니즘 개발", 유 공압시스템학회지, 제7권 1호, pp. 1~5, 2005.
- 6) 이일영, 박정환, 강만곤, "액시얼 피스톤 펌프의 맥동 유량 시뮬레이션 모
 델", 유공압시스템학회지, 제2권, 3호, pp. 11~17, 2005.
- 7) Takenaka, T. and Urata, E, "Oil Hydraulics", Yogendo, pp. 8~10, 1970.
- 8) JFPS, "Fluid Power Handbook", Ohm Co. pp. 231~250, 1989.

2

9) Bosch Rexroth AG, "Hydraulic Components for Industrial Application (Part 1)", Bosch Rexroth AG, pp. 751~784, 2005.

ot il

감사의 글

대학 4학년에 유압제어실험실에 들어와서 철없는 제가 많은 것을 배우고 경험 할 수 있었습니다. 부족함이 많은 제게 학문적 기틀을 잡아 주시고 어려운 일이 있을 때마다 가르침을 베풀어 주신 지도교수 이일영 교수님께 진심으로 감사를 드립니다. 그리고 바쁘신 와중에도 불구하고 논문심사과정을 통해서 아낌없는 격 려와 지도를 해주신 이연원 교수님과 강인필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

실험실 생활을 하면서 많은 것을 지도해주신 김태형 선배님, 실험의 많은 장비 들의 사용법을 알려준 김지웅 선배님, 맥동에 대해 많은 자료를 보내주신 강만곤 과 박정환 선배님, 그리고 언제나 듬직한 선배의 모습을 보여준 배기훈, 이상배 선배님께 감사의 말씀을 드립니다.

또한, 펌프 개발 과제를 수행하며 많은 자료를 제공해주신 (주) 두산모트롤의 장동혁 부장님과 권정호 선배님께도 깊은 감사를 드립니다.

2년간 실험실에서 함께 동거동락한 손제목 형, 김민진 형, 감주성 군, 어려운 일이 생길 때마다 든든하게 뒤를 바쳐준 신상균, 오동훈 군에게도 감사의 말씀을 드립니다.

마지막으로 오늘날 제가 있도록 언제나 변함없는 믿음과 사랑을 보내주신 아 버지 최진락님과 어머님 김두혜님 그리고 누나 최보라에게 깊은 감사를 드리며, 4년이라는 긴 시간 동안에 늘 곁에서 따뜻한 사랑을 보내준 여자친구 조보경에 게도 감사와 사랑을 드립니다.

CH OL N

17 7

2011년 2월 최세령