

고성능 유압 퓨즈의 특성에 관한 연구

이 성 래

건양대학 기계공학과

A Practical Study of A Quick-Acting Hydraulic Fuse

Seong-Rae Lee

Department of Mechanical Engineering

Keonyang University

ABSTRACT

The dynamic behavior of a quick-acting hydraulic fuse is investigated by analysis and experiment. In view of the short response time, a proper dynamic analysis of the entire hydraulic circuit is necessary, in addition to analysis of the fuse behavior. Dynamic models of the fuse and other hydraulic circuit elements used in the experimental setup are derived and used for computer simulation. Also, the experiments are performed under a variety of operating conditions. Experimental and analytical results are in very good agreement.

2. 유압퓨즈와 유압회로 부품의 수학적 모델

고성능 유압퓨즈의 구조가 그림 2.1에 잘 나타나 있다. 미리 압축된 스프링은 유압퓨즈 내의 파핏이 열려진 상태에 있도록 한다. 유압퓨즈를 통과하는 유량이 충분히 증가하면 퓨즈 내의 압력차, $P_1 - P_2$ 와 $P_2 - P_3$ 에 의한 힘이 스프링 반력을 이기면서 파핏이 오른쪽으로 이동하기 시작한다. 파핏이 오른쪽으로 이동할수록 유로가 작아지므로 그에 따른 압력차는 더욱 증가하여 파핏은 큰 가속을 받는다. 파핏이 거의 닫힐 때에는 감속을 받도록 파핏의 구조를 설계하여 파핏이 케이스와 충돌하는 것을 방지한다.

1. 서론

유압 퓨즈는 일종의 유압회로의 보호 장치이며 고압관의 파손에 의해 발생하는 비정상적 증가유량을 감지하여 유압 퓨즈가 설치된 유압회로의 상단 부분과 하단 부분을 차단하여 더 이상의 유량 누설이 없도록 한다. 유독성 또는 가연성 유체가 고압하에 있을 경우 유량 누설을 방지하는 것은 매우 중요하며 또한 관파괴에 따른 유압 장치의 작동 중지를 막을 수 있기 때문에 유압 퓨즈의 실용적 가치는 매우 크다.

일반적으로 사용되는 유압퓨즈의 작동 원리는 참고문헌[1]에 잘 나타나 있다. 관파괴에 따른 유량의 증가는 유압퓨즈의 양단에 압력 강하를 초래하며 이러한 압력 강하에 의한 힘이 스프링 반력보다 클 경우 유압퓨즈 내의 이동성 파핏(poppet)이 이동하여 유압 퓨즈 내의 유로를 차단한다.

본 논문은 최근에 개발된 고성능 유압퓨즈[2]의 특성을 이론과 실험에 의하여 자세히 연구한 것이다. 이 유압퓨즈는 파핏(poppet)과 케이스가 기하학적으로 잘 설계되어 퓨즈의 작동시간이 즉 관의 파괴를 감지하고부터 유로를 차단하는데 걸리는 시간이 수 밀리 초에 불과하다. 이와 같이 유압퓨즈의 작동이 매우 짧은 시간 내에 이루어지므로 유압퓨즈의 작동을 정확히 예측하기 위해서는 유압퓨즈 자체의 수학적 모델 뿐만 아니라 유압회로 내의 모든 부품에 대해서도 적절한 수학적 모델을 유도하여 분석해야 한다. 아울러 관파괴의 여러 형태에 따라서 유압퓨즈의 작동이 달라질 것이며 또한 관파괴 위치로부터 유압퓨즈가 설치된 위치까지의 거리, 작동압력 등의 작동 조건에 따라 유압퓨즈의 작동은 달라질 것이다.

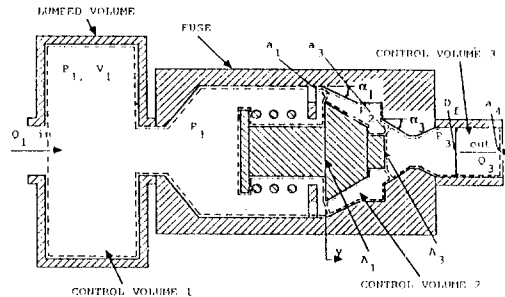


그림 2.1 간단화된 유압퓨즈의 구조
Fig 2.1 Simplified fuse schematic

유압퓨즈를 작동시키는 유량은 유압회로의 최대 작동 유량보다 약 30% 정도 크게 하여 유압퓨즈가 정상 작동유량에서 작동하는 것을 방지한다. 유압퓨즈는 비정상적 증가 유량에서 작동하지만 실제로는 매우 작은 정상상태 작동유량에서도 관파괴에 의한 과도기 압력파나 과도기 유량에서 작동할 수 있도록 설계되어 유량누설을 최소화 시키고 있다.

유압퓨즈

유압퓨즈에 관한 모델식은 퓨즈에 인접한 부품과의 연관성을 고려하여 유도해야 한다. 유압퓨즈가 그림 2.1과 같이 설치된 경우에 제어 체적 2,3의 부피는 매우 작기 때문에 압축성 유량을 무시하고 퓨즈 내의 유량은 오리피스 유량식에 의해 정해지며 그 오리피스 면적은 그림 2.1에서 a_1, a_3 로 정의된다.

각각의 체적에 대한 연속 방정식은 압력 P_1, P_2, P_3 의 상대적 크기에 좌우되며 $P_1 > P_2 > P_3$ 인 경우 다음과 같다.

체적 1 인 경우;

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \left[Q_1 - C_d a_1 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} - A_1 \frac{dy}{dt} \right] \quad (2.1)$$

체적 2 인 경우;

$$A_2 \frac{dy}{dt} + C_d a_1 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} - C_d a_3 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho}} = 0 \quad (2.2)$$

체적 3 인 경우;

$$A_3 \frac{dy}{dt} + C_d a_3 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho}} - Q_3 = 0 \quad (2.3)$$

여기서 A_1 은 제어체적 1과 제어체적 2가 접하는 면에서의 파핏의 단면적이고 A_3 는 파핏 오른쪽 끝면의 면적이며 A_2 는 A_1 과 A_3 의 면적차이다. C_d 는 오리피스 유량계수이며 β 와 ρ 는 유체의 체적탄성계수와 유체밀도를 나타낸다. P_1, P_2, P_3 는 각각 제어체적 1, 2, 3 내의 압력을 가리키며 Q_1 은 제어체적 1로 유입되는 유량을, Q_3 는 제어체적 3을 빠져나가는 유량이다. 마지막으로 y 는 파핏의 이동변위를 나타낸다.

유압휴즈 내의 파핏에 대한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$F_p + F_f - B_f \frac{dy}{dt} - F_{b_s} - K_s y = M_p \frac{d^2y}{dt^2} \quad (2.4)$$

여기서 F_p 는 압력차에 의한 힘

$$= A_1(P_1 - P_2) + A_3(P_2 - P_3) \quad (2.5)$$

F_f 는 오리피스 a_1 과 a_3 를 통과하는 유량에 의한 유체힘(flow force)이며 B_f 는 유체점성에 의한 점성감쇄계수이며 F_{b_s} 는 미리 압축된 스프링 반력, K_s 는 스프링 상수를, M_p 는 파핏의 질량을 나타낸다.

윗 식에서 $P_1, P_2, P_3, Q_1, Q_3, F_p, F_f, y$ 의 8개 변수가 있으며 6개의 식이 주어지므로 두 개의 변수 값이 주어지면 나머지 6개의 변수 값을 구할 수가 있다. 일반적으로 휴즈는 휴즈의 상단에 위치한 유압부품과 하단에 위치한 유압부품 사이에 연결되어 있으므로 두개의 변수 값이 간접적으로 주어지는데 그 변수는 P_1 과 P_3 이다.[3]

유압관

유압회로 내의 관내 유동은 참고문헌[4]를 참고하여 해석하였다. 연속 방정식(continuity equation)과 운동 방정식(Navier-Stokes equation)을 이용하여 관 내의 유량, Q 와 압력, P 에 대한 관계식이 얻어진다. 여기서 관유동은 층류, 일차 유동이며 온도 변화는 없다고 가정하였다.

$$sP(s) = -cZ_c \frac{dQ(s)}{dx} \quad (2.6)$$

$$sZ_c Q(s) = -\frac{c}{N(s)} \frac{dP(s)}{dx} \quad (2.7)$$

여기서 $c = \beta/\rho =$ 유체 내에서의 음속

$$Z_c = \rho c/A = \text{관유동 특성 임피던스} \quad (2.9)$$

$$N(s) = \frac{\alpha}{s} + 1 + \frac{0.1515}{1 + 0.303(s/\alpha)} + \frac{0.1620}{1 + 0.04(s/\alpha)} + \frac{0.020}{1 + 0.001(s/\alpha)} \quad (2.10)$$

$$\alpha = 32\nu/D^2 = \text{점성인자(viscosity factor)} \quad (2.11)$$

여기서 ν 는 동점성계수이고 D 는 유관의 내부직경이다. (2.6)식과 (2.7)식은 시뮬레이션을 수행하기에는 부적합하므로 관을 적당한 길이, Δx 로 나누어서 그 관 내에서는 모든 변수 값이 일정하다(uniform)고 가정한다. 관요소 길이는 관 내에서 발생하는 압력변화의 주파수 성분 중 가장 큰 주파수를 가진 압력파 파장의 십분의 일 이하로 한다. 그러면 (2.6)식과 (2.7)식은 다음의 (2.12)식과 (2.13)식으로 바뀌며 그림 2.2는 관요소와 그에 해당하는 변수를 보여준다.

$$sP_k(s) = \frac{cZ_c}{\Delta x} (Q_{k-1}(s) - Q_k(s)) \quad (2.12)$$

$$sZ_c Q_k(s) = \frac{c}{N(s)\Delta x} (P_k - P_{k+1}) \quad (2.13)$$

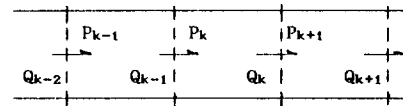


그림 2.2 관요소와 압력 및 유량변수
Fig 2.2 Pressure and flow variables for line segments

식 (2.12)와 식(2.13)은 인접한 관유동 요소와 쉽게 연결할 수 있다. 식 (2.10)의 근사화는 $0 < w < 300\alpha$ 에서 유효하며 w 는 관내유동에서 압력이나 유량 변화의 주파수 성분 중 가장 큰 주파수이다. (2.10)식, (2.12)식, (2.13)식은 불특선도로 표시되어 시뮬레이션을 수행할 수 있다.[3]

관 요소 사이의 유압휴즈

그림 2.1에서는 유압휴즈가 집중체적(lumped volume)과 관파괴점 사이에 인접하지만 일반적으로 유압휴즈는 그림 2.3과 같이 관요소 사이에 설치된다.

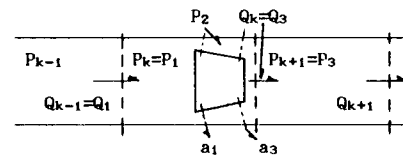


그림 2.3 관요소와 휴즈 내의 압력 및 유량 변수
Fig 2.3 Pressure and flow variables for hydraulic fuse and line

이러한 경우에 유압휴즈와 인접한 관요소 사이의 관계식은 $P_k > P_f > P_{k+1}$ 인 경우 다음과 같다.

$$Q_k = A_1 \frac{dy}{dt} + C_d a_1 \sqrt{\frac{2(P_k - P_f)}{\rho}}$$

$$= A_3 \frac{dy}{dt} + C_d a_3 \sqrt{\frac{2(P_f - P_{k+1})}{\rho}} \quad (2.14)$$

$$P_k = \frac{cZ_o}{\Delta x} \frac{(Q_{k-1} - Q_k)}{s} \quad (2.15)$$

$$P_{k+1} = \frac{cZ_o}{\Delta x} \frac{(Q_k - Q_{k+1})}{s} \quad (2.16)$$

유동저항

관요소 사이에 설치된 방향조정밸브나 솔레노이드밸브 등의 유로면적이 인접한 관의 내유로면적보다 작을 경우 오리피스로 가정할 수 있으며 그림 2.4와 같이 나타낼 수 있다.

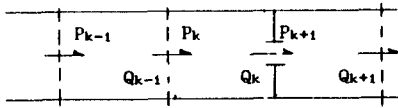


그림 2.4 관 요소 내의 유동저항
Fig 2.4 Pressure and flow variables for orifice or valve in line

오리피스와 인접한 관요소와의 관계식은 다음과 같다.

$$Q_k = C_d a \sqrt{\frac{2(P_k - P_{k-1})}{\rho}} \quad (2.17)$$

$$P_k = \frac{cZ_o}{\Delta x} \frac{(Q_{k-1} - Q_k)}{s} \quad (2.18)$$

유체 체적용기

실린더 및 필터 등은 고압유를 저장하는 부품으로 간주되며 압력의 감소에 의한 체적팽창에 의해 휴즈 쪽으로 과도유량을 공급할 수 있다. 그림 2.5와 같이 유체체적용기와 관요소가 연결되었을 때 유량과 압력의 관계식은 다음과 같다.

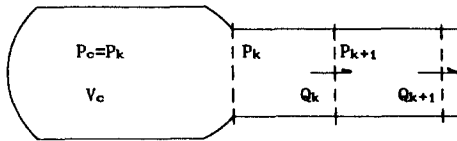


그림 2.5 유체 체적용기와 관요소의 연결 관계
Fig 2.5 Pressure and flow variables for volume chamber

$$Q_k = \frac{c}{Z_o N(s) \Delta x} \frac{(P_k - P_{k+1})}{s} \quad (2.19)$$

$$P_k = P_o = P_{o1} - \frac{\beta}{V_o} \int Q_k dt \quad (2.20)$$

여기서 Q_k 는 실린더를 빠져 나가는 유량이다.

그밖에도 축압기나 관의 가지(branch)의 경우에 수학적 모델식을 유도할 수 있다.[3]

각 유압 부품의 연결

유압휴즈의 작동을 분석하기 위해서는 전체 유압회로 내의 부품 모델식을 모두 연결하여 분석해야 한다. 각 유압 부품 모델식의 연결은 각 부품에 해당하는 시뮬레이션 블록 선도의 연결을 의미하며 모든 블록선도는 대수 루프 (Algebraic Loop)를 포함하지 않도록 주의하며 대수 루프를 피할 수 없는 경우는 Newton-Raphson 방법으로 근을 구해야 한다. 자세한 연결 과정은 참고문헌[3]에 잘 나타나 있다.

3. 실험에 의한 유압휴즈의 특성 관찰

실험에 사용된 휴즈는 종상 0.95 cm(3/8") 관 크기에 연결하는 것으로서 휴즈가 작동하기 위해 필요한 정상상태 유량은 37.85 l/min 이다. 그러나 실험에서는 일정량의 정상상태 유량을 유지하기 위한 모터펌프의 작동을 하지 않고 단지 휴즈 상단에 위치한 축압기나 실린더 내에 있는 압축된 작동유의 평상유량으로써 휴즈를 작동시킨다. 이것은 실험장치를 간단하게 해주며 또한 휴즈의 작동을 어렵게 하는 실험조건이 된다.

실험장치의 구조가 그림 3.1에 잘 나타나 있으며 수동 펌프는 유압회로 내의 압력을 일정한 값까지 상승시키는데 사용되며 회로내의 축압기나 실린더는 과도기 유량을 공급하는 부품이 된다. 관파괴의 실험방법은 회로 끝 부분에 얇은 디스크를 설치하여 관파괴를 할 수 있으나 반복적으로 관파괴 실험을 할 경우 관파괴 면적이나 시간에 따른 관파괴 면적 증가율을 정확히 측정할 수 없고 또한 반복성이 없으므로 관파괴의 모방으로서 응답 속도가 빠른 솔레노이드 밸브를 사용하였다. 즉 솔레노이드 밸브를 닫힌 상태에서 빨리 열 수 있으면 그것은 관파괴의 특성과 비슷할 수 있다.

관파괴에 따른 유압휴즈의 작동 특성을 파악하기 위해 네 개의 압력 측정센서를 설치하였다. 그중 한개는 정적 압력을 측정하고 나머지 세 개는 동적 압력을 측정하며 측정 가능 주파수 범위는 0.0016 Hz - 10 kHz 이다. 물론 휴즈의 작동 특성을 파악하기 위해서는 휴즈 파킷의 이동거리나 휴즈를 통과하는 유량을 측정하는 것이 이상적이지만 현실적으로 매우 어려우므로 동적 압력을 측정하여 간접적으로 휴즈의 작동 특성을 파악한다.

실험방법은 그림 3.1의 실험장치에서 솔레노이드 밸브를 닫힌상태로 하고 수동펌프를 작동시켜 유압회로 내의 전체압력을 임의의 압력까지 상승시킨다. 여기서 임의의 압력은 관 파괴압력이라 할 수 있으며 그 크기는 실험자의 계획에 따라 결정된다. 그리고 솔레노이드 밸브를 닫힌에서 열림으로 하면 이것은 관파괴의 현상과 같으며 그에따라 과도

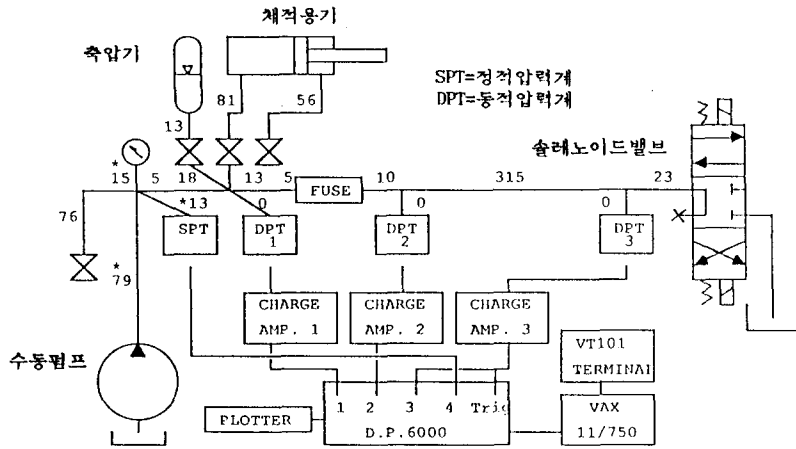


그림 3.1 유압퓨즈 성능실험을 위한 유압장치 개략도
Fig 3.1 Test circuit schematic for the test of hydraulic fuse

기 압력파나 과도기 유량이 발생하여 유압퓨즈가 작동한다.
표 3.1에서 표 3.5까지는 유압퓨즈의 작동에 큰 영향을 미치는 실험 변수에 따라 실험 결과를 요약하여 나타낸 것이다.

표 3.1 유압퓨즈의 반복성

시험번호	파괴압력 (MPa)	압축체적 (liter)	잔류압력 (MPa)
1	10.76	1.5	6.73
2	10.53	1.5	7.25
3	10.58	1.5	6.56

표 3.2 파괴압력의 크기에 따른 퓨즈응답

시험번호	파괴압력 (MPa)	압축체적 (liter)	잔류압력 (MPa)
1	5.89	1.5	무응답
2	7.19	1.5	4.14
3	10.76	1.5	6.73
4	14.10	1.5	11.04

표 3.3 압축체적의 크기에 따른 퓨즈응답

시험번호	파괴압력 (MPa)	압축체적 (liter)	잔류압력 (MPa)
1	7.19	1.5	4.14
2	7.17	1.05	무응답
3	10.76	1.5	6.73
4	10.53	1.05	5.00

표 3.4 유압퓨즈와 관파괴지점의 거리에 따른 퓨즈응답

시험번호	거리 (cm)	파괴압력 (MPa)	압축체적 (liter)	잔류압력 (MPa)
1	30.5	14.10	1.5	11.04
2	345.4	14.34	1.5	무응답

표 3.5 측압기가 있을 때의 퓨즈응답

시험번호	파괴압력 (MPa)	측압기압력 (MPa)	거리 (cm)	잔류압력 (MPa)
1	4.06	3.93	30.5	4.00
2	4.87	3.93	30.5	4.83
3	5.04	3.93	345.4	무응답
4	7.20	3.93	345.4	7.11

표 3.1은 거의 동일한 실험조건 하에서 유압퓨즈의 작동이 반복적으로 이루어짐을 나타낸다. 표 3.1에 나타난 잔류압력은관이 파괴된 후의 퓨즈 상단에 위치한 유압회로 내의 압력을 나타내는데 잔류압력이 존재하는 것은 퓨즈가 유로를 차단하여 누설을 방지함을 보여주며 세 번 실험에 나타난 잔류 압력값이 비슷하므로 퓨즈 내의 파킷 이동이 비슷하게 이루어지면서 유로를 차단했음을 예측할 수 있다. 표 3.2는 관파괴시 유압회로 내 압력이 클수록 유압퓨즈가 잘 작동한다는 사실을 나타내며 그만큼 잔류압력의 크기도 증가한다. 표 3.3은 유압퓨즈 상단에 위치한 유압 부품 내의 압축된 유체 부피가 클수록 퓨즈 작동이 잘 된다는 것을 알 수 있다. 즉 퓨즈를 통과하는 과도기 유량의 공급원이 클수록 퓨즈 내의 파킷이 쉽게 단된다. 표 3.4는 유압퓨즈가 설치된 지점과 관파괴가 일어나는 지점 즉 솔레노이드 밸브가 위치한 지점과의 관 유로 길이가 클수록 퓨즈의 작동이 어려워 짐을 알 수 있다. 그것은 관파괴 지점에서의 압력하강 폭이 퓨즈 쪽으로 전달되면서 감소하기 때문에 그만큼 파킷의 양단에 걸리는 압력차가 작아지기 때문이다. 또한 관 길이에 따른 유체흐름저항이 증가하므로 그만큼 유압퓨즈를 통과하는 유량이 작아진다고 볼 수 있다. 표 3.5는 퓨즈의 상단 유압회로에 측압기가 설치되었을 경우 퓨즈의 작동결과를 나타낸다. 측압기의 체적팽창율이 크기 때문에 관파괴 후에 퓨즈를 통과하는 과도기 유량의 충분한 공급원이 되어 퓨즈의 작동을 쉽게 해준다. 따라서 잔류압력이 관파괴시의 압력과 비슷하며 또한 퓨즈와 관파괴 점의 거리가 멀어도 퓨즈가 작동함을 알 수 있다.

4. 시뮬레이션

2장에서 언급되었듯이 퓨즈의 동특성을 분석하기 위해서는 퓨즈가 설치된 전체 유압회로에 대해서 시뮬레이션을 수행해야 한다. 왜냐하면 퓨즈의 작동에 영향을 끼치는 인자로서 관파괴 점으로부터 퓨즈에 전달되는 압력파의 감소현상이나 퓨즈상단에 위치한 유압회로에서 퓨즈로 전달되는 과도기 유량이 매우 중요한 역할을 하기 때문이다. 그림 4.1은 퓨즈가 설치된 유압회로를 18개의 부분으로 분해하고 각 부분에 압력과 유량의 변수 P_i, Q_i 를 표시하였다. 유압 퓨즈의 상단에 과도기 유량의 공급원으로서 실린더가 설치되어 있고 또한 잠금 밸브가 열린 상태로 설치되어 있다. 유로관 요소의 길이는 관 내에서 발생하는 압력변화의 주파수 성분 중 가장 큰 주파수에 해당하는 파장의 1/10 이하로 하여 30.5 cm(12 inch)로 정하였다. 시뮬레이션 프로그램은 CSMP(Continuous Simulation Modeling Program) 프로그램으로 작성되었으며 Fortran 프로그램으로도 작성될 수 있다.

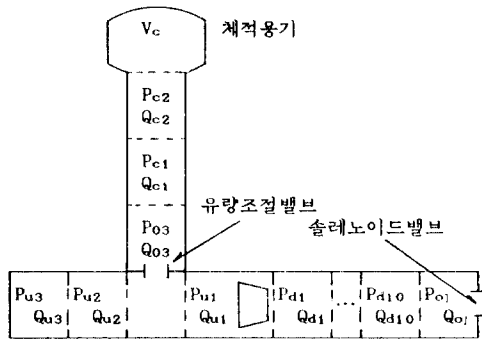


그림 4.1 유압회로의 요소화
Fig 4.1 Model of a zero mean flow test circuit for a quick acting hydraulic fuse

그림 4.1에서 경계조건은 부분 U3에서는 왼쪽 벽에서의 유량이 0이며 부분 O1에서는 시간에 따른 솔레노이드 밸브의 오리피스 면적의 변화이다. 솔레노이드 밸브의 오리피스 면적은 시간의 함수로서 구하는 방법은 참고문헌[5]에 잘 나타나 있다. 그리고 퓨즈의 파짓 이동이나 압력은 식(2.1)~식(2.5)에 의해 구해지는데 그림 4.1에서 P_{u1} 과 P_{d1} 이 주어지면 파짓의 가속도를 구하고 다시 적분에 의해 파짓의 속도, 변위를 구한다. 그러나 유압퓨즈에 관한 시뮬레이션에서 대수적 루프(algebraic loop)가 형성되기 때문에 Newton-Raphson 방법을 이용하여 대수적 루프를 풀었다.

5. 시뮬레이션과 실험결과의 비교

관 파괴시에 나타나는 유압회로 내의 동특성을 파악하기 위해 세 지점의 압력을 측정하였고 아울러 시뮬레이션에 의해 회로 내의 압력을 구하여 실험치와 비교함으로써 시뮬레이션의 정확성을 확인한다.

그림 3.1에 나타난 실험장치에서 유량공급원으로서 축압기가 아닌 피스톤이 고정된 실린더를 사용하였고 관 파

괴점과 퓨즈 설치점 사이의 거리는 3.15 미터이다. 관 파괴 압력이 14.23 MPa, 실린더 체적이 1.5 리터, 관 파괴의 모방으로서 솔레노이드 밸브를 닫힘에서 열림으로 하였을 때 유압회로 내의 세 곳에서의 압력변화가 그림 5.1에서 점선으로 표시된다. 이러한 실험결과를 시뮬레이션으로 예측하기 위해 실험조건에서 유체 체적계수 $\beta = 689.44$ MPa, 유체 밀도 $\rho = 8.72 \times 10^{-6}$ N sec²/cm⁴, 유체점성계수 $\mu = 4.12 \times 10^{-6}$ N sec/cm² 이며 퓨즈의 형상지수, 스프링계수 및 스프링 반력 등을 시뮬레이션 상수로 하고 2장에서 유도된 모델식을 이용하여 그 시뮬레이션 결과를 그림 5.1의 실선으로 표시하였다.

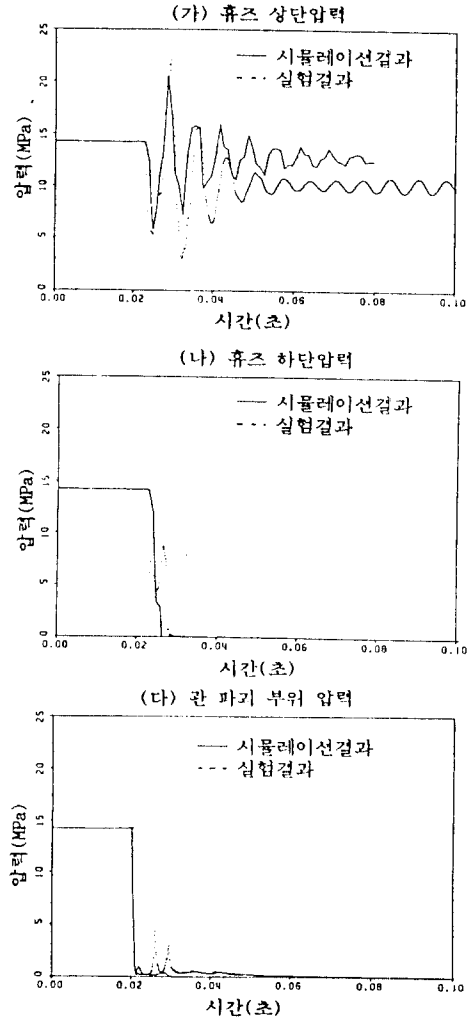


그림 5.1 관 파괴에 따른 유압회로 내의 압력변화
실린더체적=1.5 리터, 관파괴압력=14.23 MPa
(가) 퓨즈 상단압력 (나) 퓨즈 하단압력
(다) 관 파괴 부위 압력

Fig 5.1 Simulated and experimental pressures
 $V_c=1.5$ liters, $P_c=14.23$ MPa
a. Pressure upstream of fuse
b. Pressure downstream of fuse
c. Pressure far downstream of fuse

6. 결론

그림 5.1(가)에서 평균관류압력의 경우 시뮬레이션 압력이 실험치보다 2.5 MPa 정도 크게 나오며 압력의 변화 모양은 비슷하다. 이러한 압력의 오차는 유체의 체적탄성계수가 매우 크기 때문에 시스템 상수값이 실제값과 약간의 차이가 있더라도 오차가 매우 크게 나타난다.

그림 5.2는 유량공급원으로서는 축압기를 사용하였을 때의 실험결과와 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 축압기가 설치된 경우 실험결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치함을 알 수 있으며 그 이유는 축압기에 의해 평균 체적탄성계수가 매우 작아지므로 시스템 상수값의 오차에 따른 압력오차가 작아지기 때문이다.

많은 부품이 연결되어 있고 비선형성이 강한 유압장치 내에 설치된 유압퓨즈의 동특성을 예측하였으며 실험결과와 잘 일치하였다. 이러한 일치된 결과를 얻기 위해서는 첫째, 유압퓨즈가 설치된 유압회로 내의 모든 부품에 대해 적절한 모델식을 유도해야 한다. 집중 파라미터 모델이 시뮬레이션에 적합하며 또한 충분하다. 둘째, 관 파괴시에 나타나는 관 파괴 특성 즉 시간에 따른 파괴면적의 변화를 정확히 알아야 한다. 유압퓨즈의 작동은 관 파괴 특성에 매우 민감하기 때문이다. 셋째로 퓨즈 내부의 점착력을 정확히 알아야 한다. 이러한 점착력 값은 예측하기가 어렵고 실험적으로 구해야 한다.

유압퓨즈의 작동특성을 분석하기 위해 사용된 실험적 방법이나 이론 및 시뮬레이션 기법은 특히 동특성 분석이 매우 중요한 고급 유압장치의 특성분석이나 설계에 매우 유용하게 사용될 수 있다.

참고 문헌

- [1] Y.M. El-Ibiary and P.N. Nikiforuk, "Design and Evaluation of A New Hydraulic Fuse," In Proc. of The 34th National Conference on Fluid Power, Chicago, Nov., 1978.
- [2] H. Gold, "A New Concept of A Hydraulic and Pneumatic Fuse," Technical Report, T. Budzich Engineering Consultant, Moreland Hills, Ohio, Oct. 30, 1982.
- [3] S.R. Lee, "Analytical and Experimental Study of The Dynamics of A High Performance Hydraulic Fuse," M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, The Ohio State University, Columbus, Ohio, September 1985.
- [4] T.J. Viersma, "Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines," Elsevier Scientific Publishing Company, 1980.
- [5] S.R. Lee and K. Srinivasan, "A Method for The Determination of Transient Hydraulic Flow Rates from Dynamic Pressure Measurements," ASME Paper No.87-WA/DSC-36, Boston, Massachusetts, December 1987.

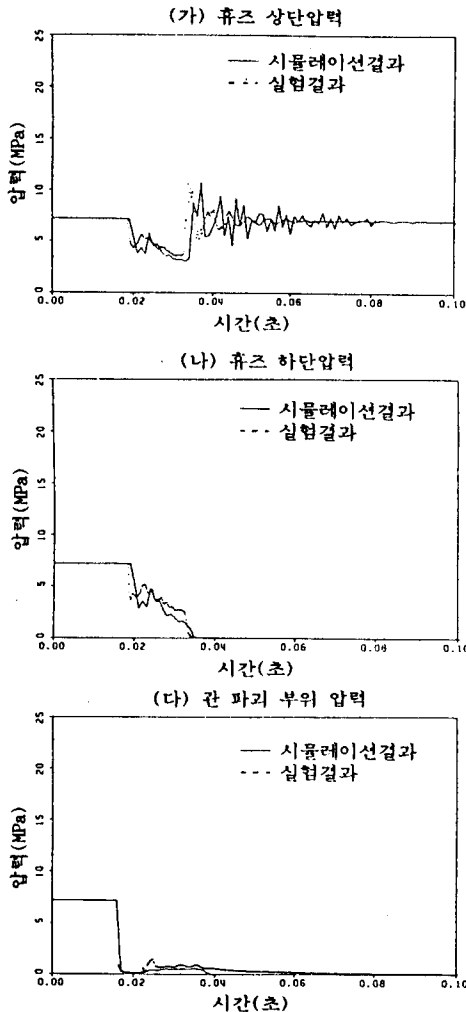


그림 5.2 관 파괴에 따른 유압회로 내의 압력변화
 축압기체적=1.12 리터, 관파괴압력=7.2 MPa
 (가) 퓨즈 상단압력 (나) 퓨즈 하단압력
 (다) 관 파괴 부위 압력

Fig 5.2 Simulated and experimental pressures
 $V_{a0}=1.12$ liters, $P_{a0}=3.93$ MPa, $P_0=7.2$ MPa
 a. Pressure upstream of fuse
 b. Pressure downstream of fuse
 c. Pressure far downstream of fuse