738 大韓機械學會論文集 第18卷 第3號, pp. 738~750, 1994

〈技術論文〉

제어관점에서의 부하감지형 유압시스템의 특성

김 성 동*

(1993년 7월 3일 접수)

Properties of the Load-Sensing Hydraulic System from a Viewpoint of Control

Sung-Dong Kim

Key Words: Load-Sensing(부하감지), Instability(불안정성), Resonance(공진), Positive Feedback Loop(양의 궤환회로), Linearity(선형성), Robustness(강인성), Interference(간섭성)

Abstract

The load-sensing hydraulic system which was developed to improve energy efficiency of conventional hydraulic systems has its own properties. The instability of system responses, linearity of a servo valve, robustness for variation of external load, and dynamic interference between hydraulic motors are such properties which have much to do with control properties of the system. The load-sensing hydraulic system has instability tendancy because the load-sensing mechanism makes a positive feedback loop between the motor part and the pump part. A flow property of the servo valve can be said to be linear because the flow through the valve has nothing to do with a load pressure and the flow is strictly proportional to a valve opening which is adjusted by a valve command signal. The resultant control property can be said to be robust because the steady-state control performance is independent to the load actuated on the motor shaft. In the case when one pump simultaneously drives more than two hydraulic motors, the pump outlet pressure is determined by a hydraulic motor of the largest load pressure among all of the hydraulic motors, and, thus, the other motors are dominated by the largest load pressure. That is, the other motors can be said to be interfered by the motor of the largest load pressure.

기호설명

B : 부하구동부의 점성마찰계수

D_b : 경사판식 가변용량 피스톤펌프에서 토출부 압력이 경사판의 경사각 변화에 미치는 회전력에 대한 토크상수

D_c : 펌프의 경사판 회전력에 대한 경사판 제어 실린더 압력의 토크상수

D_m : 유압모터의 체적용량

D_p : 경사판의 경사각도 변화에 대한 펌프용량의 변화율

G : 경사판식 피스톤펌프 내부의 스프링에 대한 등가적 회전 스프링상수

i : 서보밸브의 밸브열림량 혹은 입력전류

j : 부하구동부의 회전모멘트 관성

K_c : 서보밸브의 선형화된 유량관계식에서 유량-압력계수

K_f : 서보밸브의 비선형 유량관계식에 대한 유량계수

*정회원, 금오공과대학교 생산기계공학과

K_l : 서보밸브가 부하감지형 유압시스템에서 사용될 경우의 선형 유량관계식의 유량계수
K_p : 펌프보상기로부터 경사판 제어실린더로 공급되는 유량에 대한 유량계수
K_q : 서보밸브의 선형화된 유량관계식에서 유량이득
K_v : 서보밸브 입력전류에 대한 스풀변위의 이득
L_c : 펌프의 경사판 제어실린더의 누설계수
L_l : 유압모터의 누설계수
L_p : 펌프의 누설계수
P_a, P_b : 유압모터의 양쪽 배관의 압력
P_c : 펌프의 경사판 제어실린더의 압력
P_d : 부하감지형 펌프에서 압력보상기의 설정압, 혹은 부하감지형 릴리프밸브의 설정압
P_l : 부하압력
P_p : 펌프 토출부의 압력
Q_l : 부하유량
R : 펌프 내부의 스프링의 초기압축에 의한 경사판 회전토크
T_e : 유압모터축에 작용하는 외부부하 회전력
T_v : 서보밸브에 대한 등가 1차 모델의 시정수
V_l : 부하구동부의 배관용적
V_p : 펌프 토출부의 배관용적
x_v : 서보밸브의 스풀변위
β : 유압작동유의 체적 탄성계수(bulk modulus)
ω_l : 부하구동부의 고유주파수
ω_p : 펌프부의 고유주파수
ζ_l : 부하구동부의 감쇄계수
ζ_p : 펌프부의 감쇄계수
θ_m : 유압모터의 회전변위
ϕ : 경사판식 피스톤펌프에서 경사판의 경사각도 변위

1. 서 론

기존의 유압시스템이 에너지효율의 낮은 단점을 개선하기 위하여 개발되어진 부하감지형 유압시스템은 많은 연구의 결과[1~5]로 에너지이용의 효용성을 인정받고 있으며 점차 그 적용범위가 확대될 추세이다.[6,7] 그러나, 이제까지의 부하감지형 유압시스템의 응용은 주로 수동조작 유압시스템에 국한되어 왔으며, 서보밸브 조작에 의하여 제어되어지는 유압 서보시스템에 적용을 시도하는 연구사례는 찾아 보기 힘들다. 또한 부하감지형 유압시스템의 특성에 관한 연구에 있어서도 주로 시스템의 에너지 효율면에 주로 연구되어 왔으며,[1~5] 이 시스템의 동적거동특성이나 제어특성 등에 관한 연구[8,9]는 미미한 실정이다.

본 연구의 목적은 부하감지형 유압시스템에 서보제어의 적용을 시도하는 연구를 하기에 앞서서 선행되어져야 할 부하감지형 유압시스템의 제어특성을 조사하는 것이다. 즉, 서보제어의 제어대상이 되는 부하감지형 유압시스템의 고유한 동적특성을 제어특성의 관점에 촛점을 맞추어서 조사하는 것이다. 첫째로, 부하감지형 유압시스템의 부하감지기구가 시스템의 상태변수(state variable)나 출력응답(output response)이 시간축 상에서 일정한 안정상태(steady state) 유지여부의 안정도에 미치는 영향에 대하여 연구되었다. 둘째로, 유압모터축에 부과되어지는 외부 부하력의 크기와 부하구동밸브의 유량특성과의 상관관계에 대하여 조사되었다. 또한, 외부 부하력의 크기가 시스템의 정상상태 제어특성에 미치는 영향에 대하여 연구되었다. 마지막으로 하나의 펌프로써 2개 이상의 유압모터를 동시에 구동할 경우에, 유압모터들의 상호간에 미치는 영향에 대하여 조사되었다. 하나의 유압펌프로 2개 이상의 유압구동체를 동시에 작동시켜야 하는 경우는 일반 산업현장에서도 찾아볼 수 있는 사항이다. 예를 들어서, 건설중장비 중의 하나인 유압굴삭기에서 바닥면을 평탄하게 하는 수평정지작업은 붐(boom)과 암(arm)으로 호칭되어지는 2개의 관절이 동시에 구동됨으로써 이루어지며, 피삭물을 트럭에 싣는 작업에서는 굴삭기의 상부몸체가 선회동작을 하면서 동시에 관절부위가 작동되어야 작업효율을 높일 수 있다. 최근에 건설중장비의 자동화와 건설중장비에 부하감지형 유압시스템의 적용이 시도되어지고 있다는 관점에서 볼 때, 2개 이상의 유압구동체가 동시에 구동되는 경우에 대한 연구는 중요하다.

본 연구의 접근방법으로써는 이론적인 해석의 방법, 실험, 컴퓨터 시뮬레이션 등의 다양한 방법의 결과에 대해서 상호간 검증되거나 고찰하여 연구결과를 유도하였다.

2. 부하감지형 유압시스템의 분류 및 에너지절약 원리

광의의 의미에서 부하감지형 유압시스템이라고

하면 유압펌프로부터 부하로 전달되어지는 동력의 효율을 향상시키는 모든 종류의 유압시스템을 총칭하는 용어라고 볼 수 있다. 하지만 일반적으로 부하감지형 유압시스템은 협의의 의미에서 부하구동부로부터 부하압력을 감지하여 펌프의 토출압을 제어하는 유압시스템을 의미하며, Fig. 1에서 보여주는 펌프제어방식(pump control method)과 밸브제어방식(valve control method)으로 나누어진다.

Fig. 1(a)의 부하감지형 펌프제어방식은 압력보상(pressure compensated)형 가변용량펌프를 사용하는 유압시스템과 거의 유사하지만 압력보상기의

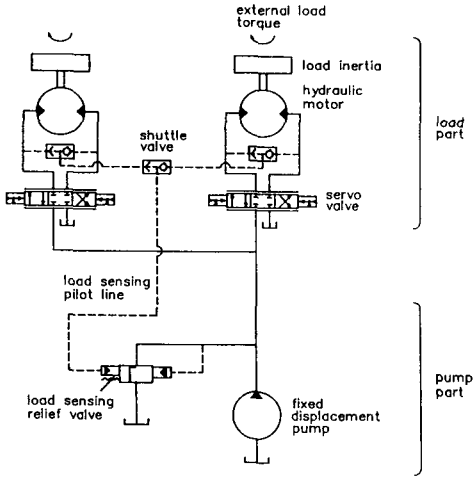


Fig. 1 (a) Load-sensing hydraulic system of pump control

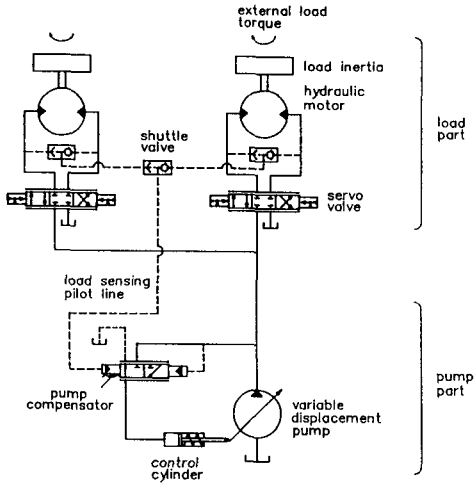


Fig. 1 (b) Load-sensing hydraulic system of valve control

작동원리면에서 차이점을 가진다. 압력보상형 펌프의 압력보상기에서는 펌프 토출부의 압력이 펌프의 설정압(setting pressure)과 비교되어지며, 펌프토출압력(pump outlet pressure)이 설정압과 같아지도록 제어되어진다. 반면에 부하감지형 펌프시스템에서는 부하구동부의 부하압력(load pressure)이 감지되어서 펌프토출압력과 비교되어지며, 펌프토출압력이 부하압력보다 조금 높은 압력값이 되도록 제어되어진다. 여기서 펌프토출압력과 부하압력의 차압(differential pressure)은 부하구동에 필요한 최소한의 예비압력(standby pressure)의 개념으로서 예비압력설정기에 의하여 주어지는데, 매우 작은 값이다. 이 차압은 유압모터(hydraulic motor) 혹은 실린더(cylinder)를 제어하는 서보밸브(servo valve)나 유량제어밸브(flow control valve)의 양단 사이에 발생하는 압력손실을 의미하며, 손실동력(loss power)을 간접적으로 의미하게 된다. 그러므로, 펌프토출압력이 항상 부하압력보다 최소의 예비압력 정도만 높은 값으로 제어되어지는 부하감지형 펌프시스템에서는 높은 에너지효율을 얻을 수 있는 반면에, 펌프토출압력이 부하압력의 크기에 무관하게 높은 값인 압력보상형 펌프시스템에서는 상대적으로 낮은 에너지효율을 얻게 된다.

Fig. 1(b)의 부하감지형 밸브제어방식은 시스템의 구조면에서 고정용량펌프(fixed displacement pump)와 릴리프밸브(relief valve)를 사용하는 시스템과 유사하며, 부하압력을 감지하여 펌프토출압력이 부하압력보다 조금 높은 값으로 제어되어진다는 것만이 차이점이다. 에너지절약에 관한 설명도 앞에서 설명한 부하감지형 펌프시스템의 경우와 거의 유사하다고 볼 수 있다. 단지, 부하감지형 펌프시스템에서는 제어동작이 펌프보상기의 동작에 의하여 이루어지며 가변용량펌프를 사용하는데 반하여, 부하감지 밸브시스템에서는 고정용량펌프를 사용하며 제어동작은 펌프와 무관하게 부하감지형 릴리프밸브의 동작에 의하여 이루어진다. 또한, 기본적으로 가변용량펌프를 사용하는 부하감지형 펌프시스템은 펌프의 토출유량이 부하유량과 일치하도록 제어되어지므로, 릴리프밸브에서의 유량손실, 에너지손실을 초래하는 밸브제어형 부하감지시스템보다 에너지효율이 높다고 볼 수 있다. 그러므로, 펌프제어형 부하감지시스템이 보다 널리 사용되어지고 있는 시스템이다.

하이드로스테이틱 트랜스미션(hydrostatic trans-

mission)[10] 시스템이외의 보통의 유압시스템은 하나의 펌프로 다수의 구동체(actuator)를 제어한다. 만약, 2개 이상의 유압모터가 동시에 구동되어지는 부하감지형 유압시스템의 경우를 생각해 보면 조금 복잡해진다. 부하감지형 펌프의 보상기나 부하감지형 릴리프밸브의 제어신호로 사용되어지는 부하압력은 다수의 유압모터 중에서 부하가 가장 큰 유압모터의 부하압력이 선택되어진다. 그러므로 작은 부하가 작용하는 나머지 유압모터의 구동부에는 필요이상의 높은 압력이 공급되어진다.

이제까지 설명되어진 동작원리의 부하감지형 유압시스템은 기존 유압시스템들과는 상이한 특성을 보여 줄 것이다.

3. 부하감지형 유압시스템의 수학적 모델

본 연구의 진행은 주로 Fig. 1(a)에서 보여주는 펌프제어 방식의 부하감지 유압시스템에 대하여 수행되었다. 이론적해석과 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 연구를 수행하기 위하여 펌프제어방식의 부하감지형 유압시스템의 수학적 모델이 유도되었으며, 모델유도과정에서 사용된 유압펌프의 형식은 피스톤형이며 펌프의 가변용량 기구방식은 경사판(swashplate)형식이었다.

Fig. 1(a)의 펌프제어방식 부하감지시스템의 구성은 펌프부, 서보밸브부, 부하구동부로 이루어진다고 생각할 수 있다. 부하구동부는 유압모터, 부하관성질량, 모터와 밸브사이의 유압배관 등으로 구성되는 부분을 의미하며, 펌프부는 부하감지형펌프, 펌프와 서보밸브 사이의 유압배관 등으로 구성되는 부분을 의미한다.

부하구동부에 대한 수학적 모델은 유압모터의 회전에 관한 운동방정식과 유압배관에 관한 유량 연속방정식(continuity equation of flow)으로 구성된다.[12] 해석의 편의를 도모하기 위하여 유압모터에 연결되는 양쪽 배관의 용적이 동일하다고 가정하면, 부하구동부의 수학적 모델은 다음과 같이 공식화된다.

$$J\ddot{\theta}_m + B\dot{\theta}_m + T_e = D_m P_l \tag{1}$$

$$Q_l = D_m\dot{\theta}_m + L_l P_l + \frac{V_t}{4\beta}P_l \tag{2}$$

상기식에서 θ_m은 유압모터의 회전변위이며, T_e는 유압모터축에 작용하는 외부 부하회전력을 의미하며, P_l은 부하압력(load pressure)이며, Q_l은 부하유량(load flow)이며 서보밸브를 통과하는 유량을 의미한다.

서보밸브의 수학적 모델을 정확하게 유도할 경우에는 그 자체만으로도 매우 복잡하며 고차항(high order term)을 가진다. 하지만, 본 연구에서는 해석의 편이를 위하여 등가적인 1차 모델로써 서보밸브의 모델을 표현하였다.[13] 서보밸브의 수학적 모델은 스풀(spool)에 대한 1차 운동방정식과 스풀변위 x_v, 부하압력 P_l, 펌프토출부 압력 P_p, 부하유량 Q_l 사이의 유량관계식으로 이루어지는데, 각 변수에 대한 공통된 부호규약에 따라서 다음과 같이 표현된다.

$$T_v\dot{x}_v + x_v = K_v i \tag{3}$$

$$Q_l = \text{sign}\{P_p - \text{sign}(x_v)P_l\}K_f x_v\sqrt{|P_p - \text{sign}(x_v)P_l|} \tag{4}$$

여기서, i는 서보밸브의 입력전류이며, T_v는 등가 1차 모델식의 시정수(time constant)이며, sign은 부호함수를 의미한다.

본 연구에 사용된 부하감지형 펌프의 수학적 모델은 펌프토출부 유압배관에 대한 유량 연속방정식과 펌프 내부의 경사판(swashplate)을 구동하는 실린더의 용적에 대한 유량 연속방정식과 경사판에 대한 운동방정식으로 이루어진다.[14] 경사판 구동 실린더에 대한 연속방정식에서 유압유의 압축성을 무시하고, 경사판의 운동방정식에서 경사판의 관성효과와 마찰저항을 무시하더라도 펌프의 동특성에 미치는 효과는 미미한 것으로 알려져 있다.[15] 펌프 동특성의 관점에서 영향이 작은 항들을 무시하면, 펌프모델은 다음과 같이 간단화되어진다.

$$D_p\dot{\phi} - L_p P_p - \text{sign}(x_v)Q_l\frac{V_p}{\beta}P_p \tag{5}$$

$$D_c\dot{\phi} - L_c P_c = K_p\{\max(P_a, P_b) + P_d - P_p\}\sqrt{P_p - P_c} \tag{6}$$

$$G\phi = D_b P_p + R - D_c P_c \tag{7}$$

여기서, P_p는 펌프토출부의 압력이며, ϕ는 펌프 경사판의 경사각도 변위이며, P_c는 경사판 제어실린더 내부의 압력이며, P_d는 펌프보상기의 압력설정스프링의 압축량에 의하여 결정되어지는 설정압력(setting pressure)이다. 또, L_p와 L_c는 각각 펌프의 누설계수와 경사판 제어실린더의 누설계수이며, G는 등가적 회전 스프링상수를 의미한다. D_b와 D_c는 각각 펌프압력과 경사판 제어실린더의 압력

이 경사판의 경사각 변화를 야기하는 회전력에 대한 토크상수(torque coefficient)이며, R은 경사판 회전 스프링의 초기압축(pre-compression)에 의한 토크를 의미한다. 방정식 (6)에서 우변항은 경사판 제어실린더로 공급되는 유량을 의미하며, K_p는 유량계수이다. max는 최대값을 선정하는 함수를 의미하며, P_a와 P_b는 유압모터의 양쪽에 연결된 배관부의 압력이며, 양쪽 배관이 대칭성을 이룬다고 가정하면 다음과 같이 표현된다.

$$P_a=\frac{P_p+P_l}{2},\quad P_b=\frac{P_p-P_l}{2} \tag{8}$$

이상에서 설명한 부하감지형 유압시스템의 수학적 모델은 룬지-쿠타 수치적분법(Runge-Kutta numerical integration method)를 이용한 컴퓨터 시뮬레이션에 적용하기 위하여 아래와 같은 상태변수모델(state variable model)로 변환되었다.

$$\dot{x}=f(x,\ \alpha) \tag{9}$$

여기서, α는 수학적 모델의 매개변수(parameter) 벡터이며, x는 상태변수벡터로서 다음과 같이 정의되었다.

$$x=[\dot{\theta}_m,\ P_l,\ x_v,\ P_p,\ \phi]^T \tag{10}$$

부하감지형 유압시스템의 안정도에 관한 해석은 루스-허비쯔 안정도 판별법(Routh-Hurwitz stability criterion)[11]이 이용되었는데, 이 해석법은 선형모델(linear model)에만 적용이 가능하므로 다음과 같은 형태의 선형모델이 유도되었다.

$$\Delta\dot{x}=(\partial f/\partial x)_o\Delta x \tag{11}$$

여기서, Δx는 상태변수의 미소 변화량벡터이며, $(\partial f/\partial x)$는 자코비안매트릭스(Jacobian matrix)이다. 아래첨자 'o'는 매개변수의 값들이 일정하게 주어짐을 의미하며 선형화과정에 대한 작용점(operating point)을 의미한다.

방정식(11)의 선형모델은 관계식(10)의 5개 상태변수에 대한 5차 모델이 되어진다. 부하구동부에 대한 부분과 펌프부를 분리하여 생각하면, 분리된 부분의 모델차수(model order)가 각각 2차에 해당한다. 즉, 부하구동부는 모터회전속도 $\dot{\theta}_m$과 부하압력 P_l에 관하여 2차이며, 펌프부는 펌프토출부 압력 P_p와 경사판의 각도변위 ϕ에 관하여 2차인 등가적 2차 선형모델로 생각할 수 있다. 펌프부와 부하구동부의 공진(resonance)현상에 대하여 조사하기 위하여서는 고유주파수(natural frequency)에 대한 수학적 모델이 필요한데, 방정식(11)의 부하구동부와 펌프부에 대한 등가적 2차 모델로부터 얻을 수 있는 고유주파수와 감쇄율에 대한 관계식은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\omega_l=\sqrt{\frac{4\beta D_m^2}{V_l J}} \tag{12}$$

$$\zeta_l=\frac{L_l}{D_m}\sqrt{\frac{\beta J}{V_l}}+\frac{K_f}{2D_m}\sqrt{\frac{\beta J}{V_l}}\left[\frac{\mathrm{sign}(x_v)\,x_v}{\sqrt{P_p-\mathrm{sign}(x_v)\,P_l}}\right]_o + \frac{B}{4D_m}\sqrt{\frac{V_l}{\beta J}} \tag{13}$$

$$\omega_p=\sqrt{\frac{\beta D_p K_p}{2V_p D_c}}(P_p-P_c)^{1/4}_o \tag{14}$$

$$\zeta_p=\left[\frac{L_p}{2}+\frac{K_f}{4}\frac{\mathrm{sign}(x_v)\,x_v}{\sqrt{P_p-\mathrm{sign}(x_v)\,P_l}}\right]_o \left[\sqrt{\frac{\beta D_c}{V_p D_p K_p}}\frac{1}{(P_p-P_c)^{1/4}}\right]_o \tag{15}$$

방정식(12)~(15)에서 ω_l과 ζ_l은 부하구동부의 고유주파수와 감쇄율이며, ω_p와 ζ_p는 펌프부와 고유주파수와 감쇄율이다.

4. 시스템의 불안정성

4.1 이론적 배경

시스템의 구조면에서 부하감지형 시스템이 기존의 유압시스템들과 다른 차이점은 부하구동부의 부하압력이 펌프부로 궤환(feedback)되어지는 부하감지기구(load-sensing mechanism)이다. Fig. 2는 가변용량펌프를 사용하는 펌프제어방식 부하감지시스템의 개략적 블록구성도(block diagram)를 보여주는데, 이 그림에서 보는 바와 같이 부하감지기구는 양의 궤환(positive feedback)이며 기존의 유압시스템에서는 볼 수 없는 새로운 양의 궤환회로(positive feedback loop)를 형성한다. 정성적으로 설명하면, 부하의 크기에 비례하여 펌프토출압이 결정되어지는 부하감지형 유압시스템에서 부하압력의 증가효과가 펌프부로 궤환되어서 펌프토출압력을 증가시키며, 펌프토출압력의 증가효과가 또 다시 부하압력을 증가시키는 효과를 의미한다. 제어이론이나 안정도이론에 의하면 양의 궤환회로는 회로 중의 한 부분의 변화효과가 회로를 되돌아 와서 처음의 변화를 가중시키는 효과때문에 시스템의 안정성을 해치게 되며 불안정해지는 경향을 가지게 된다는 것은 잘 알려진 사실이다.[11] 즉, 시스템의

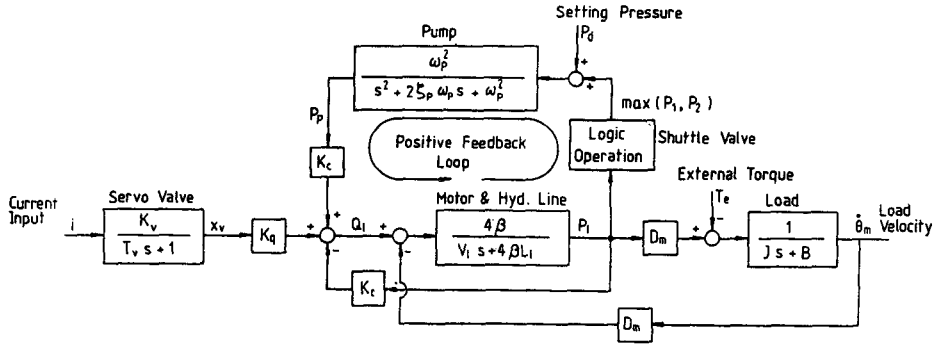


Fig. 2 Block diagram of the hydraulic load-sensing system

에너지이용 효율을 높이기 위하여 개발된 부하감지 기구는 그 구조적인 이유에서 시스템을 불안정하게 만드는 효과를 수반하게 된다.

Fig. 2에 의하면, 유압모터 및 배관의 동적거동과 펌프부의 동적거동 사이에 서로 영향을 미치는 간섭효과(interference effect)가 주어질 것으로도 생각할 수 있는데, 이러한 효과는 유압모터의 부하구동부의 고유주파수(natural frequency)와 펌프부의 고유주파수가 일치하는 공진현상(resonance)이 일어날 때 더욱 심화되어진다. 즉, 공진현상이 일어날 때 부하감지형 시스템은 더욱 더 불안정해지는 경향을 가지게 될 것이다.

양의 궤환회로와 공진현상 등이 부하감지 시스템의 불안정 경향에 미치는 효과는 안정도해석법을 이용하여 이론적으로 분석할 수 있다. 방정식(1)~(10)으로써 표현된 바와 같이 수학적으로 비선형 시스템인 부하감지형 유압시스템의 안정도 특성을 정확하게 해석하기 위해서는 비선형 시스템에 적용될 수 있는 안정성 판별법을 사용하여야 한다. 하지만, 비선형 시스템의 안정도 판별법으로서 알려져 있는 리아프노프법(Lyapnov method)과 초안정법(Hyper-Stability method) 등은 단순히 안정된 제어시스템을 설계하는 관점에서의 적용에는 효과적이지만, 시스템의 매개변수와 시스템의 안정도 사이의 상관관계를 분석하는 관점에서의 적용에는 어려움이 따른다. 왜냐하면, 이러한 방법을 적용하여 얻은 안정조건은 안정하기 위한 충분조건은 만족시키지만 필요조건은 만족시키지 못하기 때문이다. 반면에, 루스-허비쯔 안정도판별법(Routh-Hurwitz stability criterion)은 비선형 시스템을 선형화하여 얻어지는 선형모델에만 적용할 수 있다는 단점과 선형화된 시스템의 작동조건 주위의 작은 범위에 대한 안정도 판별법이기 때문에 비선형 시스템의 전체적인 안정도 특성을 정확히 분석할 수 없는 한계를 가지지만, 주어진 매개변수의 값에 대해서 안정성을 판별함에 있어서 필요충분조건을 만족시키는 판별이 가능하다. 그러므로, 시스템 매개변수의 값의 변화에 따라서 시스템이 안정영역으로부터 불안정영역으로 변화하는 것의 관측이 가능한 장점을 가진다. 결론적인 설명으로서, 루스-허비쯔 안정도판별법을 비선형 시스템에 적용함에는 한계를 가지지만 안정도 특성의 경향을 이해함에 있어서 도움을 줄 수 있다. 그러므로, 본 연구에서는 방정식(11)의 선형화 모델에 루스-허비쯔 안정도 판별법을 적용하여 부하감지형 유압시스템의 안정도 특성을 조사하였다. 부하감지형 유압시스템에서 중요한 매개변수로 생각할 수 있으며, 부하감지형 시스템의 양의 궤환회로와 공진현상 등과 밀접한 연관을 가지는 매개변수인 서보밸브의 열림량과 펌프보상기의 설정압, 유압모터의 회전 모멘트관성 등의 매개변수가 변화함에 따라서 시스템의 안정성에 미치는 효과가 조사되었다.

루스-허비쯔법을 적용하기 위하여 방정식(11)의 특성다항식(characteristic polynomial)을 얻는다. 결과적으로 얻을 수 있는 특성다항식은 다음과 같은 형태로 주어진다.

$$D(S)=|SI-\partial f/\partial x)_o| \\ =(S+1/T_v)(C_4S^4+C_3S^3+C_2S^2+C_1S+C_0) \quad (16)$$

여기서, S는 라플라스변수(Laplas variable)이며, I는 단위 매트릭스(identity matrix)이며, C_i

는 주어진 매개변수값 α_o에 1 : 1 대응적으로 주어지는 계수값 들이다.

관계식(16) 우변의 첫째 항에 대한 근(root)은 $-1/T_v$으로써 항상 음수값이다. 그러므로, 서보밸브의 시정수 T_v는 부하감지형 유압시스템의 불안정화 경향에 무관함을 알 수 있다. 관계식(16)의 두번째 항에 대하여 루스-허비쯔법을 적용하면 다음과 같이 안정도 조건이 주어진다.

$$C_i>0 \text{ for } i=0,1,2,3,4$$
$$C_1C_2C_3-C_0C_3^2-C_1^2C_4 \begin{cases} >0 : \text{안정조건} \\ =0 : \text{경계조건} \\ <0 : \text{불안정조건} \end{cases} \quad (17)$$

주어진 매개변수 값 α_o에 대하여 관계식(17)의 어느 조건에 해당하는 것인지를 조사할 수 있다. 이와 같은 방법으로, 한번에 하나의 매개변수에 대하여 매개변수의 값을 조금씩 변화시켜 가면서 반복시행하게 되면 해당 매개변수가 시스템의 안정도에 미치는 효과를 규명할 수 있다.

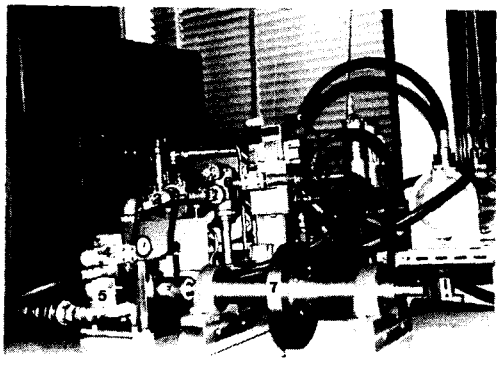
4.2 해석, 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션의 결과

부하감지형 유압시스템의 불안정 특성을 조사하기 위하여, 루스-허비쯔 안정도 판별법을 적용하였으며, Fig. 3에서 보여주는 실험장치를 구성하여 일련의 실험을 행하였고, 아울러 관계식(11)의 수학적 모델을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 구하였다.

Fig. 4는 기존의 유압시스템과 부하감지형 유압시스템의 안정도 특성을 단적으로 보여주는 그림으로서, 서보밸브가 닫혀진 상태에서 갑자기 열렸을 때에 유압모터의 속도응답(velocity response)과 펌프토출부 압력(pump outlet pressure)의 응답을 보여주고 있다.

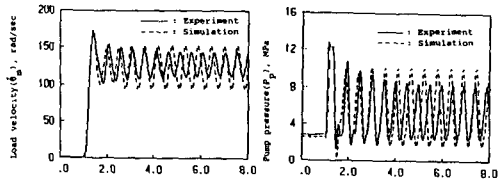
유압모터의 회전속도신호는 타코-발전기(tachogenerator)를 이용하여 측정되었으며, 펌프토출부의 압력신호의 측정에서는 펌프맥동(pump pulsation) 신호를 제거하기 위하여 50 Hz 절사주파수(cutoff frequency)의 저주파수용 필터(low pass filter)가 사용되었다. Fig. 4(b)의 압력선도에서 설정압 P_d가 4.7 MPa이고 펌프토출압의 실험결과값은 5.5 MPa 정도로써 차이를 보이는 이유는 실험조건상태에서 0.8 MPa 정도의 압력 오버라이드(pressure override)를 가지기 때문이다.

압력 Fig. 4(b)의 기존 유압시스템에서는 속도응답이 감쇄효과(damping effect)가 양호한 안정된 응답을 보이고 일정한 정상상태(steady state)에 이르며 펌프토출압력이 펌프보상기의 설정압력에 해당하는 값으로 일정한데 반하여, Fig. 4(a)의 부하감지형 유압시스템에서는 속도응답과 압력응답이 심하게 진동하는 한계사이클(limit cycle)을 보이는 불안정 상태이다. Fig. 4에서 (a)의 부하감지시스템과 (b)의 보통 유압시스템과의 유일한 차이점은 부하감지기구가 (a)에는 있고, (b)에는 없다는 점이다. 즉, 동일한 실험장치와 수학적 모델에서 부하감지기구부의 유무에서만 차이가 있다. 그러므

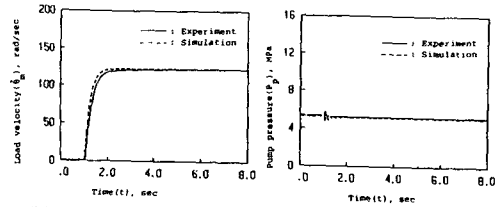


1. Pump
2. Pump compensator
3. Shuttle valve
4. Servo valve
5. Hydraulic motor
6. Relief valve
7. Load inertia

Fig. 3 Overview of the experiment device



(a) Load sensing system : setting pressure(P_d) =1.05 MPa



(b) Conventional system : setting pressure(P_d) =4.7 MPa

Fig. 4 Load sensing system vs. conventional system

로, 부하감지형 유압시스템이 불안정해지려는 경향은 부하감지기구 때문이며, 부하감지기구가 구조적으로 양의 궤환회로를 형성하기 때문이라는 설명의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 서보밸브의 열림량(opening)의 정도와 펌프보상기의 설정압(setting pressure)이 부하감지형 시스템의 안정도 특성에 미치는 영향을 보여주는 그림이다. 그림에서 실선은 루스-허비쯔법의 적용 결과이며 점선은 실험결과로서, 각각 안정영역과 불안정영역의 경계(boundary)를 의미한다. 루스-허비쯔법의 적용방법은 서보밸브의 열림량을 0 mA로부터 20 mA까지 조금씩 변화시키고 펌프보상기의 설정압도 0 MPa로부터 1.4 MPa까지 조금씩 변화시켜 가면서, Fig. 5의 전체영역의 한점, 한점에 대해서 주어진 시스템 매개변수 값들로부터 방정식(16)의 계수값들을 컴퓨터를 이용하여 계산하고 방정식(17)의 판별식을 적용하였다. 안정과 불안정의 경계선은 그 경계영역을 부드럽게 이은 선이다. 실험결과도 서보밸브의 열림량과 펌프보상기의 설정압을 조금씩 변화시켜가면서 실험한 결과이며, 실험방법은 유압모터를 정지상태로부터 작동조건의 상태로 계단응답(step response)으로 동작시켜서 유압모터의 회전속도가 일정한 정상상태를 이루면 안정한 것으로 판정하고, 일정속도에 이르지 못하고 계속적으로 증가하고 감소하는 한계사이클이 발생하면 불안정한 것으로 판정하였다. 그러므로, Fig. 5에서 루스-허비쯔법의 적용으로부터 얻은 불안정영역의 의미는 주어진 작동조건의 작은 범위에서 불안정한 영역을 의미하고, 실험으로부터 얻는 불안정영역의 의미는 주어진 작동조건에서 한 계사이클이 발생하는 영역을 의미한다.

Fig. 5에서 펌프보상기 설정압이 1.0 MPa으로 일정한 경우를 생각해 보면, 서보밸브 열림량이 4.0 mA 정도의 작은 값에서는 시스템이 안정한 상태이나, 서보밸브 열림량이 16.0 mA 정도의 큰 값에서는 시스템이 불안정영역에 존재하며 실제 실험에서도 불안정한 응답을 보였다. 그러므로, 서보밸브열림량이 증가할 수록 시스템의 불안정 경향은 증가한다고 할 수 있다. 이것은 서보밸브 열림량이 증가할 수록 많은 유량이 형성되고 밸브를 통하여 유압모터로 공급되는 유량이 커질수록 보다 빠르게 부하압력이 증가하고, 부하압력의 증가가 펌프토출압력을 증가시키고, 펌프토출압력의 증가가 또 다시 밸브통과 유량을 증가시키는 양의 궤환회로의 영향이 증대하기 때문이라는 설명이 가능하다. 이것은 기존 유압시스템에서의 서보밸브가 완전히 닫힌 영점위치(null position)일 때가 안정도 관점에서 최악조건(worst condition)이라는 사실과는 상반되는 사실이다.[12]

펌프보상기의 설정압의 크기가 시스템의 안정도에 미치는 효과를 조사하기 위해서, Fig. 5에서 서보밸브의 열림량을 일정하게 해 놓고 펌프보상기의 설정압력값을 변화시켜 보면, 설정압력값이 증가할수록 시스템의 불안정화 경향이 강해지는 것을 알 수 있다.

Fig. 6에서 유압모터 축에 부과되는 회전모멘트 관성(moment of inertia)의 크기가 시스템의 안정

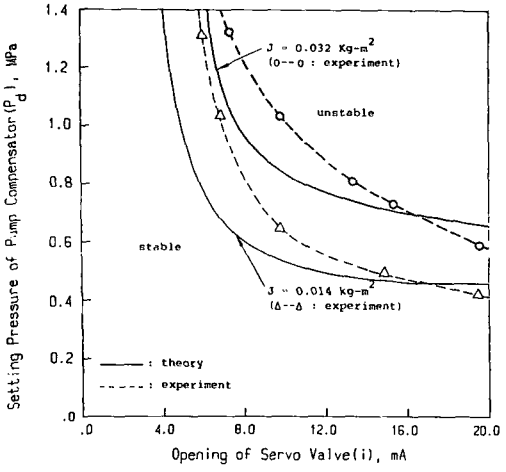


Fig. 5 The effects of opening of servo valve and setting pressure of pump compensator

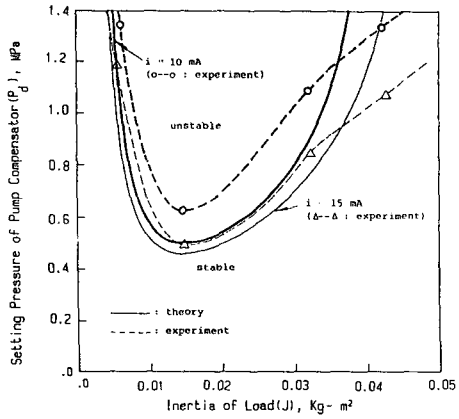


Fig. 6 The effects of load inertia and setting pressure of pump compensator

도에 미치는 영향을 관측할 수 있다. 회전모멘트관성이 0.01−0.03 Kg-m²의 영역에 있을 때 불안정영역이 넓으며, 0.01 Kg-m²보다 작아지거나 0.03 Kg-m²보다 커지면 불안정영역이 감소하게 된다. 즉, 회전 모멘트관성이 어떤 특정영역 부근에서 불안정화 경향이 강해지는 것인데, 이 특정영역은 부하구동부와 펌프부의 공진영역에 해당한다. 방정식(12)와 방정식(14)를 이용하여 펌프부와 부하구동부의 고유주파수를 계산한 결과로써 회전모멘트관성이 0.1∼0.03 Kg-m²일 때 부하구동부의 고유주파수가 20∼30 rad/sec이고 펌프부의 고유주파수가 25 rad/see 정도로써 공진영역에 해당함을 확인하였다. 그러므로, 펌프부와 부하구동부의 공진현상이 부하감지형 유압시스템의 불안정화 경향에 큰 영향을 미친다고 판단할 수 있다. 즉, 부하감지시스템은 부하감지기구의 '양의 궤환효과' 때문에 불안정해지며, 특히 펌프부와 부하구동부의 공진현상이 중첩되어지면 불안정화 경향이 더욱 더 강해진다.

5. 제어밸브의 선형성, 부하변화에 대한 강인성

5.1 이론적 배경

보통의 유압시스템은 펌프-제어밸브-유압모터 및 부하의 기본적인 구성을 가진다. 이러한 구성을 가진 기존의 유압시스템은 제어이론의 관점에서 볼 때 비선형 시스템(nonlinear system)이다. 여기서 비선형성은 주로 부하의 속도제어나 서보제어에 사용되는 유량제어밸브나 서보밸브의 비선형성에 기인하는 것이다. 서보밸브에서 밸브열림량 x_v와 부하압력 P_l과 부하유량 Q_l 사이의 관계는 다음의 비선형 방정식으로 표현되어진다.[12]

$$Q_l = K_f x_v \sqrt{P_p - P_l} \tag{18}$$

여기서, K_f는 유량계수이며, P_p는 펌프토출부 압력 혹은 밸브에 공급되어지는 압력을 의미한다. 펌프토출부 압력 P_p는 릴리프밸브 혹은 펌프보상기의 설정압력으로서 일정하다.

기존 유압시스템의 기본구성에 부하감지기구가 추가되어진 부하감지형 유압시스템에서는 펌프토출부의 압력이 일정하게 주어지지 아니하며, 부하 혹은 부하압력의 크기에 따라서 변화한다. 부하감지기구에 의하여 펌프토출부 압력이 변화하되, 정상상태(steadystate)에서 부하압력보다 일정량이 높은 값으로 제어되어진다. 그러므로, 정상상태에서의 부하감지형 유압시스템에서 펌프토출압 P_p와 부하압력 P_l 사이의 차압은 상수량으로 간주함이 가능하며, 서보밸브의 유량관계식은 다음의 선형(linear)방정식으로 표현되어진다.

$$\begin{aligned} Q_l &= K_f \sqrt{P_p - P_l}\, x_v \\ &= K_l x_v \end{aligned} \tag{19}$$

방정식(19)에서 부하압력 P_l의 효과가 유량계수 K_l에 내포되어 있으며, 유량계수 K_l은 상수값과 같이 동작한다. 이와 같이 서보밸브가 부하감지형 유압시스템에서 사용될 경우에 밸브의 정상상태 유량관계식에서 부하압력의 비선형적 요소가 제거되어진다.

시스템의 입장에서 서보밸브의 선형성에 의하여 유발되어지는 결과적인 효과는, 부하감지형 유압시스템에서 유압모터에 작용하는 부하의 변화나 부하압력의 변화가 부하구동부의 정상상태 속도에 영향을 미치지 못하게 된다는 것이다. 제어이론의 용어를 빌려서 표현하면, 부하감지형 유압시스템은 부하변화에 대하여 유압모터의 정상상태 속도가 변화하지 않는 강인성(robustness)을 가진다고 할 수 있다. 기존의 유압시스템에서는 정상상태의 속도로 회전하고 있는 유압모터에 작용하는 부하토오크가 변화하면, 부하토오크와 부하압력 사이의 관계식(1)에 의하여 부하압력이 변화한다. 부하압력이 변화하나 펌프토출부의 압력은 일정하게 주어지므로, 서보밸브의 비선형 관계식(18)에서 밸브입력신호에 해당하는 서보밸브 열림량 x_v와 서보밸브의 출력신호에 해당하는 유량 Q_l 사이의 관계계수 $K_f\sqrt{P_p - P_l}$의 값이 변화하게 된다. 그러므로, 동일한 서보밸브의 열림량에 대해서도 부하의 크기에 따라서 부하유량이 변화하고, 부하유량이 변화하면 관계식(2)에 의해서 최종 출력신호인 모터속도가 변화한다. 예를 들어서, 서보밸브의 열림량을 입력신호로 생각하고 유압모터의 회전속도를 출력신호로 생각하는 개회로(open loop) 제어시스템에서, 부하의 크기를 제외한 모든 조건이 동일한 상태에서 부하의 크기가 다른 두 경우를 비교한다면, 부하가 큰 경우에 대한 유압모터의 정상속도가 부하가 작은 경우의 정상속도보다 작게 된다. 또한, 유압모터가 정상상태로 회전하는 상태에서 모터축에 부하저항이 증가되는 경우를 생각하면, 모터의 회전속도는

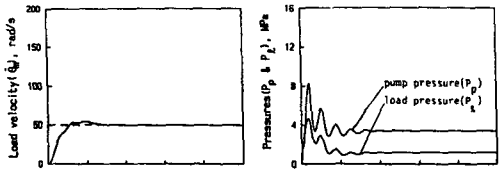
감소하게 되고 본래의 속도로 복귀되지 아니한다. 반면에, 부하감지형 유압시스템에서는 부하가 변화하고 부하압력이 변화하더라도, 선형관계식(19)에 의하여 서보밸브 열림량 x_v와 부하유량 Q_l사이의 관계계수 K_l가 일정하며 모터속도가 변화하지 않는다.

그러므로 유압시스템의 에너지효율을 향상시킬 목적으로 개발된 부하감지 시스템은 에너지절약을 위한 고유의 목적이외에 정상상태 제어성능의 강인성을 향상시키는 목적으로도 이용될 수 있다. 특히, 모터축에 작용하는 부하회전력(load torque)의 변화가 심하면서도 일정한 회전속도가 요구되어지는 경우에 효과적으로 응용되어질 수 있다.

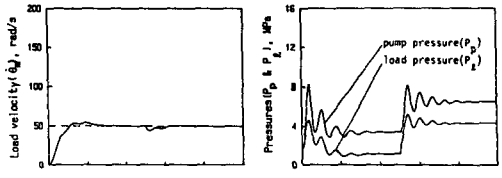
5.2 컴퓨터 시뮬레이션 결과

Fig. 7에서 부하감지형 시스템의 모터축에 부과되는 부하회전력의 값으로 0 Nm, 4 Nm, 8 Nm의 3가지 경우에 대한 유압모터의 속도응답 $\dot{\theta}_m$과 부하압력응답 P_l, 펌프압력응답 P_p를 보여주고 있으며, Fig. 8에서는 동일한 부하조건에 대한 기존 유압시스템의 응답(response)을 보여주고 있다. 시뮬레이션 방법은 Fig. 2와 같은 개회로(open loop) 시스템에 대하여 수행하였으며, 시간축 상에서 0 sec에서 서보밸브를 일정량으로 열었으며, 2.5 sec에서 일정한 부하회전력을 유압모터축에 작용시켰다. 즉, 서보밸브의 계단형상입력(step input)과 계단형상의 부하회전력에 대한 응답선도를 구하였으며, 출력응답의 궤환(feedback)과 제어기를 고려하지 않은 개회로 응답이기 때문에 이 응답선도로부터 시스템 고유의 특성을 조사할 수 있다.

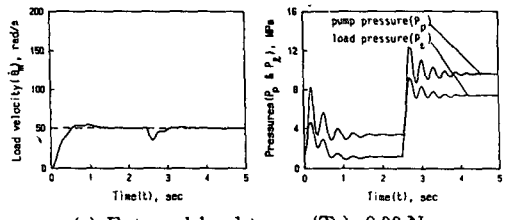
모터축에 부하회전력이 작용하지 않는 처음 0~2.5 sec 구간에서는 Fig. 7의 부하감지 시스템이 진동하는 모양의 불안정한 경향이 강한 응답을 보이는 반면에, Fig. 8의 기존의 유압시스템은 양호한 감쇄효과를 가진 안정된 응답을 보인다. 에너지 효율면에서는 부하감지형 유압시스템이 펌프압력과 부하압력 사이의 차압이 작아서 에너지손실이 미소하나, Fig. 8의 기존 유압시스템에서는 큰 에너지 손실이 초래된다. 즉, 부하감지형 시스템의 에너지 절약효과와 불안정화 경향을 다시 한번 확인할 수



(a) External load torque(T_e) : 0.00 Nm

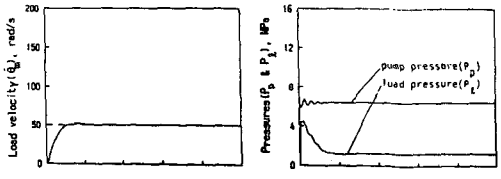


(b) External load torque(T_e) : 4.00 Nm

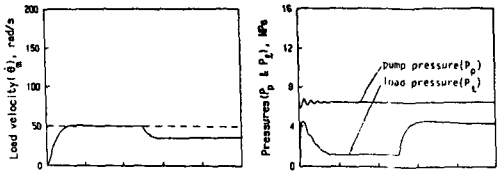


(c) External load torque(T_e) : 8.00 Nm

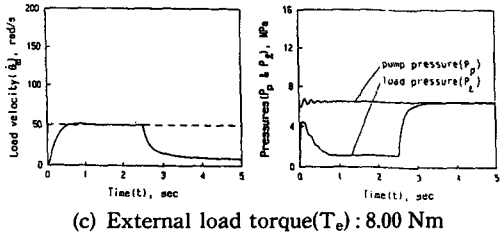
Fig. 7 The effect of the external load torque on the load-sensing hydraulic system
Setting pressure : P_d=0.83 MPa



(a) External load torque(T_e) : 0.00 Nm



(b) External load torque(T_e) : 4.00 Nm



(c) External load torque(T_e) : 8.00 Nm

Fig. 8 The effect of the external load torque on the conventional hydraulic system
Setting pressure : P_d=6.0 MPa

있다.

외부 부하회전력이 작용하는 2.5 sec 이후 구간에서는 Fig. 7의 부하감지 시스템이 모터축에 작용하는 부하에 대해서 부하압력과 펌프압력이 즉각적으로 반응하여 유압모터 속도의 흔들림이 작은 강인성을 보이며 부하의 크기에 거의 무관하게 응답성능이 유사한 반면에, 기존의 유압시스템은 부하가 커짐에 따라서 모터속도가 현저히 저하하는 영향을 받는다. 정량적인 분석에 의하면, Fig. 7의 부하감지형 유압시스템에서 3가지 부하값에 대하여 펌프압력 P_p와 부하압력 P_l 사이의 차압이 2 MPa 정도로 일정하며, 유압모터의 회전속도가 일정한 50 rad/sec이다. 여기서 유압모터의 속도는 서보밸브를 통과하는 유량에 대응하며, 모터축에 작용하는 부하의 크기는 부하압력의 크기에 대응한다. 그러므로, 부하감지형 유압시스템의 서보밸브는 유량 Q_l이 부하압력 P_l에 무관하며 서보밸브 열림량 x_v에 비례하는 선형 방정식(19)의 타당성이 증명된다. 동일한 추론에 의하여 Fig. 8의 기존의 유압시스템에서는 서보밸브의 열림량과 유량과 부하압력 사이의 관계가 방정식(18)의 비선형 관계임을 알 수 있다.

6. 부하사이의 간섭성

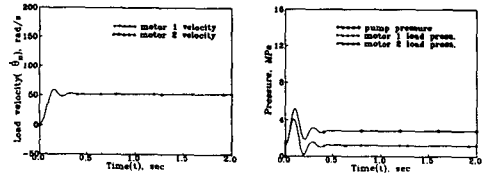
6.1 이론적 배경

5절까지의 연구는 한번에 하나의 유압모터를 조작하는 경우에 관한 것이었는데, 본절에서는 동시에 2개 이상의 유압모터를 조작할 경우에 모터 상호간에 미치는 영향에 대해서 살펴보고자 한다.

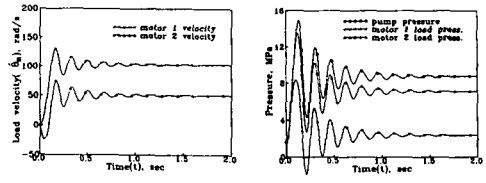
하나의 유압펌프로 2개 이상의 유압모터를 동시에 구동하면 각 모터에 작용하는 부하에 따라서 각 모터의 부하압력도 상이한 값을 가지게 되지만, 펌프토출부의 압력은 하나의 값으로 결정되어져야 한다. 그러므로, 다수의 부하구동계를 가지는 부하감지형 유압시스템에서는 셔틀밸브(shuttle valve)의 논리적 선택동작에 의하여 다수의 유압모터 중에서 가장 큰 부하압력이 펌프부로 궤환되어지며, 펌프토출부의 압력은 최대 부하압력에 펌프보상기나 부하감지형 릴리프밸브의 설정값만큼 더하여진 값으로 결정된다. 그러므로, 최대 부하압력보다 작은 부하압력을 가진 나머지 유압모터들은 각 모터에 작용하는 부하의 크기에 상관없이 최대 부하압력의 모터에 의하여 결정되어진 펌프부압력의 영향을 받게된다. 그러므로, 부하감지형 유압시스템은 최대 부하의 모터에 의하여 나머지 모터들이 영향을 받게되는 간섭(interference)효과를 가진다고 볼 수 있다. 극단적인 예로써, 2개의 부하구동계가 각각 독립적으로 구동할 경우에는 하나의 부하구동계는 안정된 응답을 보였고 다른 하나의 부하구동계는 불안정한 응답을 보였는데, 2개의 부하구동계를 동시에 동작시키면 단독으로 동작할 경우에 안정된 응답을 보였던 부하구동계가 불안정한 응답의 부하구동계에 의하여 결정된 불안정한 펌프압력의 영향으로 불안정해지는 경우도 생각할 수 있다.

6.2 컴퓨터 시뮬레이션 결과

Fig. 9에서 2개의 유압모터를 동시에 구동시킨 경우의 부하감지형 유압시스템에서 모터 상호간의 간섭효과를 보여주고 있다. 시뮬레이션의 방법은 시간축 상에서 0 sec에 2개의 서보밸브에 동일한 입력을 부과하여 2개의 유압모터를 동시에 구동하였다. Fig. 9(a)는 양쪽 모터의 축에 공통으로 부하회전력을 작용시키지 않은 경우에 대한 응답선도이며, Fig. 9(b)는 첫번째 모터의 축에는 부하회전력을 작용시키지 않고 두번째 모터의 축에는 6 Nm의 부하회전력을 작용시킨 경우에 대한 응답선도이다. 2개의 유압모터는 서로 동일한 규격으로 선정하였으며, 시뮬레이션의 초기조건과 서보밸브의 입력 등의 모든 시뮬레이션 조건도 양쪽 모터에 대해



(a) Externalloadtorque(T_e) : 0.0 Nmon motor 1, 0.0 Nm on motor 2



(b) Externalloadtorque(T_e) : 0.0 Nmon motor 1, 6.0 Nm on motor 2

Fig. 9 The interference effect between hydraulic motors when two motors are actuated simultaneously in the load-sensing hydraulic system

서 동일하다. 단지, Fig. 9(b)에서 부하회전력만이 양쪽 모터에 서로 다르게 작용시켰다.

양쪽 모터축에 부하회전력이 작용하지 않는 Fig. 9(a)에서는 양쪽 모터에 대한 회전속도 $\dot{\theta}_m$의 응답선도와 부하압력 P_l의 응답선도가 완전히 일치한다. 왜냐하면, 양쪽 모터가 서로 동일하며, 양쪽 모터에 작용하는 부하도 동일하므로 부하압력이 동일하며, 부하압력이 동일하므로 양쪽 모터의 회전속도응답도 동일하게 된다. 또한, 양쪽 모터의 부하압력이 동일하므로, 부하감지기구에 의하여 펌프보상기로 궤환되는 압력이 하나의 모터만을 구동할 경우의 궤환압력과 유사하며, 또한, 펌프토출부의 압력도 하나의 모터만을 구동할 경우와 거의 유사한 응답을 보이게 된다. 이러한 설명과 Fig. 9(a)의 결과로부터 유추하여 생각하면, 2개 이상의 서로 다른 규격의 유압모터를 동시에 구동하더라도 각 모터에 작용하는 부하압력이 유사하면 모터들 상호간의 간섭효과도 크지 않다고 결론지을 수 있다.

반면에, 양쪽 모터에 상이한 부하회전력이 작용한 Fig. 9(b)에서는 양쪽 모터의 응답선도가 매우 다른 양상을 보인다. 서보밸브 열림량이 양쪽 모터에서 같고 Fig. 9(a)의 밸브열림량과도 동일하지만, 큰 부하회전력이 작용하는 모터 2에서는 정상상태의 회전속도가 Fig. 9(a)에서와 같은 50 rad/sec 정도인데, 부하회전력이 작용하지 않는 모터 1의 회전속도는 Fig. 9(a) 경우의 2배에 해당하는 100 rad/sec 정도로 크게 증가하였다. 즉, 모터 2의 속도는 Fig. 9의 (a)와 (b)에서처럼 모터축에 작용하는 부하가 변화하더라도 변함이 없는데, 모터 1의 속도는 부하가 변화하지 않음에도 불구하고 크게 변화한다. 이것에 대한 직접적인 이유는 Fig. 9(b)의 오른쪽 압력선도에서 볼 수 있는 바와 같이 모터 1의 부하압력과 펌프압력의 차압이 모터 2의 부하압력과 펌프압력의 차압보다 훨씬 커서 모터 1을 제어하는 서보밸브의 유량이 증가되었기때문이다. 간접적인 이유로써는, 펌프토출부의 압력이 모터 1의 부하압력과 무관하며, 모터 2의 부하압력에 의하여 결정된 큰 값이기 때문이다. 큰 부하회전력이 작용하는 모터 2의 부하압력은 매우 큰 값이 되며, 큰 부하압력이 펌프로 궤환되므로 펌프토출부의 압력도 큰 값이 된다. 그러므로, 2개 이상의 유압모터가 동시에 구동될 경우에 부하압력이 가장 큰 모터가 시스템 전체의 특성을 결정하게 되며, 나머지 모터들은 가장 큰 부하를 가진 모터의 간섭효과를 받게 되다.

안정도의 관점에서 보면, Fig. 9(a)의 응답선도는 비교적 진동하는 경향이 적은 안정된 응답을 보이는 반면에, Fig. 9(b)의 응답선도는 심하게 진동하는 모양의 불안정한 경향의 응답을 보이고 있다. 특히, 모터 1의 경우에는 Fig. 9의 (a)와 (b)에서 동일한 부하회전력이 작용하여 모터 1의 그 자신만에 대한 구동조건은 완전히 동일함에도 불구하고, Fig. 9(a)의 응답은 안정된 응답인데 Fig. 9(b)의 응답은 불안정하다. 이것에 대한 이유는 Fig. 9(b)에서 펌프토출부의 압력이 증가함에 따라서 시스템의 안정도 조건이 Fig. 5와 Fig. 6에서 보여주는 불안정 영역에 가까워졌기 때문이다. 또한, 모터 1이 Fig. 9(a)에서는 모터 2의 간섭효과를 받지 않아서 안정된 상태를 유지하지만, Fig. 9(b)의 경우에는 모터 2의 간섭효과를 받기 때문에 진동이 심한 응답을 보이게 되는 것으로 설명된다.

7. 결 론

부하감지형 유압시스템의 제어특성에 관한 이론적해석과 컴퓨터 시뮬레이션, 실험 등을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 부하감지형 유압시스템은 기존의 유압시스템보다 불안정해지는 특성을 가진다. 이러한 불안정 특성에 대한 이유는 근본적으로 부하감지기구가 양의 궤환회로를 형성하기 때문이다. 정량적 분석에 의하면, 서보밸브의 열림량과 압력보상기의 설정압이 증대할수록 양의 궤환효과가 증대되어서 시스템이 불안정해지는 경향이 심화된다. 또한, 부하구동부의 고유주파수와 펌프부의 고유주파수에 근접될 때 나타나는 공진(resonance)현상이 있으면, 이 공진효과가 양의 궤환회로 효과에 중첩되어서 더욱 더 불안정 경향을 가중시킨다.

(2) 부하감지형 유압시스템의 구성부품인 서보밸브나 유량제어밸브에서 유량은 부하의 크기에 무관하며 밸브의 열림량에 비례하는 선형성(linearity)을 가진다. 제어이론의 관점에서 부하감지형 유압시스템은 부하변화에 대하여 정상상태 제어특성이 일정한 강인성(robustness)을 가진다.

(3) 2개 이상의 유압모터를 동시에 구동할 경우에는, 가장 큰 부하가 작용하는 모터에 의하여 펌프토출부의 압력이 결정되며, 나머지 모터들이 가

장 큰 부하의 모터로부터 영향을 받게되는 간섭(interference)효과가 있다.

이상의 연구결과는 제어설비의 구성에 있어서 부하감지형 유압시스템의 적용을 검토하거나, 부하감지형 유압시스템에 서보 제어기를 설계 할 경우에 유용한 자료가 될 것이다.

본 연구에서 사용된 루스-허비쯔 안정도판별법은 선형 시스템에 적용할 수 있는 방법으로서 비선형 시스템에 적용될 경우에는 주어진 작동조건의 작은 범위에 대해서 안정도해석이 가능한 방법이다. 부하감지형 유압시스템이 비선형 시스템이므로 이 시스템의 전체적인 안정도 특성을 정확히 조사하기 위해서는 비선형 시스템에서 직접 적용될 수 있는 안정도 해석방법을 개발하고 적용하는 것이 앞으로의 연구과제이다.

참고문헌

(1) Jacobs, E., 1980, "Energy Conservation Ideas for the 80's," *Hydraulics and Pneumatics,* January 1980, pp. 97~104.

(2) Henke, R. W., 1976, "Hydraulic Systems That Conserve Energy," *Machine Design,* August 1976, pp. 81~85.

(3) Novak, P. R., 1980, "Energy Consideration in Hydraulic System Design," *Society of Automotive Engineers,* Paper No. 800992.

(4) Qureshi, A. S., 1981, "Energy Conservation Hydraulic Systems," *Society of Automotive Engineers,* Paper No. 810929.

(5) Qureshi, A. S., 1982, "Load Sensing Techniques," *Journal of Basic Fluid Power Research,* March 1982, pp. 351~362.

(6) Kazuo Uehara and Hiroyoshi Tominaga, 1982, "Energy Saving on Hydraulic Systems of Excavator," *Society of Automotive Engineers,* Paper No. 821057.

(7) Rathi, R. N., 1975, "A Load Sensing Hydraulic Systems as Applies to Hydraulic Lift Cranes," *National Conference on Fluid Power,* pp. 701~711.

(8) Johnson, O. W., 1978, "Load Sensing Hydraulic Flow Control-A Versatile Controller," *Society of Automotive Engineers,* Paper No. 780728.

(9) Kim, S. D. and Cho, H. S. and Lee, C. O., 1988, "Stability Analysis of A Load Sensing Hydraulic System," *Proc. Institution of Mechanical Engineers,* Vol. 202 No. A2.

(10) Pollman, F., 1980, "Hydrostatic Systems for Saving Energy," *Society of Automotive Engineers,* Paper No. 800994.

(11) Katsuhiko Ogata, 1970, *Modern Control Engineering,* Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, N. J., pp. 339~353.

(12) Merritt, H. E., 1976, *Hydraulic Control Systems,* John Wiley, New York, pp. 132~145.

(13) Thayer, W. I., 1958 and Revised 1965, *Transfer Functions for Servovalves,* Moog Technical Bulletin 103.

(14) Zeiger, G. and Akers, A., 1986, "Dynamic Analysis of an Axial Piston Pump Swashplate Control," *Proc. Instn. Mech. Engrs.,* Part C, 200 (C1), pp. 49~58.

(15) Kim S. D., Cho H. O. and Lee C.O., 1987, "A Parameter Sensitivity Analysis for the Dynamic Model of a Variable Displacement Axial Piston Pump," *Proc. Instn. Mech. Engrs.,* Part C, 201 (C4), pp. 235~243.