

본 연구는 '96년도 교육부 기계공학 학술연구조성비(ME96-D-30)에 의하여 수행되었으며, 이에 관계제위께 감사드립니다.

부하감지시스템을 사용한 굴삭기의 유압제어특성 시뮬레이션

조 승 호*

A Simulation on the Hydraulic Control Characteristics of Excavator Using Load Sensing System

Seung Ho Cho*

ABSTRACT

The purpose of this paper is to construct a computer simulation system which can analyze and design the hydraulic excavator. Theoretical analyses are performed on the hydraulic circuit and attachment of excavator with load sensing system. Databases are constructed for control valve opening areas, horsepower control and for load sensing regulator. For hydraulic components modularized programming techniques are applied, which is expected to be utilized for software development of fluid power system. Through simulation an information of any point in hydraulic circuit can be obtained.

Key Words : Load Sensing(부하감지), Hydraulic Excavator(유압굴삭기), Pressure Compensator(압력보상기), Opening Area Curve(개구면적선도) Regulator(레귤레이터), Horsepower Control(마력제어), Attachment(작업장치)

1. 서 론

유압 굴삭기는 건설기계 가운데서 가장 유압화가 진행되어 있으며 유압구동시스템은 복합동작이 가능하도록 복수의 유압 액츄에이터를 갖추고 있다. 종래 유압 굴삭기의 유압 시스템에는 2 펌프 2 밸브 방식의 유압 시스템이 이용되어 왔으나 최근에는 1 펌프를 사용하고 여기에 부하감지(Load Sensing) 시스템을 결합시키는 새로운

유압 시스템이 채용되기 시작하고 있다⁽¹⁾⁽²⁾. 부하감지 유압시스템은 필요한 에너지만을 액츄에이터에 보내도록 펌프토출량을 조절할 수 있으므로 이상적으로 에너지 손실을 최소화 할 수 있다. 따라서 국내에서도 이러한 굴삭기 모델에 대한 연구가 매우 요망된다. 본 연구에서는 부하감지회로를 사용하는 유압굴삭기 모델⁽¹⁾을 설정하고, 각 구성부품들의 수학적모델을 C 언어를 사용하여 프로 그래밍을 한 다음, 정특성 및 동특성을 해석할 수 있는 시

* 홍익대학교 공과대학 기계공학과

플레이션 시스템을 구축한다. 그 과정에서 아암실린더와 붐실린더의 운동을 제어하는 주 제어밸브(Main Control Valve)의 개구면적선도에 대한 데이터베이스, 부하감지 레귤레이터 선도와 마력제어 선도에 대한 데이터베이스를 구축하고 유압펌프와 인터페이스 시킨다. 유압 굴삭기는 상부 선회부, 작업장치 및 하부 주행체로 구성되어 있고 이들은 모두 운전실의 레버로 조작된다. 레버-조작량의 전달은 유압 파일릿 방식으로 행하여 진다. 유압굴삭기의 구성요소에는 붐, 아암 및 버킷을 구동시키는 실린더, 상부 선회체를 회전시키는 선회 모터, 하부주행체를 구동하는 좌우대칭의 주행모터로써, 모두 6개의 액츄에이터가 있다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾. 그리고 이들 가운데 두 개의 동시 조작, 즉 복합동작을 주제로 하고 있다. 본 연구에서는 1펌프 유압시스템을 사용하는 굴삭기에서 압력보상 밸브가 아암실린더 구동회로와 붐실린더 구동회로에 공급하는 유량분배 특성도 검토한다.

2. 작업장치 동특성

유압굴삭기 작업장치 모델이 Fig.1 에 도시되어 있다. 아암실린더와 붐실린더의 길이방향 운동방정식과 아암과 붐의 회전에 관한 운동방정식은 다음과 같다.

$$W_{ACY} \ddot{X}_{AC} + B_{AC} \dot{X}_{AC} + F_{AC} + F_{ARM} = P_{ARM} \quad (1)$$

$$W_{BCY} \ddot{X}_{BC} + B_{BC} \dot{X}_{BC} + F_{BC} + F_{BOM} = P_{BOM} \quad (2)$$

$$I_{BTP} \ddot{\theta}_{ARM} + L_{FA}F - M_{BTP} = L_{ARM}F_{ARM} \quad (3)$$

$$I_{BFP} \ddot{\theta}_{BOM} - L_{FB}F + M_{BFP} = L_{BOM}F_{BOM} \quad (4)$$

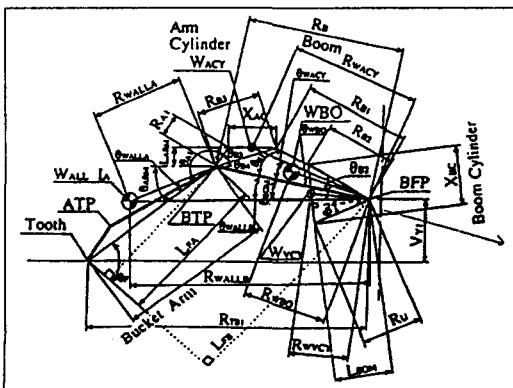


Fig. 1 Attachment Model

다음에는 기하학적 형상으로 부터 기구학적 관계식들을 유도하고 이들을 위의 운동방정식에 결합시킨다. 삼각함수 법칙을 이용하여 아암실린더와 붐실린더의 각변위를 나타내면 다음과 같다.

$$\theta_{BOM} = \cos^{-1}[(R_{B2}^2 + R_U^2 - X_{BC}^2)/2R_{B2}R_U] - \theta_U - \theta_{B2} \quad (5)$$

$$\theta_{ARM} = \cos^{-1}[(R_{A1}^2 + R_{B3}^2 - X_{AC}^2)/2R_{A1}R_{B3}] + \theta_{A1} + \theta_{B4} - \theta_{BOM} - \pi \quad (6)$$

식 (5), (6)를 2회 미분시킨 결과를, 식 (3), (4)에 대입한 후, 여기에서 구한 아암실린더, 붐실린더의 부하를 식(1), (2)식에 대입하면 각 실린더의 길이방향에 대한 연립 미분방정식, 즉 식(7), (8)이 유도된다. 수식들의 유도과정은 부록에 나타나있다. 그리고 작업장치와 유압회로의 수식을 이해하는 데 필요한 파라메타들은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} X_{AC} = & \left[P_{ARM} - F_{AC} - B_{AC} X_{AC} - \frac{FL_{FA}}{L_{ARM}} + \frac{M_{BTP}}{L_{ARM}} - \frac{I_{BTP} X_{AC}^2}{CL_{ARM}} \right. \\ & \left. + \frac{I_{BTP} X_{AC}^2 A X_{AC}^2}{2C L_{ARM}} + \frac{I_{BTP} (\frac{X_{BC}^2 B X_{BC}^2}{2D^2} - X_{BC}^2 - X_{BC} X_{BC})}{DL_{ARM}} \right] \\ & \left| (W_{ACY} + \frac{I_{BTP} X_{AC}}{CL_{ARM}}) \right. \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} X_{BC} = & \left[P_{BOM} - F_{BC} - B_{BC} X_{BC} + \frac{FL_{FB}}{L_{BOM}} - \frac{M_{BFP}}{L_{BOM}} - \frac{I_{BFP} X_{BC}^2}{DL_{BOM}} \right. \\ & \left. + \frac{I_{BFP} X_{BC}^2 B X_{BC}^2}{2D^2 L_{BOM}} \right] \left| (W_{BCY} + \frac{I_{BFP} X_{BC}}{DL_{BOM}}) \right. \end{aligned} \quad (8)$$

- A_{ARMH}, A_{ARMR} : 아암실린더 단면적
- A_{BOMH}, A_{BOMR} : 붐실린더 단면적
- A_{CA}, A_{CB} : 아암, 붐 보상스플 단면적, A_{PIPE} : 파이프 단면적
- B_{AC}, B_{BC} : 아암, 붐 실린더의 점성저항계수
- B_{CA}, B_{CB} : 아암, 붐 보상스플의 점성저항계수
- F : 외력, F_{AC}, F_{BC} : 아암, 붐 실린더의 기계저항치
- F_{CA}, F_{CB} : 아암, 붐 보상스플의 스프링 설정 힘
- F_{ARM}, F_{BOM} : 아암, 붐 실린더에 가해지는 부하,
- K_{CA}, K_{CB} : 각 보상 스프링의 스프링 상수
- I_{BFP}, I_{BTP} : 붐 푸트핀, 톱핀에 관한 관성모멘트,
- L_{ARM}, L_{BOM} : 붐 톱핀과 아암실린더, 푸트핀과 붐실린더 사이의 거리,
- L_{FA}, L_{FB} : 붐 톱핀, 푸트핀에 관한 모멘트팔의 길이,
- M_{BFP}, M_{BTP} : 붐 푸트핀, 톱핀주위의 회전시 자중에

의한 모델트

- P_{CA}, P_{CB} : 아암, 붐 보상스플 상류의 압력
- P_{ARM}, P_{BOM} : 아암, 붐 실린더에 작용하는 유압
- P_L : 최고 부하압력.
- W_{ACY}, W_{BCY} : 아암과 붐 실린더의 질량
- W_{CA}, W_{CB} : 아암, 붐 보상스플의 질량
- Y_{CA}, Y_{CB} : 아암, 붐 보상스플 스트로크
- $\theta_{ARM}, \theta_{BOM}$: 아암과 붐 실린더의 회전각

3. 유압제어회로

부하 감지 시스템은 유압 펌프 토출압력이 복수의 유압 액튜에이터의 최대 부하 압력보다 일정 압력 만큼 높게 되도록한다. 그리고 유압 펌프의 토출량을 제어하는 부하 감지 레귤레이터, 그리고 복수의 액튜에이터의 복합동작 시 펌프토출량이 부족하면 복합 구동이 되지 않으므로 각 유량제어 밸브의 전후 차압을 제어하는 압력보상밸브 2개로 이루어져있다. 따라서 궁극적으로 펌프토출압력과 부하측 압력의 차이가 일정하게 되어 저부하측, 고부하측 유량은 모두 각각 주제어밸브의 개구면적에 비례한다. 본 연구에서 고찰할 유압회로 모델⁽¹⁾이 Fig.2 에 나타나 있다. 압력 보상 밸브 모델은 Fig. 2 에 도시된 것과 같이

스프링과 댐퍼를 갖고 있는 2차 시스템으로 나타내었다. Fig.2 에서 Y_{A1}, Y_{B1} 는 각각 아암, 붐 주제어 밸브의 스톱스트로크를 표시 한다. 이러한 스톱의 동작은 파일럿 밸브에서 제어되는 2차 압력으로 행하여 진다. 아암 실린더, 붐 실린더 그리고 주제어밸브에 대한 수학적 모델은 다음과 같다. 그 밖의 유압회로 각 부분에 대한 수식은 부록에 표현되어 있다. 이때 유압시스템에는 누설이 없고 작동유의 성질은 유은, 압력 등에 관계없이 일정하고 작동유가 관로를 흐를 때 압력 강하가 없는 것으로 한다.

아암 실린더와 주제어밸브 :

$$Q_{a14} = cA_{arm}(3)\sqrt{P_A - P_{ARMH}} \text{sign}(P_A - P_{ARMH}) \quad (9)$$

$$Q_{a16} = cA_{arm}(7)\sqrt{P_A - P_{ARMR}} \text{sign}(P_A - P_{ARMR}) \quad (10)$$

$$Q_{a63} = cA_{arm}(1)\sqrt{P_{ARMR} - P_{TNK}} \text{sign}(P_{ARMR} - P_{TNK}) \quad (11)$$

$$Q_{a63} = cA_{arm}(6)\sqrt{P_{ARMH} - P_{TNK}} \text{sign}(P_{ARMH} - P_{TNK}) \quad (12)$$

여기에서

$$Q_{a14} : \text{아암 주제어밸브 포트 1에서 포트 4로의 유량}$$

$$Q_{a16} : \text{아암 주제어밸브 포트 1에서 포트 6로의 유량}$$

$$Q_{a43} : \text{아암 주제어밸브 포트 4에서 포트 3로의 유량}$$

$$Q_{a63} : \text{아암 주제어밸브 포트 6에서 포트 3로의 유량}$$

$$Q_{a1} = Q_{SLA} = Q_{a14} + Q_{a16} \quad (13)$$

$$Q_{a3} = Q_{CTA} = Q_{a63} + Q_{a43} \quad (14)$$

$$Q_{a4} = Q_{a14} - Q_{a43} \quad (15)$$

$$Q_{a6} = Q_{a16} - Q_{a63} \quad (16)$$

여기에서

$$Q_{a1} : \text{아암 주제어밸브 포트 1으로 유입하는 유량}$$

$$Q_{a3} : \text{아암 주제어밸브 포트 3에서 유출하는 유량}$$

$$Q_{a4} : \text{아암 주제어밸브 포트 4에서 유출하는 유량}$$

$$Q_{a6} : \text{아암 주제어밸브 포트 6에서 유출하는 유량}$$

$$\dot{P}_{ARMH} = (Q_{a4} - A_{ARMH}\dot{X}_{AC})\beta / V_{ARMH} \quad (17)$$

$$\dot{P}_{ARMR} = (Q_{a6} + A_{ARMR}\dot{X}_{AC})\beta / V_{ARMR} \quad (18)$$

$$P_{ARM} = A_{ARMH}P_{ARMH} - A_{ARMR}P_{ARMR} \quad (19)$$

$$A_{SLA} = f_{SLA}(Y_{A1}) \quad (20)$$

$$A_{CTA} = f_{CTA}(Y_{B1}) \quad (21)$$

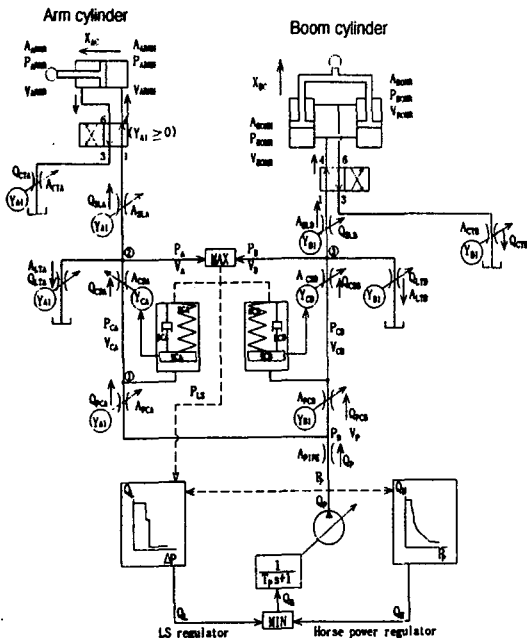


Fig. 2 Hydraulic Circuit Model

$Y_{A1} \geq 0$ 일때 $A_{SLA} = A_{arm}$ (3), $Y_{A1} < 0$ 일때 $A_{SLA} = A_{arm}$ (7)

$Y_{A1} \geq 0$ 일때 $A_{CTA} = A_{arm}$ (1), $Y_{A1} < 0$ 일때 $A_{CTA} = A_{arm}$ (6)

축 실린더와 주제어밸브:

$$Q_{B14} = cA_{bom}(3)\sqrt{P_B - P_{BOMH}} \text{sign}(P_B - P_{BOMH}) \quad (22)$$

$$Q_{B16} = cA_{bom}(7)\sqrt{P_B - P_{BOMR}} \text{sign}(P_B - P_{BOMR}) \quad (23)$$

$$Q_{B63} = cA_{bom}(1)\sqrt{P_{BOMR} - P_{TNK}} \text{sign}(P_{BOMR} - P_{TNK}) \quad (24)$$

$$Q_{B43} = cA_{bom}(6)\sqrt{P_{BOMH} - P_{TNK}} \text{sign}(P_{BOMH} - P_{TNK}) \quad (25)$$

$$Q_{B1} = Q_{SLB} = Q_{B14} + Q_{B16} \quad (26)$$

$$Q_{B3} = Q_{CTB} = Q_{B63} + Q_{B43} \quad (27)$$

$$Q_{B4} = Q_{B14} - Q_{B43} \quad (28)$$

$$Q_{B6} = Q_{B16} - Q_{B63} \quad (29)$$

$$\dot{P}_{BOMH} = (Q_{B4} - A_{BOMH}\dot{X}_{BC})\beta / V_{BOMH} \quad (30)$$

$$\dot{P}_{BOMR} = (Q_{B6} + A_{BOMR}\dot{X}_{BC})\beta / V_{BOMR} \quad (31)$$

$$P_{BOM} = 2(A_{BOMH}P_{BOMH} - A_{BOMR}P_{BOMR}) \quad (32)$$

$$A_{SLB} = f_{SLB}(Y_{B1}) \quad (33)$$

$$A_{CTB} = f_{CTB}(Y_{B1}) \quad (34)$$

$Y_{B1} \geq 0$ 일때 $A_{SLA} = A_{bom}$ (3), $Y_{B1} < 0$ 일때 $A_{SLB} = A_{bom}$ (7)

$Y_{B1} \geq 0$ 일때 $A_{CTB} = A_{bom}$ (1), $Y_{B1} < 0$ 일때 $A_{CTB} = A_{bom}$ (6)

윗 식에서 $c = c_o\sqrt{2/\rho}$ 이고 하첨자가 있는 f 는 밸브의 개구면적을 결정하는 함수로써 Fig. 3에 도시된 그래프로부터 구한다.

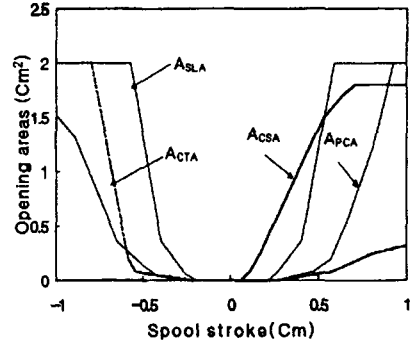
4. 부하감지 레귤레타 및 마력제어

가변 용량펌프의 유량 Q_p 는 다음과 같이 결정된다. 펌프 다력제어 유량을 Q_H , 그리고 부하감지 레귤레타에 의하여 결정되는 펌프유량을 Q_L 라고 하면 각각은 작업상태에 따라 변화하는 정특성으로서 다음식과 같이 표현할 수 있다.

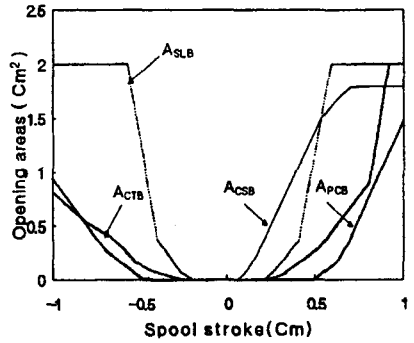
$$Q_H = g_H(P_p), \quad Q_L = g_L(\Delta P) \quad (35)$$

$$\Delta P = P_p - P_{LS}$$

여기에서 g_H, g_L 은 각각 펌프 입력유량을 결정하는 함수로써, 그 선도가 Fig.4에 나타나있다. 유압굴삭기의 펌



(a) Arm Cylinder



(b) Boom cylinder

Fig. 3 Opening Area of Main Control Valve

프는 엔진출력을 초과하지 않도록 제어되므로 펌프 모델에 의 입력 Q_M 는 다음식으로 표현된다. 여기에서 Min은 최소값을 취하는 것을 나타낸다.

$$Q_M = \text{Min}(Q_H, Q_L) \quad (36)$$

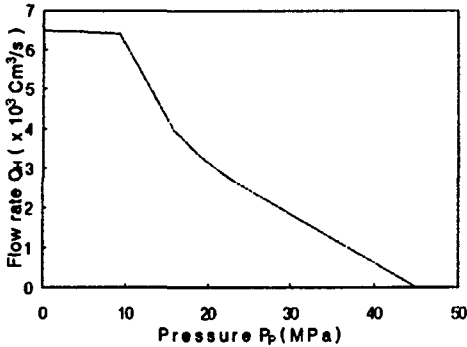
펌프의 응답은 입력에 대하여 1차 지연이 있다고 보면 다음식으로 된다. 여기에서 T_p 는 펌프 응답의 지연을 나타내는 시정수이다.

$$T_p \dot{Q}_p + Q_p = Q_M \quad (37)$$

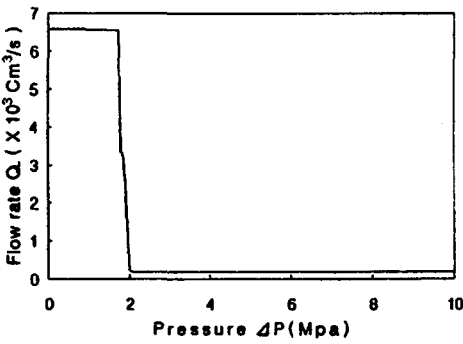
5. 시뮬레이션 프로그램

5.1 시뮬레이션 흐름도

시뮬레이션에 의한 전체 시스템의 시간 응답은 상태변수들에 의해 결정된다. 시뮬레이션 진행시 특정한 시각에



(a) Pump Horsepower Control



(b) Load Sensing Regulator

Fig. 4 Flow Control Characteristics

서 변수의 초기값을 알고 있는 상황에서 시스템은 각 변수값의 미분값을 계산한다. 유압회로 모듈에서는 연속방정식에 의해서, 작업장치 모듈에서는 운동방정식과 기구학적 구속조건에 의해서 미분값은 계산된다. 이러한 과정을 통하여 한 시각에서의 변수의 값과 미분값을 구한 후 이를 수치해석 모듈로 넘겨주면, 런지쿠타(Runge-Kutta Method)에 의해 다음 시각에서의 각 변수의 값을 계산하고, 이 값들은 다음 시각에서의 각 변수에 할당된 값이 된다. 위의 과정이 반복되면서 시뮬레이션은 수행된다. 유압회로 모듈에서는 각 단계에서 액츄에이터 양단에 작용하는 압력 값을 작업장치 모듈로 전달한다. 이후 작업장치 모듈에서는 이 값을 이용하여 운동방정식을 통해 액츄에이터 피스톤의 속도와 각속도에 대한 미분값을 계산하고 또한 유압회로 모듈에서는 각 액츄에이터의 속도값을 작업장치 모듈로부터 받아 액츄에이터 양단의 압력에 대한 미분값을 계산한다. 시뮬레이션에 이용된 파라미터값들을 나열하면 다음과 같다.

$\beta = 0.5 \times 10^5 \text{ N/cm}^2$, $\rho = 7.11 \times 10^{-6} \text{ Ns}^2/\text{cm}^4$
 $A_{CA} : 153.9 \text{ cm}^2$, $A_{CB} : 8.04 \text{ cm}^2$, $A_{ARMH} : 153.9 \text{ cm}^2$, $A_{ARMR} : 83.1 \text{ cm}^2$,
 $A_{BOMH} : 122.7 \text{ cm}^2$, $A_{BOMR} : 65.9 \text{ cm}^2$, $A_{PIPE} : 1.79 \text{ cm}^2$,
 $B_{AC} : 7.55 \times 10^2 \text{ Ns/cm}$, $B_{BC} : 1.2 \times 10^3 \text{ Ns/cm}$, $B_{CA} : 4.29 \text{ Ns/cm}$,
 $B_{CB} : 4.29 \text{ Ns/cm}$, $F : 0 \text{ N}$, $F_{AC} : 7.5 \times 10^3 \text{ N}$, $F_{BC} : 1.2 \times 10^4 \text{ N}$,
 $K_{CA} : 180.2 \text{ N/cm}$, $K_{CB} : 180.2 \text{ N/cm}$, $T_p : 0.08 \text{ sec}$, $V_p : 1300 \text{ cm}^3$,
 $V_{CA} : 500 \text{ cm}^3$, $V_{CB} : 500 \text{ cm}^3$, $V_{ARMHO} : 1000 \text{ cm}^3$, $V_{ARMRO} : 1000 \text{ cm}^3$,
 $V_{BOMHO} : 1000 \text{ cm}^3$, $V_{BOMRO} : 1000 \text{ cm}^3$, $W_{ACY} : 370 \text{ kg}$, $W_{BCY} : 460 \text{ kg}$,
 $W_{CA} : 6.558 \times 10^{-4} \text{ kg}$, $W_{CB} : 6.558 \times 10^{-4} \text{ kg}$

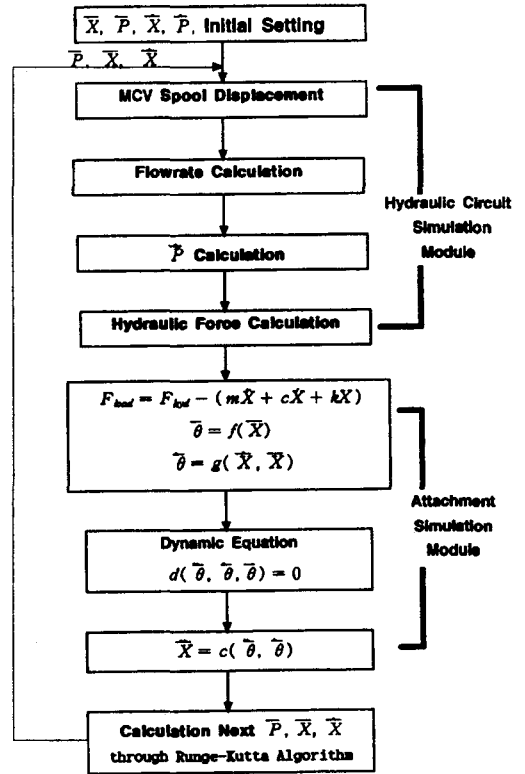


Fig. 5 Simulation Flow Chart

5.2. 프로그램의 모듈별 기능

5.2.1. 메인 시뮬레이션 모듈

메인 시뮬레이션 모듈은 시뮬레이션 절차에 따라 GetData() 함수와 RunAndSave() 함수를 차례로 호출한다.

- GetData()

이 함수는 사용자나 파일로부터 입력받은 유압 부품 및 작업장치의 파라미터 값들을 시뮬레이션 커널에서 사용

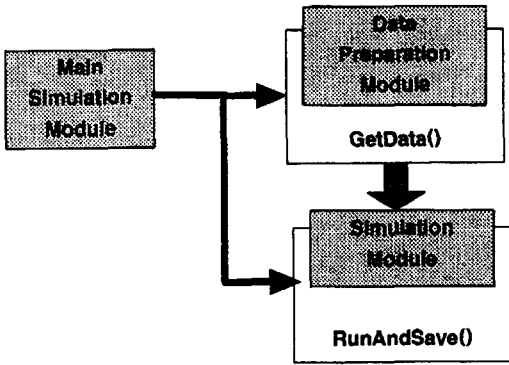


Fig. 6 Structure of Main Simulation Module

하는 변수 값에 대입한다. 또한 시뮬레이션 제어 변수들의 값을 설정한다.

● RunAndSave()

이 함수는 실제 시뮬레이션 작업을 수행하는 부분으로서 각 상태변수에 대한 상미분 방정식(Ordinary Differential Equation)을 도출하고 이를 수치해석 모듈에 넘겨준다. 또한 각 타임 스텝에서 얻어진 시뮬레이션 결과를 파일에 저장하여 그래프 처리와 애니메이션 처리 모듈에서 사용할 수 있도록 한다.

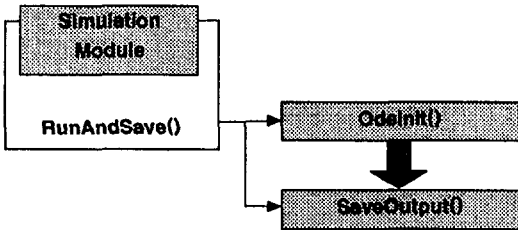


Fig. 7 RunAndSave Function

● OdeInit()

이 함수에서는 각 상태변수와 그 미분값을 계산하여 그 결과를 수치해석 모듈에 넘겨 주는 작업을 시뮬레이션이 종료할 때 까지 반복하여 수행한다.

● SaveOutput()

시뮬레이션 작업 종료 후 결과를 파일에 저장하고, 결과 디스플레이 모듈을 호출한다

● Deriv()

이 함수에서는 시스템의 상태변수에 대한 미분값을 계산해 낸다. 유압 시스템 내에 설정된 각 챔버의 현재 압력 값을 이용하여 각 부품의 포트를 통과하는 유량을 계산한다. 여기서 구한 값을 이용하여 연속방정식을 통해 압력의 미분값을 계산하고, 또 액튜에이터에 작용하는 유압력을 작업장치 모듈로 넘겨주고 작업장치 운동방정식 계산 모듈을 호출하여 수행시킨다. 이렇게 해서 구하여진 모든 상태변수의 미분값을 수치해석 모듈로 전달한다.

● Main Control Valve

여기에서는 Deriv()에서 요구가 있을 때, 각 주 제어 밸브의 현재 스펴 변위에 따른 개구 면적을 계산하여 Deriv()로 넘겨준다.

- OrificeAreaArm(): 아암 주 제어 밸브의 개구면적 계산.
- OrificeAreaBoom(): 붐 주 제어 밸브의 개구면적 계산.

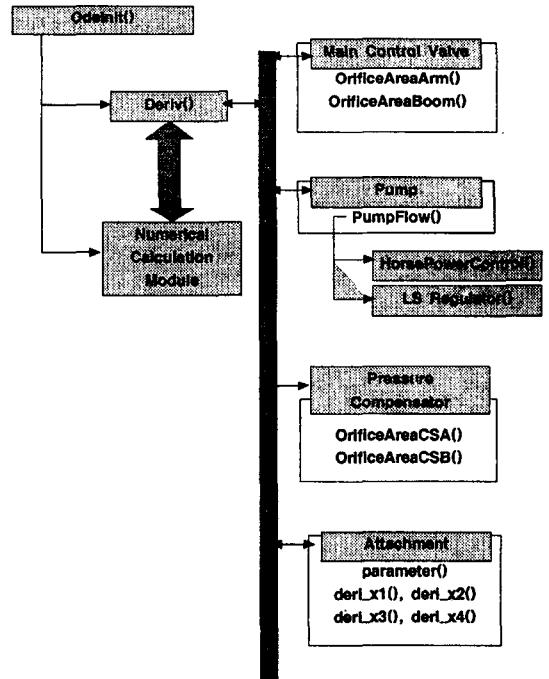


Fig. 8 Deriv Function

● Pump

여기에서는 Deriv()에서 요구가 있을 때, 펌프 토출 유량을 계산한다. 펌프 토출압력을 입력으로 유량이 결정되

는 마력 제어(Horsepower Control) 와 최대 부하압력
 과 펌프압력의 차이를 입력으로하여 유량이 결정되는 부
 하감지 레귤레이터에 의한 펌프 토출 유량을 계산한다.
 그리고 이 가운데 최소값을 택하여 이 값을 Deriv()로 넘
 겨준다. 마력 제어와 부하 감지 레귤레이터에 의한 토출
 유량은 펌프의 특성곡선을 커브 피팅(Curve Fitting)하
 여 추출해 낸다.

- PumpFlow(): 펌프의 토출 유량 계산.
- HorsePowerControl(): 마력 제어에 의한 토출 유량
 값 계산.
- LS Regulator(): 부하감지 레귤레이터에 의한
 토출 유량값 계산.

● Pressure Compensator

여기에서는 Deriv()에서 요구가 있을 때, 압력보상기
 (Pressure Compensator) 스펙의 변위를 계산한다. 이
 로부터 유량제어 오리피스 단면적을 결정할 수 있다. 주
 제어밸브의 경우와 마찬가지로 개구 면적 선도를 선형보
 간하여 커브 피팅하여 스펙변위에 해당하는 오리피스 단
 면적 값을 추출한다.

- OrificeAreaCSA(): 아암 제어 회로 압력보상기의 개
 구면적 계산.
- OrificeAreaCSB(): 봄 제어 회로 압력보상기의 개구
 면적 계산.

● Attachment

여기에서는 Deriv()에서 요구가 있을 때, Deriv()에서
 계산된 액튜에이터의 유압력을 입력으로 받아, 운동방정
 식을 통해 각 액튜에이터 피스톤의 속도와 가속도를 계산
 한다. 작업장치의 각변위를 좌표계로 하여 구성된 운동방
 정식으로부터 액튜에이터의 변위, 속도 및 가속도를 구하
 기 위해 운동방정식 및 기구학적 구속 조건을 사용하여
 두 좌표계간의 변환식을 도출한 후 이를 시스템에 이식하
 였다.

- Parameter(): 운동방정식 및 기구학적 조건식의 파
 라미터 계산.
- Derix1(): 아암 액튜에이터 피스톤의 속도 계산.
- Derix2(): 봄 액튜에이터 피스톤의 속도 계산.
- Derix3(): 아암 액튜에이터 피스톤의 가속도 계산.
- Derix4(): 봄 액튜에이터 피스톤의 가속도 계산.

5.2.2. 수치 해석 모듈

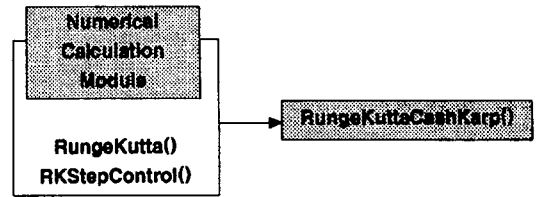


Fig. 9 Numerical Calculation Module

● Numerical Calculation Module

여기서는 Deriv()에서 계산된 상태변수들의 미분값을
 근거로 Runge-Kutta Method와 Step Size Control
 기법을 이용하여 다음 스텝에서의 상태변수 값을 구한다.

- RungeKutta(): Runge-Kutta Method
 를 이용한 상미분 방정
 식의 해를 계산.
- RKStepControl(): Step Size Control 알고
 리즘 구현.
- RungeKuttaCashKarp(): Runge-Kutta Cash
 Karp 알고리즘 구현.

5.2.3. 데이터 입력/출력 모듈

여기서는 시뮬레이션 파라미터 및 시뮬레이션 제어 변
 수들의 값을 읽어들이고 이를 시뮬레이션 수행 모듈에 넘
 겨 주고, 시뮬레이션 수행 결과를 받아들이어 사용자에게
 그래프를 통해 제시해 준다. 또한 시뮬레이션 결과를 파
 일에 저장하여 시뮬레이션 결과의 데이터베이스 구축이
 가능하도록 하였다.

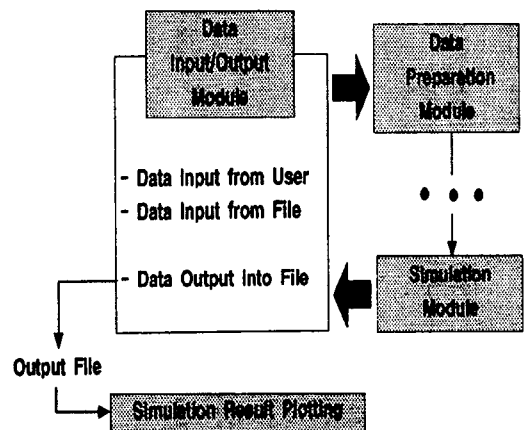


Fig. 10 Data Input/Output Module

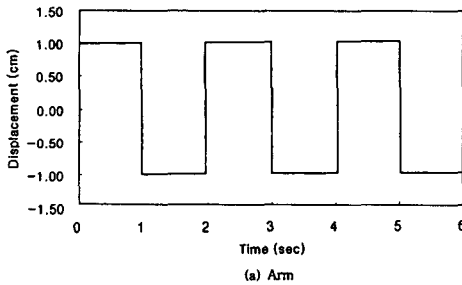
6. 결과 및 고찰

유압굴삭기의 완전한 시뮬레이션을 위하여는 유압 제어 회로와 작업장치가 동시에 고려되어야 하나, 본 연구에서는 부하변동에 강인한 부하감지 유압제어 회로의 동특성을 일차적으로 고찰하고, 다음에 유압제어 회로에 작업장치의 동역학을 인터페이스 시키는 방식을 택하였다.

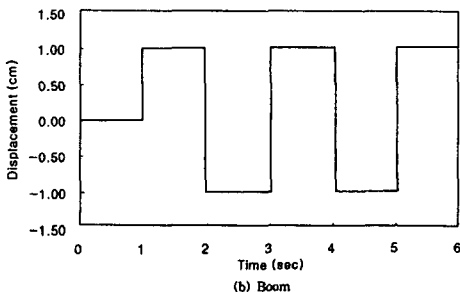
6.1 유압제어 회로특성

아암과 붐의 주 제어밸브 스펙트럼 입력으로서 주기 2초의 구형파를 가 하여 시뮬레이션을 수행하였다. 동시 복합동작을 고찰하기 위한 입력파형이 Fig.11에 도시되어 있다. 아암과 붐 제어밸브의 스펙트럼 변위에 1초의 시간지연을 두었다. 압력보상기가 장착되지 않은 굴삭기 유압회로의 시뮬레이션 결과가 Fig.12 ~ Fig.16에 도시되어 있다. 아암과 붐의 복합동작시 붐 액츄에이터에 드리프트(Drift) 현상이 나타나고 있다. 아암이 하강하고 붐이 상승하거나 혹은 아암이 상승하고 붐이 하강하는 순간, 유량이 상승 액츄에이터 쪽으로 합류됨으로 인하여 하강 액츄에이터 쪽에 유량부족 현상이 발생하고 있다. 이는 캐비테이션의 중요한 원인이 되며 압력보상기가 장착되지 않은 데 주 원인이 있다. 아암실린더와 붐실린더의 압력파형이 Fig.14 ~ Fig.15에 도시되어 있다. 그

리고 펌프 토출압력과 부하감지 압력특성이 Fig.16에 도시되어 있다. 압력보상기가 장착된 굴삭기 유압회로의



(a) Arm



(b) Boom

Fig. 11 Main control valve displacement

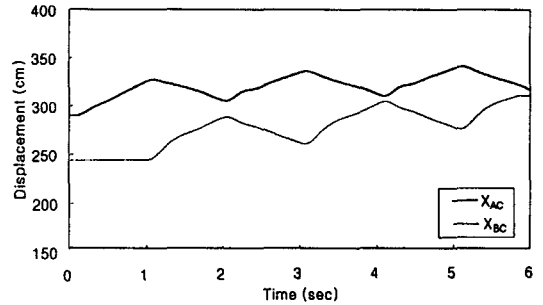


Fig. 12 Cylinder displacement

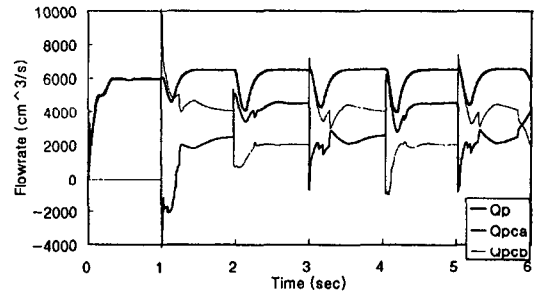


Fig.13 Flowrate distribution at branch

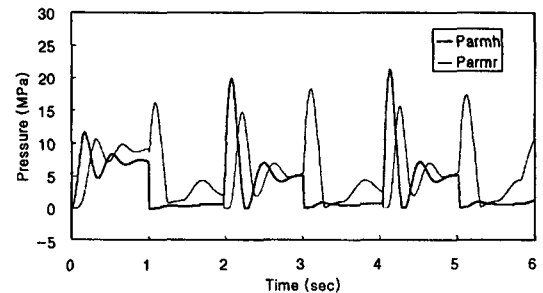


Fig.14 Pressures in arm cylinder chamber

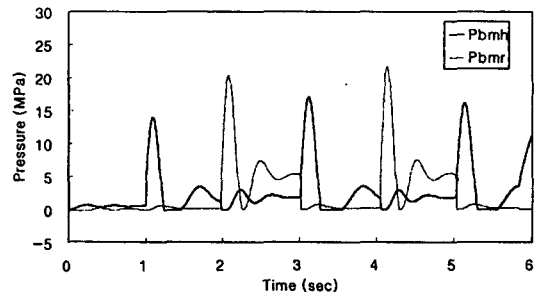


Fig. 15 Pressures in boom cylinder chamber

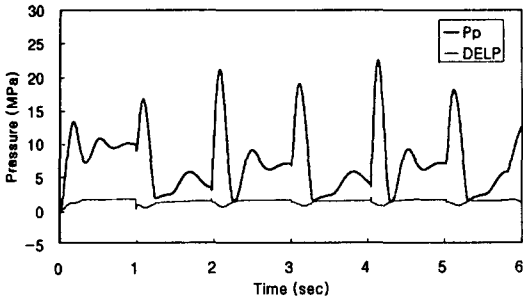


Fig. 16 Pump discharge and load sensing differential pressures

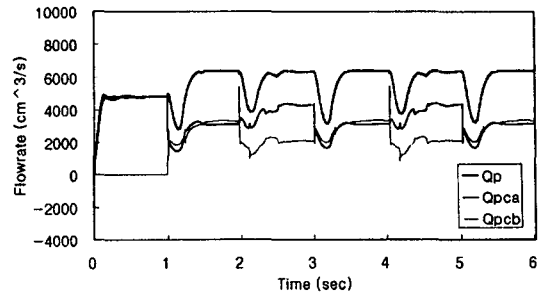


Fig. 18 Flowrate distributions at branch

시뮬레이션 결과가 Fig.17 ~ Fig.21에 도시되어 있다. 아암과 붐의 복합동작시 아암 액츄에이터에 드리프트 현상이 나타나고 있다. 아암이 하강하고 붐이 상승하거나 혹은 아암이 상승하고 붐이 하강하는 순간, 유량이 상승 액츄에이터 쪽으로 합류되는 데도 불구하고 하강 액츄에이터 쪽에 유량부족 현상이 발생하지 않고 있다. 이는 압력보상기가 유량제어 기능을 수행하기 때문이다. 아암실린더와 붐실린더의 압력파형이 Fig.19 ~ Fig.20에 도시되어 있다. 붐실린더내의 압력형성이 아암실린더에 비하여 1초 늦은 이유는 아암과 붐 제어밸브의 스펙트르크 변위에 1초의 시간지연이 있기 때문이다. 그리고 피스톤 로드측의 압력이 헤드측보다 크게 나타나고 있는 것은 로드측의 수압면적이 헤드측에 비하여 작기 때문이며, 이는 주재어밸브 변위가 대칭의 구형파 형태로 작동하고 아울러 실린더운동이 이에 추종하여 동일하게 전후진 가속되는 데 따라 발생하는 현상이다. 펌프 토출압력과 부하감지 압력특성이 Fig.21에 도시되어 있다. 유압실린더의 운동방향이 바뀌는 순간, 즉 1초, 2초, ... , 5초에서 최대부하가 걸리므로 펌프토출 압력이 최대값에 이르고 있다. 그리고 이순간에 부하감지 압력차는 최소가되고 이후는 일정한 정상상태를 유지하고 있다.

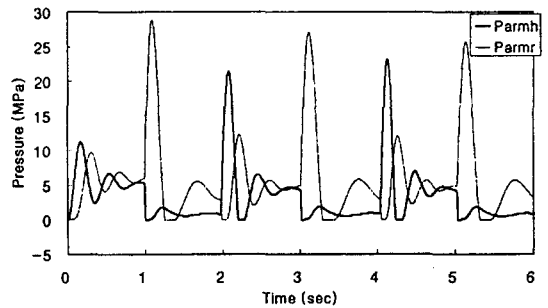


Fig. 19 Pressures in arm cylinder chamber

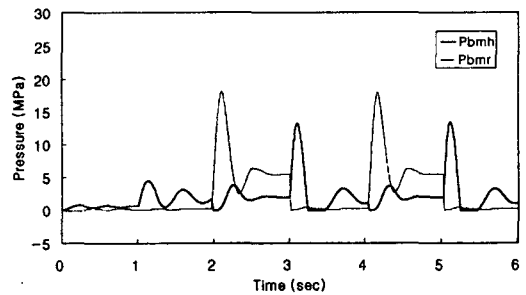


Fig. 20 Pressures in boom cylinder chamber

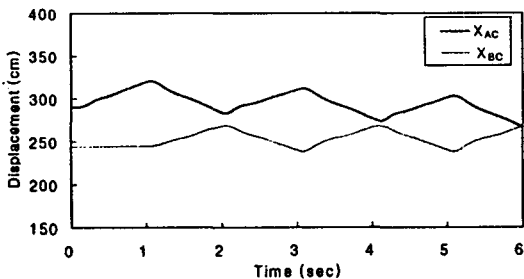


Fig. 17 Cylinder displacements

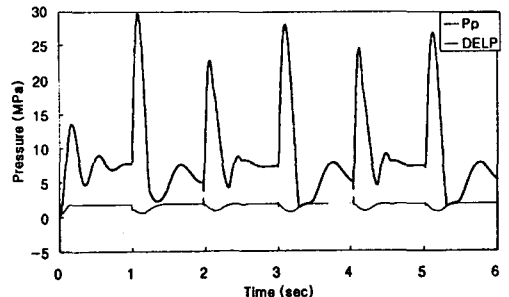


Fig. 21 Pump discharge and load sensing differential pressures

6.2 작업장치를 고려한 유압제어특성

작업장치의 기구학 및 동역학을 고려하여 시뮬레이션한 결과가 Fig.22 ~ Fig.27 에 도시되어 있다. 주 제어밸브의 스톱 입력이 Fig.22 에 도시되어 있다. 실린더 변위특성이 Fig.23 에 도시되어 있다. 스톱변위를 3초 동안 완전히 열었다가 닫았을 때 아암실린더가 붐실린더 보다 먼저 정상상태에 도달하고 있다. 이는 아암실린더의 관성부하가 붐실린더의 관성부하보다 작은 데 기인한다. 유량분배 특성이 Fig.24 에 도시되어 있다. 아암과 붐이 동시에 상승하였다가 정지하는 경우 유량분배가 제대로 이루어지는 것을 알 수 있다. 아암실린더와 붐실린더의 압력파형이 Fig.25 ~ Fig.26 에 도시되어 있다. 각각의 실린더가 행정의 끝에 도달하게 되면 압력이 포화되는 것을 알 수 있다. 그리고 펌프 토출압력과 부하감지 압력특성이 Fig.27 에 도시되어 있다. 순수 유압특성을 고찰하기 위하여 주 제어밸브 스톱변위를 주기 2 초의 풀스트로크(full stroke) 구형파로 작동시키는 것은 실제로 1초 단위로 주 제어밸브 스톱의 운동방향이 바뀌는 것에 해당되며, 아암실린더와 붐실린더를 포함하는 유압회로의 시정수가 충분히 작기 때문에 동특성을 고찰할 수 있었다. 반면에 작업장치 동특성을 고려하게 되면 자체의 관성모멘

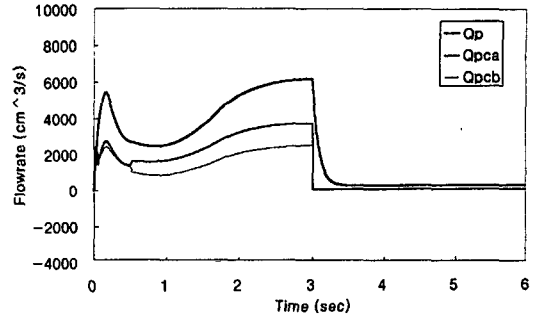


Fig. 24 Flowrate distribution at branch

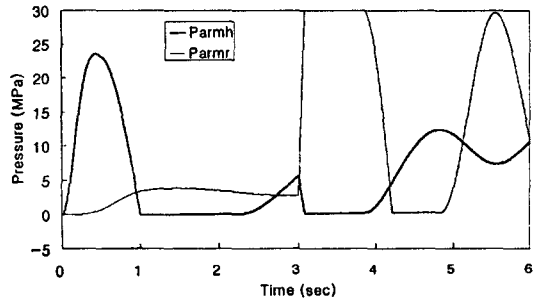


Fig. 25 Pressures in arm cylinder chamber

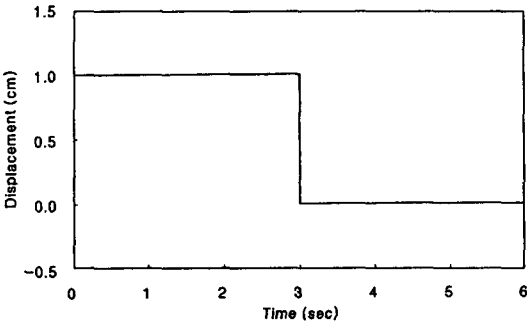


Fig. 22 Main control valve input

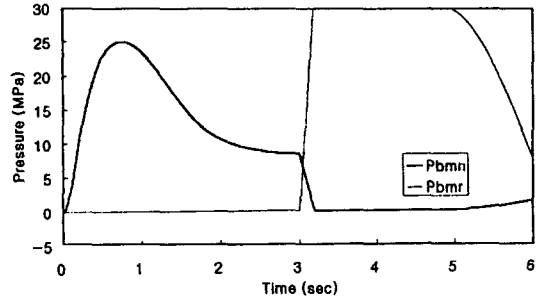


Fig. 26 Pressures in boom cylinder chamber

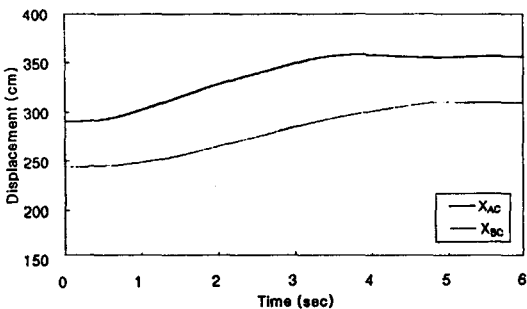


Fig. 23 Cylinder displacements

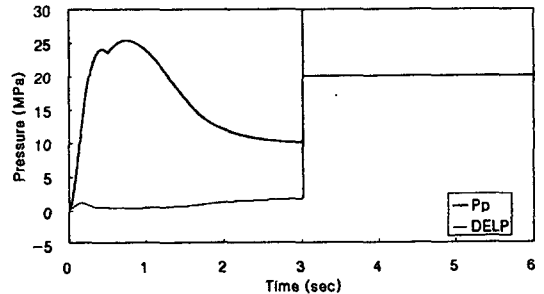


Fig. 27 Pump discharge and load sensing differential pressures

트와 중량의 효과로 인하여 시정수가 증가하게 되어 주기 2 초의 구형과 입력으로는 동특성을 고찰하기에는 적합하지 않았다. 따라서 작업장치 동특성을 고려할 경우 입력파형의 주기를 6초로 설정하여 시물레이션을 수행한 결과 만족스런 복합동작의 거동을 나타내는 응답을 얻을 수 있었다.

7. 결 론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서는 유압굴삭기의 부하감지시스템에 대한 이론적 고찰을 수행하고, 유압 굴삭기 모델링에 필요한 밸브 개구면적, 펌프 마력제어 특성, 그리고 부하감지 레귤레이터 특성에 대한 데이터 베이스를 구축하였다. 이러한 데이터베이스들은 일반적인 부하감지 시스템을 채용한 굴삭기에서 공통적으로 나타나는 유형이다.
- 2) 본 연구에서 채용한 부하감지 시스템과 일반적인 부하감지 시스템의 근본적인 차이는 부하감지에서 핵심기능을 담당하는 압력보상기 스펴에 작용하는 압력에 있다. 본 연구의 모델에서는 복합동작 기능을 향상시키기 위하여 보상기스플에 최고부하 압력을 작용시킨 반면에 일반 모델에서는 보상기스플에 펌프토출압력을 작용시키고 있다. 따라서 본 연구모델은 사용자가 원하면 소프트웨어적으로 일반적인 모델로의 변환이 가능하다.
- 3) 유압굴삭기의 부품들에 대한 모듈화된 모델링과 데이터 베이스에 근거하여 굴삭기 유압회로의 동특성을 해석, 평가할 수 있는 시물레이션 모델을 개발함으로써 유압 제어 소프트웨어의 툴박스(tool box)개발에 원용될 수 있게 하였다.
- 4) 기구학적 및 동역학적 해석을 통해 구현된 작업장치 모델을 유압 회로와 연결하여 시물레이션을 수행함으로써 복합동작을 비롯한 실제 굴삭기 작업에 상응하는 부하 조건을 검증할 수 있는 토대를 마련하였다.
- 5) 사용자 그래픽 인터페이스 환경을 구축하여 시물레이션 파라미터 입력 작업이 용이하도록 하고, 시물레이션을 통하여 유압제어 회로내의 임의의 요소에 대한 정보를 추출하고 그래프를 통해 제시하여 줌으로써 결과 분석 및 평가 작업의 효율성을 최대화하였다. 단일 유압펌프에 의하여 구동되고 부하감지시스템을 사용하는 굴삭기 모델에 대하여 실제의 실험을 수행하고 그 결과를 시물레이션과 비교 검토하는 것이 앞으로의 과제이다.

참 고 문 헌

1. Yoshimura, T. and Matsushita, K., "A Study of Leveling Control of Hydraulic Shovels by the Load Sensing System," Transactions of JSME(C) Vol. 60, No 578, pp. 117 - 124, 1994.
2. Hori, S. and Ikei, K. , "Fluid Power Systems on Hydraulic Excavators, "Third JHPS International Symposium on Fluid Power, pp. 605 - 608, 1996.
3. Yoshimura, T. and Etokoro, K. , "A Simulation Study of Leveling Control by Hydraulic Shovels, " Transactions of JSME (C) Vol. 58, No554, pp. 135 - 142, 1992.
4. Watton, J. , "Fluid Power Systems, " Prentice Hall, 1989.
5. Merritt, H. E. , "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, 1967.

작업장치의 기구학 · 동역학 관계식:

$$L_{FB} = R_{TB} \sin(\theta_F - \theta_{ARM} + \theta_{TB}) \quad (A.1)$$

$$R_{TB} = R_A \cos \theta_{ARM} + R_B \cos \theta_{BOM}, R_{TB} = \sqrt{R_{TB}^2 + V_{T1}^2}$$

$$\theta_{TB} = \tan^{-1}(V_{T1}/R_{TB})$$

$$L_{BOM} = R_{B2} \cos(\theta_{B2} + \theta_{BOM}) \quad (A.2)$$

$$L_{FA} = R_A \sin \theta_F \quad (A.3)$$

$$L_{ARM} = R_{A1} \sin(\theta_{A1} - \theta_{ARM}) \quad (A.4)$$

$$M_{BFP} = W_{ALL} R_{WALLB} \cos(\theta_{WALLB} - \theta_{BOM}) + W_{ACY} R_{WACY} \cos(\theta_{WACY} + \theta_{BOM})$$

$$+ W_{BO} R_{WBO} \cos(\theta_{WBO} + \theta_{BOM}) + W_{VCY} R_{WVCY} \cos(\theta_{BOM} - \theta_{WVCY}) \quad (A.5)$$

$$R_{WALLB} = \sqrt{R_{WALLA}^2 + R_B^2 - 2R_{WALLA}R_B \cos(\pi - \theta_{ARM} - \theta_{BOM} + \theta_{WALLA})} \quad (A.6)$$

$$\theta_{WALLB} = \cos^{-1}[(R_{WALLB}^2 + R_B^2 - R_{WALLA}^2)/2R_{WALLB}R_B] \quad (A.7)$$

$$M_{BTP} = W_{ALL} R_{WALLA} \cos(\theta_{ARM} - \theta_{WALLA}) \quad (A.8)$$

$$I_{BFP} = I_A + W_{ALL} R_{WALLB}^2 + W_{ACY} R_{WACY}^2 + W_{BO} R_{WBO}^2 + W_{VCY} R_{WVCY}^2 \quad (A.9)$$

$$I_{BTP} = I_A + W_{ALL} R_{WALLA}^2 \quad (A.10)$$

$$\dot{\theta}_{ARM} = \frac{X_{AC} \dot{X}_{AC}}{R_{A1} R_{B2} \sqrt{1 - \frac{(R_{A1}^2 + R_{B2}^2 - X_{AC}^2)^2}{4R_{A1}^2 R_{B2}^2}}}$$

$$\frac{X_{BC} \dot{X}_{BC}}{R_{B2} R_{U'} \sqrt{1 - \frac{(R_{B2}^2 + R_{U'}^2 - X_{BC}^2)^2}{4R_{B2}^2 R_{U'}^2}}} \quad (A.11)$$

$$\dot{\theta}_{BOM} = \frac{X_{BC} \dot{X}_{BC}}{R_{B2} R_{U'} \sqrt{1 - \frac{(R_{B2}^2 + R_{U'}^2 - X_{BC}^2)^2}{4R_{B2}^2 R_{U'}^2}}} \quad (A.12)$$

$$\ddot{\theta}_{ARM} = \frac{1}{C} (\dot{X}_{AC}^2 + X_{AC} \ddot{X}_{AC} - \frac{X_{AC}^2 A \dot{X}_{AC}^2}{2C^2})$$

$$+ \frac{1}{D} (\frac{X_{BC}^2 B \dot{X}_{BC}^2}{2D^2} - \dot{X}_{BC}^2 - X_{BC} \ddot{X}_{BC}) \quad (A.13)$$

$$\ddot{\theta}_{BOM} = \frac{1}{D} (\dot{X}_{BC}^2 + X_{BC} \ddot{X}_{BC} - \frac{X_{BC}^2 B \dot{X}_{BC}^2}{2D^2}) \quad (A.14)$$

$$A = R_{A1}^2 + R_{B2}^2 - X_{AC}^2, C = R_{A1} R_{B2} \sqrt{1 - \frac{(R_{A1}^2 + R_{B2}^2 - X_{AC}^2)^2}{4R_{A1}^2 R_{B2}^2}}$$

$$B = R_{B2}^2 + R_{U'}^2 - X_{BC}^2, D = R_{B2} R_{U'} \sqrt{1 - \frac{(R_{B2}^2 + R_{U'}^2 - X_{BC}^2)^2}{4R_{B2}^2 R_{U'}^2}}$$

유압회로 관계식:

$$P_F = P_D + (Q_{F1}/C_{A_{F1}}) \quad (A.15)$$

$$\dot{P}_D = (Q_F - Q_{FCA} - Q_{FCA}) \beta / V_F \quad (A.16)$$

$$Q_{FCA} = c A_{FCA} \sqrt{(P_D - P_{CA})} \quad (A.17)$$

$$A_{FCA} = f_{FCA}(Y_{A1}) \quad (A.18)$$

$$\dot{P}_{CA} = (Q_{FCA} - Q_{CSA} - A_{CA} \dot{Y}_{CA}) \beta / V_{CA} \quad (A.19)$$

$$Q_{CSA} = c A_{CSA} \sqrt{P_{CA} - P_A} \quad (A.20)$$

$$A_{CSA} = f_{CSA}(Y_{CA}) \quad (A.21)$$

$$\dot{P}_A = (Q_{CSA} - Q_{LTA} - Q_{SLA}) \beta / V_A \quad (A.22)$$

$$Q_{LTA} = c A_{LTA} \sqrt{P_A - P_{TB}} \quad (A.23)$$

$$A_{LTA} = f_{LTA}(Y_{A1}) \quad (A.24)$$

$$\dot{P}_{CB} = (Q_{FCB} - Q_{CSB} - A_{CB} \dot{Y}_{CB}) \beta / V_{CB} \quad (A.25)$$

$$Q_{FCB} = c A_{FCB} \sqrt{P_D - P_{CB}} \quad (A.26)$$

$$A_{FCB} = f_{FCB}(Y_{B1}) \quad (A.27)$$

$$Q_{CSB} = c A_{CSB} \sqrt{P_{CB} - P_B} \quad (A.28)$$

$$A_{CSB} = f_{CSB}(Y_{CB}) \quad (A.29)$$

$$\dot{P}_B = (Q_{CSB} - Q_{LTB} - Q_{SLB}) \beta / V_B \quad (A.30)$$

$$Q_{LTB} = c A_{LTB} \sqrt{(P_B - P_{TB})} \quad (A.31)$$

$$A_{LTB} = f_{LTB}(Y_{B1}) \quad (A.32)$$

압력보상기 스프링의 운동 방정식:

$$W_{CA} \dot{Y}_{CA} + B_{CA} \dot{Y}_{CA} + K_{CA} Y_{CA} + F_{CA} = A_{CA} (P_{CA} - P_{LS}) \quad (A.33)$$

$$W_{CB} \dot{Y}_{CB} + B_{CB} \dot{Y}_{CB} + K_{CB} Y_{CB} + F_{CB} = A_{CB} (P_{CB} - P_{LS}) \quad (A.34)$$