

모듈화를 이용한 유압 시스템의 특성해석 및 설계 시스템의 개발에 관한 연구

이용주*, 송창섭**

A Study on Development of the Characteristic Analysis and CAD System for Hydraulic System Using Modular Approach

Yong-Joo Lee*, Chang-Seop Song**

ABSTRACT

In this study, an analysis and design for hydraulic control system was developed. By using this system, the operator is able to simulate dynamic performance of the system without possessing special knowledge of software or control engineering. A graphical user interface was adopted in the system and all operation for simulation can be done by using window facilities on the display. The electro-hydraulic servo system is simulated to present the performances of the program and compared with the result of Matlab and experiment.

Key Words : Simulator(시뮬레이터), Hydraulic control systems(유압제어시스템), Dynamic performance(동적성능), graphical user interface(그래픽 사용자 인터페이스)

1. 서 론

근래에 들어, 항공기, 선박, 자동차, 건설기계 등 일반 산업분야에서 널리 사용되고 있는 유압 시스템이 갈수록 고정밀화 고속화되어 가는 추세에 있으며 이들 유압 시스템의 설계방법으로는 실험을 통해 적절한 설계치를 알아 내는 방법과 시뮬레이션 프로그램 등을 통해서 유압 시스템을 설계하는 방법이 있다. 실험을 통한 설계방법은 시간 및 재료의 낭비가 심하고 또한 많은 노하우(know-how)가 필요하므로 최적의 설계치를 발견하는 일은 결코 쉽지 않다. 반면에 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 방법은 재

료의 낭비도 없고, 빠른 시간 내에 최적 설계치를 찾을 수 있으므로 후자의 방법이 점차 확산되고 있다.

유압 시스템을 해석하기 위해서는 유압 시스템의 모델을 정의하고 운동방정식을 유도하고 시뮬레이션 프로그램을 개발하여야 하는데 이러한 과정은 시간이 많이 걸리며 유압 시스템에 대한 전문적인 지식이 필요하게 된다. 또한 유압 시스템에서 사용되는 유압 요소의 모델이 변경되면 다시 프로그램을 수정해야하는 번거로움이 발생된다. 따라서 어떠한 유압 시스템에 대해서도 운동방정식을 유도할 필요 없이 모델을 구성하고 해석할 수 있는 방법이 필요하다. 선진 각 국에서 개발된 시뮬레이션 프로그램

* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원

** 한양대학교 정밀기계공학과

램의 대표적인 예로서, 시스템을 구성하는 유압 요소와 그 결합정보를 입력 화일(file)로 작성해서 시뮬레이션하는 독일 Aachen공대의 DSH(Digital Simulation of Hydraulic System)⁽¹⁾는 정확하게 입력화일을 작성하는 일이 쉽지 않으며 프로그램이 몇 단계로 나뉘어져 있어 시뮬레이션 시간이 많이 걸리는 단점이 있다. 블록 다이어그램을 통해 유압 시스템의 상태방정식을 도출하여 동특성을 시뮬레이션 하는 일본 岐阜공대의 BDSP⁽²⁾⁽³⁾(Block Diagram Simulation Program)는 사용자가 유압 요소의 블록 다이어그램 모델을 작성해야 하므로 유압제어에 관한 전문적인 지식이 없는 경우에는 사용할 수 없으며 HYPULSIP⁽⁴⁾(Hydraulic Pulsation Simulation Package)는 유압 펌프의 관로계의 파동해석을 목적으로 하므로 범용성 있는 유압 시스템의 해석은 불가능하다. 최근에 개발된 미국의 BarDyne社의 HyPneu⁽⁵⁾는 사용하기에는 편리하지만 논문으로 발표된 적이 없으며 프로그램이 가지고 있는 유압 기기 이외의 요소들은 시뮬레이션할 수 없는 단점이 있다.

본 연구의 목적은 유압 제어에 관한 전문적인 지식이 없는 사용자도 손쉽게 유압 시스템을 해석 및 설계할 수 있는 범용성 있는 시스템을 개발하고 이를 속도 제어 유압 시스템과 위치 제어 유압 시스템에 적용하여 시스템의 타당성을 검증하는 데 있다. 이 시스템에서는 유압 요소들을 특성에 따라 분류하고 모듈화 방법을 이용하여 유압 요소의 추가가 용이하도록 시스템이 구성되었으며 사용자의 편리성을 위해 시스템을 윈도우(windows)의 GUI(Graphic User Interface)방식을 이용하여 화일 입력력작업 등이 필요 없고 하나의 화면상에서 유압 회로를 구성하고 시뮬레이션 결과까지 확인할 수 있도록 통합환경이 구성되어 시뮬레이션 시간이 최소한으로 줄어들도록 하였다.

2. 유압 부품의 모듈화 모델

유압 시스템 중에서 일반적으로 널리 사용되고 있는 속도 제어 유압 시스템과 위치 제어 유압 시스템을 적용 대상으로 하고 이들 시스템의 유압 부품을 각각 모듈화하여 모델링하였다. 속도 제어 유압 시스템과 위치 제어 유압 시스템은 일반적으로 Fig. 1과 같이 서보 밸브, 유압 액추에이터 그리고 부하로 구성된다. 서보 밸브는 입력전류에 따라 유압 액추에이터에 공급되는 작동유의 유량과 방향

을 제어하여 유압 액추에이터의 속도 또는 변위를 제어한다.

유압 서보 시스템을 해석하기 위해서 다음과 같은 가정을 하였다.

1. 유압 펌프의 공급압력은 일정하고 유압 탱크의 압력은 대기압과 같다.
2. 서보 밸브는 임계중립형이며 오리피스는 쌍대적(matched)이고 대칭적(symmetrical)이다.
3. 모터 내의 압력분포는 균일하고 공동현상은 발생되지 않는다.
4. 작동 유체의 온도와 밀도는 일정하다.

2.1 서보 밸브

본 연구에서는 플래퍼 밸브가 1단, 스톱 밸브가 2단을 형성하고 있는 전기유압식 서보 밸브를 사용하였으며 서보 밸브의 응답성은 빠르므로 입력전압 V 에 대한 1차항으로 모델링하였다.

밸브 스톱의 변위 x_v 에 대한 상태방정식은 식(1)과 같이 된다.

$$\frac{dx_v}{dt} = \frac{K_{sv}}{\tau_v} V - \frac{x_v}{\tau_v} \quad (1)$$

여기서 K_{sv} 는 서보 밸브 게인, τ_v 는 밸브의 시상수이다.

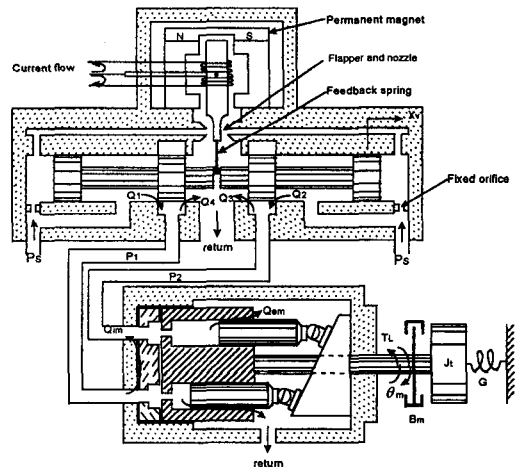


Fig. 1 Axial piston motor combined with a servo valve

각 밸브 오리피스에 유량방정식을 적용하여 각 포트에서의 유량을 유도하면 식(2)과 같다.

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= \frac{1}{2}C_d\omega[1 + \text{sign}\{x_v(t)\}]x_v(t)\text{sign}\{P_s - P_1(t)\}\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_s - P_1(t)|} \\
 Q_2 &= -\frac{1}{2}C_d\omega[1 - \text{sign}\{x_v(t)\}]x_v(t)\text{sign}\{P_s - P_2(t)\}\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_s - P_2(t)|} \\
 Q_3 &= \frac{1}{2}C_d\omega[1 + \text{sign}\{x_v(t)\}]x_v(t)\text{sign}\{P_2(t)\}\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_2(t)|} \\
 Q_4 &= -\frac{1}{2}C_d\omega[1 - \text{sign}\{x_v(t)\}]x_v(t)\text{sign}\{P_1(t)\}\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_1(t)|} \quad (2)
 \end{aligned}$$

여기서 $\text{sign}\{f(t)\} = \begin{cases} +1 & \text{for } f(t) > 0 \\ 0 & \text{for } f(t) = 0 \\ -1 & \text{for } f(t) < 0 \end{cases}$ 이다. 또한 ω 는

밸브 스펴의 면적구배 (area gradient), C_d 는 밸브의 유량계수, P_s 는 공급압력, P_1, P_2 는 각각 포트 1, 포트2의 압력 그리고 ρ 는 작동유의 밀도이다. $Q_A = Q_1 - Q_4$, $Q_B = Q_3 - Q_2$ 이라고 하면 부하유량 Q_L 은 식 (3)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 Q_L &= \frac{1}{2}(Q_A + Q_B) \\
 &= C_d\omega x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho}[P_s - \text{sign}\{x_v(t)\}P_L(t)]} \\
 &= Q_L(x_v(t), P_L) \quad (3)
 \end{aligned}$$

여기서 $P_L = P_1 - P_2$ 이다.

본 연구에서는 비선형식인 식(3)을 사용하여 모델링 하였으며 선형화를 위해 $x_v(t) = P_L = Q_L = 0$ 을 적용하여 Taylor급수 전개하고 2차항 이상을 무시하면 식 (4)과 같이 된다.

$$Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_0 x_v + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_0 P_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (4)$$

여기에서 K_q : 유량이득 (flow gain), K_c : 유량압력 계수 (flow pressure coefficient) 이다.

2.2 유압 모터 및 부하계

유압 모터에 연속방정식을 적용하면 식(5)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 &= \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \\
 C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 &= \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (5)
 \end{aligned}$$

여기서 β_e 는 체적탄성계수이고 V_1, V_2 는 각각 포트 1, 2와 연결된 유압모터 챔버(chamber)의 부피이고, C_{im} 은 모터 내부누설계수, C_{em} 은 모터 외부누설계수이다.

식(5)에서 유압 모터 각 실의 부피의 변화를 무시하고 부하유량에 대하여 정리하면 식(6)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 Q_L &= D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{tm}(P_1 - P_2) \\
 &+ \frac{V_0}{2\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} + \frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \frac{d(P_1 + P_2)}{dt} \quad (6)
 \end{aligned}$$

여기에서 $C_{tm} = C_{im} + \frac{C_{em}}{2}$ 는 전체 누설계수, θ_m 은 모터의 회전각도, D_m 은 모터의 배제용적, $V_0 = (V_1 + V_2)/2$ 그리고 $f_v(\theta_m)$ 는 모터의 회전에 수반한 챔버(chamber)부피의 변화이다.

식(6)에서 $|f_v(\theta_m)| \ll (V_0)$ 이고, $P_1 + P_2 = P_s = \text{constant}$

이므로 $\frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \frac{d(P_1 + P_2)}{dt}$ 항은 무시할 수 있다.

식(4)과 식(6)으로부터 압력 P_L 에 대한 상태방정식 (7)을 얻게 된다.

$$\begin{aligned}
 \frac{dP_L}{dt} &= \frac{4\beta_e K_q}{V_t} x_v - \frac{4\beta_e (K_c + C_{tm})}{V_t} P_L \\
 &- \frac{4\beta_e D_m}{V_t} \frac{d\theta_m}{dt} \quad (7)
 \end{aligned}$$

여기서 $V_t = 2V_0$ 이다.

클롱 마찰력과 외란을 무시한 부하의 운동방정식을 유도하면 식 (8)과 같이 된다.

$$P_L D_m = J_t \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G\theta_m \quad (8)$$

여기서 J_t 는 모터의 관성, B_m 은 점성 감쇄계수이고 G 는 비틀림 스프링계수이다.

식(8)에서 스프링 부하 G 를 무시하면 모터의 각속도에 대한 상태방정식은 식(9)과 같이 된다.

$$\frac{d\dot{\theta}_m}{dt} = \frac{D_m}{J_t} P_L - \frac{B_m}{J_t} \dot{\theta}_m \quad (9)$$

2.3 3-way 밸브

Fig.2 는 전기유압 서보 밸브와 편로드 실린더의 조합을 간략하게 나타낸 개략도이다.

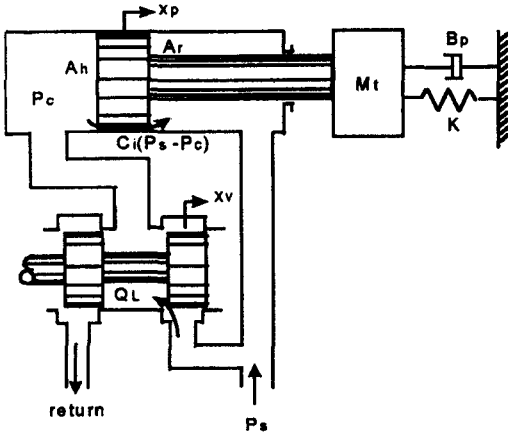


Fig. 2 Combination 3-way servovalve and a single-rod cylinder

스플 밸브가 임계중립형이라고 가정하면 부하유량 Q_L 에 대한 방정식은 식(10)과 같이 된다.

$$Q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)} \quad \text{for } x_v \geq 0 \quad (10)$$

$$Q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_c} \quad \text{for } x_v < 0$$

또한 밸브의 작동점 (operating point)에서 는 $P_c = P_s/2$ 이므로 유량이득(flow gain) K_{q0} 와 유량 입력계수(flow pressure coefficient) K_{c0} 는 식 (11)과 같이 된다.

$$K_{q0} = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_0 = C_d \omega \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}$$

$$K_{c0} = - \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_c} \right|_0 = \frac{C_d \omega x_v \sqrt{P_s/\rho}}{P_s} \quad (11)$$

2.4 유압 실린더 및 부하계

실린더 초기체적을 V_0 이라고 하면 실린더 헤드 측의 체적, V_h 는 식(12)과 같이 되므로

$$V_h = V_0 + A_h x_p \quad (12)$$

여기서 A_h 는 헤드측 피스톤의 단면적이다.

유압 실린더에 연속방정식을 적용하면 식 (13)과 같이 된다.

$$Q_L + C_i(P_s - P_c) = \frac{dV_h}{dt} + \frac{V_h}{\beta_c} \frac{dP_c}{dt} \quad (13)$$

여기서 P_c 는 헤드측 압력이고 C_i 는 누설계수이다. 압력 P_c 에 대한 상태방정식은 식(14)과 같이 된다.

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{V_0}{\beta_c} \{Q_L + C_i(P_s - P_c) - A_h \dot{x}_p\} \quad (14)$$

또한 운동방정식은 식 (15)과 같이 된다.

$$\frac{d\dot{x}_p}{dt} = \frac{1}{M_t} (P_c A_h - P_s A_r - K x_p) \quad (15)$$

여기서 M_t 는 피스톤과 부하의 총질량, A 는 로드측 피스톤의 단면적이고 K 는 부하 스프링계수이다.

3. 모듈화된 유압 해석 및 설계 시스템

현장에서 사용되는 유압 요소들의 종류는 대단히 많으며 이를 전부 모델링하는 작업은 많은 시간과 노력을 필요로 하므로 본 연구에서는 일반적으로 가장 많이 사용되는 기본적인 유압 요소들을 유압 요소별로 선정하고 모델링하였으며 각각의 요소는 모듈화하여 유압 요소의 추가가 용이하도록 시스템을 구성하였다. 모듈화된 유압 요소

들의 상태방정식은 $P = \frac{\beta_c}{V} \int (\Sigma q_{in} - \Sigma q_{out}) dt$ 형식의

압력방정식과 $v = \frac{1}{M} \int (\Sigma F) dt$ 또는 $\omega = \frac{1}{J} \int (\Sigma T) dt$ 형식의 운동방정식으로 기술되어 해를 구하게 된다.

개발된 시스템의 사용언어는 마이크로소프트(Microsoft)사의 C++를 사용하였으며 OS(Operation System)는 윈도우 95(Windows 95)에서 실행되도록 하였다.

3.1 모듈화된 유압 요소

다수의 유압 요소를 필요로 하는 복잡한 유압 회로의 해석을 위해서는 기존의 순차적인 프로그래밍 방법으로는 알고리즘의 작성이 어렵고 여러 가지 다양한 기능을 구현하기가 쉽지 않으므로 본 연구에서는 모듈화 방법을 사용하여 이러한 어려움을 해소하고 시스템의 효율성 및 생산성을 도모하였다. 즉 유압 시스템을 구성하는 유압 요소들을 각각 모듈화하고 이 모듈로부터 생성되는 유압 요소들에 속성(attribute)과 행위(behaviors)를 부여시켰다. 즉 유압 요소를 크게 유압 액추에이터류, 유압 밸브

류, 유압 펌프류, 제어기류, 기타 부속기기류 등으로 나누고 다시 유압 액추에이터류에는 유압 실린더 모듈과 유압 모터 모듈을, 유압 밸브류에는 압력제어 밸브 모듈, 유량 제어 밸브 모듈, 방향 제어 밸브 모듈, 서보 밸브 모듈 등을, 유압 펌프류에는 정용량형 펌프 모듈과 가변용량형 펌프 모듈 등을, 제어기류는 비례제어기 모듈, 비례적분 제어기 모듈, 비례미분 제어기 모듈, 비례적분미분 제어기 모듈 등을 그리고 기타 부속기기류에는 유압 탱크 모듈과 축압기 모듈 등을 작성하였으며 또한 유압 요소들을 연결시키는 유압 관로 모듈과 제어기 등의 전기적 신호를 공급시키기 위한 신호 라인(signal line) 모듈 등을 작성하였다. 이렇게 나누어진 요소들을 Fig. 3에 나타내었다. 또한 각 유압 요소에는 유압 관로와 유압 요소를 연결시키는 '유압 포트'라는 연결 요소와 신호 라인 과 유압 요소를 연결시키는 '신호 포트'가 존재하게 된다.

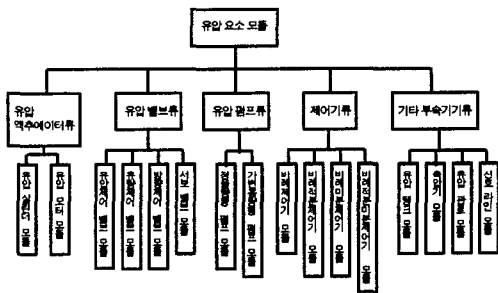


Fig. 3 Modules of hydraulic system

각 모듈에는 모듈의 상태를 나타내는 상태방정식과 상태방정식의 파라미터 상수 및 상태변수들이 설정되어 있으며 이러한 상태방정식을 풀기 위한 적분기가 각 모듈에 존재하므로 모듈 자체내에서 상태변수에 대한 해를 구할 수 있게 하여 다른 유압 요소의 행위나 속성에 구애받지 않은 완벽한 모듈화 프로그래밍을 구현하였다.

유압 관로와 유압 요소를 연결시키는 각 유압 포트에 흐르는 유량의 방향에 따른 압력방정식을 설정하여 매 시간마다 각 유압 포트의 압력을 산출해내고 각 관로의 압력은 그 관로에 연결된 유압 요소의 포트들의 압력을 모두 더해서 관로의 압력을 계산하도록 하였다.

또한 제어기는 신호 라인 모듈을 통해서 유압 요소들과 연결된다. 유압 요소와 신호 라인이 연결되는 신호 포트에는 신호의 방향이 설정되어 있으므로 제어기와 유압 요소를 신호 라인을 사용해서 연결하면 신호의 방향에 따라

신호가 전달되도록 하였다.

그리고 이 후에 필요한 유압 요소들은 모듈로 작성하여 추가시킬 수 있도록 하여 유압 요소의 확장성을 용이하도록 하였다. 유압시스템은 종류가 대단히 많은 반면에 그 기능들은 유사하므로 이와 같은 모듈화 방법을 사용하면 보다 효율적인 유압 회로 해석 및 설계시스템이 개발될 수 있는 것이다.

3.2 시스템의 구성

Fig. 4와 같이 시스템은 크게 세 가지 부분으로 구성되어 있다. 사용자가 유압 회로를 구성하는데 필요한 유압 요소들을 선택하고 유압 관로와 신호라인을 가지고 선택한 유압 요소들을 연결시켜서 원하는 유압 회로를 구성하고 각 유압 요소들의 파라미터와 각 관로의 파라미터를 GUI(Graphic User Interface)형태로 입력시키는 전처리과정(pre-processing)과 이렇게 구성된 유압 회로를 사용자가 지정한 시간 간격(time step)에 따라 각 유압 요소의 속도, 변위 그리고 각 관로의 압력을 계산하는 해석과정(solving process) 그리고 계산된 결과를 그래프 상에 나타내는 후처리과정(post-processing)으로 구분된다.

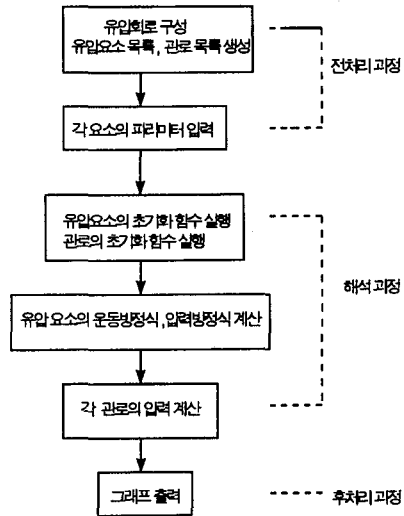


Fig. 4 System configuration

① 전 처리 과정 (pre-processing)

사용자는 화면상에 나타난 유압 요소들의 목록에서 원하는 요소들을 선택하여 유압 요소를 구성하고 각 유압

요소 사이에는 유압 라인 혹은 신호 라인으로 연결한다. 이렇게 되면 시스템에서는 사용자가 선택한 유압 요소와 관로의 정보를 각각 순차적으로 선형연결목록(Linear Linked List)에 저장시켜 동적 메모리할당 (Dynamic memory allocation)을 가능하도록 하여 컴퓨터 메모리의 사용을 극대화시키고 보다 많은 유압 요소를 가진 유압 시스템의 해석이 가능하도록 한다. Fig. 5는 Fig. 1의 유압 시스템을 모델링하였을 경우에 생성되는 유압 요소와 관로의 선형연결목록이다. 목록의 순서는 사용자가 요소를 선택한 순서별로 자동적으로 생성되며 시스템에서 필요할 때마다 이 순서에 따라 해석을 하게 된다.

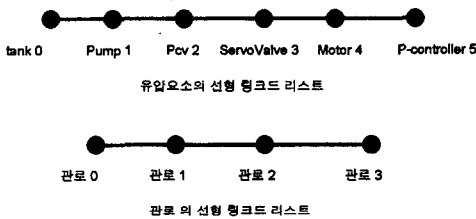


Fig. 5 Linear linked list

또한 각 관로에는 여러 개의 유압 요소의 포트가 연결될 수 있으므로 사용자가 생성한 관로에 연결된 포트들의 정보도 선형연결목록에 저장된다. 따라서 관로에는 연결된 유압 요소들의 정보와 연결된 포트에 대한 정보가 저장되어 회로의 구성을 프로그램이 인식할 수 있게 된다.

사용자는 회로의 구성이 끝나게 되면 각 유압 요소들과 관로를 해석하는데 필요한 파라미터들을 대화상자를 통해서 입력시키게 되면 전처리과정은 끝나게 된다. 각 요소들의 파라미터들은 각 요소의 파일(file) 내부에 저장되어 유압 회로의 해석과정에서 사용할 수 있게 된다.

② 해석 과정 (solving process)

사용자가 설계한 유압 회로를 해석하도록 명령을 내리게 되면 시스템은 사용자가 지정한 시간간격(time step) 단음씩 시간을 증가시키면서 선택된 유압 요소의 선형연결목록을 순차적으로 돌면서 각 유압 요소의 운동방정식을 풀어 각 요소에서의 속도, 변위 등의 상태변수를 계산하고 동시에 관로의 선형연결목록을 순차적으로 돌면서 각 관로에 연결된 포트의 압력방정식들로부터 각 관로의 압력을 계산하게 된다. 이 때 각 관로에는 포트들의 선형연결목록이 존재하므로 이 포트의 선형연결목록을 통해

서 관로에 연결된 포트의 정보를 인식할 수 있는 것이다. 이렇게 매 시간간격마다 유압 요소의 운동방정식에서 구한 속도와 변위들의 상태변수와 각 관로에서의 압력미분방정식을 계산하여 구한 각 관로의 압력의 결과를 사용자가 지정한 화일에 사용자가 지정한 저장간격에 따라 데이터를 저장시킨다.

본 연구에서 사용된 적분방식은 4차의 런지쿠터(Runge-Kutta)방법을 사용하여 압력방정식, 운동방정식을 계산하였다.

③ 후처리 과정(post-processing)

각 유압 요소와 관로에 저장된 결과 중에서 사용자의 선택에 따른 요소의 속도, 변위 혹은 관로의 압력들을 그래프상에 나타낸다.

4. 적용 사례

4.1 속도 제어 유압시스템

본 연구에서 개발한 시스템을 이용하여 Fig.1에 나타난 속도제어 전기 유압 서버보 시스템(Electro-hydraulic Servo System)의 유압 회로를 모델링하고 시뮬레이션하였다.

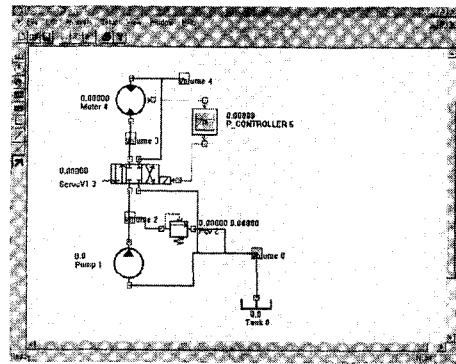


Fig. 6 Modular model for a velocity control servo system

Fig. 6에서와 같이 유압 탱크(tank0), 유압 펌프(Pump1), 릴리프 밸브(Pcv2), 4-way 서보 밸브(Servo3), 유압 모터(Motor4) 그리고 비례제어기(P-controller5)로 구성하였으며 각 요소들의 포트들은 유압 라인을 이용하여 연결시키고 유압 모터의 속도를 피드백시켜 기준 입력 신호와의 차이인 오차 신호에 비례제어기

의 계인을 곱해서 다시 서보 밸브에 공급시키도록 신호 라인을 연결하였다. 유압 펌프의 송출유량, 릴리프 밸브의 작동압력등 각 요소에 대한 파라미터를 입력시키고 시스템을 시간 간격(time step) 1×10^{-5} sec로 2초간 시뮬레이션하고 실험 결과와 비교하였다. 실험은 기준입력(Reference input)신호로 0.6 V의 스텝파(step type) 전압을 인가시키고 시간에 따른 유압 모터의 각속도의 특성을 타코미터를 통해서 살펴보았다. Fig. 7에서보면 실험 결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

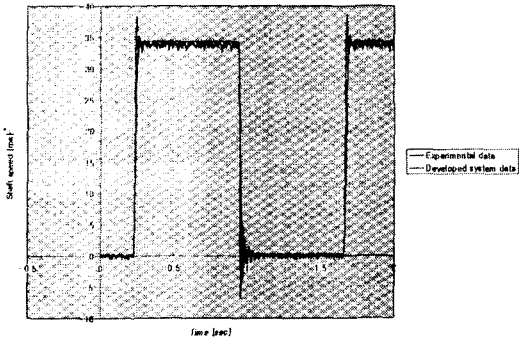


Fig.7 Compare with the developed system and experiment of a velocity control system

4.2 위치 제어 유압시스템

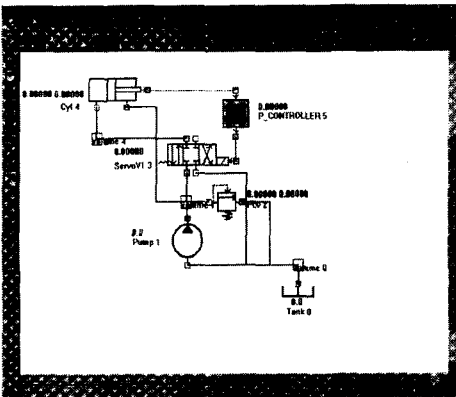


Fig. 8 Modular model for a position control servo system

Fig.2의 편로드 유압 시스템을 유압 탱크, 유압 펌프, 3-way밸브, 편로드 실린더 그리고 비례제어기로 Fig. 8과 같이 구성하고 편로드 실린더의 단면적 등의 파라미터를 입력시킨 후 기준 입력으로 $\pm 0.15V$ 의 구형파 신호를

가했을 경우 편로드 실린더의 변위를 시간 간격 1×10^{-5} sec로 7초간 시뮬레이션하고 실험 결과와 비교하였다. 실험의 경우에 편로드 실린더의 변위는 포텐시오미터(potentiometer)를 사용하여 측정하였다.

Fig.9에서 보면 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 대체적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

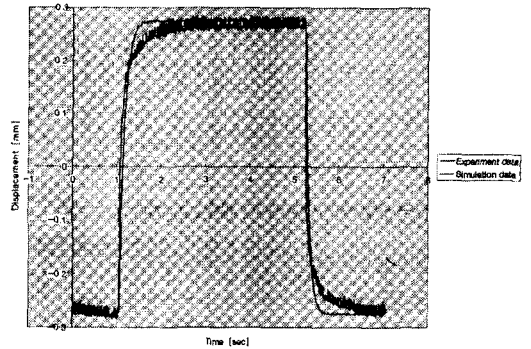


Fig.9 Compare with the developed system and experiment of a position control system

4.3 상용 프로그램과의 비교

Fig.1의 유압 모터 속도 제어 시스템을 상용 프로그램인 Matlab을 사용하여 모델링하고 시뮬레이션을 하여 비교하였다. Fig. 10은 Matlab으로 모델링한 유압 모터 속도제어 시스템의 블록선도이고 Table 1은 시뮬레이션에서 사용한 각 요소들의 파라미터들이다. 본 연구에서의 결과와 Matlab의 결과를 Fig. 11에 비교하였다.

또한 Fig. 12는 Fig.2의 편로드 유압 실린더 위치 제어 시스템을 Matlab으로 모델링한 블록선도를 나타내었으며 그 결과를 개발된 시스템의 결과와 Fig. 13에 비교하였다.

Fig. 11과 Fig.13에서 보면 그 결과가 상당히 잘 일치하고 있으므로 본 연구에서 개발된 시스템의 타당성을 입증할 수 있다.

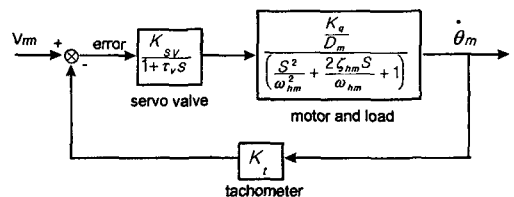


Fig.10 Modelling of Matlab of a velocity control servo system

Table 1. Parameters of the system used in computer simulation

Component	Parameters	Symbol	Value
Servo valve	Flow gain	K_a	$1.182847034 \text{ [m}^3/\text{sec} \cdot \text{m]}$
	Flow-pressure coeff.	K_c	$3.2259465 \times 10^{-11} \text{ [m}^3/\text{sec} \cdot \text{N/m}^2]$
	Valve gradient	w	0.024936605 [m]
	Discharge coeff.	C_d	0.61
	Time constant	τ_v	$0.23 \times 10^{-2} \text{ [sec]}$
	Valve gain	K_{sv}	0.00085 $\text{[m}^3/\text{V]}$
	Supply pressure	P_s	$7.0 \times 10^6 \text{ [N/m}^2]$
	Cross-section area of piston	A_p	$4.9484 \times 10^{-5} \text{ [m}^2]$
Hydraulic motor	Internal leakage coeff.	C_{in}	0 $\text{[m}^3/\text{sec} \cdot \text{N/m}^2]$
	External leakage coeff.	C_{en}	0 $\text{[m}^3/\text{sec} \cdot \text{N/m}^2]$
	Total volume	V_t	$1.6 \times 10^{-3} \text{ [m}^3]$
	Volumetric displacement	D_m	$0.7162 \times 10^{-6} \text{ [m}^3/\text{rad}]$
	Total inertia of motor and load	J_t	$1.0 \times 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
	Viscous damping coeff.	B_m	$0.010119 \text{ [N} \cdot \text{m} \cdot \text{s/rad}]$
	Hydraulic undamped natural frequency	ω_{hn}	$80.07369428 \text{ [rad/sec]}$
	Hydraulic damping ratio	ζ_{hn}	2.581139969
	Reference input	V_{rn}	0.6 [V]
	Hydraulic cylinder	leakage coefficient	C_l
Initial volume		V_0	$1.2929 \times 10^{-5} \text{ [m}^3]$
Head side area		A_h	$5.07 \times 10^{-4} \text{ [m}^2]$
Rod side area		A_r	$3.09 \times 10^{-4} \text{ [m}^2]$
Spring gradient of load		K	0 [N/m]
Total mass of piston and load		M_t	5.02 [kg]
Hydraulic undamped natural frequency		ω_{hp}	$2042.241452 \text{ [rad/sec]}$
Hydraulic damping ratio		ζ_{hp}	0.037
Reference input		V_{rp}	$\pm 0.15 \text{ [V]}$
Oil		Bulk modulus	β_e
	Density	ρ	$8.8 \times 10^2 \text{ [kg/m}^3]$
Tachometer	Gain	K_t	0.026 $\text{[} \frac{\text{V}}{\text{rad/sec}} \text{]}$
Potentiometer	Gain	K_{pp}	600 [V/m]

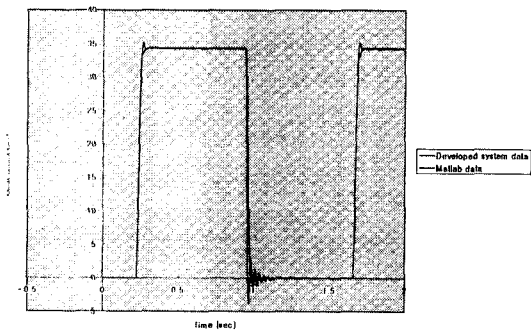


Fig.11 Compare with Matlab, the developed system of a velocity control servo system

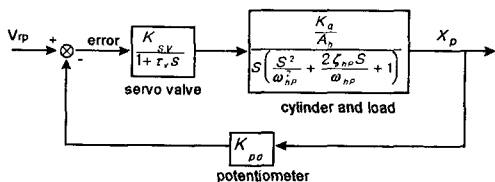


Fig.12 Modelling of Matlab of a position control servo system

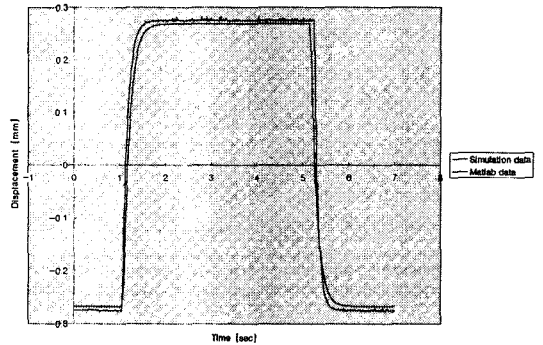


Fig.13 Compare with Matlab, the developed system of a position control servo system

5. 결론

유압 시스템의 특성을 해석하기 위하여 필요한 모델의 정의, 상태방정식의 유도 및 프로그램 작성 등의 일련의 과정을 용이하게 수행할 수 있도록 모듈화 방법을 이용한 컴퓨터 해석 및 설계 시스템을 개발하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 유압 시스템의 특성별로 유압 요소를 분류하고 각 요소에 대한 모델을 만들고, 필요한 데이터와 상태방정식 등을 정의하여 데이터구조를 확립하여 모듈화하였다.
- 2) 이 모듈을 이용하여 유압 시스템의 특성을 해석할 수 있는 시스템을 구성하고 GUI를 이용하여 구현하였다.
- 3) 설정된 유압 요소 모듈을 선택하고 모듈의 파라미터를 입력하면 자동적으로 모델이 생성되고 방정식이 유도되어, 해석하고자 하는 유압 시스템에 대한 모델의 구성이 용이하였고 시뮬레이션 결과를 쉽게 얻을 수 있었다.
- 4) 본 시스템을 이용한 유압 모터의 속도 제어 시스템 및 편로드 유압 실린더의 위치 제어 시스템에 대한 시뮬레이션의 결과는 실험 결과와 잘 일치하였으며, 상용 프로그램의 결과와도 일치하여 시스템의 타당성을 확인할 수 있었다.

참고 문헌

1. Institut für Hydraulische und Pneumatische

Antriebe und Steuerungen RWTH Aachen,
"Programmsystem DSH zur Simulation des
dynamischen Verhaltens hydraulischer Sys-
tem am Digitalrechner"

2. 武藤·ほか2名, "パソコンによる油壓制御系の動特性シミュレーションプログラム 開発", 油壓と空気壓 Vol. 25 No. 6, pp. 753~761, 1993.
3. 武藤·ほか3名, "パソコンによる油壓制御系のデジタルシミュレータ (第2報, 管路系のシミュレ-

ション法)", 日本機械學會論文集 (C編) Vol. 52 No. 482, pp. 2683~2687, 1986.

4. 小嶋·ほか2名, "ポンプに起因する油壓管路の波動解析用シミュレーションパッケージ 開発", 日本機械學會論文集 (B編), Vol. 58 No. 546, pp. 356~363, 1992.
5. Hong, I.T., "HyPneu Application Notes", BarDyne Inc., 1993.