

## 전달관로 모델링을 이용한 유압제어 시스템의 가변 시간스텝 시뮬레이션 및 해석

황 운 규<sup>†</sup> · 조 승 호<sup>\*</sup>

(2001년 6월 25일 접수, 2002년 2월 26일 심사완료)

### Variable Time Step Simulation and Analysis of Hydraulic Control Systems using Transmission Line Modeling

Un-Kyoo Hwang and Seung-Ho Cho

**Key Words :** Transmission Line Modeling(전달관로 모델링), Characteristic Impedance(특성 임피던스), Characteristic Pressure(특성 압력), Parallel Processing(병렬처리), Variable Time step Size(가변 시간스텝 크기)

#### Abstract

This paper presents a simulation method using the transmission line modeling to reduce simulation run-time of hydraulic control systems. This method is based on separating the system components each other using the transmission line elements prior to simulation, which leads to divide the simulated system into several subsystems suitable for an even more efficient integration. It can also handle nonlinearities and discontinuities without flag signal when restarting integration. By applying variable integration timestep to parallel hydraulic circuits via parallel processing, it is shown that simulation run-time can be reduced significantly compared with that of Runge Kutta method.

#### 기호설명

$a$  : 관로내 음속  
 $A_1, A_2$  : 피스톤의 헤드측, 로드측 단면적  
 $A_l$  : 관로의 단면적  
 $c_l$  : 점성마찰계수  
 $c_a, c_b$  : 시간영역의 특성압력  
 $C_a, C_b$  : 라플라스영역의 특성압력  
 $e, \hat{e}, e_{ref}$  : 실제오차, 예측오차, 기준오차  
 $F_L, F_R$  : 부하힘, 쿨롱마찰력  
 $h$  : 적분시간 스텝크기  
 $l_1, l_2$  : 링크길이  
 $l_l$  : 관로길이

$m_1, m_2$  : 링크질량  
 $M_e$  : 등가질량  
 $p, P$  : 시간영역의 압력, 라플라스영역의 압력  
 $q, Q$  : 시간영역의 유량, 라플라스영역의 유량  
 $Z, Z_i (i=1 \sim 4)$  : 특성임피던스  
 $\alpha$  : 특성압력 필터상수  
 $\beta$  : 체적탄성계수  
 $\rho$  : 기름밀도

#### 하첨자

$a^*1a^*2a^*3a^*4a$  : 전달관로 중단  
 $b^*1b^*2b^*3b^*4b$  : 전달관로 중단

#### 1. 서론

크레인과 굴삭기와 같은 유압시스템의 제어성능이 운전자의 숙련도에 의하여 좌우되는 경우를

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 홍익대학교 대학원 기계공학과

E-mail : system07@hananet.net

TEL : (02)320-1682

<sup>\*</sup> 회원, 홍익대학교 기계시스템디자인공학과

주위에서 흔히 볼 수 있다. 이러한 인간-기계 결합 시스템에서 운전자의 실제조작감을 설계단계에서 시뮬레이션으로 구현하기 위하여는 실시간 시뮬레이션이 필요하다.

유압시스템은 비선형성이 매우 강하고, 동특성이 강성(stiff) 미분방정식으로 표현되는 특징을 갖고 있다. 따라서 보통의 중앙적분기법(central integration)을 사용하여 이를 다루기 위해서는 대단히 작은 시간 스텝을 사용할 필요가 있으므로 연산 시간의 부담이 따른다.

전달관로모델링(Transmission Line Modeling: 이하 TLM)방법을 사용하면, 시스템을 구성하고 있는 각 부품들을 관로요소에 의하여 서로 분리시켜 관로와 부품으로 이루어진 하나의 부품모델내에서 필요한 모든 연산이 가능하다.<sup>(1-3)</sup>

본 연구에서는 유압부품들에 대하여 전달관로 모델링을 수행한 다음, 단순화된 크레인 모델과 병렬유압회로로 이루어진 기계-유압 시스템을 대상으로 TLM 을 적용하여 연산시간의 단축을 시도한다. 그 과정에서 병렬처리(Parallel Processing)에 의하여 각 부시스템의 동특성에 적합한 적분 시간 스텝크기를 설정하고, 적분시간스텝의 동기시점을 각 부 시스템들의 동특성에 맞게 조절함으로써 기계-유압시스템의 복합동작에 대한 고속 시뮬레이션 가능성을 검토한다.

## 2. 전달관로 요소를 사용한 모델링

### 2.1 기본원리

두개의 부품 사이를 연결하는 전달관로모델이 Fig.1 에 도시되어 있으며, 이에 대한 유량-압력 관계식은 식 (1)로 표현된다.<sup>(4)</sup>

식 (1)에서  $Z$  는 비점성 특성임피던스(characteristic impedance)로서  $Z = \rho a / A_j = h / C$  로 표현되며,  $N(s)$  는 마찰 모델의 형태에 따른 손실함수(loss function)로서  $N(s) = -J_0(\gamma R) / J_2(\gamma R)$  로 표현된다. 여기에서  $J_i (i=0,2)$  는 베셀(Bessel)함수이며,  $\gamma = j\sqrt{\rho s / \mu}$  이다.



Fig. 1 Transmission line element separating components

$$\begin{aligned} P_a - Z\sqrt{N(s)}Q_a &= (P_b + Z\sqrt{N(s)}Q_b) e^{-h\sqrt{N(s)}} \\ P_b - Z\sqrt{N(s)}Q_b &= (P_a + Z\sqrt{N(s)}Q_a) e^{-h\sqrt{N(s)}} \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)에서  $N(s)=1$  로 놓으면 비손실관로모델이 되며 이때 시간영역에서의 관로종단 유량-압력 관계식은 식 (2)로 표현 된다. 여기에는 한 노드의 압력과 유량의 계산에 필요한 상대노드의 모든 정보를 포함되어 있다. 그리고  $h$  는 파동전파시간, 즉  $l_j/a$  이다.

$$\begin{aligned} p_a(t) - Zq_a(t) &= c_b(t-h) \\ p_b(t) - Zq_b(t) &= c_a(t-h) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $c_a$  과  $c_b$  는 시간영역에서의 특성압력(characteristic pressure)으로서 다음 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} c_a(t-h) &= p_a(t-h) + Zq_a(t-h) \\ c_b(t-h) &= p_b(t-h) + Zq_b(t-h) \end{aligned} \quad (3)$$

매 시간스텝마다 유압시스템의 해는 각 부품 포트에서의 유량-압력 관계식과 전달관로 파동방정식으로부터 구해지게 된다. 이는 부품들 사이에 한 개의 적분 시간스텝에 해당하는 지연시간 특성을 갖는 관로요소를 도입함으로써 수행된다. 따라서 각 부품별로 독립적인 적분을 사용하는 형태를 이루게 된다.

### 2.2 유압부품의 모델링

시뮬레이션 대상 유압회로(Fig.9)에 사용된 유압 부품에 대하여 유량-압력 방정식과 포트에서의 전달관로방정식을 유도하였다.

#### ● 릴리프밸브

릴리프밸브에 대한 전달관로 모델링 과정은 다음과 같다.

밸브포트에서의 전달관로 방정식:

$$\begin{aligned} P_{1a} &= C_{1b}e^{-sh} - Z_1Q_{rv} \\ P_{2a} &= C_{2b}e^{-sh} + Z_2Q_{rv} \end{aligned} \quad (4)$$

유량-압력 방정식:

$$\begin{aligned} (P_{1a} - P_{2a}) > P_c & \quad Q_{rv} = K(P_{1a} - P_{2a} - P_c) \\ (P_{1a} - P_{2a}) \leq P_c & \quad Q_{rv} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

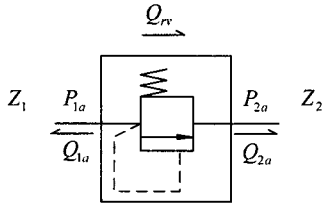


Fig. 2 TLM relief valve

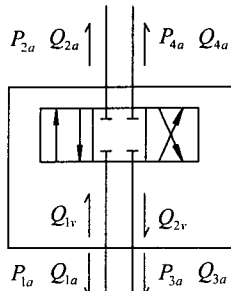


Fig. 3 TLM spool valve

여기에서  $K$  는 비례 상수,  $P_c$  는 크랙킹압력, 그리고  $Q_{rv}$  은 릴리프 밸브를 통과하는 유량을 나타낸다.

● 스폴밸브

임계중립형 스폴밸브에 대한 전달관로모델링과 정은 다음과 같다.

밸브포트에서의 전달관로 방정식:

$$\begin{aligned} P_{1a} &= C_{1b}e^{-sh} - Z_1Q_{1v}, & P_{2a} &= C_{2b}e^{-sh} + Z_2Q_{1v} \\ P_{3a} &= C_{3b}e^{-sh} + Z_3Q_{2v}, & P_{4a} &= C_{4b}e^{-sh} - Z_4Q_{2v} \end{aligned} \quad (6)$$

오리피스 유량-압력 방정식

$$\begin{aligned} Q_{1v} &= C_d A_{sv} \sqrt{\frac{2|P_{1a} - P_{2a}|}{\rho}} \\ Q_{2v} &= C_d A_{sv} \sqrt{\frac{2|P_{3a} - P_{4a}|}{\rho}} \end{aligned} \quad (7)$$

여기에서  $C_d$  는 오리피스계수,  $A_{sv}$  는 오리피스 개구면적을 나타내며,  $Q_{1v}$  와  $Q_{2v}$  는 각각 스폴밸브를 통과하는 유량을 나타낸다.

● 접점모델

실제응용에서 회로를 구성하기 위하여는 접점 모델이 필요하며, 이에 대한 전달관로 모델링과 정은 다음과 같다.

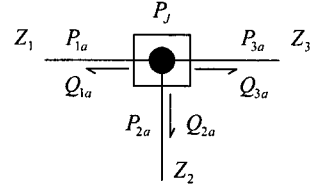


Fig. 4 TLM hydraulic junction

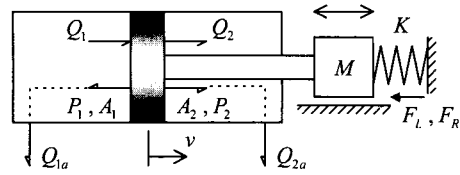


Fig. 5 TLM combined actuator-load

접점 방정식:

$$P_J = P_{1a} = P_{2a} = P_{3a}, \quad \sum_{i=1}^3 Q_{ia} = 0 \quad (8)$$

전달관로 방정식 ( $i=1,2,3$ ):

$$P_{ia} - Z_i Q_{ia} = C_{ib} e^{-sh} \quad (9)$$

이를 이용하여 접점압력과 각 포트에 대한 유량을 구하면 다음과 같다.

$$P_J = Z_J \sum_{i=1}^3 \frac{C_{ib} e^{-sh}}{Z_i}, \quad \frac{1}{Z_J} = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{Z_i} \quad (10)$$

$$Q_{ia} = \frac{1}{Z_i} (P_J - C_{ib} e^{-sh}) \quad (11)$$

● 유압실린더-부하계

유압실린더 모델이 Fig. 5 에 도시되어있다. 이 모델에는 2 개의 내부상태변수(속도 및 변위)의 적분이 포함되며, 아울러 기본적인 질량부하, 점성부하, 스프링부하 그리고 마찰력 등이 포함된다.

전달관로방정식:

$$\begin{aligned} P_1 &= C_{1b}e^{-sh} - Z_1Q_1 \\ P_2 &= C_{2b}e^{-sh} + Z_2Q_2 \end{aligned} \quad (12)$$

피스톤 헤드부와 로드부의 유량:

$$\begin{aligned} Q_1 &= vA_1 \\ Q_2 &= vA_2 \end{aligned} \quad (13)$$

피스톤의 운동방정식:

$$P_1A_1 - P_2A_2 - F_L - F_R \frac{v}{|v|} - c_l v - Kx = M_e \dot{v} \quad (14)$$

식 (14)에 전달관로방정식을 대입하면 유압 실

린더-부하계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$c_{1b}(t-h)A_1 - c_{2b}(t-h)A_2 - (Z_1A_1^2 + Z_2A_2^2 + c_l)v - F_L - F_R \frac{v}{|v|} - Kx = M_v \dot{v} \quad (15)$$

식 (16), (17)로 표현되는 양선형변환(bilinear transformation)을 사용하여 식 (15)를 피스톤 속도에 대한 이산시간-차분 방정식으로 표현하면 식 (18)로 된다.

$$v_{n+1} = \frac{h_n}{2}(\dot{v}_n + \dot{v}_{n-1}) + v_n \quad (16)$$

$$x_{n+1} = \frac{h_n}{2}(v_n + v_{n-1}) + x_n \quad (17)$$

$$v_{n+1} = \frac{\Delta_n}{2M_e} \left\{ [c_{1b}(t_n - h_{n-1})A_1 - c_{2b}(t_n - h_{n-1})A_2 - F_L(t_n) - F_R v_n / |v_n| - K(v_n h_n / 2 + x_n)] + (\dot{v}_n h_n / 2 + v_n) \right\} \left/ \left[ 1 + \frac{h_n}{2M_e} (Z_1A_1^2 + Z_2A_2^2 + c_l + Kh_n / 2) \right] \right. \quad (18)$$

### 2.3 압력오차 해석

TLM 에서 적분시간스텝은 압력오차를 기준으로 설정되며, 압력오차의 해석에는 다음과 같은 집중정수 모델식이 이용된다.

$$p_b - p_a + L \frac{dq}{dt} + Rq = 0 \quad (19)$$

$$q_b - q_a + C \frac{dp}{dt} = 0 \quad (20)$$

여기서  $L$  과  $C$  는 관로의 인덕턴스와 커패시턴스를 나타내며, 각각  $L = \rho l_i / A_i$ ,  $C = V_i / \beta$  로서 표현된다. 식 (19)로부터 만약 관로요소가 비손실 관로모델( $R=0$ )의 경우, 관로 인덕턴스  $L$  이 관로 양단압력차의 유일한 근원임을 알 수 있다. 관로의 길이( $l_i$ )는 시간스텝  $h$ 와 유체의 음속  $a$ 에 의해서 결정되고, 관로의 체적은  $V_i = A_i l_i$ 이므로, 다음식을 얻을 수 있다.

$$L = \frac{h^2}{C} \quad (21)$$

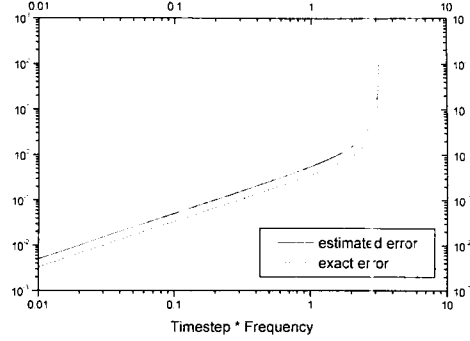


Fig. 6 Comparison of transfer functions: Eqs (22), (23)

$L$  은 시간스텝  $h$ 의 제곱에 비례하고, 또한 시간스텝의 함수로서 압력차의 지표가 된다.

여기에서 압력차는 오차신호로서 적분시간스텝의 설정 및 제어에 영향을 준다. 본 연구에서는 비손실관로 모델에 대하여 압력차 ( $p_a - p_b$ )는 미리 정한 일정한 값 ( $e_{ref} = 0.1 \times 10^6 Pa$ )을 초과하지 않도록 제어하였다.

토출이 막혀있고 ( $Q_b = 0$ ) 마찰은 영 ( $N(s) = 1$ )이라는 가정 하에, 관로에 관한 전달 방정식을 식 (1)로부터 유도하면 다음과 같다.

$$\frac{P_a(s)C}{hQ_a(s)} = \frac{e^{sh} + e^{-sh}}{e^{sh} - e^{-sh}} \quad (21a)$$

$$\frac{P_b(s)C}{hQ_a(s)} = \frac{2}{e^{sh} - e^{-sh}} \quad (21b)$$

식 (21a)와 (21b)로부터 압력차를 구하여 이를 추정오차  $\hat{E}(s)$ 라 하고, 추정오차에 대한 전달함수를 유도하면 식 (22)로 표현된다. 실제오차  $E(s)$ 는 실제적분(exact integration)으로 유도한 관로종단 a에서의 압력  $P_a$ 와 근사적분(approximate integration)으로 유도한 관로종단 a에서의 압력  $P_a$ 의 차이를 의미한다. 식 (20)에서  $q_b = 0$ 이면 라플라스 변환을 거쳐  $P_a = (Q_b/C)(1/s)$ 로 되며, 이것과 식 (21a)식의  $P_a(s)$ 와 차이가 실제 관로종단 a에서의 압력오차  $E(s)$ 가 된다. 실제오차에 대한 전달함수를 유도하면 식 (23)으로 된다.

$$\hat{G}_E(s) = \frac{C\hat{E}(s)}{hQ_a(s)} = \frac{2 - e^{sh} - e^{-sh}}{e^{sh} - e^{-sh}} \quad (22)$$

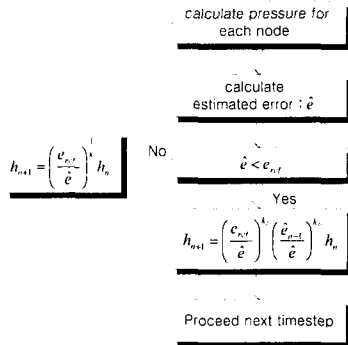


Fig. 7 Step size control algorithm

$$G_E(s) = \frac{CE(s)}{hQ_a(s)} = \frac{1}{hs} - \frac{e^{sh} + e^{-sh}}{e^{sh} - e^{-sh}} \quad (23)$$

위의 전달함수들을 그래프로 나타낸 것이 Fig. 6에 도시되어있다. 실제 사용범위는 시간스텝×주파수 << 1.0 이므로 전달관로모델링에 따른 오차가 크지 않음을 알 수 있다.

### 3. 적분 스텝크기 제어 및 병렬처리

압력오차에 기초한 스텝크기 제어과정이 Fig. 7에 도시 되어있다. 스텝제어기는 추정 오차가 기준입력오차보다 클 경우, 현재 시간스텝을 거부하고 스텝크기를 줄여서 추정오차를 다시 계산한다.

Fig. 7에서  $\hat{e}$ 는 현재 시간스텝에서 추정오차이고,  $e_{ref}$ 는 기준입력 오차이다. 그리고  $k_i$ 와  $k_p$ 는 제어상수이다. 그러므로 스텝크기는 추정오차에 의해 조정된다.

시간스텝이 거부되었을 때는 Fig. 7에서 상수  $k$ 에 의하여 스텝크기가 다시계산 되어지며, 스텝의 안정성을 위하여 상수  $k_i$  보다 매우 크게 설정될 필요가 있다. 본 논문에서 사용된 값들은 다음과 같다:  $k_i=0.001$ ,  $k_p=0.005$ ,  $k=1.5$ .

아울러 시간스텝의 변화에 따라 임피던스  $Z$ 가 변함으로, 이에 따라 적분에서 수정이 요구되며 이는 특성압력의 보상으로 이루어 진다. 본 연구에서는 적분방식에 감쇠를 주기 위하여 다음과 같이 특성압력을 저주파수 필터링 하는 방식을 채택하였다. 여기에는 비손실관로모델 ( $N(s)=1$ )에서 손실을 보상하는 효과도 내재 되어있다.

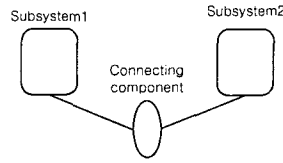


Fig. 8 Simple model for parallel processing

$$c_i(t) = \alpha c_i(t-h) + (1-\alpha)c_{0i}(t) \quad (24)$$

여기서  $c_{0i}$ 은 필터링되지 않은 특성압력이다. 매개변수  $\alpha=0.2$ 로 선택하였을 때 전달방정식 (21)은 다음식으로 표현된다.

$$\frac{P_a(s)C}{Q_a(s)} = \frac{h}{(1-\alpha)} \frac{e^{sh} + e^{-sh}(1-\alpha)^2 - 2\alpha + \alpha^2 e^{-sh}}{e^{sh} - e^{-sh}(1-\alpha)^2 - 2\alpha + \alpha^2 e^{-sh}} \quad (25)$$

추정오차  $\hat{e}(t)$ 를 구할 때, 하나의 체적안에서 이웃 노드들에 있는 압력의 고주파진동 영향을 줄이기 위하여, 식 (26)과 같이 두개 시간스텝에서의 평균압력을 사용하였다. 이로 인하여 추정오차의 전달함수에서 공진을 억제하고, 스텝크기를 보다 부드럽게 선택할 수 있다.

$$\hat{e} = \frac{P_{a_n} - P_{h_n} + P_{a_{n-1}} - P_{h_{n-1}}}{2} \quad (26)$$

병렬처리는 시뮬레이션 대상 시스템을 몇 개의 부시스템으로 나누어 각각 서로 다른 시간스텝으로 실행시킴으로써 연산시간의 단축을 가능하게 한다. 병렬시스템의 한 예가 Fig. 8에 개략적으로 도시 되어있다. 가운데 하나의 부품이 2개의 부시스템에 연결되어있다. 이때 각 부시스템사이에서의 연결은 전달관로 요소들을 사용하여 처리하였다. 부시스템 1과 2에 대하여 Fig. 7에 도시된 스텝크기제어 알고리즘에 따라 각각 시간스텝을 계산 하며, 그 과정에서 시간스텝의 거부처리는 각 부시스템별로 독립적으로 이루어지게 된다. 다음 스텝 계산 시에는 이들 중 가장 짧은 시간스텝을 가지는 부시스템만을 계산하고, 긴 시간스텝을 가진 부시스템은 정상유동으로 대체된다. 긴 시간스텝을 가지는 시스템과 동기화 될 수 있도록 하기위하여, 짧은 시간스텝을 가진 부시스템이 시간스텝 산출 중 동기교점을 만들어 내게 된다. 동기스텝에서 부시스템 1, 2 그리고 가운데 연결되어있는 부품은 서로 정보를 공유하게 된다.

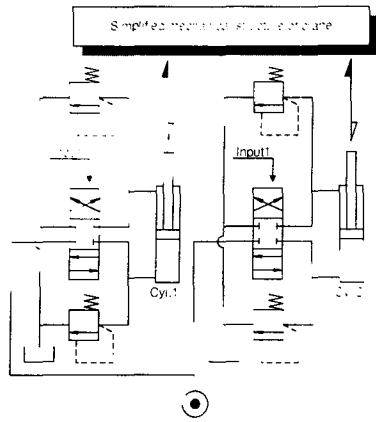


Fig. 9 Parallel circuit for TLM simulation

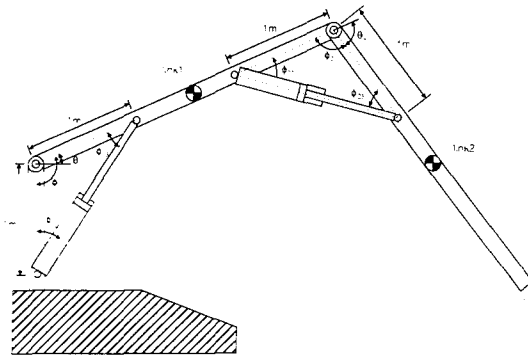


Fig. 10 Simplified mechanical structure of crane

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 고찰

시뮬레이션에는 단순화된 크레인 모델과 이를 구동하는 병렬유압회로가 사용 되었으며 각각 Fig. 9, 10 에 도시되어있다. 각 링크의 운동방정식 유도에는 뉴턴-오일러 방정식이 사용되었으며, 결과식들이 부록에 요약되어 있다. 부록의 식 (A3), (A4)는 링크 1, 2 를 회전 시키는데 필요한 조인트 토크를 나타내며, 아울러 식 (A1), (A2)는 실린더의 병진운동을 조인트에서의 회전운동으로 변환하는 기구학적 관계를 나타낸다.

전체 시스템에 대한 TLM 시뮬레이션은 Fig. 11 의 순서로 실행된다.

그 결과로서 방향제어 밸브의 스펴변위 파형과 그에 따른 실린더들의 변위 파형이 Fig. 12 에 도시되어 있다. 이때 실린더의 헤드측 초기 압력은 2.5MPa 로드측 초기 압력은 5MPa 로 설정하였다. 실린더 1 쪽의 방향제어밸브가 0.05 초, 실린더 2 쪽의 방향제어밸브가 0.15 초에서 각각 열리며, 각각 1 초 경과 후 스펴운동의 방향이 반대로 된다. 펌프의 공급압력은 10MPa, 최대 공급유량은 90l/min

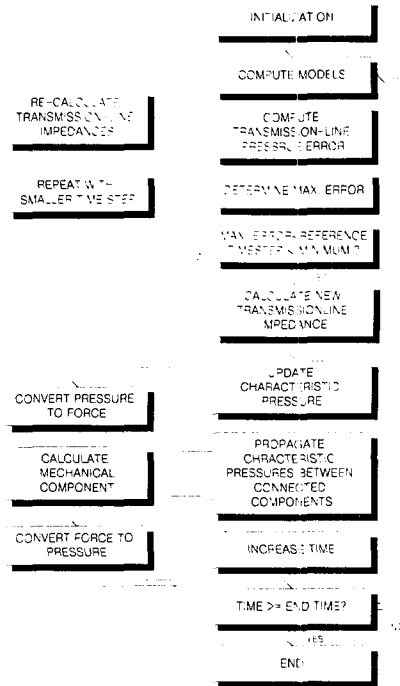


Fig. 11 TLM simulation flow chart

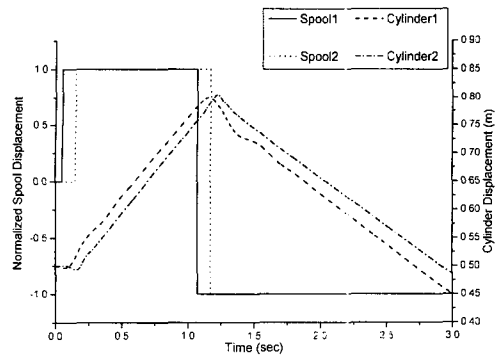


Fig. 12 Spool and cylinder displacement.

로 설정하였다. 여기에서 비선형성에는 방향제어 밸브의 온-오프(on-off) 특성, 실린더 스트로크한계, 그리고 6MPa 에서 열리도록 설정된 릴리프 밸브 특성이 해당된다.

TLM 시뮬레이션 하였을 때 실린더내의 압력과 적분시간스텝 변화가 Fig. 13 에 도시되어 있다. 밸브의 온-오프 특성이 나타나는 곳에서 압력 변동이 심하게 나타나고, 이에 다른 시간스텝의 변화가 명확히 나타나고 있다. 시스템이 정상상태에 진입하면 스펴크기가 급증하는 것을 알 수 있다. 스펴밸브의 방향이 바뀌는 1.1 초 근방에서 시간스텝이  $10^{-6}$  까지 떨어지고, 그 뒤 정상상태 구간에서는 시간스텝이  $10^{-3}$  초까지 증가함을 알 수

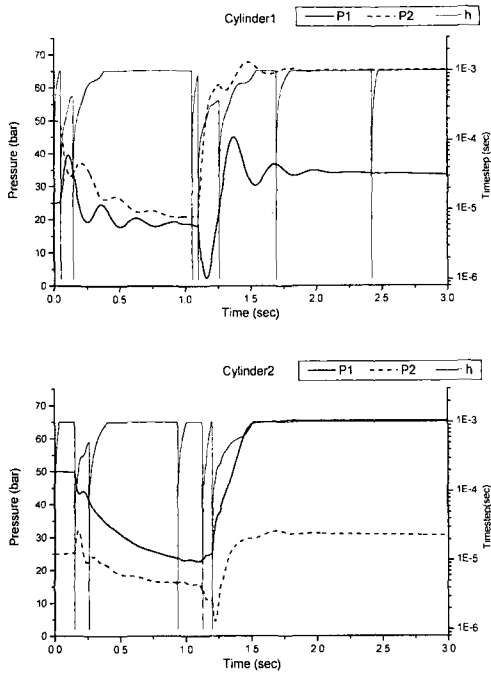


Fig. 13 Simulation results of TLM method ( $h=10^{-3}\sim 10^{-6}$ )

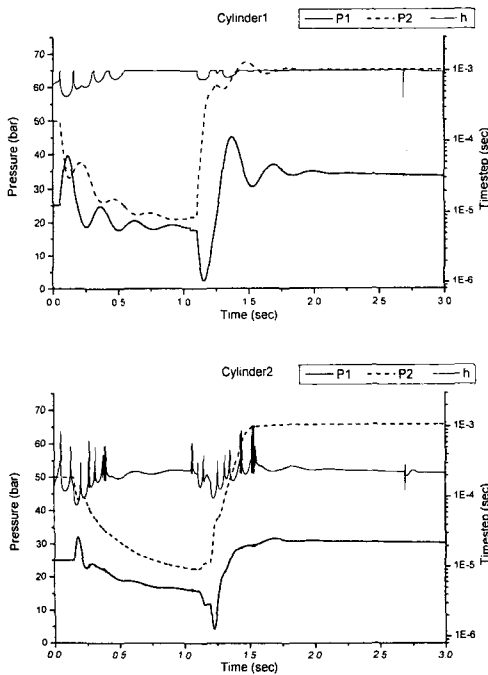


Fig. 14 Simulation results of RK method ( $h=10^{-3}\sim 10^{-6}$ )

있다. 아울러 1.7 초, 2.4 초 근처의 시간 스텝 변화는 두개의 각기 다른 시간스텝을 사용하는 부 시스템간에 동기시점 산출과정에서의 영향에 기인한다.

RK4 가변스텝에서의 결과가 Fig. 14에 도시되어 있다. 과도상태에 시간스텝의 변화가 나타나고 있으나, 변화의 폭은 시간스텝설정 구간  $10^{-3}\sim 10^{-6}$  초에 비해 상당히 작은 편이다. 시간스텝이 정상상태에 도달하는 시간이 약 1.5 배 정도 길다. 또한 스펙운동 방향이 바뀌는 근처에서 시간스텝에 진동현상이 반복적으로 나타나 연산시간이 길어짐을 예측할수 있다. 또한 스텝크기 조절기가 동기시점 산출과정에서 스텝변화의 영향에 민감하여 TLM에 비하여 1/3 정도인 평균적으로 0.7 초에 1회 정도로 동기시점을 산출해야 계산결과와 스텝크기의 안정성이 보장되었다. 이는 병렬처리 시각 부시스템간의 정보의 공유가 원활치 못하여 정확한 데이터 산출에 제약을 가져올 수 있다. 이상과 같은 TLM과 RK4를 사용한 시뮬레이션 결과를 연산시간의 관점에서 비교한 것이 Fig. 15, Fig. 16에 도시되어 있다. 전체시간의 관점에서 TLM이 RK4보다 약 2 배정도 빠르다는 것이 나타나고 있다.

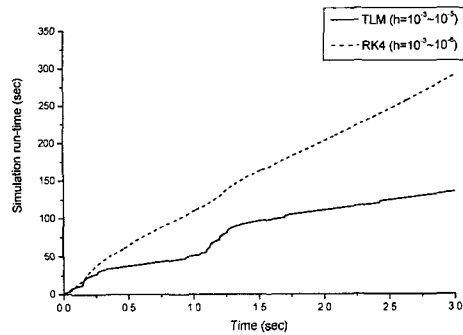


Fig. 15 Time history of simulation run-time.

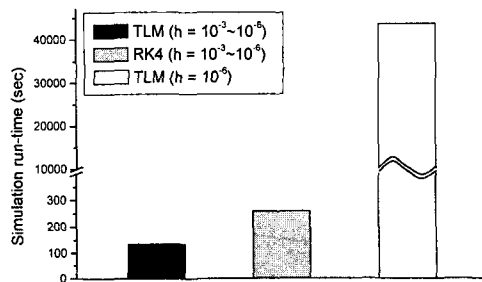


Fig. 16 Comparison of simulation run-time

## 5. 결론

본 연구결과를 요약 하면 다음과 같다. TLM 모델은 병렬처리에 적합한 구조로 되어 있어 각 부 시스템에서 각기 다른 시간스텝으로 시뮬레이션이 가능하여 연산시간을 단축 할 수 있었다. 아울러 시스템에 내재된 비선형성, 예를들어 밸브의 위치 절환에 기인한 불연속신호에 대해서 정교한 플래그(flag) 시스템이 필요없어 프로그래밍이 편리하고, 기존의 RK4 방식보다 적분 시간스텝을 훨씬 정밀하게 제어 할 수 있음을 보여주었다. 전체적인 계산 속도면에서 최소 스텝 사이즈( $h=10^{-6}$ s)로 고정시켜 계산한 결과 보다 약 300 배 정도의 향상이 있었다. TLM 모델은 RK4 가변스텝로직에 비하여 불연속 지점에서 시간스텝 크기를 0.01 배 이하로 작게 제어하면서 전체 연산시간은 약 2 배 정도 빠르다. 아울러 TLM 방법은 병렬처리에 적합한 구조를 가지고 있어, 병렬컴퓨터를 사용하여 각각의 부시스템들을 독립된 프로세서에서 병렬처리 하면 실시간 시뮬레이션이 가능할 것으로 사료되며, 이에 대한 연구가 앞으로의 과제이다.

## 참고문헌

- (1) Christopoulos, Christos, 1995, *The Transmission-Line Modeling Method*, New York, N.Y.: Oxford: IEEE, Oxford University Press.
- (2) Pulko, S. H., Lallik, A., Allen, R. and Johns, P., 1990, "Automatic Timestepping in tlm Routines for the Modeling of Thermal Diffusion Processes," *International Journal of Numerical Modeling Electronic Networks, Devices and Fields*, 3:127~136.

- (3) Jansson A., Krus P., Palmberg J.-O., 1992, "Variable Time Step Size Applied to Simulation of Fluid Power Systems Using Transmission Line Elements," Presented at "Fifth Bath International Fluid Power Workshop," Bath, UK.
- (4) Viersma T. J., 1980, "Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines," Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam.
- (5) Hairer E., Wanner G., 1991, "Solving Ordinary Differential Equations I, II. Springer Series in Computational Mathematics," Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- (6) Mattheij R.M.M., Molenaar J., 1995, *Ordinary Differential Equations In Theory and Practice*, John Wiley & Sons.

## 부록

링크 운동방정식:

$$\theta_1 = \phi_{11} - \frac{\pi}{2}, \quad l_{oy11} = l^2 + l^2 - 2 \cos \phi_{11} \quad (A1)$$

$$\theta_2 = \pi - \phi_{21}, \quad l_{oy12} = l^2 + l^2 - 2 \cos \phi_{21} \quad (A2)$$

$$\begin{aligned} \tau_1 = & m_2 l_2^2 (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + m_2 l_1 l_2 (2\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \cos \theta_2 \\ & + (m_1 + m_2) l_1^2 \ddot{\theta}_1 - m_2 l_1 l_2 \ddot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 \\ & - 2m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 + m_2 l_2 g \cos(\theta_1 + \theta_2) \\ & + (m_1 + m_2) l_1 g \cos \theta_1 \end{aligned} \quad (A3)$$

$$\begin{aligned} \tau_2 = & m_2 l_1 l_2 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 + m_2 l_2^2 (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \\ & + m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_2 + m_2 l_2 g \cos(\theta_1 + \theta_2) \end{aligned} \quad (A4)$$