

유압 트랜스미션의 본드선도 모델링 및 시뮬레이션

우성우*, 박래석*, 이종길*

Computer Aided Bondgraphs Modeling and Simulation of Hydrostatic Transmission

Seongwoo Woo*, Raeseok Park*, and Jongkil Lee*

ABSTRACT

To get the time response characteristics of the hydrostatic transmission, seaborne winch is modeled by using bond graphs. After modeling of its basic elements, it is represented as power flow, and the determination of variable causality. The state equations are derived by using CAMP. As dynamic stabilities and solutions are investigated by perturbation method and direct integration, winch system is stable. Simulations are performed under the conditions of low speed, high speed, and maximum tension. The pressure and flow rate of the hydrostatic transmission have a big overshoot. But when it is compared to the empirical data with simulation results, it is similar to each other. When a lead compensator is applied to improve response characteristics of the hydrostatic transmission, rise time and overshoot of the system are improved.

Key Words: Winch(윈치), Hydrostatic Transmission(유압 트랜스미션), Bond Graphs(본드 선도), CAMP(Computer Aided Modeling Program), ACSL(Advanced Continuous Simulation Language)

▶ 기호설명 ◀

E	: 작력, 토오크, 압력	MTF	: 유압 펌프 용량
SF	: 흐름소스	Re	: 레이놀즈 수
\bar{p}	: 무차원 압력 적분	l	: 파이프 길이
\bar{q}	: 무차원 적분	\bar{F}_{motor}	: 모터 압력
μ	: 점성계수	F	: 흐름, 각속도
\bar{P}	: 압력	P_{24}, P_{33}	: 압력 적분
γ	: 비중	Q_{23}, Q_{27}, V	: 체적
I	: 이너턴스, 유체 이너턴스, 관성 모멘트	ρ	: 밀도

* 국방과학연구소

- \bar{Q} : 유량
- ω_n : 고유진동수
- C : 유체 커패시턴스
- TF : 유압 모터 용량
- R : 저항
- d : 파이프직경
- \bar{P}_{pump} : 펌프압력
- n : 드럼속도

2. 유압 트랜스미션의 모델링

유압 트랜스미션(Fig. 1)은 에너지 발생요소(전기 모터), 전달요소(유압 펌프, 유압모터), 저장 및 발산(배관, 유압 모터 및 부하에 손실) 요소, 출력요소(토크)등으로 구성되어 전기 모터에 의해 유압 펌프를 구동하였을 때 발생한 압력은 작동유를 매개체로 하여 유압 모터와 직결된 부하를 구동시키고 다시 펌프로 귀환하는 폐회로 동력 전달장치이다.

1. 서 론

선박용 예인 윈치(winch)는 해상 상태, 항속 및 예인 선의 길이 등의 운용 조건에 따라 외력 변화가 매우 크기 때문에 일반적으로 기어를 이용한 동력 전달 장치보다 토 오크비가 큰 유압 트랜스미션(hydrostatic transmission)을 사용한다. 이러한 유압 트랜스미션은 운용 조건에 따른 예인 장력, 투하 및 인양 운용 소요 시간등의 성능 요구 사양에 부합되도록 유압 모터, 펌프 및 전기 모터 등의 구성품이 적절히 선정되어야 함에 따라 유압 트랜스미션의 설계 해석 과정을 통하여 이를 검토하고자 한다.

전산기와 더불어 널리 이용되고 있는 본드 선도^{(1-3), (11)} (bond graphs)는 전달 에너지의 형태가 많이 변하는 시스템의 모델링을 비교적 쉽게 할 수 있고 특히 CAMP(Computer Aided Modeling Program)⁽⁶⁾ 와 ACSL(Advanced Continuous Simulation Language)⁽⁷⁾등의 소프트웨어를 사용하면 시뮬레이션과 동적 해석이 가능함에 따라 이를 윈치의 유압 트랜스미션 시스템에 적용하여 그 특징을 분석 검토하였다.

우선 응답특성을 유압 트랜스미션의 구성요소 별로 모델링한 후 일률 흐름(power flow)과 인과 관계(variable causality)를 결정하였다. CAMP 프로그램을 이용하여 상태 방정식을 유도하였다. 윈치 운용 모드가 저속, 고속 및 최대 견인력일 때 각각의 시뮬레이션 상수⁽¹⁾를 구하고 ACSL를 사용하여 시간응답 특성을 구하였다. 또한, 시스템 모델의 해를 구하기 위하여 섭동법(perturbation method)^{(4) (6)}을 사용하여 동적 안정성을 판별하고자 한다.

저속, 고속 및 최대 견인력일 때 압력, 유량 및 드럼 회전수 등의 시간 영역 응답을 구하고 시스템 성능을 향상시키기 위한 방법으로 주로 진상 보상기를 설계하여 그 효용성을 살펴 보았다.

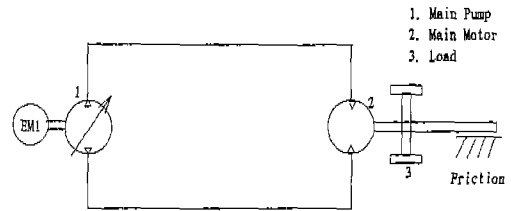


Fig. 1 Schematic diagram of the hydrostatic transmission

Table 1은 유압 시스템의 기본 변수로써 작력(effort)과 흐름(flow)은 각각 토크 및 각속도로 표현되어 유압 펌프를 거치면서 각각 압력과 유량으로 변환된다.

Table 1 Basic parameters of the hydraulic system

Parameters	Symbol	Description
Effort	$E(t)$	Torque, Pressure
Flow	$F(t)$	Angular velocity, Volume Flowrate
Momentum	P	Integral of Pressure
Displacement	Q	Volume
Power	$P(t)=E(t) F(t)$	$\omega(t) \cdot T(t), P(t) Q(t)$

전기 모터와 펌프를 본드 선도로 모델링하면 Fig. 2와 같고 전기 모터가 일정 속도로 회전하여 펌프를 구동시키고 펌프는 일정량의 작동유를 유압모터로부터 받아서 송출한다. 이 때 모터 토크손실은 10 % 정도가 마찰로 발산된다고 보았다. 본 모델에서 사용한 펌프는 사판각(swivel angle)에 따라 용량 조절이 가능하도록 설계된 가변형 피스톤 펌프이다.

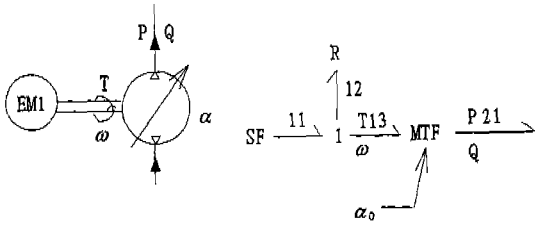


Fig. 2 Electric motor and hydraulic pump modeling

배관의 일단에서 작동유가 유입되어 타단으로 이동할 때 이를 본드 선도로 모델링 하면 Fig. 3과 같이 표현된다. Table 2에 본 유압 시스템에 사용된 작동유, TOTAL AZOLLAS 46의 물성치를 나타내었다. 컨덴서 C_{23} 과 C_{27} 은 작동유의 압축 정도를 나타낸 것으로 작동유량에 체적 탄성 계수를 나누어준 값이다. 체적 탄성 계수 B는 6,000 - 12,000 bar사이의 값을 많이 사용하는데 여기서는 10,000 bar로 선택하였다.

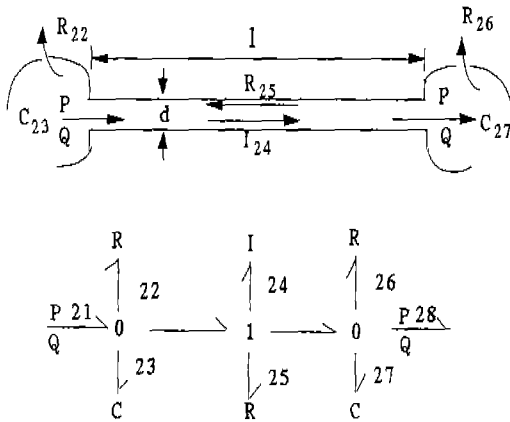


Fig. 3 Fluid line modeling

Table 2 The properties of hydraulic oil

Properties	OIL (TOTAL AZOLLAS 46)
Specific weight (g)	8.63
Density (ρ)	0.88
Viscous coefficient (ν)	4.048×10^{-5}
Oil volume (V_o)	59.38×10^{-4}

Table 3에 압력에 따른 유압 펌프와 모터의 누설량의 관계를 최소화방법⁽⁸⁾을 이용하여 관내 누설 저항 R_{22} 와 R_{26} 을 각각 구하였다. 유체 이너셔 I_{24} 는 작동량을 나타내며, 관내에서 마찰에 의한 손실 R_{25} 은 레이놀즈수 $Re = 4\rho Q_d / \pi d \mu = 2100 < 2300$ 에 의하여 층류이므로 관손실 $R_{25} = 123 \mu l / \pi d^4$ 은 에서 구할 수 있다.

Table 3 The hydraulic pump and motor leakage when pressure increases

Pressure (0/1atm)	5000	10000	15000	20000	25000
Pump leakage	1.47E-7	2.95E-7	4.4E-7	5.92E-7	7.3E-7
Motor leakage	0.42E-4	0.83E-4	1.5E-4	2.5E-4	3.3E-4

Fig. 4는 작동유가 유압 모터 실린더 TF_{3128} 에 충전된 후 부하 I_{33} 를 구동하고 펌프로 전해지는 과정을 모델화한 것이다. 유압 모터의 용량은 고속 및 저속 모드에 따라 결정되고 플랜지 부분에서 토크는 마찰손실 R_{32} 에 의하여 10% 정도가 발산한다고 가정하였다.

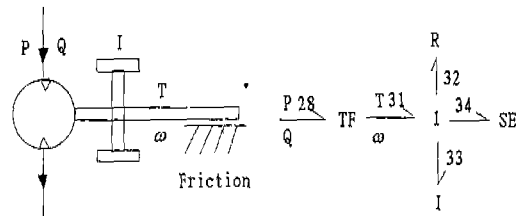


Fig. 4 Hydraulic motor and load modeling

Fig. 5에 유압 트랜스미션의 각 부품 모델을 모아서 일률 흐름(power flow)과 인과관계(variable causality)^{(3), (9)}를 표시하였다. Table 4는 본드선도 모델링 상수이다.

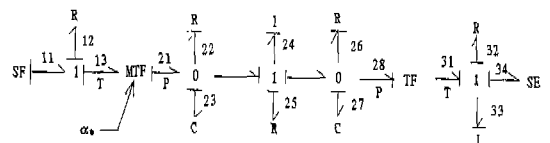


Fig. 5 Bondgraph of the hydrostatic transmission

Table 4 The constant values of bond graph modeling of hydrostatic transmission

	Element	Value
Motor and Pump Model	Flow Source	$SF_{11} = 188.5$
	Motor	$R_{12} = 186 \times 10^{-4}$
	Resistance	
	Pump	$MTF_{2113} = 14.32 \times 10^{-6} \alpha_0$, where low and high $\alpha_0 = 1$, max. tension $\alpha_0 = 0.77$
Pipe Model	Fluid	$C_{23} = C_{27} = 59.38 \times 10^{-16}$
	Capacitance	
	Fluid Inertia	$I_{24} = 1.67 \times 10^1$
	Pump Resistance	$R_{25} = 3409 \times 10^6$
	Motor	$R_{26} = 6667 \times 10^6$
	Resistance	
Hydraulic Motor and Load Model	Fluid Resistance	$R_{27} = 24.35 \times 10^3$
	Motor	$TF_{3128} = 17.64 \times 10^{-4}$ (low speed, max. tension)
	Capacitance	8.82×10^{-6} (high speed)
	Inertia	$I_{33} = 0.95$
	Resistance	$R_{32} = 1 \cdot 5$
Controller Design Value	Torque	$SL_{24} = 15$ (high), 30 (low), 39 (max. tension)
	Time Constant	$T_{d1} = 0.5, T_{d2} = 10, T_{d3} = 0.05, T_{d4} = 0.1$
	Gain	$K_1 = K_2 = 10$

3. 상태 방정식 및 섭동방정식의 유도

Fig. 6에 본드 선도와 CAMP프로그램을 이용하여 유도된 상태 방정식으로 나타내었다.

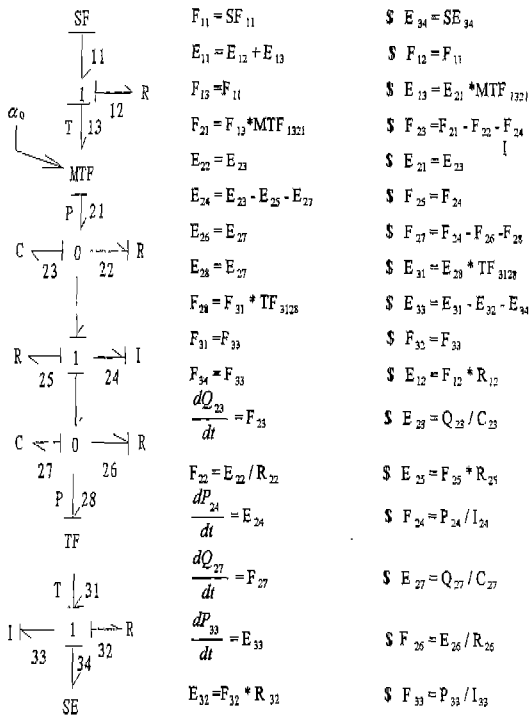


Fig. 6 State equations of the system using by CAMP

결합 23, 24, 27 및 33을 인과관계에 의하여 상태량 $Q_{23}, P_{24}, Q_{27}, P_{33}$ 에 관한 식으로 각각 표현하면

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{23}}{dt} &= F_{23} = F_{21} - F_{22} - F_{24} \\ &= F_{13} * MTF_{2113} - \frac{E_{22}}{R_{22}} - \frac{P_{24}}{I_{24}} \\ &= SF_{11} * MTF_{2113} - \frac{Q_{23}}{C_{23} R_{22}} - \frac{P_{24}}{I_{24}} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_{24}}{dt} &= E_{24} = E_{23} - E_{25} - E_{27} \\ &= \frac{Q_{23}}{C_{23}} - \frac{P_{24} R_{25}}{I_{24}} - \frac{Q_{27}}{C_{27}} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{27}}{dt} &= F_{27} = F_{24} - F_{26} - F_{28} \\ &= \frac{P_{24}}{I_{24}} - \frac{E_{26}}{R_{26}} - F_{31} TF_{3128} \\ &= \frac{P_{24}}{I_{24}} - \frac{Q_{27}}{C_{27} R_{26}} - \frac{P_{23} TF_{3128}}{I_{33}} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_{33}}{dt} &= E_{33} = E_{31} - E_{32} - E_{34} \\ &= E_{28} TF_{3128} - F_{32} R_{32} - SE_{34} \\ &= E_{27} TF_{3128} - F_{33} R_{32} - SE_{34} \\ &= \frac{Q_{27} TF_{3128}}{C_{27}} - \frac{P_{33} R_{32}}{I_{33}} - SF_{34} \end{aligned} \quad (4)$$

가 된다. 따라서, 시간응답 특성을 ACSL를 사용하여 구할 수 있다. 상태방정식 해의 특성을 구하기 위하여 다음과 같이 무차원 변수를 도입하면

$$\bar{p} = \frac{P}{IQ\omega}, \quad \bar{q} = \frac{Q}{CP}, \quad \bar{t} = \frac{t}{\omega_n^{-1}} = \frac{t}{\sqrt{IC}} \quad (5)$$

$$\frac{d\bar{Q}}{dt} = \frac{d(C\bar{P}\bar{q})}{dt} = \frac{d(C\bar{P}\bar{q})}{dt} \frac{d\bar{t}}{dt} = C\bar{P}\omega_n \dot{\bar{q}} \quad (6)$$

$$\frac{d\bar{P}}{dt} = \frac{d(I\bar{Q}\bar{p})}{dt} = \frac{d(I\bar{Q}\bar{p})}{d\bar{t}} \frac{d\bar{t}}{dt} = I\bar{Q}\omega_n \dot{\bar{p}} \quad (7)$$

으로 표현할 수 있다. 여기서 P, Q 및 t는 압력적분, 체적, 및 시간이고 \bar{p}, \bar{q} 및 \bar{t} 는 무차원 압력적분, 체적, 및 시간을 각각 나타낸다. 무차원 변수 (5) ~ (7)을 상

태 방정식 (1) ~ (4) 에 각각 대입하여 무차원 방정식을 유도하면

$$\frac{C_{23}\omega_n\bar{P}}{SF_{11}MTF_{2113}}\dot{\bar{q}}_{23} + \frac{\bar{P}}{R_{22}SF_{11}MTF_{2113}}\bar{q}_{23} + \frac{\bar{Q}}{SF_{11}MTF_{2113}}\bar{p}_{24} = 1 \quad (8)$$

$$\frac{I_{24}\omega_n}{R_{25}}\dot{\bar{p}}_{24} - \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}\bar{q}_{23} + \bar{p}_{24} + \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}\bar{q}_{27} = 0 \quad (9)$$

$$C_{27}\omega_n R_{26}\dot{\bar{q}}_{27} - \frac{\bar{Q}R_{26}}{\bar{P}}\bar{p}_{24} + \bar{q}_{27} + \frac{\omega}{\bar{P}}\frac{TF_{3128}R_{26}}{SE_{34}}\bar{p}_{33} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{I_{33}\omega\omega_n}{SE_{34}}\dot{\bar{p}}_{33} - \frac{\bar{P}TF_{3128}}{SE_{34}}\bar{q}_{27} + \frac{R_{32}\omega}{SE_{34}}\bar{p}_{33} = 0 \quad (11)$$

가 된다. 각 무차원 상태량, $\bar{q}_{23}, \bar{p}_{24}, \bar{q}_{27}, \bar{p}_{33}$ 은 정상 상태 값 $\bar{q}_{230}, \bar{p}_{240}, \bar{q}_{270}, \bar{p}_{330}$ 와 섭동량, $\bar{q}_{231}, \bar{p}_{241}, \bar{q}_{271}, \bar{p}_{331}$ 의 합으로 나타낼 수 있으므로

$$\bar{q}_{23} = \bar{q}_{230} + \varepsilon^1 \bar{q}_{231} + O(\varepsilon^2) \quad (12)$$

$$\bar{p}_{24} = p_{240} + \varepsilon^1 \bar{p}_{241} + O(\varepsilon^2) \quad (13)$$

$$\bar{q}_{27} = \bar{q}_{270} + \varepsilon^1 \bar{q}_{271} + O(\varepsilon^2) \quad (14)$$

$$\bar{p}_{33} = p_{330} + \varepsilon^1 \bar{p}_{331} + O(\varepsilon^2) \quad (15)$$

으로 표시되며 여기서, ε 는 임의의 작은 값을 나타낸다.

식(12)~(15)의 1차식을 식 (8)~(11)에 대입하여 섭동 방정식을 유도하면

$$\frac{C_{23}\omega_n\bar{P}}{SF_{11}MTF_{2113}}\varepsilon^1\dot{\bar{q}}_{231} + \frac{\bar{P}}{R_{22}SF_{11}MTF_{2113}}(\bar{q}_{230} + \varepsilon^1\bar{q}_{231}) + \frac{\bar{Q}}{SF_{11}MTF_{2113}}(\bar{p}_{240} + \varepsilon^1\bar{p}_{241}) = 1 \quad (16)$$

$$\frac{I_{24}\omega_n}{R_{25}}\varepsilon^1\dot{\bar{p}}_{241} - \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}(\bar{q}_{230} + \varepsilon^1\bar{q}_{231}) + (\bar{p}_{240} + \varepsilon^1\bar{p}_{241}) + \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}(\bar{q}_{270} + \varepsilon^1\bar{q}_{271}) = 0 \quad (17)$$

$$C_{27}\omega_n R_{26}\varepsilon^1\dot{\bar{q}}_{271} - \frac{\bar{Q}R_{26}}{\bar{P}}(\bar{p}_{240} + \varepsilon^1\bar{p}_{241}) + (\bar{q}_{270} + \varepsilon^1\bar{q}_{271}) + \frac{\omega}{\bar{P}}\frac{TF_{3128}R_{26}}{SE_{34}}(\bar{p}_{330} + \varepsilon^1\bar{p}_{331}) = 0 \quad (18)$$

$$\frac{I_{33}}{SE_{34}}\omega\omega_n\varepsilon^1\dot{\bar{p}}_{331} - \frac{\bar{P}TF_{3128}}{SE_{34}}(\bar{q}_{270} + \varepsilon^1\bar{q}_{271}) + \frac{R_{32}\omega}{SE_{34}}(\bar{p}_{330} + \varepsilon^1\bar{p}_{331}) = -1 \quad (19)$$

가 된다. 식 (16) ~ (19)으로부터 ε^0 방정식을 유도하면

$$\frac{\bar{P}}{R_{22}SF_{11}MTF_{2113}}\bar{q}_{230} + \frac{\bar{Q}}{SF_{11}MTF_{2113}}\bar{p}_{240} = 1 \quad (20)$$

$$-\frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}\bar{q}_{230} + \bar{p}_{240} + \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}\bar{q}_{270} = 0 \quad (21)$$

$$-\frac{\bar{Q}R_{26}}{\bar{P}}\bar{p}_{240} + \bar{q}_{270} + \frac{\omega}{\bar{P}}\frac{TF_{3128}R_{26}}{SE_{34}}\bar{p}_{330} = 0 \quad (22)$$

$$-\frac{\bar{P}}{SE_{34}}TF_{3128}\bar{q}_{270} + \frac{R_{32}\omega}{SE_{34}}\bar{p}_{330} = -1 \quad (23)$$

가 되고 식 (16) ~ (19)으로부터 ε^1 방정식을 유도하면

$$\frac{C_{23}\omega_n\bar{P}}{SF_{11}MTF_{2113}}\dot{\bar{q}}_{231} + \frac{\bar{P}}{R_{22}SF_{11}MTF_{2113}}\bar{q}_{231} + \frac{\bar{Q}}{SF_{11}MTF_{2113}}\bar{p}_{241} = 0 \quad (24)$$

$$\frac{I_{24}\omega_n}{R_{25}}\dot{\bar{p}}_{241} - \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}\bar{q}_{231} + \bar{p}_{241} + \frac{\bar{P}}{R_{25}\bar{Q}}\bar{q}_{271} = 0 \quad (25)$$

$$C_{27}\omega_n R_{26}\dot{\bar{q}}_{271} - \frac{\bar{Q}R_{26}}{\bar{P}}\bar{p}_{241} + \bar{q}_{271} + \frac{\omega}{\bar{P}}\frac{TF_{3128}R_{26}}{SE_{34}}\bar{p}_{331} = 0 \quad (26)$$

$$\frac{I_{33}}{SE_{34}}\omega\omega_n\dot{\bar{p}}_{331} - \frac{\bar{P}TF_{3128}}{SE_{34}}\bar{q}_{271} + \frac{R_{32}\omega}{SE_{34}}\bar{p}_{331} = 0 \quad (27)$$

가 된다. 따라서, 식 (20)~(27) 등을 풀면 섭동에 따른 계의 안정성을 판별할 수 있다.

4. 안정도 및 제어기 설계

섭동방정식 (24)~(27)을 상태방정식의 형태인 $\dot{X} = [A][X]$ 로 나타내면

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_{231} \\ \dot{P}_{241} \\ \dot{q}_{271} \\ \dot{P}_{331} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & -\bar{Q} & 0 & 0 \\ \frac{R_{22}C_{23}\omega_n}{C_{23}\omega_n\bar{P}} & C_{23}\omega_n\bar{P} & 0 & 0 \\ -\bar{P} & -R_{25} & -\bar{P} & 0 \\ \bar{Q}I_{24}\omega_n & I_{24}\omega_n & \bar{Q}\omega_n I_{24} & 0 \\ 0 & -\bar{Q} & -1 & -\frac{\omega_n TF_{3128}}{\bar{P}C_{27}\omega_n} \\ 0 & \bar{P}C_{27}\omega_n & C_{27}\omega_n R_{26} & \bar{P}C_{27}\omega_n \\ 0 & 0 & -\frac{\bar{P}TF_{3128}}{I_{33}\omega_n} & -\frac{R_{32}}{I_{33}\omega_n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_{231} \\ P_{241} \\ q_{271} \\ P_{331} \end{bmatrix} \quad (28)$$

가 되고 식 (28)의 안정도(stability)를 판별하기 위하여 고유치를 구했을 때

$$| [A] - \lambda [I] | [X] = 0 \quad (29)$$

가 된다. 식(28)의 행렬이 각 요소들이 시간에따라 변하지 않는 상수 값을 가지므로 고유치가 $\lambda > 0$ 이면 불안정, 고유치가 $\lambda < 0$ 이면 안정하다.

또, 상태 방정식 (1) ~ (4) 을 상태공간 형태 $\dot{x} = [C]x + [B]u + [F]\xi$ 로 표시하면

$$\begin{bmatrix} \frac{dQ_{23}}{dt} \\ \frac{dP_{24}}{dt} \\ \frac{dQ_{27}}{dt} \\ \frac{dP_{33}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{C_{23}R_{22}} & -\frac{1}{I_{24}} & 0 & 0 \\ \frac{1}{C_{23}} & -\frac{R_{25}}{I_{24}} & -\frac{1}{C_{27}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_{24}} & -\frac{1}{C_{27}R_{26}} & -\frac{TF_{3128}}{I_{33}} \\ 0 & 0 & \frac{TF_{3128}}{C_{27}} & -\frac{R_{32}}{I_{33}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{23} \\ P_{24} \\ Q_{27} \\ P_{33} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} MTF_{2113} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [SF_{11}] + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} [SE_{34}] \quad (30)$$

가 된다. 여기서 x, u, ξ 는 식(30)에 대응되는 상태변수들로 표현된다. 따라서 펌프압력, 모터압력은

$$\begin{bmatrix} \bar{P}_{pump} \\ \bar{P}_{motor} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/C_{23} & 0 \\ 0 & 1/C_{27} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{23} \\ Q_{27} \end{bmatrix} \quad (31)$$

에서 구할 수 있다. Fig. 7은 응답특성을 향상시키기 위하여 펌프압력, 모터압력에 진상 보상을 각각 설계하였을 때를 나타낸다. 이때 설계 목표치는 정착 시간 1초 이내에 2%의 정상상태 오차를 가하도록 하였고 이득값 K는 근궤적법으로 안정한 값을 시행착오법으로 구하였다. 시정수값 T_{a1} 는 유압 트랜스미션의 작동시간(목표 정착 시간)을 고려하여 결정하였고 시정수값 T_{b1} 는 T_{a1} 의 1/10 값을 택하였다.

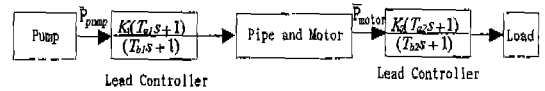


Fig.7 HST controller with lead compensator

5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

원치의 운용 모드는 대체적으로 케이블 길이 및 운항 속도등에 따른 장력의 변화 정도를 고려하여 저속 및 고속으로 운용할 경우와 최대 장력이 걸릴 때의 경우로 나눌 수 있다. 본 논문에서는 고장력이 걸리면서 운항 속도가 저속일 경우와 저장력이면서 고속으로 운항 할 때 및 최대 장력이 걸릴 때를 각각 시뮬레이션하였다. 이 때 유체 저항에 의한 장력 값(외란)은 본 원치 설계 사양⁽⁹⁾을 근거로 하여 산출하였다.

Table 5는 경험식⁽¹⁰⁾에서 구한 압력 \bar{P} , 유량 \bar{Q} 값과 각 계수를 대입하였을 때 방정식의 해와 고유치들이다.

Table 5 Steady solutions of ϵ° equations and eigenvalues λ from modes

Mode	Steady Solutions	Eigenvalues
Low Speed	$\bar{q}_{230} = 1.0434, \bar{P}_{240} = 1.03006,$	$\lambda_{1,2} = -0.0137916 \pm 1.42392i,$
	$\bar{q}_{270} = 1.0398, \bar{P}_{330} = 1.00718$	$\lambda_{3,4} = -0.0176004 \pm 0.0176004i$
High Speed	$\bar{q}_{230} = 1.22236, \bar{P}_{240} = 1.10523,$	$\lambda_{1,2} = -0.0136184 \pm 1.41658i,$
	$\bar{q}_{270} = 1.21955, \bar{P}_{330} = 0.72833$	$\lambda_{3,4} = -0.017736 \pm 0.0823881i$
Max Tension	$\bar{q}_{230} = 1.22236, \bar{P}_{240} = 1.10523,$	$\lambda_{1,2} = -0.0137916 \pm 1.42392i,$
	$\bar{q}_{270} = 1.01437, \bar{P}_{330} = 1.03929$	$\lambda_{3,4} = -0.0176004 \pm 0.0164173i$

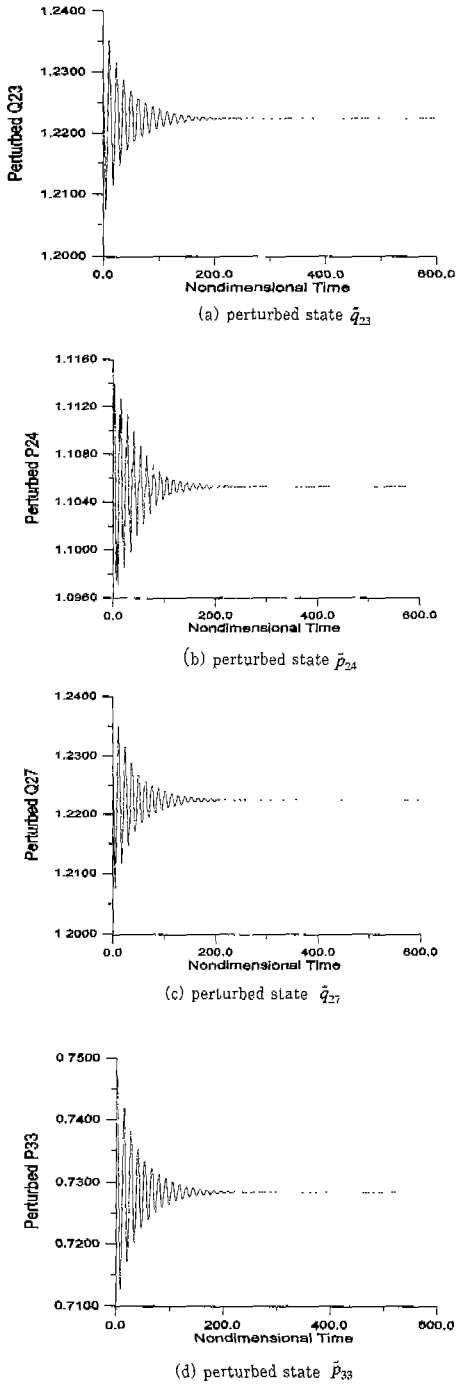


Fig. 8 Perturbation solutions of (a) perturbed state \bar{q}_{23} (b) perturbed state \bar{p}_{24} (c) perturbed state \bar{q}_{27} (d) perturbed state \bar{p}_{33} when the drum rotates with high speed

고유치들이 음의 값을 나타내므로 시스템은 안정하다고 볼 수 있으며 Fig. 8은 각 무차원 상태량 \bar{q}_{23} , \bar{p}_{24} , \bar{q}_{27} 및 \bar{p}_{33} 의 시간응답 특성을 그림에서와 같이 나타내며 경험식(정상상태 값) 주위에서 섭동함을 알 수 있다.

Fig. 9는 저속모드 즉, 드럼에 $30kN \cdot m$ 의 토크(외란), 펌프 토출량과 모터 모터의 회전당 토출량을 최대로 가변하였을 때 시간 영역에서의 유량, 압력 및 드럼 속도 등의 응답 특성을 보인 것이다. 진상 보상기를 적용하지 않을때 유량, 압력 및 드럼 속도는 4 초 이내에 정상상태에 도달하고 초기의 큰 오버슈트량에 의하여 시스템에 무리가 발생함을 알 수 있다. 이러한 오버슈트를 줄이기 위하여 진상 제어기를 사용하면 유량, 압력 및 드럼 속도가

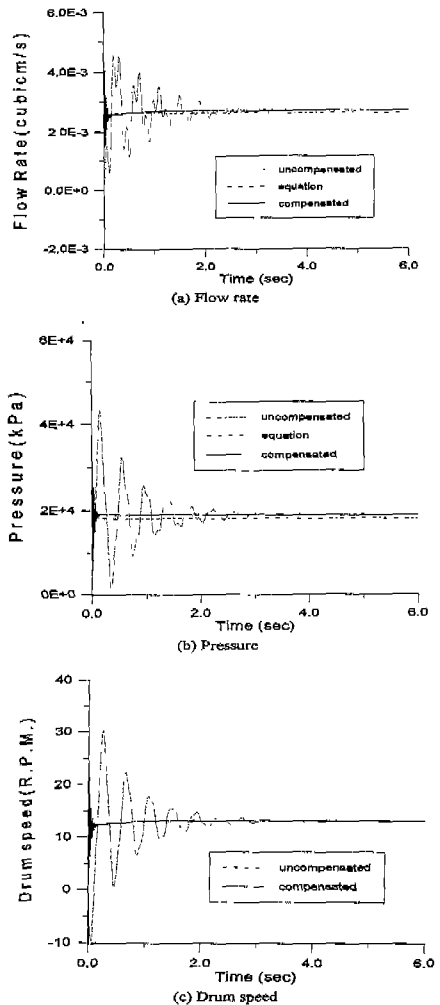


Fig. 9 Simulation results when the drum rotates with low speed

그림에서 보듯이 0.1초 이내에 정상상태에 도달하게 된다. 보상기를 사용한 결과를 경험식과 비교해 보면 대체로 약 3 % 정도의 편차로 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 고속모드 즉, 발생 토크(외란)가 $15kN \cdot m$ 이고 유압 모터의 회전당 토출량을 반으로 줄이고 펌프를 최대로 가변하였을 때의 시간 응답 특성을 보인 것이다.

보상기를 사용하지 않았을 때 유량, 압력 및 드럼 속도는 6초 이내에 정상상태에 도달하고 또한 큰 오버슈트량을 나타내었다. 보상 제어를 저속의 경우와 같이 동일하게 적용할 경우, 유량, 압력 및 드럼 속도 등은 1초

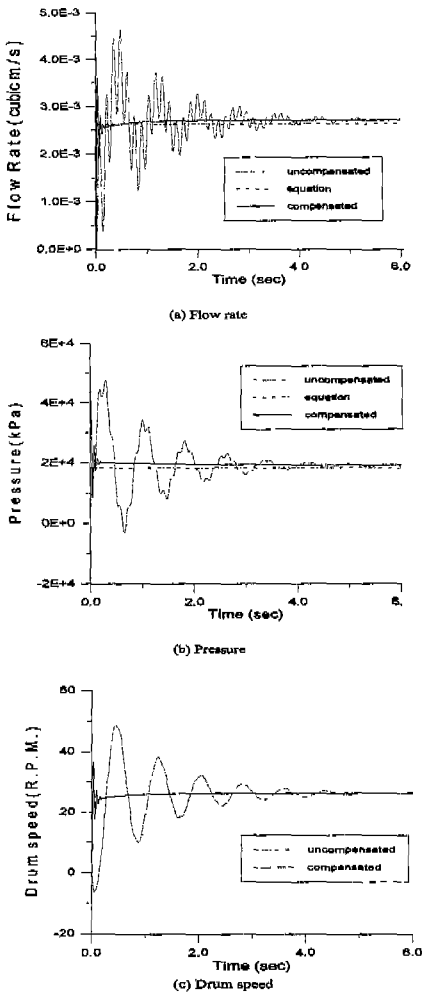


Fig. 10 Simulation results when the drum rotates with high speed

내에서 정상상태에 도달하였다. 이를 경험식의 결과와 비교해 보면 응답 특성이 매우 유사함을 알 수 있다. Fig. 11은 최대 견인력, 발생 토크를 $39kN \cdot m$ 로 하고 유압 펌프 토출량을 0.77배로 줄이고 및 유압 모터의 회전당 토출량을 최대로 하였을 때의 시간 응답 특성을 보인 것이다.

이 때 보상기를 저속과 동일하게 적용할 경우 유량, 압력 및 드럼 속도 등은 1 초 내에서 정상상태에 도달하였다. 이를 경험식의 결과값과 각각 비교해 보면 압력은 6 %, 유량은 10 % 정도로 저속, 고속 모드일 때보다 다소 차이가 발생하였다. 유량에서 오차의 발생은 본 모델에서 고압에 따른 체적 손실의 증가에서 기인된 것으로

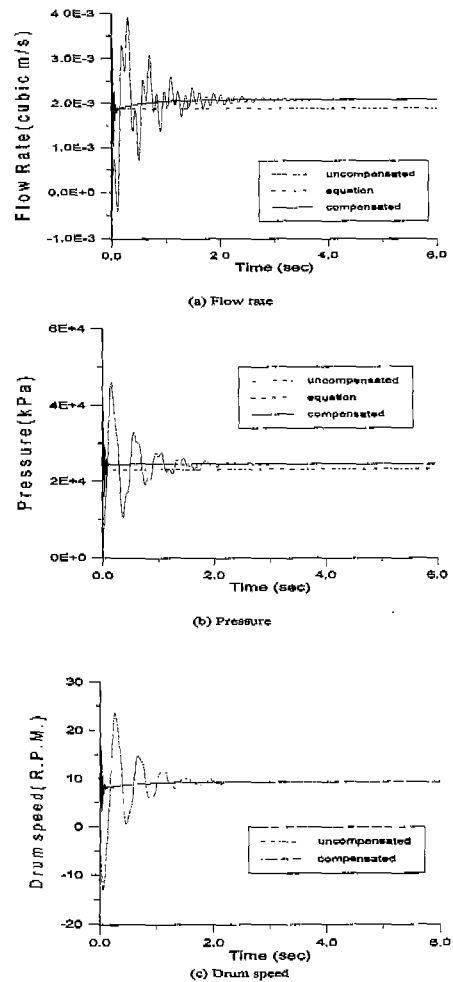


Fig. 11 Simulation results when the maximum tension is applied

로 판단된다. Table 6는 Haggglunds사에서 제공한 경험식을 사용하여 원치가 저속, 고속 및 최대 견인력 모드에서 운용될 때 토오크 및 드럼 회전수의 변화에 따른 관내의 압력과 유량을 보인 것이다. 표에서와 같이 저속 및 고속에서는 일정한 유량과 압력을 나타내지만, 최대 견인력의 경우일 때에는 압력은 상승하나 유량은 오히려 감소함을 알 수 있다.

Table 6 Calculation results of the empirical equation

Drum Speed	13	26	9
Pressure	18000	18000	23000
Flowrate	0.00262	0.00262	0.00188

6. 결 론

본 연구에서는 원치용 유압 트랜스미션을 본드 선도로 모델링하여 CAMP로 상태방정식을 구하고 ACSL과 섭동법을 사용하여 동적응답 특성을 구했을때 다음과 같은 결론을 얻었다. (1)본드선도를 사용한 모델링과 ACSL을 사용하여 저속, 고속 및 최대 견인력 운용 모드에서 유압, 유량 및 각속도와 같은 유압 트랜스미션의 동적 특성을 구할 수 있었다. (2) 상태방정식을 유도한 후 저속, 고속 및 최대 견인력의 운용 모드에서 각각의 해를 구했을 때, 비교적 큰 오버슈트량을 가지고 압력, 유량 및 드럼 속도 등이 일정시간 후에 수렴하는 것을 보았다. (3)섭동법으로서 시스템의 안정성과 해의 특성을 판별하였을 때, 시스템은 안정하게 일정한 값 주위를 섭동함을 알 수 있었다. (4) 출력값에 진상 보상기를 사용하여 제어할 때, 각각 정정 시간, 오버슈우트 정상상태 오차등이 개선되었다. 따라서 진상 보상기는 본 원치용 유압 트랜스미션의 제어에 효과가 있음을 알 수 있었다. (5) 저속, 고속 및 최대 견인력 구간에서의 결과값을 경험식과 비교하였을 때 저속, 고속에서는 유량과 압력이 거의 비슷하나 최대 견인력에서는 약간의 차이를 보였다.

참 고 문 헌

1. Karnopp, D. C., Margolis, D.I. and Rosenberg, R.C., SYSTEM DYNAMICS : A Uni-

fied Approach, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1990.

2. 김종식, 선형 제어 시스템 공학, 청문각, pp. 55-105, 1989.

3. Thoma, J. U., "Link up with bond graphs for HST design", Hydraulic & Pneumatics, pp. 77-79, 1989.

4. Nayfeh, A. H., Introduction to Perturbation Techniques, John Wiley & Sons, New York, 1981.

5. Jongkil Lee, "An Analytical Study of Self-Compensating Dynamic Balancer with Damping Fluid and Ball," Shock and Vibration, Vol. 2, No. 1, pp. 59 - 67 ,1995.

6. Granda, J. J., CAMP User Manual, Department of Mechanical Engineering, California State University, Sacramento, CA, 1982.

7. Mitchell and Gauthier, Inc. ACSL User Guide/Reference Manual, Concord, MA, 1981.

8. Press, W. H., Flannery, B. P., Teukolsky, S. A., and Vettering, W. T., Numerical Recipes in Fortan, Cambridge University Press, pp. 504- 509, 1986.

9. 정태영 외 6명, "수중 예인 시스템의 유동 유기 진동 연구", BS 1038-256.M , 한국 기계 연구원, 1995.

10. Hydraulic Motors-Viking General, Haggglunds Co., 1989.

11. Kanopp, D. C., "Direct Programming of Continuous System Simulation Languages Using Bond Graph Causality", The Society for Computer Simulation, Vol.1, No. 1, pp. 49-60, 1964.

12. Granda, J. J. and Ferner, E., "Computer Aided Simulation of a Hydraulic Four Way Control Valve", The Society for Computer Simulation, Vol. 3, No.1. pp. 67-81, 1986.