

〈논 문〉 SAE NO. 943740

능동제어식 현가계의 유압 구동장치에 대한 단순화 모델 유도

Deduction of a Simplified Model for the Hydraulic Actuator
for a Low-band Type Active Suspension System

김 동 윤,* 홍 예 선,* 박 영 필**
D. Y. Kim, Y. S. Hong, Y. P. Park

ABSTRACT

In this paper, a simplified model of a hydraulic actuator system for a low-band type active suspension system is derived. To reduce the order of model, time constants of each chamber in hydraulic system are neglected except that of an accumulator. And the dynamics of a spool in the pressure control valve is regarded as a first-order system. The step response and the frequency response of the simplified second-order simulation model exhibit a good agreement with those of the actual system as well as those of the tenth-order simulation model. It is possible to simplify the tenth-order model to the second-order one. The low-band type active suspension model is built up by combining of a quarter car model and the simplified hydraulic actuator model. Sky hook control scheme is applied to the quarter car model test rig to testify the validity of the simplified model. The experimental results of suspension characteristics show that the simplified second-order hydraulic actuator model is reasonable to describe the dynamics of the actual hydraulic actuator system for a low-band type active suspension system.

주요기술용어 : Low-band Type Active Suspension(저주파 대역형 능동현가계), Hydraulic Actuator(유압 구동장치), Model Simplification(모델 단순화)

기 호 설 명

a_i	: 유압구동계에 대한 전달함수의 계수	C_i	: i-오리피스의 유량 계수
A_c	: 유압 실린더의 로드 단면적	C_s	: 현가계의 진동 감쇠 계수
A_i	: i-오리피스의 단면적	d_p	: 파일롯 포펫의 진동 감쇠 계수
A_p	: 파일롯 포펫의 단면적	d_s	: 압력제어 밸브 스푸울의 직경
A_s	: 압력제어 밸브 스푸울의 단면적	D_p	: 파일롯 포펫의 진동 감쇠 계수
C_j	: 축압기의 등가적 capacitance	D_s	: 압력제어 밸브 스푸울의 진동 감쇠 계수
		f_a	: 유압 실린더에 발생되는 힘
		F_p	: 비례 전자석의 자력

* 한국과학기술연구원, 기전 연구부, 한국자동차 공학회 정회원

** 연세대학교 기계공학과, 한국자동차 공학회 정회원

k_s	: 스푸울에 작용하는 스프링 계수
K_p	: 스카이 혹은 제어 이득
K_{PQ}	$= \left(\frac{\partial Q_i}{\partial P_i} \right)$; 압력-유량계수
K_s	: 현가계의 스프링 계수
K_t	: 타이어의 스프링 계수
K_{XiQ}	$= \left(\frac{\partial Q_i}{\partial X_i} \right)$; 유량이득(flow gain)
L_A	: 램프 밸브의 유량계수
m_p	: 파일롯 포켓의 질량
m_s	: 압력제어 밸브 스푸울의 질량
M_s	: 스프링 상 질량(sprung mass)
M_u	: 스프링 하 질량(unprung mass)
n	: 기체상수
P_i	: i-챔버의 압력
P_{i0}	: i-챔버의 임의의 정상 상태 압력
T_i	: i-챔버의 1차지연 함수의 시상수
u	: 제어 입력
V_i	: i-챔버의 체적
V_{ih}	: i-챔버의 1차 지연 함수의 이득
V_{i0}	: i-챔버의 임의의 정상 상태 체적
$W_s (= \pi d_s)$: 계량 면적의 증가율(gradiant)
x_s	: 압력제어 밸브 스푸울의 변위
x_p	: 파일롯 포켓의 변위
X_r	: 노면의 수직 변위
\underline{X}_h	: 유압구동계의 상태 벡터(state vector)
\underline{X}_e	: 1/4 차량 모델의 상태 벡터(state vector)
X_s	: 스프링 상 질량의 수직 변위
X_u	: 스프링 하 질량의 수직 변위
β	: 작동유의 벌크 모듈러스(bulk-modulus)
δ	: 변분 오퍼레이터
ρ	: 작동유의 밀도
s	: 라플라스 오퍼레이터
$\omega_{ns} (= \sqrt{\frac{k_s}{m_s}})$: 압력제어 밸브 스푸울의 고유 진동수
A_h, B_h, C_h, D_h	: 유압구동계의 플랜트행렬
A_e, B_e, C_e, D_{eu}	: 1/4 차량 모델의 플랜트행렬

1. 서 론

저주파대역형 능동제어식 현가장치는 유압 작

동기에 의해 1차 공진 주파수 부근의 저주파수 대역에서만 능동적으로 차체 진동을⁽¹⁾ 제어하고, 그 이상의 주파수 대역에서 발생되는 현가진동은 축압기와 램프밸브에 의해 피동적으로 제진하게 된다. 그리고 차체의 바운스(bounce), 롤(roll), 피치(pitch)등과 같은 차체의 자세 변화에 있어서 저주파수 대역의 모션만을 제어한다.^(2, 3, 4) 이와 같이 제어영역을 저주파수 대역으로 제한하는 이유는 현가제어에 사용되는 소비동력을 최소화하기 위함이다.

최소의 동력을 이용하여 원하는 능동제어 현가특성을 얻기 위해서는 주요설계 변수들의 상관관계를 체계적으로 규명하는 것이 필요하며 그중에서도 저주파 대역형 능동제어식 현가장치의 주요 구성요소인 유압구동계에 대해 정확하고 단순한 수학적 모델의 유도가 요구된다.^(5, 6) 일반적으로 유압구동계의 수학적 모델을 유도하면 고차에 해당하는 모델이 유도되는 데, 고차모델을 사용하면 전체 차량모델에 대한 설계변수들의 최적선정 및 제어이론의 개발이 매우 복잡해진다. 본 논문에서는 고차의 유압구동계 모델을 2차의 모델로 단순화하는 일련의 과정을 제시하고 단순화 과정의 타당성을 전산 시뮬레이션과 실험을 통하여 규명하였다. 또한 단순화된 유압구동계의 모델이 궁극적으로 실차모델에 적용될 때의 정량적 오차와 정성적 타당성을 확인하기 위하여 1/4-차량 모델에 대한 현가 실험장치에 스카이훅(sky hook) 멤퍼를 구현한 실험결과와 전산 시뮬레이션결과를 비교하였다.

2. 유압구동계의 수학적 모델의 유도

저주파 대역형 능동제어식 현가장치의 유압구동계는 Fig.1과 같이 파일롯 작동방식 전자비례 압력제어 밸브, 축압기, 램프밸브, 유압실린더로 구성된다. 본 논문에서는 유압구동계의 해석을 단순화하기 위해서 다음과 같이 가정하였다.

- 1) 밸브내의 스푸울과 포켓에 작용하는 마찰력은 무시할 만큼 작다.
- 2) 스푸울의 오버랩(overlap)은 “0”이다.
- 3) 밸브 입력축의 공급 압력은 일정하다.

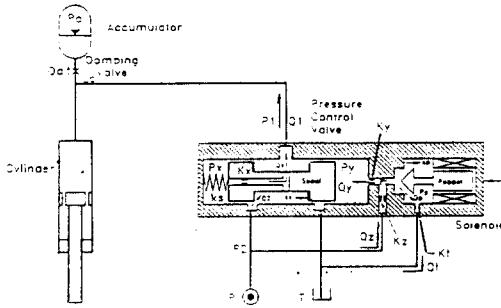


Fig.1 Schematic diagram of hyradulic system

- 4) 밸브 및 실린더의 내부 누설은 무시할 만큼 작다.
- 5) 댐핑 밸브에서의 압력차는 통과 유량에 대해 선형적으로 비례한다.
- 6) 실린더와 피스톤은 고정되어 있다.

위의 가정하에 유압구동계의 전달함수 즉, 포켓에 가해지는 비례 전자식의 자력 F_p 에 의한 유압실린더의 작동압력 P_1 의 전달함수 $H(s)$ 를 유도하기 위해서 각 오리피스에서의 유량방정식, 각 챔버에서의 연속방정식, 스푸울과 포켓의 운동방정식을 유도하면 다음과 같다. 여기서 유량방정식은 비선형 방정식이므로 선형 제어이론을 적용하기 위해, 중립 작동점을 기준으로 비선형 항들을 선형화하고 고차 변분항들을 무시하여 정리하였다.⁽¹⁾

$$\delta P_x = \frac{\beta}{V_x} (-K_{PYQY} \delta P_y + K_{P1QX} \delta P_1 + A_s \delta \dot{x}_s) \quad (1)$$

$$\delta P_y = \frac{\beta}{V_y} (-K_{P1QY} \delta P_1 + K_{PZQY} \delta P_z - A_s \delta \dot{x}_s) \quad (2)$$

$$\delta P_z = \frac{\beta}{V_z} [K_{P1QY} \delta P_1 - (K_{PZQZ} + K_{PZQP}) \delta P_z + K_{PPQP} \delta P_p - K_{XPQP} \delta x_p - A_p \delta \dot{x}_p] \quad (3)$$

$$\delta P_1 = \frac{\beta}{V_1} [K_{PXQX} \delta P_x - (K_{P1QX} + K_{P1Q2}$$

$$+ L_A) \delta P_1 + L_A \delta P_A + K_{XSQZ} \delta x_s] \quad (4)$$

$$\delta P_p = \frac{\beta}{V_p} \cdot [K_{PZQP} \delta P_z - (K_{PPQP} + K_{PFQT}) \delta P_p$$

$$+ K_{XPQP} \delta x_p + A_p \delta \dot{x}_p] \quad (5)$$

$$\delta P_A = \frac{L_A}{C_f} \cdot (\delta P_1 - \delta P_A) \quad (6)$$

식(6)에서 C_f 는 $\left(\frac{V_A}{\beta} + \frac{V_{A0}}{n P_{A0}}\right)$ 로서 축압기의 등가적 capacitance에 해당하며 압력 유량계수 K_{XQ} 와 유량 이득 K_{XQ} 는 밸브내의 실측한 파라메터를 이용하여 계산하였고, 댐핑 밸브의 유량계수 L_A 는 측정치이다.⁽¹⁾ 한편, 포켓과 스푸울의 운동방정식을 중립 위치에서 미소 변화량에 대해 유도하면 다음과 같다.

$$\delta \dot{x}_p = -\frac{D_p}{m_p} \delta \dot{x}_p + \frac{A_p}{m_p} (\delta P_z - \delta P_p) - \frac{1}{m_p} \delta F_p \quad (7)$$

$$\delta \dot{x}_s = -\frac{D_s}{m_s} \delta \dot{x}_s - \frac{k_s}{m_s} \delta x_s + \frac{A_s}{m_s} (\delta P_y - \delta P_x) \quad (8)$$

위의 식(1)~식(6)을 라플라스변환을 하여 1차지연 전달함수 형태로 재정리하면, 다음과 같다.

$$P_x = \frac{V_{sh}}{T_s s + 1} (K_{P1QX} P_1 + s A_s x_s) \quad (9)$$

$$P_y = \frac{V_{sh}}{T_s s + 1} (K_{PZQY} P_z - s A_s x_s) \quad (10)$$

$$P_z = \frac{V_{sh}}{T_s s + 1} [K_{P1QY} P_1 - (s A_p + K_{KPQP}) x_p + K_{PPQP} P_p]$$

$$P_1 = \frac{V_{sh}}{T_s s + 1} (K_{PXQX} P_x + K_{XSQZ} x_s + L_A P_A) \quad (12)$$

$$P_p = \frac{V_{sh}}{T_p s + 1} (K_{XPQP} x_p + K_{PZQP} P_z) \quad (13)$$

$$P_A = \frac{P_1}{T_{AS} + 1} \quad (14)$$

여기서 $T_x = \frac{V_x/\beta}{K_{PXQX}}$, $V_{zh} = \frac{1}{K_{PXQX}}$,

$$T_y = \frac{V_y/\beta}{K_{PYQY}}, \quad V_{yh} = \frac{1}{K_{PYQY}},$$

$$T_z = \frac{V_z/\beta}{K_{PZQZ} + K_{PZQY} + K_{PZQP}},$$

$$V_{zh} = \frac{1}{K_{PZQZ} + K_{PZQY} + K_{PZQP}},$$

$$T_1 = \frac{V_1/\beta}{K_{PIQX} + K_{PIQ2} + L_A},$$

$$V_{ih} = \frac{1}{K_{PIQX} + K_{PIQ2} + L_A},$$

$$T_p = \frac{V_p/\beta}{K_{PPQP} + K_{PPQT}}, \quad V_{ph} = \frac{1}{K_{PPQP} + K_{PPQT}},$$

$$T_A = \frac{C_L}{L_A} \text{ 이다.}$$

식(7)~식(14)은 유압구동계의 지배방정식으로서 그 상관관계를 블럭선도로 표시하면 Fig.2와 같다.

3. 수학적 모델의 단순화

식(7)~식(14)을 이용하여 비례전자석의 자력 F_p 에 대한 압력 P_1 의 전달함수를 유도하면 전달 함수의 차수는 10차에 해당한다. 10차의 유압구동계의 모델을 이용하여 차량 전체 모델을 구성할 경우 전체 모델은 매우 복잡하게 된다. Table 1은 본 논문에서 구성한 실험모델의 주요 변수들에 대한 실제 수치들을 종합한 것이다. 식(9)~식(14)에서 Table 1의 실제 수치들을 이용하여 T_x , T_y , T_z , T_b , T_p , T_A 를 계산하면 $T_A = 0.4706$ 초인데 비해 나머지 시상수는 $10^{-4} \sim 10^{-5}$ 초 범위의 값을 떠므로 T_A 에 비해 무시해도 좋을 만큼 대단히 작다. 이것은 축압기에 의한 시간 지연이 유압계에서 지배적으로 나타남을 의미한다. 따라서 T_A 를 제외한 모든 시상수를 무시할 수 있다.

한편, 포펫의 운동방정식인 식(7)에서 포펫의 질량이 실제로는 매우 작기 때문에 솔레노이드에서 발생한 힘 δF_p 가 시간지연없이 포펫에 전달된다고 가정하면 다음 식과 같이 단순화할 수 있다. 즉,

$$\delta F_p = A_p (\delta P_z - \delta P_p) \quad (15)$$

또한 스푸울의 운동방정식 식(8)에서 스푸울의 고유진동수 ω_{ns} 는 130Hz 정도의 큰 값을 가지므로 스푸울의 운동방정식을 1차 함수 형태로 단순화하여 다음 식과 같이 표현할 수 있다. 즉,

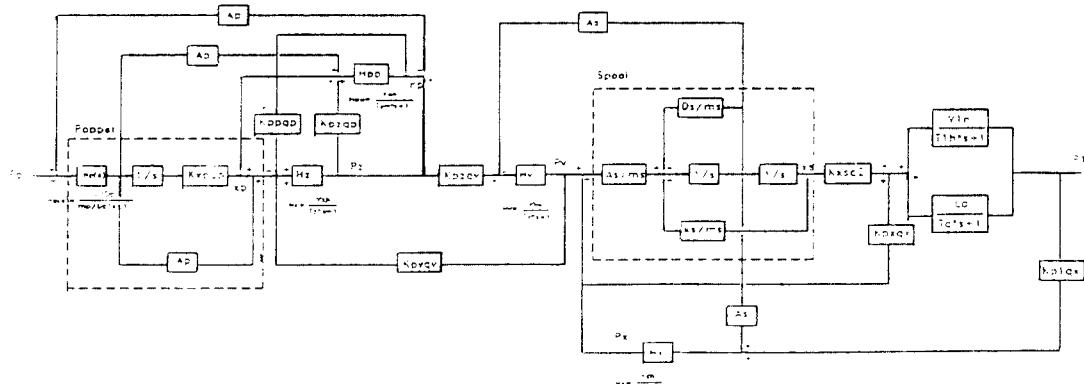


Fig.2 Block diagram of linearized hydraulic system

Table 1 Parameters of hydraulic system

Parameter	Name	Value	Unit
m_s	Spool mass	0.1	Kg
m_p	Poppet mass	0.02	Kg
A_c	Cylinder rod area	3.14	cm^2
A_s	Spool area	1.13	cm^2
A_p	Poppet area	0.05	cm^2
A_x	Orifice X area	0.0012	cm^2
A_y	Orifice Y area	0.0012	cm^2
A_z	Orifice Z area	0.0019	cm^2
A_t	Orifice T area	0.0095	cm^2
D_s	Spool damping coefficient	0.02	Kgf/(cm/sec)
D_p	Poppet damping coefficient	0.02	Kgf/(cm/sec)
k_s	Spool spring constant	15.0	Kgf/cm
β	Oil bulk modulus	14285	Kgf/cm ²
ρ	Oil density	860	Kg/m ³

$$\frac{x_s}{A_s(P_y - P_x)} = \frac{k_s^{-1}}{\frac{2C}{\omega_{ns}} s + 1} \quad (16)$$

앞의 단순화된 관계식을 이용하면 전체 유압계를 2차로 단순화할 수 있고, 이를 블럭 선도로 나타내면 Fig.3과 같다. 최종적으로 식(9)~식(16)을 이용하여 유압구동계의 입력력 $F_p(s)$ 에 대한 압력 $P_1(s)$ 의 전달함수 $H(s)$ 를 정리하면 다음 식과 같다.

$$H(s) = \frac{P_1(s)}{F_p(s)} = \frac{a_2 s^2 + a_1 s + a_0}{b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (17)$$

여기서, 계수 $a_2, a_1, a_0, b_2, b_1, b_0$ 의 수학적 표현은 부록에 수록하였고, 그 실제 계산값은 Table 2에 제시하였다.

Table 2 Coefficients in transfer function of hydraulic system

Parameter	Value	Unit
a_2	11.1	cm^{-2}
a_1	249220	$\text{cm}^{-2}\text{sec}^{-1}$
a_0	529520	$\text{cm}^{-2}\text{sec}^{-2}$
b_2	756.8	—
b_1	14834	sec^{-1}
b_0	28104	sec^{-2}

앞의 단순화된 전달함수식(17)을 상태방정식 형태로 변환하면 다음과 같다. 즉,

$$\underline{X}_h = \underline{A}_h \underline{X}_h + \underline{B}_h \delta F_p$$

$$y = \underline{C}_h \underline{X}_h + \underline{D}_h \delta F_p \quad (18)$$

여기서 출력 y 는 δF_p , \underline{X}_h 는 $[\xi_1 \xi_2]^T$ 로서 단순화된 유압계의 상태 벡터이며,

$$\underline{A}_h = \begin{bmatrix} -\frac{b_1}{b_2} & -\frac{b_0}{b_2} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \underline{B}_h = [1 \ 0]^T,$$

$$\underline{C}_h = \left[\begin{array}{cc} a_1 & -a_2 \frac{b_1}{b_2} \\ b_2 & a_0 - a_2 \frac{b_0}{b_1} \end{array} \right], \quad \underline{D}_h = \left[\begin{array}{c} 0 \\ \frac{b_1}{b_2} \end{array} \right]$$

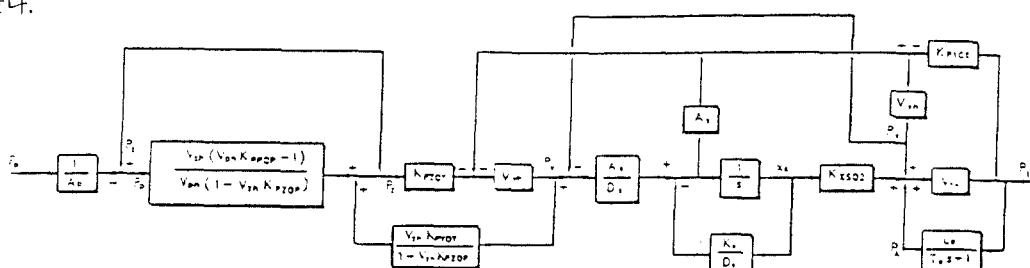


Fig.3 Block diagram of simplified hydraulic system

$$\underline{D}_h = \begin{bmatrix} a_2 \\ b_2 \end{bmatrix}$$

이다.

4.1 1/4-차량 모델에 대한 능동제어식 현가장치의 수학적 모델 유도

1/4-차량 모델에 대해 능동제어식 현가장치를 구성한 전체 모델을 유도하기 위해 사용한 1/4-차량 모델의 상태방정식은 다음과 같다.⁽¹⁾

$$\dot{\underline{X}}_p = \underline{A}_p \underline{X}_p + \underline{B}_p u + \underline{D}_{pw} \delta \dot{\underline{X}}, \quad (19)$$

여기서 \underline{X}_p 는 차량 모델의 상태 벡터로서 $[\delta X_s - \delta X_u, \delta \dot{X}_s, \delta X_u - \delta X_r, \delta \dot{X}_u]^T$ 이며,

$$\underline{A}_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{C_s}{M_s} & 0 & \frac{C_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M_u} & \frac{C_s}{M_u} & -\frac{K_r}{M_u} & -\frac{K_s}{M_u} \end{bmatrix}$$

$$\underline{B}_p = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{M_s} \\ 0 \\ \frac{1}{M_u} \end{bmatrix}, \quad \underline{D}_{pw} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$u = f_a = A_c \delta P_1$$

이다.

유압구동계의 상태 방정식인 식(18)과 1/4-차량 모델의 상태방정식 식(19)을 합성하여, 1/4-차량 모델에 대한 능동제어식 현가장치의 전체 모델을 구성하면

$$\dot{\underline{X}}_e = \underline{A}_e \underline{X}_e + \underline{B}_e u + \underline{D}_{ew} \delta \dot{\underline{X}}, \quad (20)$$

이다. 여기서 \underline{X}_e 는 전체 모델의 상태벡터로서 $[\delta X_s - \delta X_u, \delta \dot{X}_s, \delta X_u - \delta X_r, \delta \dot{X}_u, \xi_1, \xi_2]^T$ 이고

$$\underline{A}_e = \begin{bmatrix} \underline{A}_p & \underline{A}_c \underline{B}_p \underline{C}_h \\ 0 & \underline{A}_h \end{bmatrix},$$

$$\underline{B}_e = \begin{bmatrix} \underline{A}_c \underline{B}_p \underline{D}_h \\ \underline{B}_h \end{bmatrix}, \quad \underline{C}_e = [\underline{C}_p \ 0]$$

$$\underline{D}_{ew} = \begin{bmatrix} \underline{D}_{pw} \\ 0 \end{bmatrix} u = \delta F_p$$

이다.

5. 유압작동기의 모델 단순화에 대한 타당성의 실험적 검증

5.1 전산 시뮬레이션에 의한 검증

유압구동계의 단순화된 2차 모델과 10차 모델의 동특성에 대한 전산 시뮬레이션 결과를 비교하여 유압구동계의 단순화 과정의 타당성을 이론적으로 검증하면 다음과 같다. 시뮬레이션에서는 Fig.1과 같이 피스톤 로드가 고정된 상태를 가정하였다.

Fig.4는 10차 모델과 단순화된 모델의 계단입력 응답특성, Fig.5는 주파수 응답특성에 대한 시뮬레이션 결과를 각각 보여준다.

계단입력 응답특성의 결과에서 보면 단순화된 모델과 10차 모델의 결과가 잘 일치하고, Fig.5의 주파수응답특성 결과에서도 두 모델이 잘 일치

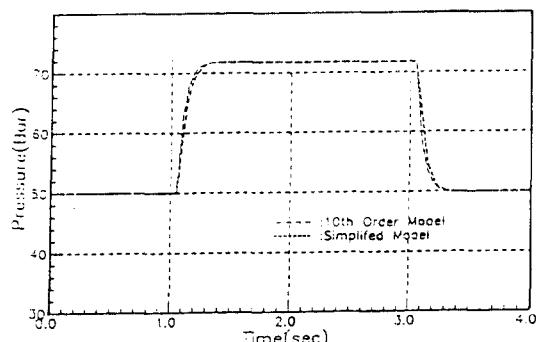


Fig.4 Step response of hydraulic system(simulation)

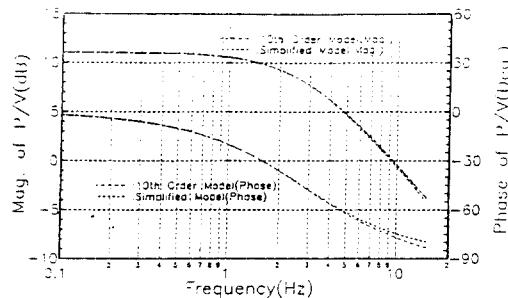


Fig.5 Frequency response of hydraulic system

한다고 볼 수 있다. 10Hz 이상의 주파수 영역에서 위상각의 차이가 다소 나타나나 그 차이가 미소하고, 저주파 대역형 능동제어식 현가장치의 작동 주파수 대역이 4Hz이하인 점을 고려하면 문제가 되지 않는다. 이와 같이 단순화 모델과 10차 모델의 동특성에 대한 전산 시뮬레이션결과를 비교할 때 단순화 과정이 타당함을 알 수 있다.

5.2 실험에 의한 검증

실험에 의한 검증 방법으로서 먼저 유압구동계의 동특성만을 실험한 경우와 실제로 유압구동계를 1/4-차량 모델에 장착하여 능동제어 현가장치를 구성한 경우의 실험을 수행하였고 이를 결과를 전산 시뮬레이션결과와 비교하였다.

5.2.1 유압구동계의 동특성 실험

실제 유압구동계의 계단입력 응답 및 주파수 응답특성에 대한 실험결과와 단순화된 유압구동계모델에 대한 시뮬레이션결과를 Fig.6과 Fig.7에 각각 대비하였다. Fig.6에서 계단입력 응답특성의 실험결과를 관찰하면 압력 상승시에는 시뮬레이션결과와 잘 일치한다. 그러나 압력 강하시에는 실험결과가 시뮬레이션결과 보다 빨리 하강한다. 이와 같은 현상은 본 논문에 사용된 댐핑밸브의 실제 구조에 있어서 작동유가 축압기에서 유출될 때의 유량계수가 유입될 때보다 상대적으로 작기 때문인 것으로 추측된다. 주파수응답의 실험결과는 4Hz 이하 영역에서 시뮬레이션결과와 대체로 잘 일치한다고 볼 수 있으나, 위상각의 경우 정현파 입력 신호의 진폭에 따라 시뮬레이션결과와 실험결과간에 차이가 나타난다. 이것은 실험에 사용된 압력제어밸브의 스프링이 중립위치

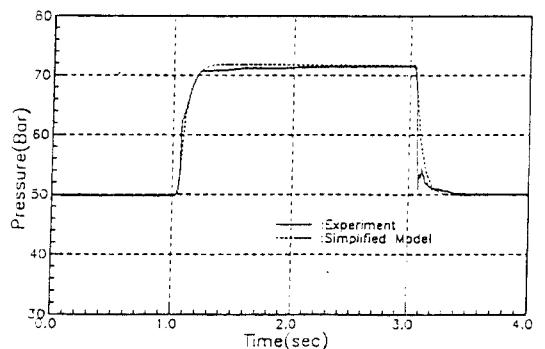


Fig.6 Step response of hydraulic system

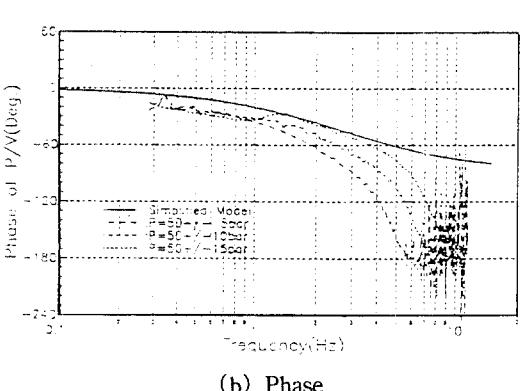
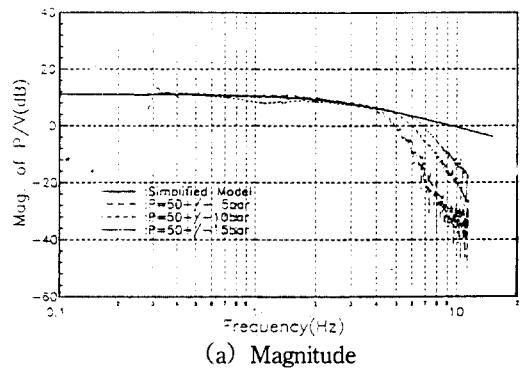


Fig.7 Frequency response function of hydraulic system

에서 오버랩을 갖기 때문인 것으로 판단된다. 이상과 같이 실험결과와 시뮬레이션결과를 비교하면 수학적 모델에서 고려하지 못한 댐핑밸브와 압력제어 밸브의 비선형성으로 인한 오차가 발생되나 전체적으로는 유압구동계의 단순화 모델

이 실제의 유압구동계를 적절히 잘 표현하는 것으로 평가된다.

5.2.2 1/4-차량 모델 현가 실험장치의 능동 현가제어 실험을 통한 유압구동계의 동특성 확인

유압구동계의 이론적 모델에 대한 타당성을 최종 확인하기 위해서 1/4-차량 모델 현가 실험장치에 스카이훅 제어이론을 적용하여 제진 성능을 실험하였다. 이 때 스카이훅 제어이론에 의한 제어입력 u 는 다음 식과 같다.⁽¹⁾

$$u = -K_p \cdot \dot{X}_s = -\underline{K}_h \cdot \underline{X}_e \quad (21)$$

여기서 K_p 는 스카이훅 제어이득, \underline{K}_h 는 $[0 \ K_p \ 0 \ 0 \ 0]$ 로서 제어이득 행렬이다. 식(21)을 식(20)에 대입하여 정리하면 전체 제어계는 다음 식으로 표현된다.

$$\underline{\dot{X}}_e = (\underline{A}_e - \underline{B}_e \underline{K}_h) \cdot \underline{X}_e + \underline{D}_{ew} \delta \dot{\underline{X}}_r \quad (22)$$

본 논문에서는 현가특성 실험을 위해서 실차 규모의 1/4-차량 모델 현가 실험장치를 Fig.8과 같이 제작하였다. 노면의 변화 조건으로서 진폭 ± 15 mm, 주파수 범위 0.3~4Hz의 정현파형으로 서어보 유압식 가진기를 이용하여 현가장치를 가진하였다. 제어이득 $K_p = 0.0, 0.005, 0.01, 0.015$ 일 때 현가특성인 노면의 수직 속도 성분에 대한 스프링상 질량의 가속도, 속도, 현가변위의 주파수응답특성을 시뮬레이션 결과와 비교하면 Fig.9, 10, 11과 같다.

Fig.9는 노면의 수직 속도 성분에 대한 스프링상 질량의 수직 가속도의 주파수응답특성 실험결과를 시뮬레이션 결과와 비교하여 보여준다. $K_p = 0$ 인 경우 실험결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치하고 1차 공진 주파수영역에서 K_p 의 증가에 따라 제어효과가 증가하며, 약 2.2Hz에서는 K_p 와 무관하게 수직 가속도가 일정한 값을 갖는 경향도 실험결과와 시뮬레이션 결과에서 확인된다. 즉 2Hz이하 영역에서는 스카이훅 맴퍼에 의한 제진이 효과적으로 이루어지며, 1차 공진점 부근인 0.8Hz에서 승객의 승차감에 연관된 스프링상 질

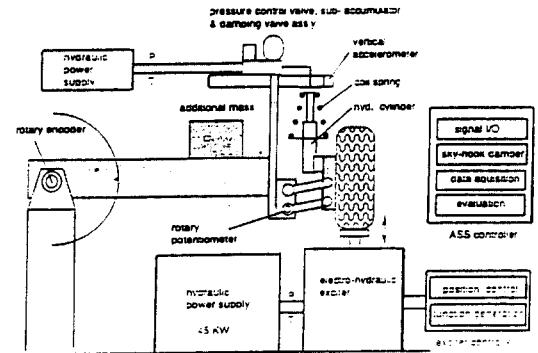
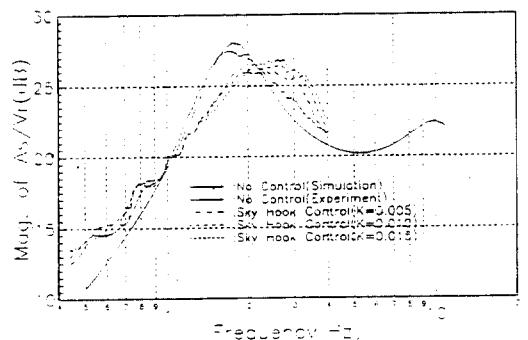
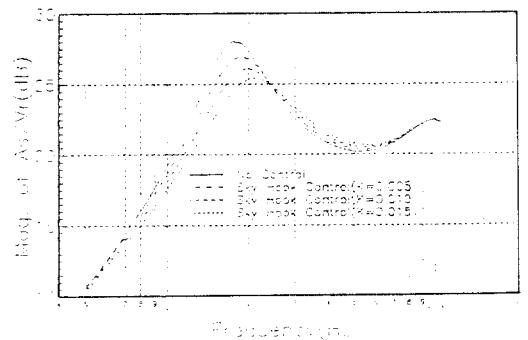


Fig.8 Schematic diagram of the test rig for active suspension system



(a) Experiment



(b) Simulation

Fig.9 Frequency response function for

$$|\frac{\dot{X}_s(j\omega)}{\dot{X}_s(j\omega)}|$$

량의 수직 가속도의 진폭이 약 2.5dB까지 감소됨으로써 승차감이 개선될 수 있음을 알 수 있다. Fig.10은 스프링상 질량의 수직 속도에 대한 주

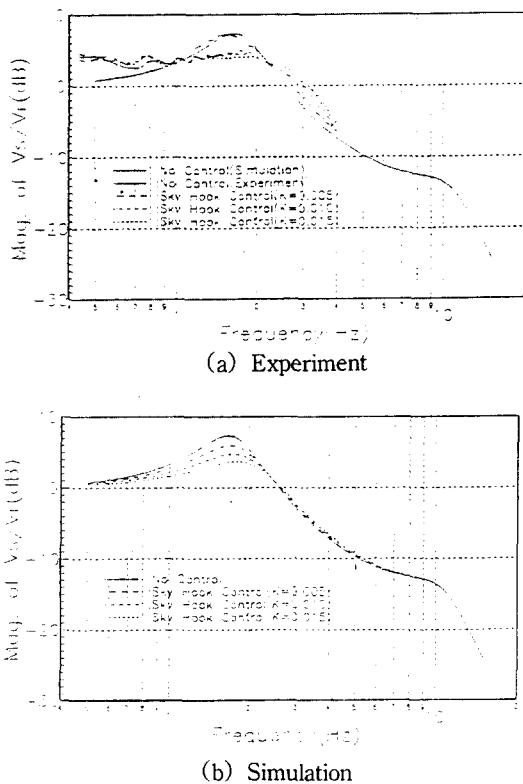


Fig.10 Frequency response function for

$$\left| \frac{X_s(j\omega)}{X_u(j\omega)} \right|$$

파수응답특성의 실험결과를 시뮬레이션결과를 비교하여 보여준다. 스프링상 질량의 수직 속도는 가속도계의 신호를 수치적분함으로써 간접적으로 측정하였다. 여기에서도 $K_p=0$ 인 경우 시뮬레이션결과와 실험결과가 잘 일치하며 스프링상 질량의 수직속도의 주파수응답특성을 관찰하면, 공진점 부근에서 제어효과가 잘 나타난다.

실험결과에서 2.2Hz이상의 주파수영역에서는 K_p 에 의한 제어효과가 거의 나타나지 않는다는, 이와 같은 경향은 시뮬레이션 결과에서도 관찰된다. 0.5Hz이하의 저주파수 영역에서는 스프링상 질량의 수직 가속도, 속도가 시뮬레이션 결과보다 크게 나타나는데, 그 이유는 수직 가속도 센서의 응답특성이 0.5Hz이하에서는 급격히 나빠지기 때문이다. Fig.11에서는 현가변위의 주파수 특성에 대한 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하

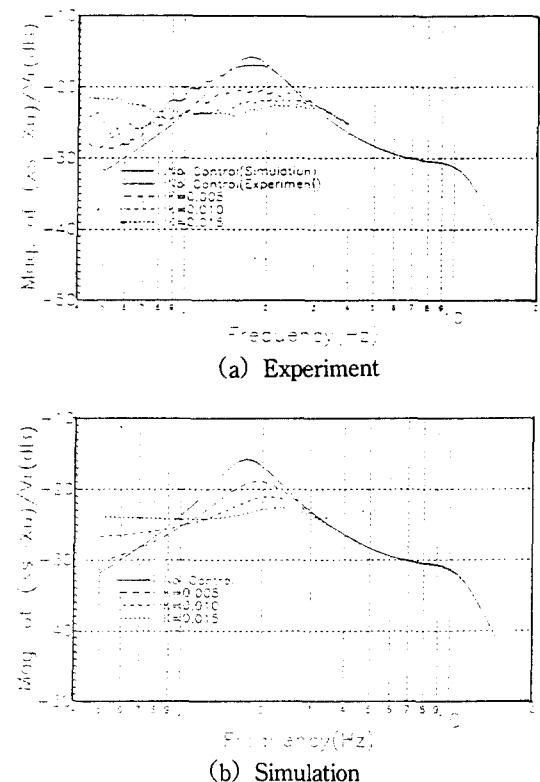


Fig.11 Frequency response function for

$$\left| \frac{(X_s(j\omega) - X_u(j\omega))}{X_u(j\omega)} \right|$$

였다. 1차 공진점 영역에서 K_p 가 증가함에 따라 제진효과가 비례적으로 나타나며, 1.2Hz영역 이하에서 제어효과의 변화 형태가 시뮬레이션 결과와 유사하게 나타난다. $K_p=0.015$ 일 때 1차 공진주파수 영역에서 현가변위의 주파수응답 크기가 약 10dB 감소하였다. 이와 같은 제어효과는 힘로 주행시 차체의 차고 변화가 크게 줄어들 수 있음을 나타낸다. 한편, 스카이 혹은 제어이론을 1/4-차량 모델에 적용하였을 때 스프링상 질량의 수직 가속도와 수직 속도에 대한 실험결과가 3Hz부근에서 시뮬레이션결과 보다 크게 나타난다. 이와 같은 현상은 실제 유압 실린더내의 마찰력에 의한 히스테리시스에 기인하는 것으로서 본 논문에서는 유압 실린더의 마찰력 특성을 확인하기 위하여, 압력제어 밸브의 입력 신호에 대한 실린더 변위의 변화를 측정하였고 그 결과는 그림

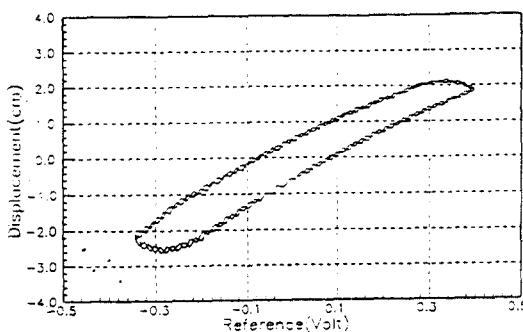


Fig.12 Reference-displacement diagram of hydraulic actuator cylinder

12과 같다. 전체 $-25\sim+20\text{mm}$ 의 구동 범위내에서 마찰에 의해 나타나는 히스테리시스는 $\pm 5\text{ mm}$ 로서 이는 전체 구동 범위의 $\pm 11\%$ 에 해당되며 이와 같은 히스테리시스는 제어계의 정현파 응답을 자연시킬 수 있다.⁽⁷⁾

이상과 같이 스카이 혹은 땅파 제어이론을 적용한 1/4-차량 모델 실험장치에서 현가특성을 실제로 측정하여 단순화된 유압구동계의 모델에 대한 타당성을 입증하였다.

6. 최종 검토

본 논문에서 저주파 대역형 능동제어식 현가장치에 사용되는 유압구동계의 단순화된 모델을 유도하고 검증한 과정을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 저주파 대역형 능동제어식 현가장치의 수학적 모델을 유도하여 계단입력 응답과 주파수 응답에 대한 전산 시뮬레이션결과를 실험 결과와 비교하여 수학적 모델의 타당성을 입증하였다.
- 2) 유압구동계의 구성요소중 축압기의 시상수가 다른 유압요소의 시상수에 비해 약 $10^3\sim 10^4$ 배 정도로 크기 때문에 축압기의 시간 지연이 전체 유압계의 동특성을 지배함을 규명하였고, 이를 근거로 하여 수학적 모델을 2차로 단순화 하였다.
- 3) 단순화된 유압구동계의 2차 모델을 1/4-차량 능동제어 현가장치에 적용하였을 때 얻어지는 전산 시뮬레이션결과가 실제 실험

결과와 잘 일치하는 것을 확인함으로써 단순화된 유압구동계 모델의 타당성을 입증하였다.

참 고 문 헌

1. 김동윤, “능동 현가제의 제어에 관한 연구”, 연세대학교 대학원 기계공학과 박사학위논문, 1993.
2. B. K. Chance, “1984 Continental Mark VII/Lincoln Continental Electronically-Controlled Air Suspension(EAS) System”, SAE 840342, pp.1-13, 1984.
3. Yuji Yokoya, Ken Asami, Noriyuki Nakashima, “Toyota Electronic Modulated Suspension (TEMS) System for the 1983 Soarer”, SAE 840341, pp.1-11, 1984.
4. Masanori Hirose, Seiichi Matsushige, Shuichi Buma, Kohji Kamiya, “Toyota Electronic Modulated Air Suspension System for the 1986 Soarer”, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.35, No.2, pp.193-200, May, 1988.
5. R. Bell, A. de Pennington, “Active compensation of lightly damped electrohydraulic cylinder drives using derivative signals”, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.184, No.4, pt 1, pp.83-98, 1969-1970.
6. 田中忠夫, 原良光彦, 濑澤省三, 堅本實, “サスペンションのアクティブ制御システム”, 自動車技術, Vol.42, No.1, pp.92-101, 1988.
7. H. E. Merritt, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons, Inc, pp.285-288, 1967.
8. 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, “승용차용 능동제어식 현가 시스템의 개발(I)”, 한국자동차공학회논문집 제2권 제2호, pp.73-82, 1994.

부 록

$$a_2 = \frac{A_s V_{ph} V_{lh}}{A_s D_s} \frac{V_{sh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{sh} K_{PZQP})} A_s K_{PQX} V_{sh} T_a$$

$$\begin{aligned}
a_1 &= \frac{A_s V_{yh} V_{lh}}{A_p D_s} - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} \\
&\quad + V_{yh} \frac{A_s^2}{D_s} (1 - L_A V_{lh}) \\
(K_{XSQ2} T_a + A_s K_{PXQX} V_{xh}) &- \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{yh} (1 - L_A V_{lh}) \frac{A_s^2}{D_s} \\
a_0 &= \frac{A_s V_{yh} V_{lh}}{A_p D_s} - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} K_{XSQ2} \\
&\quad + V_{xh} (1 - L_A V_{lh}) \frac{A_s^2}{D_s} \\
b_2 &= T_a [1 - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} \\
&\quad - \frac{V_{zh} K_{PYQP}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{yh} K_{PZQY} \\
&\quad - V_{yh} \frac{A_s^2}{D_s} - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{yh} \frac{A_s^2}{D_s} \\
&\quad + V_{xh} \frac{A_s^2}{D_s} - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} \frac{A_s^2}{D_s} \\
&\quad + V_{xh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \\
&\quad - \frac{V_{zh} K_{PYQP}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{xh} V_{yh} K_{PZQY} \frac{A_s^2}{D_s} \\
&\quad - V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \\
&\quad - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \\
&\quad + \frac{V_{zh} K_{PYQP}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PZQY} K_{PIQX} \\
&\quad - V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PXQX} \frac{A_s^2}{D_s} \\
&\quad - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \\
&\quad \times \frac{A_s^2}{D_s} - \frac{k_s^2}{D_s} T_a \\
&\quad - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} \frac{k_s}{D_s} T_a \\
&\quad - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \\
&\quad - \frac{V_{zh} K_{PYQP}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{yh} K_{PZQY} \frac{k_s}{D_s} T_a \\
b_1 &= 1 - L_A V_{lh} - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} (1 - L_A V_{lh}) \\
&\quad + V_{xh} V_{lh} K_{PIQX} K_{XSQ2} \frac{A_s}{D_s} T_a \\
&\quad - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \frac{A_s}{D_s} T_a
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{V_{zh} K_{PYQY}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PZQY} K_{PIQX} K_{XSQ2} \\
& + V_{xh} V_{lh} K_{PIQX} K_{XSQ2} \frac{A_s}{D_s} \\
& - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} V_{lh} K_{PIQX} K_{XSQ2} \\
& - V_{xh} V_{lh} K_{PXQX} \frac{k_s}{D_s} T_a + \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} \\
& - V_{xh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \frac{k_s}{D_s} T_a \\
& - \frac{V_{zh}(V_{ph} K_{PPQP} - 1)}{V_{ph}(1 - V_{zh} K_{PZQP})} V_{xh} V_{lh} K_{PXQX} K_{PIQX} \frac{k_s}{D_s} \\
& + \frac{V_{zh} K_{PYQY}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{xh} V_{yh} V_{lh} K_{PQXY} K_{PZQX} K_{PIQX} \\
& (1 - L_A V_{lh}) \frac{k_s}{D_s} \\
& - \frac{V_{zh} K_{PYQY}}{1 - V_{zh} K_{PZQP}} V_{yh} K_{PZQY} (1 - L_A V_{lh}) \frac{k_s}{D_s}
\end{aligned}$$