

진동에서 생기는 동적 하중을 줄이기 위한 능동 최적 제어

Active Optimal Control Techniques for Suppressing Dynamic Load in Vibration

김 주 형[†] · 김 상 섭^{*}

Joo Hyung Kim and Sang Sup Kim

(2001년 12월 22일 접수 ; 2002년 8월 31일 심사완료)

Key Words : State Variable(상태변수), Kalman Filter(칼만 필터), Reaction Force(반력), State Estimator(상태변수 추정기), Observer(관측기), Residual Flexibility Matrix(잔류 유연성 행렬)

ABSTRACT

Excessive vibration in flexible structures is a problem encountered in many different fields, causing fatigue of structural components. Passive techniques, though sometimes limited in their capabilities, have been used in the past to attenuate vibrations. Recently active techniques have been developed to enhance vibration control performance beyond that provided by their passive counterparts. Most often, the focus of active control methods has been to suppress structure displacements. In cases where vibration results in structure failures, displacement suppression may not be the best choice of control approaches (it can, in fact, increase dynamic loads which would be even more harmful to supports). This paper presents two optimal control methods for attenuating steady state vibrations in flexible structures. One method minimizes shaft displacements while another minimizes dynamic reaction forces. The two methods are applied to a model of a typical flexible structure system and their results are compared. It is found that displacement minimization can increase loads, while load minimization decreases loads.

기호설명

Λ = 대각선요소를 가진 행렬
 Φ_r / Φ_i = 유지된/제거된 모드를 가진 직교정규화된 행렬
 $\hat{x} / x - \hat{x}$ = 추정된 상태변수 벡터/오차항
 J = 목적함수
 K = 상태변수 피이드백 게인 행렬
 L = 관측기 게인 행렬
 M/K = 질량/강성 행렬

Q/R = 상태변수/제어 입력 가중 행렬
 $w(t)/q(t)$ = 물리적인/모달 좌표 벡터
 x_f = 외란 상태변수 벡터
 x_s = 유지된 모드를 포함하는 상태변수 벡터
 $y(t)$ = 출력(변위 혹은 반력)

1. 서론

과거로부터 기계를 사용하는 사람에게 진동은 중요한 문제로 인식되어 왔다. 또한 최근 여러가지 모터나 엔진에 의한 제품이 만들어지면서 이에 따른 진동 제어 연구의 필요성이 부각되었다. 진동의 원인은 질량중심이 기하학적인 중심과 맞지 않아서 일어나는 불평형질량(unbalanced mass)과 회전하는 축들의 중심선이 일치되지 않기 때문에 일어나는 축정렬불량

[†] 책임저자, 정회원, 국민대 공과대학 자동차공학 전문대학원

E-mail : jhkst@kookmin.ac.kr

Tel : (02) 910-4834, Fax : (02) 910-4718

^{*} 국민대 자동차공학 전문대학원

(misaligned shaft) 문제등 여러 가지로 나눌 수 있다. 이와 같은 진동은 진동 축에 큰 변위를 일으키는 것과 지지점에 큰 동적 하중을 전달하는 현상을 일으킨다. 이러한 과부하로 사용 중인 기계에서 변위가 기준 한도를 넘으면 기계에 심각한 손상을 초래할 수 있다. 그러나 대부분의 문제들은 변위가 기준한도를 넘기 전에 발생하며 초기에 발생한 결함이 과도한 동적 하중으로 인하여 베어링의 파손으로 나타난다. 초기에 정적 하중조건 아래 설계된 베어링은 앞서 언급한 두 가지 진동원인 때문에 하중의 증가와 베어링의 기계적 마모를 가져온다.

이와 같은 파손을 방지하기 위해 수동제어 기술은 계에 댐핑을 더하거나, 계의 고유진동수를 변화시키는 기술을 포함하고 있다. 또한 수동제어 기술들은 최적의 성능을 내기 위하여 계의 변화를 고려하여 여러 번의 재 설계가 수행하도록 되어 있다. 최근의 기술적인 발전은 수동제어보다 더 좋은 성능을 나타내는 능동제어에 더 많은 관심이 주어졌다. 이 능동제어 기술은 계의 변화에 따라 적응시간이 짧은 것이 특징이다. 지금까지는 능동제어 영역에서 이루어 놓은 대부분의 연구에서는 유연 구조물의 진폭을 제어 목표로 삼고 있다.^(1, 2) 이것은 진동에 대하여 변위나 가속도를 변위나 가속도 측정기로 쉽게 측정하여 이용되어질 수 있었다.

과거에는 반력 하중의 측정이 직접적으로 가능하지 않았다. 동적 하중의 최소화 문제는 그리 많은 주위의 관심을 끌지 못 하였다. 본 논문에서는 유연 구조물의 변위나 진폭을 제어하는 대신에 동적 하중을 제어하는 능동 제어방법⁽³⁾을 제시하였다. 이 논문에서 동적 하중을 줄이기 위하여 최적 제어 법칙이 쓰여졌다.

2. 모델 해석

2.1 모델 유도

(1) 운동 방정식 유도

이 연구에서 사용될 모델은 유한 요소로 모델링 되어 있다. 유한 요소법⁽⁵⁻⁷⁾에 의한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{M}_{cc}^T \\ \mathbf{M}_{cc} & \mathbf{M}_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{w}} \\ \ddot{\mathbf{w}}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{cc}^T \\ \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{w}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{F}_c \end{bmatrix} \quad (1)$$

물리적 좌표 \mathbf{w} 와 \mathbf{w}_c 는 절점 변위와 구속 변위, 또한, \mathbf{F} 와 \mathbf{F}_c 는 외력으로 가해 준 힘과 그에 따르는 반력으로 정의 된다. 여기에서 구속된 변위는 움직이지 않기 때문에 식 (1)은 두개의 식으로 나누어진다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}\mathbf{w} = \mathbf{F} \quad (2)$$

$$\mathbf{M}_{cc}\ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}_{cc}\mathbf{w} = \mathbf{F}_c \quad (3)$$

식 (2)의 가속도 벡터를 식 (3)에 치환하면, 식 (3)의 반력은 다음 형태로 주어질 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_c &= \mathbf{M}_{cc} \{ \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{F} - \mathbf{K}\mathbf{w}) \} + \mathbf{K}_{cc}\mathbf{w} \\ &= (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K})\mathbf{w} + \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{aligned} \quad (4)$$

이 반력은 변위 벡터와 외력의 함수이다. 그러므로 변위 벡터가 보유하는 모드의 수에 따라 정확도가 달라진다. 변위를 다음과 같은 진동형 변환을 가진 형태로 전개할 수 있다.

$$\mathbf{w}(t) = \Phi \mathbf{q}(t) \quad (5)$$

진동형 벡터 여기서 Φ 는 계의 직교 정규화된 진동형 행렬(modal matrix)이고 $\mathbf{q}(t)$ 는 진동형 좌표의 벡터이다. 진동형 벡터는 $\mathbf{q}(t)$ 는 $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_r^T \ \mathbf{q}_t^T]^T$ 로 나누어지는데, 첨자 r 와 t 는 유지된 모드와 제거된 모드를 나타낸다.

(2) 반력 유도

식 (5)의 변위 벡터는 다음과 같이 쓰여 질 수 있는데

$$\mathbf{w} = (\mathbf{K}^{-1} - \Phi \Lambda_r^{-1} \Phi_r^T) \mathbf{F} + \Phi_r \mathbf{q}_r \quad (6)$$

여기서, Λ_r 는 대각선 방향의 요소를 가진 행렬이다. 식 (6)속에 괄호 안에 들어있는 항이 잔류 유연성 행렬이다, 더 정확한 반력의 평가를 위해 잔류 유연성 행렬이 포함된 식 (6)을 식 (4)에 치환하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_c &= (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}) \{ (\mathbf{K}^{-1} - \Phi_r \Lambda_r^{-1} \Phi_r^T) \mathbf{F} \\ &\quad + \Phi_r \mathbf{q}_r \} + \mathbf{M}_{cc}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{aligned} \quad (7)$$

(3) 상태변수 방정식 모델

상태변수가 많으면 추정기가 연산하는데 시간이 많이 걸리기 때문에, 실시간 제어목적을 위해 변위는 5개의 모드로 축소되어졌다. 식 (6)을 식 (2)에 대입하고, Φ_r^T 을 곱하여 진동형 형태로 다시 쓰면 운동방정식은 유지된 모드의 요소로서 표현될 수 있다.

$$\ddot{\mathbf{q}}_r = \Phi_r^T \mathbf{r} \mathbf{F} - \Lambda_r \mathbf{q}_r \quad (8)$$

식 (8)속에서 외력을 받고 있는 항은 외란항 $\mathbf{f}(t)$ 와 제어 입력항 $\mathbf{u}(t)$ 으로 분리된다. 주어진 상태 벡터 $\mathbf{x}_s = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_r^T & \dot{\mathbf{q}}_r^T \end{bmatrix}^T$ 를 이용하여, 상태 방정식 형태로 쓰여진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_s &= \mathbf{A}_s \mathbf{x}_s(t) + \mathbf{B}_s \bar{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{G}_s \mathbf{f}(t) \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Lambda_r & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{x}_s + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_r^T \mathbf{F}_u \end{bmatrix} \mathbf{u} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_r^T \mathbf{F}_f \end{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}_s \mathbf{x}_s(t) + \mathbf{D}_1 \bar{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{D}_2 \mathbf{f}(t) \end{aligned} \quad (9)$$

\mathbf{y} 는 변위나 반력과 관계된 출력 행렬을 나타낸다. 만약에 변위가 출력이라면,

$$\mathbf{C}_s = [\mathbf{C}_1 \Phi_r, \mathbf{0}]^T \quad \mathbf{D}_1 = \mathbf{D}_2 = \mathbf{0} \quad (10)$$

행렬 \mathbf{C}_1 은 감지기의 위치 행렬을 나타낸다. 위식과는 달리 반력이 출력이 된다면, 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_s &= [(\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}) \Phi_r, \quad \mathbf{0}] \\ \mathbf{D}_1 &= \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_u + (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K})(\mathbf{K}^{-1} \\ &\quad - \Phi_r \Lambda^{-1} \Phi_r^T) \mathbf{F}_u \\ \mathbf{D}_2 &= \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_f + (\mathbf{K}_{cc} - \mathbf{M}_{cc} \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K})(\mathbf{K}^{-1} \\ &\quad - \Phi_r \Lambda^{-1} \Phi_r^T) \mathbf{F}_f \end{aligned} \quad (11)$$

(4) 외란 모델링

식 (9)에서 존재하는 외란은 조화 함수로 가정되고, 그 외란은 조화 형태를 지닌 상태 방정식 형태로 얻어진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_d &= \begin{bmatrix} \dot{f} \\ f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} \\ -\omega_d^2 & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{x}_d + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{1} \end{bmatrix} \eta \\ &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}_d + \mathbf{B}_d \eta \\ \mathbf{f} &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}_d \quad \mathbf{C}_d = [\mathbf{1} \quad \mathbf{0}] \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 η 는 백색 잡음 입력, \mathbf{A}_d 와 \mathbf{B}_d 는 외란과 관계된 행렬이고, \mathbf{x}_d 는 외란을 나타내는 상태 벡터이다.

(5) 저주파 통과 필터

간단한 저주파 통과 필터의 전달함수는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\bar{u}(s)}{u(s)} = \frac{G_o \omega_c}{s + \omega_c} \quad (13)$$

여기에서 $u(s)$ 는 D/A 변환기 채널의 출력이고, $\bar{u}(s)$ 는 파워 앰프로 보내지는 제어 입력이고, ω_c 는 저주파 통과 필터의 절점 주파수이다. 실험에서는 두 제어 채널에 하나씩 필요하다. x_{f1} 와 x_{f2} 는 저주파 통과 필터의 상태 변수이다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_{f1} \\ \dot{x}_{f2} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\omega_c & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\omega_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{f1} \\ x_{f2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_o \omega_c & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & G_o \omega_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{f1} \\ x_{f2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)는 다음과 같이 요약되어 진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_f &= \mathbf{A}_f \mathbf{x}_f + \mathbf{B}_f \mathbf{u} \\ \bar{\mathbf{u}} &= \mathbf{C}_f \mathbf{x}_f \end{aligned} \quad (15)$$

(6) 전체 계의 상태 변수 방정식

외란 모델과 필터 모델을 포함한 전체 계의 상태 방정식은 하나의 상태 방정식으로 요약되어 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_s \\ \dot{\mathbf{x}}_f \\ \dot{\mathbf{x}}_d \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_s & \mathbf{B}_s \mathbf{C}_f & \mathbf{G}_s \mathbf{C}_d \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_f & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_s \\ \mathbf{x}_f \\ \mathbf{x}_d \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_f \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \mathbf{v}_1(t) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{D}_1 \mathbf{C}_f & \mathbf{D}_2 \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_s \\ \mathbf{x}_f \\ \mathbf{x}_d \end{bmatrix} + \mathbf{v}_2(t)$$

여기서는 $\mathbf{v}_1(t)$ 와 $\mathbf{v}_2(t)$ 는 잡음을 나타내고, 위의 식은 다음과 같이 쓰여진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{Gv}_1 \\ \mathbf{y} &= \mathbf{Cx} + \mathbf{v}_2 \end{aligned} \quad (17)$$

$$J = \frac{1}{2} \mathbf{x}_{t_f}^T \mathbf{S}_0 \mathbf{x}_{t_f} + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [\mathbf{z}^T \mathbf{Q}^* \mathbf{z} + \mathbf{u}^T \mathbf{R}^* \mathbf{u}] dt \quad (21)$$

3. 제어법칙

3.1 상태변수 추정

식 (7)에서 주어진 형태의 반력을 얻기 위해서 모든 상태 변수 x 의 정보가 알려져야 한다. 이들 모든 상태변수들을 알기 위해 칼만 필터 추정기를 이용하여 필요한 상태 변수의 정보를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\mathbf{x}}} &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{L}(\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}) \\ \hat{\mathbf{y}} &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, $\hat{\mathbf{x}}$ 는 상태 변수의 추정치로 표현되고, 추정기 계인 \mathbf{L} 행렬은 LQG^(8, 9)(linear quadratic gaussian) 방법을 사용하여 얻을 수 있다.

3.2 최적 변위제어

최적 제어기 설계 과정에서 목적함수^(10, 11)는 다음과 같이 정의된다.

$$J = \frac{1}{2} \mathbf{x}_{t_f}^T \mathbf{S}_0 \mathbf{x}_{t_f} + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}] dt \quad (19)$$

상태방정식을 최적제어의 구속 조건식으로 상태변수 피드백 계인 행렬 \mathbf{K} 를 구해 $\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{x}$ 에 대입하여 제어 입력을 얻을 수 있다. 가중 행렬 \mathbf{Q} 와 \mathbf{R} 의 대각선상 요소들은 반력과 제어입력을 줄이기 위한 값으로 정의된다.

3.3 최적 반력제어

반력을 제어할 경우에 상태변수 \mathbf{x} 대신에 제어 변수인 반력 \mathbf{z} 로 대신한다.

$$\mathbf{z} = \mathbf{F}_c = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du} \quad (20)$$

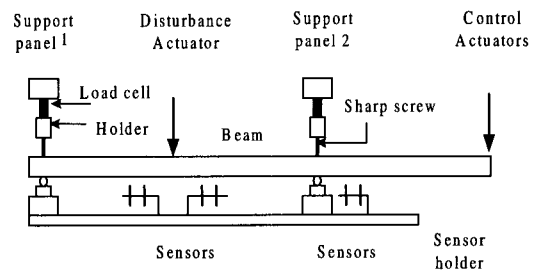
이러한 반력을 최소화할 목적을 위하여 $\mathbf{D}=0$ 값을 갖는다. 이 같은 이유로는 제어 입력이 상태변수에서 필터 상태에 관하여 쓰여졌기 때문이다. 식 (20)을 이용하여 반력 최소화를 위한 가격 함수는 다음과 같이 정의된다. 가중 행렬 \mathbf{Q}^* 와 \mathbf{R}^* 의 대각선상 요소들은 반력을 줄이기 위한 값으로 정의된다.

4. 실험장치

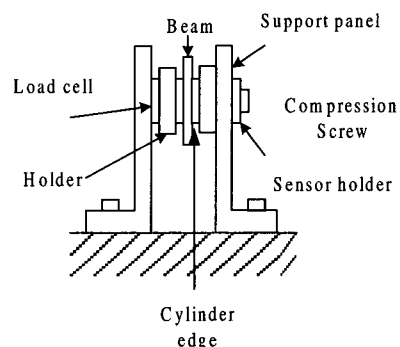
실험 장비와 장치는 Table 1과 Fig. 1에 나타나 있는데, 이 중 보는 3.125×25×610 mm의 제원을 가지고 있다. 이 보의 작은 3개의 고유 진동 수는 충격해머 실험으로 29.6, 71.2, 167 Hz로 측정되어졌다.

Table 1 List of experimental apparatus

Equipment	Specification
Displacement sensors	Kaman KD-4000 probe
Disturbance shaker	Ling Dynamics
Force transducer	PCB model 208(Piezoelectric)
Function generator	Stanford Research Systems model DS 345
Data acquisition board	National Instruments AT-MIO-16F-5



(a) Topview



(b) Endview

Fig. 1 Schematic of experimental test rig

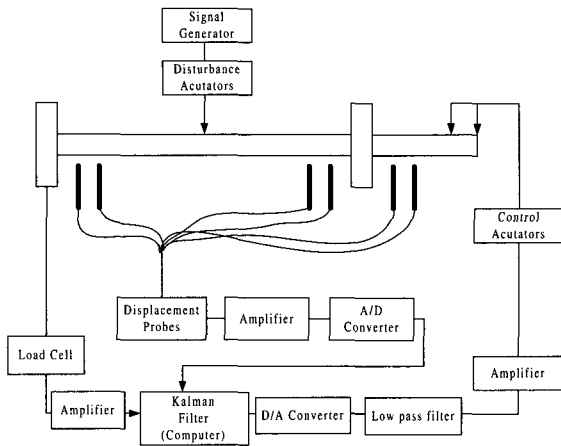


Fig. 2 Schematic diagram of experimental procedure for active control of reaction forces

Fig. 2에서 실험과정을 나타내었다. 가진기에 의해 외란을 보에 적용하며, 보의 진동 변위와 지점의 반력을 생성한다. 변위 감지기는 현재 보의 변위를 측정하고, A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 이에 대한 정보를 제공한다.

컴퓨터는 외란 상태변수를 포함하여 모든 상태변수를 칼만 필터 추정기를 통하여 계산하고, 이같은 정보를 바탕으로 현재의 반력을 얻는다.

지점의 반력이 제어될 때, 반력이 제어할 신호로서 사용되며, 이에 따르는 제어 입력은 새롭게 계산된다. 동적 반력을 작게 할 목적으로 컴퓨터로부터 A/D 변환기를 통해 제어 가진기로 보내어진다.

5. 결 과

5.1 실험결과

이 연구에서 3가지 경우들이 실험되었다.

(1) 중앙변위 제어, (2) 첫번째 지점의 반력 제어, (2) 두번째 지점의 반력을 제어한 결과를 나타내었다. 계에 가해진 외란 모델은 조화힘으로 규정된다. $f(t) = f_0 \sin(\omega t)$ 여기서 $f_0 = 1.5$ N, 주파수 $\omega = 10, 20, 40$ rad/sec.

(1) 변위 제어 실험의 경우

Fig. 3을 보는 바와 같이 실험에서 기대한 대로 중앙변위는 감소하였다. 결과에서 보는 것과 같이 1.3초 지난 후에 제어를 시작하였다.

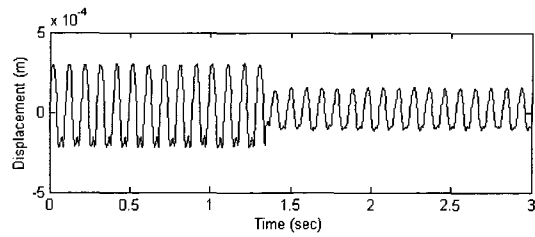


Fig. 3 Control of displacement using the LQG algorithm showing experimental midspan displacement

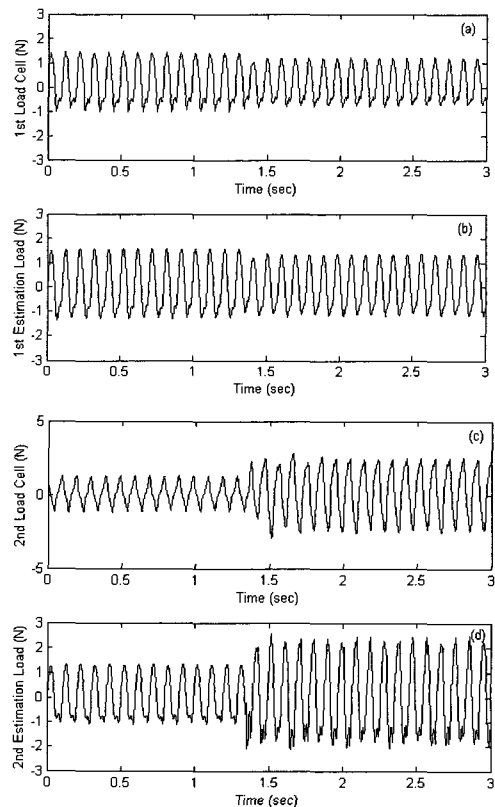


Fig. 4 Control of displacement using the LQG algorithm with Kalman estimation, showing (a) measured load in support 1, (b) Kalman estimate of load in support 1, (c) measured load in support 2, (d) Kalman estimate of load in support 2. The weighting matrix is illustrated as follows : $Q = \text{diag}[5.e4 \ 1]$

Fig. 4는 4개의 그림으로 되어 있는데, (a) 측정된 지점 1의 반력, (b) 추정된 지점 1의 반력, (c) 측정된 지점 2의 반력, (d) 추정된 지점 2의 반력을 나타낸다. 직접 측정된 반력은 로드 셀로부터 나오는 신

호로 측정되고 칼만 필터의 결과와 로드 셀에서 얻은 실시간 결과와 비교된다.

첫번째 실험은 중앙변위가 제어되었다. Fig. 4(a)와 (b)는 실제 첫번째 로드 셀로부터의 신호와 추정된 지점 1의 반력을 나타낸 것이다. Fig. 4(c)와 (d)는 변위 제어동안에 지점 2의 반력이 증가하는 경향을 볼 수 있다.

(2) 첫 번째 반력 제어 실험의 경우

첫번째 실험은 지점 1의 반력이 제어되었다. Fig. 5(a)와 (b)는 실제 첫번째 로드 셀로부터의 신호와 추정된 지점 1의 반력을 나타낸 것이다.

이 제어 입력의 결과로 40%의 감소를 나타내고 있다. Fig. 5(c)와 (d)는 지점 1의 반력이 줄어드는 동안 지점 2의 반력이 증가하는 경향을 볼 수 있다.

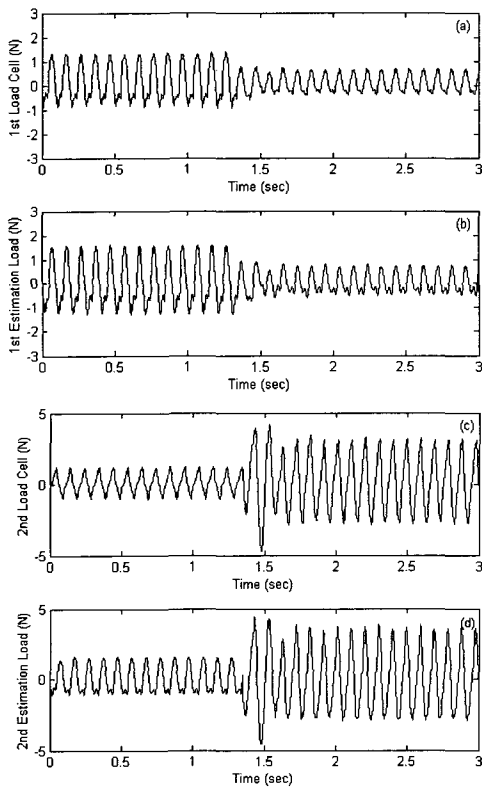


Fig. 5 Control of support load 1 using the LQG algorithm with Kalman estimation, showing (a) measured load in support 1, (b) Kalman estimate of load in support 1, (c) measured load in support 2, (d) Kalman estimate of load in support 2. The weighting matrix is illustrated as follows: $Q^* = \text{diag}[3.0 \ 0.1]$

이에 대한 이유로는 Fig. 6에서 보여진바와 같이 제어입력과 첫번째 지점의 반력과 위상이 반대이다.

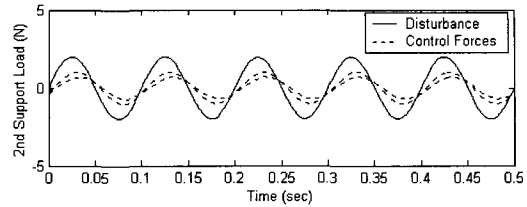


Fig. 6 Effects of disturbance and control forces in second support for 1st support load control

(3) 두 번째 반력 제어 실험의 경우

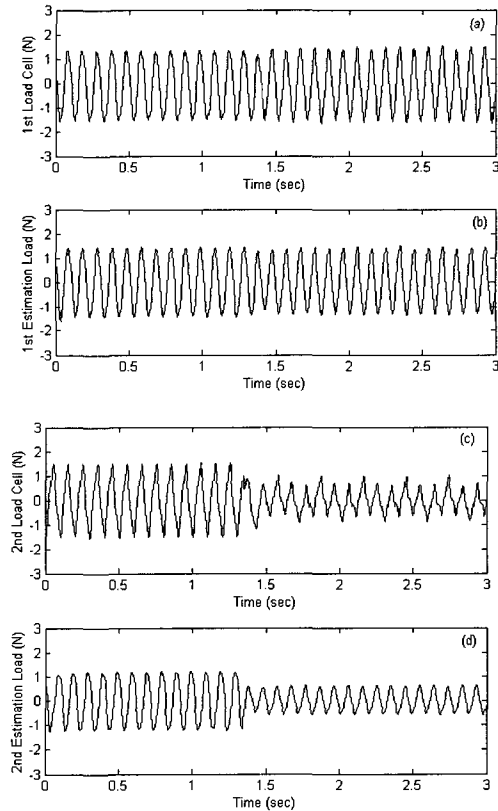


Fig. 7 Control of support load 2 using the LQG algorithm with Kalman estimation, showing (a) measured load in support 1, (b) Kalman estimate of load in support 1, (c) measured load in support 2, (d) Kalman estimate of load in support 2. The weighting matrix is illustrated as follows: $Q^* = \text{diag}[0.1 \ 3.0]$

두번째 실험에서는 지점 2의 반력이 제어되었다. Fig. 7(c)와 (d)는 지점 2의 실제 로드 셀로부터의 신호와 추정된 지점 2의 반력이 감소를 나타낸 것이다. 제어 입력의 위치나 기하학적 이점 때문에 지점 1의 반력 제어보다 지점 2의 반력 제어가 지점 2의 반력을 쉽게 작게 만들 수 있다.

5.2 20과 40 Hz 실험의 경우

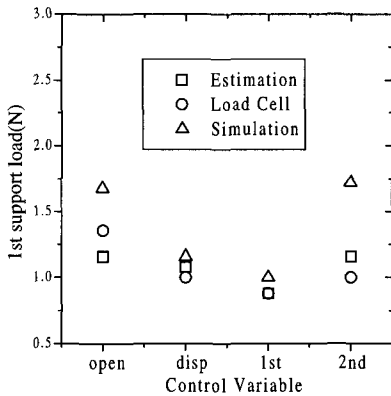
Figs. 8~9는 다른 외란 주파수의 경우인 20과 40 Hz의 결과를 나타낸 것이다. 20 Hz의 결과는 동적 효과가 가장 큰 지역으로 묘사되고, 40 Hz의 경우는 첫 번째 고유주파수를 넘는 운행 상태를 표시한 것이다.

Figs. 8~9는 2개의 그림을 가지고 있다. 이 중 하나의 그림 중 x축은 3가지 경우 개루프 변위제어, 첫 번째 지점 반력 제어, 두 번째 지점 반력 제어 결과를 나타낸다. 또한 y축상의 값은 (a) 지점 1과 (b) 지

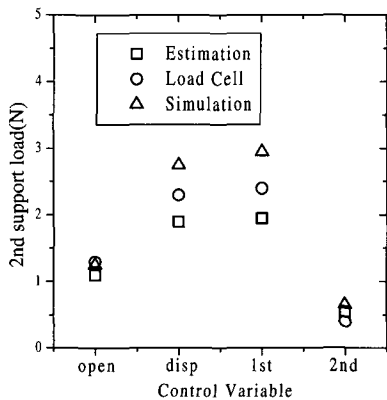
점 2의 반력을 나타낸다. 여기 그림에서 ○는 직접 측정된 결과, △은 유한 요소법으로 산출한 결과, □는 관측기로부터 추정된 결과를 나타낸다.

모든 제어기의 경우에는 각각의 목표가 되는 변수를 감소하는 것을 보여주는 데, 목적 변수 외에 다른 변수에는 예기치 않은 결과를 보여준다. 변위제어기는 20 Hz의 경우에는 두 번째 지점의 반력을 크게 증가시키고, 40 Hz경우에는 첫 번째와 두 번째 지점 반력의 증가가 눈에 띈다. 이것은 외란, 제어입력의 위치와 모드 형태의 혼합된 효과이다. Figs. 8~9에서 측정된 하중과 평가한 하중 사이에 약간의 차이가 나타나나 근사적으로 개루프와 두 번째 반력 제어는 결과의 근사함을 보여준다.

결과적으로, Figs. 8~9에서 직접 측정된 하중과 칼만 필터로 추정된 하중 사이에 일반적으로 두 가지 결과가 일치하는 경향을 나타낸다.

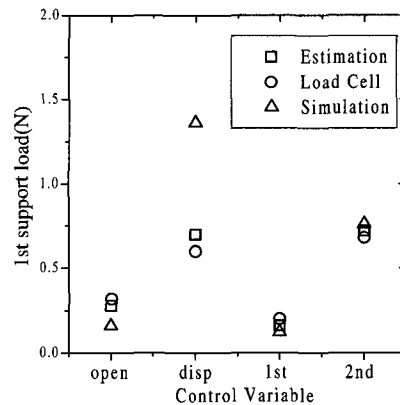


(a) 1st support load

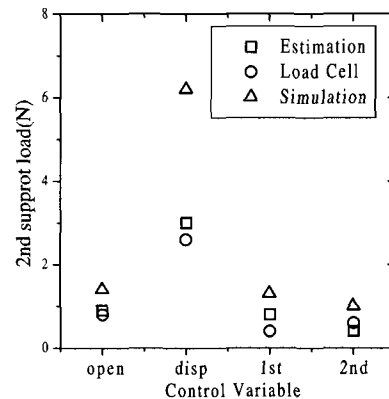


(b) 2nd support load

Fig. 8 Results for 20 Hz excitation tests



(a) 1st support load



(b) 2nd support load

Fig. 9 Results for 40 Hz excitation

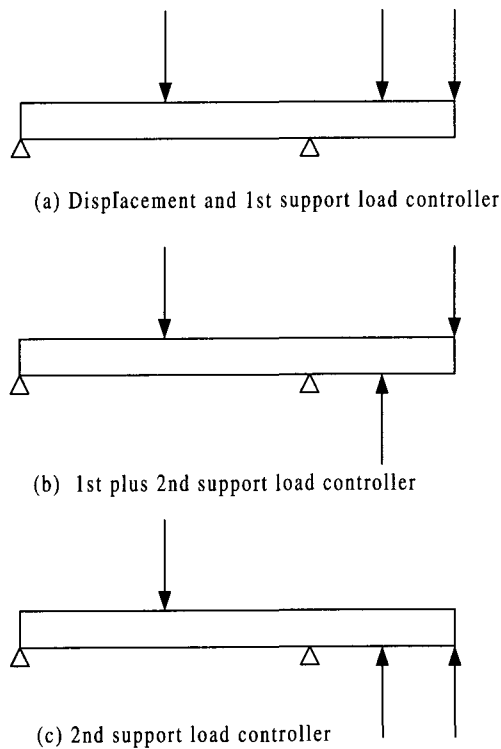


Fig. 10 Comparison with the direction of the control forces

5.3 제어 입력의 방향

LQG 제어기의 방향을 비교하여 보면, 다음과 같은 흥미있는 상황을 알 수 있다. Fig. 10은 제어기의 가진기 방향에 대한 삽화를 나타내었다. 현재의 환경에서는 두개의 제어 입력의 방향이 첫 번째 동적 하중 제어와 두 번째 하중제어의 경우에 다르다.

Fig. 10(a)에서 변위와 첫 번째 하중제어의 경우에는 같은 결과를 낳는다. 변위를 줄이기 위해 제어 입력이 같은 위상을 갖는 것은 당연한 이치다. Fig. 10(b)에서 같은 값의 첫 번째와 두 번째 하중제어의 경우에는 첫 번째의 제어 입력의 방향이 변위 제어의 경우에 비교하여 반대로 표현되고, Fig. 10(c)에서의 결과의 차이역 구실을 한다. Fig. 10(c)의 결과는 두 번째 하중제어의 경우에는 두개의 제어 입력의 위상이 반대로 움직인다.

4. 결 론

이 연구에서는 직접 측정할 수 없는 동적 반력을

억제하는 수단을 제공하였다. 칼만 필터는 직접적인 하중의 측정을 제거할 수 있는 것이고, 정확한 하중의 측정을 제공하기 위하여 잔류 유연성 행렬을 보충 수단으로서 사용하였다.

(1) 실험에서 직접 하중을 측정된 결과와 칼만 필터의 결과는 어느 정도 비슷한 추정을 보여 준다.

(2) 결과적으로 각각의 제어기는 동적 반력을 제어 하는데 효과적이다.

(3) 칼만 필터의 결과와 실제 실험에서 직접 하중을 측정된 신호 사이에 오차를 더 감소시키면 동적 반력의 제어로 더 좋은 제어 결과를 얻을 수 있다.

5. 후 기

이 논문은 2002년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- (1) Lewis, D. E., and Allaire, P. E., 1987, "Rotor to Base Control of Rotation Machinery to Minimize Transmitted Force", Structural Control, H. H. E. Leipholz (Ed.), Matimas Nijhoff Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp. 408~425.
- (2) Hansen, O. E. and Bell, K., 1979, "On the Accuracy of Mode Superposition Analysis in Structural Dynamics", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 7, pp. 405~411.
- (3) Kim, J. H., Clark, W. W., and Marangoni, R. D., 1993, "Feedback Techniques for Minimizing Bearing Loads in Rotating Machinery", Second Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, Fuller, C. R., Silcox, R. J., and Burdisso, R. A. (Eds.), Blacksburg, VA, pp. 885~896.
- (4) Burdess, J. S. and Metcalfe, A. V., 1983, "Active Control of Forced Harmonic Vibration in Finite Degree of Freedom Structures with Negligible Natural Damping", Journal of Sound and Vibration, Vol. 91, No. 3, pp. 48~59.
- (5) Meirovitch, L., 1990, Dynamics and Control Structures, John Wiley & Sons, New York.

(6) 김주형, 2001, "유연 구조물의 능동 반력 제어 기 설계", 한국소음진동공학회지, 제 11 권 제 1 호, pp. 68~75.

(7) Petyt, M., 1990, Introduction to Finite Element Vibration Analysis, Cambridge Univ. Press, Boston, MA.

(8) Bong, W. and Marcelo, G. 1992, "Control Synthesis for Flexible Space Structures Excited by Persistent Disturbance", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 15, No. 5, pp. 73~80.

(9) Sievers, L. A. and von Flotow, A. H., 1989, "Comparison of Two LQG-Based Methods for Disturbance Rejection", Proceedings of the 28 IEEE Conference on Decision and Control, Tampa, FL, pp. 483~485.

(10) Kwakernaak, H. and Sivan, R., 1972, Linear Optimal Control Systems, Wiley-interscience, New York.

(11) Stengel, R. F., 1986, Stochastic Optimal Control, John Wiley and Sons, New York, NY.