

# 휴대장치용 새로운 자기 스프링 액추에이터의 해석

한 인 환\*

(2004년 6월 29일 접수, 2004년 9월 30일 심사완료)

## Analysis of Novel Magnetic-Spring Actuators for Portable Units

Inhwan Han

**Key Words:** Portable Display Unit(휴대용 디스플레이 장치), Shaking Forces(요력), Balance(균형), Magnetic Springs(자기 스프링)

### Abstract

SLA(Scanned Linear Array) is a portable display unit for implementing next-generation virtual realities, utilizes a design that light generated by a line of LEDs is reflected from the rapidly oscillating mirror to generate a raster display. Reaction forces generated by the motions of the mirror and counter-balance mass cancel each other at the device base, reducing vibration. Metal leaf springs have been extensively applied in such portable units. Magnetic springs have been developed and adopted that can replace the metal spring and can avoid many disadvantages of metal springs. We model and analyze the dynamics of the structure with magnetic springs and present the simulation and experimental analysis results, which can be utilized for identifying and eliminating possible problem sources in removing shaking forces and moments, and oscillating the mirror at the required amplitude and frequency. Finally, we present the improved novel magnetic actuator model which can be applied in portable display units.

### 1. 서론

일렬의 LED소자로부터 주사되는 광신호를 진동하는 소형 거울에 반사시켜 래스터 스캔 이미지를 형성하는 Scanned Linear Array (SLA)와 같은 차세대 가상현실 구현에 필요한 디스플레이 유닛에서 거울을 진동시키는 소형 액추에이터 부분은 주요한 핵심요소가 된다. 이러한 액추에이터 설계에서 특히 고려해야 할 점은 진동 절연과 소비 전력의 최소화이다. SLA가 휴대용 장치에 사용된다는 점에서 거울의 진동으로 케이스에 전달되는 요력을 제거하는 절연 설계가 요구되며, 가능한 외형 치수나 그 무게를 줄일 수 있는 방향의 설계 개념이 요구된다.<sup>(1)</sup>

시스템의 외부로 전달되는 불필요한 요력을 감소 또는 제거하기 위한 대표적인 방법들 중에 하나가 카운터 발란스 질량을 장착하는 것이다. 이 방법을 적용한 대표적 예로, 자동차 엔진 크랭크축에 장착된 카운터 발란스 질량이 있다. Zang 등<sup>(2)</sup>은 외력이 가해지는 3자유도 진동 기구의 요력 최적화에 관한 실험적 연구를 수행한 바 있으며, Lee 등<sup>(3)</sup>은 고속 운동 기구에서 카운터 발란스 질량에 의해 발생하는 요력, 요력 모멘트 그리고 입력 토오크 불안정 간의 최적화 방안을 제시하였고, Tricamo 등<sup>(4)</sup>은 이론적으로 완벽한 요력의 제거가 가능한 기구 설계 기법을 연구한 바 있으며, Bagci<sup>(5)</sup>는 3차원 기구에서 완벽한 요력 제거에 대해 연구하였다. 최근, Yu 등<sup>(6)</sup>은 유연 기구에 대한 동적 발란싱 기법에 관한 연구 결과를 발표하였다. 한편, 카운터 발란스 질량 장착으로 인한 시스템의 질량 증가의 단점을 극복하기 위해, 스프링을 사용하는 방법에 대해서도 연구가 진행되어 왔다.<sup>(7-8)</sup>

\* 회원, 홍익대학교 기계정보공학과  
E-mail : ihhan@wow.hongik.ac.kr  
TEL : (041)860-2581 FAX : (041)865-9321

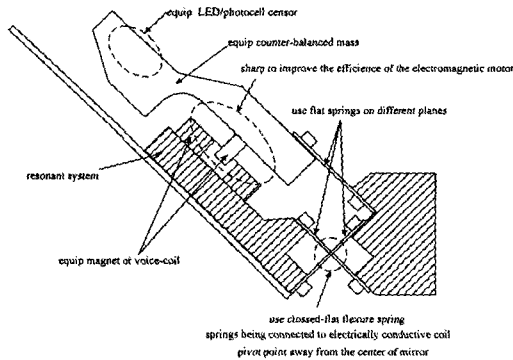


Fig. 1 U.S. Pat. No. 4902083

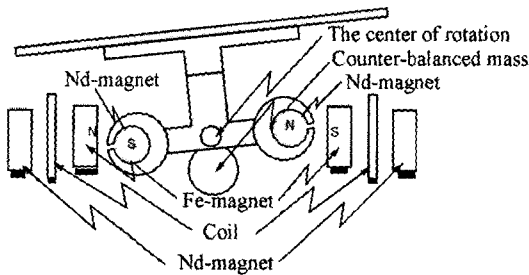


Fig. 2 The magnetic-spring actuator

공진 진동 기구를 이용한 소비 전력의 절감 그리고, 케이스에 전달되는 요력을 줄이기 위한 카운터 발란싱 기법 등이 소형 액추에이터 설계 시 참고할 수 있는 고전적이면서도 보편적인 방안이다. 그리고 이러한 기법들을 이용하여 설계된 SLA 액추에이터들이 미국 특허<sup>(9)</sup>로 등록되어 있다. 이들은 대부분 거울과 카운터 발란스 질량의 기구학적 구속과 동력학적 요소로서 판 스프링을 사용한다. 그러나, 판 스프링을 사용한 소형 액추에이터에서 판 스프링의 연속적 변형은 열을 발생시키며, 감쇠 요소도 포함되어 있다. 또한, 이러한 기계적 스프링은 소음의 원인이 될 수 있으며, 결국 액추에이터 효율 저하 요인들 중 하나이다. 따라서 이러한 문제점이 없는 자기 스프링<sup>(10)</sup>을 사용하는 것이 보다 효율적일 것이다.

본 논문에서는 자기 스프링을 이용한 액추에이터 설계 과정 중에서 형상화된 모델의 수학적 모델링, 컴퓨터 시뮬레이션 해석 결과 및 실험 결과를 제시한다. 이는 소형 액추에이터의 전반적인 개발과정에서 주요한 부분이며, 개발 과정의 기간과 비용 축소 효과 및 결과물의 신뢰도를 높이는 데 기여할 수 있을 것이라 여겨진다.

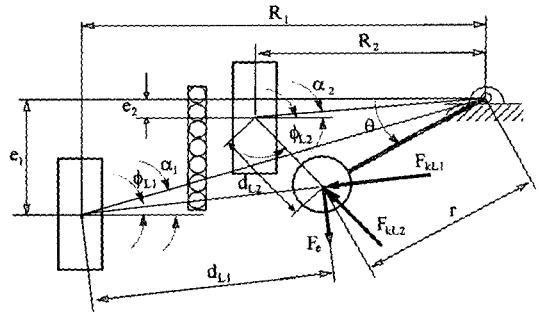


Fig. 3 Modelling of the magnetic-spring actuator

## 2. 자기스프링 액추에이터 모델링

본 연구에서는 Fig. 1에 보여지는 SLA 액추에이터에 대한 미국 특허 모델<sup>(9)</sup>처럼 판 스프링을 사용하지 않고, 자기 스프링 액추에이터를 대상으로 하였다. 본 연구에서 대상으로 삼은 휴대용 장치 시작품의 구조는 Fig. 2에 보여지고, Fe(페라이트)-자석과 카운터 발란스 질량은 각각 자기 복원력과 구동력 증가, 진동절연을 목적으로 추가한 것이다. Fig. 3은 회전자에 작용하는 힘을 나타내기 위해 단순화하여 회전 중심을 기준으로 왼쪽 부분의 자석과 코일 등을 나타낸 것이다. 이 회전자에 작용하는 힘은 크게 액추에이터에 의해 발생하는 구동력과 자기 복원력으로 나눌 수 있으며, 공기 저항력, 마찰력 등은 감쇠력으로 모델링하였고 중력의 효과는 상대적으로 영향이 작은 것으로 고려하여 무시하였다. 각각의 힘은 각 자석의 기하학적 중심에 작용하는 것으로 고려하며, 자기 복원력은 자석간의 상대 위치 벡터 방향으로 작용하고, 구동력은 두 Nd(네오디뮴)-자석간의 상대 위치 벡터에 수직인 방향으로 작용하는 것으로 하였다. 회전자의 회전에 따른 자속 방향 변화는 Fe-자석이 장착됨으로서 없는 경우에 비해 감소하나 여기에서는 고려하지 않았다.

구동력에 의한 토크  $T_e$ 와 자기 복원력에 의한 토크  $T_k$ 는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_e = rF_e \{ \cos(\theta - \phi_{L1}) + \cos(\theta - \phi_{R1}) \}$$

$$T_k = -r \{ F_{KL1} \sin(\theta - \phi_{L1}) + F_{KR1} \sin(\theta - \phi_{R1}) \} \quad (1)$$

$$+ F_{KL2} \sin(\theta - \phi_{L2}) + F_{KR2} \sin(\theta - \phi_{R2}) \}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \phi_{L1} &= \sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{L1}} \sin(\alpha_1 - \theta)\right) + \alpha_1 \\ \phi_{R1} &= -\sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{R1}} \sin(\alpha_1 + \theta)\right) - \alpha_1 \\ \phi_{L2} &= \sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{L2}} \sin(\alpha_2 - \theta)\right) + \alpha_2 \\ \phi_{R2} &= -\sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{R2}} \sin(\alpha_2 + \theta)\right) - \alpha_2 \\ \alpha_1 &= \tan^{-1}\left(\frac{e_1}{R_1}\right), \quad \alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{e_2}{R_2}\right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{L1} &= \sqrt{r^2 + R_1^2 + e_1^2 - 2r\sqrt{R_1^2 + e_1^2} \cos(\alpha_1 - \theta)} \\ d_{R1} &= \sqrt{r^2 + R_1^2 + e_1^2 - 2r\sqrt{R_1^2 + e_1^2} \cos(\alpha_1 + \theta)} \\ d_{L2} &= \sqrt{r^2 + R_2^2 + e_2^2 - 2r\sqrt{R_2^2 + e_2^2} \cos(\alpha_2 - \theta)} \\ d_{R2} &= \sqrt{r^2 + R_2^2 + e_2^2 - 2r\sqrt{R_2^2 + e_2^2} \cos(\alpha_2 + \theta)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_e &= nBil \angle \phi_{L1} + \frac{3}{2} \pi \text{ and } \phi_{R1} + \frac{\pi}{2} \\ F_{kL1} &= \frac{c_1}{d_{L1}^2} \angle \phi_{L1} + \pi, \quad F_{kR1} = \frac{c_1}{d_{R1}^2} \angle \phi_{R1} \\ F_{kL2} &= \frac{c_2}{d_{L2}^2} \angle \phi_{L2} + \pi, \quad F_{kR2} = \frac{c_2}{d_{R2}^2} \angle \phi_{R2} \end{aligned}$$

식 (1)에서  $n, B, i$  와  $l$  은 각각 권선수, 자속밀도, 전류, 자속을 수직으로 지나는 전선의 길이이다. 통상 자석간의 인력은 자석간의 거리 자승에 반비례한다. 따라서 식 (1)에서  $c_1$ 과  $c_2$ 는 이 때의 각 자석간 인력의 비례 상수이다. 여기서 운동 방정식은 식 (2)로 되며,  $I_o$ 는 회전중심에 대한 질량 관성모멘트 그리고  $c_{Damping}$ 은 감쇠계수이다.

$$I_o \ddot{\theta} + c_{Damping} \dot{\theta} - T_k = T_e \quad (2)$$

본 해석에서, 케이스 즉 회전중심에 전달되는 힘과 토크를 최소화하는 것이 중요하다. 이 힘과 토크는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_X &= -mr_G(\ddot{\theta} \sin \theta - \dot{\theta} \cos \theta) + F_{kL1} \cos \phi_{L1} \\ &\quad - F_{kR1} \cos \phi_{R1} + F_{kL2} \cos \phi_{L2} - F_{kR2} \cos \phi_{R2} \\ &\quad - F_e(\sin \phi_{L1} - \sin \phi_{R1}) \\ F_Y &= mr_G(\ddot{\theta} \cos \theta + \dot{\theta} \sin \theta) + F_{kL1} \sin \phi_{L1} \\ &\quad - F_{kR1} \sin \phi_{R1} + F_{kL2} \sin \phi_{L2} - F_{kR2} \sin \phi_{R2} \\ &\quad + F_e(\cos \phi_{L1} - \cos \phi_{R1}) \\ T_o &= e_1(F_{kL1} \cos \phi_{L1} - F_{kR1} \cos \phi_{R1}) \\ &\quad + e_2(F_{kL2} \cos \phi_{L2} - F_{kR2} \cos \phi_{R2}) \\ &\quad - R_1(F_{kL1} \sin \phi_{L1} + F_{kR1} \sin \phi_{R1}) \\ &\quad - R_2(F_{kL2} \sin \phi_{L2} + F_{kR2} \sin \phi_{R2}) \\ &\quad - R_C F_e(\cos \phi_{L1} + \cos \phi_{R1}) \end{aligned} \quad (3)$$

Table 1 Inertia parameters

	w/o counter-mass	w/ counter-mass
$m$	0.00242 kg	0.00482 kg
$I_o$	$1.778 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$2.427 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
$r_G$	0.0038 m	-0.0003 m

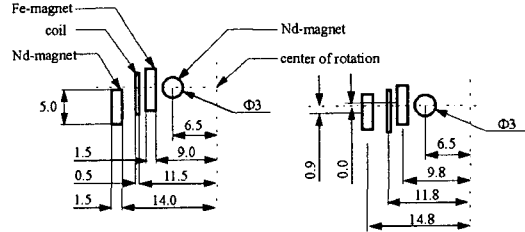


Fig. 4 The arrangement of magnets and coils (mm)

식 (3)에서  $m$ 은 회전자의 질량,  $r_G$ 는 회전 중심에서 무게 중심까지의 거리,  $R_C$ 는 회전 중심에서 코일까지의 수평거리이다.

### 3. 시뮬레이션 해석 및 실험

대상 장치의 회전자 부분의 해석을 위해서는 회전자의 질량, 관성 모멘트, 무게 중심의 위치, 자석들과 코일의 상대 위치, 코일 주변의 자속 밀도, 자기 복원력의 비례상수 등이 필요하다. 먼저, 회전자 질량, 관성 모멘트, 무게 중심 위치는 시작품의 측정과 간단한 계산을 통해 Table 1에 요약하였고, 자석들과 코일의 상세한 배열 위치는 Fig. 4에 나타내었다.

이 해석에서 가장 중요한 부분인 자기 복원력  $F_k$ 와 구동력  $F_e$ 를 계산하기 위해 필요한 상수  $c_1, c_2$  그리고 코일 주변 자속밀도  $B$ 는 flux2D를 이용한 해석 결과를 이용하여 구하였다. 먼저, 자기복원력의 비례상수  $c_1$ 을 계산하기 위해 flux2D 해석을 통해 Fe-자석이 없는 경우에 대한 자기 복원 토크(Fig. 5)를 식 (2)의  $T_k$ 에 대입하여 각  $\theta$ 에 따라  $c_1$ 을 계산하여 그 평균값을 자기 복원력의 비례상수  $c_1$ 으로 근사적으로 계산하고, Fe-자석이 있는 경우에 해석을 통해 구한 자기 복원 토크(Fig. 5)와  $c_1$ 을 식 (2)에 대입하여, 각  $\theta$ 에 따른  $c_2$ 를 계산하여 그 평균값을 자기 복원력의 비례상수  $c_2$ 로 계산하였다. 이 값은 각각  $1.75 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}^2$  과  $1.22 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m}^2$  이다. 이 때, flux2D를 이용한 해석에서  $e_1$ 과  $e_2$ 는 0으로 하였다.

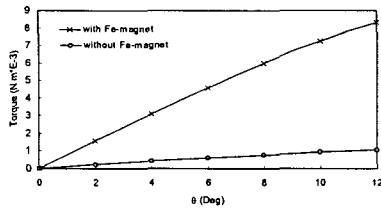
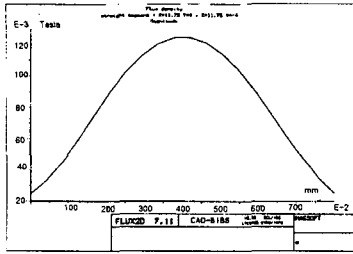
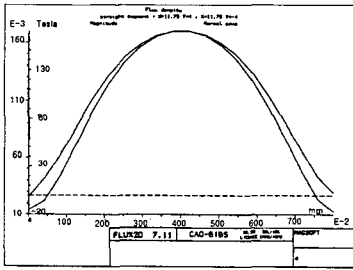


Fig. 5 The magnetic restoration torque



(a) w/o Fe-magnet



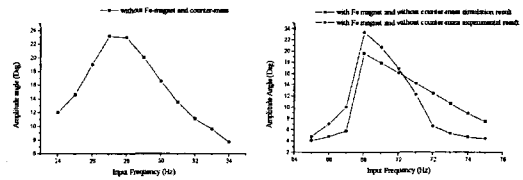
(b) w/ Fe-magnet

Fig. 6 The magnetic flux density at coil

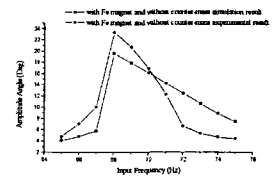
Table 2 Comparison of driving forces

θ deg	w/o Fe-magnet				w/ Fe-magnet			
	flux2D		nBil		flux2D		nBil	
	Fe (N)	dir. (deg)	Fe (N)	dir. (deg)	Fe (N)	dir. (deg)	Fe (N)	dir. (deg)
0	0.01427	89.9	0.01415	90.0	0.02015	89.9	0.01965	90.0
2	0.01424	88.0	0.01415	88.4	0.02012	88.6	0.01965	88.4
4	0.01417	86.1	0.01415	86.9	0.02004	87.3	0.01965	86.9
6	0.01405	84.3	0.01415	85.3	0.01990	86.0	0.01965	85.3
8	0.01389	82.5	0.01415	83.8	0.01974	84.7	0.01965	83.8
10	0.01369	80.8	0.01415	82.4	0.01952	83.6	0.01965	82.4
12	0.01346	79.3	0.01415	80.9	0.01927	82.5	0.01965	80.9

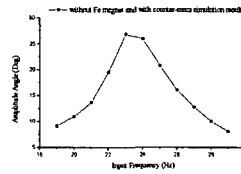
구동력을 계산하기 위해 필요한 자속 밀도는 flux2D를 이용한 해석을 통해 양쪽 코일에서 구한 결과(Fig. 6)로부터 평균값을 취해 근사하였으며, 이 값은 Fe-자석이 없는 경우에는 0.09 Tesla, Fe-자석이 있는 경우에는 0.125 Tesla이다. 이렇게 계산된 구동력과 flux2D를 이용한 해석을 통해 구한 구동력을 Table 2와 같이 비교하였다.



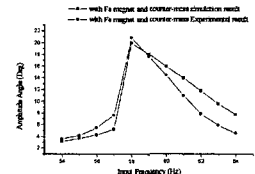
(a) None



(b) Fe-magnet



(c) Counter-mass



(d) Fe-magnet & counter-mass

Fig. 7 Simulation and experimental Results

flux2D를 이용한 해석을 통해 구한 구동력은 회전자의 회전각도에 따라 감소하는 경향이 있는데, 이것은 회전자가 회전함에 따라 자석간의 거리가 멀어져 자속 밀도가 감소하기 때문이며, 감소 정도가 비교적 작음으로 근사적으로 평균값을 취할 수 있을 것으로 판단된다. 여기에서 전류  $i$ 는 0.0393 A, 권선수는 500,  $l$ 은 0.008 m이다. 또, 구동력의 방향은 flux2D로 계산된 것과 식 (2)로 계산된 것과의 오차는 모델링에서 자속의 방향을 자석의 기하학적 중심의 상대위치에 수직 방향으로 가정하는데서 비롯된 것이다. 그러나 오차가 비교적 작음으로 근사적 계산이 가능하다. 또는 보정을 통해 보다 정확히 계산할 수 있다. Fig. 6과 Table 2에서 Fe-자석을 장착함으로써 자기 복원력 뿐만 아니라 자속 밀도도 증가시켜 구동력 증가와 함께 회전자의 회전에 따른 구동력 방향 변화 감소 효과가 있음을 볼 수 있다.

Fe-자석과 카운터 질량의 효과를 살펴보기 위해, Fe-자석의 유무 그리고 카운터 질량의 유무에 따라 외력의 주기를 변화시켜 시뮬레이션을 수행하였고, Fe-자석이 있는 경우에 대해 카운터 질량이 있는 경우와 없는 경우에 대해 함수 발생기를 사용하여 실험하였다. Fig. 7은 이 실험과 시뮬레이션을 통해 구한 진동각을 입력의 주기에 따라 나타낸 것이다. 이로부터 Fe-자석이 없고, 카운터 질량이 없는 경우에 공진 주파수가 대략 28 Hz

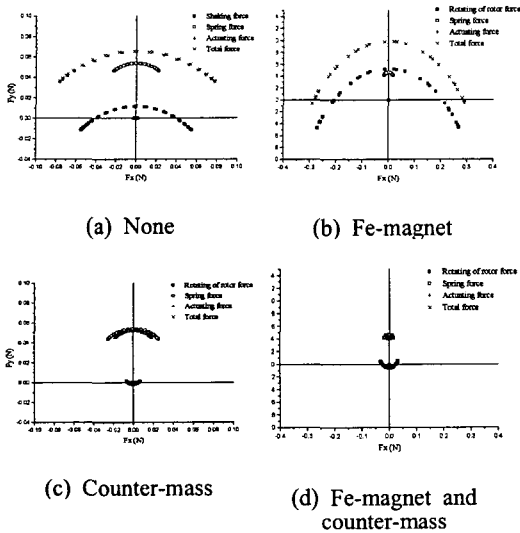


Fig. 8 Shaking forces exerted on the case

정도이고[Fig. 7(a)], 카운터 질량이 있는 경우에는 23 Hz 정도임을 알 수 있었다[Fig. 7(c)]. 그리고 Fe-자석이 있는 경우에 앞서 제시한 자기 복원력의 비례 상수 근사를 통해 계산된  $c_1$ 과  $c_2$ 를 사용하여 시뮬레이션을 수행한 결과 공진 주파수가 실험 결과 보다 더 크게 나왔다. 이것은 Fe-자석이 추가됨으로서 자석의 힘이 분산되어 발생한 것으로 판단되어,  $c_1$ 과  $c_2$ 를 각각  $1.5 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{m}^2$ 과  $0.9 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{m}^2$ 로 수정하여 시뮬레이션을 수행하였고 그 결과를 Fig. 7(b)와 (d)에 나타내었다. Fe-자석이 있고 카운터 질량이 없는 경우에 고유 주파수는 68 Hz 정도이고[Fig. 7(b)], 카운터 질량이 있는 경우에는 대략 58 Hz 이다[Fig. 7(d)]. Fig. 7에서 Fe-자석이 있는 경우에 카운터 질량이 있는 경우와 없는 경우 모두 고유 주파수 이상의 주파수로 입력하면, 시뮬레이션 결과가 실험 결과에 비해 큰 것으로 계산되는데, 이것은 감쇠 계수를 이 고유 진동수 근방에서 선형화 하여 모델링하였기 때문이다. 즉, 이 경우에 감쇠 작용을 하는 주된 원인은 회전자와 거울에 작용하는 공기 저항력이라고 할 수 있는데, 이 공기 저항력은 속도의 제곱에 비례하고, 같은 진폭으로 진동할 경우에 진동수가 큰 경우에 속도가 더 크기 때문이다. 결과적으로, Fig. 7로부터 Fe-자석의 장착은 시스템의 고유진동수를 증가시키고, 카운터 질량의 장착은 시스템의 고유 진동수를 감소시킬 수 있었다.

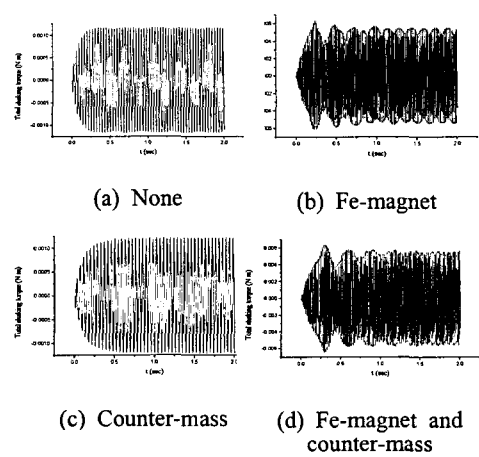


Fig. 9 Shaking torques exerted on the case

여기에서 중요한 점은 케이스에 전달되는 힘과 토크이다. 이 힘과 토크를 최소화함으로써 진동 절연이라는 문제를 해결할 수 있다. Fig. 8은 Fe-자석과 카운터 질량의 유무에 따라 각각의 경우에 입력 주파수가 고유 주파수 근방일 때, 시뮬레이션을 통해 계산한 케이스에 전달되는 힘을 나타낸 것이다. Fig. 8의 (a)와 (c), (b)와 (d)를 비교해 보면 카운터 질량을 장착함으로써 케이스에 전달되는 힘을 상당량 감소시킨 것을 알 수 있었다. 이것은 카운터 질량의 장착으로 회전자의 무게 중심과 회전 중심 사이의 거리를 감소시킴으로써 회전자의 회전 운동에 의해 발생하는 힘을 감소시킴으로서 얻어진 효과이다.

Fig. 9는 Fe-자석과 카운터 질량의 유무에 따라 각각의 경우에 입력 주파수가 고유 주파수 근방일 때, 시뮬레이션을 통해 계산한 케이스에 전달되는 토크이다. Fig. 9에서 케이스에 전달되는 토크는 카운터 질량의 유무에 관계없으며, Fe-자석이 있는 경우에 보다 큰 것을 알 수 있었다. 즉, 케이스에 전달되는 토크의 주된 원인은 자기 복원력인 것으로 판단되며, 이 토크를 감소시키는 방안 마련이 필요한 것으로 판단된다.

#### 4. 자기 스프링 액추에이터 보완 모델

휴대용 장치 시작품의 해석을 통해 밝혀진 가장 큰 문제점은 케이스에 전달되는 힘과 토크가 비교적 크다는 것이다. 또한 케이스에 전달되는

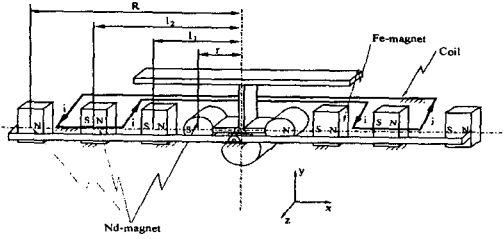


Fig. 10 The novel magnetic actuator

힘과 토크의 주 원인은 자기 복원력이다. 케이스에 전달되는 힘은 카운터 발란스 질량을 부착하면 어느 정도 상쇄시킬 수 있으나 케이스에 전달되는 토크는 카운터 발란스 질량에 영향을 받지 않는다. 따라서 이 자기 복원력에 의해 케이스에 전달되는 토크를 감소시키는 방안이 필요하다.

Fig. 10의 방안은 기존의 시제품에서 거울 부분과 반대 방향으로 운동하는 자석을 추가하여 거울 부분이 진동하면서 케이스에 전달되는 토크를 추가된 자석의 진동으로 인해 케이스에 전달되는 토크로 상쇄시키겠다는 개념에서 나온 방안이다. 이 시스템의 자기 복원력과 구동 토크를 수학적으로 모델링하기 위해서, Fig. 11과 같이 회전 중심을 기준으로 왼쪽 부분 자석들의 기하학적 위치와 힘의 관계를 나타내었다. 이 때, 자기 복원력과 구동 토크는 식 (4)와 같이 나타난다.

$$\begin{aligned}
 T_{e1} &= rF_{e1}\{\cos(\theta_1 - \phi_{e2}) + \cos(\theta_1 - \phi_{e2})\} \\
 T_{e2} &= -RF_{e2}\{\cos(\theta_2 - \phi_{L1}) + \cos(\theta_2 - \phi_{R1})\} \\
 T_{k1} &= -r(F_{k11}\sin(\theta_1 - \phi_{11}) + F_{k12}\sin(\theta_1 - \phi_{22}) \\
 &\quad + F_{k1r1}\sin(\theta_1 - \phi_{r1}) + F_{k1r2}\sin(\theta_1 - \phi_{r2}) \\
 &\quad + 2F_{k1}\sin(\theta_1 - \phi_L)) \\
 T_{k2} &= R\{F_{k21}\sin(\theta_2 - \phi_{L1}) + F_{k22}\sin(\theta_2 - \phi_{L2}) \\
 &\quad + F_{k2R1}\sin(\theta_2 - \phi_{R1}) + F_{k2R2}\sin(\theta_2 - \phi_{R2}) \\
 &\quad + 2F_{k2}\sin(\theta_2 - \phi_R)\}
 \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 F_{k11} &= \frac{C_1}{d_{11}^2} \angle \pi + \phi_{11}, \quad F_{k12} = \frac{C_2}{d_{12}^2} \angle \pi + \phi_{12} \\
 F_{k21} &= \frac{C_3}{d_{21}^2} \angle \phi_{L1}, \quad F_{k22} = \frac{C_4}{d_{22}^2} \angle \phi_{L2} \\
 F_{k1r1} &= \frac{C_1}{d_{r1}^2} \angle \phi_{r1}, \quad F_{k1r2} = \frac{C_2}{d_{r2}^2} \angle \phi_{r2} \\
 F_{k2R1} &= \frac{C_3}{d_{R1}^2} \angle \pi + \phi_{R1}, \quad F_{k2R2} = \frac{C_4}{d_{R2}^2} \angle \pi + \phi_{R2} \\
 F_{k1} &= \frac{C_5}{d_L^2} \angle \pi + \phi_L, \quad F_{k2} = \frac{C_5}{d_R^2} \angle \phi_R \\
 F_{kL} &= \frac{C_5}{d_L^2} \angle \phi_L, \quad F_{kR} = \frac{C_5}{d_R^2} \angle \pi + \phi_R
 \end{aligned}$$

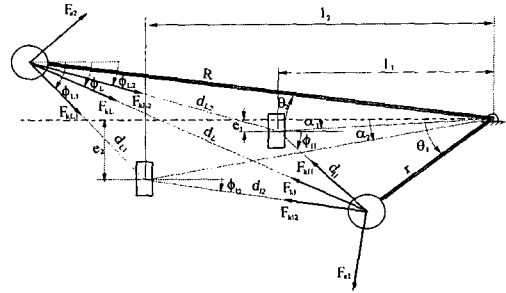


Fig. 11 The analysis of the novel model

$$\begin{aligned}
 F_{e1} &= nB_1il \angle \phi_{e2} + \frac{3}{2} \pi \text{ or } \phi_{e2} + \frac{\pi}{2} \\
 F_{e2} &= nB_2il \angle \phi_{L1} + \frac{\pi}{2} \text{ or } \phi_{R1} + \frac{3}{2} \pi \\
 i &= i_0 \sin(\omega t)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \phi_{11} &= \sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{11}} \sin(\alpha_1 - \theta_1)\right) + \alpha_1 \\
 \phi_{12} &= \sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{12}} \sin(\alpha_2 - \theta_1)\right) + \alpha_2 \\
 \phi_{L1} &= -\sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{e_2^2 + l_2^2}}{d_{L1}} \sin(\alpha_2 - \theta_2)\right) + \theta_2 \\
 \phi_{L2} &= -\sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{e_1^2 + l_1^2}}{d_{L2}} \sin(\alpha_1 - \theta_2)\right) + \theta_2 \\
 \phi_{r1} &= -\sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{r1}} \sin(\alpha_1 + \theta_1)\right) - \alpha_1 \\
 \phi_{r2} &= -\sin^{-1}\left(\frac{r}{d_{r2}} \sin(\alpha_2 + \theta_1)\right) - \alpha_2 \\
 \phi_{R1} &= \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{e_2^2 + l_2^2}}{d_{R1}} \sin(\alpha_2 + \theta_2)\right) + \theta_2 \\
 \phi_{R2} &= \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{e_1^2 + l_1^2}}{d_{R2}} \sin(\alpha_1 + \theta_2)\right) + \theta_2 \\
 \phi_R &= \sin^{-1}\left(\frac{r}{d_R} \sin(\theta_2 - \theta_1)\right) + \theta_2 = \phi_L
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_{11} &= \sqrt{r^2 + e_1^2 + l_1^2 - 2r\sqrt{e_1^2 + l_1^2} \cos(\alpha_1 - \theta_1)} \\
 d_{12} &= \sqrt{r^2 + e_2^2 + l_2^2 - 2r\sqrt{e_2^2 + l_2^2} \cos(\alpha_2 - \theta_1)} \\
 d_{L1} &= \sqrt{R^2 + e_2^2 + l_2^2 - 2R\sqrt{e_2^2 + l_2^2} \cos(\alpha_2 - \theta_2)} \\
 d_{L2} &= \sqrt{R^2 + e_1^2 + l_1^2 - 2R\sqrt{e_1^2 + l_1^2} \cos(\alpha_1 - \theta_2)} \\
 d_{r1} &= \sqrt{r^2 + e_1^2 + l_1^2 - 2r\sqrt{e_1^2 + l_1^2} \cos(\alpha_1 + \theta_1)} \\
 d_{r2} &= \sqrt{r^2 + e_2^2 + l_2^2 - 2r\sqrt{e_2^2 + l_2^2} \cos(\alpha_2 + \theta_1)} \\
 d_{R1} &= \sqrt{R^2 + e_2^2 + l_2^2 - 2R\sqrt{e_2^2 + l_2^2} \cos(\alpha_2 + \theta_2)} \\
 d_{R2} &= \sqrt{R^2 + e_1^2 + l_1^2 - 2R\sqrt{e_1^2 + l_1^2} \cos(\alpha_1 + \theta_2)} \\
 d_R &= \sqrt{R^2 + r^2 - 2rR \cos(\theta_1 - \theta_2)} = d_L \\
 \alpha_1 &= \tan^{-1}\left(\frac{e_1}{l_1}\right), \quad \alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{e_2}{l_2}\right)
 \end{aligned}$$

이 시스템의 운동 방정식은 식 (5)로 되며,

Table 3 Input physical parameters

dimensions		physical parameters	
r (m)	0.0065	$c_1$ ( $N \cdot m^2$ )	$9.0 \times 10^{-6}$
R (m)	0.0198	$c_2$ ( $N \cdot m^2$ )	$1.57 \times 10^{-5}$
$e_1$ (m)	0.0000	$c_3$ ( $N \cdot m^2$ )	$1.57 \times 10^{-5}$
$e_2$ (m)	0.0000	$c_4$ ( $N \cdot m^2$ )	$9.0 \times 10^{-6}$
$l_1$ (m)	0.0098	$c_5$ ( $N \cdot m^2$ )	$1.4 \times 10^{-5}$
$l_2$ (m)	0.0148	$m_{o1}$ (kg)	0.0048
$r_{G1}$ (m)	0.0000	$m_{o2}$ (kg)	0.0100
$r_{G2}$ (m)	0.0000	$I_{o1}$ ( $kg \cdot m^2$ )	$2.45 \times 10^{-7}$
		$I_{o2}$ ( $kg \cdot m^2$ )	$5.16 \times 10^{-7}$

$$\begin{aligned} I_{o1} \ddot{\theta}_1 + c_{Damping1} \dot{\theta}_1 - T_{k1} &= T_{e1} \\ I_{o2} \ddot{\theta}_2 + c_{Damping2} \dot{\theta}_2 - T_{k2} &= T_{e2} \end{aligned} \quad (5)$$

케이스에 전달되는 힘과 토크는 식 (6)과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_X = & F_{kL1} \cos \phi_{L1} + F_{kL2} \cos \phi_{L2} - F_{kL1} \cos \phi_{L1} \\ & - F_{kL2} \cos \phi_{L2} - F_{kr1} \cos \phi_{r1} \\ & - F_{kr2} \cos \phi_{r2} + F_{kr1} \cos \phi_{r1} \\ & + F_{kr2} \cos \phi_{r2} + F_{e1} (\sin \phi_{r2} - \sin \phi_{r1}) \\ & + F_{e2} (\sin \phi_{L1} - \sin \phi_{L1}) \\ & - mr_C (\dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1 - \ddot{\theta}_1 \cos \theta_1) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y = & F_{kL1} \sin \phi_{L1} + F_{kL2} \sin \phi_{L2} - F_{kL1} \sin \phi_{L1} \\ & - F_{kL2} \sin \phi_{L2} - F_{kr1} \sin \phi_{r1} - F_{kr2} \sin \phi_{r2} \\ & + F_{kr1} \sin \phi_{r1} + F_{kr2} \sin \phi_{r2} \\ & + F_{e1} (\cos \phi_{L2} - \cos \phi_{r2}) + F_{e2} (\cos \phi_{r1} \\ & - \cos \phi_{L1}) + mr_C (\dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1 + \ddot{\theta}_1 \sin \theta_1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum T_o = & e_1 (F_{kL1} \cos \phi_{L1} - F_{kL2} \cos \phi_{L2} \\ & - F_{kr1} \cos \phi_{r1} + F_{kr2} \cos \phi_{r2}) \\ & + l_1 (-F_{kL1} \sin \phi_{L1} + F_{kL2} \sin \phi_{L2} \\ & - F_{kr1} \sin \phi_{r1} + F_{kr2} \sin \phi_{r2}) \\ & + e_2 (F_{kL2} \cos \phi_{L2} - F_{kL1} \cos \phi_{L1} \\ & - F_{kr2} \cos \phi_{r2} + F_{kr1} \cos \phi_{r1}) \\ & + l_2 (-F_{kL2} \sin \phi_{L2} + F_{kL1} \sin \phi_{L1} \\ & - F_{kr2} \sin \phi_{r2} + F_{kr1} \sin \phi_{r1}) \\ & - F_{e1} l_{c1} (\cos \phi_{L2} + \cos \phi_{r2}) \\ & + F_{e2} l_{c2} (\cos \phi_{L1} + \cos \phi_{r1}) \end{aligned}$$

Fig. 10으로 제시한 아이디어에 대해, 식 (5)에 근거한 수치해석적 방법으로 시뮬레이션 하였다. 반복 시뮬레이션을 통해, 시스템의 작동과 케이스에 전달되는 토크가 비교적 작도록, Table 3과 같이 자기 복원력의 비례상수를 적절하게 결정하였고, 이 해석 결과를 Fig. 12에 제시하였다. 이때, 감쇠계수  $C_{Damping1}$ ,  $C_{Damping2}$ 는 각각  $5.0 \times 10^{-6}$ ,  $3.0 \times 10^{-6}$  (N·msec)로 가정하고, 구동력  $F_{e1}$ ,  $F_{e2}$ 는 각각 0.0255 N, 0.0041 N으로 설정하였다.

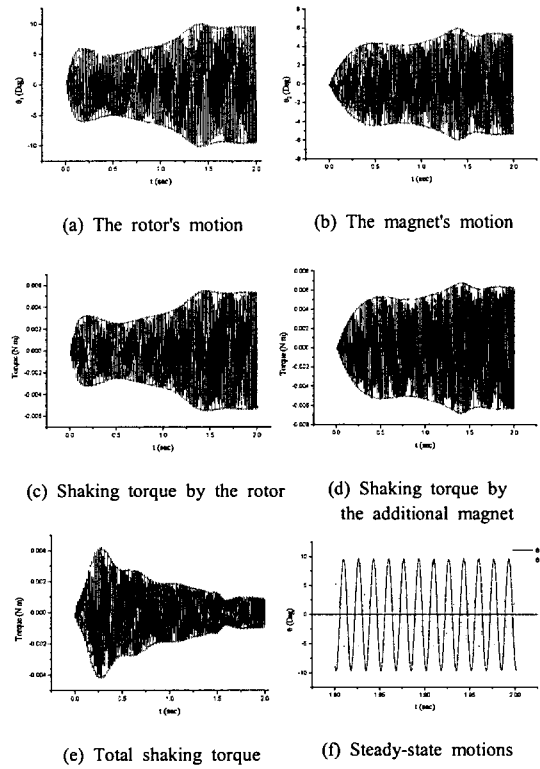


Fig. 12 Simulation results for the novel model

Fig. 12(a)와 (b)는 각각 회전자와 추가된 자석의 운동을 시뮬레이션한 결과이다. 시작폭과 비교해서 이 시스템의 과도 운동 시간이 비교적 큰데, 이는 회전자와 추가된 자석의 운동이 정상 상태에 도달하지 못하고 정상 상태에 비해 작은 진폭으로 운동하는 동안에 두 자석 사이에 발생하는 힘에 의한 상호 간섭 작용과 개개의 과도 운동 시간 특성이 다른 점에 의한 것으로 사료된다. 그리고 Fig. 12(c)와 (d)는 회전자와 추가된 자석에 작용하는 자기 복원력과 구동력의 반력으로 인해 케이스에 전달되는 토크를 회전자와 추가된 자석 각각에 대해 나타낸 것이다. 이 각각의 토크의 크기가 같고 위상차가  $180^\circ$ 일 때, 완벽히 상쇄되어 케이스에 전달되는 토크가 0이 된다. Fig. 12(e)는 시뮬레이션을 통해 계산한 즉, 회전자와 추가된 자석에 작용하는 자기 복원력과 구동력의 반력으로 인해 케이스에 전달되는 토크를 모두 합한 결과이다. 케이스에 전달되는 토크가 0은 아니지만 추가된 자석이 없는 경우[Fig.

12(c)] 또는 [Fig. 9(d)] 비례 상당히 감소함을 알 수 있다. 케이스에 전달되는 토크가 0이 아닌 것은 Fig. 12(c)와 (d)에 나타낸 각 토크의 크기가 완전히 같지 않고 회전자와 추가된 자석의 위상차가 정확히 180°가 아니기 때문이다. 회전자와 추가 자석의 정상상태 운동을 Fig. 12(f)에 비교하였다.

이 장치는 비선형성이 강하여, 외력의 크기 등에 따라 시스템의 특성이 변하며, 회전자와 추가된 자석에 작용하는 자기 복원력과 구동력의 반력으로 인해 케이스에 전달되는 각 토크의 크기와 회전자와 추가된 자석의 운동의 각 위상차가 비교적 잘 일치할 때, 진동 절연의 효과를 기대할 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 실험을 통한 각 변수들의 비교적 정확한 각 설계 변수들의 측정이 요구된다. 또는 여러 변수들의 변화에 따른 시스템의 특성 또는 운동의 변화가 비교적 작도록, 회전자와 추가된 자석 부분을 연동시키는 방법 등으로 시스템을 구성하는 것이 필요하다.

### 5. 결 론

휴대용 장치의 해석 및 실험을 통해 밝혀진 가장 큰 문제점은 케이스에 전달되는 힘과 토크가 크다는 것이다. 또한 케이스에 전달되는 요력과 토크의 주 원인은 자기 복원력으로 구해졌다. 케이스에 전달되는 힘은 카운터 발란스 질량을 부착함으로써 어느 정도 상쇄시킬 수 있었으나 케이스에 전달되는 토크는 카운터 발란스 질량에 영향을 받지 않았다. 따라서 이러한 자기 복원력에 의해 케이스에 전달되는 토크를 감소시키는 방안이 필요했고, 가능한 대체 방안을 개발하였다. 본 연구에서 제시한 보완 모델은 케이스에 전달되는 요력 뿐만 아니라 토크도 충분히 감소시킬 수 있음을 시뮬레이션 해석을 통해 입증하였다.

본 연구에서 개발된 모델링 수법 및 해석 알고리즘 등은 향후 관련 제품의 지속적인 개발에 기여할 수 있을 것으로 여겨진다. 또한, 소형 액추에이터 뿐만 아니라 판 및 자기 스프링, 자기 구동을 활용하는 각종 시스템의 해석 작업에도 또한 활용이 가능하다.

### 후 기

이 논문은 2004학년도 홍익대학교 교내연구비

에 의하여 지원되었습니다.

### 참고문헌

- (1) Han, I., 1998, Dynamic Analysis and Optimum Design of the Actuator for SLA Apparatus, KETI-RD-98050, MIC.
- (2) Zang, S.M. and Chen, J.H., 1995, "The Optimum Balance of Shaking Force and Shaking Moment of Linkage," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 30, No. 4, pp. 589-597.
- (3) Lee, T.W. and Cheng, C., 1984, "Optimum Balancing of Combined Shaking Force, Shaking Moment, and Torque Fluctuations in High-Speed Linkages," *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 106, pp. 242-251.
- (4) Tricamo, S.J. and Lowen, G.G., 1981, "A New Concept for Force Balancing Machines for Planar Linkages. Part 1: Theory," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 103, pp. 637-642.
- (5) Bagci, C., 1983, "Complete Balancing of Space Mechanisms-Shaking Force Balancing," *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 105, pp. 609-616.
- (6) Yu, Y.-Q. and Lin, J., 2003, "Active Balancing of a Flexible Linkage with Redundant Drives," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 125, pp. 119-123.
- (7) Idlani, S., Streit, D.A. and Gilmore, B.J., 1993, "Elastic Potential Synthesis-A Generalized Procedure for Dynamic Synthesis of Machine and Mechanism Systems," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 568-575.
- (8) Shin, E. and Streit, D.A., 1997, "Harmonic Synthesis Theory for Dynamic Spring Balancing," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 119, No. 1, pp. 61-68.
- (9) Wells, B.A., 1990, "Low Vibration Resonant Scanning Unit for Miniature Optical Display Apparatus," United States Patent 4902083.
- (10) Qian, K.-X., Zeng, P., Ru, W.-M. and Yuan, H.-Y., 2003, "Novel Magnetic Spring and Magnetic Bearing," *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol. 39, No. 1, pp. 559-561.