

## 로드/언로드 성능향상을 위한 서스펜션의 구조최적화

### Integrated Optimal Design for Suspension to Improve Load/Unload Performance

김기훈<sup>†</sup>, 손석호\*, 박경수\*\*, 윤상준\*, 박노철\*\*, 양현석\*\*\*, 최동훈\*, 박영필\*\*\*

Ki-Hoon Kim<sup>†</sup>, Suk-Ho Son\*, Kyoung-Su Park\*\*\*, Sang-Joon Yoon\*,  
No-Cheol Park\*\*, Hyun-Seok Yang\*\*\*, Dong-Hoon Choi\* and Young-pil park\*\*\*

#### ABSTRACT

The HDD(hard disk drive) using Load/Unload(L/UL) technology includes the benefits which are increased areal density, reduced power consumption and improved shock resistance than those of contact-start-stop(CSS). It has been widely used in portable hard disk drive and will become the key technology for developing the small form factor hard disk drive. The main objects of L/UL are no slider-disk contact or no media damage. For realizing those, we must consider many design parameters in L/UL system. In this paper, we focus on lift-off force. The "lift-off" force, defined as the minimum air bearing force, is another very important indicator of unloading performance. A large amplitude of lift-off force increases the ramp force, the unloading time, the slider oscillation and contact-possibility. To minimize "lift-off" force we optimizes the slider and suspension using the integrated optimization frame, which automatically integrates the analysis with the optimization and effectively implements the repetitive works between them. In particular, this study is carried out the optimal design considering the process of modes tracking through the entire optimization processes. As a result, we yield the equation which can easily find a lift-off force and structural optimization for suspension.

**Key Words** : load/unload(로드/언로드), state matrix(상태행렬), lift-off force(리프트오프 힘), optimization(최적화)

#### 1. 서 론

디지털 시대의 도래로 모든 정보들이 디지털화 되고, 이렇게 변환된 정보의 전달 및 저장을 위한 휴대용, 고용량의 정보저장기에 대한 필요성이 증가하고 있다. 이러한 휴대기기용 하드디스크는 저전력과 신뢰성확보를 동시에 만족해야 하므로 기존의 구동방식인 CSS(Contact Start Stop)방식 대신 L/UL 방식이 적용되고 있다. L/UL 방식의 주된 목적은 슬라이더와 디스크간의 충돌을 막고 그로 인한 미디어의 손상을 방지하고 부드럽고 짧은 언로딩 과정을 구현하는 것이다. 이러한 L/UL 시스템을 구현하는 데 있어 슬라이더의 공기베어링 형

상이나 서스펜션의 작동 변수 등의 많은 설계 변수들이 존재한다. Zeng et al.[1]과 Hu et al.[2]은 음압 슬라이더의 언로딩 과정에 대하여 연구하였고 당기는 힘(suction force)이 언로딩 과정에서 대부분의 슬라이더에 심각한 영향을 준다는 것을 보였다. 이를 막기 위하여 Zeng et al.[3]은 L/UL 과정에서 슬라이더의 형상을 디자인하였다. 또한 Bogy et al.[5]은 L/UL 시뮬레이션을 위해 단순화된 4 자유도 서스펜션 모델을 이용하였고 그에 대한 응용을 알아보았다. 지금까지의 연구에서는 리프트오프(lift-off)힘이 슬라이더-디스크 간의 충돌에 심각한 영향을 준다[5]는 연구는 있었지만 서스펜션의 형상변화에 의한 리프트오프 힘의 변화가 어떻게 되는지에 대한 연구는 없었다. 서스펜션의 형상변화가 리프트오프 힘에 어떠한 영향을 주는지를 알기 위해서는 초소형 하드디스크의 정적인 해석과 동적인 해석 그리고 서스펜션이 로드/언로드 될 때의 상태 등 각각의 특성들을 구할 수 있는 L/UL 시뮬레이터[5]를 통하여 알 수 있는데 이는 많은 시간을 필요로 하게 된다. 따라서 서스펜션의 형

<sup>†</sup> 연세대학교 기계공학과 대학원

E-mail : kkhmllove@nate.com

TEL : (02)2123-4677

\* 한양대학교 기계설계학과

\*\* 연세대학교 정보저장기기 연구센터

\*\*\* 연세대학교 기계공학과

(논문접수일 : 2005년 10월 9일)

상변화에 따른 정적해석을 통하여 L/UL 해석을 통해 나오는 언로딩 과정에서 충격을 야기시키는 중요한 인자중의 하나인 리프트오프 힘을 예측할 수 있는 식을 제시하여 서스펜션의 구조최적화를 구하고자 한다.

## 2. 본 론

### 1. L/UL 메커니즘

하드디스크 드라이브는 크게 디스크와 슬라이더, 액츄에이터로 구분된다. 디스크는 정보의 기록면이고 슬라이더는 기록/재생을 위한 헤드를 포함하며 공기베어링을 형성시켜 디스크 위에서 부상하게 된다. 액츄에이터는 슬라이더 및 서스펜션을 지지하는 동시에 디스크 위에서 구동을 담당한다. 기존의 하드디스크 드라이브에 적용되었던 CSS 방식은 램프가 존재하지 않고 디스크 위에 랜딩존(landing zone)을 위한 텍스처 구조가 존재한다. 이 구조에 의해 헤드의 부상 높이를 줄이는데 문제점이 존재하고 비 구동 시 외부 충격에 약하기 때문에 정보가 손실될 가능성이 크다. 이에 반해 소형 하드디스크 드라이브에 많이 사용되는 L/UL 방식은 Fig.1처럼 비 구동 시 램프 위로 슬라이더가 언로딩 되어 있다가 구동 시 로딩을 통해 슬라이더를 디스크 위에 위치시키는 기술로 기록면 전체를 유효하게 사용하고 부상 높이를 낮출 수 있어 저장용량을 높이는데 기여한다. 또한 비 동작 시 충격에 강하고 저 소비전력을 사용하기 때문에 휴대 가능한 하드디스크 드라이브를 만드는 데 유리하다.[7]

### 2. 서스펜션의 동특성 해석

1인치 마이크로 드라이브의 서스펜션은 베이스블럭, 로드빔, 플렉서, 슬라이더 그리고 플렉스케이틀 등으로 구성되어 있다. 본 연구의 궁극적인 목적은 1인치 마이크로 드라이브의 서스펜션에 대한 동특성 해석을 통한 상태행렬(state matrix)과 여러 가지 힘을 구하고 리프트오프 힘을 시뮬레이터를 이용하여 구한다. 정확한 서스펜션의 강성행렬을 위해서는 정확한 FE(Finite Element) 모델을 생성하는 것은 중요한 부분이다. 이에 본 연구는 1인치

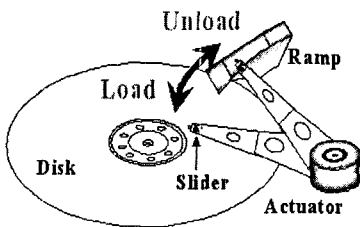


Fig.1 L/UL mechanism

마이크로 드라이브용 서스펜션에 변수를 지정하여 APDL(ANSYS Parametric Design Language)화된 모델을 수행하였고, 이를 바탕으로 서스펜션의 모드 등에 대한 튜닝작업을 통하여 실제 서스펜션과 유사한 FE 모델을 구축하였다.

### 2.1 유한요소 해석

#### 2.1.1 서스펜션 모델 및 물성치

FE 모델의 구성요소는 서스펜션을 지탱해 주는 베이스블럭과 플렉서를 연결하는 로드빔 부분이 있다. 그리고 슬라이더의 부상과 운동이 자유롭도록 유연하게 연결해주는 플렉서 부분이 있다. 또한 공기부상력(air-bearing force)을 받으며, 디스크의 기복(waviness) 등에 순응하면서 기록을 담당하는 슬라이더부분으로 나눌 수 있다. Table 1 은 FE 모델화된 서스펜션의 재료적 특성 및 두께를 나타내고 있다. 로드빔과 베이스블럭 그리고 플렉서의 물성은 스테인레스강 계(SUS304)의 재료로 슬라이더는 AL<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC 재료로 모델링 되었다

#### 2.1.2 FE 코딩

베이스블럭은 0.203mm 의 두께를 갖는 shell63 요소를 사용하여 모델링 하였다. 로드빔과 플렉서도 같은 shell63 요소를 사용하였고, 두께는 0.1016mm, 0.025mm 이다. 슬라이더의 모델링은 Solid45 의 요소를 사용하였다. 자유 상태의 해석을 위해서 FE 모델의 베이스블럭의 모든 부분의 자유도를 구속시켰다. 그리고 슬라이더와 플렉서의 경계 조건은 같은 메쉬(mesh)를 만들어 공유기능을 사용하여 서로의 모드를 구속시켰으며, 플렉서와 덤플과의 경계조건은 한 점에 대해서 서로의 노드를 커플링(coupling)하였으며 그 경계조건은 z 방향의 구속조건만을 갖게 하였다. 그리고 용접(welding)점에 대한 경계 조건은 각 shell 들에 용접점과 같은 크기의 요소를 만들었으며, 그 부분에 대해서는 공유기능을 사용하여 경계조건을 구속시켰으며, 그 근처에 대해서는 커플링 기능을 사용하여 모든 방향의 노드들을 구속시켰다.

Table 1 Material Properties

Component	Baseblock	Loadbeam	Flexure	Slider
Material	Stainless steel	Stainless steel	Stainless steel	AL203_TLC
Young's modulus (kg/mm <sup>2</sup> )	1.93*10 <sup>8</sup>	1.93*10 <sup>8</sup>	1.93*10 <sup>8</sup>	4.12*10 <sup>9</sup>
Density (kg/mm <sup>3</sup> )	8.03*10 <sup>-6</sup>	8.03*10 <sup>-6</sup>	8.03*10 <sup>-6</sup>	4.25*10 <sup>-6</sup>
Poisson's ratio	0.3	0.3	0.3	0.27
Thickness(mm)	0.203	0.1016	0.025	

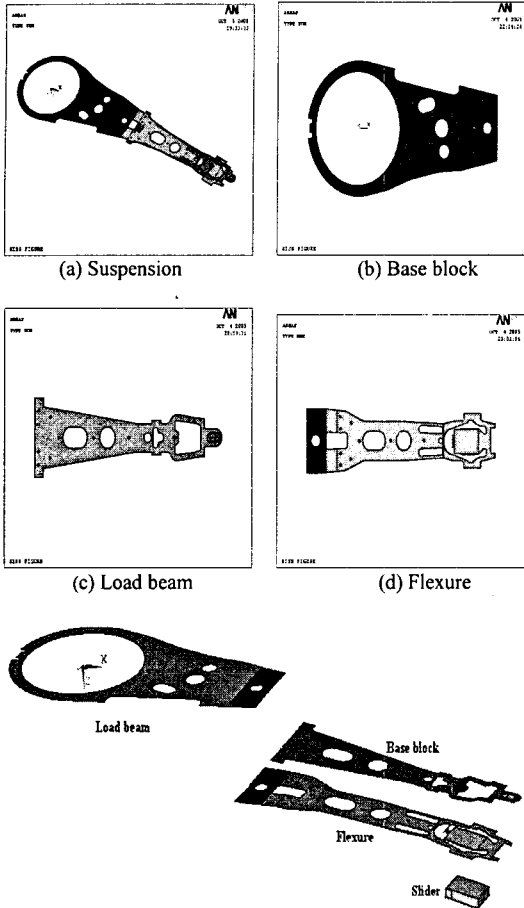


Fig.2 Suspension elements

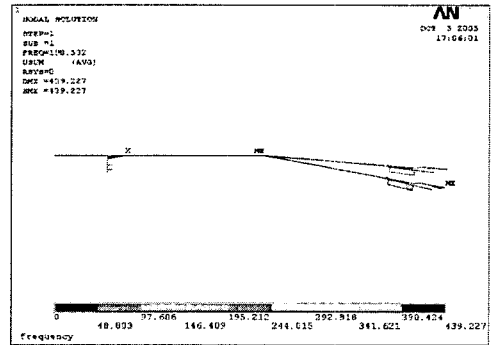
지 5 가지 주파수 범위에 대해서 수행되었다. 이는 로드/언로드의 동특성에 영향을 미치는 서스펜션의 강성들이 이들 5 개의 모드 등에 의해서 결정되기 때문이다. Table 2 에서 보는 것과 같이 캔틸레버 모드는 약 198Hz 를 가지고 슬라이더 피칭 및 롤링 주파수는 약 1.9kHz, 3.0kHz 를 가진다. 또한 1 차 굽힘 모드와 1 차 비틀림 모드의 값은 3.45kHz, 6.03kHz 로 해석되었다. Table 2 에서 보는 바와 같이 FE 모델해석에 의한 주파수의 결과와 실험에 의한 주파수의 결과가 거의 일치함을 볼 수 있다. 따라서 FE 모델에 대한 신뢰성을 확보할 수 있다.

2.2 상태행렬 (State Matrix)

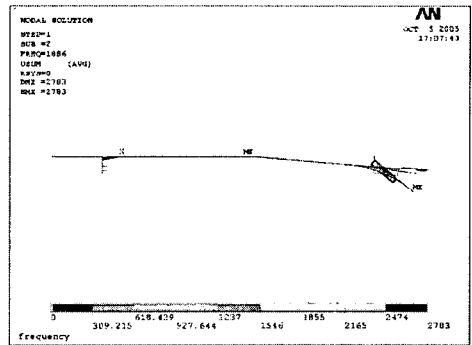
Fig.4 는 덤플과 T 바 리미터를 가진 서스펜션의 로드/언로드 과정을 보여주고 있다. 상태 1 은 슬라이더가 공기 부상력에 의하여 정상적으로 운동을 하고 있는 상태이며, 상태 2 는 로딩 과정 중에서 아직 리미터가 결합하지 않은 상황에서 로드빔의 탭이 램프와 접촉을 시작하는 상태를 보여준다.

Table 2 Comparison between FEA and EMA

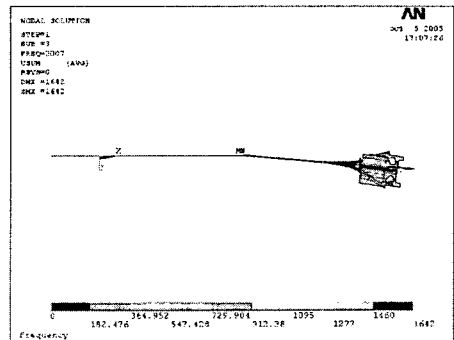
Mode Shape	Experimental	FEM	Error(%) =(EXP-FEM)/EXP*100
Cantilever	195.3 Hz	198.5 Hz	-1.64
Slider-Pitching	2.07 kHz	1.89 kHz	8.69
Slider-Rolling	2.99 kHz	3.00 kHz	-0.33
1 <sup>st</sup> bending	3.48 kHz	3.45 kHz	0.86
1 <sup>st</sup> torsion	6.09 kHz	6.03 kHz	0.99



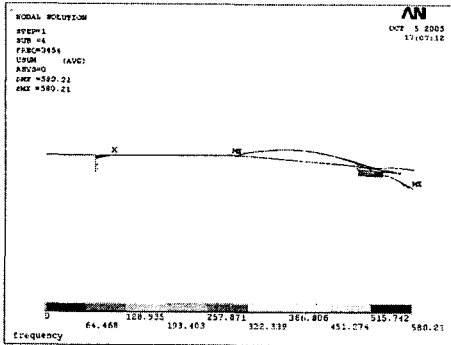
(a) Cantilever mode



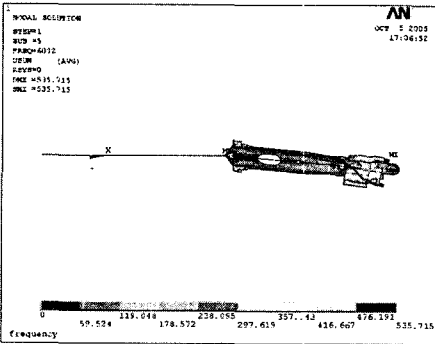
(b) Slider-Pitching mode



(c) Slider-Rolling mode



(d) 1st Bending mode



(e) 1st Torsion mode

Fig.3 Natural frequencies and mode shapes

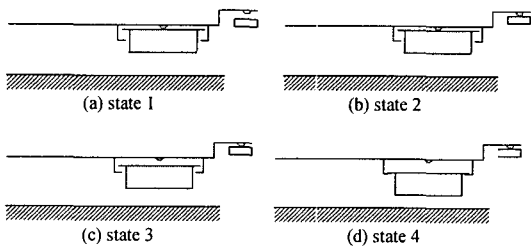


Fig.4 Unloading states

그리고 상태 3 은 서스펜션을 들어 올리는 힘에 의해서 뒤틀림과 떨어진 상태이겨 계속해서 탭은 로딩과정을 진행해 가는 상태이다. 마지막 단계인 상태 4 에서는 플렉서의 손상을 방지하기 위해서 개발된 리미터에 의해서 슬라이더가 들어올려지는 단계이며, 이후부터는 계속적인 상승을 통해서 로딩과정이 마무리되게 된다. 0 과정의 역순이 언로딩 단계를 나타낸다.

위의 단계의 경계조건의 변형에 의해서 4 자유도로 모델링된 서스펜션의 강성 또한 변화하게 된다. 그래서 이러한 강성의 변화를 시뮬레이터에 추가

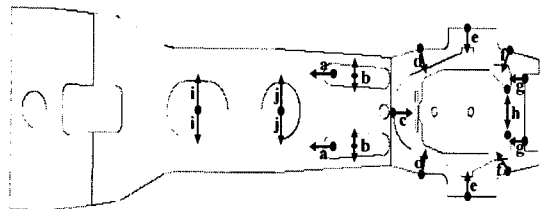
시킴으로써 더욱 실제와 비슷한 형태의 L/UL 시뮬레이션이 가능하게 된다. 따라서 위의 각 단계의 경계조건을 통해서 x, y 좌표로부터 슬라이더의 z 방향의 강성과 롤, 피칭강성과 탭 강성을 구하였다. Table 3 에서 상대행렬은 각각의 상태 2,3,4 에서 탭과 슬라이더에 힘을 가하여 FE 모델로부터 순서대로 탭, 슬라이더 수직, 슬라이더 피칭, 슬라이더 롤링의 강성을 구한 것이다.

2.3 디자인 변수

로드빔과 플렉서에 대한 디자인변수는 총 17 개를 잡았으며 그 때의 변수들의 위치는 Fig.5 와 같다. 또한 변수를 위치와 같은 곳에 잡은 이유는 Fig.5 에 서 잡은 위치가 주파수에 가장 민감하게 영향을 미치는 부분이기 때문이다. 따라서 위의 변수에 대한 최대,최소의 값과 초기값을 Table 4 에 나타내었다.

Table 3 The 4 DOF stiffness matrix of each state

State No.	Stiffness Matrices			
2	0.1167e+4	-0.1402e+4	0.1233e+	0.7919e-3
	-0.1402e+4	0.1898e+4	-1.663e+1	-0.1070e-2
	0.1233e+1	-1.663e+1	0.4312e-4	0.2735e-7
	0.7919e-3	-0.1070e-2	0.2735e-7	0.8579e-4
3	0.3259e+2	-0.3184e+2	0.9303e-2	0.5727e-4
	-0.3184e+2	0.4211e+2	-0.6162e-2	-0.6758e-4
	0.9303e-2	-0.6162e-2	0.4810e-4	0.5159e-7
	0.5727e-4	-0.6758e-4	0.5159e-7	0.8579e-4
4	0.7313e+3	-0.1082e+4	-0.8432e+0	-0.1145e-1
	-0.1082e+4	0.1622e+4	0.1276e+1	0.1708e-1
	-0.8432e+0	0.1276e+1	0.1088e-2	0.1343e-4
	-0.1145e-1	0.1708e-1	0.1343e-4	0.1993e-2



(a) Design parameters of flexure

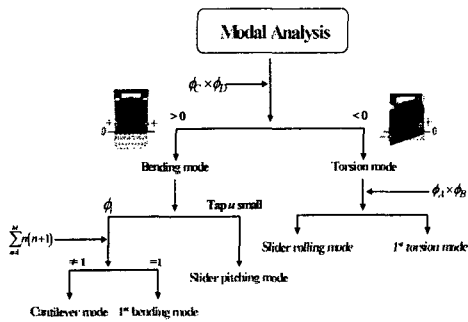


(b) Design parameters of load-beam

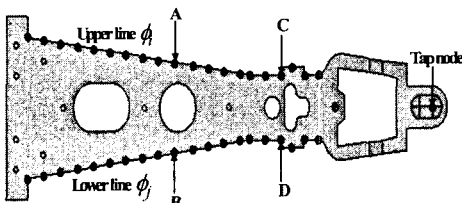
Fig.5 Design parameters

**Table 4** Design variable constraints of flexure & loadbeam

Variables	Minimum	Default	Maximum
a	-0.5	0	0.5
b	-0.01	0	0.25
c	-0.05	0	0.15
d	-0.05	0	0.2
e	-0.1	0	0
f	0	0	0.1
g	0	0	0.2
h	-0.07	0	0.25
i	0.1	0.4	0.5
j	0.1	0.4	0.5
k	-0.3	0	0.2
l	-0.1	0	0.2
m	-0.1	0	0.2
n	-0.2	0	0.2
o	-0.2	0	0.2
p	-0.2	0	0.2
q	0.1	0.2	0.2



(a) Mode tracking procedure



(b) Nodal points

**Fig.6** Mode tracking method

**2.3.1 모드트래킹**

최적화 수렴과정에서 서스펜션의 변수들의 변화에 의해서 모드가 바뀌는 현상이 발생할 수 있기 때문에 본 연구에서는 FE 모델 해석을 통하여 구한 모드순서를 유지하기 위해 모드트래킹 방법을 사용하였다. Fig.6(a)와 같은 절차를 이용하였는데 절차를 살펴보면 Fig.6(b)와 같이 로드빔의 위쪽경계와 아래쪽경계를 총 20 개의 노드로 나누었다. 먼저 굽힘 모드와 뒤틀림 모드를 나누기 위하여 위쪽경계와 아래쪽 경계 중에 슬라이더 근처의 로드빔의 노드를 위쪽(C)과 아래쪽(D) 각각을 하나씩

잡았다. 그런 후 각각의 모드에 대하여 고유벡터(C, D에서의 형상)  $\phi_C, \phi_D$ 를 서로 곱하여 곱한 값이 양수면 굽힘 모드로 나누고 곱한 값이 음수면 뒤틀림 모드로 나누었다. 뒤틀림 모드 중에서 슬라이더 롤링 모드와 1 차 비틀림 모드를 나누기 위하여 로드빔의 중간쯤에서 위(A)와 아래(B)쪽에 각각 하나의 노드를 잡은 후 두 개의 고유벡터(A, B에서의 형상)  $\phi_A, \phi_B$ 을 서로 곱하여 그 수가 크면 1 차 비틀림 모드로 나누고 작으면 슬라이더 롤링 모드로 나누었다. 굽힘 모드 중에서 캔틸레버 모드, 슬라이더 피칭 모드 그리고 1 차 굽힘 모드를 나누기 전에 먼저 탭의 고유벡터가 가장 작은 값을 가지는 모드를 슬라이더 피칭 모드로 나누고 캔틸레버 모드와 1 차 굽힘 모드는 로드빔의 위쪽경계에서 잡은 노드들의 고유벡터 값을 순서대로 하나씩 곱하여 음수의 갯수가 1 이면 1 차 굽힘 모드로 나누었고 그렇지 않으면 캔틸레버 모드로 나누었다. Table 3의 위와 Table 3의 각 상태행렬의 대각원소들이다. 각각의 상태에 따라 서스펜션이 힘을 받는 조건이 달라지기 때문에 위의 강성들이 상태별로 다르게 표현된다. 상태행렬의 대각원소들이 언로드시 충돌에 민감한 영향을 미치는 인자이기 때문에 각각의 상태에 대한 대각원소를 고려하여 관계식을 유도하게 된다.

**3. 최적화 프로세스**

**3.1 민감도 해석**

디자인 변수 17 개에 플렉서 두개 그리고 로드빔 두개까지 합하여 총 19 개의 디자인 변수를 선정하고 19 개의 변수에 대하여 민감도 해석을 하였다. 각각의 디자인 변수들에 대하여 상태 2 행렬, 상태 3 행렬 그리고 상태 4 행렬의 대각성분의 민감도를 구하였다. 그리고 덤플 힘과 리미터 힘에 대하여 민감도 해석을 하였으며 피치 관성과 롤 관성에 대한 민감도 해석을 하였다.

또한 수직, 피치 그리고 롤 강성에 대한 민감도 해석을 수행하였으며 마지막으로 각각의 5 개의 모드들에 대한 민감도 해석을 수행하였다.

**Table 5** Stiffness values of FE model

	Off ramp, Dimple closed (state 1)	On ramp, Dimple closed (state 2)	On ramp, Dimple separated (state 3)	On ramp, Limiters engaged (state 4)
Tap stiffness [N/m]	-----	0.1167e+4	0.3259e+2	0.7313e+3
Vertical stiffness [N/m]	14.63	0.1898e+4	0.4211e+2	0.1622e+4
Pitch stiffness [Nm/rad]	0.455e-4	0.4312e-4	0.4810e-4	0.1088e-2
Roll stiffness [Nm/rad]	0.86e-4	0.8579e-4	0.8579e-4	0.1993e-2

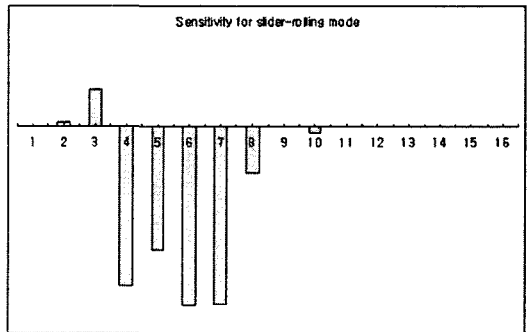
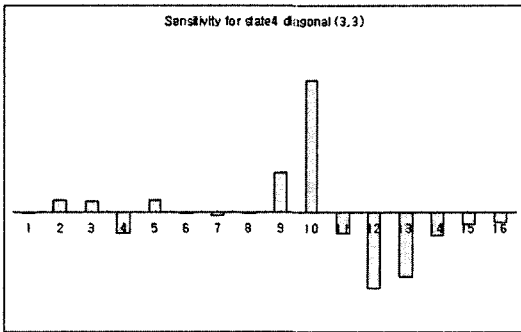
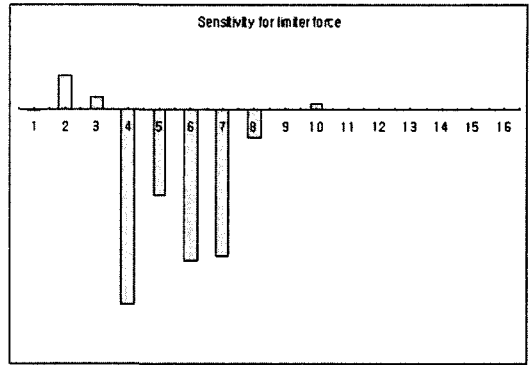
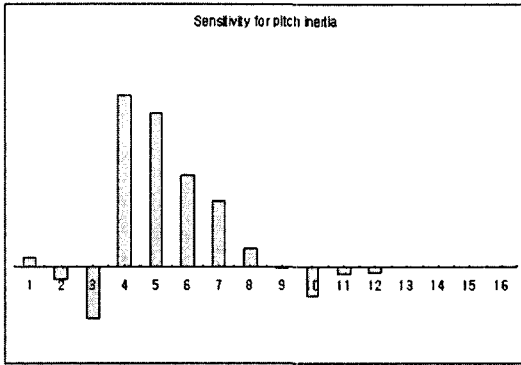


Fig.7 Sensitivity Analysis

민감도 해석을 통하여 가장 민감하다고 생각되는 디자인 변수 10 개를 다시 선정하였다. 따라서 10 개의 변수에 대하여 DOE table 100 개를 선정하여 100 개에 대한 각각의 상태행렬, 관성, 강성, 힘 등을 구하여 로드/언로드 시뮬레이터를 실행하였다 Fig.7 은 총 19 개의 디자인 변수 중에 두께에 관련된 디자인변수를 제외한 나머지 변수들에 대한 민감도 해석 결과를 나타낸다.

### 3.2 관계식

DOE(Design Of Experiments)을 통하여 구한 값을 가지고 L/U/L 시뮬레이터를 실행함으로써 리프트 오프 힘을 구하였다. 이 때의 리프트오프 힘과 탭 강성, 슬라이더 강성과의 관계식을 만들었다. 이는 표면반응기법을 통한 다중회귀분석이론을 적용하여 각각의 관계를 찾은 것이다. 따라서 우리가 구한 관계식을 목적함수로 두면 목적함수와 구속조건은 다음과 같다.

$$\min f(x_3, x_9, x_{13}, x_{19}) = \text{Lift-off force} \quad (1)$$

$$f(x_3, x_9, x_{13}, x_{19}) = -11.5789 + 0.0224682x_{13} + 32266.4x_3 + (6.14568 + 38819.7x_3)x_{19} - 0.0307818x_9 + 0.0000145525 * x_9^2 \quad (2)$$

Subject to

$$\begin{aligned}
 &186\text{Hz} \leq \text{cantilever} \leq 205\text{Hz} \\
 &1.9\text{kHz} \leq \text{slider - pitching} \leq 2.3\text{kHz} \\
 &2.7\text{kHz} \leq \text{slider - rolling} \leq 3.3\text{kHz} \\
 &3.1\text{kHz} \leq 1^{\text{st}} \text{ bending} \leq 3.9\text{kHz} \\
 &5.4\text{kHz} \leq 1^{\text{st}} \text{ torsion} \leq 6.7\text{kHz}
 \end{aligned} \tag{3}$$

식 (2)는 99%이상의 근사화를 만족시키는 관계식을 뽑아 낸 것이다. 여기서  $x_3$ 은 상태 2의 슬라이더 강성이며,  $x_9$ 는 상태 4의 탭 강성이다.  $x_{13}$ 은 수직강성이며  $x_{19}$ 는 리미터 힘이다. 목적함수를 최소화하였을 때의 값 즉, 리프트 오프 힘의 값은 -19.5mN 에서 -6.4mN 이 되었다. 그 때의 시뮬레이션을 통한 리프트오프 힘의 값은 -19.5mN 에서 -6mN 이 되었다. 관계식을 통하여 구한 리프트오프 힘과 실제 시뮬레이션에 의해 구해진 리프트오프 힘은 거의 일치함을 볼 수 있다. 또한 식(3)은 실제의 서스펜션에 대한 구속조건으로 실제의 서스펜션과 비슷한 값을 가지기 위한 경계조건으로 사용되는 식이다. 따라서 본 연구를 통하여 구한 관계식을 가지고 리프트오프 힘을 구하는데 있어서 시뮬레이션이 아닌 관계식을 통하여 구할 수 있다. 이는 많은 시간을 절약할 수 있다.

Table 6은 위에서 보는 바와 같이 식(1)의 처음 값 즉, 초기의 FE 모델과 식(1)을 최소화하였을 때의 값 즉, 리프트오프 힘을 최소로 할 때의 FE 모델의 상태변수를 나타낸 것이다. Fig.8은 식(1)을 최소화하는 과정을 보여준다.

초기의 리프트오프 힘 -19.5mN에서 반복된 최적

Table 6 Comparison variables between Initial and Optimal Model

Objective	Initial	Optimal	Variation
Objective	-19.5 mN	-6.4 mN	-67 %
$x_3$	3.57e-5 N/m	1.5e-4 N/m	320 %
$x_9$	488 N/m	212 N/m	-56.5 %
$x_{13}$	13.7 N/m	17.9 N/m	30.6 %
$x_{19}$	0.29 N/m	0.46 N/m	58 %

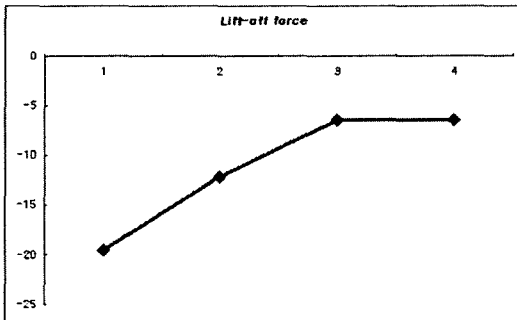
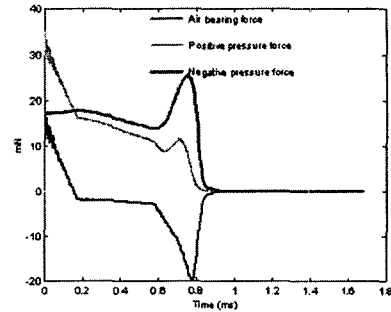
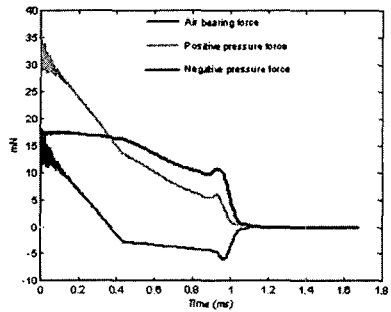


Fig.8 Optimization of Objection Function



(a) Initial



(b) Optimal

Fig.9 Comparison lift-off force between Initial and Optimal Model

화를 통하여 -6.4mN의 리프트오프 힘을 가지는 결과로 최적화 되었다.

Fig.9는 초기모델의 리프트오프 힘과 최적화된 리프트오프 힘을 나타낸다.

### 3.3 구조최적화

위에서 구한 관계식은  $x_3, x_9, x_{13}, x_{19}$ 로 표현된다. 따라서  $f(x_3, x_9, x_{13}, x_{19})$ 를 최소로 하는 서스펜션의 형상을 찾는다면 그 때가 리프트오프 힘을 최소로 갖는 서스펜션의 구조최적화가 된다. 따라서  $f(x_3, x_9, x_{13}, x_{19})$ 를 최소로 하는 값은 다음과 같은 목적함수와 경계조건을 갖는다.

$$\begin{aligned}
 \min f(x_3, x_9, x_{13}, x_{19}) = & \omega_1 (x_3 - 1.5 \cdot 10^{-4})^2 \\
 & + \omega_2 (x_9 - 212)^2 + \omega_3 (x_{13} - 17.9)^2 + \omega_4 (x_{19} - 0.46)^2
 \end{aligned} \tag{4}$$

Subject to

$$\begin{aligned}
 &186\text{Hz} \leq \text{cantilever} \leq 205\text{Hz} \\
 &1.9\text{kHz} \leq \text{slider - pitching} \leq 2.3\text{kHz} \\
 &2.7\text{kHz} \leq \text{slider - rolling} \leq 3.3\text{kHz} \\
 &3.1\text{kHz} \leq 1^{\text{st}} \text{ bending} \leq 3.9\text{kHz} \\
 &5.4\text{kHz} \leq 1^{\text{st}} \text{ torsion} \leq 6.7\text{kHz}
 \end{aligned} \tag{5}$$

**Table 7** Comparison variables between Initial and FE Model

	Initial	FE	Variation
Objective	-19.5 mN	-6 mN	-69 %
$x_3$	3.57e-5 N/m	1.45e-4 N/m	306 %
$x_9$	488 N/m	214 N/m	-56.1 %
$x_{13}$	13.7 N/m	17.4 N/m	27 %
$x_{19}$	0.29 N/m	0.44 N/m	51.7 %

따라서 위의 결과로부터 구한  $x_3, x_9, x_{13}, x_{19}$  의 값을 가지는 서스펜션의 형상을 구하면 그 때의 형상이 리프트오프 힘을 최소로 하는 서스펜션의 형상이 된다. 따라서 리프트오프 힘이 최소가 되므로 언로드 성능을 높일 수 있다.

여기  $\omega_1 = 1.9 \cdot 10^7, \omega_2 = 3.3 \cdot 10^{-6}, \omega_3 = 0.0142, \omega_4 = 8.6505$  이다. Table 7 을 보면 Table 6 에서 보는 바와 같이 관계식에 의하여 구해진 리프트오프 힘을 가지는 서스펜션의 형상이 실제로 어떻게 되는지를 알기 위해 식(4)를 다시 목적함수로 하여  $x_3, x_9, x_{13}, x_{19}$  을 구하였다.

따라서 식(4)로부터 구한  $x_3, x_9, x_{13}, x_{19}$  를 가지는 서스펜션의 형상이 리프트오프 힘을 최소로 하여 언로드 성능을 향상시킬 수 있다.

### 5. 결론

L/UL 시 슬라이더와 디스크의 충돌에 민감한 영향을 줄 것으로 생각하는 리프트오프 힘을 예측하기 위한 관계식을 언로딩 단계에서의 각 상태에서 작용하는 강성행렬과 각 힘으로부터 설정하였다. 그 방법은 FE 모델로부터  $\zeta$  자인 변수를 정하고 민감도 해석을 통한 변수들을 재 정립한 후 DOE 방법을 통하여 각각에 대한 DOE 표를 구하였다. DOE 표에 의한 각각의 상태에 대한 힘들을 구하고 그 힘들로부터 L/UL 시 슬라이더를 통하여 리프트오프 힘들을 구하였다. 시뮬레이션 중에 모드들의 순서가 변경될 수 있으므로 최적화 과정에서 모드트래킹 기법을 사용하여 이러한 변경에 대한 보상을 수행하였다. FE 모델로부터 얻어진 각 상태의 힘들과 시뮬레이션을 통한 리프트오프 힘과의 관계식을 구하고 관계식을 이용하여 리프트오프 힘을 쉽게 구할 수 있었다. 또한 이를 최소로 하는 서스펜션의 모델을 구축하여 리프트오프 힘이 -19.5mN 에서 -6.4mN 으로 언로딩 특성이 약 67% 향상되었음을 보였다. 최소화된 리프트오프 힘을 가지는 실제의 서스펜션의 형상에서 리프트오프 힘이 -19.5mN 에서 -6mN 으로 언로드 성능을 약 69% 증가 시킬 수 있음을 보였다. 이는 최적화 값이 아닌 실제의 서스펜션의 성능이 증가 함을 보여주는 것이다.

### 후 기

본 연구는 한양대학교 최적신기술 연구센터 [iDOT]와 한국과학재단 지정 정보저장기기 연구센터[CISD] (R11-1997-042-11000-0)의 지원을 받아 이루어졌으며, 관계자 여러분께 감사 드립니다.

### 참고문헌

- [1] Q. H. Zeng, M. Chapin and D. B. Bogy, 1999, "Dynamics of the unloading process for negative pressure slider", IEEE Trans. Magn., Vol.35, pp.916-920.
- [2] Y. Hu, P.M. Jones and K. Li, 1998, "Air bearing dynamics of sub-ambient pressure sliders during dynamics unload," ASME/STLE, International Tribology Conference, Totonto, Canada, Oct, pp.22-28
- [3] Q. H. Zeng and D. B. Bogy, 1999, "Slider air bearing designs for load/unload applications," IEEE Trans. Magn., Vol.35, pp.746-751.
- [4] Q. H. Zeng and D. B. Bogy, "A simplified 4-DOF Suspension Model for Dynamic Load/Unload Simulation and its Application," ASME J, Tribol., Vol.122, No.1, pp.274-279.
- [5] Q. H. Zeng and D. B. Bogy, 2000, "Design and operating conditions for reliable load/unload systems," Tribology International, Vol.33, pp.357-366.
- [6] Q. H. Zeng and D. B. Bogy, "The CML Dynamics Load/Unload Simulator V4.21.10", CML report.
- [7] T.R. Albrecht and F. Sai, 1999, Load/Unload Technology for Disk Drives, IEEE Transactions on Magnetics, Vol.35, No.2, pp.857-862
- [8] Tae-Sik Kang, Tae-Soo, Kim and Woo-Chul Lee, "Optimal design of the suspension stiffness in HDD for improving the load/unload performance," 2003, Proceedings of KSNVE Fall conference, pp. 898-901