한국소음진동공학회 '94 추계학술대회논문집 pp. 46-51

멀티 체인저 플레이어 데크 메카니즘의 방진부 진동 저감 대책

°강 영 규*, 박 혁 성**

(A Method of Reducing Vibration of Vibroisolating Part of Multi Changer Player Deck Mechanism)

(Young-Gyu Kang, Hyuk-Sung Park)

I. 서론

자동차용 MCP(Multi Changer Player)는 조용하고 깨끗한 음악을 감상하고 싶어하는 소비자들에게 큰 호응을 얻고 있다. 그러나 주행중에 외력이 자동차용 MCP 데크를 통하여 클램핑부(Clamping부 :이하 방진부라 함)에 전달되어 방진부에 진동이 발생할 수 있다. 이때 방진부에 장착되어 있는 CD(Compact Disc)의 음재생에 영향을 줄 수 있다.

따라서 본 연구에서는 자동차용 MCP 데크 메카니즘의 중요 구성 부분인 방진부를 설계 및 실험 해석에 의해 진동 저감 대책을 세움으로써 기초 자료를 확보하고 제품의 성능을 향상시키고자 한다.

자동차용 MCP 데크에 장착된 방진부의 진동 저감 문제를 해결하기 위해 먼저 다음과 같은 사항이 방진부에 미치는 영향도를 알아본다.

1) 아이들링(Idling) 중일때의 자동차의 특성과 주행중일때의 자동차의 특성 및 노면 외란이 전장부에 미치는 영향도를 파악한다.

2) CD가 클램핑되어 있을때의 CD의 모드를 해석해 본다.

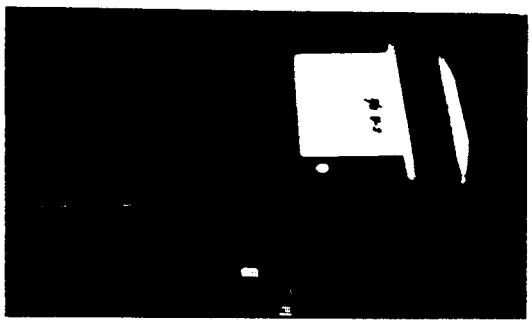
그리고 방진재로 사용된 스프링의 설계 및 방진 고무의 물성치 변화에 따른 방진부의 특성변화를 실험에 의해 해석하여 적절한 방진재를 선정한다. 또한 결정된 방진재를 사용한 MCP의 음비(Sound Skip) 특성을 측정해 본다.

II. 본론

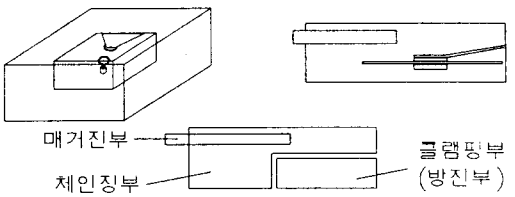
1. MCP와 방진부의 구조

1) MCP의 구조

그림1은 MCP 데크 메카니즘의 실물이고 그림2는 MCP 데크 메카니즘의 구성을 매거진부,체인징부,클램핑부(방진부)로 나눌 수 있는데, 본 연구에서는 방진부를 실험에 의한 해석으로 진동 저감 문제를 해결하였다.



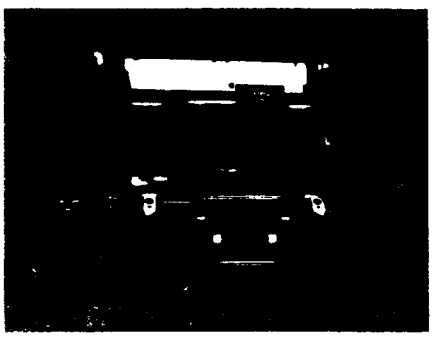
[그림1] MCP 데크 메카니즘의 실물



[그림2] MCP 데크 메카니즘의 구성도

2) 방진부의 구조

본 연구의 진동 절연 대상인 방진부는 그림3과 같이 스프링 4개와 오일(Oil)이 포함된 방진 고무 4개에 의해 절연되어 있다. 방진 고무는 진동 에너지 흡수성이 우수하여 방진용으로 널리 쓰이는 부틸 고무(IIR)를 사용하였고, 방진고무 안에 사용된 오일은 실리콘 오일이다.



[그림3] 방진부의 실물

2. 자동차의 특성 분석 실험

1) 목적

MCP 데크가 자동차의 탑재용이므로 자동차의 특성을 파악함으로써 자동차의 어느 부분 혹은 어느 주파수 대역에서 전장부에 탑재되는 MCP 데크에 많은 영향을 미치는지 파악하는 것이다.

2) 실험 방법

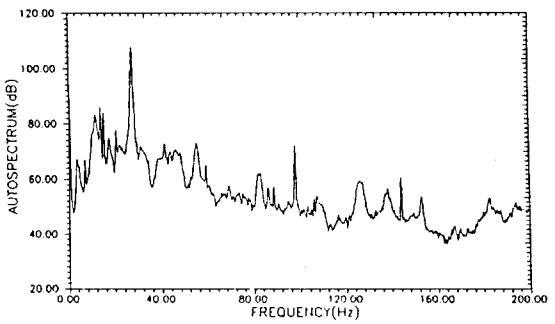
자동차의 특성을 파악하기위해 4기통 엔진인 자동차를 아이들링 중일때와 주행중일때에 대하여 MCP 데크의 장착위치에 가속도계를 부착하여 진동 실험을 하였다. 아이들링 중일때는 엔진의 회전수가 840rpm과 1400rpm으로 회전하고 있을때에 대하여 측정하였고 주행중일때는

* 금성알프스전자 연구소
** 연세대학교 기계공학과

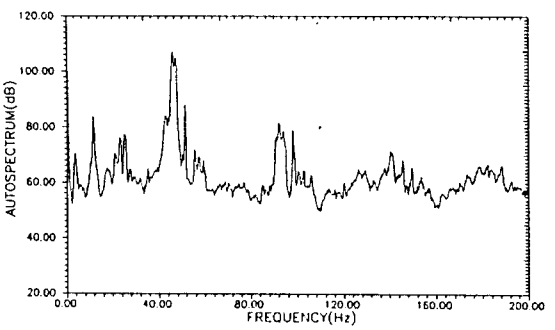
실험 여건상 포장 도로를 시속 60 km/h(2100rpm)로 달리고 있을때에 대하여 측정하였다.

3) 결과 및 검토

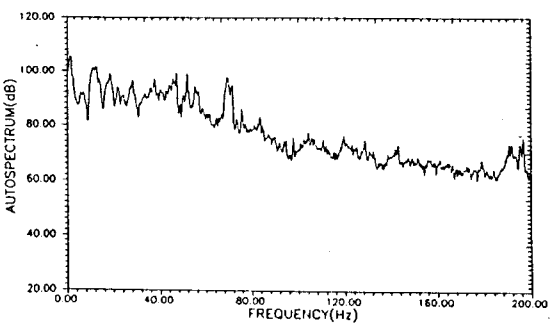
자동차가 아이들링중이고 엔진의 회전수가 840rpm일때는 그림4와 같이 28Hz에서 가장 큰 신호가 발생하고 엔진의 회전수가 1400rpm일때는 그림5와 같이 47Hz부근에서 가장 큰 신호가 발생하였다. 그 외의 주파수 대역에서는 그다지 크지 않은 신호가 몇군데 있음을 알 수 있다. 이 두 주파수 28Hz와 47Hz는 엔진의 회전에 의해 생긴 신호이므로 아이들링 중일때는 엔진에 의한 영향이 가장 큼을 알 수 있었다. 2100rpm으로 시속 60km/h로 주행중일때는 그림6에서 보듯이 큰 신호가 발생하는 주파수 대역이 없고 미소한 크기의 신호가 몇군데 있음을 알 수 있다. 또한 주행중일때는 70Hz근방에서 엔진에 의한 영향이 그다지 크지 않음을 파악하였다. 이상에서 살펴 본 바와 같이 자동차가 아이들링 중일때는 특히 엔진의 회전에 의한 영향이 가장컸고, 주행중일때는 엔진과 차체에 의한 진동 영향보다는 불규칙한 노면으로부터 들어오는 진동이 더 큰 문제가 된다는 것을 알 수 있다.



[그림4] 840rpm으로 아이들링중인 경우



[그림5] 1400rpm으로 아이들링중인 경우



[그림6] 2100rpm으로 시속 60km/h로 주행중인 경우

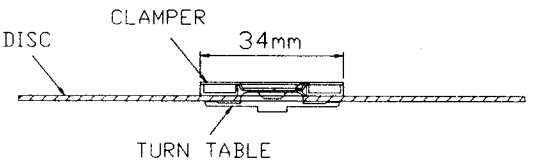
3. CD의 모드 실험

1) 목적

CD를 클램핑하고 있을때의 CD의 모드를 실험적으로 해석함으로써 CD가 방진부 또는 자동차의 특성에 의해 어느 주파수 대역에서 영향을 받을 수 있는지를 알고자 한다.

2) 실험 방법

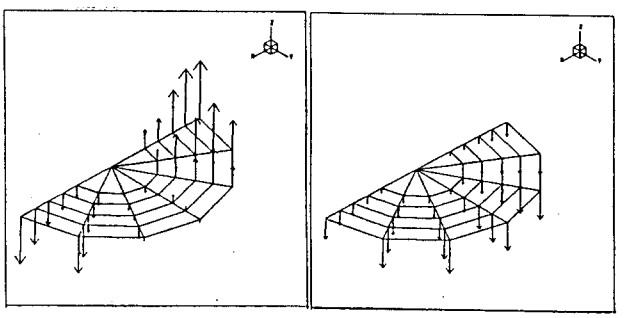
그림7에서와 같이 CD가 턴테이블(Turn Table)에 안착되어 클램퍼(Clamper)에 의해 직경 34mm만큼 클램핑하고 있는 상태에서 실험하였다. 이때 클램퍼가 CD를 누르고 있는 클램핑 힘은 180 gf 이다.



[그림7] CD가 안착되어 있는 모습

3) 결과 및 검토

실험 결과 CD 모드는 1차 모드가 92.99Hz, 2차 모드가 102.93Hz였고 3차 이상의 모드는 발견되지 않았다. 1,2차의 모드 형상(Mode Shape)은 그림 8와 같이 되었다.



(A) 1차 모드 형상 (B) 2차 모드 형상

[그림8] CD의 1,2차 모드 형상

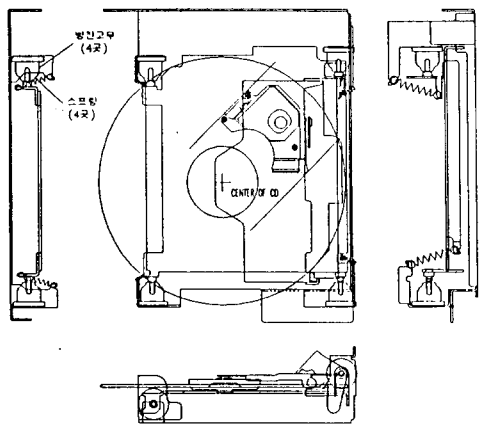
4. 방진부의 설계 및 실험에 의한 진동 저감 대책

1) 가정

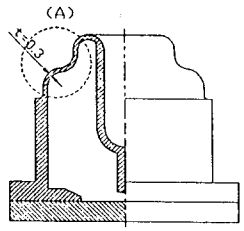
진동 절연 대상인 방진부는 그림9과 같이 스프링과 방진 고무로 연결되어 있는데 구조상 강체 운동을 한다. 일반적으로 강체는 6자유도 운동을 하지만 본 연구의 방진부는 1축방향의 운동을 한다고 가정하고 수직 방향(Bouncing)의 운동만을 고려하였다.

2) 한계성

방진재로 사용된 방진 고무의 형상과 크기, 그리고 스프링의 위치와 작용장 거리는 데크 설계상의 한계로 인하여 크게 바꿀 수 없기 때문에 그림9과 같은 위치와 형상인 것을 대상으로 고려한다. 그림10은 방진 고무의 형상인데, (A)위치에서 고무의 두께는 제작상 최소 두께인 0.3mm로 한다.



[그림9] 방진재 위치와 형상



[그림10] 방진고무 형상

3) 스프링 설계

(1) 방진부의 무게중심 위치

스프링 설계에 앞서 방진부 무게중심의 위치를 먼저 구해야 한다. 먼저 그림9에서 CD의 중심을 좌표 기준으로 하여 각 부품들의 무게중심을 구하고 각 부품의 무게중심을 이용하여 방진부 전체의 무게중심을 구한다. 이것을 이용하여 픽업 위치를 25mm에서 58mm까지 변화시키면서 방진부의 무게중심의 변화를 구한다. 결과는 표2와 같다.

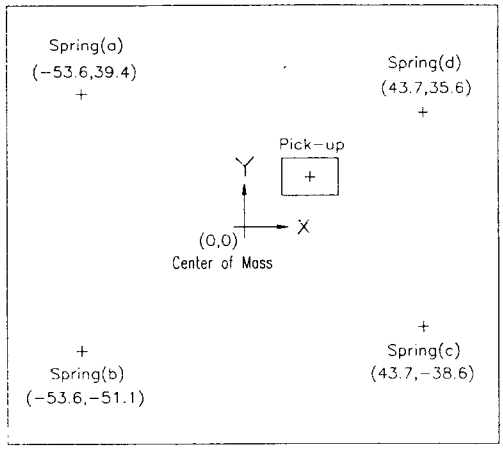
픽업위치	Xc	Yc	픽업위치	Xc	Yc
25	13.508	5.153	42	14.247	5.888
26	13.551	5.196	43	14.290	5.931
27	13.595	5.239	44	14.334	5.974
28	13.638	2.282	45	14.377	6.017
29	13.682	5.326	46	14.421	6.061
30	13.725	5.369	47	14.464	6.104
31	13.768	5.412	48	14.508	6.147
32	13.812	5.455	49	14.551	6.190
33	13.855	5.499	50	14.594	6.234
34	13.899	5.542	51	14.638	6.277
35	13.942	5.585	52	14.681	6.320
36	13.986	5.628	53	14.725	6.363
37	14.029	5.672	54	14.768	6.407
38	14.073	5.715	55	14.812	6.450
39	14.116	5.758	56	14.855	6.493
40	14.160	5.801	57	14.899	6.536
41	14.203	5.845	58	14.942	6.580

[표2] 픽업 위치에 따른 무게 중심의 변화

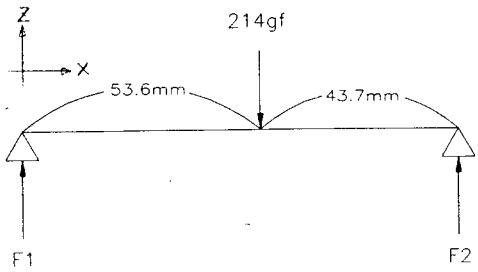
픽업 위치에 따라 방진부의 무게중심은 X방향으로 1.434mm, Y방향으로 1.427mm까지 변한다.

(2) 스프링 설계

진동 절연부의 방진재 중의 하나로 사용되는 스프링의 중요한 역할 중의 하나는 방진부가 수평유지되도록 하는 것이다. 그 이유는 오일 포함한 방진 고무가 정적 평형 상태에서는 반력이 거의 작용하지 않기 때문이다. 방진부가 수평유지 된다는 것은 임의 방향의 모멘트 운동이 발생하지않는다는 의미도 내포되어 있다. 스프링의 역할이 중요한 또 다른 하나는 방진부의 수평유지 상태에서 가능한 한 스프링의 강성을 작게하는 것이다. 스프링의 강성이 작으면 시스템의 고유 진동수가 작아져 시스템 성능에 유리하게 작용한다.



[그림11] 방진부 무게중심과 방진 스프링 위치



[그림12] 계의 단순화 모델

따라서 앞서 구한 방진부의 무게중심을 이용하여 스프링을 설계해 보자. 방진부의 무게중심과 방진 스프링의 위치는 그림11에 도시되어 있다. 여기서 자동차의 주행 방향과 같은 방향은 X축 방향이므로 본 연구에서는 이 방향의 모멘트(Pitching) 운동을 억제하는 것을 주목적으로 한다. 그러면 그림11은 그림12와 같이 모델링 할 수 있다. F1은 스프링(a)와 스프링(b)에 걸리는 힘이고 F2는 스프링(c)와 스프링(d)에 걸리는 힘인데, 각각의 힘을 계산하면 F1=96gf, F2=108gf 이다. 여기서 214gf은 방진부의 질량을 의미한다. 스프링의 작용장 거리는 데크 설계상 스프링(a)와 스프링(b)가 16mm, 스프링(c)와 스프링(d)가 23.5mm로 고정되어 있다. 따라서 각 스프링의 작용장에서의 지지력은 다음과 같다.

스프링(a) = 스프링(b) ⇒ 48 gf

스프링(c) = 스프링(d) ⇒ 54 gf

이를 바탕으로 스프링의 설계 데이타는 표3과 같다.

	스프링(a),스프링(b)	스프링(c),스프링(d)
재질 및 선경	SUS304WPB,0.23mm	SUS304WPB,0.26mm
외 경	3.2 mm	4.0 mm
자 유 장	9.2 mm	12.4 mm
총 권 수	13.5	18.0
강성(Stiffness)	7.2 gf/mm	5.1 gf/mm

[표3] 스프링의 설계 데이타

4) 실험에 의한 해석 및 진동 저감 대책

(1) 목적

앞에서 설계된 스프링을 사용하여 방진재의 물성치 변화에 따라 방진부의 특성 변화를 실험에 의해 해석하고자 한다.

(2) 실험 방법

관심 주파수는 0Hz에서 100Hz까지이고 픽업 위치는 리드인(Lead-in)과 리드아웃(Lead-out)에 있을 때에 대하여 실험하였다. 스프링의 물성치 즉,강성은 앞에서 설계된 자료를 이용하였고 오일 함유된 방진 고무의 물성치는 오일의 점도, 방진 고무의 경도 그리고 오일량의 변화에 대해 실험하였다. 또한 스프링없이 내부가 고무로 채워진 방진 고무만 설치한 경우에 시스템의 특성이 어떻게 변화하는지도 고찰해 보았다.

(3) 결과 및 고찰

가. 오일의 점도 변화에 따라

본 연구에서와 같은 1자유도계 시스템에서는 강성의 값이 작을수록 공진 주파수 값도 작게되어 시스템에 유리하게 작용하므로 방진 고무의 경도가 제일 작은 값을 일정한 것으로 한다. 그리고 방진 고무의 두께는 방진에 가장 많은 영향을 미치는 (A)부분에서 제작 가능한 최소 0.3mm로 한다. 고무 두께를 작게하는 이유는 시스템의 강성을 최소화하기 위함이다. 또한 오일 량은 방진 고무의 내부가 오일이 가득찬 상태로 고정한다. 이렇게 방진 고무의 경도와 오일 량이 일정한 상태에서 오일 점도의 변화에 따른 시스템의 특성 변화를 고찰해 본다. 그림13(A)와(B)는 각각 픽업이 리드인과 리드아웃에 있을때 점도 변화에 대하여 측정한 그래프이고, 표4는 그림13의 각각의 그래프에 대한 공진 주파수와 그 주파수에서의 전달율을 나타낸다.

일정한 방진 고무 경도와 오일 량에 대해 오일 점도(Viscosity)가 증가함에 따라 시스템의 공진 주파수가 증가하고 반면에 그 주파수에서의 전달율은 감소하다가 다시 증가하는 현상을 보이고 있다. 이것은 낮은 경도 20에서 점도가 10,000 cSt일때는 공진 주파수가 10.75Hz로 낮으나 그 주파수에서의 전달율은 2.08로 다른것과 비교해서 상대적으로 큰 값이다. 같은 조건에서 점도가 30,000 cSt일때는 공진 주파수는 12.125Hz로 약간 증가했으나 그 주파수에서의 전달율은 1.54로 많이 떨어짐을 볼 수 있다. 또한 점도가 50,000cSt일때는 공진 주파수가 15.625Hz만큼 증가했으나 그 주파수에서의 전달율은 1.53으로 거의 변화가 일어나지 않았음을 알 수 있다. 점도가 100,000cSt일때는 공진 주파수가 18.375로 더욱 증가되었고 그 주파수에서의 전달율도 1.59로 약간 증가되었다. 이상에서 살펴 본 바와 같이 점도의 변화가 본 연구의 대상인 방진부(질량 214g)와 같은 시스템에 미치는 영향을 정리하면

첫째, 점도가 낮은 값에서의 증가 즉, 점도가 10,000cSt에서 30,000cSt로 증가할때는 시스템의 공진 주파수는 약간 증가되지만 그 주파수에서의 전달율은 크게 줄어드는 효과를 가져온다. 이것은 점도가 낮은 값에서는 점도의 증가가 시스템의 강성은 크게 변화시키지 않으면서 시스템의 점성(Damping)을 증가시켜 방진부에 전달되는 진동을 줄이는 효과를 가져왔다.

둘째, 점도가 어느 정도이상에서의 증가 즉, 점도가 30,000cSt에서 50,000cSt와 100,000cSt로의 증가는 시스템의 점성은 불변 혹은 오히려 감소되지만 시스템의 강성은 증가되어 방진부의 진동 저감에 역효과를 가져왔다.

나. 방진고무의 경도 변화에 따라

위에서 살펴 본 바와 같이 본 연구의 대상인 방진부에서는 점도가 30,000cSt일때가 가장 좋다고 할 수 있으므로 이번에는 점도 30,000cSt와 오일량 0.66g일때에 대하여 측정하였다. 그림14(A)와(B)는 각각 픽업이 리드인과 리드아웃에 있을때 경도 변화에 대하여 측정한 실험 데이타이고 이 그래프들에 대한 공진 주파수와 그 주파수에서의 전달율은 표5에 있다.

일정한 오일 점도와 오일량에 대해 방진 고무의 경도가 증가함에 따라 시스템의 공진 주파수와 그 주파수에서의 전달율이 모두 증가됨을 알 수 있다. 이것은 일정한 점도와 오일량 하에서는 경도의 증가가 시스템 강성의 증가를 초래한 반면 시스템의 점성은 작아짐을 의미한다. 따라서 방진고무의 경도는 작으면 작을수록 시스템에 유리하게 작용하는데 이의 한계값은 일반적으로 Hs=20으로 알려져 있다.

다. 오일량의 변화에 따라

본 연구의 대상인 방진부에서는 앞의 실험 해석에 의해 결정된 방진 고무의 경도 Hs=20, 오일 점도 30,000cSt일때가 시스템에 가장 좋은 물성치였다. 이번에는 이러한 값을 이용하여 오일량의 변화가 방진부에 어떠한 영향을 미치는지 고찰해 본다.

그림15(A)와(B)는 각각 픽업이 리드인과 리드아웃에 있을때 오일량의 변화에 대하여 측정한 실험 데이타이고, 이들의 공진 주파수와 그 주파수에서의 전달율은 표6과 같다.

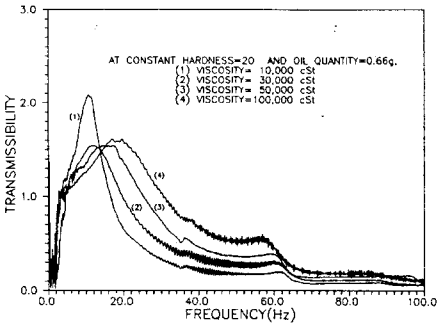
그림15(A)는 픽업이 리드인에 있을때 측정한 것인데 오일량의 변화에 따라 공진 주파수는 거의 변하지 않았고 그 주파수에서의 전달율은 오일량이 0.64g과 0.66g일때는 거의 비슷하나 0.62g일때는 이들보다 약간 더 크다. 그림15(B)는 픽업이 리드아웃에 있을때 측정한 것인데 오일량의 변화에 따라 공진 주파수는 거의 변하지 않았고 그 주파수에서의 전달율은 오일량이 0.62g과 0.66g일때는 거의 같고 0.64g일때는 이들보다 약간 더 작다. 이상에서와 같이 오일량의 변화는 시스템의 특성 변화에 별로 영향을 주지 못한다. 그 이유중의 하나는 오일량의 변화를 많이 주지 못하기 때문이다. 오일량이 방진 고무를 가득 채우지 않으면 방진 고무의 형상이 일그러져 오일 점도의 성능 저하를 초래한다.

라. 내부가 고무로 채워진 방진 고무만 설치한 경우

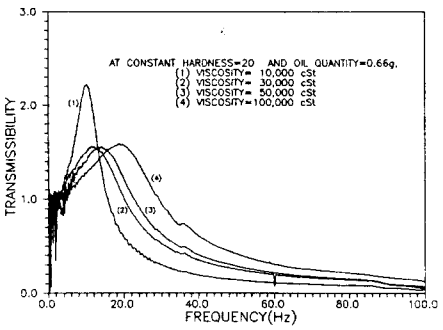
내부가 고무로 채워진 방진 고무만을 설치한 경우 고무의 경도 변화에 따라 시스템의 특성이 어떻게 변화하며 또한 오일 함유된 방진 고무와의 어느 정도 성능차이가 나는지에 대해서 알아 보고자 한다. 스프링 없이 방진 고무만을 사용한 것은 내부가 고무로 가득 채워진 방진고무는 강성이 아주 높기 때문에 스프링의 역할을 충분히 하므로 스프링이 필요없다.

그림16은 픽업이 리드인 위치에 있을때에 경도의 변화에 대하여 측정한 그래프이고, 표7은 이들에 대한 공진 주파수와 그 주파수에서의 전달율을 나타내고 있다. 픽업이 리드아웃에 있을때도 이와 비슷하였다.

방진 고무만을 사용한 경우는 오일 함유된 방진 고무보다 공진 주파수와 그 주파수에서의 전달율도 높았고 고무의 경도가 증가함에 따라 공진 주파수 값은 증가 현상을 보이나 그 주파수에서의 전달율은 일정하지 않음을 볼 수 있다. 이와 같이 진동 절연재로 오일 비포함된 방진 고무만을 사용한 경우는 스프링과 오일 함유된 방진고무를 사용한 경우보다 훨씬 시스템의 방진성이 좋지 않음을 알 수 있다. 그림17은 픽업이 리드인 위치에 있을때 방진재로 오일 비포함된 방진 고무만을 사용한 경우와 스프링과 오일 함유한 방진고무를 사용한 경우에 대한 비교 그래프이다.

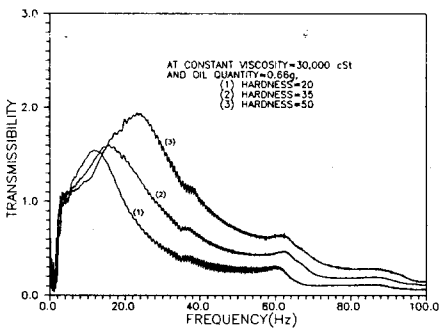


(A) 픽업이 리드인에 있을때

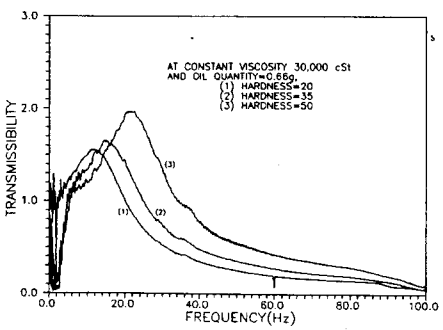


(B) 픽업이 리드아웃에 있을때

[그림13] 오일 점도 변화에 대한 시스템 전달율

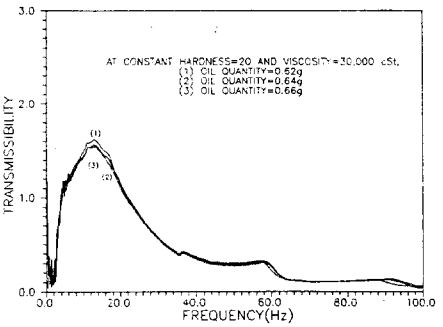


(A) 픽업이 리드인에 있을때

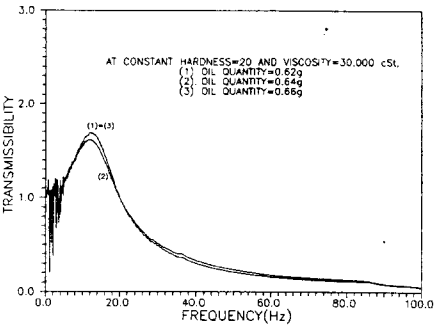


(B)픽업이 Lead-out에 있을때

[그림14] 방진고무 경도 변화에 대한 시스템 전달율

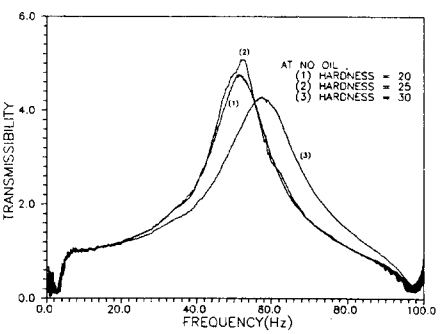


(A)픽업이 리드인에 있을때

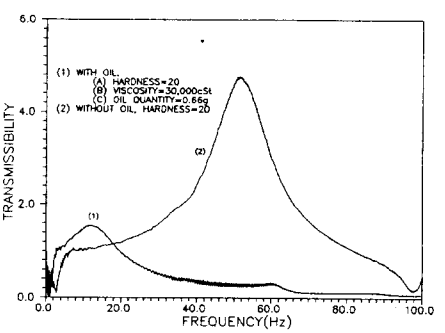


(B)픽업이 리드아웃에 있을때

[그림15] 오일 량 변화에 대한 시스템 전달율



[그림16] 방진 고무만 사용시 시스템 전달율



[그림17] 오일 유무에 따른 시스템 전달율

픽업 위치	VISCOSITY	공진 주파수	전 달 율
Lead-in	10,000 cSt	10.75	2.08
	30,000 cSt	12.125	1.54
	50,000 cSt	15.625	1.53
	100,000 cSt	18.375	1.59
Lead-out	10,000 cSt	10.0	2.21
	30,000 cSt	12.0	1.56
	50,000 cSt	14.125	1.56
	100,000 cSt	18.875	1.59

[표4] 오일 점도 변화에 따른 시스템 특성

픽업 위치	HARDNESS	공진 주파수	전 달 율
Lead-in	Hs=20	12.0	1.54
	Hs=35	15.63	1.60
	Hs=50	23.25	1.94
Lead-out	Hs=20	12.0	1.56
	Hs=35	15.0	1.66
	Hs=50	22.5	1.97

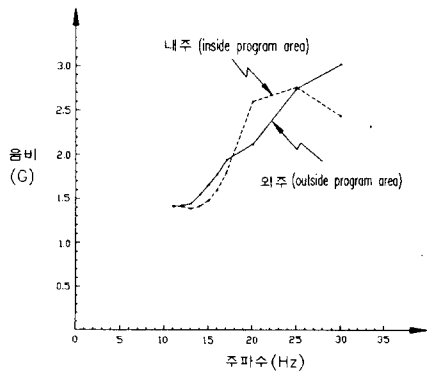
[표5] 고무 경도 변화에 따른 시스템 특성

픽업 위치	OIL QUANTITY	공진 주파수	전 달 율
Lead-in	0.62g	12.88	1.62
	0.64g	13.0	1.55
	0.66g	12.88	1.57
Lead-out	0.62g	12.0	1.69
	0.64g	12.0	1.62
	0.66g	12.0	1.69

[표6] 오일 량 변화에 따른 시스템 특성

픽업 위치	HARDNESS	공진 주파수	전 달 율
Lead-in	Hs=20	49.125	4.29
	Hs=25	49.5	4.63
	Hs=30	54.875	4.30

[표7] 방진고무만 사용된 경우의 시스템 특성



주파수 (Hz) / 음비 (G)	11	12	13	14	15	16	17	20	25	30
내 주	1.42	1.41	1.38	1.41	1.47	1.60	1.79	2.60	2.76	2.44
외 주	1.41	1.42	1.44	1.54	1.66	1.78	1.94	2.16	2.75	3.14

(G=9.807 m/s²)

[그림18] MCP 데크 메카니즘의 음비 특성

5. 음비(Sound skip) 특성

앞에서 설계 및 실험 해석에 의해 결정된 방진재의 스프링과 오일 함유한 방진 고무를 사용하여 MCP 데크 메카니즘의 음악적 성능(Music quality)을 측정해본다. 실험 방법은 MCP 데크를 가진기위에 고정하고 음악이 연주될때에 음비 현상이 발생할때까지 가진력의 크기를 증가시킨다.

그림18은 11Hz에서 30Hz 까지 내주와 외주에 대한 음비 특성을 나타내고 있는데, 내주에서 12Hz와 외주에서 11Hz에서 최소한 1.41G까지 음 재생이 가능하며 그 외의 주파수 대역에서는 1.41G 이상의 외력이 들어와도 음비 현상이 발생하지 않음을 나타낸다.

III. 결론

자동차의 전장부에 탑재되는 MCP 데크 메카니즘의 방진부에 대한 진동 저감 문제를 해결하기위해 여러가지 실험을 하였다. MCP가 자동차의 탑재용이므로 자동차의 특성을 파악하기 위해 자동차의 신호를 실험 분석하였고, CD가 클램핑 상태에서의 CD 모드도 해석하였다. 또한 방진재의 설계 및 해석 실험을 방진재 물성치를 변화시키면서 실험 해석하여 적절한 방진재를 선정하였다.

MCP의 장착 위치인 전장부에 진동 영향을 미치는 것은 자동차가 아이들링 중일때는 엔진의 영향이 가장 컸고 주행 중일때는 엔진과 차체의 진동보다는 불규칙한 노면의 영향이 대부분임을 알 수 있었다. 또한 실험에 의해 구해진 클램핑시의 CD 모드는 1차 모드가 92.99Hz, 2차 모드가 102.93Hz인데, 이들 주파수 근방의 신호가 방진부에 전달되면 시스템 성능의 저하를 가져올 수 있다.

스프링 설계 및 방진재의 물성치 변화에 의해 실험 해석한 결과 결정된 물성치는 다음과 같다. 스프링의 강성은 큰 스프링이 5.1 gf/mm, 작은 스프링이 7.2 gf/mm 이며 방진 고무 경도는 Hs=20, 오일 점도는 30,000 cSt, 오일 량은 0.66g 이다. 아울러 이러한 물성치들을 변화시키면서 실험한 결과 다음과 같은 특징을 알게되었다.

첫째, 방진고무 경도가 증가하면 시스템의 고유 진동수와 그 주파수에서의 전달율이 증가되었다.

둘째, 오일 점도가 증가되면 시스템의 공진 주파수는 증가되고 그 주파수에서의 전달율은 어느 정도까지는 감소하지만 그 이상에서는 오히려 증가되었다.

세째, 방진고무 경도와 오일 점도는 서로 연성(Couping) 관계에 있으므로, 시스템의 진동 저감 특성을 좋게하는 것은 시스템의 특성에 따라 달라짐을 알 수 있었다.

네째, 스프링과 방진 고무와 같은 방진재의 실제 제작상에서 생기는 공차의 정도를 고려하는 것도 중요하다고 본다.

IV. 참고 문헌

1. J.C.Snowdon, "Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems" ; John Wiley & Sons, Inc., New York, London, 1968

2. J. K. Baker, "Vibration Isolation", Oxford University Press, 1975

3. Cyril M. Harris, "Shock and Vibration Handbook", Third edition,1987

4. Francis S.Tse,Ivan E.Morse,Rolland T.Hinkle, "Mechanical Vibrations", Second edition,1978

5. 改訂 防振 ㅋ"ム, 日本鐵道車輛工業會, 昭和 50年 8月 15日