

캡-현가장치의 개선을 위한 진동 경로 분석의 적용

Application of Vibration Path Analysis for Improvement of Cab-Suspension

이주완* 김용준* 김경욱*
정희원 정희원
Juwan Yi Y.J.Kim K.U.Kim

1. 서론

트랙터를 사용함에 있어서 진동과 소음은 운전자의 안전과 건강에 가장 큰 영향을 미치는 요소이다. 트랙터는 그 특성상 운행 및 작업이 주로 비포장 도로나 논, 밭에서 이루어지고, 차륜 현가 장치도 존재하지 않는다. 또한, 기관과 차체가 마운트와 같은 진동 차단장치 없이 직접 연결되어 있기 때문에 트랙터 운전자는 다양한 종류의 가진원에 의한 진동에 노출되어 있다고 할 수 있다. 국내에서 생산되고 있는 농용 트랙터의 승차 진동은 인체에 유해한 저주파 성분을 가지고 있고, 국제표준기구 ISO 2631의 8시간 내피로한계 승차 진동 범위를 초과한다는 연구 결과도 보고된 바 있다(정수식, 1993).

캡-현가 장치는 운전자의 안전을 위해 개발된 진동 감소방안 중의 하나이다. 캡-현가 장치는 강성 및 감쇠 특성을 갖는 마운트를 통하여 캡과 차체를 연결하여 차체로부터 운전자에게 전달되는 진동 에너지를 감소시킨다.

진동경로분석(Vibration path analysis, VPA)을 이용하면 여러 개의 진동 전달 경로에 대하여 각각의 경로를 거친 가진력이 운전자에게 미치는 영향을 평가할 수 있다. 다양한 가진원에 의한 진동 에너지는 마운트를 통하여 차체에서 캡으로 전달된 후 운전자에게 전달된다. 여기서 진동 전달 경로를 비교 분석하면 운전자에게 보다 큰 영향을 미치는 경로를 구명할 수 있다. 진동 감소를 위해서는 운전자에게 보다 큰 영향을 미치는 경로를 개선하는 것이 그렇지 않은 것을 개선하는 것에 비하여 보다 효과적일 것이다.

진동 문제가 심각한 농업기계 분야에 VPA적용의 타당성이 입증되면 진동 문제의 해결에 이를 응용함으로써 진동 저감을 위한 보다 효과적인 대책을 세울 수 있을 것으로 판단된다.

2. 재료 및 방법

가. 진동 경로 분석

진동 경로 분석(VPA, Vibration path analysis)은 진동 전달 경로가 유한한 경우에만 적용할 수 있는 방법이다. 만약 진동 전달 경로가 무한하면, 목적한 곳으로 전달된 진동 에너지가 어떤 경로를 거쳤는지 분석이 불가능하다. 따라서, 본 연구에 사용될 수 있는 시험 트랙터는 차체로부터 진동 에너지가 차체와 캡-현가 장치의 마운트를 통해서만 전달되는 완

* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부

전 부동형(full floating type) 안전캡을 장착한 트랙터이다.

트랙터에 VPA를 적용할 경우 그 대상은 캡-현가 장치가 된다. 이 때, 진동 전달 경로는 차체와 캡-현가 장치를 잇는 마운트이고, 진동 에너지의 크기를 알고자 하는 곳은 좌석이다. 각각의 마운트에서 좌석까지 진동 에너지가 전달되는 정도를 측정하기 위하여 마운트와 좌석 사이의 주파수 응답함수를 구하였다. 주파수 응답함수는 마운트에 작용하는 가진력과 좌석의 가속도 신호를 간단한 가진 시험을 통하여 측정함으로써 구할 수 있다.

주파수 응답함수는 신호 분석기(signal analyzer)를 이용하여 하드웨어적인 방법으로 구한다. 본 연구에서는 승차 진동에 미치는 영향을 평가하고자 하였기 때문에 신호 분석은 승차 진동의 주파수 대역인 0-80Hz에서 실시하였다.

신호 측정을 위하여 그림 1에서와 같이 좌석에 가속도계를 부착하고, 가진 해머로 4개의 마운트를 가진하였다. 가속도계는 좌석과 캡-현가 장치가 연결된 부분과 좌석의 구조물에 부착하였다. 좌석에 장착된 가속도계는 B&K사의 type 4370 고감도 가속도계로서 0.2Hz - 3.5kHz대역에서 가속도 측정이 가능한 것이었다.

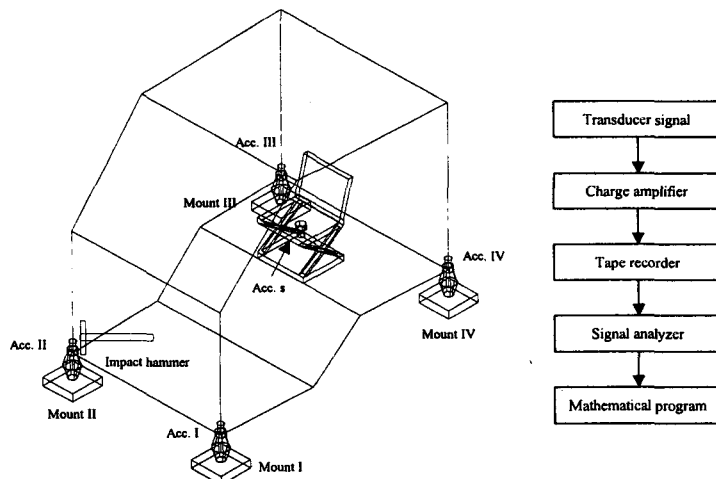


Fig. 1 Schematic diagram of excitation force and acceleration measurements.

나. 작업 중 발생하는 가속도 측정

VPA를 이용하여 캡-현가 장치의 각 진동 전달 경로가 좌석의 승차 진동에 미치는 영향을 정확하게 평가하기 위해서는 정적인 상태가 아닌 실제 작업시에 발생하는 조건을 고려한 측정이 이루어져야 한다. 이를 위하여 그림 2와 그림 3에서와 같이 B&K사의 type 4370 고감도 가속도계를 캡-현가 장치에 장착하여 트랙터 작업 중 나타나는 가속도를 측정하였다.

문헌 조사에 의하면 트랙터를 이용한 연간 작업 시간 비율은 표 1과 같다(Kim, 1998).

트랙터를 이용한 작업 중 가장 많은 시간을 이용한 작업은 쉼토 작업이었다. 또한, 운반 작업도 포장과 도로에서의 작업을 더하면 34.2%를 차지하고 있다. 경운 작업의 경우는 29.4%를 차지하고 있으나, 가진 특성이 운반 작업에서와 같은 것으로 가정하여, 본 연구에서는 트랙터를 이용한 작업으로 쉼토 작업과 운반 작업만을 대상으로 하였다.

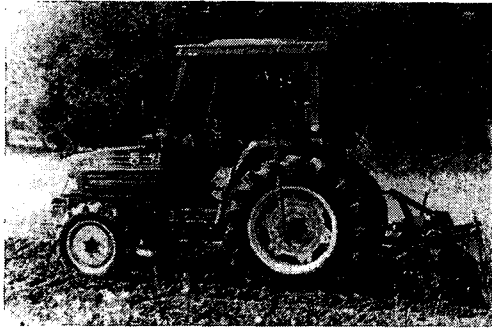


Fig. 2 A view of test tractor used for VPA application.

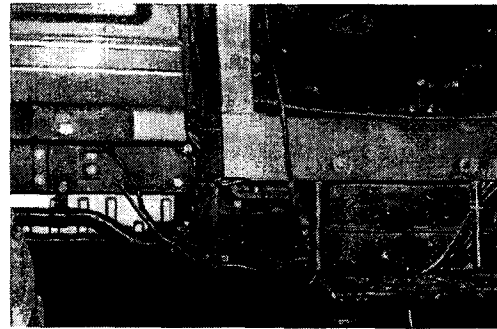


Fig. 3 Measurement of acceleration at front mount.

Table 1 Proportion of operating time for tractor works

Operation		Percentage(%)
Tillage		29.4
Rotavating		36.4
Transportation	Farm road	17.1
	Pavement	17.1

쇄토 작업시 가속도를 측정하기 위하여 밭토양에서 쇄토 작업을 실시하였다. 쇄토 작업은 M2P1, M2P2의 두 단계로 실시했다.

문헌 조사에 의하면 농로에서의 운반 작업과 도로상에서의 운반 작업의 시간 비율이 같은 수준이었다. 따라서, 본 연구에서도 농로와 도로 및 포장에서의 운반 작업에서 나타나는 가속도를 측정하였다. 구체적인 실험 장소는 쇄토 작업을 실시한 포장, 차량에 의해 다져진 비포장 도로(off-road), 아스팔트 도로, 콘크리트 도로였다. 이 때, 포장에서의 주행 속도는 2.93km/h(M1), 4.11km/h(M2)로 하였으며, 다른 경우는 4.11km/h(M2)로 하였다. 주행시 기관의 회전수는 정격 회전수인 2,600rpm을 유지하였다.

다. 진동 주파수에 대한 인체의 민감도 고려

운전자가 가진원에 노출되었을 때 가진원으로부터의 진동 에너지가 모두 같은 수준으로 인체에 영향을 주는 것은 아니다. 인체는 진동 주파수에 따라 그에 반응하는 정도가 다르다.

ISO 2631(Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration)에는 진동의 각 주파수에 대한 인체의 민감도가 가중치(weighting factor)로써 주어져 있다. 본 연구에서는 이 가중치를 이용하여 진동에 대한 인체의 민감도를 고려하였다.

3. 결과 및 고찰

VPA의 주파수 응답함수, 이너턴스의 주파수 응답함수, 작업시 측정 가속도, ISO 2631의 가중치를 이용하여 캡-현가 장치의 좌석 가속도를 계산하였다. 사용된 데이터와 결과는 모두 0-100Hz사이의 1/3 Octave 중심 주파수에서의 값으로 나타내었다.

VPA 시험에서 캡-현가 장치의 좌석에 장착한 가속도계는 모두 4개였다. 가속도계는 앞에서 언급한 바와 같이 좌석의 구조물에 부착하였다.

각 가속도계로써 측정된 결과는 변화의 형태는 유사하였으나 그 값은 차이가 많았다. 특히, 가속도계 III에서는 마운트 II를 통하여 전달된 진동 에너지가 상당히 작은 값으로 나타났다. 이러한 결과는 좌석에 부착된 가속도계의 위치에 따른 경로 차이 때문으로 판단된다.

분석 결과 피크값들은 그림 4에서와 같이 10Hz, 40Hz, 80Hz 부근에서 나타났으며, 40Hz와 80Hz에서의 피크값은 기관의 가진에 의한 것이고, 10Hz근방에서의 피크값은 ISO 2631에 의한 가중치와 러그에 의한 지면 가진 때문인 것으로 판단된다.

각 마운트를 통하여 전달된 진동 에너지를 비교하면 그림 5에서와 같이 마운트 IV를 통하여 전달된 진동 에너지가 가장 많았다. 마운트 III을 통하여 전달된 진동 에너지도 비교적 높은 수준이었다. 그러나, 마운트 II를 통하여 전달된 진동 에너지는 그림 6에서와 같이 캡-현가 장치의 좌석 진동에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 캡-현가 장치에서 좌석이 후차축의 상부에 위치하기 때문에 후차축과 연결된 후방 마운트를 통하여 전달된 수직 방향의 진동 에너지가 상대적으로 큰 영향을 미치기 때문인 것으로 판단된다.

도로상의 운반 작업에서는 그림 7에서와 같이 좌석 가속도의 피크가 러그에 의한 가진 주파수인 8Hz부근에서 나타났다. 특히 마운트 III과 마운트 IV를 통하여 전달된 진동 에너지는 그림 8에서와 같이 마운트 I과 마운트 II를 통하여 전달된 진동 에너지에 비하여 많았다. 이는 도로상의 운반 작업시 러그에 의한 지면 가진의 영향 때문이다.

러그에 의한 가진과 지면 가진은 후방 마운트를 통하여 더 많은 양의 진동 에너지를 좌석으로 전달하기 때문이다. 마운트 III과 마운트 IV를 통하여 전달된 진동 에너지는 그림 9에서와 같이 러그에 의한 지면 가진뿐 아니라, 0-100Hz대역에서 마운트 I과 마운트 II를 통하여 전달된 진동 에너지보다 크게 나타났다.

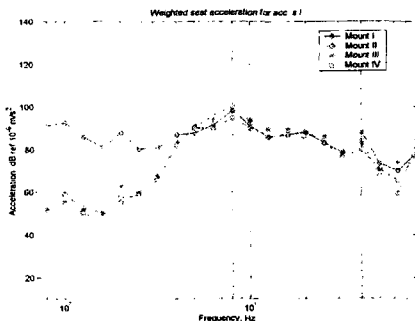


Fig. 4 Weighted seat acceleration of acc. s I for rotavating operation.

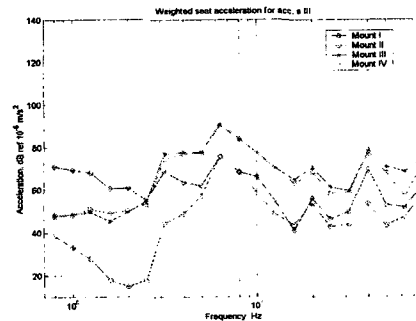


Fig. 5 Weighted seat acceleration of acc. s III for transportation in field, 1.

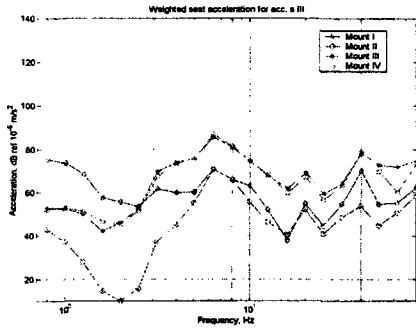


Fig. 6 Weighted seat acceleration of acc. s III for transportation in field, 2.

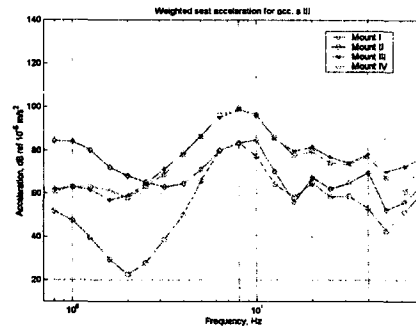


Fig. 7 Weighted seat acceleration of acc. s III for transportation on pavement.

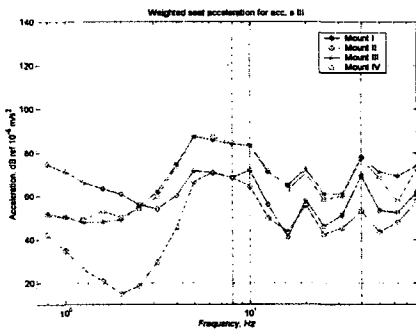


Fig. 8 Weighted seat acceleration of acc. s III for transportation in field, 3.

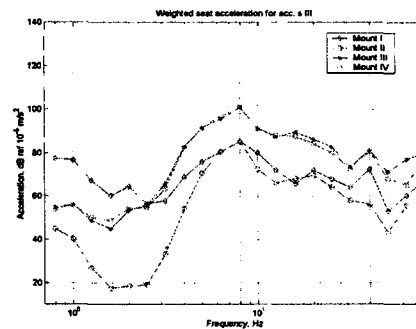


Fig. 9 Weighted seat acceleration of acc. s III for rotavating operation.

4. 요약 및 결론

본 연구는 캡-현가 장치의 진동 전달 경로와 작업시 가진력의 특성을 구명함으로써 보다 효율적인 진동 저감 방안을 제시하기 위하여 수행되었다.

캡 마운트를 진동 전달 경로라고 생각하고, 캡-현가 장치에 VPA(vibration path analysis)를 적용하여 가진력이 차체로부터 마운트를 통하여 좌석으로 전달되는 정도를 평가하였다. 보다 신뢰성 있는 VPA의 결과를 얻기 위하여 실제 작업 중 트랙터에 작용하는 가진력의 특성과 인체에 작용하는 진동 주파수의 민감도를 고려하였다.

캡-현가 장치에 작용하는 가진은 크게 기관에 의한 가진과 러그를 통한 지면가진으로 구분 할 수 있었다. 기관에 의한 가진은 전방 마운트에서 비교적 크게 나타났으며, 러그에 의한 가진은 후방 마운트에서 크게 나타났다. 이는 후방 마운트가 후륜 차축 위에 위치하고 있어 지면에 의한 수직 방향 가진력을 크게 받기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 러그에 의한 가진은 포장(field)에서보다는 도로에서 그 영향이 컸다.

실험 결과와 주파수 가중치를 이용하여 실제 작업시 좌석에서 운전자가 반응하는 가속도를 계산하였다.

좌석 진동에 가장 큰 영향을 미치는 것은 후방 마운트인 것으로 나타났다. 특히, 10Hz부

근에서 피크값이 나타났으며, 이는 러그에 의한 가진과 ISO 2631의 가중치에 의한 영향으로 판단된다.

캡-현가 장치가 효과적으로 진동을 감소시키기 위해서는 우선적으로 후방 마운트를 통하여 전달되는 진동을 감소시키기 위한 대책이 세워져야 할 것으로 판단된다. 또한, 후방 마운트를 통한 가진 주파수는 러그 및 지면에 의한 10Hz이며, 이는 인체가 가장 민감하게 반응하는 대역으로서, 승차 진동 저감을 위해서는 이 대역의 주파수에 대한 대책이 강구되어야 할 것으로 판단된다.

5. 참고문헌

1. 이장무. 1997. 모드 해석의 이론과 응용. 서울대학교.
2. 정수식. 1993. 농용 트랙터의 승차 진동 평가에 관한 연구. 서울대학교 석사학위논문.
3. 조진상. 1999. 모드 해석을 이용한 트랙터 캡-현가 장치의 동적 파라미터 결정에 관한 연구. 서울대학교 석사학위논문.
4. Choy, H. J. 1998. Optimum design of cab suspension for agricultural tractors. Unpublished MS thesis, Seoul National University, Suwon, Korea.
5. Fulford, R. A. and B. M. Gibbs. 1997. Structure-borne sound power and source characterisation in multi-point-connected systems. part 1: Case studies for assumed force distribution. *Journal of Sound and Vibration* 204(4): 659-677.
6. International organization for standardization. 1997(E). ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1 : General requirements.
7. Julius, S. B. and G. P. Allan. 1991. Random data. John Wiley & Sons (SEA) Pte. Ltd., Singapore.
8. Kim, G. J., K. R. Holland. and N. Lalor. 1997 Identification of the airborne component of tyre-induced vehicle interior noise. *Applied Acoustics* 51(2): 141-156.
9. Kim, J. H. 1998. Analysis of mission and transmission loads of agricultural tractors. Unpublished MS thesis, Seoul National University, Suwon, Korea.
10. Ko, K. H. 1998. Mechanical-acoustic transfer function measurement for noise path analysis in vehicle. *Technical Review* 98 : 348-354.
11. Ogata. K. 1978. System dynamics. Prentice-Hall, Inc., New Jersey.
12. Park, H. J. 1998. Simulation of dynamic characteristics of agricultural tractor. Unpublished Ph. D thesis, Seoul National University, Suwon, Korea.
13. Randall, R. B. 1987. Frequency analysis. Brüel & Kjær, Nærum.
14. Richards, C. M. and R. Singh. 1998. Identification of multi-degree-of-freedom non-linear systems under random excitations by the "reverse path" spectral method. *Journal of Sound and Vibration* 213(4): 673-708.
15. Serridge, M. and R. L. Torben. 1987. Piezoelectric accelerometer and vibration preamplifier handbook. Brüel & Kjær, Nærum.