

주파수 분석을 이용한 전작용 붐방제기의 진동 특성 분석

Vibration Characteristics Analysis of Boom Sprayer for Upland-use Using Frequency Analysis

김영주* 이중용*
정희원 정희원
Y. J. Kim J. Y. Rhee

1. 서 론

국내에 보급된 방제기는 인력분무기, 동력 분무기, 동력 살분무기, 스피드 스프레이어, 붐 방제기 등이 있다. 그 중 동력경운기에 탑재하거나 트랙터에 견인되는 동력분무기를 주축으로 기계화되어 있다. 작은 입경의 분무입자로서 가급적 적정량을 균일하게 뿌릴 때 방제효율을 높일 수 있는데도 불구하고, 동력분무기에 의한 액체 살포는 원거리 살포에 따라 분무입자의 입경 분포가 다양하며 대부분 분무입자가 매우 크므로 고른 살포를 기대하기 어렵기 때문에 약액을 1000대 1로 희석하여 흙뻑 적실 정도로 다량 살포를 하여 살포효율을 높이고 있다. 그러나 이러한 방제 방법은 효율성, 작업능률과 환경의 오염 측면에서 상당한 문제로 지적되고 있다. 또한 밭에서 방제시에도 대부분 밭이 경사면에 위치하여 고저차이가 크기 때문에 평지와 달리 60-80kgf/cm² 정도의 고압펌프의 동력분무기가 필요하며 이로 인해 분무관의 파손이 잦고, 경사지에서 방제 작업시 분무입자의 운동관성 때문에 고르게 살포하지 못하므로 양방향에서 반복적으로 살포해야 하는 등 작업능률도 떨어진다. 붐방제기는 효율성과 안전성 면에서 다른 방제기보다 우수한 점을 보여 농가에 충분히 보급되어야 할 것으로 보인다. 그러나 붐방제기의 대부분은 수도작용으로 개발되었으며 전작용 붐방제기의 개발은 미흡하였다. 최근에 「배추재배 일관기계화시스템 개발」의 연구사업으로 전작용 붐방제기의 개발이 시작되었다.

대부분의 전작은 수도작에 비해 지면상태가 고르지 못하고 경사면에 위치하고 있으며 대부분이 두둑재배로 하므로 붐방제기가 두둑을 오르내릴 때마다 붐방제기의 붐이 매우 크게 요동하여 붐이 지면에 부딪힐 염려가 있다. 심한 진동은 방제의 불균일성, 비효율성을 초래한다. 이에 대한 대책으로 붐의 길이를 작게 하는 것이 있지만 근본적인 대책이 필요하다. 즉 요철이 심한 포장에서 붐의 요동을 최소화하는 붐의 구조가 필요하며 진동을 저감시키는 장치도 필요하다.

따라서 본 연구는 전작용 붐방제기를 평지와 사각범퍼, 붐대의 길이별, 주행속도별 등 여러 상태에서 주파수 분석을 통한 진동특성을 분석하고 개선점을 제시하고자 한다.

* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부 농업기계전공

2. 재료 및 방법

가. 공시기

그림 1은 공시기인 전작용 붐방제기이며 좌, 우, 중앙붐과 좌, 우측 신축붐 등으로 구성되어 있다. 좌·우측붐의 길이는 신축붐의 조절에 따라 최소 210cm에서 최대 360cm까지 살포폭을 임의로 조절할 수 있다. 또한 붐을 접을 수 있는 기능이 있어 살포폭과 살포 높이의 조절이 가능하여 경계선이 일정하지 않은 밭에서 사용이 용이하도록 하였으며, 포장내 경사도의 변화에 대응할 수 있게 좌·우붐을 각각 독립적으로 제어가능하도록 위치제어장치가 장착되어 있다. 노즐 배치의 간격은 배추재배를 기준으로 하여 60cm 간격으로 정해졌으나 필요한 방제 작업에 따라 30, 60, 90, 120cm 등으로 노즐 부착 간격을 조정할 수 있다.

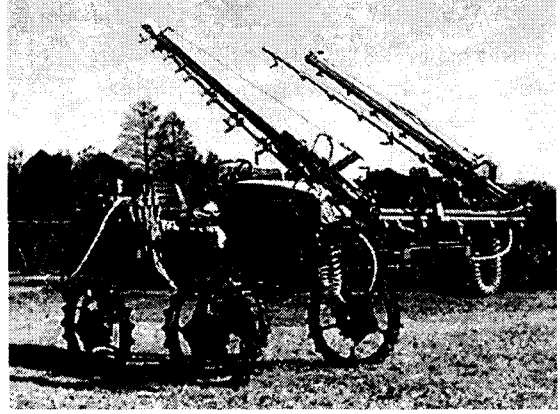


Fig. 1 View of the tested boom sprayer.

나. 진동 측정 장비

붐방제기의 진동을 측정하고 측정된 신호를 분석하기 위한 계측과 신호 처리를 할 수 있는 측정 장비이며, 계측 및 신호 처리에 사용되는 장비는 3개의 가속도계, 증폭기, 테이프 레코더, 신호 분석기, 가속도계 고정용 어댑터, 보정기 등으로 구성되어 있다. 그림 2와 표 1은 각각 장비의 모습과 제원을 나타낸다.

계측과 신호 절차는 상하 진동을 측정하는 가속도계를 붐 끝에 장착한 상태에서 측정하면, 진동에 따른 가속도계의 전하량 신호가 증폭기를 통하여 테이프 레코더에 시간에 대한 전압 값으로 저장된다. 이 데이터를 신호 분석기를 통해 밴드 패스 필터링, A/D 변환 과정을 거쳐 시간에 대한 가속도 신호를 얻

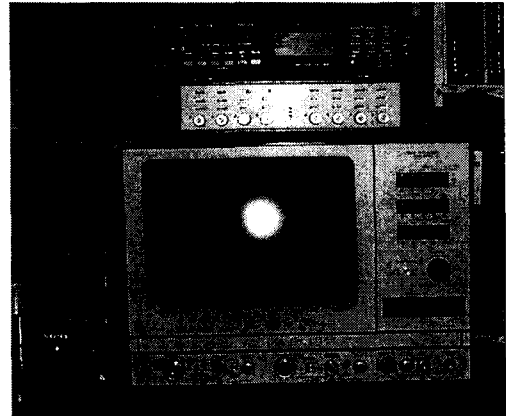


Fig. 2 Equipment used for measurement and analysis.

게 된다. 다음으로 분석 장비를 이용하여 분석하고자 하는 최저주파수는 0.7Hz, 최대주파수를 50~400Hz 범위에서 선정하고, 노이즈를 제거하는 필터링 횟수를 입력하여 분석하게 되면 주파수에 대한 가속도 데이터를 얻게 된다. 이때 사용하는 알고리즘이 FFT(Fast Fourier transform)이다. 이렇게 얻은 데이터로 주파수에 대한 가속도의 그래프를 그려 붐방제기의 진동을 분석하게 된다. 실험에서는 일단

최대주파수를 400Hz로 설정하고 분석하여 적절한 주파수 영역을 확인하여 최대주파수를 재 설정하였으며, 노이즈 제거 횟수, 즉 필터링 횟수는 100번으로 설정하였다.

Table 1 Specifications of equipment used for measurement and analysis

Equipment	Model	Specifications
Signal analyzer	B&K 3550	2ch. signal analyzer 50 to 25,600 line FFT 25kHz input module Generator and sampling module 25kHz zoom processor
Accelerometers	B&K 4370	Sensitivity : $10 \pm 2\% \mu C/msec^{-2}$ Freq. Range : 0.2~26,000 Hz
Tape recorder	Sony PC208Ax	Freq. range : DC to 10 kHz in 8ch. 16 bit quantization
Charge amplifier	B&K 5974	Freq. range : 0.3~40,000 Hz Max input : 7 Vrms
Calibration exciter	B&K 4294	Frequency : 159.15 Hz(1000 rad/sec) Acceleration : 10 m/sec ² (rms) Velocity : 10 mm/sec(rms) Displacement : 10 μm (rms)

진동 분석에 적용한 알고리즘인 FFT에 대한 이론은 단순히 푸리에 변환을 이산화하여 계산을 수행하는 DFT(Discrete Fourier transform)의 계산에 있어 삼각함수의 주기성을 이용하여 계산속도의 효율을 높이는 알고리즘이다. 즉, DFT로 분석할 때 나타나는 $e^{(-j2\pi nk/N)}$ ($k=0 \sim N-1$)항의 계산을 모두 수행하는 것이 아니라, 주기성을 이용하여 미리 계산한 항과 동일한 값을 갖는 항의 계산을 생략하는 기법으로 계산량을 줄이는 것이다. 1962년 Cooley와 Tukey에 의하여 제안되었으며 현재 사용하는 모든 소음 진동 분석기의 출현을 가능하게 한 방법이다. N개의 데이터 처리에 $N \log_2 N$ 번의 연산이 필요하다. 다음 식은 FFT를 나타내는 함수이다.

$$X(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k) e^{-j2\pi nk/N} \quad (N : \text{데이터의 개수}) \quad (\text{Eq. 1})$$

다. 진동 특성 측정 실험

가속도계를 그림 3과 같이 뿔방재기 진행방향의 오른쪽 뿔 끝에 설치하여 주행속도를 저속(0.28m/s, 1820rpm), 중속(0.31m/s, 1910rpm), 고속(0.36m/s, 2280rpm) 등 3단계로 나누고, 10m의 거리를 주행하여 진동을 측정하였다. 각 속도별에 대하여 정지상태에서 엔진의 회전수를 타코미터(TM-4013, J사)를 이용하여 회전수를 측정하였다. 엔진의 회전수는 실험 분석 결과에서 엔진에 의한 진동이 어떤 주파수 대역에 발생하는지 확인하기 위해 측정하였다.

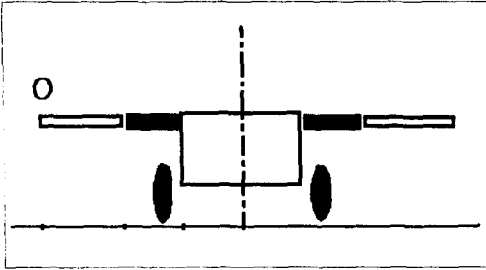


Fig. 3 Location of accelerometer.

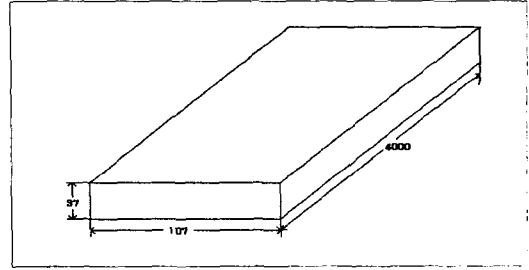


Fig. 4 Size of square bumper(Unit:mm)

실험방법은 크게 지면의 상태, 주행속도, 봄의 길이 등 세 가지에서 지면 상태의 경우 평지 주행과 사각범퍼 주行的 2수준, 주행속도는 저속·중속·고속의 3수준, 봄의 길이는 확장봄 상태와 기본봄(신축봄을 펼치지 않는 상태) 상태의 2수준로 실험하였으며, 각각의 경우에 대해 총 12가지의 진동 특성을 측정하였다. 사각범퍼의 크기는 그림 4와 같은 크기의 모형을 제작하였으며, 높이가 본 실험에서 설정한 크기 이상이 되면 가속도계에 과부하를 주게 되어 적절한 데이터를 얻기 힘들기 때문에 높이의 크기를 제한하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 광대역 주파수 범위에서의 진동 분석

먼저 평지에서 주행속도를 고속(0.36 m/s)으로 하여 측정한 데이터를 사용하여 주파수 대역을 400Hz까지의 넓은 범위에 대해서 분석하였다. 이는 봄방제기가 평지를 주행하는 동안 나타나는 진동에 영향을 주는 요인을 분석하기 위해 수행하였다. 그림 5에서 보는 바와 같이 실제로 봄끝에서의 진동은 엔진에 의한 주파수는 20~25Hz로 영향을 거의 받지 않으며, 대부분 지면과 바퀴의 러그에 의한 주파수 대역은 5~6Hz로 봄에 영향이 가장 두드러지게 나타나는 것을 볼 수 있다.

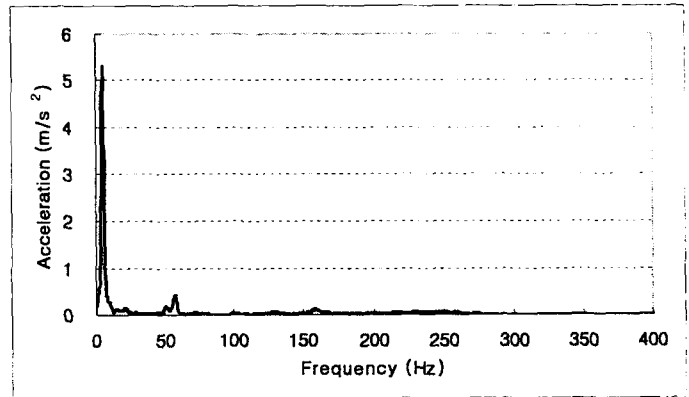


Fig. 5 Frequency spectrum for the wide range of acceleration while traveling on a flat surface with the extensible boom at full extending position. (Traveling speed : 0.36 m/s)

일반적으로 불규칙한 지면의 가진 주파수는 50Hz 이하이기 때문에, 이러한 분석결과를 바탕으로

진동 실험에 대한 분석은 50Hz까지의 저주파수 대역에서 하는 것이 적절하다는 것을 확인할 수 있었다

나. 평지 주행과 사각범퍼 통과 주행에 대한 진동 분석

붐방재기의 진동에 대한 지면의 영향을 분석하기 위해 크게 평지를 주행할 경우와 사각범퍼를 통과할 경우로 나누어 실험을 진행하였는데, 그림 6와 7은 중속(0.31 m/s)에서 확장붐을 완전히 편 상태에서 진행한 실험의 결과 분석 그래프이다.

그림 6와 같이 평지에서 주행할 경우 앞의 경우와 같이 저주파수 대역에서 가속도가 두드러지게 크게 나타나는 것을 볼 수 있는데 5~6Hz의 주파수 대역에서 최고값이 나왔다.

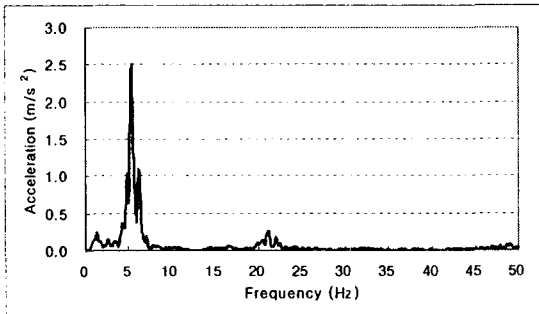


Fig. 6 Frequency spectrum of acceleration while traveling on a flat surface with the extensible boom at full extending position. (Traveling speed : 0.31 m/s)

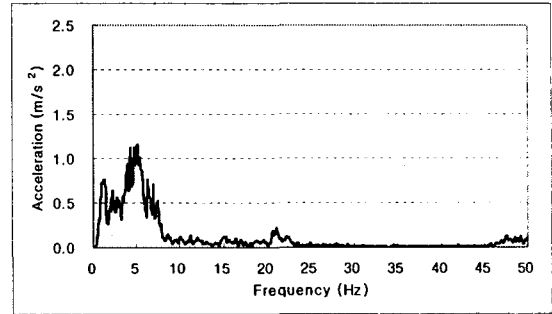


Fig. 7 Frequency spectrum of acceleration while passing over the square bumper with the extensible boom at full extending position. (Traveling speed : 0.31 m/s)

그림 7에서 보는 바와 같이 사각범퍼를 지날 경우, 가속도의 크기가 1~8Hz 주파수 대역에서 비교적 넓게 나타났다. 이는 붐 끝의 진동이 평지에 비해 주파수가 작게, 즉 주기가 길게 나타난다는 것을 의미한다. 실제로 육안으로 관찰할 경우에도 진폭은 크게 나타났으며 그만큼 주기가 길게 나타나는 것을 볼 수 있다.

평지와 사각범퍼에서 붐의 길이별에 따라 가속도의 크기는 달랐으나, 5~6Hz의 주파수 대역에서 최고값이 나타남을 볼 수 있었다.

다. 주행속도에 따른 진동 분석

평지에서 붐을 최대로 확장하고 주행속도를 고속(0.36 m/s)와 저속(0.28 m/s)에서 진동특성을 측정하였던 결과 그림 8과 9와 같은 진동특성이 나타났다. 가속도가 최고값을 나타내는 주파수 대역을 보면, 고속으로 주행할 경우에는 4~5Hz대역에서, 저속에서는 6~7Hz대역에서 나타나 차이를 보였다. 가속도의 크기면에서 볼 때, 고속으로 주행할 경우에는 저속으로 주행할 경우보다 가속도 값이 1m/s² 차이를 보였다. 이는 정지상태에서 갑자기 주행속도를 높여 출발하여 발생하는 것으로 판단된다.

라. 신축붐의 확장 유무에 따른 진동 분석

붐의 확장붐을 최대한 편 상태와 펴지 않았을 상태에서 주행속도를 고속(0.36 m/s)으로

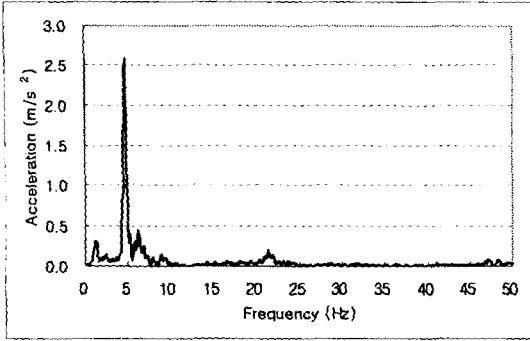


Fig. 8 Frequency spectrum of acceleration while traveling at a high speed on a flat surface with the extensible boom at full extending position. (0.36 m/s , 2280rpm)

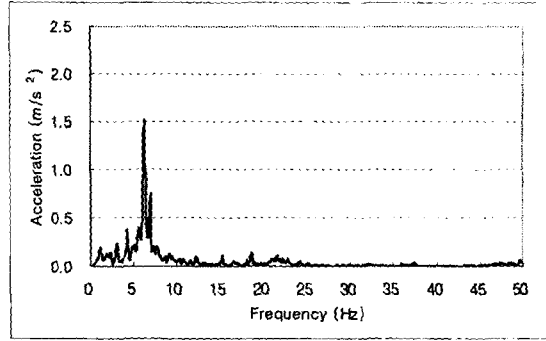


Fig. 9 Frequency spectrum of acceleration while traveling at a low speed on a flat surface with the extensible boom at full extending position. (0.28 m/s , 1820rpm)

하고 평지해서 진동특성을 측정하였다. 그림 10과 11은 확장붐을 편 상태와 펴지 않았을 때 나타난 결과이다. 두 경우 모두 4~5Hz 같은 주파수 대역이었고 최고값이 나타났다. 가속도의 크기는 확장붐을 펴지 않은 경우가 그렇지 않은 경우보다 2배 정도 크게 나타남을 알 수 있었다. 또한 주행속도를 증속이나 저속인 경우에도 가속도의 차이는 0.5m/s^2 였으며 확장붐을 펴지 않은 경우가 더 크게 나타났다

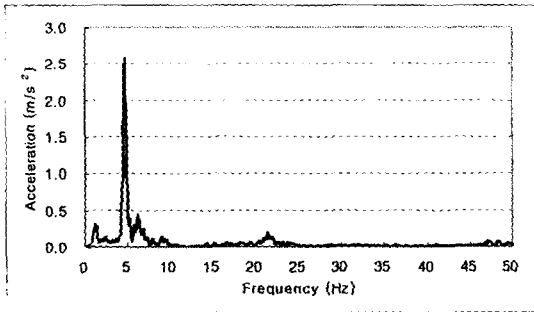


Fig. 10 Frequency spectrum of acceleration while traveling on a flat surface with the extensible boom at full extending position. (Traveling speed : 0.36 m/s)

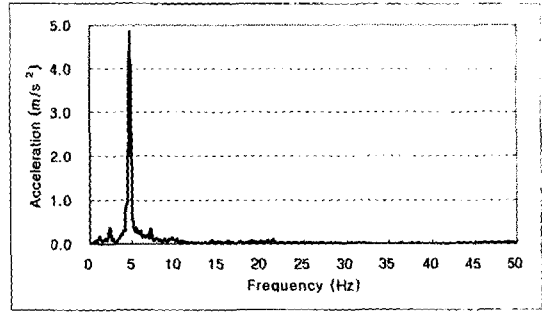


Fig. 11 Frequency spectrum of acceleration while traveling on a flat surface with the extensible boom at full retracting position. (Traveling speed : 0.36 m/s)

4. 요약 및 결론

본 연구는 전작용 붐방제기를 주파수 분석을 통한 진동 특성을 분석하였다. 주요 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 평지와 사각범퍼에서 붐의 길이별에 따라 가속도의 크기는 달랐으나, 5~6Hz의 주파수 대역에서 최고값이 나타남을 볼 수 있었다.

2. 평지에서 붐을 최대로 확장하고 주행속도를 고속(0.36 m/s)과 저속(0.28 m/s)에서 진동 특성을 측정하였던 결과 4~5Hz와 6~7Hz 주파수 대역에서 최고값이 나타났다.

3. 확장붐을 편 상태와 펴지 않았을 때, 두 경우 모두 4~5Hz 같은 주파수 대역이었고 최고값이 나타났으며, 가속도의 크기는 확장붐을 펴지 않은 경우가 그렇지 않은 경우보다 2배 정도 크게 나타남을 알 수 있었다. 또한 주행속도를 중속이나 저속인 경우에는 가속도의 차이는 0.5m/s^2 였으며 확장붐을 펴지 않은 경우가 더 크게 나타났다.

4. 붐방재기의 주행속도에 따라 지면과 바퀴의 러그에 의해 발생하는 주파수는 5~6Hz로 붐의 진동을 유발하므로, 진동을 완화하기 위해서는 전작용에 적합하도록 바퀴 러그 등의 모양을 개선해야 한다고 판단된다.

5. 참고문헌

1. 김영주. 2000. 승용관리기 탑재 신축 분무붐의 개발. 서울대학교 대학원 석사학위 논문
2. 김용준. 2001. 농용트랙터의 과도진동분석에 관한 연구. 서울대학교 대학원 석사학위 논문
3. 송진섭. 2000. 진동응답을 이용한 가진력의 추정기법에 관한 연구. 서울대학교 대학원 석사학위 논문
4. Langenkens, J. J., Ramon, H. and De Baerdemaeker, J. 1995. A Model for Measuring the Effect of Tire Pressure and Driving Speed on Horizontal Sprayer Boom Movement and Spray Pattern. Transactions of the ASAE 38(1) : 65-72
5. Laib, L. 1997. Measurement and mathematical analysis of agricultural terrain and road profiles. Journal of Terramechanics 14(2) : 83-97