

# 투포원 연사기의 진동해석 모델링 및 특성에 관한 연구

김환국, 전두환, 정광섭  
영남대학교 섬유학부

## 1. 서론

섬유기계들의 많은 부분이 기계 내에 회전장치를 포함함으로써 기계진동 및 소음의 원인으로 작용하며, 그와 관련한 각 부품들 특유의 주파수 스펙트럼을 보이게 된다. 일반적으로 공진을 동반하는 소음이나 진동은 모든 주파수 대역에 걸쳐 균등하게 나타나는 것이 아니라 특정주파수대에 치중하여 나타나게 되며 각각의 기계요소들로부터 여러 성분들이 복합되어 나타나게 됨을 관찰할 수 있다. 따라서 그 신호에 대하여 주파수분석을 행함으로써 구조물의 고유한 동적 특성을 판별할 수 있게 된다.

본 논문은 2-for-1 연사기의 각 구조물을 대상으로 실험적인 방법의 일환인 충격해머(impact hammer)와 가속도계를 이용한 주파수응답함수의 분석과 유한요소법을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션의 모드해석 결과를 비교 분석함으로써 진동하는 구조물의 동특성을 연구하였고, 연사기 구조물의 최적설계를 위한 기본적인 해석 모델링의 완성에 목표를 두었다.

## 2. 본론

### 2.1 이론적 배경

진동계의 동역학적 특성을 파악하기 위한 모드해석은 실험적인 방법과 수치해석적인 방법으로 구분되며, 이를 통해 다양한 모달 파라미터(modal parameter)가 구해진다. 여기서 모달 파라미터란 측정된 고유진동수(natural frequency), 감쇠비(damping ratio), 그리고 진동형(mode shape)등을 들 수 있다.

우선 실험적인 해석 방법은 실험을 통하여 측정된 출력 데이터를 분석함으로써 그 시스템의 동특성을 분석하는 modal testing이 있으며 이 실험결과의 해석은 주파수 영역에서 수행하게 된다. 본 실험에서는 전달함수방법의 일환으로 입력된 힘  $F(f)$ 에 의해 출력된 값  $X(f)$ 가 시스템에서 어떠한 전달함수  $H(f)$ 로서 나타나는가를 파악할 수 있는 주파수응답함수를 이용하여 그 시스템의 동적 특성을 규명하였다.

주파수응답함수에서 공진점은 주파수응답의 크기가 최대이고 위상은 90도가 되는 점을 나타내며, 각각의 공진모드에 해당하는 감쇠비를  $\zeta_i$  라 하면 ( $i$ 는  $i$ 번째 모드감쇠비), 공진상태에서  $|H(\omega)|$ 의 최대값이 주어질 경우 모드감쇠비  $\zeta$  는 다음 조건을 만족하는 두 점 사이에서의 주파수 관계로부터 구할 수 있다.

$$|H(\omega_a)| = |H(\omega_b)| = \frac{|H(\omega_d)|}{\sqrt{2}} \quad (1)$$

$$\zeta = \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_d} \quad (2)$$

여기서  $\omega_d$  는 감쇠고유진동수이고,  $\omega_a$ 와  $\omega_b$  는 그림1을 만족시키는 주파수이다. 대수 스케일에서  $H(\omega_d)/\sqrt{2}$  는  $H(\omega_d)$  아래로 3dB 감소되는 점으로, 실제 그 크기가 반으로 줄어드는 점이다. 그러나 감쇠가 아주 작은 경우에는 고유진동수  $\omega$  와 감쇠 고유진동수  $\omega_d$ 는 거의 같은 값을 갖게 된다.

한편, 이론적인 해석방법은 시스템을 적당한 수학적 모델로 가정하여 운동방정식을 유도하고 이것으로부터 모달 파라미터를 구하는 방법으로 그 대표적인 예가 유한요소법(FEM)을 이용한 수치해석적인 방법이다. 이 유한요소법은 다자유도 시스템에 대한 해석 및 모드해석 방법과 상호 결합되어 시스템의 동적 특성을 이해하는데 이용되며, 해석대상인 기계구조물의 형상 및 재료특성이 주어지면 구조물의 질량행렬 및 강성행렬을 작성하여, 그 행렬식에 대한 고유치해석을 통하여 구조물의 고유진동수 및 진동형 등의 동특성을 파악하게 된다.

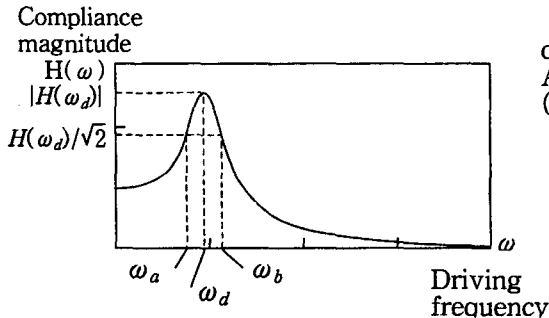


그림1. 공진점과 반동력점 (quadrature peak)에 의해 모드감쇠비를 구하는 법

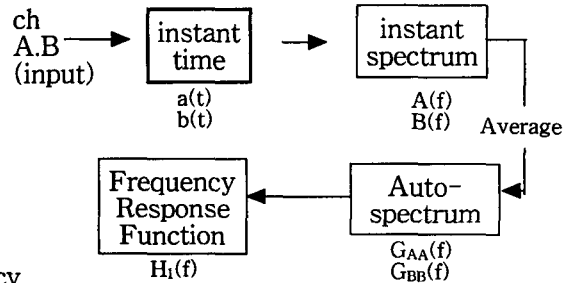


그림2. Typical block diagram of spectrum averaging

## 2.2 실험적인 방법

본 실험은 modal testing의 일환인 주파수응답함수를 사용하였다. 입력을 가하게 되는 충격해머와 출력을 측정하는 가속도계를 사용하여 시스템의 응답을 실험적으로 수행하였으며 2채널 신호분석기를 사용하여 주파수 분석을 하였다. 충격해머는 PCB사의 0-200kg 까지 측정 가능한 것이 사용되었고, 가속도계의 무게는 2g으로 PCB사의 제품이 사용되었다. 그림2 는 신호분석기를 이용한 실험적인 방법으로 주파수 응답함수를 구하는 block diagram을 나타낸다.

## 2.3 해석적인 방법

FEM을 수행하기 위한 software package로 SDRC사의 IDEAS 프로그램을 사용하였으며 연사기 frame의 모델링은 shell meshing을 이용하였다. 그림 4는 연사기 몸체의 solid modeling을 나타내며, 그림5는 FE model로 연사기 몸체를 구성하기 위한 전체 element

수는 2168개로 이루어졌다. 한편 경계조건은 바닥에 접하는 모서리부분을 고정함으로써 모드해석을 수행하였다.

### 3. 결과 및 분석

실험결과로 얻어진 연사기의 각 부품별 공진주파수는 표1에 요약되어 있으며, 그림6은 연사기 구성요소 중 separator지지 frame의 주파수응답함수를 나타낸다. 또한 표2는 측정된 주파수응답함수로부터 얻어진 주요부품별 감쇠비를 나타내며, 대체로  $\zeta$ 의 값은 0.07 ~ 0.12 정도로 나타났다. winder 및 가이드로라지지 frame의 경우 peak의 경향이 매우 완만하여 상대적으로 감쇠비가 큰 것으로 나타났다.

그림 7에서 10까지는 수치해석적 기법인 FEM을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과들 중에서 연사기 주요 요소들의 첫 번째 모드들에 대한 진동형을 나타내고 있으며, 대체적으로 오차범위  $\pm 5\%$  이내에서 실험적인 주파수응답함수의 결과와 일치함을 보였다. 이와 같이 modal testing 및 FEM을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션의 결과를 비교함으로써 해석 모델링의 검증을 수행하였고, 이를 통해 연사기 system해석을 위한 기초 모델링을 완성하였다.

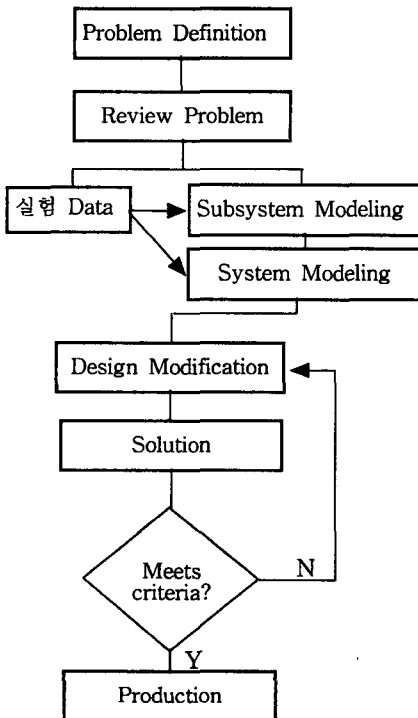


그림3. 해석을 위한 flow-chart

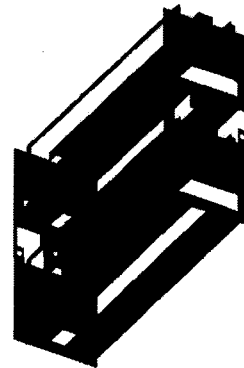


그림4. Frame solid model

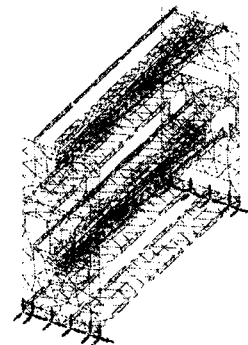


그림5. Frame FE model

## 4. 결론

모드해석을 위해 실험적인 주파수응답함수 측정과 수치해석적 방법의 유한요소법을 수행한 결과, 연사기를 구성하는 주요 요소들에 대한 fundamental frequency의 값이 약 5%의 오차 범위에서 서로 일치함을 볼 수 있었다. 각 요소들에 대한 모델검증을 바탕으로 연사기 몸체에 대한 기본적인 모델링이 완성되었다. 고주파수 영역에서의 오차는 복잡한 세부구조에 대한 현 모델링으로써의 한계에 의한 것으로, 앞으로 보완될 부분으로 연구가 진행될 예정이다.

본 논문은 이처럼 실험적인 방법과 해석적인 방법을 병행하여 연사기 frame에 대한 computer modeling 및 모델검증으로 향후 최적 설계를 위한 기본적인 해석 모델링을 완성하였다.

표.1 Impact hammer법에 의한 연사기의 각 부품별 공진주파수 (Hz)

부품명	고유진동수 (Hz)						
	61	106	111	144	154	164	
separator지지 frame	61	106	111	144	154	164	
바른가이드지지frame	58	72	84	106	118	154	168
winder지지 frame	120	192					
가이드로라지지frame	58	88	104	144	170		
spindle지지 frame	72	82	122	148			
우측측면 판넬	90	168					
좌측측면 판넬	160	276					

## 참고문헌

- (1) 강성구, "주파수응답함수의 변화를 이용한 기계적 결합부의 동특성 파라미터 해석" 한국소음진동공학회지, 제4권 제 2호, 1994
- (2) 임병덕, "2-for-1 연사기 소음원 규명에 관한 연구", 한국소음진동공학회, 추계학술대회 논문집, 1996
- (3) 전두환, "투포원 연사기의 소음특성에 관한 연구", 한국섬유공학회, 춘계학술발표회 논문집, 1997
- (4) Daniel J. Inman., "Engineering Vibration", Prentice Hall, 1994.
- (5) Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, "Concepts and Applications of Finite Element Analysis" 3rd ed., Wiley
- (6) J.A.Fabunmi, F.A.Tasker, "Advanced Techniques for Measuring Structural Mobilities", Journal of Vibration and Acoustics, Vol.110, 1988, pp345-349
- (7) 정경렬, "Identification and Dynamic Reanalysis of Vibrating Structures by Modal Analysis", KAIST, 1986

표.2 주요 component별 damping ratio

Mode	separator 지지 frame	바른가이드 지지 frame	spindle 지지 frame
1st	0.11	0.08	0.12
2nd	0.08	0.10	0.07

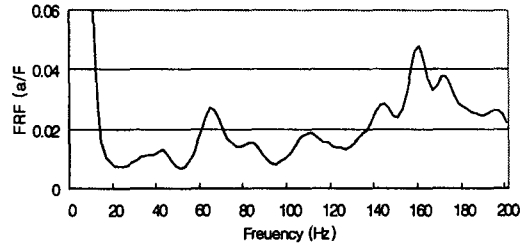


그림6. Separator 지지 frame의 주파수응답함수

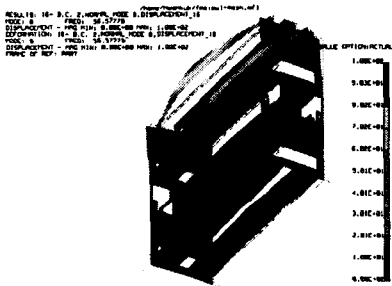


그림7. Mode shape at 57 Hz (가이드로라 지지 frame)

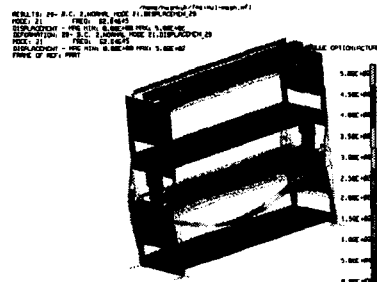


그림8. Mode shape at 63 Hz (separator 지지 frame)

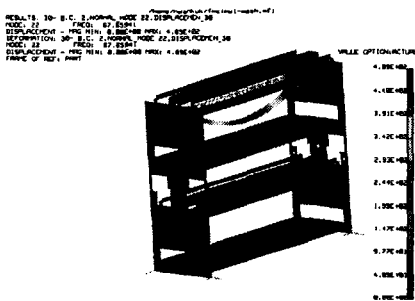


그림9. Mode shape at 68 Hz (바른가이드 지지 frame)

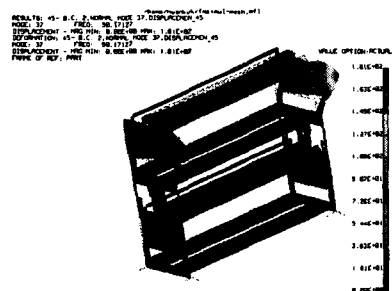


그림10. Mode shape at 90 Hz (우측판넬)