

투포원 연사기의 진동특성에 관한 연구

김환국, 전두환

영남대학교 공과대학 섬유학부

1. 서론

현재의 산업은 물리적인 생산량 증대보다는 작업환경개선을 통한 최적생산을 추구하는 방향으로 변화하고 있으며, 작업환경개선의 일환으로 공장내 기계의 진동 및 소음의 수준을 저감시키는 노력이 꾸준히 진행중이다. 따라서 이러한 노력은 해석 및 실험을 통한 사전예측, 예측결과를 이용한 설계단계부터의 제진 및 저소음설계등으로 이어지며, 또한 제작 완료 후에 계측결과의 분석 및 평가에 의한 진동 및 소음의 저감연구 등으로 나타나고 있다.

근래에 들어 국내에서는 섬유기계의 국산화, 자동화 및 제품의 고부가가치화로 국제 경쟁력에 대응해 나가고 있다. 이러한 추세는 섬유기계들의 고속화와 경량화, 정밀화등으로 나타나고 있으며, 특히 최근의 섬유기계들은 고속으로 왕복 및 회전운동을 하기 때문에 상대적으로 구조물로부터 발생하는 진동 및 소음에너지는 크게 나타난다.

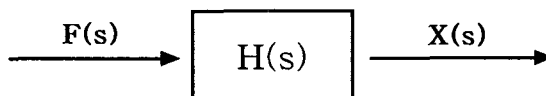
본 연구의 목적은 소음을 유발시키는 기계진동의 원인을 규명하여 그 기계의 구조진동특성을 개선함으로써 기계의 수명 연장 및 작업환경의 개선 등을 꾀하는 데 있으며, 진동특성을 규명하기 위한 방법으로 실험적인 modal testing 및 computer를 이용한 해석적인 방법이 병행되었다.

2. 본론

2.1 실험적 방법

일반적으로 구조진동의 특성을 이해하기 위해서는 주로 구조물에 대한 modal testing을 수행하게 되는데 이 modal testing의 근간을 이루는 parameter로 주파수응답함수(Frequency Response Function)를 들 수 있다.

본 연구에서는 진동원 규명을 위한 modal testing 방법으로 주파수응답함수를 사용하였으며 다음의 그림을 통해 간단히 설명될 수 있다. 아래 그림은 출력스펙트럼 $X(s)$ 는 입력스펙트럼 $F(s)$ 에 시스템 연산자 $H(s)$ 의 곱으로 얻을 수 있음을 나타내며,



이때 이 시스템 연산자 $H(s)$ 를 주파수응답함수라고 하며 다음 식과 같이 정의된다.

$$X(s) = H(s) \cdot F(s) \quad (1)$$

입력된 힘에 대한 출력, 즉 응답은 구조진동의 경우 변위, 속도, 가속도중의 하나로 표현될 수 있으며 각각에 상응하는 주파수응답함수를 compliance, mobility, accelerance라 하고 위 3종류 중 어느 한가지를 측정하면 계산에 의해 다른 것으로도 변환될 수 있다. 본 실험은 출력에 대한 센서로 accelerometer를 사용하였기 때문에 가속도에 대한 변환이 된다. 그러므로 미분을 통한 변환변수 s 의 곱으로 표현하면 다음과 같이 나타난다.

$$s^2 H(s) = \frac{s^2 X(s)}{F(s)} = \frac{s^2}{ms^2 + cs + k}, \quad X(s) : \text{변위} \quad (2)$$

위 식에 $s = j\omega$ 를 대입하면 대응되는 주파수응답함수의 크기는 식(3)과 같이 정의된다.

$$|H(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (3)$$

이때 최대값은 $k - m\omega^2 = 0$ 에서 발생하며 이는 물리적으로 공진일 경우를 나타내고 이때의 위상차는 90° 에 해당된다는 것을 의미한다. 위 식은 주파수 ω 의 함수로서 입력과 출력사이의 복소수비를 나타내며, 복소수에 의해 크기 $|H(j\omega)|$ 와 위상 $\angle H(j\omega)$ 를 가지고 있음을 의미한다.

2.2 해석적 방법

해석적인 방법으로는 FEM을 이용한 computer simulation으로 진동특성을 이해할 수 있으며, 평판에 대한 모드해석의 기본적인 개념을 설명하면 아래와 같다. 평판의 운동방정식은 보의 운동방정식의 개념에서 발전되며, 평판에 대한 자유진동 운동방정식은

$$D\nabla^4 W = \omega^2 \rho W \quad (4)$$

$$\nabla^4 W(x, y) - \beta^4 W(x, y) = 0, \quad \beta^4 = \frac{\omega^2 \rho}{D} \quad (5)$$

$$\nabla^4 = \nabla^2 \nabla^2 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \quad (6)$$

여기서 D 는 판의 굽힘강성이며 식(7)과 같이 정의된다.

$$D = \frac{Ek^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (7)$$

E : Young's modulus, h : plate thickness, ν : Poisson's ratio, ρ : 질량밀도

평판의 변위는 xy 평면에 수직인 z 방향으로 일어난다고 가정하면 평판의 z 방향에 대한 변위는 평판의 (x,y) 좌표값과 시간 t 에 따라 바뀌게 된다. 이때 평판의 두께 h 에 비해 변위는 매우 작다고 가정하며, 평판 두께의 중앙을 지나는 평면은 굽힘 중에 변형이 없다고 본

다. 평판의 운동방정식을 유도함에 있어 막(membrane)과의 다른 차이점은 판이 굽힘강성을 갖고 있다는 사실이다. 위의 식(5)는 식(8)로 다시 표현될 수 있다.

$$(\nabla^2 + \beta^2)(\nabla^2 - \beta^2)W(x, y) = 0 \quad (8)$$

$$(\nabla^2 + \beta^2)W_1 = 0 \quad , \quad (\nabla^2 - \beta^2)W_2 = [\nabla^2 + (i\beta)^2]W_2 = 0 \quad (9)$$

그 해는 $W = W_1 + W_2$ (10)

그러므로 식(5)의 일반해는 다음과 같이 표현된다.

$$W(x, y) = A_1 \sin ax \sin \gamma y + A_2 \sin ax \cos \gamma y + A_3 \cos ax \sin \gamma y + A_4 \cos ax \cos \gamma y + A_5 \sinh \alpha_1 x \sinh \gamma_1 y + A_6 \sinh \alpha_1 x \cosh \gamma_1 y + A_7 \cosh \alpha_1 x \sin \gamma_1 y + A_8 \cosh \alpha_1 x \cosh \gamma_1 y, \quad \alpha^2 + \gamma^2 = \alpha_1^2 + \gamma_1^2 = \beta^2 \quad (11)$$

여기서 α 와 γ 는 경계조건에 의해서 결정된다.

만약, 경계조건이 고정인 경우라면 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} x = 0, a \text{에 따라 } W(x, y) &= 0 \\ y = 0, b \text{에 따라 } W(x, y) &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

그러므로 특성방정식 : $\sin \alpha a = 0 \quad , \quad \sin \gamma b = 0$ (13)

을 구할 수 있으며 이 식의 해는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \alpha_m a &= m\pi \quad , \quad m = 1, 2, \dots \\ \gamma_n b &= n\pi \quad , \quad n = 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (14)$$

따라서 이 시스템의 고유진동수는 다음과 같이 정의된다.

$$\omega_{mn} = \beta_{mn}^2 \sqrt{\frac{D}{\rho}} = \pi^2 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{D}{\rho}} \quad , \quad m, n = 1, 2, \dots \quad (15)$$

그리고 이것의 고유모드는 다음과 같이 표현된다.

$$W_{mn}(x, y) = A_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad , \quad m, n = 1, 2, \dots \quad (16)$$

2.3 측정 및 해석 방법

측정한 투포원 연사기의 제원은 다음과 같다.

Table 1 2-for-1 연사기의 제원

| 측정스핀들 회전수 | 모터 | 스핀들수 | 베어링 type | 스핀들간 간격 | 구동방식 |
|-----------|----------|----------------------|------------------------------------|---------|-------|
| 10320rpm | 3상 유도전동기 | 상단 16스핀들 하단 16스핀들 | 상단 : bush type 하단 : Needle type | 23cm | 평벨트구동 |

진동특성을 규명하기 위한 방법으로 해머가진에 의한 주파수응답함수 측정을 수행하였다. 본 실험에 사용된 장비로는 시스템에 충격 입력을 주는 충격해머(impact hammer)와 입력된 힘을 가속도로 응답을 받는 accelerometer, 신호기록을 위한 디지털 레코더, 그리고 신호분석기(signal analyzer)등이다. 사용된 충격해머는 PCB사의 모델로 하중 범위는 0-500 lb가

지이며 sensitivity는 2.33mV/N이다. 가속도계는 무게 2g, sensitivity는 109.3mV/g이다. DAT 레코더는 SONY사의 PC208Ax 8 channel 레코더를 사용하였으며 신호분석기는 B&K사의 type 3550을 사용하였다. 이 실험에 대한 개략도를 Fig.1에 나타내었다.

한편 해석적인 방법을 위한 모델링은 SDRC사의 IDEAS를 이용하였으며, separator model은 평판의 element가 1774개, 지지격쇠의 element가 96개, 총 1940개의 shell element로 나누었으며, 양 지점의 경계조건은 clamped condition을 사용하였다(볼트체결묘사). 해석은 경계조건의 위치를 달리해가며 4가지의 case에 대해 수행하였으며, 여기서 경계조건은 separator를 지지하고 있는 격쇠의 위치에 따라 달라진다.

3. 결론 및 고찰

Fig.2에서 Fig.5까지는 4가지 boundary condition에 대한 각 경우의 separator에서 측정된 주파수응답함수(FRF) 그래프를 나타낸 것이다. 측정 결과는 다양한 고유진동수를 보여주고 있으며, 이 투포원 연사기의 회전수(10320 rpm)에 해당하는 fundamental frequency인 172 Hz는 나타나지 않았지만, 2nd harmonic frequency인 344 Hz는 공진이 나타남을 보여주고 있으며, 이를 해결하기 위한 separator의 구조변경을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 시도하였다.

컴퓨터 해석을 통한 modal analysis는 실험값과 거의 비슷하게 나왔으며 이러한 결과로부터 컴퓨터 modeling은 적절한 것으로 판단되었다. 따라서 시뮬레이션을 통한 설계변경으로 separator의 두께를 1.4T에서 1.2T로 바꾸었으며, 기존의 welding공정을 없애고 절곡시켜 사용함으로써 원가절감의 효과를 가져올 수 있었다. Table 2는 실험적인 방법으로 측정된 공진주파수와 해석적인 방법으로 modal analysis를 수행했을 때의 공진주파수를 나타낸다.

Table 2 실험 vs. 해석적 방법에 의한 공진주파수 (Hz)

| FRF B.C-1 | FEM (1.4) B.C-1 | FEM (1.2) B.C-1 | FRF B.C-2 | FEM (1.4) B.C-2 | FEM (1.2) B.C-2 | FRF B.C-3 | FEM (1.4) B.C-3 | FEM (1.2) B.C-3 | FRF B.C-4 | FEM (1.4) B.C-4 | FEM (1.2) B.C-4 |
|--------------|-----------------------|-----------------------|--------------|-----------------------|-----------------------|--------------|-----------------------|-----------------------|--------------|-----------------------|-----------------------|
| 24 | 17 | 15 | 24 | 16 | 9 | 22 | 16 | 15 | 22 | 15 | 14 |
| 34 | 27 | 25 | 34 | 31 | 19 | 35 | 35 | 33 | 34 | 36 | 35 |
| 44 | 67 | 60 | 46 | 59 | 35 | 46 | 55 | 50 | 54 | 53 | 49 |
| 54 | 99 | 90 | 56 | 106 | 59 | 56 | 108 | 92 | 74 | 121 | 91 |
| 66 | 124 | 129 | 76 | 122 | 74 | 80 | 120 | 112 | 108 | 163 | 110 |
| 98 | 166 | 152 | 90 | 164 | 89 | 108 | 165 | 151 | 116 | 171 | 146 |
| 106 | 190 | 162 | 108 | 187 | 111 | 124 | 176 | 188 | 178 | 215 | 190 |
| 167 | 200 | 220 | 110 | 205 | 158 | 180 | 215 | 207 | 214 | 248 | 203 |
| 190 | 252 | 262 | 138 | 257 | 174 | 224 | 252 | 267 | 242 | 262 | 230 |
| 228 | 293 | 295 | 190 | 278 | 199 | 240 | 266 | 292 | 290 | 297 | 267 |
| 254 | 304 | 350 | 224 | 289 | 213 | 280 | 292 | 352 | 320 | 343 | 295 |
| 268 | 341 | 490 | 246 | 340 | 247 | 330 | 344 | 388 | 365 | 354 | 349 |
| 314 | 411 | 514 | 276 | 358 | 297 | 360 | 353 | 419 | 384 | 410 | 390 |
| 318 | 499 | 514 | 316 | 409 | 328 | 396 | 410 | 490 | 386 | 480 | 424 |

Fig.6은 separator의 FE model을 나타낸 것이며 그에 따른 mode shape을 Fig.7에 나타내었

다. 한편 구조변경을 하기 전과 후의 separator의 모양을 Fig.8, Fig.9에 각각 나타내었다.

이와 같이 주파수응답함수(FRF) 측정을 통한 data를 토대로 컴퓨터 시뮬레이션을 하게 되면 최적의 시작물 설계, 예상되는 운전상태에서 구조물의 동특성을 연구하는데 활용할 수 있으며, 또한 어떤 정해진 자유도(Degree Of Freedom)에 다른 가진력을 작용하게 되면 그 구조물의 진동응답을 예측할 수 있다. 그리고 물리적인 구조변경(질량, 강성, 댐핑, 하부 구조물)을 했을 경우에도 모달변수에 의해 모델이 어떻게 응답할까를 예측할 수 있으며, 궁극적으로 시작품을 만드는 비용 및 시간을 줄이고 또한 자유자재로 설계변경을 검증할 수 있다는 이점을 갖고 있다. 본 논문은 separator에만 국한되어 실험을 하였지만 구조물 전체의 구조진동에 대한 연구를 계속 수행해 나갈 예정이다.

4. 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) "주파수 분석", Spectris Korea Ltd.
- (5) Lewis H. Bell, "Industrial Noise Control", Marcel Dekker, Inc.
- (6) Robert D. Cook, David S. Malkus, Michael E. Plesha, "Concepts and Applications of Finite Element Analysis" 3rd ed., Wiley
- (7) Chandrakant S. Desai, John F. Abel, "Introduction to the Finite element Method", Van Nostrand Reinhold Co.
- (8) W.T. Thomson, "Theory of Vibration with Applications", 4th ed., Prentice Hall, 1993
- (9) "Finite Element Modeling", SDRC
- (10) Leonard Meirovitch, "Analytical Methods in Vibrations", The macmillan Co. , 1967
- (11) Arthur W. Leissa , " Vibration of Plate"

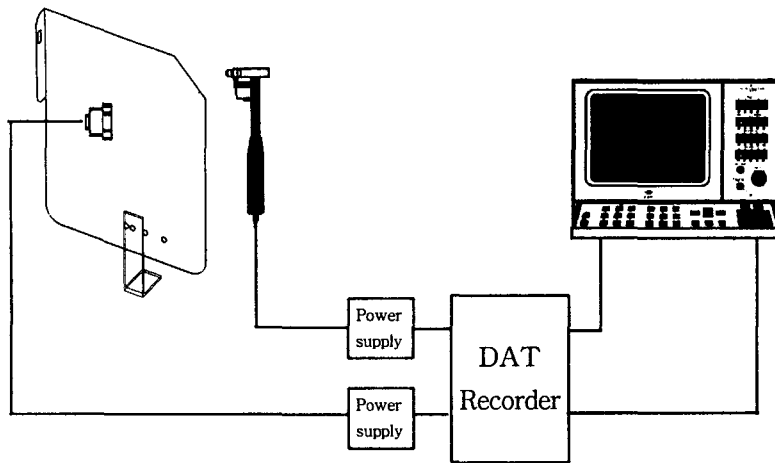


Fig.1 Schematic view of FRF measurement

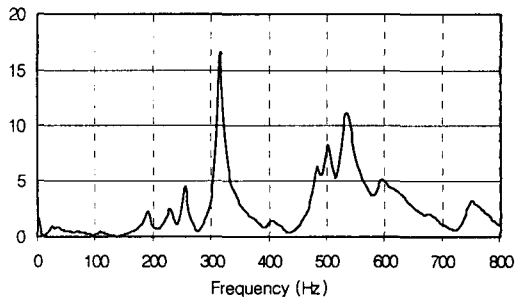


Fig.2 FRF at 1st separator

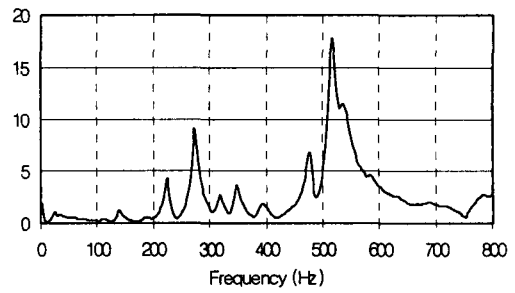


Fig.3 FRF at 2nd separator

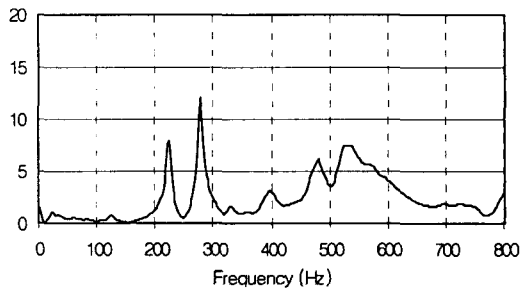


Fig.4 FRF at 3rd separator

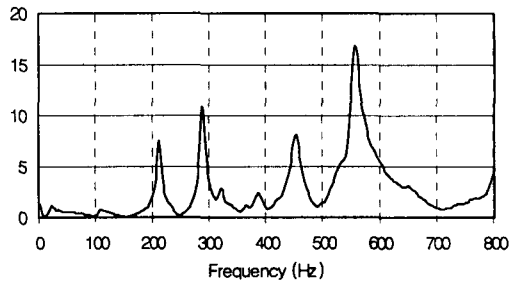


Fig.5 FRF at 4th separator

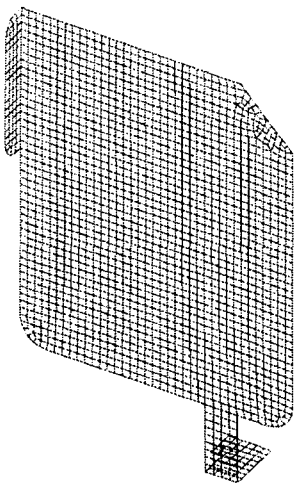


Fig.6 Separator FE Model

DEFORMATION: 11- B.C.: 1, NORMAL MODE 11, DISPLACEMENT_11
 MODE: 11 FREQ: 343.6917
 DISPLACEMENT - MAG MIN: 0.00E+00 MAX: 4.77E+01
 FRAME OF REF: PART

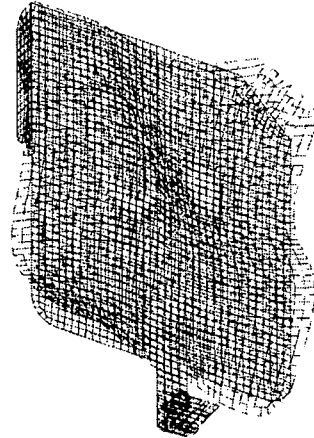


Fig.7 Vibration Mode shape at 344Hz

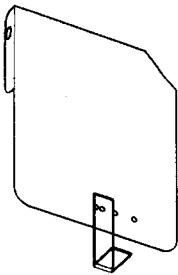


Fig.8 Original separator shape

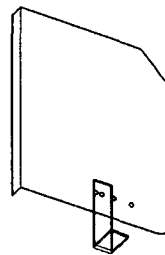


Fig.9 Modified separator shape