

# 유한요소해석법을 이용한 평형형 진동이송기의 고유진동수 특성분석에 관한 연구

이승용\*, 이성일\*\*, 김철호\*\*, 최영재\*\*, 최우천\*\*\*

## A Study on the Vibrational Characteristics of Natural Frequency with Balancing type Vibratory Conveyor Using Finite Element Methods

Seung-yong Lee\*, Sung-il Yi\*\*, Chol-ho Kim\*\*, Yong-Jae Choi\*\*,  
Woo-chun Choi\*\*\*

Key Words : Blancing Type Vibratory Conveyor(평형형 진동이송기), Natural Frequency(고유진동수), Finite Element Method(유한요소법)

### abstract

An industrial vibratory conveyor system is devised for large-scale feeding by the low-power, using natural frequency of the system. The important thing in this system is to determine the natural frequency and to drive by it. The purpose of this study is to build up reliance on the system with changing of element parameters for vibration characteristics of balancing type vibratory conveyor by using F.E.M. modeling. For investigating the natural frequency, modal testing is performed by using impact hammer, accelerometer and LMS/Vibration Analysis System. Experimental results are compared with F.E.M results. The results of the comparisons within the errors of less than 2 percent can verify the reliability of the F.E.M. analysis of the system. Also we can verify that the characteristics of natural frequency have linearly decreased(-6%) as adding the mass(50~600kg). We can find that controlling driving frequency is necessary for triggering the natural frequency, but natural frequency is less affected by adding the mass on the balancing weight.

### 1. 서론

진동이송기는 시스템의 고유진동수를 이용하여 물체를 이송시키는 장치로 이 시스템의 고유진동수로 가진할 때 저동력으로 큰 이송을 할 수 있도록 설계된 장치이다. 이 장치는 분·입체에 대한 선별, 정렬에 대한 기능의 다양성을 가지고 있어 상당히 많이 사용되고 있다. 진동이송기가 사용되는 분야로는 제철, 중화학 및 정밀화학, 식품, 환경 등 다양한 산업분야에서 사용되고 있으

며 타 이송방식에 비해 선별, 혼합, 건조 등의 복합공정 구성과 정량이송특성 및 이송효율이 탁월하여 공정산업에 많이 사용되고 있다.

현재 국내에서는 기술력이 미약하여 시장 수요를 대부분 수입에 의존하고, 특히 저소음, 저진동의 운전효율이 우수한 평형형 진동이송기에 대한 기술이 부족한 편이다. 따라서 평형형 진동이송기의 진동 현상의 규명 및 그에 따르는 진동이송기구조의 설계와 제작에 필요한 기술 연구가 필요하다.

본 논문에서는 F.E.M을 이용하여 실제 진동이송기의 정적특성을 실험으로 구한 값과 비교, 분석하였다. 이를 통해 다양한 파라미터를 F.E.M을 통해 적용하여도 실제 구조물의 정적특성을 정확

\* 고려대학교기계공학과대학원, 한국생산기술연구원

\*\* 한국생산기술연구원

\*\*\* 고려대학교 기계공학과

하게 예측할 수 있게 되었다.

## 2. 고유진동수 분석

### 2.1 특성방정식

Fig 2.1과 같은 평형형 진동이송기는 트래프와 발랜싱웨이트로 구성되며 트래프와 발랜싱웨이트는 피봇 링크 및 공진스프링에 의해 서로 연결되어 있고, 발랜싱웨이트는 지반의 방진을 위하여 방진스프링과 연결되어 있다.

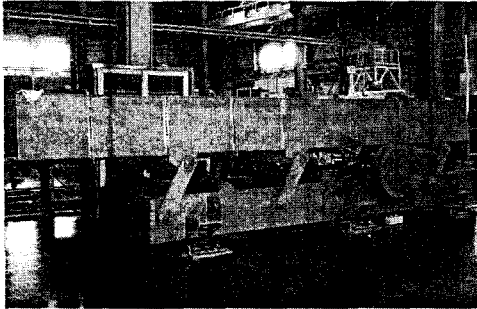


Fig 2.1 Balancing type vibratory conveyor

이를 간단히 나타내면 Fig 2.2와 같다.

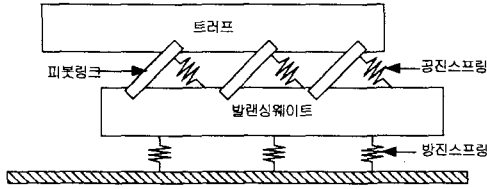


Fig 2.2 Part name of vibrator conveyor

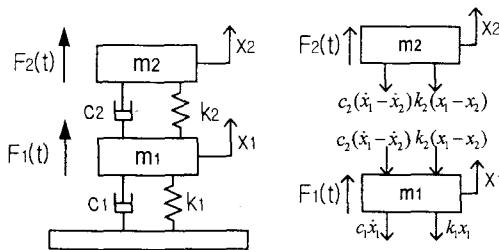


Fig 2.3 Free body diagram of vibration system  
평형형 진동이송기의 고유진동수를 알아보기 위하여 해석적으로 분석하면 Fig 2.3와 같이  $x_1, x_2$ 의 일반좌표를 사용하여 2자유도 모델로 기술할 수 있다.

이 시스템의 운동방정식을 수치적으로 표현을

하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_1 - k_1 x_1 - k_2(x_1 - x_2) - c_1 \dot{x}_1 - c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F_2 - k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \end{aligned} \quad (1)$$

이를 간단히 정리하면 식(2)와 같고

$$[M_x]\{\ddot{x}\} + [C_x]\{\dot{x}\} + [k_x]\{x\} = \{F\} \quad (2)$$

감쇠의 영향이 없다고 가정하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$$

비감쇠 자유 진동의 경우에 대하여 식(2)는 식(3)과 같이 되며

$$[M_x]\{\ddot{x}\} + [k_x]\{x\} = \{0\} \quad (3)$$

비감쇠 시스템의 일반적인 해를 식(4)로 가정하면,

$$\{x(t)\} = \{X\} \sin(\omega t + \Psi) \quad (4)$$

$\{X\}$ 와  $\Psi$ 는 상수이고  $\omega$ 는 시스템의 고유진동수이다.

(3)식에 (4)식을 대입하여 정리하면

$$([K_x] - \omega^2 [M_x])\{X\} = \{0\} \quad (5)$$

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \omega^2 m_2 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = 0$$

이를 만족하기 위하여 시스템의 운동방정식의 특성방정식을  $\omega^2 = s$ 라 가정하여

$$s^2 - \left( \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right) s + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} = 0 \quad (6)$$

특성방정식으로부터 평형형 진동 컨베이어의 고유진동수의 해석적인 해는 다음과 같이 시스템의 매개변수 조합에 의한 복잡한 관계식으로 표현된다.

$$s_{1,2} = \frac{\left( \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right) \pm \sqrt{\left( \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right)^2 - \frac{4k_1 k_2}{m_1 m_2}}}{2} \quad (7)$$

$s_1 = \omega_{n1}^2$ 와  $s_2 = \omega_{n2}^2$ 이고,  $\omega_{n1}$ 와  $\omega_{n2}$ 는 1,2차 고유진동수이다.

### 2.2 실험적 방법

Fig 2.1의 평형형 진동이송기에 대하여 고유진동수 측정실험을 하였다. 그림 2.4와 같이 트래프의 임의의 위치에 3축 가속도센서를 부착하고 임팩트헤머를 이용하여 발랜싱웨이트를 가진 하여 진동이송기 시스템의 고유진동수를 측정하였다. 센서에서 나오는 신호를 A/D Converter에서 받아 LMS/Vibration Analysis System에서 측정

하는 시스템으로 구성하였다.

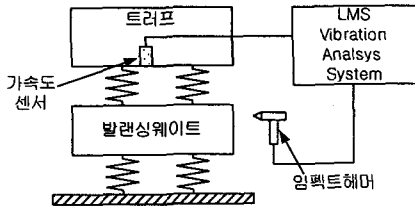


Fig 2.4 Measurement system

실험을 통하여 진동이송기의 고유진동수를 구하였으며, 그 결과를 Fig 2.5에 나타내었다.

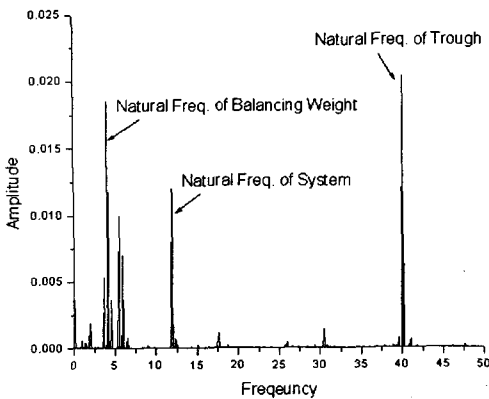


Fig 2.5 Natural Freq. of Experiment result

실험결과 진동이송기의 전체 시스템에 대한 고유진동수는 11.91Hz에서 얻을 수 있었다. 그리고 발런싱웨이트의 고유진동수는 3.91Hz이고 트러프의 고유진동수는 39.84Hz임을 알 수 있었다.

### 2.3 F.E.M을 이용한 방법

수치해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 진동이송기를 해석하기 위하여 Fig.2.6과 같이 실제 진동이송기를 모델링하고 이 모델로 모드해석을 수행하여 고유진동수를 알아보았다. 이 해석을 위해서 사용된 Element type은 Shell63과 Comb14로 구성하였고, 노드수는 10540개로 해석하였다. 재료의 물성치는 트러프와 발런싱웨이트의 탄성계수(E)가 200GPa, 포와송비( $\nu$ )는 0.33, 밀도( $\rho$ )는  $7800 \text{ kg/m}^3$ 이다. 그리고 공진스프링의 탄성계수는  $146,118 \text{ N/m}$ , 방진스프링의 탄성계수는  $194,728 \text{ N/m}$ 이다.

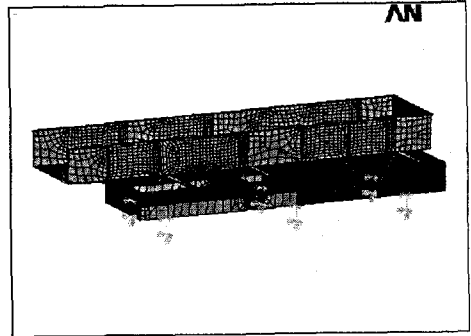


Fig 2.6 Modeling of Vibratory conveyor

ANSYS에서 해석된 결과를 Fig 2.7, 2.8에 나타내었으며 진동이송기의 고유진동수가 12.181Hz로 나타나고 이 때의 거동은 트러프와 발런싱웨이트가 거의 180°의 위상을 가지고 운동함을 알 수 있다.

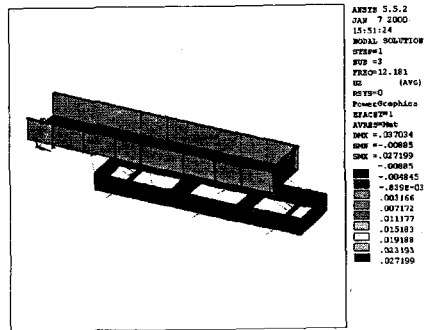


Fig 2.7 Result of natural freq.:12.181Hz

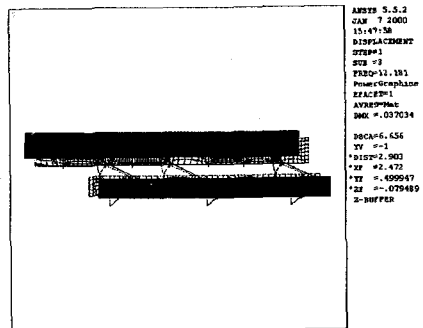


Fig 2.8 Displacement of simulation

이와 같이 실험을 통해 구한 고유진동수와 F.E.M으로 구한 고유진동수와 거의 같음을 알 수 있었다. 이와 같은 결과로 설계변수인 공진스

프링과 방진 스프링의 강성 및 트러프와 발랜싱 웨이트의 질량 등을 변화시키며 해석을 수행할 수 있는 신뢰성을 보여주고 있다.

### 2.3.1 공진스프링 개수와 스프링 상수값 변화에 따른 시스템 특성해석

공진스프링에 의한 전체 시스템의 영향을 알아보기 위하여 공진스프링의 스프링 상수 값을 변화하여 전체 시스템의 고유진동수 변화를 분석하여 보았다. 이 공진스프링의 개수와 스프링 상수변화에 의한 고유진동수의 변화에 대한 결과를 Table 2.1에 나타내었다. 여기에서 스프링의 개수와 스프링상수 값이 커지면 전체 시스템의 고유진동수는 증가하게 됨을 알 수 있다.

Table 2.1 Variation of natural freq. according to resonance spring constance

	공진 스프링상수 (N/m)	스프링 개수(ea)	고유진동수(Hz)
1	146,118	12	12.181
2	146,118	18	14.782
3	146,118*1.5	18	17.944

그러나, Fig2.7과 같이 공진스프링 상수값이 기존보다 50% 상승하였을 때 지나치게 시스템 강성이 높아져 트러프가 부분적으로 굴곡이 생기는 것을 볼 수 있다. 따라서 스프링 상수 결정시 스프링강성한계를 고려해야 함을 알 수 있다.

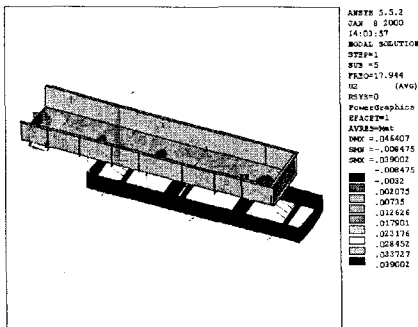


Fig2.7 Nat. freq. at spring const. : 146,118\*1.5N/m

### 2.3.2 방진 스프링 상수에 의한 시스템의 해석

방진 스프링에 의한 전체 시스템의 영향을 알아보기 위하여 방진 스프링의 스프링 상수 값을 변화하여 전체 시스템의 고유진동수 변화를 분석하여 보았다. 앞서 해석된 결과인 스프링 상수는 146,118 N/m인 공진스프링을 18개와 194,728 N/m인 방진 스프링을 사용하는 경우와 방진 스프링 상수를 이것보다 1.5배가 큰 스프링 상수를 사용하였을 때의 전체 시스템의 거동을 살펴보았다. 이 결과를 Table 2.2에 나타내었으며 여기에서 보듯이 방진 스프링의 스프링 상수 값의 변화는 전체 시스템 공진에 그다지 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다.

Table 2.2 Variation of natural freq. according to isolation spring constance

	방진스프링상수 (N/m)	스프링 개수(ea)	고유진동수(Hz)
1	194,728	6	14.782
2	194,728*1.5	6	14.818

### 2.3.3 발랜싱웨이트와 트러프의 질량비 변화에 따른 진동이송시스템 특성분석

실제 진동이송기의 구동 시 트러프 위에서 이송물이 이송한다. 이때 진동이송기의 전체 질량이 변화하게 되는데 이로 인한 전체 시스템의 고유진동수 변화를 알아보았다.

트러프에 50, 100, 200, 300, 400, 500, 600kg의 이송물의 무게를 적용하는 경우로 하여 해석하였으며, 고유진동수가 12.122Hz로부터 최대 -6%의 변화를 보이고, 이 결과를 Table 2.3에 나타내었다. 또한 트러프에 가해지는 이송물 질량 변화에 따른 전체 시스템의 고유진동수 곡선을 Fig 2.8에 나타내었다.

Fig 2.8를 보면 이송물의 질량변화에 대한 전체 시스템의 고유진동수가 선형적으로 변화하는 것을 알 수 있으며, 또한 발랜싱웨이트의 질량변화에 대한 전체 시스템의 고유진동수 변화는 트러프의 경우보다 작게 나타나고 있다. 이는 실제 발랜싱웨이트의 무게가 트러프보다 약 3배정도 무겁기 때문이다.

Table 2.3 Variation of natural freq. according to mass weight and balancing weight

	트러프 이송중량 (kg)	반란상웨이트의 추가질량 (kg)	고유진동수 (Hz)
1	50	0	12.122
2	100	0	12.023
3	200	0	11.844
4	300	0	11.688
5	400	0	11.551
6	500	0	11.430
7	600	0	11.322
8	0	300	12.066
9	0	600	11.981
10	0	900	11.916

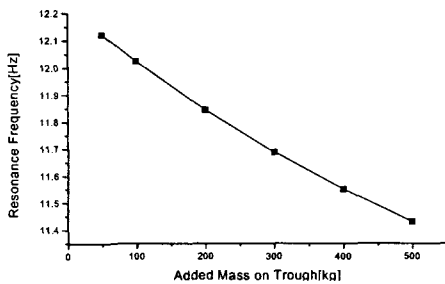


Fig 2.8 Variation of natural freq. according to varying feeding mass weight and balancing

### 3. 결론

F.E.M을 통하여 진동이송기에 대한 설계기술에 대하여 다음의 결과를 얻을 수 있었다.

1. 진동이송기의 공진 시스템을 분석하기 위하여 F.E.M 결과와 실험결과를 비교하였다. 결과들이 2%정도의 오차를 갖음을 확인하고 F.E.M을 통한 해석방법으로도 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있게 되었다.

2. 수치해석을 이용하여 진동이송기의 공진스프링 개수에 의한 설계와 공진스프링 상수 등 각종변수 변화에 따른 고유진동수 변화와 거동을 해석하였다. 그 결과로 고유진동수를 결정짓는 중요한 요소는 전체 시스템의 공진스프링에 의하여 결정됨을 증명하였으며, 트러프에 변형이 생기지 않는 한도 내에서 공진스프링의 강성설계가 이루어져야함을 알 수 있었다.

3. 진동이송기에 대한 방진스프링상수의 고유

진동수 변화에서, 방진스프링 상수가 150%의 변화에 대하여도 전체시스템의 고유진동수의 변화는 0.2%의 변화를 보이는 것을 볼 때, 방진스프링은 시스템 공진에 그다지 큰 영향을 미치지 못하는 것을 알 수 있었다.

4. 트러프 위의 이송물의 질량변화에 대한 전체 시스템의 고유진동수가 선형적으로 변화하는 것을 알 수 있으며, 이러한 이송물의 질량에 대한 전체 시스템의 고유진동수변화 곡선을 이용하여 실제 이송물의 질량이 50~600kg으로 변화함에 따라 고유진동수가 최대 -6%의 변화를 가져오고 있음을 알 수 있다.

5. 트러프 상의 이송량이 결정되면 전체 시스템의 고유진동수가 결정되어 이를 이용하여 가진주파수의 재설계가 쉽게 이루어질 수 있게 되었다.

### 참고문헌

- (1) F.J.C. Rademacher, L. ter Borg, "On the theoretical and experimental conveying speed of granular bulk solids on vibratory conveyor" Forschung im Ingenieurwesen -Engineering Research Bd,60(1994)261(Eng)
- (2) E.M. Sloop, N.P. Kruyt, "Theoretical and experimental study of the transport of granular materials". Powder Technology, 1996
- (3) R. H. Wohlbiel, "Mechanical Conveying transporting & Feeding", Bulk solids handling 1987
- (4) Daniel J. Inman "기계진동학", 반도출판사, 1995
- (5) Saeed Moaveni, "Finite element analysis theory and application with ANSYS", Prentice hall