

# 분립체 이송장치의 진동 성능평가를 위한 프로그램 개발

이형우<sup>#</sup>, 박노길<sup>\*</sup>

## Program Development for Vibration Performance Evaluation of Powder Transfer Equipment

Hyoung Woo Lee <sup>#</sup> and No Gill Park <sup>\*</sup>

### ABSTRACT

A vibration model of powder transfer equipment is developed by the lumped parameter method. A Powder transfer equipment does surging motion, bouncing motion and pitching motion. Motion equation becomes decoupling and removed vibration exciting source about pitching motion, and therefore designers presented the optimum design plan to be able to do adjustment with motion trajectory of powder transfer equipment. That is, way for design to be able to do motion trajectory of powder transfer equipment through change of design element as installation position and direction of motor, driving speed, mass unbalance, stiffness coefficient and installation position of support coil spring is presented.

The design results, powder transfer equipment were able to know that fatigue destruction does not occur, and the reason is because maximum stress working on a basket structure is more very than fatigue strength small.

**Key Words:** powder transfer equipment(분립체 이송장치), decoupling(비연성), pitching motion(피칭운동), vibration(진동), fatigue destruction(피로파괴)

### 1. 서론

분립체는 철강, 화학, 요업, 식품 등의 산업분야에서 다양한 형태로 취급되는데, 이에 대한 이송장치 설계 및 제작기술은 분립체의 분도, 수분, 온도, 유동성, 점착성 등의 성질을 고려하여 이루어져야하는 종합적인 기계-설비기술 분야이다.<sup>1,2</sup> 현재 산업체에서 사용되고 있는 이송장치의 형태는

벨트, 스크류<sup>3</sup>, 체인기구, 왕복기구 등을 이용한 장치와 테이블 및 진동 모터를 이용한 장치가 있다. 그 중에 진동 모터를 이용한 분립체 이송장치는 비교적 소규모에 적합하고 소음이 적고 수송량의 조정도 용이하여 최근 급속한 이용률을 보이고 있다. 분립체에 대한 연구는 분립체 트러블 슈팅에 대한 연구<sup>4-6</sup>가 주를 이루고 있으며, 분립체 자체의 진동을 고려한 설계에 대한 연구는 미흡한 실정이다. 따라서, 분립체 이송장치의 진동 성능평

접수일: 2004년 3월 5일; 게재승인일: 2004년 8월 13일

<sup>#</sup> 교신저자: 부산대학교 기계기술 연구소

E-mail : rotor@dreamwiz.com Tel: (051) 510-2325

<sup>\*</sup> 부산대학교 기계공학부

가를 위한 설계프로그램 개발의 필요성이 요구된다.

본 연구에서는 분립체 이송장치의 진동 성능평가를 위한 전용 설계프로그램을 개발하였다. 또, 운동방정식의 비연성화 및 피칭운동에 대한 진동 가진원 제어를 통하여 분립체 이송장치 궤적을 조절 할 수 있는 설계방안이 제시되었다.

## 2. 분립체 이송장치 진동모델 수립

Fig. 1은 분립체 이송장치의 구조를 나타내고 있다. 분립체 이송장치는 바스켓 구조물이 4개의 코일스프링에 의하여 지지되고 있고, 진동모터가 구조물에 설치되어 있어서 바스켓 구조물을 가진 시켜 서어징, 바운싱, 및 피칭운동을 야기시킨다. 바스켓 구조물에 담겨져 있는 분립체는 구조물의 강제운동으로 인하여 이송되며, 아울러 이송 중에 열풍 주입으로 건조 기능도 가지게 된다. 바스켓 진동을 결정하는 인자로는 진동모터의 편심질량과 회전속도, 지지스프링의 강성계수, 그리고 분립체를 포함한 바스켓 진동체의 질량 관성 매개 변수 값을 들 수 있는데 이들의 값에 따라 바스켓 진동 패턴이 결정되며 최종적으로 분립체 이송량의 메카니즘(mechanism)을 결정짓는다.

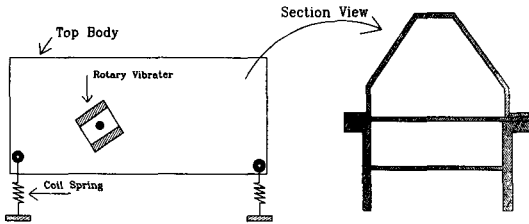


Fig. 1 Machinery component and cross section of basket vibrator

바스켓 상부구조물의 강성계수가 코일스프링의 축방향 강성계수보다 아주 크므로<sup>7-9</sup> 분립체 이송장치를 강체로 가정 할 수 있고 집중질량계로 모델링 할 수 있다.

### 2.1 분립체 이송장치 운동 방정식

분립체 이송장치는 Fig. 2와 같이 집중질량 진동계로 모델링이 된다. Fig. 2에서, A, B 지점 각각에

서 코일스프링은 수평방향 강성계수  $K_h$  와 수직방향 강성계수  $K_v$  를 가지고 있고, 무게중심 G점에 대해서 E점에 부착된 불평형 진동모터에 의한 불평형력이 바스켓 구조물을 가진하고 있다. 분립체 이송장치는 서어징, 바운싱, 피칭운동으로 구성되고, 이러한 운동을 기술하기 위해서는 3개의 독립좌표가 필요하게 된다. 여기서는 직교좌표계를 이용하여 무게중심 G점을 원점으로 하여 서어징을  $y$ , 바운싱을  $z$ , 그리고 피칭을  $\theta_x$ 로 하는 3개의 독립좌표로 운동방정식을 기술하게 된다.

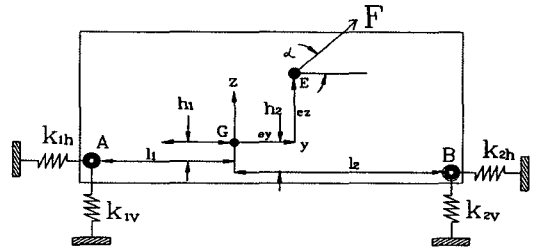


Fig. 2 Mathematical modeling of basket vibrator

분립체 이송장치의 일반화된 좌표  $\vec{q}$  는

$$\vec{q} = [y, z, \theta_x]^T$$

이고,  $\vec{q}$ 에 대해서 운동방식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & J_G \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\theta}_x \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{11} & 0 & K_{13} \\ 0 & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y \\ z \\ \theta_x \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$= \begin{pmatrix} F_0 \cos \alpha \sin \omega t \\ F_0 \sin \alpha \sin \omega t \\ (ey \sin \alpha - ez \cos \alpha) F_0 \sin \omega t \end{pmatrix}$$

이다. 여기서,

$$\begin{aligned} K_{11} &= k_{1h} + k_{2h} \\ K_{13} &= k_{1h}h_1 + k_{2h}h_2 \\ K_{22} &= k_{1v} + k_{2v} \\ K_{23} &= -k_{1v}l_1 + k_{2v}l_2 \\ K_{31} &= k_{1h}h_1 + k_{2h}h_2 \end{aligned}$$

$$K_{32} = -k_{1v}l_1 + k_{2v}l_2$$

$$K_{33} = k_{1h}h_1^2 + k_{2h}h_2^2 + k_{1v}l_1^2 + k_{2v}l_2^2$$

이다.

위 식에서 M은 분립체 이송장치의 바스켓 구조물의 총 질량,  $J_G$ 은 무게중심을 기준으로 한 질량에 대한 이중 관성모멘트,  $F_0$ 는 진동모터의 불평형량에 의한 가진력,  $\alpha$ 는 진동모터가 수평 방향과 이루는 각,  $e_y$ 와  $e_z$ 는 무게중심에 대한 진동모터의 설치위치 E점 사이의 각각 수평거리와 수직거리이다.

## 2.2 분립체 진동저감을 위한 설계 방안

### 2.2.1 이송판 궤적의 설계사양

분립체 이송장치는 서어징, 바운싱, 피칭운동을 하게 된다. 분립체가 균일한 분포로 수평방향으로 일정하게 운동을 하기 위해서는 이송판이 수평을 유지해야 하고, 전장에 걸쳐 동일한 타원형 궤적을 유지해야 한다. 또, 장축의 경사각 및 장축의 크기는 일정한 궤적을 가져야 하므로, 피칭운동은 제거되어야 한다. 이러한 조건에 의하여 분립체 이송장치는 서어징과 바운싱 운동에 의해서 경사진 타원형 궤적으로 운동을 하게 된다. 이러한 설계조건을 만족하기 위해서는 아래의 두 가지 조건이 필요하다.

첫째, 연성된 서어징, 바운싱, 피칭운동을 비연성화 시켜야 한다.

둘째, 피칭운동의 가진원을 제거시킨다.

위의 두 가지 조건을 이용하면 가진원의 위치와 지지스프링의 상대적 위치 등이 결정되게 된다. 또, 분립체 이송장치가 원하는 궤적으로 운동하게 조절 하려면 바운싱 운동과 서어징 운동을 적절히 조절하면 가능하다.

### 2.2.2 분립체 이송장치의 비연성화 및

#### 피칭 운동의 제거

분립체 이송장치의 운동방정식을 비연성 시키기 위한 조건은, 식(1)에서 강성 행렬 [k]가 비연성화 되어야 한다. 즉, 그 조건은

$$k_{1h}h_1 + k_{2h}h_2 = 0 \quad (2)$$

$$-k_{1v}l_1 + k_{2v}l_2 = 0 \quad (3)$$

이다. 피칭운동을 가진 시키는 무게중심에 대한 등가 모멘트는  $(e_y \sin \alpha - e_z \cos \alpha)F_0 \sin \omega t$  이므로, 이를 최소화하기 위해서는 무게 중심에 대한 등가 모멘트가 0이 되어야 한다. 즉,

$$e_y \sin \alpha - e_z \cos \alpha = 0 \quad (4)$$

이다. 식 (4)을 다시 쓰면,

$$\tan \alpha = \frac{e_z}{e_y}, \quad \alpha = \tan^{-1}\left(\frac{e_z}{e_y}\right) \quad (5)$$

이다.

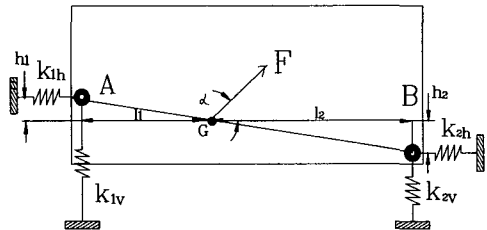


Fig. 3 Decoupled basket vibrator

### 2.2.3 비연성화된 분립체 이송장치의 진동평가

식 (1)에 식(2), (3), (5)를 대입하면, 비연성화된 분립체 이송장치의 운동방정식은

$$M\ddot{y} + (k_{1h} + k_{2h})y = 2U_{eq}w^2 \cos \alpha \sin \omega t \quad (6)$$

$$M\ddot{z} + (k_{1v} + k_{2v})z = 2U_{eq}w^2 \sin \alpha \sin \omega t \quad (7)$$

$$J_G \ddot{\theta}_x + (k_{1h}h_1^2 + k_{2h}h_2^2 + k_{1v}l_1^2 + k_{2v}l_2^2)\theta_x = 0 \quad (8)$$

이다. 식 (6), (7), (8)에서 각각에 대한 고유진동수를 구하면,

$$w_{ny} = \sqrt{\frac{k_{1h} + k_{2h}}{M}} \quad (9)$$

$$w_{nz} = \sqrt{\frac{k_{1v} + k_{2v}}{M}} \quad (10)$$

$$w_{n\theta} = \sqrt{\frac{k_{1h}h_1^2 + k_{2h}h_2^2 + k_{1v}l_1^2 + k_{2v}l_2^2}{J_G}} \quad (11)$$

이고 식(6), (7)에서  $y = y_0 \sin wt$ ,  $z = z_0 \sin wt$  을 각각 대입하여 정리하면, 강제진동 응답은

$$y = \frac{2U_{eq}w^2 \cos \alpha \sin wt}{(k_{1h} + k_{2h} - Mw^2)} \quad (12)$$

$$z = \frac{2U_{eq}w^2 \sin \alpha \sin wt}{(k_{1v} + k_{2v} - Mw^2)} \quad (13)$$

이다. 식 (12),(13)은 그림 Fig. 4 와 같이 직선 왕복 운동의 궤적으로 운동을 하게 된다.

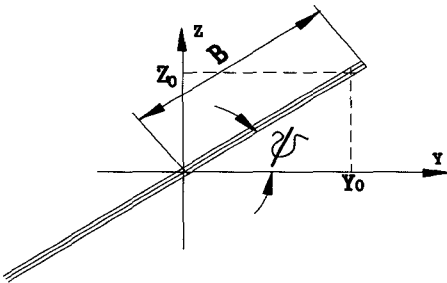


Fig. 4 Basket vibrator having sloped ellipse motion

Fig. 4에서 분립체 이송장치는 수평방향에 대하여  $\Psi$  만큼의 경사각을 갖고, 진폭 B를 갖는 경사진 타원형운동을 한다.  $\Psi$  와 B에 대한 관계 식은

$$\Psi = \tan^{-1} \left( \tan \alpha \frac{K_{1h} + K_{2h} - Mw^2}{K_{1v} + K_{2v} - Mw^2} \right) \quad (14)$$

$$B = 2U_{eq}w^2 \sqrt{\left( \frac{\cos \alpha}{K_{1h} + K_{2h} - Mw^2} \right)^2 + \left( \frac{\sin \alpha}{K_{1v} + K_{2v} - Mw^2} \right)^2} \quad (15)$$

이다. 위의 두식에서, 수평방향과 이루는 각  $\Psi$ 는 가진주파수  $w$  및 설치각  $\alpha$  에 종속되고, 진폭 B는 가진 주파수  $w$  및 설치각  $\alpha$  그리고 두 개의

불평형 사이의 상대각  $\theta$  에 종속되어 있다. 즉,  $\Psi$  와 B 는

$$\Psi = \Psi(w, \alpha) \quad (16)$$

$$B = B(w, \alpha, \theta) \quad (17)$$

이다. 위의 식은 다수개의 해가 존재할 수가 있다. 이들 해들 중에서 사용자가 설정하기 쉬운 것을 택하면 된다.

### 2.2.4 분립체 이송장치의 궤적설계

이송판의 진동궤적의 특성치인 경사각  $\Psi$  와 진폭 B가 설계 사양으로 주어졌을 때 이송장치를 설계하는 절차는 다음과 같다.

#### 2.2.4.1 궤적설계 알고리즘 1

동종의 스프링으로 설계하는 절차로 다음과 같다.

- Step ①: 바스켓 구조물의 크기를 결정하는 변수에 대하여 데이터를 입력한다. 즉, 데이터는 강판의 두께, 폭, 밀도, 플랜지의 무게, 바스켓 구조물 상판의 치수 및 플랜지의 수평위치, 바스켓 양 끝단에 부착된 코일 스프링의 설치 위치 등이다.
- Step ②: 상판 구조물이 설계되면 상판 구조물 및 진동모터를 합친 시스템 전체의 질량 M 및 무게 중심 G, 무게 중심에 대한 면적에 대한 이중 관성 모멘트  $J_G$  등을 구할 수가 있다.
- Step ③: 동종의 지지스프링을 제원을 정하여 수평, 수직 강성계수를 산출한다. 즉, 스프링 제원이 주어지면, 수직 및 수평 강성계수  $K_v$ ,  $K_h$  는

$$K_{ver} = \frac{G_1 d^4}{8 N a D^3} \quad (18)$$

$$K_{hor} = \frac{K_{ver}}{1.44 C_1 \left( 0.204 \left( \frac{h_s}{D} \right)^2 + 0.265 \right)} \quad (19)$$

이다. 위의 두 식으로부터 수직 및 수평 강성 계수를 구할 수 있다. 식 (18), (19)에서, Na는 유효코일 감김수, G1은 전단계수, D는 코일의 직경, d는 와이어의 직경,  $h_s$ 는 압축된 코일 스프링의 길이이다.

Step ④: 식(2), (3)에 의하여 지지스프링 설치 점을 정한다.

식  $k_{1h}h_1 + k_{2h}h_2 = 0$  ,  $-k_{1v}l_1 + k_{2v}l_2 = 0$  로 부터 지지스프링의 설치 위치를 정할 수 있다. 스프링을 무게중심과 나란하게 설치하려면,

$h_1 = h_2 = 0$  과  $l_1 = l_2$  을 동시에 만족하게 설치하면 된다. 그리고 스프링을 무게중심에서 약간 offset 허용 할 수 있게 설치하려면,  $h_2 = -h_1$

과  $l_1 = l_2$  을 만족 할 수 있게 설치하면 된다.

Step ⑤: 진동모터를 무게중심에 G에 설치한다. 피칭운동의 가진원을 제거하기 위한 조건은

$ey \sin \alpha - ez \cos \alpha = 0$ 이다. 여기서 설치 각  $\alpha$  는 궤적 설계변수로,  $\alpha$  에 관계없이 진동모터를 무게중심 G에 설치한다. 참고로 진동모터를 설치 할 때에는 설치 각  $\alpha$ 를 임의로 조절 할 수 있게 설치를 한다.

Step ⑥: 진동모터의 회전속도 W을 정한다.

Step ⑦: 이송판의 궤적의 경사각  $\Psi$  및 진폭 B을 정한다.

Step ⑧: 주어진 경사각  $\Psi$ 을 얻을 수 있도록 진동 모터의 설치방향  $\alpha$  을 구한다. Step⑤에서도 언급 했지만, 진동모터를 설치할 때 설치각  $\alpha$ 을 변경 할 수 있게 설 치 해야만 한다.

Step ⑨: 진폭 B를 얻을 수 있도록 진동모터 불평형량을 정함으로써, 두개의 불평형 디스크 사이의 상대 각을 정할 수가 있다.

### 2.2.4.2 궤적설계 알고리즘 II

이중 스프링으로 설계하는 절차로 다음과 같다.

Step ①: 바스켓 구조물의 크기를 결정하는 변수에 대하여 데이터를 입력한다.

Step ②: 상판 구조물이 설계되면 상판 구조물 및 진동모터를 합친 시스템 전체의 질량 M 및 무게 중심 G, 무게 중심에 대한 면적에 대한 이중 관성 모멘트  $J_G$  등을 구할 수가 있다.

Step ③: 지지스프링의 위치를 정하면, 무게 중심 G에서부터 스프링의 지지점 A, B에 대한 상대거리가 정해진다. 즉  $h_1, h_2, l_1, l_2$  가 정해진다.

Step ④: Step ④-1 과 ④-2 로 구성됨

④-1: A점에 설치된 스프링 제원을 정하고 , 수직

및 수평 강성계수를 구하고 식 (2), (3)을 만족하는 B점에 설치된 스프링의 제원을 구할 수가 있다. 즉 수평 및 수직 강성계수  $K_h, K_v$ 는

$$K_h = K_h(Na, d, D, G, L_0)$$

$$K_v = K_v(Na, d, D, G)$$

이다, 각각의 강성에 맞게 Na, D, d, G등을 설계 하면 된다.

④-2: B점에 설치된 스프링 제원을 정하고 , 수직 및 수평 강성계수를 구하고 식(2), (3)을 만족하는 A점에 설치된 스프링의 제원을 구할 수가 있다.

즉 수평 및 수직 강성계수  $K_h, K_v$ 는

$$K_h = K_h(Na, d, D, G, L_0)$$

$$K_v = K_v(Na, d, D, G)$$

이다, 각각의 강성에 맞게 Na, D, d ,G 등을 설계 하면 된다.

Step ⑤: 진동모터를 무게중심에 G에 설치한다. 피칭운동의 가진원을 제거하기 위한 조건은

$$ey \sin \alpha - ez \cos \alpha = 0$$

이다. 여기서 설치 각  $\alpha$  는 궤적 설계변수로,  $\alpha$  에 관계없이 진동모터를 무게중심 G에 설치한다.

참고로 진동모터를 설치 할 때에는 설치각  $\alpha$ 를 임의로 조절 할 수 있게 설치를 한다.

Step ⑥: 진동모터의 회전속도 W을 정한다.

Step ⑦: 이송판의 궤적의 경사각  $\Psi$  및 진폭 B 을 정한다.

Step ⑧: 주어진 경사각  $\Psi$ 을 얻을수 있도록 진동 모터의 설치방향  $\alpha$  을 구한다. Step ⑤에서도 언급 했지만, 진동모터를 설치할 때 설치각  $\alpha$ 을 변경 할 수 있게 설치해야만 한다.

Step ⑨: 진폭 B를 얻을 수 있도록 진동 모터 불평형량을 정함으로써, 두 개의 불평형 디스크 사이의 상대각  $\theta$  을 정한다.

### 3. 분립체 이송장치 설계

설계프로그램은 앞에서 기술된 내용을 만족하는 조건을 구하는 프로그램으로, 설계조건을 아래와

같이 4가지 경우로 나누었다.

I. 동일스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치,  $l_1 = l_2$ 을 만족하도록 스프링 지지점 A의 수평위치를 변경하는 경우

II. 동일스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치,  $l_1 = l_2$ 을 만족하도록 스프링 지지점 B점의 수평위치를 변경하는 경우

III. 이중스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치, 식(3)을 만족하는 A점에 설치된 스프링의 제원을 변경하는 경우

IV. 이중스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치, 식(3)을 만족하는 B점에 설치된 스프링의 제원을 변경하는 경우

위의 4가지 케이스에 대하여 설계프로그램을 수행하면 시스템을 비연성화시킬 수 있는 스프링의 제원 설정 및 설치위치, 피칭운동의 가진원인 진동모터의 설치위치를 결정하고, 사용자의 입력변수인 분립체 이송장치의 궤적이 수평방향과 이루는 각  $\psi$  및 진폭B가 주어지면, 가진주파수  $\omega$ , 모터의 설치 각  $\alpha$ , 두 개의 불평형 디스크 사이의 상대 각  $\theta$ 을 여러 개 구할 수가 있다.

### 3.1 CASE I에 대한 설계

CASE I은 동일스프링을 사용하고, 스프링을 무게중심점과 나란하게 설치하며, 지지스프링의 설치위치인 A점의 위치를 변경하는 경우이다. 다음은 설계프로그램을 수행한 결과이다.

Table 1 Results I after processing design program

Variables	Numeric values
Center of gravity (ch , cv)	ch = 1.03709 m cv = -0.00617 m
Position of fixing motor	mh = 1.03709 m mv = 0.00617 m
Position of fixing spring A	sa_h = 0.36419 m sa_v = 0.00617 m
Position of fixing spring B	sb_h = 0.260 m sb_v = 0.006 m
$\psi$	30°
B	0.001m

Table 1에서 궤적 특성치인  $\psi=30^\circ$ ,  $B=0.001m$  로 했을 때 가진주파수  $\omega$ , 모터의 설치각  $\alpha$ , 불평

형 디스크의 상대각  $\theta$ 는 Table 2와 같이 구해진다.

Table 2 Results II after processing design program

Kinds	$\omega$ (rad/s)	$\alpha$ (deg)	$\theta$ (deg)
1	17.8167	64.10	2.00
2	25.29074	14.60	2.00

Table 2 에서 1번째 데이터  $\omega=17.817$  rad/s,  $\alpha=64.1^\circ$ ,  $\theta=2^\circ$ 를 선정하여 주파수응답을 구하면 Fig 5와 같다. Fig. 5에서 비연성이 되어있고 피칭운동에 대한 진폭이 없음을 알 수 있다. Fig. 6은 무게중심에 대한 궤적을 나타낸다. 그림에서 피칭운동이 없기 때문에 sa\_h, ch, sb\_h점 (Table 1 참조)에서 궤적은 무게중심과 동일 한 궤적으로 운동하게 된다. Fig. 7, Fig. 8은 SA, SB 단면의 응력 분포를 나타낸다. 그림에서, 최대응력(0.03 MPa)이 피로강도(206.01Mpa)보다 아주 작기 때문에 피로파괴에 대한 안전함을 알 수 있다.

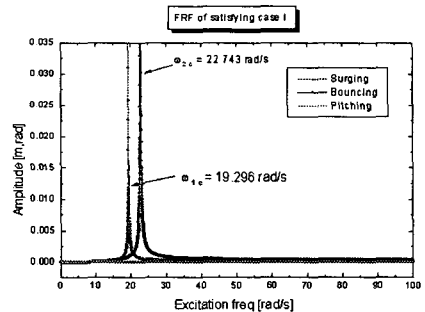


Fig. 5 Frequency response of case I

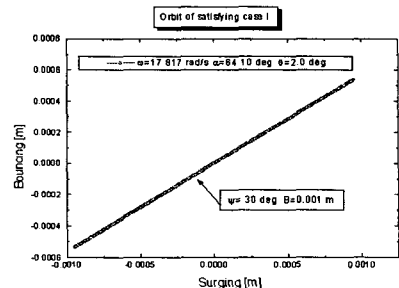


Fig. 6 Orbit at point G of case I

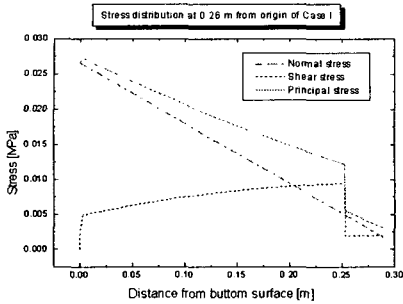


Fig. 7 Stress distribution of SA cross section

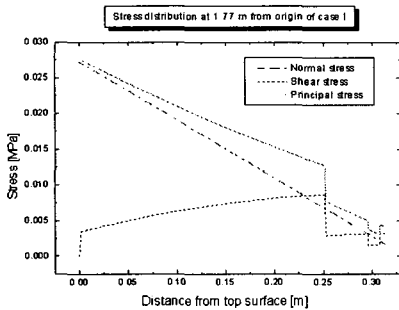


Fig. 8 Stress distribution of SB cross section

### 3.2 CASE II에 대한 설계

CASE II는 동일스프링을 사용하고, 스프링은 무게중심 G과 나란하게 설치하며, 지지스프링의 설치위치인 B점의 위치를 변경하는 경우이다. 설계프로그램을 수행한 결과는 Table 3과 같다.

Table 3 Results I after processing design program

Variables	Numeric Value
Centroid	ch = 1.03719m
	cv = -0.00617m
Position of fixing motor	mh = 1.03709m
	mv = 0.00617m
Position of fixing Spring A	sa_h = 0.320m
	sa_v = 0.00617m
Position of fixing Spring B	sb_h = 0.21581m
	sb_v = 0.00617m

궤적 특성치인  $\Psi=30^\circ$ ,  $B=0.001\text{m}$  인 경우 이 조건을 만족하는 가진주파수  $\omega$ , 모터의 설치각  $\alpha$ ,

불평형 디스크의 상대각  $\theta$ 는 Table 4와 같다.

Table 4 Results II after processing design program

Kinds	$\omega$ (rad/s)	$\alpha$ (deg)	$\theta$ (deg)
1	18.9209	81.10	2.00
2	24.8946	13.60	2.00

Table 4에서, 2번째 데이터  $\omega=24.8946\text{ rad/s}$ ,  $\alpha=13.6^\circ$ ,  $\theta=2^\circ$ 를 선정하여 주파수응답을 구하면 Fig 9와 같다. Fig. 9에서 비연성이 되어있고 피칭 운동에 대한 진폭이 없음을 알 수 있다. Fig. 10은 무게중심에 대한 궤적을 나타낸다. 피칭운동이 없기 때문에 sa\_h, ch, sb\_h점(Table 3참조)에서 궤적은 무게중심과 동일 한 궤적으로 운동하게 된다. SA-SB 단면의 응력분포는 Fig. 11, Fig. 12에 나타내었다. 그림에서 최대응력(0.02Mpa)이 피로강도(206.01Mpa)보다 아주 작기 때문에 피로파괴에 대해 안전함을 알 수 있다.

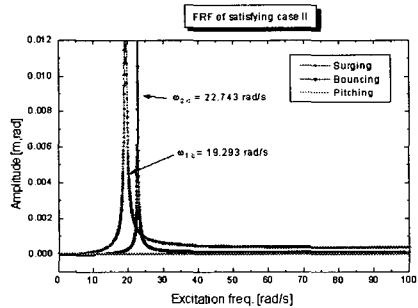


Fig. 9 Frequency response of case II

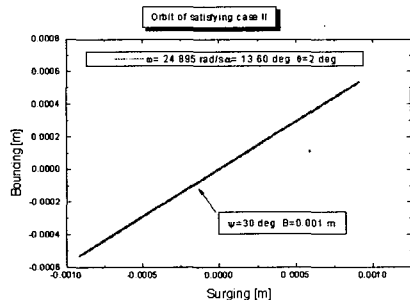


Fig. 10 Orbit at point G of case II

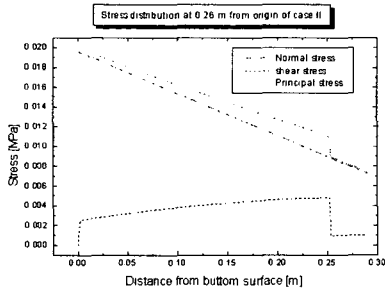


Fig. 11 Stress distribution of SA cross section

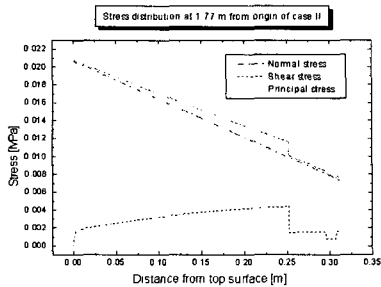


Fig. 12 Stress distribution of SB cross section

### 3.3 CASE III, CASE IV에 대한 설계

CASE III은 이중스프링을 사용하고, 무게중심 위치와 나란히 설치, A점에 설치된 스프링의 제원을 변경하는 경우이다. CASE IV는 이중스프링을 사용하면서, 무게중심과 나란하게 설치하고, B점에 설치된 스프링의 제원을 변경하는 경우이다. 설계프로그램을 수행한 결과는 Table 5와 같다.

Table 5 Result after processing design program

Variables	Numerical Value (CASE III)	Numerical Value (CASE IV)
Centroid	ch = 1.0379 m cv = -0.00617 m	ch = 1.0379 m cv = -0.00617 m
Position of fixing motor	mh = 1.03709 m mv = 0.00617 m	mh = 1.0379 m mv = 0.00617 m
D	0.11236 m	0.10769 m
d	0.01181 m	0.01219 m
Na	7.4570 turns	6.5687 turns
Kv	40.9758 kN/m	46.5338 kN/m
Kh	29.4490 kN/m	33.5537 kN/m

궤적 특성치인  $\Psi$ 가  $50^\circ$ ,  $B=0.00$  m 인 경우에 대해서, 이 조건을 만족하는 가진주파수  $\omega$ , 모터의 설치각  $\alpha$ , 불평형 디스크의 상대각  $\theta$ 는 Table 6과 같다. Table 6에서, CASE III, CASE IV에 대한 주파수응답, 무게중심점에 대한 궤적 및 SA·SB 단면에서의 응력분포는 각각 Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15, Fig. 16, Fig. 17, Fig. 18, Fig. 19에 나타내고 있다. Fig. 16, Fig. 17에서 최대응력이 0.07Mpa이고 Fig. 18, Fig. 19에서 최대응력이 0.04Mpa이다. CASE III, CASE IV의 경우 모두 피로강도(206.01Mpa)보다 아주 작기 때문에 피로 파괴에 대해 안전함을 알 수 있다.

Table 6 Result obtained after processing design program

Kinds	$\alpha$ (deg)	$\theta$ (deg)	$\omega$ (rad/sec) (CASE III)	$\omega$ (rad/sec) (CASE IV)
1	20.60	2.00	23.7873	24.5236
2	32.10	2.00	25.6863	26.4839
3	32.60	2.00	25.6863	26.4839

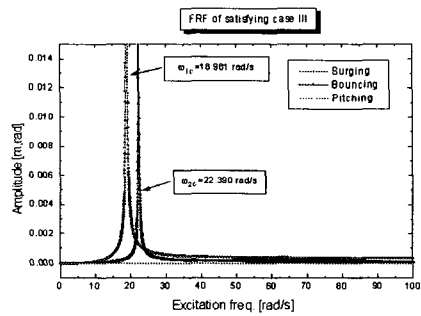


Fig. 13 Frequency response of case III

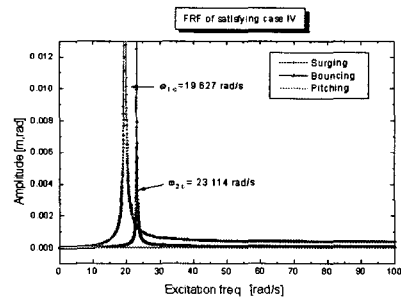


Fig. 14 Frequency response of case IV



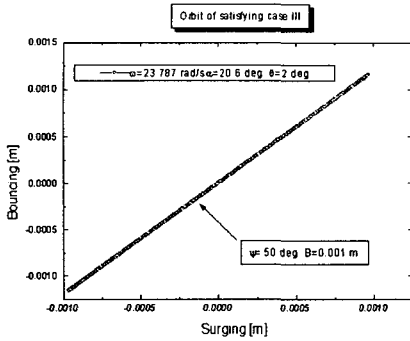


Fig. 15 Orbit at point G of case III and Case IV

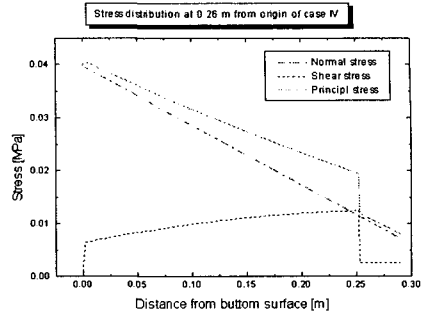


Fig. 18 Stress distribution of SA cross section(case IV)

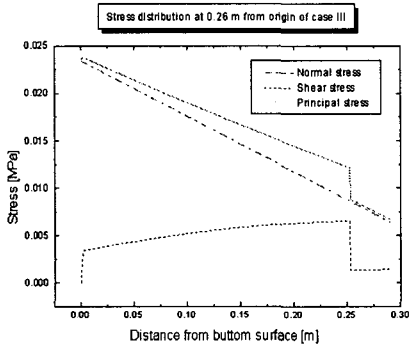


Fig. 16 Stress distribution of SA cross section (case III)

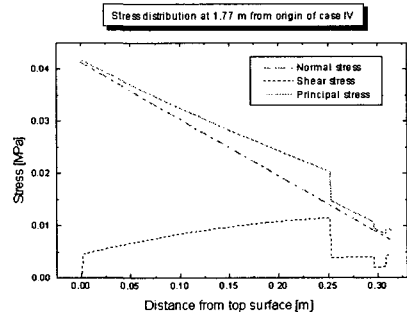


Fig. 19 Stress distribution of SB cross section(case IV)

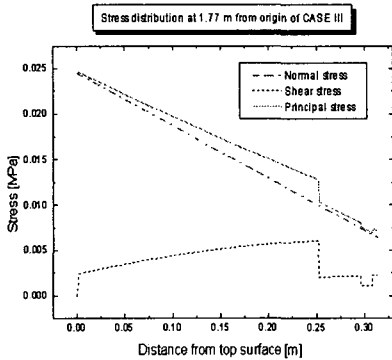


Fig. 17 Stress distribution of SB cross section (case III)

#### 4. 결론

분립체 이송장치의 진동 성능평가를 위한 전용설계프로그램을 개발하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. (1) 동일스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치, 왼쪽 스프링 지지점의 수평위치를 변경하는 경우, (2) 동일스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치, 오른쪽 스프링 지지점의 수평위치를 변경하는 경우, (3) 이중스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치, 왼쪽 스프링 제원을 변경하는 경우, (4) 이중스프링을 사용, 무게중심 위치와 나란하게 설치, 오른쪽 스프링 제원을 변경하는 경우에 대한 분립체 이송장치 전용 설계프로그램을 개발하였다.

2. 운동방정식의 비연성화 및 피칭운동에 대한 진동 가진원 제거를 통하여 분립체 이송장치 궤적을 조절 할 수 있는 설계방안이 제시되었다. 즉, 지지 코일스프링의 강성계수, 코일스프링 지지점 위치, 진동모터의 설치 위치 및 방향, 운전속도, 불평형량 등의 변경을 통하여 이송판의 운동궤적을 조절 할 수 있는 방안이 모색되었다.
3. 분립체 이송장치 바스켓 구조물의 판재에 작용하는 최대응력이 피로강도에 비하여 상대적으로 아주 작기 때문에 피로파괴가 발생하지 않음을 알 수 있었다.

Spring," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 15, No. 9, pp. 175-181, 1998.

### 참고문헌

1. 神保元二, "The Recent Powder Technical Present Situation and Prospect," Machinery & Equipment for Food Industry, Vol. 35, No. 9, pp. 75-88, 1998.
2. 三浦靖, "Recent Powder Technology and Device," Machinery & Equipment for Food Industry, Vol. 34, No. 11, pp.75-88, 1997.
3. Choi, B.H., Jeong, C.K., Choi, S.H., "Tooth Shape Design for the Screw Flights Cutting in Twin Screw Extruder," Proceedings of the Korean Society of Precision Engineering Conference, pp.824-828, 2002.05.
4. 柴田力, "Trouble Shooting and Countermeasure in Powder Process," Machinery & Equipment for Food Industry, Vol. 40, No. 9, pp. 108-112, 2003.
5. Lee, B.S, "Trouble Improvement Case of Machine Design," Machine Design, Vol. 8, No. 5, pp. 60-66, 1993.
6. Lee, B.S, "Trouble Improvement Case of Machine Design," Machine Design, Vol. 8, No. 5, pp. 101-107, 1993.
7. Whal.A.M, "Mechanical Springs," McGraw-hill, 1963.
8. J.E. Shigley, C.R.mischke, "Mechanical Engineerin-g Design," McGraw-hill, 1989.
9. Kwon, H.H, Choi, S.J, "A Study on Design Method of the Cylindrical-Taper Section Coil