

유체감쇠 커플링의 동특성에 관한 이론적 연구(I)

김종수* · 제양규** · 정재현* · 전효중*

A Theoretical Study on the Dynamic Characteristics of Damping Flexible Coupling(I)

J. S. Kim · Y. G. Jei · J. H. Jeong · H. J. Jeon

Key words : Multiple - leaf spring(겹판스프링), Damping flexible coupling(유체감쇠 커플링), Static coefficient of stiffness(정적강성계수), Dynamic coefficient of stiffness(동적강성계수), Damping coefficient(감쇠계수), Characteristic frequency(특성진동수)

Abstract

The present works are the theoretical results of the study to develop a damping flexible coupling which has a high performance of control for the torsional vibrations of power shafts in a large machinery. It is established the analysis scheme of the multiple - leaf spring, to obtain the static coefficient of stiffness of the coupling. Also, the dynamic coefficient of stiffness and the damping coefficient of the coupling are indentified through the flow analysis for a induced flow of working fluid by the deflection of multiple - leaf springs. This paper dealt with damping contributions by the friction between each plate of the multiple - leaf spring. In this paper, it is found that the dynamic characteristics of the damping flexible coupling are strongly dependent on the stiffness and the number of the multiple - leaf spring, and also vary with the viscosity of working fluid and the vibration speed of the inner star.

기호설명

 B : 겹판스프링의 폭 C_t : 커플링의 동적감쇠계수 E : 겹판스프링 재료의 탄성계수 I : 겹판스프링 판의 단면2차 모멘트 L_i : 겹판스프링의 각 판의 유효길이 L_f : 유로길이 K : 겹판스프링의 강성계수 K_{st} : 커플링의 정적 강성계수 K_t : 커플링의 동적 강성계수 h_f : 유로틈새 δ : 겹판스프링의 처짐 μ : 작업유체의 점도

* 한국해양대학교 기계공학과

** 한국기계연구원

χ : 감쇠율
 ω : 내측보스의 진동수
 ω_0 : 특성진동수

1. 서 론

회전하는 구동축과 피동축을 연결해 주는 기구를 커플링이라 하며 본질적인 기능은 동력전달 기능이다. 그러나 사용되는 기계장치에 따라서 부가적인 기능이 요구되며, 대표적인 것으로는 축심오차 흡수기능, 충격완화 기능, 비틀진동 제어기능 등이다. 특히 선박이나 군용 장갑차 및 중장비 등에서와 같이 기관 출력자체의 변동이나 작업하중의 변동이 상대적으로 큰 경우에는 충격완화 및 비틀진동 제어기능이 우수한 커플링을 사용할 필요가 있다. 이와 같은 목적으로 사용되고 있는 커플링이 탄성형 커플링이다.

탄성형 커플링에는 금속탄성형, 고무탄성형, 유체감쇠형 커플링으로 분류할 수 있으며, 그 중에서도 고무탄성형과 유체감쇠형 커플링이 비틀진동 제어기능이 우수하다. 고무탄성형 커플링은 유체감쇠형 커플링에 비하여 가격 경쟁력이 우수하기 때문에 많이 사용되고 있다. 그러나 고무의 특성상 장시간 사용하면 경화되어 그 기능을 상실하게 됨으로 수명이 비교적 짧다. 반면에 유체감쇠형 커플링은 고무탄성형에 비하여 가격이 높은 단점이 있지만 5배 내지 10배 정도의 큰 감쇠능력을 보유하고 있으며, 또한 고속에서도 사용이 가능하고 수명이 거의 반 영구적이라 할 수 있다. 유체감쇠 커플링은 제작이 까다롭고 많은 기술적인 노하우를 포함하고 있어서 설계가 곤란하다. 이와같은 유체감쇠형 커플링에 대한 설계를 체계화하기 위하여는 이론해석이 수행되어야 할 것이다.

본 연구는 유체감쇠 커플링을 국산화하기 위하여 대형기계에서 전 세계적으로 많이 사용되고 있는 유체감쇠 커플링인 Geislinger 커플링¹⁾을 모델로 하여 수행된 연구의 이론적인 결과로서, 유체감쇠 커플링의 동특성에 대하여 이론해석을 수행하였다. 이를 통하여 유체감쇠 커플링의 특성을 이해할 수 있었으며, 커플링의 동특성을 지배하는 정적 비틀강성계수, 동적 비틀강성계수 및 감쇠계수를

구하였다. 또한 이들 동특성계수들에 영향을 미치는 설계인자를 조사함으로써 유체감쇠 커플링에 대한 설계기술을 확립하는데 기여하고자 한다.

2. 유체감쇠 커플링의 정적 강성계수

Fig.1은 겹판스프링의 자유물체도를 나타내고 있다. 그림에서 실제하중을 받는 판스프링에 대한 강성이 곧 전체 겹판스프링의 강성이다. 그러나 그것은 L_1 에 작용하는 P_2 를 구해야 가능하며, 곧 모든 판스프링에 작용하는 하중을 알아야함을 의미한다. 그러므로 겹판스프링의 강성을 구하기 위하여 겹판스프링의 전체에 대한 힘해석이 요구된다. 각각의 판의 처짐은 임의의 위치에서 다음과 같이 주어진다²⁾.

$$\delta_i(x) = \frac{P_i}{6(EI)_i} (3L_i x^2 - x^3) - \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i} (3L_{i+1} x^2 - x^3) - \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i} (x - L_{i+1})^3$$

$$0 \leq x \leq L_i \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (1)$$

$$\delta_n(x) = \frac{P_n}{6(EI)_n} (3L_n x^2 - x^3) \quad (2)$$

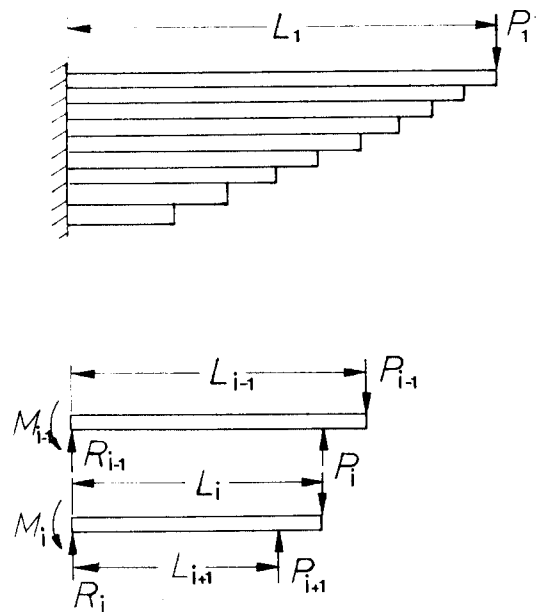


Fig. 1 Free Body Diagram of Multiple-Leaf Spring

여기서 $\langle \rangle$ 는 괄호안의 값이 0보다 작을 경우는 0으로 간주하고, 0보다 큰 경우는 보통의 괄호 ()와 동일하다. 그리고 하첨자 i 는 겹판스프링의 가장 긴판으로부터 i 번째의 판스프링을 의미한다. 각각의 판스프링의 끝에서만 접촉한다는 구속조건으로부터 각각의 판스프링에 작용하는 하중을 구할 수 있다.

구속조건 :

$$\delta_{i-1}(L_i) = \delta_i(L_i) \quad (3)$$

식(1), (2) 및 식(3)으로부터 다음과 같은 관계식을 얻게 된다.

$$(3\alpha_{i-1}\alpha_i^2 - \alpha_i^3)\varphi_{i+1} - 2\alpha_i^3 \left(1 + \frac{\beta_{i-1}}{\beta_i}\right)\varphi_i + \frac{\beta_{i-1}}{\beta_i}(3\alpha_i\alpha_{i-1}^2 - \alpha_{i+1}^3)\varphi_{i+1} = 0 \quad (4)$$

여기서,

$$\alpha_i = L_i / L_1, \quad \beta_i = (EI)_i / (EI)_1, \quad \varphi_i = P_i / P_1$$

위의 정의에 의하여 $\varphi_1 = 1$ 이고, $\varphi_{n+1} = 0$ 이므로 식(4)는 다음과 같은 연립방정식이 얻어진다.

$$\begin{bmatrix} d_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ a_3 & d_3 & c_3 & 0 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & a_4 & d_4 & c_4 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & a_5 & d_5 & c_5 & \cdots & \cdots & 0 \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & a_{n-1} & d_{n-1} & c_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & a_n & d_n \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \varphi_4 \\ \vdots \\ \vdots \\ \varphi_{n-1} \\ \varphi_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ \vdots \\ \vdots \\ b_{n-1} \\ b_n \end{pmatrix} \quad (5)$$

여기서 각각의 계수들은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} a_i &= (3\alpha_{i-1} - \alpha_i)\alpha_i^2 \\ d_i &= -2\alpha_i^3 \left(1 + \frac{\beta_{i-1}}{\beta_i}\right) \\ c_i &= \frac{\beta_{i-1}}{\beta_i} a_{i+1} \\ b_i &= \begin{cases} -a_i & i = 2 \\ 0 & i = 3, 4, \dots, n \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

그러므로 겹판스프링의 제원이 주어지면 식(4)와 식(5)으로부터 하중계수 φ_i 를 쉽게 구할 수 있으며, 따라서 겹판스프링의 강성 K 는 다음식으로부터 구해진다.

$$K = \frac{3(EI)_1}{\eta(1-\nu^2)L_1^3}, \quad \eta = 1 - 0.5\varphi_2\alpha_2^2(3 - \alpha_2) \quad (7)$$

여기서 ν 는 프와송 비이며, 판스프링의 폭이 판의 두께에 비하여 충분히 큰 경우에는 위 식으로부터 스프링의 강성을 구하는 것이 타당하다^{2,4)}.

Fig.2는 유체감쇠 커플링의 내부구조를 나타내고 있는데, 겹판스프링 16본이 원주방향으로 림과 허브를 연결하고 있어서 서로 상대운동을 제어하고 있고 있으며, 겹판스프링의 고정방식은 림측(외경측)에서 고정되고 허브측(내경측)에는 단순 지지형태로 연결되어 있다. 그러므로 유체감쇠 커플링의 비틀림강성은 다음과 같이 표시된다.

$$K_{st} = NR^2K \quad (8)$$

여기서 N 은 겹판스프링이 설치된 수이고, R 은 커플링의 중심에서 겹판스프링에 작용하는 하중점까지의 거리이다. 그리고 K 는 한개의 겹판스프링에 대한 스프링상수로서 식(7)에 의하여 구해진다.

3. 비틀림감쇠계수 및 동적 비틀림강성계수

본 유체감쇠 커플링의 감쇠효과는 여러부분에서 발생할 수 있으며, 다음과 같은 것들이 있다.

i) 내측보스(inner star)와 중간고정요소와의 좁은 틈새와 스프링다발과 케이싱간의 틈새로 윤활유가 유동할때 겹판스프링의 양측에 발생하는 압력차에 의한 점성감쇠

ii) 윤활유의 유동시 점성에 의한 마찰저항감쇠

iii) 스프링판사이의 마찰에 의한 감쇠

iv) 스프링의 변형에 의한 히스테리시스감쇠

그러나 ii)와 iv)는 다른 요소에 비하여 그 크기가 상대적으로 매우작다. 그러므로 본 연구에서는 흐름저항에 의한 점성감쇠와 마찰력에 의한 마찰감쇠만을 취급한다. 그리고 i)의 경우에 있어서 압력차가 겹판스프링을 변형시키게 되어 동적강

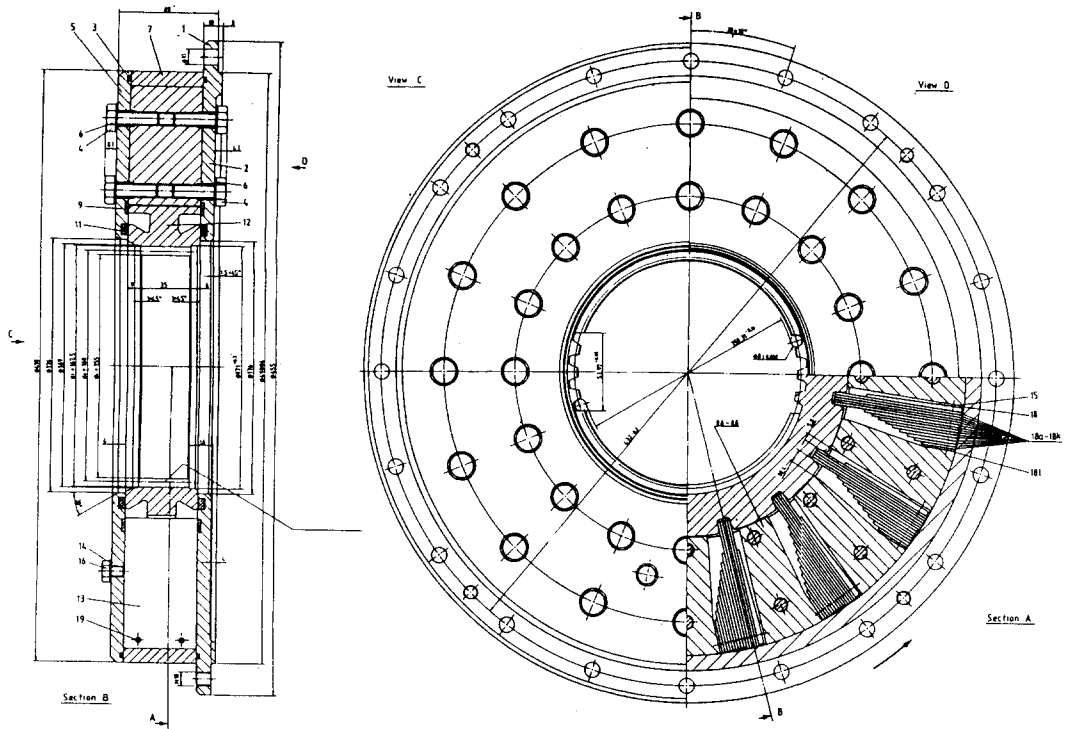


Fig. 2 Configuration and Dimension of Damping Flexible Coupling

성계수가 발생하게 되고 감쇠계수도 진동속도에 따라 변하게 된다. 그리고 스프링판사이의 마찰력에 의한 감쇠를 구함으로써 본 유체감쇠 커플링의 정특성 및 동특성계수들을 구한다.

3.1 유체유동에 의한 감쇠효과 및 동적 강성효과

Fig.2와 같은 유체감쇠 커플링에서 내측보스와 외측보스간의 상대변위는 커플링 내부에 존재하는 기름의 유동을 일으키며, 이로 인한 겹판스프링의 양측에 압력차가 발생하게 되어 감쇠효과를 유발하게 된다. 그런데 이 압력차가 겹판스프링을 다시 변형시키게 되어 동적 강성을 유발하게 되고 감쇠계수에도 영향을 미치게 된다. 겹판스프링의 강성이 매우 커서 강제로 볼 수 있거나 진동속도가 상대적으로 느리다면 이러한 동적효과는 거의 나타나지 않는다. 그러나 진동속도가 빨라져서 압력차가 커지고 스프링판의 강성이 충분히 크지 않으면 압력차에 의한 스프링판의 변형도 고려하는 것

이 타당하다. 따라서 정적특성 뿐만아니라 동적특성도 구해야 하며 다음과 같은 유량의 연속식으로부터 동적특성을 해석할 수 있다.

$$\frac{d}{dt}(V - \Delta V) = Q_f + Q_s \quad (9)$$

여기서 V 는 커플링의 상대변위시 겹판스프링의 변형체적량이고, ΔV 는 압력차에 의한 스프링판의 변형으로 발생한 체적변화량이다. 그리고 Q_f, Q_s 는 각각 내측보스와 외측보스간의 반경틈새 및 스프링다발과 케이싱간의 유동유량이다. 이러한 유동유량에 대한 보다 상세한 관계식은 부록에 나타내었다. 각각의 유동유량을 식(9)에 대입하면 다음과 같은 스프링판 사이의 압력차에 관한 1계 미분방정식이 얻어진다.

$$\frac{9B^2L_1^2}{64K} \frac{d}{dt} \Delta p + \frac{(1+k_p)Bh^3}{12\mu L_f} \Delta p = \frac{3}{8} BL_1 \frac{d\delta_1}{dt} \quad (10)$$

여기서,

$$k_p = \frac{6\pi d_h^4 L_f}{71B h_f^3 L_h}$$

그리고 식(10)을 정리하면

$$\frac{d}{dt} \Delta p + \omega_o \Delta p = \frac{8K}{3BL_1^2} \frac{d\delta_1}{dt} \quad (11)$$

이다. 여기서 ω_o 는 다음과 같이 정의되는 특성진동수이다.

$$\omega_o = \frac{16(1+k_p)h_f^3 K}{27\mu L_f B L_1} = \frac{K}{C} = \frac{K_{st}}{C_d} \quad (12)$$

또한 C 및 C_d 는 압력차에 의한 동적효과(dynamic effects)를 무시할 때의 겹판스프링의 선형감쇠계수 및 유체감쇠 커플링 전체의 점성비틀림감쇠계수로 다음과 같이 정의된다.

$$C = \frac{27\mu L_f B L_1^2}{16(1+k_p)h_f^3} \quad (13)$$

$$C_d = NR^2 C \quad (14)$$

식(11)에서 겹판스프링 끝단의 변위 δ_1 이 조화함수로 진동한다면 내부의 압력차 또한 조화함수의 형태로 표현되게 될 것이다. 그러므로 식(11)은 다음과 같이 된다.

$$(j\omega + \omega_o)\Delta p = j\omega \frac{8K}{3BL_1^2} \delta_1 \quad (15)$$

여기서 j 는 $\sqrt{-1}$ 이며, 압력차로 인한 하나의 겹판스프링 끝단에서의 반력은 $3/8 BL_1 \Delta p$ 로 주어짐으로 식(15)를 커플링에 작용하는 토크 T_R 로 표시하면 다음식과 같이 된다.

$$T_R = \frac{\omega + j\omega_o}{\omega_o^2 + \omega^2} \omega K_{st} \Theta \quad (16)$$

여기서 Θ 는 비틀각을 의미하며, 위식에서 실수부는 강성력을 의미하고 허수부는 감쇠력을 의미한다. 즉 유체유동으로 인한 압력차의 발생은 감쇠력 뿐만아니라 강성력도 발생시킴을 알 수 있다.

커플링이 진동함에 따라 강성력도 변하게 됨을 식(16)으로부터 알 수 있으며, 그러므로 동적인 상

태에서의 강성계수는 정적 강성계수와 식(16)에 나타난 실수부를 합한것으로 동적강성계수(dynamic stiffness coefficient), K_t 로 정의하면 다음과 같이 됨을 알 수 있다.

$$K_t = K_{st} \left(1 + \frac{\omega^2}{\omega_o^2 + \omega^2} \right) \quad (17)$$

진동속도가 증가하면 동적 비틀림 강성계수는 증가하게 되며, 이것은 커플링내의 기름의 유동에 의하여 보다 강해지는 현상을 나타낸다.

유체감쇠 커플링에서 점성감쇠는 식(16)의 허수부에 해당하는 것이며 이를 C_{dy} 로 정의하면 다음과 같이 된다.

$$C_{dy} = \frac{\omega_o}{\omega_o^2 + \omega^2} K_{st} = \frac{\omega_o^2}{\omega_o^2 + \omega^2} C_d \quad (18)$$

위식에서 감쇠계수는 진동속도에 의하여 영향을 받게 되며 진동속도가 증가할수록 감소하게 됨을 의미한다. 그리고 Geislinger사에서 정의한 감쇠율로 나타내면 커플링의 점성감쇠율 χ_d 는 다음과 같이 된다¹⁾.

$$\chi_d = \frac{\omega C_{dy}}{K_t} = \frac{(\omega/\omega_o)}{1 + 2(\omega/\omega_o)^2} \quad (19)$$

3.2 겹판스프링간의 마찰력에 의한 감쇠

겹판스프링간의 마찰력에 의한 1사이클당 감쇠에너지 E_f 는 다음과 같이 주어진다⁵⁾.

$$E_f = 4T_f \Theta \quad (20)$$

여기서 T_f 는 스프링판사이의 마찰력에 의한 내측보스의 상당토크이고, Θ 는 비틀각이다. 따라서 마찰력에 의한 상당토크를 구하게 되면 등가 점성 비틀림감쇠계수를 구할 수 있다. 내측보스의 상당토크 T_f 는

$$T_f = \frac{R}{L_1} \sum_{i=1}^k \mu_c P_i \delta_i \quad (21)$$

이며, R 은 내측보스와 겹판스프링이 접촉하는 곳까지의 반경이고, μ_c 는 겹판사이의 마찰계수로 윤활상태에 따라 많은 차이가 있다. 그리고 여기

서 P_i 및 δ_i 는 각각의 스프링 끝단에 작용하는 힘과 그 곳에서의 변위량을 나타내며, n 은 겹판스프링의 판의 수를 나타낸다. 진동속도가 없는 경우에는 정적인 힘과 변위를 나타내는 것이되고 동적인 상태라면 그때에 상응하는 힘과 변위이다. 그러므로 식(21)은 아래와 같이 된다.

$$E_f = \frac{4\mu_e N P_1 \delta_1 R}{L_1} \sum_{i=1}^n \varphi_i(\delta_i / \delta_1) = K_f \Theta^2 \frac{4\mu_e R}{L_1} \sum_{i=1}^n (\delta_i / \delta_1) \quad (22)$$

그러므로 마찰력에 의한 등가 비틀림감쇠계수를 C_f 로 두면 아래와 같이 된다.

$$C_f = (K_f / \omega) \chi_f \quad (23)$$

여기서 χ_f 는 마찰력에 의한 감쇠율로서 다음과 같다.

$$\chi_f = \frac{4\mu_e R}{\pi L_1} \sum_{i=1}^n \varphi_i(\delta_i / \delta_1) \quad (24)$$

겹판스프링에서 각 판끝에서의 하중분포 비율을 나타내는 φ_i 및 그 때의 처짐비율 δ_i / δ_1 는 동적인 상태라도 변하지 않으며, 이들은 겹판스프링의 정적인 강성을 구할 때 얻어진다.

3.3 유체감쇠 커플링의 상당 비틀림감쇠계수

감쇠계수는 기름의 유동에 의한 점성감쇠와 겹침판사이의 마찰력에 의한 마찰감쇠의 조합으로 이루어져 있다. 즉 커플링의 등가감쇠를 C_t 로 두면

$$C_t = C_f + C_{dy} = \left\{ \frac{\chi_f}{\omega} \left(1 + \frac{\omega^2}{\omega_o^2 + \omega^2} \right) + \frac{\omega_o}{\omega_o^2 + \omega^2} \right\} K_{st} \quad (25)$$

이다. 또한 Geislinger사에서 사용하고 있는 감쇠율로 표시하면 다음과 같이 된다.

$$\chi = \chi_f + \chi_d = \frac{4\mu_e R}{\pi L_1} \sum_{i=1}^n \varphi_i(\delta_i / \delta_1) + \frac{(\omega / \omega_o)}{1 + 2(\omega / \omega_o)^2} \quad (26)$$

위식에서 스프링판간의 마찰감쇠율을 나타내는

χ_f 는 스프링의 크기 및 상당 마찰계수가 주어지면 결정되고 진동속도에는 무관함을 알 수 있다. 커플링내의 기름누설을 방지하기 위하여 사용되고 있는 밀봉장치(sealing system)에서도 마찰력에 의한 감쇠효과가 있지만 그 크기는 스프링다발 내부에서의 마찰력에 의한 감쇠효과에 비하여 상대적으로 작다고 가정하여 무시하였다.

4. 강성계수와 감쇠계수의 계산

4.1 유체감쇠 커플링의 사양

Table 1은 본 연구의 개발모델인 외경 $\phi 410$ 인 Geislinger사의 유체감쇠 커플링의 전체적인 사양을 나타내고 있다. 그리고 커플링에 사용되고 있는 Shell rimula X 15W/40 엔진오일의 점도와 온도와의 관계식은 다음과 같이 주어짐으로 온도의 변화에 따른 점도를 정확하게 평가할 수 있다.

Table 1 Performance of Damping Flexible Coupling(Geislinger Type, $\phi 410$)

Nominal torque	4.12kNm
Admissible shock torque	5.40kNm
Mean coefficient of torsional stiffness (918 ~ 4415Nm)	0.055MNm/rad
Torque on buffer	5.40kNm
Oil capacity	640cm ³
Oil grade	shell rimula X 15W/40
Oil pressure in coupling	5bar
Admissible unbalance mass	10 × 10 ³ mmgr

$$\text{LogLog}(v_s + 0.6) = 8.134 - 3.133 \text{Log}(T) \quad (27)$$

여기서 v_s 는 동점도(cSt)를 나타내고 T 는 오일의 절대온도이다. 그리고 밀도는 833.0kg/m³이다.

4.2 정적 강성계수의 계산

Fig. 3은 유체감쇠 커플링에 사용되는 겹판스프링의 사양을 나타내고 있으며, 실제 겹판스프링은 립측(외측)에 억지로 끼워져 있는 상태이고 보스측(내측)은 단순지지의 형태로 되어 있다. 따라서 본 계산에서는 겹판스프링이 외팔지지로 되어 있

다고 가정하고 전체 유효길이는 림측의 고정단을 스프링 끝에서부터 13.5mm(스페이서의 길이)되

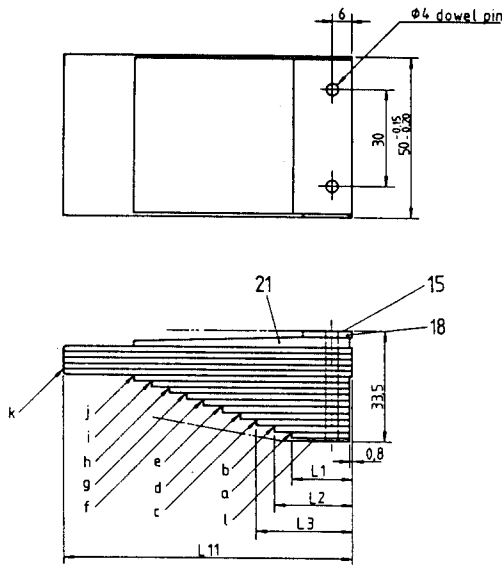


Fig. 3 Dimension of Multiple - Leaf Spring

는 곳까지로 한다. 또한 Fig.4에 나타내고 있는 내측보스의 형상으로부터 힘의 작용점은 스프링의 변형에 따라 보스의 최외경측으로 이동하는 점을 고려하여 내측보스의 외경으로 간주하였다. 그러므로 겹판스프링의 제원이 결정되고 식(5)로부터 겹침판간의 힘해석을 통하여 식(7)에 대입함으로써 커플링의 강성계수가 구해진다. Table 2는 겹판스프링의 제원 및 유효길이(L_i)와 전산프로그램으로부터 구한 각 판스프링에서의 힘과 처짐량의 비를 보여주고 있다. 여기서 프와송 비는 일반적으로 연강에 사용되는 값인 0.3으로 하였다.

Table 2에서 알 수 있듯이 유체감쇠 커플링의 비틀림 강성계수는 $K_{st}=0.05445 \text{ MNm/rad}$ 이다. 이 결과는 Table 1의 사양과 비교하면 1%이내의 오차로 아주 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 그리고 스프링간의 마찰저감용 청동제 shim이 강성계수에 미치는 영향은 0.03%이내로 무시할 수 있음을 확인하였다.

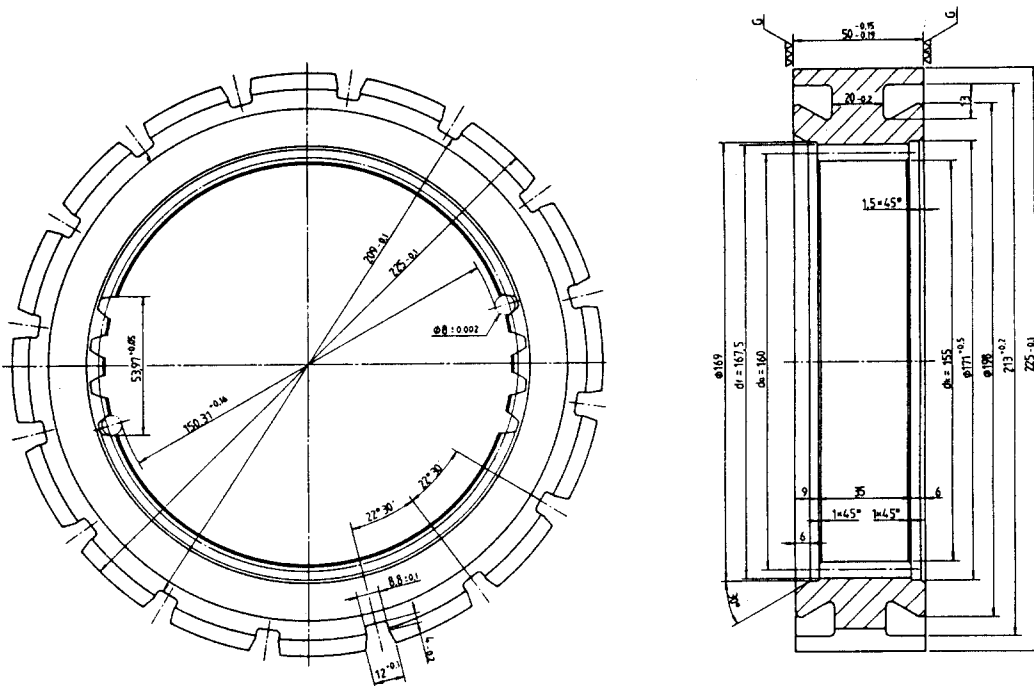


Fig. 4 Dimension of Inner Star of Damping Flexible Coupling

Table 2 Dimension of Multiple - Leaf Spring and Analysis Results

i	OL _i [mm]	B _i [mm]	t _i [mm]	E _i [GN/m ²]	Li[mm]	φ _i	δ _i /δ ₁
1	82.75	50.000	1.350	205.0	69.25	1.00000	1.00000
2	82.75	50.000	1.350	205.0	69.25	.92241	1.00000
3	82.75	50.000	1.350	205.0	69.25	.84481	1.00000
4	82.75	50.000	1.350	205.0	69.25	.76722	1.00000
5	82.75	50.000	1.350	205.0	69.25	.68963	1.00000
6	67.00	50.000	1.650	205.0	53.50	.92073	.43636
7	61.60	50.000	1.650	205.0	48.10	.92645	.35321
8	56.20	50.000	1.650	205.0	42.70	.93370	.27883
9	50.80	50.000	1.650	205.0	37.30	.94316	.21321
10	45.40	50.000	1.650	205.0	31.90	.95602	.15637
11	40.00	50.000	1.650	205.0	26.50	.97447	.10829
12	34.60	50.000	1.650	205.0	21.10	1.00304	.06899
13	29.20	50.000	1.650	205.0	15.70	1.05290	.03847
14	23.80	50.000	1.650	205.0	10.30	1.16028	.01674
15	18.40	50.000	1.650	205.0	4.90	1.53915	.00385

4.3 동적 감성계수 및 감쇠계수의 계산

동적 감성계수를 구하기 위하여는 식(17)에서 알 수 있듯이 특성진동수 ω_o를 알아야 한다. 그리고 특성진동수를 알기 위해서는 점성비틀림감쇠계수 C_d를 구해야 한다. Table 3은 점성감쇠계수에 영향을 미치는 커플링의 내부구조의 치수를 나타내고 있다. 그러므로 식(13)과 식(14)로부터 사용하는 기름의 점도만 주어지면 점성 비틀림감쇠계수를 구할 수 있다. 사용하는 기름의 온도가 40℃(점도=0.0958 PaS)이고 내측보스와 외측보스와의 틈새를 주어진 값의 중간인 0.7mm로 한다면 흐름저항에 의한 점성 비틀림감쇠계수는 C_d=141.5 Nmsec/rad 이므로 특성진동수는 식(12)에 의하여 ω_o=384.8rad/sec이다. 이 특성진동수 값은 사용하는 기름의 온도에 따라 변하게 되며, 온도가 높아지면 특성진동수도 증가하게 될 것이다. Fig.5

Table 3 Inner size of damping flexible coupling

Passage length, L _f =21.0[mm]
Width of spring plate, B=50.0[mm]
Spring effective length, L _l =69.25[mm]
Effective radius of torque arm, R=112.50[mm]
Number of spring pack, N=16
Clearance between inner and outer star, h _f =0.6 - 0.8[mm]
Oil groove hydraulic diameter, d _h =3.0[mm]
Oil groove effective length, L _h =10.5[mm]
Oil groove flow - rate factor, k _p =2.5

는 온도에 따른 특성진동수의 변화를 나타내고 있다.

그러고 식(17)에서 특성진동수를 알게되면 동적 감성계수는 다음과 같이 된다.

$$K_t = 54.45 \left(1 + \frac{(\omega/\omega_o)^2}{1 + (\omega/\omega_o)^2} \right) \text{ kNm/rad} \quad (28)$$

Fig.6은 기름의 온도에 따른 동적감성계수를 진동속도에 대하여 표시하고 있다. 동일한 진동속도

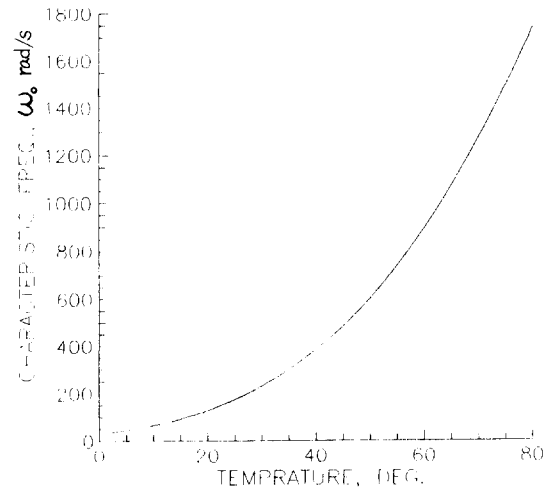


Fig. 5 Temperature Effects on the Characteristic Frequency

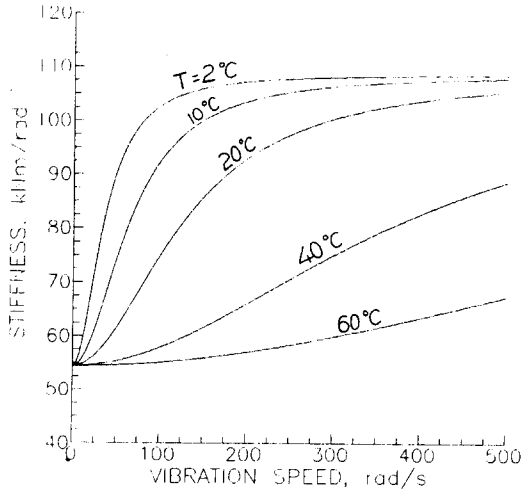


Fig. 6 Effects of Vibration Speed and Temperature on Dynamic Stiffness Coefficient

를 갖게 되는 경우라도 기름의 온도가 달라지면 동적강성계수의 크기도 크게 변하게 됨을 보여주고 있다.

본 유체감쇠 커플링은 점성감쇠와 스프링판 사이의 마찰감쇠의 합으로 구성되어 있다. 스프링판 사이의 마찰계수 μ_0 는 윤활상태에 따라 다르며 보통 기름윤활상태에서는 0.01~0.10 정도로 그 범위가 매우 넓으며, 정확한 값은 기름의 점도와 마찰상태등에 따라 복합적으로 결정될 것이다. 그러므로 정확한 상당 마찰계수를 알기 위하여는 많은 실험을 통하여 결정될 수 밖에 없다. 마찰계수를 0.017로 가정할때 Table 2를 사용하여 마찰감쇠율을 구하면 식(24)에서 다음과 같이 구해진다.

$$\chi_f = \frac{4 \times 0.017 \times 112.5}{3.1416 \times 69.25} \times 5.805 = 0.20 \quad (29)$$

그러므로 본 유체감쇠 커플링의 전체 감쇠율 χ 는 다음과 같이 얻어진다.

$$\chi = 0.20 + \frac{(\omega/\omega_0)}{1+2(\omega/\omega_0)^2} \quad (30)$$

동적강성계수와 마찬가지로 감쇠율은 온도에 따라 변하게 됨을 알 수 있다. 그리고 유체감쇠 커플링의 감쇠계수는 다음 식으로부터 구해진다.

$$C_t = 54450 \left\{ \frac{0.2}{\omega} \left(1 + \frac{\omega^2}{\omega_0^2 + \omega^2} \right) + \frac{\omega_0}{\omega_0^2 + \omega^2} \right\}$$

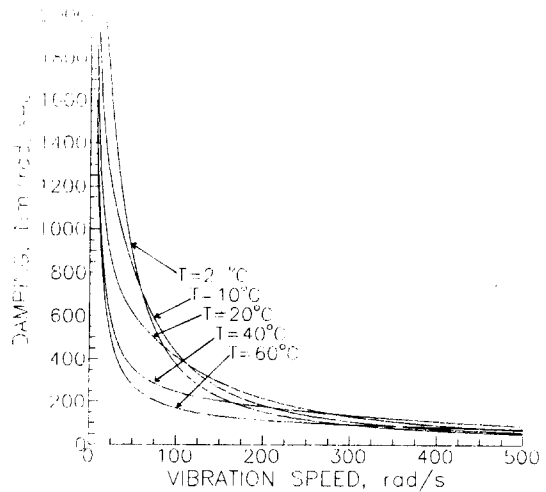


Fig. 7 Effects of Vibration Speed and Temperature on Damping Coefficient

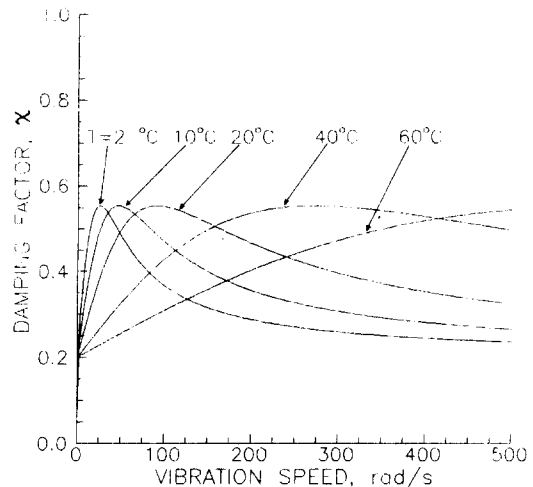


Fig. 8 Effects of Vibration Speed and Temperature on Damping Factor

$$kNmsec/rad \quad (31)$$

Figs.7, 8은 감쇠율과 감쇠계수를 기름의 온도에 따라 진동속도의 함수로 표시하고 있다. 감쇠율은 진동속도와 함께 증가하다가 특성진동수 부근에서부터 다시 감소하여 진동속도가 특성진동수보다 매우 높은 경우에는 점성감쇠 성분은 마찰감쇠성분에 비하여 무시할 수 있을 정도로 작아짐

을 알 수 있다. 또한 감쇠계수는 진동속도가 증가함에 따라 감소하게 된다.

5. 결 론

유체감쇠 커플링을 개발하기 위하여 이론적 해석을 수행하였다. 유체감쇠 커플링의 비틀림강성은 겹판스프링 자체의 강성과 겹판스프링 설치 수, 그리고 내측보스의 직경에 의하여 결정된다. 그리고 겹판스프링의 강성은 판의 재질, 두께 및 유효길이 등에 의하여 조절될 수 있다. 겹판스프링의 판의 두께는 강성에 매우 중요한 영향을 미치며 두께가 두꺼울수록 강성은 기하급수적으로 증대하지만 피로강도는 저하하여 내구성이 떨어지므로 적절한 선택이 필요하다. 또한 판의 길이 비는 각 판에 작용하는 응력이 균일하게 되도록 결정하는 것이 바람직하다. 본 유체감쇠 커플링의 감쇠효과는 커플링 내부의 유체유동에 의한 압력차로부터 발생하게 되며, 따라서 유동통로의 크기와 유체의 점도에 의하여 크게 지배받게 된다. 또한 이 압력차에 의하여 스프링판이 변형될때 동적 강성계수 및 감쇠계수가 존재하게 되며, 그 크기는 유체의 점도와 유동통로의 크기 및 내측보스의 진동수에 따라 달라지게 된다. 즉 진동수가 증가함에 따라 감쇠계수는 감소하고 강성계수는 증가한다. 또한 겹판스프링의 탄성변형시에 발생하는 각 판사이의 마찰에 의하여 커플링에 감쇠효과가 존재하게 되고, 그 크기는 마찰계수에 의해 크게 영향을 받는다.

후 기

본 연구는 상공부 공업기반 기술과제 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 관계자 여러분께 사의를 표합니다.

참고문헌

- 1) Dr - Iig. Geislinger & Co., Geislinger Elastic Damping Coupling.
- 2) Crandall, S. H., Dahl, N. C., and Lardner, T. J., An Introduction to the Mechanics of Solids, 2nd

edition, McGRAW - Hill, 1978.

- 3) Spatts, M. E., Design of Machine Elements, 6th edition, Prentice - Hall, 1985.
- 4) Fung, Y. C., Foundations of Solid Mechanics, Prentice - Hall, Toronto, 1965.
- 5) Tse, F. S., Morse, I. E., and Hinkle, R. T., Mechanical Vibrations - Theory and Applications, 2nd edition, Allyn and Bacon, Boston, 1978.
- 6) Andra, R., and Spuck, J. H., "Torsional Damper for Maximum Energy Absorption with Equilibrated Polydimethylsiloxanes as Damping Fluids," J. of Sound and Vibration, Vol.82, No.4, pp. 465 - 472, 1992
- 7) Hatch, C. T., and Pisano, A. P., "Modeling, Simulation, and Modal Analysis of a Hydraulic Valve Lifter with Oil Compressibility Effects," Trans ASME, J. of Mech. Design, Vol.113, pp.46 - 54, 1991.
- 8) Nashif, A. D., Jones, D. I. G., and Henderson, J. P., Vibration Damping, John Willy & Sons, New York, 1985.
- 9) James, M. L., Smith, G. M., Wolford, J. C., and Whaley, P. W., Vibration of Mechanical and Structural Systems, Harper & Row, New York, 1989.
- 10) Schlichting, H., Boundary - Layer Theory, 7th edition, McGRAW - Hill, 1975.

부 록

A. 1 겹칩스프링의 변형에 의한 유량, V

Fig.A1과 같은 외팔지지판이 변형할때 임의의

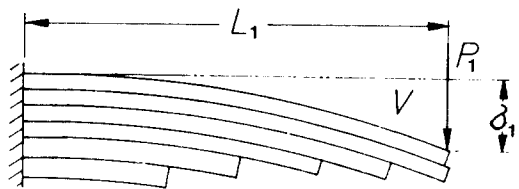


Fig. A1 Deformation Shape of Leaf Spring by End Load

위치에서의 변형량은 아래와 같은 식으로 주어진다.

$$\delta(x) = \frac{1}{2L_1^3}(3L_1x^2 - x^3)\delta_1 \quad (A1)$$

그러므로 판의 변형에 의한 체적변화는 다음과 같다.

$$V = B \int_0^{L_1} \delta(x) dx = \frac{3}{8} B L_1 \delta_1 \quad (A2)$$

A. 2 내측보스와 중간고정요소사이의 좁은 틈새를 흐르는 유량, Q_f

틈새를 흐르는 유체는 2차원, 비압축성, 층류이고 뉴턴 유체로 가정한다. 그러면 Fig. A2와 같은 좁은 틈새를 흐르는 유체의 속도분포는 다음과 같이 주어진다.

$$u = U(1 - y/h_f) - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} y(h_f - y) \quad (A3)$$

위식을 y 방향으로 적분하면 단위폭당의 체적유량이 된다. 그러면 단위폭당의 유량 q 는

$$q = \frac{U h_f}{2} - \frac{h_f^3}{12\mu} \frac{dp}{dz} \quad (A4)$$

유체점성감쇠 커플링의 내측보스와 중간고정요소사이의 압력구배는 아래와 같고

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{\Delta p}{L_f} \quad (A5)$$

여기서 Δp 는 중간고정요소 양측간의 압력차이

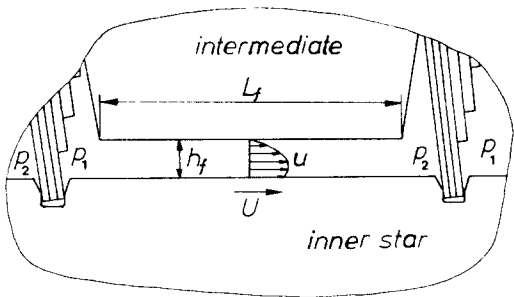


Fig. A2 Oil Passage between Inner Star and Support Element

고, L_f 는 좁은 틈새를 이루고 있는 중간고정요소의 원주방향의 길이이다. 따라서 유량은 다음식으로 주어진다.

$$Q_f = \frac{BR\omega h_f}{2} + \frac{B h_f^3 \Delta p}{12\mu L_f} \quad (A6)$$

본 유체감쇠 커플링의 구조에서는 위식의 우변 첫째항은 둘째항에 비하여 무시할 수 있을 정도로 작으므로 틈새를 흐르는 유량은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_f = \frac{B h_f^3 \Delta p}{12\mu L_f} \quad (A7)$$

A. 3 스프링다발과 케이싱간의 유동유량, Q_s

커플링의 커버판(cover plate)에 기름의 공급을 원활하게 하기 위하여 오일그루브(oil groove)가 있는데 스프링팩의 상대운동시 이 그루브를 통하여도 유량이 존재하게 된다. 이때 오일그루브를 통하여 흐르는 총 유량은 다음과 같이 표현될 수 있다¹⁰⁾.

$$Q_s = \frac{\pi d_h^4 \Delta p}{142\mu L_h} \quad (A8)$$

여기서 d_h 는 오일그루브의 상당 직경(hydraulic diameter)이고, L_h 는 상당 길이로 다음과 같이 표시된다.

$$d_h = \frac{2b_o h_o}{b_o + h_o}, \quad L_h = \frac{L_s L_m}{L_s + L_m} \quad (A9)$$

그리고 b_o, h_o 는 각각 오일그루브의 폭과 깊이를 나타내며, L_s, L_m 은 각각 스프링다발과 중간고정요소를 통과하는 오일그루브의 길이를 나타낸다.

A. 4 압력차에 의한 체적변형량, ΔV

스프링판에 작용하는 압력차를 스프링의 끝단에 상응하는 집중하중으로 생각하고 그 때의 스프링의 끝단에서의 변위량을 δ_1 '이라 하면 식(A2)로부터 ΔV 는 다음과 같이 유도된다.

$$\Delta V = \frac{3}{8} B L_1 \delta_1' \quad (A10)$$

그리고 δ_1' 은 아래와 같이 표시된다.

$$\delta_1' = \frac{3 B L_1 \Delta p}{8 K} \quad (A11)$$

여기서 K 는 식(7)에서 주어진 스프링다발 한개의 선형 정적강성계수이다. 그러므로 압력차에 의한 변형량 ΔV 는 다음식으로 유도된다.

$$\Delta V = \frac{9 B^2 L_1^2}{64 K} \Delta p \quad (A12)$$