

고속 회전체의 횡방향 축진동 감쇠장치

정 씨 영*

(이하공업전문대학 항공기계과)

1. 머리말

고출력과 고효율 및 고부가가치를 추구하는 고도의 산업에서 회전기계가 차지하는 비중은 매우 크다. 대표적인 회전기계는 발전용 터빈, 항공기 엔진, 각종 펌프, 압축기 등이 있다. 이러한 회전기계의 최근 개발경향은 단위무게 또는 단위부피당 고출력화를 추구하기 때문에 경량화, 소형화, 고속화하는 것이 당면과제이나 이에 따른 회전축계의 진동과 안정성 문제가 심각한 문제로 대두된다.

이와 같은 축진동 문제를 해결하는 1차적 방법은 회전체의 불균형을 제거하는 밸런싱(balancing)을 실시하는 것이다. 그러나 초정밀 밸런싱을 실시하여도 불균형을 완전히 제거할 수 없을 뿐만 아니라 사용시간이 경과하면서 마모, 변형, 부식 등으로 인하여 불균형이 항상 존재할 수밖에 없다. 축진동을 감소시키는 2차적 방법은 유막 베어링(fluid film bearing)을 사용하여 유막 베어링의 감쇠기능을 이용하는 방법이다. 그러나 유막 베어링은 강성력과 감쇠력이 상호 연

관되어 있기 때문에 축진동 감소를 위한 감쇠력만을 조절하기가 어렵고 또한 유막력으로 인한 오일 휩(oil whip)과 같은 불안정 상태를 발생시키기도 한다.

축진동 문제를 해결하는 보다 적극적인 방법은 진동감쇠장치를 설치하여 축진동을 직접 흡수하는 방법이다. 축진동을 흡수하는 장치는 용도와 적용범위에 따라 다양하게 개발되어 있으며 작동방향에 따라 축방향, 횡방향, 비틀림방향의 진동감쇠장치로 구분할 수 있다. 그 중에서 횡방향 진동감쇠장치는 고무 등의 탄성체를 이용한 고체형 탄성댐퍼와 점성유체를 이용한 SFD(squeeze film damper)가 있다. 고체형 탄성댐퍼는 강성 및 감쇠력 조절이 쉽지 않고 경화 및 내구성에 문제가 있다. SFD는 감쇠력과 안정성이 우수하여 고속 회전체의 감쇠장치로 사용되고 있지만 고도의 설계기술이 요구되며 오일 순환장치 등의 부대장치가 필요하다.

본 글에서는 고속 회전체의 축진동 감소를 위한 횡방향 진동감쇠 장치 중 SFD에 관하여 주로 서술하고 최근에 개발 중인 기타 진동감쇠장치에 관하여 약술하고자 한다.

* E-mail : siyjung@inhatc.ac.kr

2. SFD(squeeze film damper)

SFD는 구조가 단순하면서도 감쇠능력이 우수하여 구름 베어링에 지지된 고속회전체의 횡방향 감쇠장치로 이용되고 있으며, 특히 항공기 가스터빈 엔진용으로 1960년대에 개발되어 현재까지 대부분의 항공기 엔진에 장착 사용되고 있다. 구름 베어링은 감쇠기능은 거의 없지만 순간적인 파괴로 인한 베어링 기능상실을 방지할 수 있어 대형사고를 대비할 수 있는 시간적 여유가 있는 반면에, 유막 베어링은 감쇠기능은 우수하나 보조장치의 고장으로 인한 윤활유 공급 중단과 같은 상황에서 순간적으로 베어링의 기능을 상실하여 대형사고를 유발할 수 있다. 이외에 구름 베어링과 유막 베어링의 여러 장단점이 있지만 SFD는 구름베어링과 유막 베어링의 장단점을 상호 보완하기 위해 개발된 횡방향 축진동 감쇠장치이다.

2.1 SFD의 구조 및 동특성

그림 1에서 보여주듯이 SFD는 구름 베어링과 유막 베어링을 복합적으로 이용하고 있는 구조이다. 회전축은 구름 베어링에 의해 지지되어 있어 구름 베어링의 내륜과 함께 회전하지만 SFD 저널은 하우징 사이의 틈새 내에서 오직 휘돌림(whirling) 운동만 가능하도록 설계되어 있다. SFD 저널과 하우징 사이에는 오일이 존재하며 회전축이 진동할 때 SFD 저널이 오일을 압축하게 된다. 이때 유막압력이 생성되며 유막압력으로 인한 유막 저항력이 축진동을 억제하는 감쇠역할을 한다. SFD 저널은 지지스프링(retainer spring)에 의해 지지되어 있어 회전축이 하우징 중앙에 위치하도록 도와주며

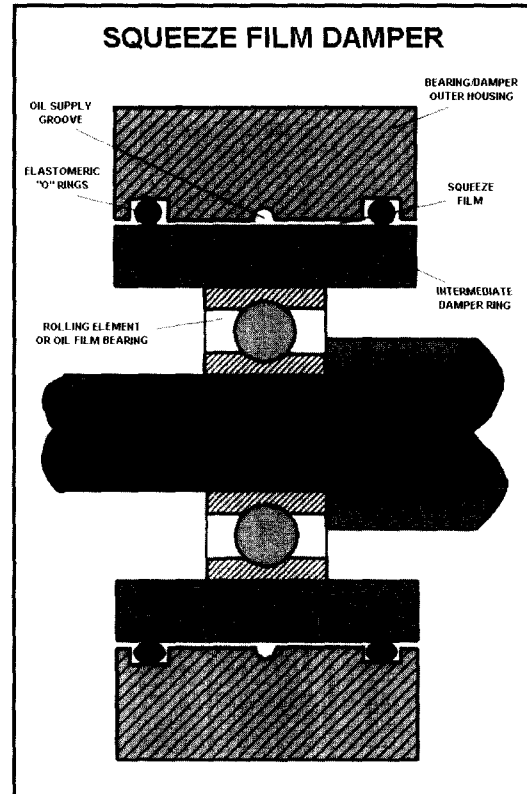


그림 1 SFD의 개략도

저널의 회전을 방지하는 역할을 동시에 한다. 그러나 지지스프링을 장착할 수 있는 공간이 부족한 소형 회전기계에서는 지지스프링 설치를 생략하는 경우도 있다. 이러한 SFD는 회전축의 진폭을 감소시키며 지지 베어링에 전달되는 힘을 크게 완화시켜 주기 때문에 고속, 고출력 터보기계의 횡방향 축진동 감쇠장치로 사용되고 있다.

그러나 SFD는 매우 비선형적 동특성을 갖고 있기 때문에 부적절히 설계하면 오히려 고속 회전체의 진동현상을 더욱 악화시키는 결과를 초래한다. 따라서 SFD를 설계할 때는 회전체계의 여러 설계변수들, SFD

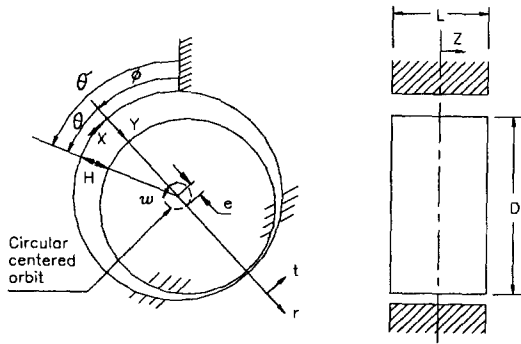


그림 2 SFD의 구조와 좌표계

의 형상, 회전축의 강성, 회전체의 질량, 불균형, 지지스프링 상수 등이 회전체의 동적 거동에 미치는 영향을 면밀히 검토하여 비선형 진동특성이 발생하지 않도록 주의해야 한다.

2.2 SFD의 윤활방정식

그림 2는 SFD의 구조와 좌표계를 나타낸다. 축의 회전(spinning)은 가능하고 SFD의 저널은 회전하지 못하지만 휘돌림 운동은 허용하는 구조로 이루어져 있다. 즉 저널의 휘돌림 운동은 편심량(e)을 반지름으로 하여 하우징 중심점을 중심으로 축의 회전속도 ω 로 원운동을 하고 있다. SFD의 유막 압력분포에 관한 지배방정식은 비압축성, 층류 유동에 관한 운동량 방정식과 연속 방정식을 이용하면 다음과 같은 변형된 무차원 Reynolds 윤활 지배방정식을 얻는다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right) = -12 \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

여기서

$$\theta = \frac{X}{R}, \quad \zeta = \frac{2Z}{L}, \quad h = \frac{H}{C} = 1 + \varepsilon \cos \theta$$

$$p = P \frac{C^2}{\mu \omega R^2}, \quad \varepsilon = \frac{e}{C} \quad (2)$$

위의 윤활 지배방정식은 SFD의 형상, 즉 저널의 폭경비(L/D)에 따라 무한 장폭과 무한 소폭 및 유한 폭 SFD의 해로 구분하며 또한 유막 압력분포에 영향을 미치는 각종 설계요소를 고려하여 해석한다.

2.3 폭경비 (L/D)의 영향

(1) 무한 장폭 SFD

SFD의 형상에서 저널의 길이가 직경에 비하여 매우 길거나 ($L/D = \infty$) 또는 SFD의 양단이 완전히 밀봉되어 SFD의 축방향으로 압력 변화가 없다면 축방향의 유체 유동이 발생하지 않고 압력구배가 $\partial p / \partial \zeta = 0$ 이 된다. 이러한 경우는 일반적으로 베어링의 형상이 $L/D \geq 2.0$ 을 만족할 경우에 적용할 수 있다. 무한 장폭 SFD의 경우를 윤활 지배방정식에 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{d}{d\theta} \left(h^3 \frac{dp}{d\theta} \right) = -12 \frac{dh}{d\theta} \quad (3)$$

위의 무한 장폭 윤활 지배방정식 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

$$p(0) = p(2\pi) = 0 \quad (4)$$

식 (3)의 해를 구하기 위하여 Sommerfeld 각으로 변환한 후 적분하여 위의 경계조건을 적용하면 다음과 같은 무차원의 무한 장폭 SFD에 관한 유막 압력식을 얻을 수 있다.

$$p(\theta) = \frac{P(\theta)}{\mu\omega(R/C)^2} = -\frac{12\epsilon \sin\theta(1+h)}{(2+\epsilon^2)h^2} \quad (5)$$

위의 유막 압력을 SFD 저널 표면에 따라 적분함으로써 접선방향과 반경방향의 유막력을 산출할 수 있으며 이 유막력은 SFD 저널 중심의 접선방향의 속도로 인하여 발생하는 유체 저항력이므로 선형화된 무한장폭 SFD의 감쇠계수는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$C_{11} = \mu L \left(\frac{R}{C}\right)^3 \frac{12\pi}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}}$$

$$C_{12} = \mu L \left(\frac{R}{C}\right)^3 \frac{24\epsilon}{(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)} \quad (6)$$

여기서 C_{11} 는 주 감쇠계수(direct damping coefficient)이며 C_{12} 는 연성 감쇠계수(cross coupled damping coefficient)이다. 주 감쇠계수는 회전축의 진동을 감소시키는 주된 역할을 하지만 연성 감쇠계수는 강성의 역할을 하여 비선형 진동의 점프현상을 유발시킨다. 동공현상을 고려하지 않을 경우에는 주 감쇠계수는 2배로 증가하며 연성 감쇠계수는 0의 값을 갖는다.

(2) 무한 소폭 SFD

무한 소폭 SFD란 무한 장폭 SFD와 달리 SFD의 양단이 완전히 열려 있으며 또한 저널의 길이가 직경에 비하여 매우 짧은 경우 즉 $L/D \leq 0.25$ 의 형상 비율을 갖는 SFD를 일컫는다. SFD 내부의 유체 유동은 주로 축방향의 유체 흐름에 의해 지배된다. 윤활 지배방정식에서 $\partial p/\partial \theta$ 를 무시함으로써 무한 소폭 SFD의 윤활 지배방정식을 다음과 같이 얻는다.

$$\frac{d}{d\xi} \left(h^3 \frac{dh}{d\xi} \right) = -12 \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{dh}{d\theta} \quad (7)$$

SFD의 양단이 대기와 접해 있으므로 무한 소폭 SFD의 압력에 관한 경계조건은 다음과 같다.

$$p(\theta, \pm 1) = 0 \quad (8)$$

위의 무한 소폭 지배방정식을 축방향으로 적분한 후, 경계조건을 적용하면 다음의 무차원 유막압력 분포식을 얻는다.

$$p(\theta, \xi) = -\frac{6}{h^3} \left(\frac{L}{D} \right)^2 \frac{dh}{d\theta} (\xi^2 - 1) \quad (9)$$

또한 공동현상이 존재하는 무한 소폭 SFD의 감쇠계수는 각각 다음과 같다.

$$C_{11} = \frac{\mu RL^3}{C^3} \frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}}$$

$$C_{12} = \frac{\mu RL^3}{C^3} \frac{2\epsilon}{(1-\epsilon^2)^2} \quad (10)$$

(3) 유한 폭 SFD

앞 절에서 서술한 무한 장폭 및 무한 소폭에 관한 해를 적용할 수 없는 경우, 즉 L/D 의 비율이 $0.25 \leq L/D \leq 2.0$ 의 범주에 있으며 SFD 양단이 개방된 SFD의 경우에는 축방향과 원주방향의 유체유동 모두를 고려해야 한다. 이러한 경우는 SFD의 윤활 지배방정식의 정확한 이론해가 존재하지 않기 때문에 일반적으로 수치해석을 이용하거나 근사적 이론해를 산출하여 사용한다. 양단이 완전히 개방된 유한 폭 SFD의 윤활 지배방정식 (1)을 해석하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

$$p(0, \xi) = p(2\pi, \xi) = 0 \quad (11)$$

$$p(\theta, \pm 1) = 0 \text{ or } \frac{\partial p}{\partial \xi}(\theta, 0) = 0 \quad (12)$$

위의 경계조건을 기초로 해석한 SFD 윤활 지배방정식의 가장 일반적 이론해는 다음과 같다.

$$p(\theta, \xi) = p_{\infty}(\theta) \cdot \left\{ 1 - \frac{\cosh(\lambda \frac{L}{D} \xi)}{\cosh(\lambda \frac{L}{D})} \right\} \quad (13)$$

여기서 $p_{\infty}(\theta)$ 는 무한 장폭 SFD의 유막 압력식 (5)이며, 이를 기초로 산출한 유한 폭 SFD의 감쇠계수는 다음과 같이 표현된다.

$$C_H = \mu L \left(\frac{R}{C} \right)^3 \frac{12\pi}{(2 + \epsilon^2)(1 - \epsilon^2)^{1/2}} \left[1 - \frac{\tanh(\lambda L/D)}{\lambda L/D} \right] \quad (14)$$

$$C_H = \mu L \left(\frac{R}{C} \right)^3 \frac{24\epsilon}{(2 + \epsilon^2)(1 - \epsilon^2)} \left[1 - \frac{\tanh(\lambda L/D)}{\lambda L/D} \right] \quad (15)$$

위의 감쇠계수에서 고유치 λ 는 편심률 ϵ 의 함수로서 해법에 따라 여러 형태의 수식으

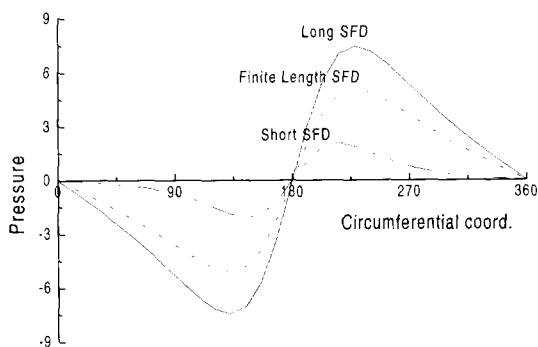


그림 3 SFD의 유막 압력분포 비교

로 표현되고 있다. 그림 3은 앞에서 서술한 3가지 SFD의 유막 압력분포 비교를 보여주고 있다.

2.4 동공현상의 영향

유막 내에서 발생하는 동공현상(cavitation)의 유무에 따라 SFD의 유막 압력분포와 감쇠성능은 크게 변화한다. SFD 성능에 미치는 동공현상의 영향을 분석하기 위해서는 Reynolds 윤활방정식의 해를 구하는데 필요한 경계조건으로부터 시작한다. 동공현상을 고려하지 않는 경우에는 유막 압력분포에서 음압부분을 포함하는 Sommerfeld 조건을 사용하며, 동공현상을 고려하는 경우에는 유막의 음압부분을 포함하지 않는 Gumbel 조건과 Reynolds 조건 등을 사용한다. 동공현상을 고려하는 경우는 대기압 하에서 유체가 음압을 형성할 수 없다는 유체의 물리적 현상을 고려한 경계조건이다. 따라서 Gumbel 조건은 Sommerfeld 해에서 음압부분을 $p=0$ 로 단순 처리한 조건이며 Reynolds 조건은 동공현상 발생 시점에서 유량의 연속원리까지 고려하는 경계조건이다. Reynolds 조건을 윤활 지배방정식에 적용하는 것이 가장 적절한 해석이지만 2차원 해석분야에서는 아직도 많은 연구가 필요하다.

이와 같은 동공현상을 고려할 경우는 연성 감쇠계수가 존재하고 동공현상을 고려하지 않을 경우에는 연성 감쇠계수가 존재하지 않는다. SFD에 지지된 회전체 축진동 해석에서 연성 감쇠계수는 유효 강성계수의 역할을 하며 결과적으로 축진동을 악화시킬 수 있는 jump 현상을 유발하는 주 요인으로 작용하게 된다. 반면에 주 감쇠계수는 순

수 진동 감쇠역할을 한다. 따라서 동공현상이 발생하지 않는 SFD가 우수한 감쇠성능을 갖지만 SFD 내부에 음압이 형성되지 않도록하기 위해서는 고압으로 오일을 공급해야 하기 때문에 현실성이 부족하여 SFD를 설계할 때는 동공현상을 고려하는 것이 일반적이다.

2.5 유체관성의 영향

앞에서 서술한 Reynolds의 윤활 지배방정식은 유체의 운동량 방정식에서 여러 가지의 가정으로부터 시작하여 얻은 방정식이다. 그 중 유막의 질량이 매우 작기 때문에 유체의 가속도에 의하여 발생하는 관성력은 점성력에 비해 매우 작아서 유막 압력분포에 미치는 영향이 거의 없다는 가정을 전제로 하고 있다. 이와 같은 가정은 저널이 회전하는 유막 베어링에서는 유효하지만 저널이 회전하지 않고 휘돌림 운동만을 하는 SFD의 경우에는 실효성이 떨어진다. 실제 대부분의 항공기용 가스터빈의 경우에는 운전속도가 높고 오일의 점성이 크지 않기 때문에 유체의 점성력보다 관성력이 크다. 즉 유체의 관성력과 점성력 비율을 나타내는 일명 SFD Reynolds No.가 10~50 범위에 도달하기 때문에 순수 유체점성으로 생성된 유막 압력분포만을 해석하는 것은 부정확하다. 유체관성이 유막 압력분포에 미치는 영향을 고려하면 유막 압력의 크기 상승과 위상 변화가 발생한다. 이로 인하여 유효 주 감쇠계수가 크게 증가하고 유효 연성 감쇠계수는 감소한다. 따라서 SFD의 유체관성은 회전체의 축진동 감소 및 비선형 진동의 점프현상 발생 가능성을 감소시키는 긍정적인 효과가 있다.

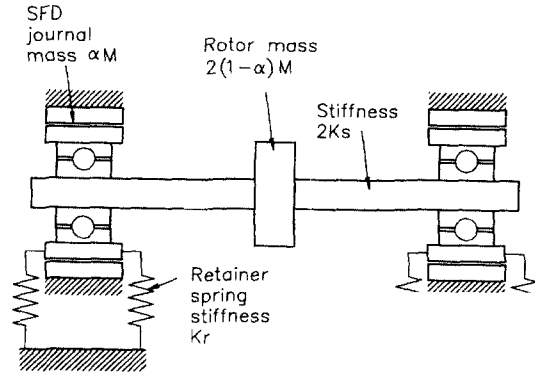


그림 4 SFD에 지지된 탄성회전체 시스템

3. SFD-회전체계의 축진동

그림 4에서 보여 주는 SFD에 의해 지지된 회전체계를 설계할 때는 SFD-회전체계의 여러 설계변수가 회전체 진동현상에 미치는 영향을 반드시 파악해야 한다. SFD-탄성 회전체계의 정상상태 응답에 영향을 미치는 주요 설계변수는 베어링 계수 B , 공진주파수비 f , 불균형계수 U , 질량비 α 및 SFD의 폭경비 L/D 값 등이 있다.

그림 5는 SFD 저널의 진폭 변화를 보여 주고 있으며 비선형 진동의 점프현상이 발생하고 있다. 회전체의 회전 속도가 $\omega = \omega_c$ 에 도달하면 SFD 저널 표면이 SFD하우징 내면에 접촉하는 록업(lock-up) 현상이 나타난다. 이와 같은 현상이 발생하면 회전체의 진폭도 매우 크게 증대할 뿐만 아니라 회전체의 지지점에 전달되는 힘도 급격히 상승함으로써 회전체의 베어링 수명 단축과 더불어 매우 위험한 결과를 초래한다. 이와 같이 SFD에 지지된 회전체계를 설계할 때는 비선형 진동현상이 발생하지 않도록 적절한 설계변수를 선정하여야 한다.

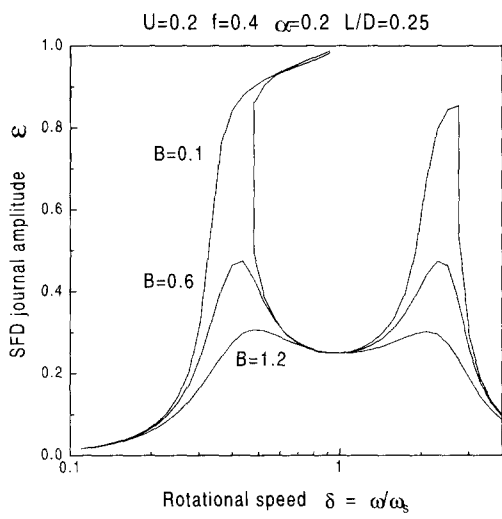


그림 5 SFD 저널의 정상상태 불균형 응답

SFD-회전체계의 설계변수가 축진동에 미치는 영향은 다음과 같다. 베어링계수 B 와 공진주파수비 f 및 SFD 폭경비 L/D 가 증가하면 SFD 저널의 편심율과 회전체 진폭 및 힘 전달계수가 감소하는 반면에, 불균형계수 U 와 질량비 α 가 증가하면 그 반대의 진동현상이 발생하여 비선형 진동특성인 점프현상 발생이 용이해지며 힘 전달계수가 급증한다.

4. 최신 연구개발 감쇠장치

4.1 전기유변(ER) SFD

전기유변(ER : electro-rheological) 유체에 전기장을 주면 유체의 점성이 매우 크게 변화한다는 전기점성 효과가 1949년에 처음 발표된 후 최근에 전기유변 유체의 실용성을 인정받고 있다. 전기유변 유체는 전기장 무부하시에는 뉴우톤 유체의 거동특성을 갖으나 전기장 부하시에는 Bingham 유체의

거동특성을 갖는다. 이때 Bingham 유체의 특성인 항복전단응력이 전기장의 크기에 따라 매우 크게 변화하며, 전기장에 대한 반응 시간도 1 mS 이하이므로 전기장 변화에 대한 응답성도 매우 양호하다. 이러한 장점으로 인하여 전기유변 유체를 SFD에 사용하여 SFD의 획기적 감쇠성능 향상을 도모하고 회전축의 진동을 능동적으로 제어할 수 있는 전기유변 SFD 개발에 관한 기초적 연구가 최근에 시도되고 있다.

그러나 대부분의 전기유변 SFD는 간극의 크기가 변화하는 틈새, 즉 유막간극을 전기장 간극으로 활용하고 있는 구조로 이루어져 있어서 저널의 편심율이 클 때는 최소 간극에서 전기적 단락현상이 쉽게 발생하여 그 기능을 일시에 상실하고 고속 회전기에 치명적 손상을 발생시킬 수 있는 위험성이 존재한다.

따라서 이러한 전기적 단락현상의 위험성을 제거하고 고속 회전기에 실제 적용할 수 있을 뿐만 아니라 전기유변 유체의 장점을 활용할 수 있는 새로운 형태의 전기유변 SFD, 즉 슬롯 링을 SFD의 양단에 장착한 슬롯 전기유변 SFD(그림 6)가 연구개발되었다. 이와 더불어 슬롯 링에 부하되는 전기장의 크기, 즉 전기유변 유체의 항복전단응

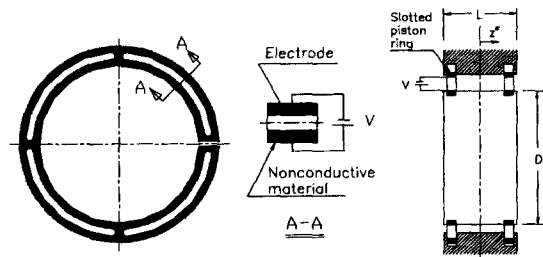


그림 6 슬롯 링과 슬롯 전기유변 SFD

력의 크기를 퍼지 제어함으로써 고속회전체의 축진동을 최소화하여 전 운전구간에서 원활한 최적의 운전상태를 확보할 수 있다. 그러나 아직 신뢰성과 안정성이 우수한 전기유변 유체의 개발이 미진하여 전기유변 SFD를 산업현장의 고속 회전기계에 적용하기에는 어려운 실정이다.

4.2 Elastomeric 베어링 댐퍼

SFD의 경우 설계가 어려우며 또한 오일 순환공급장치 등이 필요하기 때문에 운영조건도 다소 복잡하다. 그러나 Elastomeric 베어링 감쇠장치는 O-링과 같은 합성고무를 구름 베어링 원주면에 부착하여 감쇠효과를 얻기 때문에 구조적으로 매우 간단한 형태의 감쇠장치이다. 하지만 약 70°C 이상에서 감쇠성능이 크게 하락하고 진동 주파수가 상승할 때 감쇠성능이 감소하는 특성이 있고 또한 재료의 수명이 짧다는 커다란 단점도 지니고 있다. 이러한 단점을 해결할 수 있는 새로운 합성고무 재료가 출현한다면 SFD를 대신할 수 있는 우수한 감쇠장치로 발돋움할 것이지만 아직은 폭넓게 사용되지 못하고 있다.

4.3 겹판스프링 댐퍼

그림 7은 겹판스프링 댐퍼(leaf spring damper)의 조립 단면도를 보여주고 있다. 내부링과 여러 개의 겹판스프링은 예압을 받는 형태로 접선방향으로 조립되어 있으며 내부링의 운동에 따라 겹판스프링의 변형이 발생한다. 겹판스프링의 양쪽을 덮개판으로 막으면 그림에서 보여주는 것처럼 각각의 겹판스프링에 의하여 형성된 공간이 존재한다. 이때 공간간의 통로는 내부링의 폭과 겹

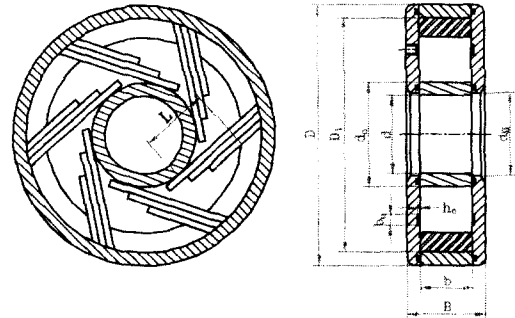


그림 7 겹판스프링 댐퍼

판스프링 폭의 공차에 의하여 주어지는 틈새와 덮개판에 만들어진 그루부에 의하여 형성된다. 그리고 각 공간은 O-링에 의하여 외부와 차단되어 있어 모든 공간을 점성유체로 채우면 댐퍼의 기능을 하게 된다. 즉 내부 링이 움직이면 접해 있는 겹판스프링에 의하여 감성력이 발생하며 또한 각 공간의 체적변화가 일어나 점성유체의 흐름이 존재하고 압력차가 발생하는데 이러한 압력차에 의하여 감쇠력이 생성된다.

이러한 감쇠장치는 기존의 합성고무형 감쇠장치보다 우수한 감쇠성능을 얻을 수 있으며 또한 감성 및 감쇠력 조절이 용이하다. 더불어 규격화된 단일품으로 생산이 가능하여 사용이 편리하고 그 적용범위가 광범위한 것으로 예측된다. 특히 구름 베어링과 함께 사용함으로써 큰 감쇠력을 얻을 수 있어 구름 베어링의 사용범위를 대폭 확대시킬 수 있으며 유막 베어링과 함께 사용하여 베어링의 안정성도 향상시킬 수 있을 것이다.

5. 맺음말

고출력, 고효율의 회전기계 개발에 필수적인 경량화, 소형화 및 고속화에 따른 축진동

문제와 안정성 향상을 위해서는 축진동 감쇠장치가 필요하다. 본 원고에서는 여러 감쇠장치 중 특히 SFD에 관한 기초적 이론과 SFD의 감쇠성능에 영향을 미치는 여러 현상에 대하여 간략히 서술하였다. 이와 더불어 SFD에 지지된 회전체의 비선형 진동 특성도 간략히 살펴보았다. 또한 최근에 연구 개발되고 있는 새로운 형태의 횡방향 축진동 감쇠장치의 특성을 살펴보았으나 아직은 해결해야 할 많은 문제점을 지니고 있다. 앞으로 고부가 가치의 고속 회전기계 개발을 위해서는 다양한 축진동 감쇠장치가 폭넓게 개발되어야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Vance, J. M., 1988, Rotordynamics of Turbomachinery, John Wiley & Sons, Inc. New York.
- (2) Barrett, L. E., Allaire, P. E. and Gunter, E. J., 1980, "A Finite Length Bearing Corection Factor for Short Bearing Theory", J. of Lubrication Technology, Vol. 102, pp. 283~290.
- (3) Gunter, E. J., 1977, Barrett, L. E. and Allaire, P. E., 1997, "Design of Nonlinear Squeeze Film Dampers for Aircraft Engines", Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Vol. 99, No. 1, pp. 57~64.
- (4) San Andres, L. A., and Vance, J. M., 1988, "Effects of Fluid Inertia on the Performance of Squeeze Film Damper Supported Rotors", J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Trans. ASME, Vol.110, No.1, pp. 51~57.
- (5) Rabinowitz, M. D., and Hahn, E. J., 1977, "Steady State Performance of Squeeze Film Damper Supported Flexible Rotors", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Vol. 99, No. 4, pp. 552~558.
- (6) Shulman, J. P., Gordkin, R. G, Korobko, E. V., and Gleb, V. K., 1981, "The Electro-Rheological Effect and its Possible Uses", J. of Non-Newtonian Fluid Mechanics, Vol. 8, pp. 29~41.
- (7) Jung, S. Y. and Choi, S. B., 1995, "Analysis of a Short Squeeze Film Damper Operating with Electrorheological Fluids", STLE Tribology Trans. Vol. 38, No. 4, pp. 857~862.
- (8) Morishita, S. and Mitsui, J., 1992, "Controllable Squeeze Film Damper(An Application of Electro-Rheological Fluid)", J. of Vibration and Acoustics, Vol. 114, pp. 354~357.
- (9) 정시영, 김창호, 이용복, 2000, "슬롯링을 장착한 전기유변 스퀴즈 필름 댐퍼의 감쇠성능 해석", 한국윤활학회지, Vol. 16, No. 2, pp. 75~83.
- (10) Jei, Y. G., Kim, J. S., Hong, S. W. and Jung, S. Y., 1999, "A New Lateral Vibration Damper Using Leaf Spring", J. of Vibration and Acoustics, Vol. 121, pp. 343~350.