

# 자기베어링을 이용한 플라이휠 에너지 저장 시스템의 불평형 질량에 의한 베어링의 동적 부하 용량

A magnetic bearing capacity due to unbalance mass in a flywheel energy storage system

김봉수<sup>†</sup> · 배용채\* · 이육륜\* · 김희수\* · 이두영\*

Bong-Soo Kim, Yong-Chae Bae, Wook-Ryun Lee, Hee-Soo Kim, Doo-Young Lee

**Key Words** : flywheel energy storage(플라이휠 에너지 저장), active magnetic bearing(능동형 자기베어링), unbalance mass(불평형 질량), conical revolution(원추 회전)

## ABSTRACT

In this article, excitation forces due to unbalance mass in a flywheel energy storage system will be discussed, which mainly consists of a composite flywheel and active magnetic bearings and a motor/generator. Unbalance mass causes moments as well as centrifugal forces to the center of the flywheel when the flywheel rotates. The moment excites the flywheel to revolve in the shape of conical revolution and in real operation, the flywheel shows an aspect that conical revolution is a main mode when system failure occurs. Although there are several excitation sources to the flywheel including unbalance mass, an excitation from motor and control issues of the magnetic bearings, we could infer unbalance mass is the main cause of the failure from a comparison between a composite flywheel and a steel flywheel in the same condition. In this of view, excitation forces and moments induced by unbalance mass should be carefully considered in dynamics of the flywheel so that the energy storage system can be operated in more stable conditions.

## 1. 서 론

자기베어링을 이용한 플라이휠 에너지 저장장치는 전자 기력을 이용해 플라이휠을 공중에 부양시키고 고속으로 회전시키기 때문에 일반적인 접촉식 베어링으로 지지된 회전체의 비해 외부 가진이나 질량 불평형 또는 플라이휠의 회전관성모멘트 비율 등에 의해 매우 민감한 동적특성을 보인다. 특히, 기계식 베어링에 비해 매우 유연한 베어링에 속하는 자기베어링의 특성상 플라이휠의 병진회전 또는 원추회전의 강제 모드 운동은 중요한 제어 대상이 된다<sup>(1)</sup>. 일반적으로 자기베어링의 부하용량은 플라이휠 전체무게의 X 배(통상 1~3배)를 감당하도록 설계가 된다. 그런데 시스템 운전 중 이상 진동에 의해 부양된 플라이휠이 자기베어링의 부하능력을 넘어서 운전 실패에 이르는 경우가 종종 있다. 특히, 본 실험에서 플라이휠 낙하 직전의 주된 거동 모

습은 원추회전이었으며 플라이휠의 기하중심으로부터 3차원 벡터값을 가지는 질량 불평형이 운전 실패의 주된 요인으로 유추된다. 본 문에서는 질량 불평형 즉, 반경방향 및 축방향의 질량 불평형을 고려한 원추회전 및 병진회전에 대한 가진력에 대해 고찰해 보고 자이로스콥효과를 동반한 원추회전 운동의 제어에 있어서 자기베어링의 동적부하 용량에 대해 고찰해 보기로 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 연구배경 및 시스템 개요

#### (1) 연구배경 및 현황

저탄소 녹색성장의 세계적인 기조속에서 신재생 에너지 및 Smart Grid, 순시전력용 에너지 저장 등의 전력기술에 필수적인 구성 요소 중 하나인 에너지 저장 장치는 대전력용 대용량화에 적합해야한다. 비접촉 혹은 접촉식 베어링을 사용하는 플라이휠 에너지 저장장치는 전력에너지를 모터/발전기를 통해 플라이휠의 회전관성에너지로 저장하였다가 다시 방출하는 메커니즘을 가진 기계적 에너지 장치로써 대용량 전력저장 장치로써 주목받고 있다. 그중에서

† 교신저자; 한전전력연구원  
E-mail : bskim@kepri.re.kr  
Tel : (042) 865-5617, Fax : (042) 865-5627

\* 한전전력연구원

도 진공 환경하에서 전자기베어링(Active Magnetic Bearing, AMB)이나 초전도 베어링을 이용한 비접촉식 플라이휠 에너지 저장장치는 충방전 효율이 매우 높고 베어링의 유지보수 노력이 거의 필요치 않기 때문에 더욱 주목 받고 있다<sup>(2)</sup>. 반면, 베어링을 포함한 시스템 설계뿐만 아니라 밸런싱을 포함한 고정밀 제작과정에 있어서 매우 까다롭다는 단점이 있는 것도 사실이다.

(2) 시스템 개요 및 운전현황

Fig. 1은 현재 전력연구원에서 시험운전중인 5kWh급의 복합재 플라이휠을 사용한 에너지 저장시스템의 개요를 나타낸다. 복합재 플라이휠 상하 축에는 반경방향의 자기베어링이 위치하며 상측 축에는 축방향 자기베어링이 위치되어 있고 gap센서 출력을 피드백받아 PD제어를 이용하여 플라이휠을 부상시킨다. 충방전을 위한 모터/발전기는 코어가 없는Brushless DC를 사용한다. 축을 포함한 플라이휠의 무게는 약 400kg이며 축을 중심으로 한 회전관성 모멘트( $I_p$ )와 축에 수직인 방향의 회전 관성 모멘트( $I_t$ )의 비( $I_p/I_t$ )는 0.5이며 정격 운전 구간에서 최고속도는 16,000RPM이다. Fig. 2는 본 시스템의 Cambell 선도를 나타낸다.

복합재플라이휠의 시험운전에서 1X 고차 하모닉 성분이 상당히 발생되고 회전속도에따라 다소 가변적인 것을 확인할 수 있었다. 하부 축은 2X 성분이 특징적으로 나타났으며 일정한 위상을 유지하는 일자형 궤도를 보였고 모터/발전기의 운전/정지를 통하여 2극인 모터로부터의 가진에 의한 것이 주요인인 것을 유추할 수 있다<sup>(3)</sup>. 그런데 운전도중 그림 3과 같이 고유원추모드 (conical mode) (83Hz)의 발산으로부터 시작하여 플라이휠이 비상베어링에 안착하는 시스템 운전실패가 발생하였다. Fig. 3은 발산되기 직전의 상부 축의 X방향 진동의 FFT를 나타낸다. 1X의 고차 하모닉 성분이 많이 분포하는 것을 확인할 수 있으며 이 후 원추모드 성분이 점점 커지며 발산한 결과를 보였다. Fig. 4에서는 Fig. 3의 83Hz성분의 궤적과 위아래축의 위상차를 보여주며 고유원추모드 운동임을 그림2와 더불어 확인할 수 있다. 또한 1X성분의 궤적 운동 또한 Fig. 4와 같은 모습을 보이며 원추회전 궤적을 그린 것을 확인할 수 있었다. 이와 같은 운전 실패현상은 재현성 실험운전에서도 재차 발생되었다.

Fig. 5는 운전 실패 후 복합재 플라이휠을 확인한 것이며 비파괴 검사를 통해 복합재 상부축 일부가 원주 방향으로 갈라져 있었음을 확인하였다.

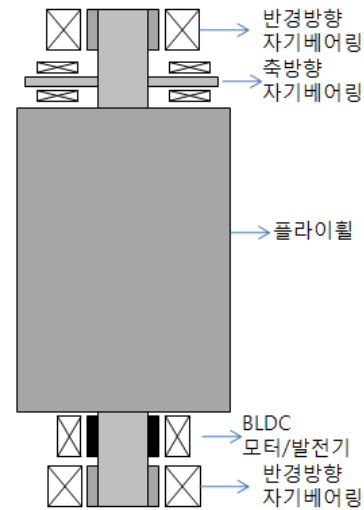


Fig. 1 Schematic of the flywheel energy storage system using active magnetic bearing

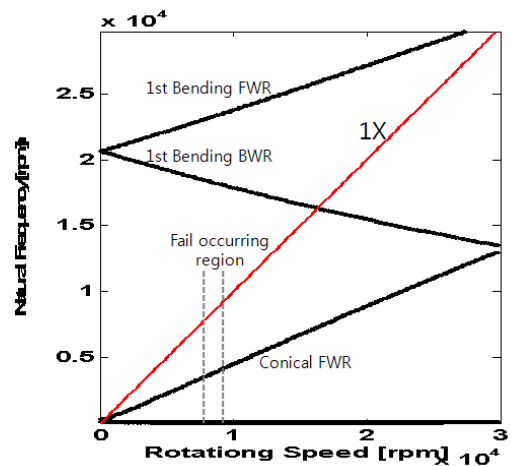


Fig. 2 Cambell diagram

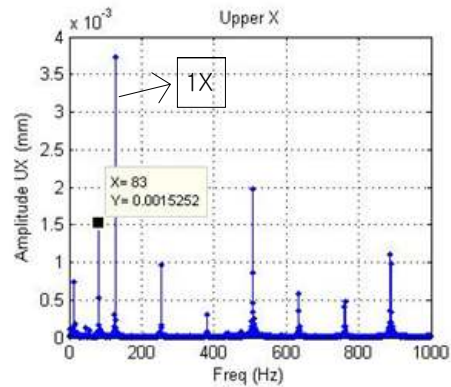


Fig. 3 FFT of radial vibration

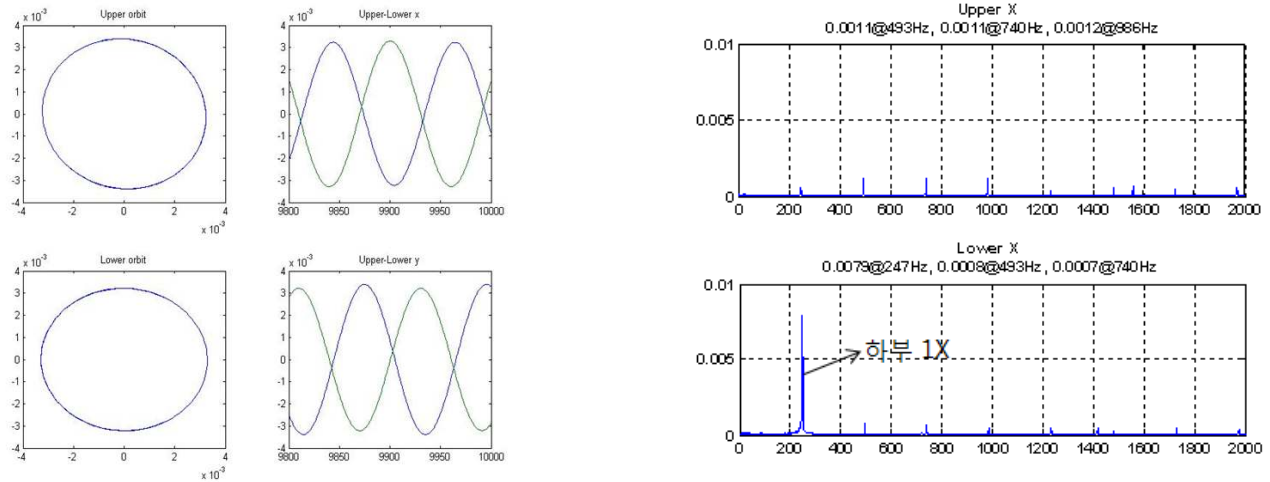


Fig. 4 Conical mode orbit and difference of phase between upper and lower axis



Fig. 5 Composite flywheel and torn region

### (3) Steel 로터를 이용한 시스템 점검

본 시스템의 회전체 진동 이상의 원인으로 질량 불평형, 자기베어링의 제어이상, gap 센서 타겟부의 기계적, 전자기적 런아웃(run-out), 모터가진 등, 다양한 원인을 의심할 수 있다. 복합재의 파손으로 고속에서 원심력에 의한 비대칭적인 변형방향 변형이 발생하였을 것이라고 추측할 수 있으나 다양한 원인 추정을 위해 플라이휠을 제외한 모터, 자기베어링 등의 영향을 살펴보기 위해 복합재 플라이휠과 무게가 같은 Steel 로터를 이용한 실험을 수행하였다. Fig. 6은 상·하부 축의 진동을 보여준다. 복합재 플라이휠과는 달리 Steel로터는 고차 하모닉 성분이 회전수가 변함에도 일정하게 작은 수준으로 나타났으며 하부축의 모터의 의한 2X성분은 여전히 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 하부축의 unbalance에 의한 1X는 성분은 다소 높게 관찰되었다. 그런데 약 15,000RPM 부근에서 운전실패는 일어나지는 않았으나 갑자기 축의 진동이 매우 커졌으며 시스템 분해 후 축방향 베어링의 thrust collar의 원심력에 의한 변형이 발생하였으며 축의 중심으로부터 약 1mm 중심이탈이 되어 있는 것을 확인하였다.

### (3) 시스템 운전실패 원인 고찰

복합재플라이휠과 Steel rotor의 두 실험 결과로부터 유추해볼 때 운전실패의 원인으로 자기베어링이나 모터보다 예상치 못한 시스템의 파손으로 인한 질량불평형에 의한 것으로 유추할 수 있다. Steel rotor의 경우 축방향 자기베어링 collar의 변형이 발생되기 전까지는 매우 안정적인 회전 양상을 보여 주었다. 반면 복합재 플라이휠의 경우 steel 로터에 비해 정상적인 운전상태에서는 고차 하모닉 성분이 매우 컸다. 1X의 고차 하모닉의 원인으로 gap 센서 타겟부의 기계적, 전자기적 런아웃(run-out)을 들 수 있다. 즉, 축의 센서 감지부의 원주 방향에 따른 형상적 불균일성, 와전류형 gap 센서의 측정에 영향을 미치는 자기투자율과 관련된 재질적 불균일성은 고차 하모닉을 유발시킨다. 그러나 이는 회전수와 상관없이 일정한 수준을 유지한다. 반면 질량불평형을 포함하는 복합재 자체만의 동적 특성만으로도 서브 하모닉(Sub-harmonic) 및 고차 하모닉을 유발시킨다<sup>(4)</sup>. 더군다나 금속에 비해 상대적으로 탄성계수가 매우 낮은 복합재의 특성상 원심력에 의한 복합재의 변형량이 매우 크고 그만큼 고속에서의 질량불평형량은 더욱 증가한다는 관점에서 이상진동의 원인으로 질량 불평형이 가장 큰 원인으로 추측될 수 있다. 다만, 고유원 추모드(conical mode)부터 발산이 먼저 시작된 결과에서 복합재의 서브하모닉 성분이 고유원추모드(약 0.64X)를 가진 만큼 발생하였는가에 대한 검토는 운전실패 시점의 속도의 고속 스핀테스트를 통한 검정이 필요할 것으로 보인다.

Steel 로터의 경우는 명백히 제작시점과 다른 심각한 질량불균형 요소가 운전도중에 발생하였으며 비록 진동이 매우 커지긴 했으나 자기베어링의 부하 한계를 넘지 않고 운전 실패까지 일어나지는 않았다. 즉, steel rotor에서 발생한 질량불평형에 의한 가진은 시스템에서 감당할 수 있는 부하용량의 한계를 넘지않았다. 반면 복합재 플라이휠은

운전실패 후 복합재의 파손을 미루어 볼 때 고속에서 심각한 불균일 팽창이 일어났으며 이로 인해 증가된 불평형질량의 가진이 자기베어링의 부하 한계를 넘어 운전 실패가 일어난 것으로 추측할 수 있다. 따라서 복합재 재질의 경우 고속에서 증가하는 질량불평형량을 최소화 하기위해 고속 밸런싱은 필수적인 과정임을 상기할 필요가 있으며 재질 및 제작의 균일성 유지를 위한 노력이 매우 중요하다고 볼 수 있다. 그럼에도 불구하고 복합재의 특성상 회전속도에 따라 증가하는 질량불평형량은 항상 존재할 수 밖에 없고 이런 관점에서 자기베어링이 감당할 수 있는 질량 불평형에 의한 가진력에 대해 고찰해 볼 필요가 있다.

### 3. 불평형 질량에 의한 가진력

Jeffcott로터와 같이 단순 회전체로 모델링 될 수 있는 경우, 질량 불균형은 로터 중심에 대한 원심력으로 작용하며 로터의 회전속도와 일치하고 로터시스템의 공진영역과의 이격에 따라 원심력벡터와 불균형 질량점 벡터와의 위상차이가 생기는 가진 요소가 된다<sup>(5)</sup>. 그러나 일반회전체의 경우 불균형 질량점은 로터의 기하 중심으로부터 3차원 공간에 존재하는 벡터 이기 때문에 회전 반경방향의 원심력뿐만 아니라 중심에 대한 모멘트 또한 발생하게 된다.

#### 3.1 플라이휠의 운동방정식

일반적인 경우처럼 회전체는 불평형량이 없는 완전한 플라이휠로 가정하고 그 질량 중심을 기점으로 자전(spin)과 원추운동(conical mode)이 동시에 일어날 때 실제 플라이휠의 불평형 질량(m)은 이 완전한 회전체에 대한 외력으로 작용한다고 가정한다.

Fig. 7는 고정좌표계 OXYZ와 회전 좌표계 Oxyz의 상관관계를 나타낸다. 회전 좌표계 Oxyz는 z축을 기준한 플라이휠의 자전운동을 허용하고 공전운동 즉, 원추운동 형태에는 상대적으로 고정적인 좌표계이다. OXYZ의 기본 벡터를  $U(\hat{I}, \hat{J}, \hat{K})$  라고 할때, Oxyz의 기본 벡터를  $u(\hat{i}, \hat{j}, \hat{k})$  라고 하면 두 좌표계의 rotation matrix A는 식 1과 같다.

$$u = AU, \quad U = A^T u \quad (1)$$

$$A = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\sin\phi\cos\theta & \cos\phi\cos\theta & -\sin\theta \\ -\sin\phi\sin\theta & \cos\phi\sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$$

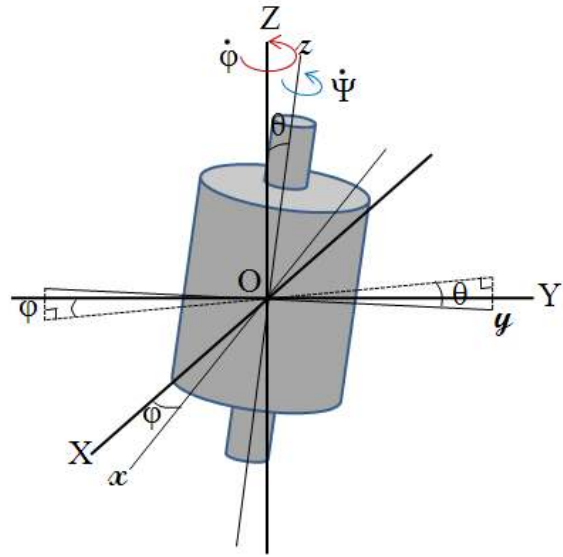


Fig. 7 Coordinate conversion

이때, 회전 좌표계 Oxyz는 고정좌표OXYZ에 대해 식 2와 같은 회전 속도( $\Omega$ )를 가진다.

$$\Omega = \dot{\theta}\hat{i} + \dot{\phi}\hat{K} \quad (2)$$

Fig. 8은 불평형 질량에 의해 발생하는 편심량 벡터 ( $\vec{e}$ )에 대해 나타낸다. 여기서 m은 플라이휠의 질량이다.

$$\begin{aligned} \vec{e} &= |\vec{e}|(\sin\xi\cos\psi\hat{i} + \sin\xi\sin\psi\hat{j} + \cos\xi\hat{k}) \\ &= a\cos\psi\hat{i} + a\sin\psi\hat{j} + b\hat{k} \end{aligned} \quad (3)$$

일반적으로 강제일 경우  $|\vec{e}|$ ,  $\xi$ 는 상수이다. 회전 좌표계에 있어서 회전운동에 의한 운동방정식은 식 4, 5와 같다<sup>(6)</sup>.

$$\sum M_O = (\dot{H}_O)_{Oxyz} + \Omega \times H_O \quad (4)$$

$$\sum M_O = M_m + M_{AMB} + M_{motor} + M_{etc} \quad (5)$$

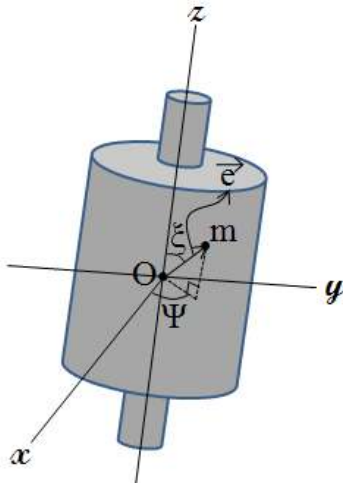


Fig. 8 unbalance vector

여기서  $M_O$ 는 플라이휠에 작용하는 외력에 의한 모멘트이며 주요하게 불평형질량에 의한 모멘트( $M_m$ ), 자기베어링에 의한 모멘트( $M_{AMB}$ ) 및 모터/발전기에 의한 모멘트( $M_{motor}$ )가 있다.

$H_O$ 는 고정좌표계 OXYZ에 대한 각운동량이고  $(\dot{H}_O)_{Oxyz}$ 는 각운동량  $H_O$ 의 회전좌표계 Oxyz에 대한 시간변화율이며 각 항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Omega = \dot{\theta}\hat{i} - \dot{\phi}\sin\theta\hat{j} + \dot{\phi}\cos\theta\hat{k} \quad (6)$$

$$H_O = I(\Omega + \dot{\psi}\hat{k}) \quad (7)$$

$$I = \begin{bmatrix} I_t & 0 & 0 \\ 0 & I_t & 0 \\ 0 & 0 & I_p \end{bmatrix}$$

$$(\dot{H}_O)_{Oxyz} = (I\dot{\Omega})_{Oxyz} = I(\dot{\Omega})_{Oxyz} \quad (8)$$

다음으로 회전 좌표계에서 질점 m에 의한 중점 O에 대한 모멘트( $M_m$ )는 식 9와 같다.

$$M_m = \vec{e} \times F_m \quad (9)$$

$$F_m = ma_m$$

$$a_m = \dot{\Omega} \times \vec{e} + \Omega \times (\Omega \times \vec{e}) + 2\Omega \times (\dot{\vec{e}})_{Oxyz} + (\ddot{\vec{e}})_{Oxyz}$$

### 3.2 자유회전에서의 가진력

진공상태에서 에너지 저장 시스템의 충/방전이 없는 경우 모터/발전기로부터의 외부가진은 제외될 수 있다. 물론 모터/발전기로부터 발생하는 외부 가진은 극수에 의한 가진, 전자기적 불평형에 의한 가진 등 다양하고 복잡한 요소를 지니고 있어서 가감속시 플라이휠에 대해 추가적인 교란이 발생한다. 본 문에서는 자유회전(free wheeling)에 대해서만 고려하기로 한다.

자유회전일 경우 전자기 베어링은 플라이휠의 질량불평형으로 인한 외부가진과 대한 모멘트 부하용량을 감당해야 한다.

$$M_m + M_{AMB} = (\dot{H}_O)_{Oxyz} + \Omega \times H_O \quad (10)$$

본 시스템의 경우 축의 길이가 약 1100mm에 비상베어링까지의 간격이 반경 방향 0.3mm가 된다. 만약 시스템이 비상베어링에 안착되면  $(\sin\theta)_{\max} \approx 6e-004$ 가 된다. 또한 정상 운전시 상하 축의 궤적은 통상 수  $\mu\text{m}$ 내지 수십  $\mu\text{m}$ 에 지나지 않는다. 따라서 식 10의 전개식 요소들에서  $\sin\theta \approx 0$ ,  $\cos\theta \approx 1$ 로 가정할 수 있으며, 원추운동의 변화가 없는 steady precession이면 식 10의 우측항의 모든 항은 없어지며 좌측항 또한  $\dot{\theta}$ ,  $\ddot{\theta}$ ,  $\dot{\phi}$ ,  $\ddot{\psi}$  모두 무시될 수 있다. 따라서 불평형 질량에 의한 가진 모멘트는 식 11로 근사화 될 수 있으며

$$M_m = m|\hat{e}|^2 \sin\xi \cos\xi (\dot{\phi} + \dot{\psi})^2 (\sin\psi\hat{i} - \cos\psi\hat{j}) \quad (11)$$

이때, 병진회전에 의한 자기베어링에 대한 부하는 위와 같은 가정하에서 식 12와 같이 단순화 될 수 있다.

$$F_m = m\{|\hat{e}|\sin\xi(\dot{\phi} + \dot{\psi})^2\}(\cos\psi\hat{i} + \sin\psi\hat{j}) + m|\hat{e}|\sin\xi\dot{\psi}^2\sin\psi\hat{k} \quad (12)$$

정적인 원추운동에서 자기베어링은 식 11 및 12에 대한 부하용량을 가지면 된다. 그러나 unsteady 상황에서는 식 4의 우측항에서 steady precession운동에서처럼 자이로스코픽 모멘트(gyroscopic moment)에 의한 자기 균형이 깨어지면서  $I_t$ ,  $I_p$ ,  $\dot{\theta}$ ,  $\ddot{\theta}$ ,  $\dot{\phi}$ ,  $\ddot{\phi}$ ,  $\dot{\psi}$ ,  $\ddot{\psi}$ 의 인자들로 조합된 성분들이 생겨나게 되고 마찬가지로 질량불균형에 의한 가진

모멘트 및 힘 또한  $\dot{\theta}, \ddot{\theta}, \dot{\phi}, \ddot{\phi}, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$ 의 인자들로 조합된 많은 항들이 발생하게 되어 자기베어링이 감당해야할 부하는 더욱 다양한 양상을 가지게 된다.

플라이휠의 정격최고 속도에서 자유회전시 주어진 자기베어링이 견딜 수 있는 최대 질량불평형량은 식 11, 12의 역산에 의해 유추할 수 있다. 물론, 이때의 최대 질량불평형량은 가장 이상적인 경우에 자기베어링이 견딜 수 있는 상황이므로 실제 최대 불평형량은 이보다 아주 낮게 제한되어야 한다.

복합재 플라이휠은 고속회전 시 많은 변형량을 수반할 수 밖에 없고 재료의 불균질성 및 제작상의 불균일성으로 인한 비대칭적인 변형을 감수할 수 밖에 없다. 현재까지는 저속 밸런싱만 이루어 졌으나 고속밸런싱까지 수행되어 밸런싱 정도를 모든 회전속도 영역에서 높이는 것이 바람직하지만 저속밸런싱과 고속밸런싱을 함께 충족시키기란 쉽지 않다. 이러한 상황에서 고속회전시 예상되는 질량불평형량에 대응하는 자기베어링 동적부하용량에 대한 고려는 반드시 실행되어야 할 것이다.

#### 4. 결론

자기베어링을 이용한 플라이휠에너지 저장장치에 있어서 베어링의 설계 및 플라이휠의 제작은 특히 정밀하게 고려되어야 할 부분이다. 그렇다고 해도 플라이휠의 질량불평형은 항상 존재하며 특히, 복합재 플라이휠은 고속회전에서 예측하기 힘든 질량불평형을 일으킬 소지가 많다. 일반적으로 베어링의 부하 설계시 플라이휠 무게에 대비되는 정적부하용량을 기준으로 설계되지만, 고속에서의 질량불평형에 의한 시스템의 안전성도 한번은 고려되어야 한다. 본문에서는 시험운용중에 있는 플라이휠에너지 저장 시스템의 운전실패 사례에서 2차원적인 질량 불평형에 의해 원추 모드운동이 가진되는 사례를 바탕으로 불평형질량에 의한 자기베어링의 부하용량에 대하여 동역학적인 이론적 관점에서 살펴보았다. 앞으로 보다 안정적인 플라이휠 시스템 개발을 위해서는 모터를 포함한 다양한 가진원에 대한 고려와 복합재를 사용하는 시스템일 경우 고속의 질량불평형에 대한 정량화 등을 통한 보다 심도있는 분석이 이루어져야 할 것이다.

#### 후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원 전력산업연구개발 사업에서 지원하는 “100kWh 초전도 플라이휠 에너지 저장 시스템의 회전체 진동 제어 기술 개발”과제 수행 과정에서 산출된 결과이다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Jianrong Cao, Lie Yu, Youbai Xie, 2000, "Study on a Magnetic Levitation Flywheel Energy Storage Device", 7th International Symposium on Magnetic Bearings, Zurich, August 23-25.
- (2) 최상규 외, 1997, “플라이휠 에너지 저장장치 회전체계의 동역학적 설계 및 해석”, 한국소음진동공학회 춘계 학술대회.
- (3) 고흥석 외, 2000, “영구자석 매입형 BLDC 모터의 전자기적 가진력 및 소음특성에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회.
- (4) H. M. Sheidi, C. I. Ajuwa, 2008, " Mechanical Testing of High Performance Vehicle Composite Flywheel for Optimal Performance", Journal of Engineering and Applied Sciences Vol. 3, pp178-183.
- (5) 양보석, 2002, 회전기계의 진동, 인터비전
- (6) F. P. Beer, E. R. Johnston, 1999, Vector Mechanics for Engineers, Dynamics, McGraw-Hill