

# 유연복합재 구동축의 동특성에 관한 실험 분석

## Experimental Investigation into the Dynamic Characteristics of Flexible Matrix Composite Driveshafts

신응수\* · 임병수\*\*

Eung-Soo Shin, Byung-Soo Lim

**Key Words** : Flexible Matrix Composite(유연복합재료), Dynamic Characteristics(동특성), Misaligned Driveshaft(비직선 구동축), Rotating Internal Damping(회전내부감쇠), Equivalent Complex Stiffness(등가복소강성), Frequency Response Function(주파수응답함수), Spinup Response(과도응답)

### ABSTRACT

This study provides a comprehensive experimental study on the dynamic characteristics of a flexible matrix composite(FMC) driveshaft. A primary objective is to verify the analytic results of the FMC drivetrain based on the equivalent complex modulus approach and the classical lamination theory. A testrig has been constructed, which consists of a FMC shaft, a foundation beam, bearings, external dampers and a driving motor. The frequency response functions and transient responses are obtained from the external excitation and the spinup testings. It turns out that the analytic results are in good agreement with the experimental ones.

### 1. 서론

복합재료 중에서도 모재의 유연성이 매우 뛰어난 유연복합재(flexible matrix composite: FMC)는 헬리콥터와 같이 정상상태에서 축어긋남이 존재하는 비직선 구동축에 매우 효과적으로 적용할 수 있다.<sup>(1)</sup> 즉 기존의 U-조인트와 같은 유연 커플링 대신 FMC 자체의 유연성으로 축어긋남을 보상할 수 있으므로 구동계가 구조적으로 단순해질 수 있고 동시에 U-조인트가 야기하는 속도 변화에 따른 구동계의 불안정성을 해결할 수 있다.<sup>(2),(3)</sup> 하지만 FMC 구동축의 횡방향 유연성 증가는 굽힘 진동에 대한 고유 진동수를 저하시키게 되므로 FMC의 내부 감쇠가 크다는 점을 고려하면<sup>(4)</sup> 구동축의 고속회전시 초임계 상태에서의 불안정성을 야기하게 된다. 따라서 FMC 구동축을 실험하기 위해서는 그에 대한 면밀한 동특성 분석이 선행되어야 한다. 본 논문에서는 FMC 구동축의 testrig에 대해서 동특성 해석을 수행하고 이를 실험적으로 검증하고자 한다.

### 2. FMC 구동축의 실험장치

#### 2.1 시스템 구성

FMC 구동축의 동특성 분석을 위한 실험 장치는 Fig. 1에 보이는 바와 같이 FMC 구동축, 지지보(FOUNDATION beam), 구동 모터 및 가진기로 구성되어 있으며 FMC 구동축의 거동을 측정하기 위한 변위 센서와 지지보의 응답을 측정하기 위한 가속도계가 부착되어 있다. T700/L100의 FMC로 만들어진 구동축은 2개의 세그먼트로 나뉘어져 있는데 각 세그먼트는 길이 33", 외경 0.375", 두께 1 mm이고 균형 대칭 적층(Balanced symmetric laminate)인  $[\pm 90^\circ / \mp 45^\circ]_s$  로 이뤄져 있다. 양 끝단은 강체 커플링에 의해 서로 연결되어 있고 베어링을 통하여 지지보에 고정되며 각 세그먼트의 가운데에 외부 감쇠기가 설치되어 있다.

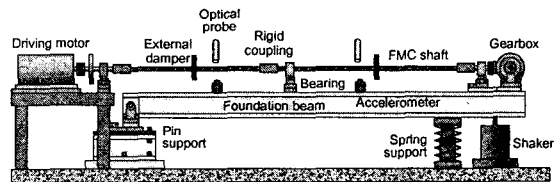


Fig. 1 Schematic of the testrig

\* 충북대학교 공과대학 기계공학부  
E-mail : esshin@chungbuk.ac.kr  
Tel : (043) 261-3153, Fax : (043) 263-2448

\*\* 충북대학교 대학원 정밀기계공학과

표준강으로 제작된 I-단면의 지지보는 한쪽 끝단이 핀에 의해 지지되고 다른 쪽은 스프링에 의해 지지되며 각 지지단은 베이스에 앵커 볼트로 고정되어 있다. 스프링 지지단의 끝에는 가진기가 설치되어 있으며 다른 끝단에는 FMC 구동축에 동력을 전달하는 구동 모터가 연결된다.

한편 비접촉 변위 센서는 지지보에 클램프로 고정시킨 설치용 보조 지그를 이용하여 FMC 구동축의 세그먼트에 각각 2개씩 설치하여 수직 방향과 수평 방향의 동적 변위를 측정한다. FMC 구동축의 표면 상태는 일반 금속에 비해 감도가 떨어지므로 이를 고려하여 변위 센서를 보정하며 수직 방향과 수평 방향의 변위 신호의 coupling 효과를 반영하여 최종적으로 센서의 감도를 결정한다. 가속도계는 변위 센서 설치용 지그에 각각 2개씩 모두 4개의 가속도계를 부착하고 각 가속도계가 수직 및 수평 방향의 2축 응답을 측정한다.

## 2.2 동특성 이론 해석

FMC 구동축의 해석은 고전 적층판 이론과 등방성 가정에 근거한 등가 복소 강성(Equivalent complex modulus)를 이용하여 모델링하고 유한요소법을 적용하였다.<sup>(5)</sup> 즉 균형 대칭 적층인 경우 FMC의 재료 특성은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_c = E(1 + i \cdot \eta_E), \quad G_c = G(1 + i \cdot \eta_G) \quad (1)$$

식(1)에서 E, G 및  $\eta$ 는 FMC의 섬유 및 모재의 재료 특성과 적층 구조에 따라 결정되며 이에 근거하여 FMC 구동축은 등방성의 보 요소로 모델링할 수 있다.

지지보는 FMC 구동축에 비해 질량이 매우 크지만 강성도 역시 매우 높아서 구동축의 동특성에 영향을 준다. 따라서 본 논문에서는 보 요소로 모델링하였다. 또한 지지보의 양단의 핀과 스프링 역시 보의 경계 조건에 큰 영향을 미치므로 베이스와의 앵커 볼트를 포함한 상세 해석을 수행하여 최종적으로 6자유도의 요소로 모델링하였다. FMC 구동축을 지지하는 베어링은 Fig. 2에 나타난 바와 같이 클램프에 의해 지지보에 연결되어 있으며 FMC 구동축의 동특성에 직접적인 영향을 준다. 따라서 지지보 양끝단의 경우와 같이 베어링의 형태에 근거한 상세 해석을 수행하고 그 결과를 6자유도의 요소로 모델링에 포함하였다. 한편 외부 감쇠기, 비접촉 변위 센서를 설치하기 위한 보조 지그, 구동축의 과도한 응답을 방지하기 위한 안전 장치, 기어 박스, 그리고 각종 클램프 등은 질량 효과만을 모델링에 고려하였다.

최종적으로 동특성 해석을 위한 운동방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C(n) + G(\Omega)]\{\dot{q}\} + ([K] + [K_r])\{q\} = \{Q\} \quad (2)$$

여기서 [M], [C], [K]는 각각 질량, 외부 감쇠 및 강성 행렬이고 [G]는 FMC 구동축의 자이로스코픽 행렬이고 [K<sub>r</sub>]은 FMC 구동축의 회전내부감쇠 행렬이며 {Q}는 외부 하중을 나타내는 벡터이다.

## 2.3 동특성 분석 실험

FMC 구동축을 정지시킨 상태에서 가진기의 외부가진에 대한 FMC 구동축과 지지보의 주파수 응답 함수를 구하는 외부가진실험과 구동 모터로부터의 동력에 의해 FMC축이 회전할 때 축의 질량 불균형에 따른 과도응답실험을 수행한다. 외부가진실험에서는 구동축의 주요 모드를 관찰할 수 있도록 130 Hz까지 가진주파수를 변화시키면서 실험을 수행하여 계의 주파수 응답함수를 구한다. 한편 과도응답실험에서는 FMC 구동축을 1153 rpm까지 11.5 rpm/sec의 가속도로 등가속도 회전 운동을 할 때 구동축의 변위 응답을 구하여 FMC 해석 모델에서의 내부 감쇠를 검증한다.

Table 1은 실험에서의 신호처리를 정리한 것이고 Fig. 2는 분석 실험의 사진으로서 FMC 축을 포함한 구동계와 측정을 위한 센서 및 실험 안전 장치를 보여준다.

Table 1 Summary of the signal processing

Sensor	Sensitivity	Channel	Remark
Optical probe #1,2 (y, z)	75 mils/v	1-4	Sampling frequency (600 Hz)
Impedance head Force	0.1 v/lb	5	
Impedance head Accel.	0.1 v/g	6	Cut-off frequency (200 Hz)
Accelerometer #1,2,3,4 (y, z)	0.1 v/g	7-14	
Motor RPM	708.8 rpm/v	15	
Encoder	200 pulse/rev	16	

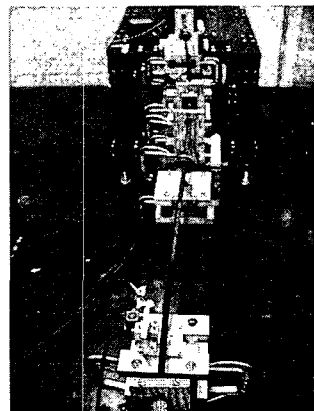


Fig. 2 Experimental setup of the FMC drivetrain testrig

### 3. 결과 분석

Fig. 3은 외부가진실험에 대한 주파수응답함수를 나타낸 것으로서 FMC 구동축의 수직 및 수평 방향으로의 변위 응답과 지지보의 수직 및 수평 방향으로의 가속도 응답을 실험으로부터 측정된 결과와 해석으로부터 계산한 결과를 비교하여 도시한 것이다. 한편 Table 2는 주파수응답함수에서 Peak가 해당하는 고유모드의 특성과 주파수 값을 비교하여 나타낸 것이다.

Table 2와 Fig. 3의 결과에서 FMC 구동축 또는 지지보 각각의 모드에 대해서는 해석 결과와 측정치가 대체로 일치하는 것을 알 수 있다. 반면에 FMC 구동축과 지지보 사이의 상호 연성에 의해 발생하는 모드의 경우 해석과 실험 결과 사이에 무시할 수 없는 차이가 있음을 확인할 수 있다. Fig. 3(b)와 3(d)를 보면 FMC 구동축과 지지보가 수평 방향으로의 연성에 의해 20 Hz 부근에서 나타나는 1차 모드의 경우 peak값의 크기에 차이도 있으며 Fig. 3(b)에서처럼 해석 결과의 peak는 매우 미미하게 나타남을 알 수 있다. 이러한 경향은 지지보와 구동축의 2차 연성 모드인 65 Hz 부근에서도 관찰할 수 있다. 즉, Fig. 3(c)을 보면 측정 결과와 달리 해석 결과에서는 peak가 나타나지 않음을 알 수 있다. 이러한 연성 모드에서 나타나는 해석 결과와 측정 결과의 차이는 해석 모델에서 지지보와 구동축을 연결하는 베어링 모델링의 부정확성으로부터 발생하는 오차에 기인하는 것으로 보인다. 앞 절에서 언급한 바와 같이 베어링의 형상을 고려한 상세 해석으로부터 베어링의 특성을 6자유도로 모델링하였으나 클램핑에 의해 베어링과 지지보 윗면 사이에 작용하는 마찰력의 크기는 정확하게 모델링하기 어렵기 때문이다. 마찬가지로 변위 센서의 설치용 지그도 지지보에 클램핑하였는데 그 정도에 따라 상대 변위가 발생할 수 있고 이는 변위 센서의 응답에 직접적인 영향을 줄 수 있다.

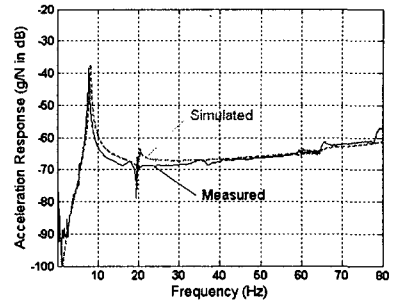
**Table 2** Comparison of the modal characteristics

Mode	Frequency (Hz)	
	Simulated	Measured
1st-horizontal (F)*	5.5	5.5
1st-vertical (F)	8.3	7.7
1st-horizontal (S)**	15.8	16.9
1st-vertical (S)	16.3	16.5
2nd-vertical (F)	19.2	19.0
1st-horizontal (C)***	20.3	19.5
2nd-horizontal (S)	24.3	24.9
3rd-horizontal (S)	59.9	59.5
2nd-horizontal (C)	65.8	64.9
1st-vertical (C)	76.2	77.8

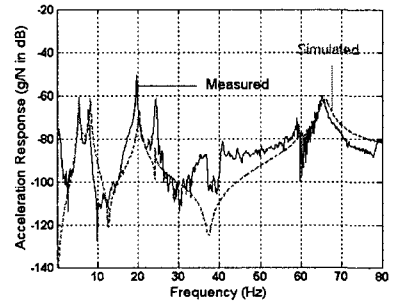
\*: Foundation beam mode

\*\* : FMC shaft mode

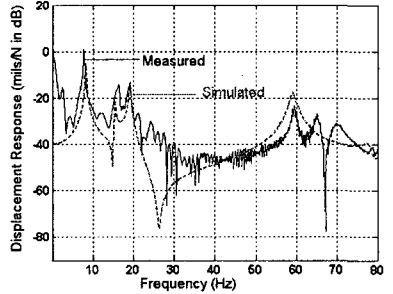
\*\*\*: Foundation beam / FMC shaft coupled mode



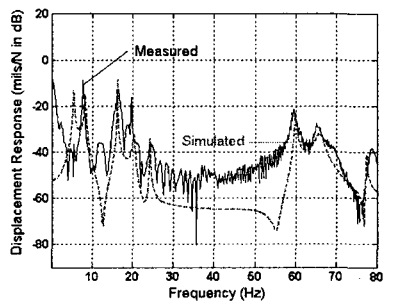
(a) Accelerometer #1(vertical)



(b) Accelerometer #1 (horizontal)



(c) Optical probe #1 (vertical)



(d) Optical probe #1 (horizontal)

**Fig. 3** Frequency response functions

따라서 FMC 구동축 이외의 요인에 발생하는 해석 결과의 오차를 제외하면 FMC 구동축을 등가복소강성으로 모델링함에 따라 발생하는 오차는 별로 크지 않다고 할 수 있다. FMC 구동축을 제외한 부수적인 오차 요인은 본 논문의 제작한 testrig의 구조를 단순화시킴으로써 제거할 수 있다. 즉, 본 연구에서는 FMC 구동축의 제작상의 제한 조건 때문에 2개의 세그먼트로 구성하였는데 이로 인하여 베어링을 비롯하여 강체 커플링 등 구동계가 전체적으로 복잡해 졌으며 이로 인하여 해석 과정에서 정확하게 모델링에서 어려운 요인들이 늘어났다고 할 수 있다. 하지만 본 논문이 목적인 바처럼 FMC 구동축의 모델링을 검증하는 것으로서는 위 결과만으로도 의미가 있다고 할 수 있다.

한편 Fig. 3에서 peak 폭을 비교해보면 전반적으로 측정 결과에 비해 해석 결과의 폭이 작은 것을 알 수 있으며 이는 해석 모델링에서 고려하지 않은 여러 감쇠 요인들에 기인한 것이라 할 수 있다. 즉 FMC 구동축이 2개의 세그먼트로 나뉘어졌기 때문에 도입한 강체 커플링이 상당한 감쇠 효과가 있으며 지지부 양단의 핀 및 스프링의 감쇠도 결과에 영향을 준다고 볼 수 있다. 따라서 FMC 자체의 내부 감쇠 모델에 대한 감쇠는 Fig. 4에 도시한 바와 같이 FMC 구동축만을 모터에 의해 회전하여 구한 과도 응답의 결과로 분석하는 것이 더욱 바람직하다. 그 결과를 보면 모터의 회전 속도를 증가시키면서 구동축의 1차 고유주파수에 접근할 때 응답이 급격하게 증가하는 것을 관찰할 수 있으며 이 경우 응답의 크기는 FMC 구동축의 내부 감쇠에 가장 큰 영향을 받는다고 할 수 있다. 해석과 측정 결과가 잘 일치함을 알 수 있으며 측정 결과에서 740 rpm 부근에서 일시 감소하는 현상은 응답이 급격하게 커지기 시작하는 순간에 발생한 측정 오차로 보인다.

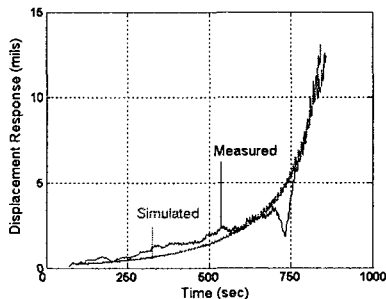


Fig. 4 Spinup response of OP #1 (vertical)

#### 4. 결 론

본 논문에서는 유연복합재 구동축의 testrig를 제작하고 가진실험 및 과도응답실험을 수행하여 그 결과를 복소등가강성을 이용한 해석 결과와 비교하고 검증하였다. 가진 실험에 의한 주파수응답함수와 과도응답실험에 의한 변위 곡선으로부터 해석과 측정에 의한 동특성 결과가 잘 일치함을 확인하였고 그에 따라 FMC 구동계의 해석에 있어 등가복소강성을 적용하는 것이 타당함을 확인하였다.

주파수응답함수에서 peak 특성이 부분적으로 일치하지 않는 경우도 나타나지만 FMC 구동축 자체의 특성이라기보다는 testrig를 구성하는 다른 요인들에 기인한 것으로 보이며 본 연구의 검증 결과에 미치는 영향은 크지 않은 것으로 보인다. 향후 testrig를 단순화시킬 경우 FMC 해석 모델링에 대한 검증을 보다 개선할 수 있을 것으로 보인다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Hong, E., and Shin, E. 2004, "Characterization of a Misaligned Supercritical Shaft of a Flexible Matrix Composite," *Trans. of the Korean Society for Noise and Vibration*, Vol. 14, No. 1, pp.32~39.
- (2) Mazzei, A., Argento, A. and Scott, R., 1999, "Dynamic Stability of a Rotating Shaft Driven through a Universal Joints," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 222, pp.19~47.
- (3) DeSchmidt, A., Wang, K. and Smith, E., 2002, "Coupled Torsional-Lateral Stability of a Shaft-Disk System Driven through a Universal Joint," *J. of Applied Mechanics*, Vol. 69, No. 3, pp.261~273.
- (4) Crane, M., Santiago, A. and Radcliffe, C., 1994, "Structural Damping Characteristics of a Flexible Composite Shaft," *J. of Materials for Noise and Vibration Control*, Vol. 80, pp.65~72.
- (5) Gurda, Z., Hafka, R. and Hajel, P., 1999, *Design and Optimization of Laminated Composite Materials*, John-Wiley & Sons, pp.73~83.