카본/에폭시 복합재로 제작된 수송기계용 추진축의 진동특성에 관한 연구

여운기* · 김희송* · 공창덕** · 정종철**

A study on the vibration characteristics of carbon/epoxy propeller shaft

W. K. Yo* · H. S. Kim* · C. D. Kong** · J. C. Jeong**

ABSTRACT

Composite propeller shafts for a vehicle have major advantages such as reduction of vibration, noise, and weight. A propeller shaft was designed with a carbon/epoxy composite material using the finite element method(FEM), and prototype shafts for tests were manufactured by the filament winding manufacturing process. In order to verify the design procedure by FEM, Two kinds of experimental tests were carried out using a FFT analyzer with impact hammers and a critical speed measuring apparatus for measurement of natural frequencies and critical speeds. The difference between the FEM analysis result and the test result was less than 3.4%, showing FEM analysis results to be acceptable. The parametric study was focused on determining the factor affecting the vibration and strength characteristics of the propeller shaft based on FEM. In investigation of the change in natural frequency without an increase in propeller shaft weight, it was found that the winding angle is the most significant factor affecting the vibration and strength characteristics.

초 록

복합재료로 제작이 되는 수송기계용 추진축은 진동, 소음, 중량 등을 감소시킬 수 있는 장점을 가진다. 본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 카본/에폭시 복합재료로 구성된 추진축을 설계하였으며 필라멘트 와인딩 방법을 사용하여 시험용 시편을 제작하였다. 유한요소법을 이용한 추진축의 설계방법의 정확성을 확인하고자 FFT 해석기와 충격해머를 이용한 고유진동수 측정시험과 임계회전속도 측정 실험 장비를 이용한 임계회전속도 측정시험을 수행하였다. 해석결과와 시험결과를 비교하였을 때 오차율은 3.4%이하로 해석결과의 신뢰성을 확인하였다. 이러한 FEM 설계방법을 이용하여 추진축의 진동 및 강도특성에 영향을 미치는 요인들에 대한 연구를 수행하였다. 여러 요인들 중 중량의 증가 없이 고유진동수 변화에 가장 큰 영향을 미치는 것은 와인딩 각도임을 확인하였다.

* 단국대학교 기계공학과(DanKook Univ., Dept. of Mechanical Eng.)

** 조선대학교 항공우주공학과(Chosun Univ., Dept. of Aerospace Eng.)

1. 서 론

복합재료를 이용한 추진축의 제작은 금속재료 추진축에 비하여 제작 단가가 비싸고 제작공정의 수가 많아 제작소요 시간이 길다는 단점으로 실용화에 문제가 있었다.(1) 그러나 최근 탄소섬유 복합재의 가격이 점차 저렴하여지고 제조 공정의 자동화로 제작소요 시간을 단축할 수 있어 실용화되고 있으며 성능 향상 연구가 계속되고 있다. 복합재료 추진축을 개발한 선진국들은(2-7) 국제 특허를 출원하고 있으므로 국내에서도 이에 대한 연구가 시급히 요구되고 있다.

복합재료 추진축은 1980년대 초 Kliger등의(8) 복합재료 추진축의 제조방법 제시 및 탄소섬유의 탄성계수 변화에 따른 특성변화 연구로부터 시작하여 Sabo의(9) 필라멘트 와인딩 방법에 의한 추진축 제작연구, Ozguven등은(10) 다중 베어링을 갖는 회전축의 월링속도 및 불균형에 대해 유한요소법을 이용한 해석을 수행하였다. Belingardi등은(11) 추진축의 경량화와 제작단가 절감을 위해 와인딩 각과 재료의 합성 등으로 축의 기하학적인 최적치, 복합재 튜브와 금속재 끝 부분의 접착 연결 부위의 최적설계 연구를 수행하였고, Shyu는(12) 회전축의 굽힘 고유진동수의 변화에 따른 현상들에 대하여 연구하였으며, Ahrens는(13) 복합재료 추진축의 기계적 성질을 조절함으로써 경량화, 저 관성, 내손상의 특성을 갖는 추진축을 설계할 수 있다는 연구결과를 발표하였다.

본 연구에서는 유한요소법을 통한 복합재료 추진축의 설계방법을 제시하였다. 또한 설계방법의 타당성 검토를 위해 추진축을 제작하고 임계회전속도 측정 장치와 FFT 분석기 및 충격해머를 이용한 고유진동수 측정 실험을 수행하였으며 추진축의 진동 및 강도특성에 영향을 주는 요인인 와인딩 각, 두께, 직경, 길이 등의 변화에 따른 축의 특성을 조사하여 효율적인 추진축 설계를 위한 기준을 마련하였다.

2. 복합재료 추진축의 설계

2.1 복합재료 추진축의 특성

추진축(drive shaft)은 후륜구동 식 수송기계의 엔진에서 발생한 출력을 후방 차축으로 전달하는 기계요소로서 트랜스미션(transmission)과 차동 기어박스(differential gear box)사이에 위치한 1~2m 정도의 길이를 갖는 동력 전달 축으로 정의 할 수 있으며, 구조상 뒤 차축이 상하 운동 할 때에 변화하는 길이에 순응해야 하므로 스플라인(spline)과 2개 이상의 유니버설 조인트(universal joint)로 구성된다.(14) 추진축에는 굽힘, 인장, 압축 및 비틀림 모멘트 등이 복합적으로 작용하며, 특히 고속 회전을 하는 추진축은 비틀림 모멘트에 대한 피로 파괴 특성, 진동 감쇠 성능 등이 우수해야 한다. 또한, 축의 처짐량, 중량, 기계적 물성 값 등에 따라 동적 특성이 변화하며, 특히 자중에 의한 처짐은 회전 시 과도한 진동을 유발하는 원인으로 작용한다. 따라서 일반적으로 추진축의 단면 형상은 동적 특성에 영향을 주는 여러 요인을 고려한 튜브 형상으로 한다. 본 연구에서 취급한 추진축은 국내에서 운용중인 4륜 구동형 소형 승합차의 것으로 대표적인 축의 치수 제한조건과 운용조건은 Table 1.과 같다.

Table 1. Requirements of propeller shaft

Item	Requirement
Limit length w/o connection parts	1200 mm
Limit outer diameter	85 mm
Max. static torque	235 N·m
Max. transient torque	810 N·m
Max. rotational speed of engine	4200 rpm(70 Hz)
Max. rotational speed of shaft	4907 rpm(82 Hz)

택하고자 하는 모델의 요건은 작용하는 모

든 하중에 견딜 수 있는 강도와 강성 및 위험속도에 대하여 안전해야 함을 기본 요구조건으로 한다. 운용 중 발생 할 수 있는 휠링(whirling)에 의한 진동이나 소음 등을 제거하기 위해서는 추진축의 운용 범위보다 높은 임계 속도가 되도록 하여야 한다. 따라서 임계 속도는 추진축의 최대 회전 속도인 4907rpm(82Hz)에서 안전율 125%를 고려하여 약 6180rpm(103Hz) 이상이어야 한다. 상세설계에 들어가기 앞서 이러한 임계속도를 만족하는 축의 직경, 길이 및 와인딩 각도를 식(1)과 같이 계산하며 축의 두께는 식(2)로부터 계산되는 허용 비틀림 강도로써 구한다.(15,16)

$$N_{crit}=\frac{\pi}{4\sqrt{2}}\frac{D_m}{l^2}\sqrt{\frac{E_{xx}}{\rho}} \quad (1)$$

$$T_{allow}=\frac{\tau_{yt}\cdot J}{D/2} \quad (2)$$

여기서 N_{crit}은 임계속도, D_m은 튜브직경, l은 튜브길이, E_{xx}는 등가 축방향 탄성계수, ρ는 축의 단위길이 당 질량, T_{allow}는 허용비틀림, τ_{yt} 은 허용 비틀림 응력, J는 축의 극관성 모멘트를 나타낸다.

2.2 유한요소법을 이용한 설계

유한요소 해석에 사용된 좌표계 및 와인딩 패턴은 Fig. 1과 같다.

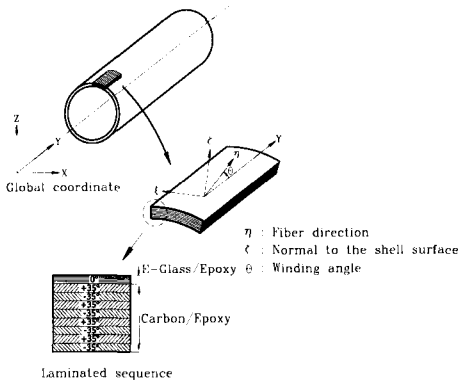


Fig. 1 Coordinate system and laminated sequence for shaft modeling

식 (1)과 (2)에 의해 계산된 축의 길이, 직경 등을 기초로 하여 시행착오 과정을 통해 결정된 설계 결과는 길이 1263mm, 직경 73.75mm이다. 해석코드는 NISA II이며 928개의 요소와 946개의 절점을 사용하였다. 해석에 사용된 복합재료 물성치는 Table 2와 같다.[17]

Table 2. Mechanical properties

Materials	Carbon/Epoxy	E-glass/Epoxy
ρkg/m^3	1,760	1,850
E_{11} GPa	144.1	39.3
E_{22} GPa	10.2	4.8
ν_{12}	0.246	0.250
G_{12} GPa	6.12	4.0
F_{11t} MPa	2,090.3	965.4
F_{11c} MPa	908.3	398.7
F_{22t} MPa	19.9	19.1
F_{22c} MPa	95.5	90.3
F_S MPa	52.6	25.0

여기서 F11t, F11c는 섬유방향의 인장, 압

축 강도이고, F22t, F22c는 섬유의 직각 방향의 인장, 압축강도이며, Fs 는 전단강도이다.

축의 안전성 검토를 위해 정적, 동적 강도해석과 고유진동수 해석이 수행되었다. 강도해석 후 최대응력이론 및 Tsai-wu 파손이론에 의해 안전율을 계산하였다.[18] 정적 강도해석에 사용된 하중은 운용 중 추진축이 받는 최대 비틀림 토크인 810Nm 이며, 해석결과 3.48의 안전율이 확보됨을 확인하였다. 동적 강도해석에서는 순간적으로 최대토크가 작용하였을 경우를 고려하였으며 해석결과 작용하는 응력은 Fig. 2와 같이 128.3MPa에서 점차 74.4MPa로 수렴하여 안전성이 확보됨을 확인하였다.

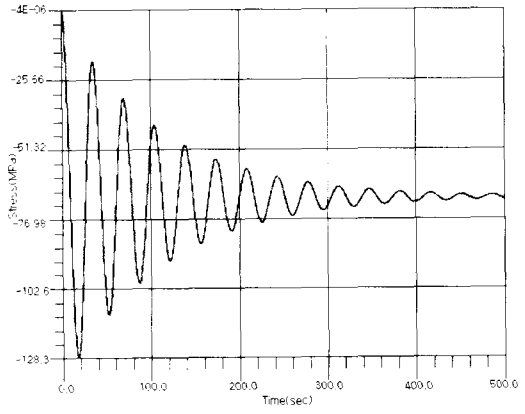


Fig. 2 Modal analysis result

고유진동수 해석결과 1차 고유진동수는 114.7Hz이고, 2차 고유진동수는 408.2Hz 이었다. 고유진동수를 토대로 운용 중에 공진이 발생하는 지의 여부를 Fig. 3와 같은 Campbell 선도를 통해 확인하였다. 공진의 현상은 외부로부터의 하중이나 주기적인 하중의 주파수가 고유진동수와 일치하거나 비슷한 경우 발생한다. Fig. 3에서 주기적인 하중이나 외부로부터의 하중의 주파수를 E.O.로 표시하였다. 여기서 주의 깊게 살펴보아야 할 부분은 추진축의 최대 회전속도(82Hz) 부근이며 확인결과 운용 중 공진이 발생하지 않음을 확인하였다. 본 연구의 추진축과 같이 직경이 작고 회전속도가 낮은 회전체에서

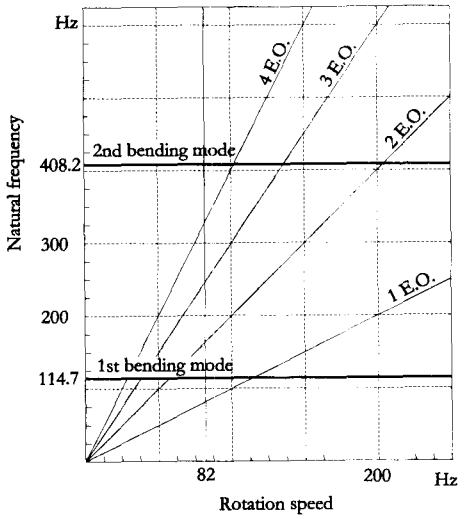


Fig. 3 Diagram of Campbell

는 원심하중에 의한 경화효화 (Cenrifugal Stiffening)효과는 미약하기 때문에 이는 고려하지 않았다.

3. 실 험

본 실험은 유한요소법을 이용한 복합재료 추진축의 설계방법의 타당성을 검토하기 위하여 수행되었다. 추진축은 Table 3과 같이 설계 결과에 따라 필라멘트 와인딩 공법으로 제작되었다. 실험은 정적 상태에서의 고유진동수 측정실험과 회전시의 임계속도 측정실험이 수행되었다.

Table 3. Shape of propeller shaft

Tube length	1263 mm, 1734 mm
Tube diameter	Inner dia.=70.0 mm Outer dia.=77.5 mm
Winding angle	±35°
Tube thickness	CFRP* : 3.0 mm GFRP** : 0.75 mm

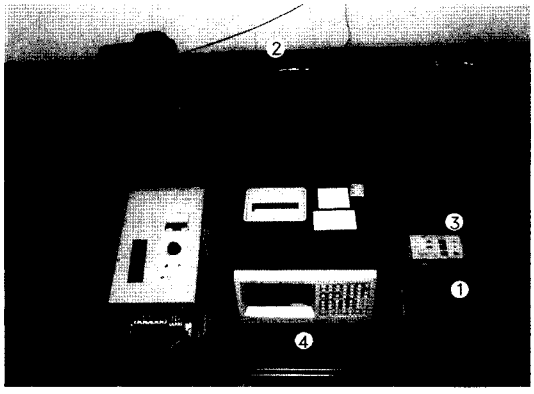
CFRP : Carbon fiber reinforced plastic

GFRP : Glass fiber reinforced plastic

3.1 고유진동수 측정실험

정적 상태에 있는 축의 고유 진동수를 측정하기 위하여 충격 해머와 FFT 분석기(fast fourier transformation analyzer)를 이용하였다. 실험장비의 구성은 Fig. 4와 같다.

정적 고유 진동수 측정 실험 결과 1차 고유 진동수는 119Hz 이었다.

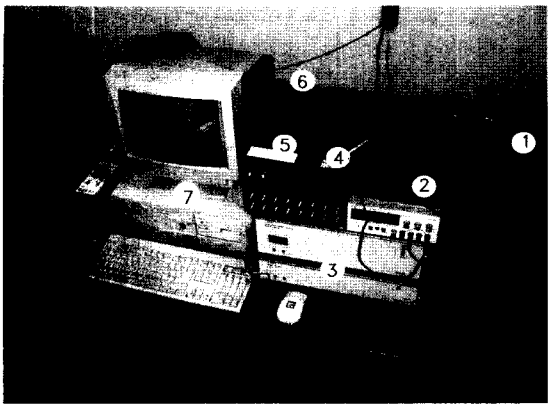


① Impact hammer ② Accelerometer
③ Amplifier ④ FFT analyzer

Fig. 4 Test equipment system

3.2 임계속도 측정

본 시험 장치는 회전하는 축의 임계 회전 속도를 측정하기 위하여 휠링현상을 이용하였다. 휠링 현상이란 회전을 하는 기계요소의 회전속도가 고유진동수에 접근하면 과도한 진동, 소음이 발생하는 현상을 말한다. 본 연구에서는 안전율을 고려하여 최대 회전 속도의 125% 이상의 회전 범위에서 안전하게 사용할 수 있도록 임계 회전 속도를 결정하였다. 회전시험 장치는 Fig. 5와 같이 축 회전부, 회전 속도 조절부, 계측 및 데이터 처리부로 이루어져 있다. 축의 회전부는 추진축을 고유 진동수 이상으로 회전시킬 수 있도록 용량 7.5 kW(10마력)의 3상 가변 속도 유도 전동식 교류 모터와 미끄럼을 방지하기 위한 타이밍 벨트, 축 정렬을 위한 3개의 베어링 등으로 구성되어 있다. 회전 속도 조절부는 교류 모터의 속도를 제어한다. 회전시험 시 측정하는 데이터는 축의 회전 속도와 휠링 시에 발생하는 과도 변형률이며, 이들 데이터는 데이터를 처리하는 부분으로 이송된다. 축의 회전 속도는 엔코더(encoder), 펄스-볼트 변환기, 다이내믹(dynamic) 측정 장비, 증폭기등을 이용하여 측정하며 최종적으로 PC에서 실시간을 확인할 수 있도록 그래프화 하여 처리하였다. 휠링 시의 최대 변형률을 측정하기 위해 축의 중간 부분에 스트레인 게이지를 부착하여 변형률을 측정하였으며 스트레인 게이지는 CEA-06-125UW-350을 사용하였다. 회전하는 축에서 고정되어 있는 장비와의 연결은 슬립 링을 사용하였으며 스트레인 측정장비는 CAS 사의 AI 1600을 사용하였다. 회전 시험 장치의 모습 및 사용된 각 센서, 계측기, 장비들은 Fig. 5와 같다.



① Slip ring ② Power supply ③ Strain measurement system ④ P-V converter ⑤ Signal conditioning amplifier ⑥ Strain gage ⑦ Computer

Fig. 5 Test equipment with strain gage

시험 방법은 추진축의 거동을 살피면서 회전 속도를 서서히 축의 고유 진동수를 넘어서는 범위까지 증가시킨다. Fig. 6은 시간에 따라 측정된 회전 속도와 변형률의 값의 결과이며, Fig. 7은 회전 속도와 변형률의 관계를 나타낸 것이

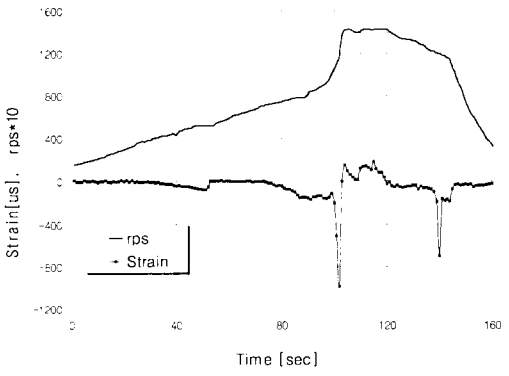


Fig. 6 Diagram of strain & rotation speed vs. time

다.

회전 속도가 증가함에 따라 서서히 변형률도 증가하다가 50 Hz 에서 잠시 변형률이 감소, 다시 점차 증가하여 117 Hz 에서는 급격히 증가하다가 감소함을 확인하였다. 회전 속도를 감소할 때에도 117 Hz에서 과도한 진동이 나타남을 확인하였다. 따라서 본 회전시험을 통하여 추진축의 고유진동수는 117Hz 임을 확인하였다.

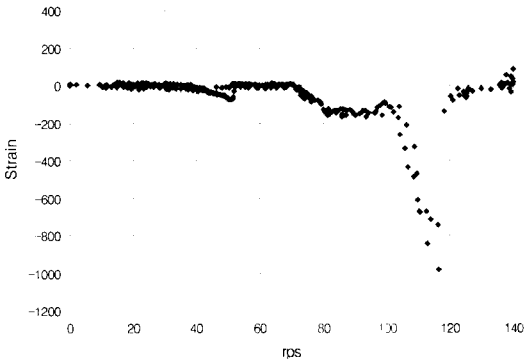


Fig. 7 Diagram of rotation speed vs. strain

4. 결과 및 고찰

4.1 유한요소 해석과 실험결과의 비교

본 연구에서 제작된 실험시편 추진축의 유한요소 해석에 의한 고유 진동수와 실험 측정 결과를 정리하면 Table 4와 같다. 유한요소 해석과 실험으로 측정한 고유 진동수의 오차율은 3.5 % 미만으로 FEM의 해석결과의 정확성을 확인 할 수 있었다.

Table 4. Comparison of first natural frequencies between FEM analysis and measured results.

Results	1st natural frequencies	differences (%)
FEM	115 Hz	-
FFT	119 Hz	3.5
Critical speed measuring apparatus	117 Hz	1.7

4.2. 추진축의 특성에 영향을 미치는 요인

앞 절에서 고찰한 바와 같이 유한요소 해석의 정확성이 확인되었으므로 유한요소 해석을 통해 두께, 직경 및 와인딩 각 등의 변화가 고유 진동수 및 강도의 특성에 미치는 영향을 검토하였다.

먼저 두께 및 와인딩 각에 의한 영향을 살펴보기 위하여 튜브의 내경은 70 mm로 고정하고 와인딩 각을 ±30°~ ±50°까지 5°씩 증가시키며 튜브의 두께를 8~14층(3.0~5.25 mm)까지 2층(0.75 mm)씩 증가시킬 때의 고유진동수 및 강도특성을 해석하였다. 해석결과 Fig. 8과 같이 고유 진동수의 변화는 튜브의 와인딩 각이 작을수록 큰 폭으로 증가하였고, 두께의 변화는 고유 진동수 변화에 큰 영향을 미치지 않았다. 이상의 결과에서 전반적인 경향을 살펴보면 적층수가 증가할수록 고유진동수는 증가함을 확인할 수 있다. 특히 적층수의 증가는 중량의 증가를 의미하므로 고유 진동수가 감소되어야 하나 연구 대상 추진축의 경우 중량 증가의 요인보다는 강성도 증가에 따른 효과가 더 큰 영향을 주는 것으로 판단된다. 반면에 와인딩 각이 ±45°이상 일 때 1차 고유 진동수는 감소하는 현상을 보이는데 이는 와인딩 각의 증가에 따라 강성도가 떨어지면서 중량 증가의 영향이 부각된 것으로 판단되어 진다.

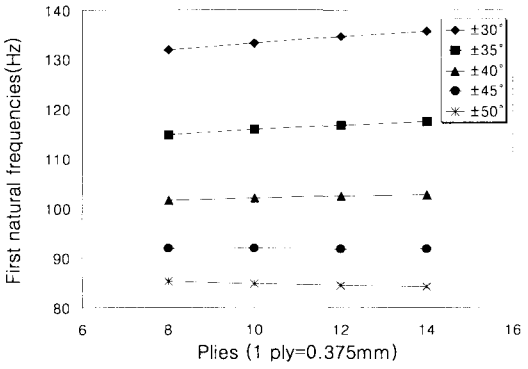


Fig. 8 Variation of first natural frequencies according to thickness and winding angles

다음으로 직경 및 와인딩 각에 의한 영향을 살펴보기 위해 튜브의 두께는 8층(3.0mm)으로 고정하고 와인딩 각과 튜브의 내부 직경을 65 mm, 70 mm 및 75 mm로 변화시켰다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 튜브의 직경이 증가함에 따라 고유진동수도 증가함을 확인하였다. 직경의 증가에 의한 영향은 10 mm의 직경 변화에 따라 27.55~42.4 Hz 정도의 고유 진동수가 변화하여 1 mm의 직경 변화에 대해 2.76~4.2 Hz의 고유 진동수가 증가한다. 또한 와인딩 각이 ±50°에서 ±30°로 감소하는 경우 99.33~114.2 Hz의 고유 진동수가 증가하여 와인딩 각 1°감소에 따라 4.97~5.71 Hz의 고유 진동수가 증가한다.

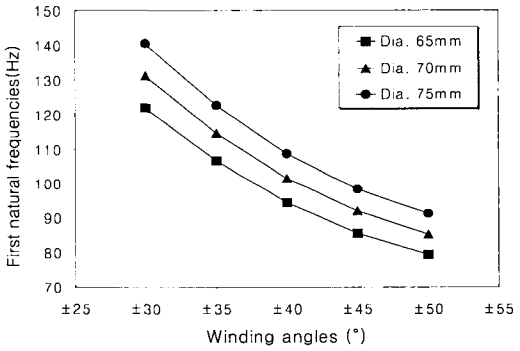


Fig. 9 Variation of first natural frequencies according to inner diameters and winding angles

직경 및 두께의 변화에 의한 영향을 살펴보기 위해 와인딩 각을 ±35°로 고정하고 튜브 직경과 두께에 의한 고유 진동수를 해석하였다. 해석 결과는 Fig. 10과 같다. 두께와 직경이 증가함에 따라 고유 진동수도 증가함을 확인하였으며, 두께의 변화에 따른 고유 진동수의 변화보다는 직경의 변화에 따른 값이 큰 영향을 미치고 있다. 직경 70 mm인 경우 두께가 8~14층(3.0~5.25 mm)으로 증가할 때 고유 진동수는 114.75 Hz에서 117.45 Hz로 증가하여 두께 1 mm의 증가에 따라 1.2 Hz의 고유 진동수가 증가한다. 그러나 두께의 증가로 인한 중량 증가에 비해 변화하는 고유 진동수의 크기는 작으므로 두께 변화에 의한 고유 진동수의 조정은 비효과적임을 알 수 있다. 그러나 직경의 변화에

따른 영향은 매우 효과적이다.

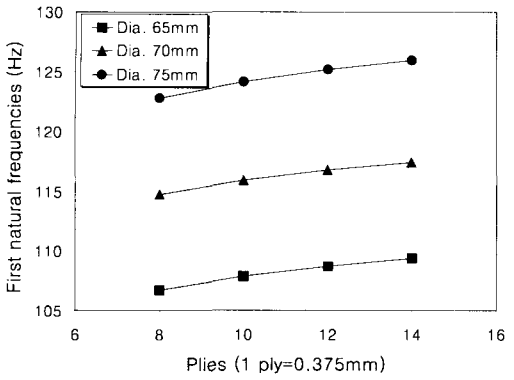


Fig. 10 Variation of first natural frequencies according to thickness and inner diameters

축에 파괴 비틀림 모멘트가 작용할 때, 축의 내경을 70 m m로 고정하고 , 축의 튜브 두께, 와인딩 각의 변화에 의한 안전율을 확인하였다. 축의 길이와는 상관없이 와인딩 각과 두께의 변화에 따라 안전율이 변함을 확인하였으며, 와인딩 각에 의한 영향보다는 두께 변화에 의한 영향이 안전율에 큰 영향을 미치고 있다.

5. 결 론

탄소강 재료보다 비강성, 비강도 특성이 우수한 카본/에폭시 복합재료를 이용한 수송기계용 추진축의 진동 및 강도특성을 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 연구에서 적용된 해석적인 방법에 의한 모달해석의 신뢰성 검토를 위하여 실험적인 방법을 통한 측정값과 비교 검토하였다. 그 결과 3.7%의 오차를 확인하였으며 이를 통해 해석결과의 신뢰성을 검증할 수 있었다.

2. 유한요소 해석을 통하여 복합재료 추진축의 고유진동수 및 강도에 미치는 요인들의 특성변화를 분석하였다.

3. 여러 요인 중 필라멘트 와인딩 각은 고유진동수 변화에 가장 큰 영향을 나타냄을 확인하였다.

참고문헌

1. Baz, A., Gilheany, J. and Steimel, P. "Active Vibration Control of Propeller Shafts", Journal of Sound and Vibration, Vol. 136, No. 3, pp. 361-372, 1990.
2. Grant, I. D., Lowe, A. T. and Thomas, S., " 'Good Vibrations', the Science and Application of Intrinsically Damped Composite Materials ", Composite Structures, Vol. 38, No. 1-4, pp. 581-587, 1997.
3. Pidaparti, R. M. V., "Free Vibration and Flutter of Damaged Composite Panels", Composite Structures, Vol. 38, No.1-4, pp.477-481, 1997.
4. Bardell, N. S., Dunsdon, J. M. and Langley, R. S., "Free and Forced Vibration Analysis of Thin, Laminated, Cylindrically Curved Panels", Composite Structures, Vol. 38, No 1-4, pp. 453-462, 1997.
5. Carroll, M., Ellyin, F., Kujawski, D. and Chiu, A. S., "The Rate Dependent Behaviour of ±55o Filament-Wound Glass Fibre/Epoxy Tubes under Biaxial Loading", Composites Science and Technology, Vol. 55, pp. 391-403, 1995.
6. Bader, M. G., "Materials Selection, Preliminary Design and Sizing for Composite Laminates", Composites Part A., Vol. 27A, No. 1, pp. 65-70, 1996.
7. Sarp, A. and Viktor, E. V., "Minimum Cost Design of Hybrid Composite Cylinders with Temperature Dependent Properties ", Composite Structures, Vol. 38, No.1-4, pp. 623-630, 1997.
8. Kliger, H S. and Yates, D. N., "Design and

Material Implications of Composite Drive shafts", Economic Computation and Economic Cybernetics Studies and Research, Vol. 2, pp. 1335-1346, 1980.

9. Sabo, J., "Filament Winding of Hybrid Composite Driveshafts", National SAMPE Symposium and Exhibition (Proceedings), pp. 481-492, 1980.
10. Özgüven, N. H. and Özkan, Z., "Whirl Speeds and Unbalance Response of Multibearing Rotors Using Finite Elements", Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 106, No. 1, pp. 72-79, 1984.
11. Belingardi, G., Calderale, P. M. and Rosetto, M., "Design of Composite Material Drive Shafts for Vehicle Applications", International Journal of Vehicle Design, Vol. 11, No.6, pp. 553-563, 1990.
12. Shyu, R.-J, "The Bending Natural Frequencies of a Rotating Shaft", Proceeding of the National Science, Vol. 20., No. 5, pp. 497-506, 1996.
13. Ahrens, M., "Active Vibration Control of Smart Composite Drive Shafts", Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, Vol. 3674, pp. 436-444, 1999.
14. Kim, W. T. and Lee, D. G., "Torque Transmission Capabilities of Adhesively Bonded Tubular Lap Joints for Composite Drive Shaft", Composites Structures, Vol. 30, pp. 229-240, 1995.
15. Cho, D. H., Lee, D. G. and Choi, J. H., "Manufacture of One Piece Automotive Drive Shafts with Aluminum and Composite Materials, Composite Structures, Vol. 38, No. 1-4, pp. 309-319, 1997
16. Oh, S. H., Chang, S. H. and Lee, D. G., "Improvement of the Dynamic Properties of a Steel-Composite Hybrid Flexspline of a Harmonic Drive", Composite Structures, Vol. 38, No. 1-4, pp. 251-260, 1997.
17. Han Kuk Fiber, " Mechanical Test Summary", 1994
18. Irving, H., Clive L. D., Energy and Finite Element Methods in Structural Mechanics, McGraw-Hill, pp. 323-333, 1993.