



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 박 사 학 위 논 문

냉각탑 구동계 CFRP 커플링  
구조설계 및 성능특성



2024년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

김 병 하

공 학 박 사 학 위 논 문

냉각탑 구동계 CFRP 커플링  
구조설계 및 성능특성

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함

2024년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

김 병 하

# 김병하의 공학박사 학위논문을 인준함

2024년 2월



위원장	공학박사	송창효	인
위원	공학박사	설성훈	인
위원	공학박사	김재돌	인
위원	공학박사	엄문광	인
위원	공학박사	윤정인	인

# 목 차

List of Figures .....	iv
List of Tables .....	ix
Abstract .....	xi
Nomenclature .....	xiv
제1장 서론	
1.1 연구배경 .....	1
1.2 종래연구 .....	10
제2장 스페이서 복합재 튜브 설계 및 성능특성	
2.1 필라멘트 와인딩 성형법 .....	18
2.2 맨드릴 설계 .....	22
2.3 복합재료 기본 물성치 시험 .....	28
2.4 복합재 튜브 구조해석 및 설계 .....	43
2.5 복합재 튜브 제작 및 특성분석 .....	47

2.6 요약 .....	52
제3장 디스크팩 설계 및 구조해석	
3.1 디스크팩 설계 및 제작 .....	54
3.2 수지 경화거동 분석 .....	58
3.3 디스크팩 비틀림 시험 .....	60
3.4 디스크팩 해석 모델링 .....	64
3.5 디스크팩 모델링 및 시험치 비교 .....	68
3.6 요약 .....	74
제4장 복합재 커플링의 비틀림 성능특성	
4.1 복합재 커플링 설계 및 제작 .....	75
4.2 복합재 커플링 접합강도 시험 .....	76
4.3 복합재 커플링 비틀림 시험 .....	81
4.4 복합재 커플링 해석 모델링 및 시험치 비교 .....	87
4.5 금속재 커플링 해석 모델링 .....	91
4.6 복합재 커플링 비틀림 강도 특성분석 .....	94
4.7 요약 .....	97
제5장 결 론 .....	99

참고문헌 ..... 103



## List of Figures

Figure 1	Cooling tower: (a) Cooling tower installed on building top; (b) schematic of a coupling showing connection to a drive motor and a gear box .....	2
Figure 2	Schematic of a coupling: (a) isometric view; (b) front view .....	4
Figure 3	Shaft misalignment: (a) axial ( $\delta$ ); (b) angular ( $\theta$ ); (c) radial ( $\rho$ ) .....	8
Figure 4	Disc pack .....	8
Figure 5	Basic pattern of filament winding: (a) hoop winding; (b) helical winding;(c) polar winding .....	20
Figure 6	Schematic of filament winding process .....	20
Figure 7	Typical filament winding machine .....	21
Figure 8	Mandrel for filament winding .....	23
Figure 9	Maximum deflection of a tubular section mandrel with various diameters (Length: 5000mm) .....	27
Figure 10	Maximum deflection of a tubular section mandrel with various length. (Diameter: 80mm) .....	27

Figure 11 Winding of a UD composite plate .....	29
Figure 12 UD composite plate for test specimen .....	29
Figure 13 Measurement of composite sample weight using a precision balance .....	30
Figure 14 Drawing of 0° tensile test specimen .....	33
Figure 15 Drawing of 90° tensile test specimen .....	33
Figure 16 Tensile stress-strain of 0° specimen .....	34
Figure 17 Failed 0° specimens after tensile test .....	34
Figure 18 Tensile stress-strain of 90° specimen .....	35
Figure 19 Failed 90° specimens after tensile test .....	35
Figure 20 Drawing of 0° compression test specimen .....	37
Figure 21 Drawing of 90° compression test specimen. ....	37
Figure 22 Compressive stress-strain of 0° specimen .....	38
Figure 23 Failed 0° specimens after compressive test .....	38
Figure 24 Compressive stress-strain of 90° specimen .....	39
Figure 25 Failed 90° specimens after compressive test .....	39
Figure 26 Drawing of in-plane shear test specimen .....	40

Figure 27 In-plane shear stress-strain of $0^\circ$ specimen .....	41
Figure 28 Failed specimens after in-plane shear test .....	41
Figure 29 Load condition at composites tube .....	44
Figure 30 Failure index distribution with variations of stacking sequence: (a) $\theta=15^\circ$ ; (b) $\theta=30^\circ$ ; $\theta=45^\circ$ .....	46
Figure 31 Filament winding of a composite pipe .....	48
Figure 32 Composites pipes: (a) entire length; (b) end section ..	49
Figure 33 Cross-section of a composite tube: (a) longitudinal section; (b) circumferential section .....	49
Figure 34 Deflection measurement of a composite tube .....	51
Figure 35 Disc pack modelling showing lamination of composite sheet around a hole .....	55
Figure 36 Schematic of RTM process .....	56
Figure 37 Sheets of laminated prepregs for disc pack manufacturing. ....	57
Figure 38 Press for RTM process .....	57
Figure 39 Epoxy characteristics determined by DSC analysis .....	59
Figure 40 Torsional test machine: (a) Torsional test system; (b) Data recording display .....	61

Figure 41 Mounting of specimen at fixed/loading ends .....	62
Figure 42 Experimental torsional moment-twist angle curve of [0/0/90/0/0] lamination disc pack .....	63
Figure 43 Solid model for FEA analysis .....	66
Figure 44 Boundary conditions: (a) flange loading point; (b) bolt area of a disc .....	67
Figure 45 Stress distribution of a disc pack for various stacking sequences .....	69
Figure 46 Failure index distribution .....	70
Figure 47 Torsional moment at failure initiation of a disc pack for various stacking sequences .....	72
Figure 48 Comparison of maximum torsional moment and torsional stiffness for various stacking sequences .....	73
Figure 49 Dimensions of test specimen and panel: (a) single-lap-shear test specimen; (b) test panel .....	77
Figure 50 Failed specimens after adhesive bonding test .....	78
Figure 51 Shear strength of various adhesive type .....	80
Figure 52 Picture of a spacer .....	82
Figure 53 Mounting of the specimen: (a) At fixed end; (b) At loading end; (c) Data recording display .....	83

Figure 54	Torsional moment – twist angle curves of 15° winding angle and diameter of 64mm specimen .....	84
Figure 55	Torsional moment – twist angle curves of 100mm diameter and length of 3450mm .....	85
Figure 56	Torsional moment – twist angle curves of 100mm diameter and length of 3450mm .....	86
Figure 57	Solid model for FEA analysis: (a) attached metal hub to the composite flange; (b) bonded composite flange to the tube .....	88
Figure 58	Boundary conditions at (a) fixed end; (b) loading end .....	88
Figure 59	Comparison of experimental and numerical results of torsional moment – twist angle curves for two cases of composite tubes .....	90
Figure 60	Comparison of torsional moment between composite tube and SUS tube .....	92
Figure 61	Comparison of specific torsional stiffness between composite tube and SUS tub .....	93
Figure 62	Analysis results of 45° winding angle composite tube: (a) Failure index distribution; (b) Stress distribution .....	85
Figure 63	Comparison of maximum torsional moment and twisting angle for three cases of winding angles .....	96

## List of Tables

Table 1	Dimension of tube section mandrel .....	26
Table 2	Deflection ratio of mandrels with different diameters ...	26
Table 3	Results of fiber volume fraction of the composite sample .....	31
Table 4	Standard test specification .....	32
Table 5	Mechanical properties of UD wound composites .....	42
Table 6	Comparison of deflection results between composites pipe and mandrel. (unit: mm) .....	51
Table 7	Lamination stacking sequence in a sheet .....	65
Table 8	Mechanical properties of UD prepreg composites .....	65
Table 9	Dimension of filament wound composites tube .....	75
Table 10	Shear strength results of Type 1 adhesive bonded specimen .....	78
Table 11	Shear strength results of Type 2 adhesive bonded specimen .....	79

Table 12 Shear strength results of Ashland adhesive bonded specimen ..... 79

Table 13 Shear strength results of Bostik adhesive bonded specimen ..... 79



# **Structural Design and Performance of CFRP Coupling for Cooling Tower Drive System**

Byung-Ha Kim

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, The  
Graduate School, Pukyong National University

## **Abstract**

Owing to the light weight, the high strength and stiffness, as well as high corrosion resistance, fiber reinforced plastic composites are widely used in the area of aerospace, marine, automobile, chemical plant, civil construction, wind power plant. The cooling tower drive system is another area that composite materials are actively applied recently. In cooling tower a long shaft coupling is located between the drive motor and a gear box which is connected to the fans. To reduce the concentrated load in the middle, the long metal shaft coupling usually employs a bearing for the load distribution. The metal shaft causes noise when rotating in high speed due to the vibration or resonance caused by the deflection of the long shaft. Another problem of the metal shaft is the corrosion weakness in the saturated wet air condition inside the cooling tower. The above mentioned problems of metal coupling can be solved by replacing with carbon fiber reinforced composites. Moreover the excellent fatigue resistance can greatly improve the fatigue life of the composite coupling. In order to develop

composites coupling for cooling towers, a light-weight tube of carbon/epoxy composites was manufactured by filament winding process. When used for a rotating part, the composites tube should have straightness in the axial direction, because a small deflection in the tube will cause noise and vibration-induced structural failure. The straightness of a composites tube depends on the mandrel deflection, therefore, the effect of mandrel size was identified to minimize the deflection. The structural analysis was carried out to determine the optimal fiber direction and stacking sequence. For the accurate finite element analysis the basic material property as an input data was obtained by mechanical testing of the specimens which was manufactured by the same process of the pipe manufacturing. The disc pack is an important component in couplings because it transfers torsional moment of the drive motor to the coupling and then to the shaft of the gear. Based on the requirement of flexible material property and high strength of carrying torsional moment, the disc pack of 6 bolting holes and 3 sheets of composites with [0/0/90/0/0] lamination stacking sequence has been designed and manufactured by RTM process. Torsional testing and finite element analysis based on the failure criteria of laminated composites have been carried out to identify the effect of stacking sequence of glass fiber/epoxy prepregs on the torsional moment and stiffness of a disc pack. Torsional testing results showed that at torsional moment of 1500Nm, the 90° ply failed by tension, which initiated the failure of the disc pack. The experimental results were agreed favorably well with those of finite element analysis. The structural analysis of four cases of stacking sequences revealed that the highest torsional moment was the case of [0/90/0/90/0] sequence, and the sequence of [0/0/90/0/0] showed the highest torsional stiffness. One of the most important

parameters determining the static and dynamic mechanical behavior of a coupling under torsional loading is the torsional stiffness. In this study, torsional characteristics of the composite tube such as torsional stiffness, strength and maximum twist angle were identified for  $[\pm\theta/90/\pm\theta/\pm\theta/90]$  stacking sequence with the variation of winding angle ( $\theta$ ) and the tube diameter and length. The structural analysis was carried out to compare the predictions of torsional stiffness with that of the experimental results. From FEM analysis the optimal winding angle that gave the maximum torsional moment and minimum twisting angle of the composite tube was  $45^\circ$ . Although the maximum torsional moment was achieved in the case of stacking sequence involving the  $45^\circ$  winding angle,  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$  will be the optimal stacking sequence when considering the improvement of longitudinal stiffness of the composite tube.



# Nomenclatures

$l$	: Length of a mandrel	[m]
$E$	: Young's modulus	[N/m <sup>2</sup> ]
$I$	: Moment of inertia	[m <sup>4</sup> ]
$I_s$	: Moment of inertia of a mandrel with a solid section	[m <sup>4</sup> ]
$I_t$	: Moment of inertia of a mandrel with a tubular section	[m <sup>4</sup> ]
$D$	: Outer diameter of a mandrel	[m]
$d$	: Inner diameter of a tubular mandrel	[m]
$t$	: Thickness	[m]
$L$	: Length of a composite tube	[m]
$T$	: Torsional moment	[Nm]
$I_p$	: Polar moment of inertia	[m <sup>4</sup> ]
$G_{r\theta}$	: In-plane shear modulus	[N/m <sup>2</sup> ]

## Greek symbols

$\delta$	Maximum deflection of a mandrel	[m]
$\omega$	Distributed load	[kg/m]
$\delta_s$	Deflection of a mandrel with a solid section	[m]
$\delta_t$	Deflection of a mandrel with a tubular section	[m]
$\omega_s$	Distributed load of a mandrel with a solid section	[kg/m]
$\omega_t$	Distributed load of a mandrel with a tubular section	[kg/m]
$k_T$	Torsional stiffness	[Nm/rad]
$\Phi$	Twisting angle	[rad]
$\theta$	Winding angle	[degree]

# 제1장 서론

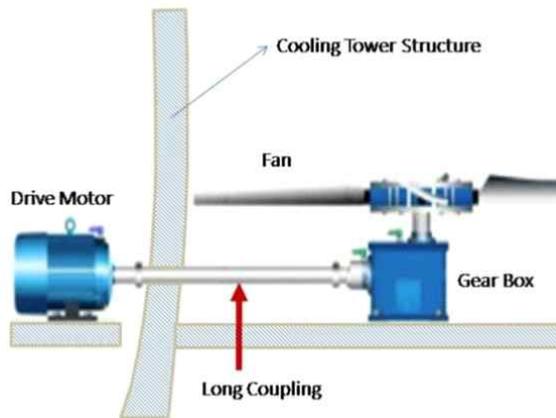
## 1.1 연구 배경

높은 내부식성과 경량이면서 강도와 강성이 매우 높은 특성으로 인하여 고분자 복합재료는 구조용 재료로서 적용이 점점 확대되고 있다. 특히, 축대칭(axi-symmetric) 형태의 원통형 복합재는 인장, 압축, 굽힘, 비틀림 등의 다양한 단순 하중뿐 아니라 복합 하중에 대하여 견딜 수 있기 때문에 항공우주, 해양선박, 자동차, 화학 플랜트, 토목건축, 풍력 발전기 분야 등 그 사용 범위가 매우 넓다 [1~8]. 이러한 복합재료의 장점을 활용하여 최근에 그 적용이 확대되고 있는 분야는 냉동공조 시스템의 냉각탑에 사용되는 구조물이다. 냉각탑은 발전소, 냉동공조, 식음료, 화학, 석유화학 등의 산업에서 필수적으로 요구되는 장치로 특히 냉동공조는 우리나라 반도체 산업에서 필수적으로 요구되는 중요한 냉각장치로 사용되고 있다. 냉각탑은 상단부에 송풍팬을 가동하여 포화 습공기를 외부로 배출하게 되는데 이 팬은 냉각탑의 외부에 설치된 구동모터에서 장축커플링을 통해 동력을 전달받아 회전하는 구조를 가진다. Figure 1 (a)는 건물의 옥상에 설치된 냉각탑의 냉동 공조 시스템을 보여주고 있다.

Figure 1 (b) 는 장축커플링이 구동모터와 기어 박스에 연결어 있고 기어 박스는 냉각 팬과 연결되어 있는 모습을 보여주는 개념도이다.



(a) Cooling tower installed on building top



(b) schematic of a coupling showing connection to a drive motor and a gear box.

Figure 1 Cooling tower.

Figure 2는 장축커플링 구성 개념도를 보인 것으로, Figure 2 (a)는 등측 모습이며 Figure 2(b)는 정면에서 보는 모습이다. 가운데 위치하는 복합재 스페이서는 복합재 튜브와 플렌지로 구성되며 그 양측에는 금속재 허브와 복합재 플렌지가 볼트 체결로 연결되어 있다. 장축커플링은 길이가 길어 금속재의 경우에는 중량을 분산하기 위해 그 중간에 베어링을 설치해야 하는 경우도 있으며 냉각탑 내부의 포화 습공기에 의한 부식을 방지하기 위해 스테인리스 재질의 스페이서를 적용하고 있다. 또한 종래 스테인리스 소재의 스페이서의 경우 고속 회전 시 휨 현상이 발생하여 진동이나 공진과 같은 환경소음을 발생하고 있다. 따라서 스페이서를 탄소섬유 복합소재 (CFRP, Carbon Fiber Reinforced Plastics)로 대체함으로써 기존 금속재 무게의 70% 수준의 경량화를 이룰 수 있기 때문에 냉각탑 설치와 유지 보수의 용이성이 극대화되고 진동 감소를 통한 환경소음의 최소화 및 피로 수명 연장이 가능하다 [9~13].

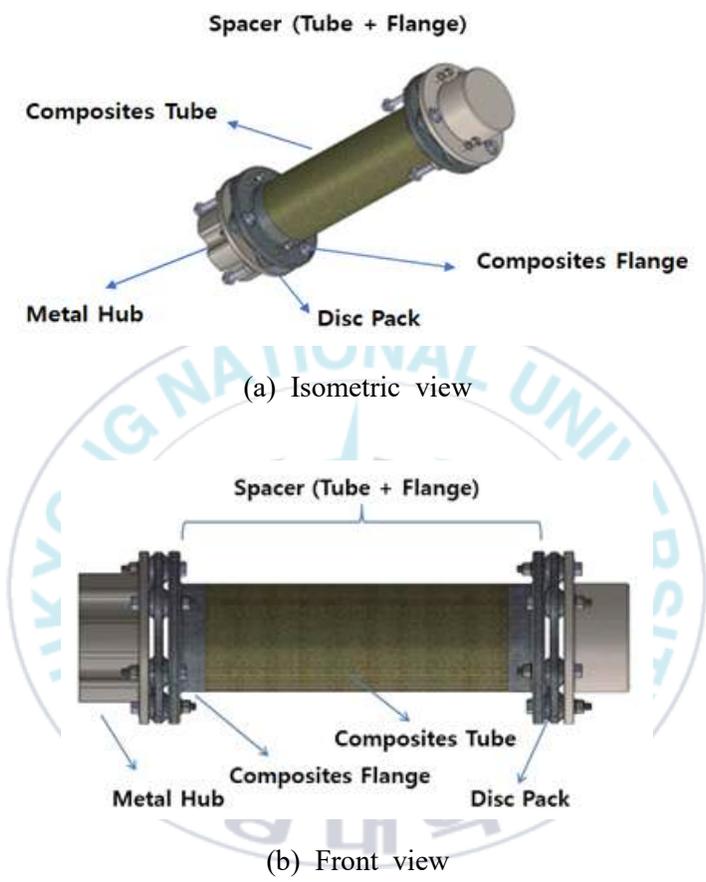


Figure 2 Schematic of a coupling.

복합재 튜브는 보통 필라멘트와인딩 성형법을 이용하여 제조 되는데, 이 방법은 생산성이 높고 설계 유연성과 제조 용이성이 뛰어나기 때문에 원통형 구조물뿐만 아니라 드라이브 샤프트,

압력용기, 포스트, 풍력타워 구조물에 이르기까지 응용 범위가 매우 넓다 [11~13]. 필라멘트와인딩 성형법은 맨드릴 위에 수지를 함침시킨 보강섬유를 일정한 각도로 배열하면서 적층하는 기술이다. 선정된 보강재 종류와 섬유배열 각도에 따라 복합재 튜브의 기계적 특성이 크게 달라진다.

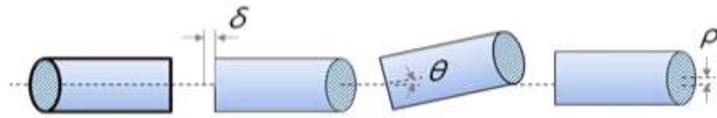
기존의 연구는 주로 원하는 기계적 특성을 얻기 위한 섬유배열 각도를 최적화하거나 다양한 시험에 관한 연구가 주로 이루어져 왔다. 그러나, 복합재료 제조 중에 발생하는 문제로 인한 형상과 치수 정밀도에 관련한 연구는 거의 이루어진 바가 없다. 특히, 복합재료가 회전체로 사용될 때 형상과 치수 정밀도가 미달하는 경우 여러 문제가 발생될 수 있다. 회전체로 사용되는 복합재 파이프에서 치수 정밀도에 가장 큰 영향을 주는 것은 튜브길이 방향으로의 굴곡이다. 맨드릴 위에 와인딩된 섬유/수지는 오븐에서 경화시킬 때 수지의 흘러내림을 방지하기 위해 맨드릴을 회전시키는데, 이때 맨드릴 무게로 인한 처짐이 발생하고 경화 후 복합재 파이프는 맨드릴의 형상을 따라가기 때문에 변형이 생긴다. 본 연구의 대상인 복합재 파이프는 냉각 장치에서 동력 전달을 위한 장축커플링으로 사용되므로 파이프의 길이 방향으로 굴곡이 있는 경우, 진동이 생기게 되고 과도한 경우에는 소음이 발생하고 파손까지 진행될 수 있다. 또한, 적

층 각도에 따라 필라멘트 와인딩 공정으로 제조되는 복합재의 기계적 특성이 달라지므로 원하는 기계적 강성과 강도를 얻기 위해서는 섬유배열 각도의 결정이 매우 중요하다. 따라서, 필라멘트 와인딩 공정에서 사용하는 맨드렐의 형상과 치수에 따른 복합재의 굴곡 정도를 확인하고 이를 최소화 할 수 있는 방안이 필요하다. 또한, 스페이서를 구성하는 복합재 튜브의 기계적 성능을 만족할 수 있는 적층 각도와 와인딩 용이성 및 생산속도를 고려한 최적의 각도를 결정하여야 한다. 이와 같이, 와인딩 맨드렐 설계, 최적의 적층 각도 설계, 필라멘트 와인딩 공정에 의한 전체 과정을 통한 냉각탑용 복합재 파이프를 제조가 요구된다.

동력 전달장치에 사용되는 원통형 튜브 복합재는 주로 비틀림 하중을 받게 되는데, 이때 재료의 기계적 거동은 섬유 종류 및 섬유가 배열되는 와인딩 각도와 적층 순서에 따라 큰 변화를 보인다. 기존에는 헬리컬 와인딩 각도로 적층할 때의 기계적 특성이 최대가 되는 각도에 대한 연구를 주로 수행하였다. 그러나, 실제로 필라멘트 와인딩을 하는 경우, 헬리컬 와인딩 뿐만 아니라 90°각도의 후프 와인딩도 함께 수행한다. 그 이유는 내압이 작용하는 경우 후프 와인딩이 가장 기계적 특성이 우수하여 다양한 하중을 견디는 데 유리하며, 이 각도에서 와인딩 할

때 섬유에 작용하는 장력이 가장 크기 때문에 함침 수지를 압착하여 복합재의 섬유체적율을 높이는 데 효과적이기 때문이다. 따라서, 후프 와인딩을 포함하는 적층 순서를 가지는 복합재 튜브에서 와인딩 각도 ( $\theta$ )에 따른 비틀림 특성 (비틀림 강성, 강도 및 최대 비틀림 각도)에 대한 연구가 필요하다. 와인딩 각도, 튜브의 직경과 길이의 변화에 대한 비틀림 특성의 영향을 확인하고 다양한 와인딩 각도의 복합재 튜브에 대한 구조해석을 통하여 최대의 비틀림 강도를 얻을 수 있는 최적의 와인딩 각도를 설계해야 한다.

또한, Figure 2의 장축커플링 구성 개념도를 보인 바와 같이, 커플링은 구동모터와 냉각탑의 송풍팬에 연결된 기어박스 사이에 위치하여 동력을 전달하는 목적으로 사용되며 Figure 3에 보인 바와 같이 두 축 사이의 길이 변화와 축 어긋남을 흡수하는 기능을 한다. 이 기능을 필요로 하는 것이 허브와 스페이서 사이에 위치하는 디스크팩 (Disc Pack)이다. Figure 4는 디스크팩의 모습을 보여주고 있다. 이와 같이 축의 배열 편차를 흡수하기 위하여 디스크팩은 유연한 재료 특성을 가짐과 동시에 모터 축으로 전달되는 토크를 견디는 강도를 가져야 하므로 이 둘의 특성을 모두 가지는 재료 설계가 필요하다.



(a) Axial( $\delta$ ) (b) Angular( $\theta$ ) (c) Radial( $\rho$ )

Figure 3 Shaft misalignment.



Figure 4 Disc pack.

디스크팩은 허브와 볼트로 체결되는데 체결되는 볼트 수에 따라 디스크팩의 형상과 토크 전달력이 달라진다. 볼트의 구멍이 늘어날수록 전달 토크 크기는 증가하지만 볼트 간의 간격이 좁아지므로 유연성이 떨어지게 된다. 또한, 디스크팩의 중요한 기능은 스페이서의 복합재 튜브가 파손되기 이전에 디스크팩의 파손이 먼저 일어나게 함으로써 토크 리미터 (limitter)의 역할도 있기 때문에 강도 설계도 매우 중요하다. 따라서, 재료 유연성, 토크 전달력, 적절한 강도 등 여러 조건을 반영한 최적의

디스크팩 설계가 요구된다.

풍력발전기용 커플링에 대한 설계 및 해석을 수행한 바 있으나 냉각탑용 커플링의 경우는 풍력발전기와 하중 조건이 현저하게 다르기 때문에 디스크팩의 형상, 체결 구멍 수, 사용재료 등에 대한 설계를 달리해야 한다. 따라서, 본 연구에서는 냉각탑에서 사용되는 커플링의 중요 부품인 디스크팩에 대한 유한요소 해석을 통하여 슈트의 프리프레그 적층각도 변화에 따른 디스크의 강성, 유연성 및 파손응력 영향을 확인하고 제조된 복합재 디스크팩에 대한 비틀림 시험을 수행하여 성능 검증할 필요가 있다.

본 연구에서는, 냉각탑용 장축 복합재 커플링의 개발을 위해 다음과 같은 요소기술 연구를 수행하고자 한다.

- i) 커플링을 구성하는 복합재 튜브의 치수정밀도와 굽힘 특성 만족을 위한 최적의 와인딩 적층 각도 설계
- ii) 복합재 튜브의 가장 중요한 성능 지수인 비틀림 강성/강도 및 최대 비틀림 각도 결정을 통한 최적의 와인딩 적층 각도 설계
- iii) 커플링의 주요부품인 디스크팩의 요구 성능을 만족하는 복합재료 설계

## 1.2 종래 연구

복합재 튜브의 기계적 특성은 필라멘트와인딩 성형법에 사용되는 보강재 종류와 섬유배열 각도에 따라 크게 달라진다. Hernáñez-Moreno [14]은 필라멘트와인딩된 유리섬유/에폭시 실린더가 외부 압력을 받을 때의 기계적 거동에 대한 와인딩 패턴의 영향을 연구하였다. 해석 모델을 사용하여 좌굴압력과 파손모드를 예측하였고 고압 챔버 실험 결과와 잘 일치하였다. Abu Talib [15]는 glass/carbon 섬유보강 복합재 샤프트의 고유진동수에 대한 ply 각도의 영향을 연구하였으며 수치해석 결과에서는 최적의 적층 각도는 가장 낮은 값을 보이는 적층 각도에 비해 46% 더 높은 비틀림 강도 값을 보였다. Badie [16]는 유한요소해석과 실험을 통하여 복합재 튜브의 비틀림 강성, 고유진동수, 좌굴강도, 피로수명 및 파손 모드에 대한 섬유배향과 적층 순서의 영향에 대한 연구를 하였으며, 유리섬유에 비하여 카본섬유가 복합재의 비틀림 강성이 증가하며 적층 각도 45°의 경우 비틀림 강성이 최대가 됨을 보였다. Gireesh [17]는 구조해석을 통하여 45° 적층 각도의 드라이브 샤프트는 같은 크기의 비틀림 강도를 가지는 강재 대비 72%의 무게 절감을 보고하였다. Colombo[18]의 수치해석 연구에서는, 최적의 섬유체적율과

와인딩 각도는 각각 40%~60% 와 44.5°~52.5°임을 보고하였다. Betts [19]은  $\pm 55^\circ$ 각도를 가지는 유리섬유 보강 복합재 파이프의 압축 및 인장하중이 작용할 때의 거동에 대한 연구를 하였다. 복합재 파이프는 두 종류의 하중 모두 비선형 응력-변형도 거동을 보였으며 압축 강도가 인장강도 보다 높았다. 해석 모델에서도 비선형 거동뿐 아니라 강도와 강성도 잘 예측하였다. Dong [20] 은 카본섬유와 유리섬유를 혼합하여 보강한 복합재 파이프의 굽힘거동에 대한 연구를 하였다. 3점 굽힘 하중에서의 복합재 점진 파손모델을 통하여 적층각도, 섬유체적율, 섬유 혼합비의 영향을 확인하였고 최대 굽힘 강도는 적층 각도가 60°와 75°사이에서 얻을 수 있었다. 또, 고속으로 회전하는 드라이브 샤프트 관련하여, Lee [21] 와 Kim [22]은 고속으로 운동하는 샤프트의 설계에 있어서 사용수명, 효율, 신뢰성 및 소음에 영향을 주는 진동 특성은 드라이브 샤프트 시스템의 고유진동수, 모달 모드 및 진동감쇠 등과 같은 여러 인자에 의해 결정된다고 하였다. Chang [23] 과 Martins [24]는 카본섬유 복합재는 매우 높은 비강도 및 비강성 특성을 가지므로 이 재료로 만들어진 드라이브 샤프트의 고유진동수는 금속재 드라이브 샤프트의 주요 설계 변수인 비틀림 강도보다 더 중요하다고 밝혔다.

위에 살펴본 바와 같이 기존의 연구는 주로 원하는 기계적

특성을 얻기 위한 섬유배열 각도를 최적화하거나 다양한 시험에 관한 연구가 주로 이루어져 왔다. 그러나, 복합재료 제조 중에 발생하는 문제로 인한 형상과 치수 정밀도에 관련한 연구는 거의 이루어진 바가 없다. 특히, 복합재료가 회전체로 사용될 때 형상과 치수 정밀도가 미달하는 경우 진동이 발생하고 과도한 경우에는 소음과 파손까지 진행될 수 있다.

동력 전달장치에 사용되는 원통형 튜브 복합재는 주로 비틀림 하중을 받게 되는데, 이때 재료의 기계적 거동은 섬유 종류 및 섬유가 배열되는 와인딩 각도와 적층 순서에 따라 큰 변화를 보인다. Filho [25]의 결과에 따르면 적층 순서  $[\pm 45/\pm 45]$  가 비틀림 하중에서 가장 높은 성능을 보였다. 몇몇 연구에서는 프리프레그로 감은 (wrapping) 드라이브 샤프트의 경우, 벽두께와 반경-두께 비율의 중요성을 보고하였다. Hu [26]는 일방향 카본 섬유 프리프레그로 드라이브 샤프트를 제조하여 비틀림 시험을 하였으며 벽이 두꺼운 복합재료의 경우 적층순서가 더 중요함을 보였다. Fang [27]은 폴리에틸렌 라이너로 만들어진 유리섬유 보강 유연 파이프에 대한 비틀림 시험을 한 결과 벽 두께가 증가할수록 그리고 반경-두께 비율이 증가할수록 복합재의 굽힘 강성은 증가함을 보였다.

Soykok [28] 은 프리프레그 랩핑 (wrapping) 과 필라멘트

와인딩 공정을 사용하여 유리섬유/에폭시 복합재 튜브에 대한 실험적 및 해석적 연구를 하였다.  $[\pm 30]$ ,  $[\pm 45]$ ,  $[\pm 60]$  에 대한 실험치와 해석결과는 잘 일치하였으며  $[\pm 30]$  및  $[\pm 60]$  은 비틀림 강성이 약 5% 밖에 차이가 나지 않았다.  $[0/90]$  의 경우 가장 낮은 비틀림 강도 및 강성을 보였으나 파손에 이를 때의 비틀림 각도는 가장 높았다. Cherniaev [29] 는 드라이브 샤프트 설계에서 섬유배향 각도, 적층순서 및 ply 두께 등과 같은 복합재를 특성화하는 다중파라미터 연구를 하였다. 드라이브 샤프트에서, 금속재 허브와 복합재 튜브는 보통 접착에 의해 결합하는데 화학접착제의 불안정성으로 인해 여러 가지 문제가 생긴다. 이와 같은 잠재적인 문제를 해결하기 위해 Sun [30]은 플렌지를 포함하는 튜브를 필라멘트 와인딩을 하여 CFRP 샤프트를 제조하였고 고유진동수와 진동감쇠에 대한 연구를 하였다. 금속재 플렌지가 내재된 복합재 샤프트의 고유진동수는 접착에 의해 결합된 복합재/플렌지에 비해 고유진동수가 낮았으며 금속재 플렌지는 다양한 섬유각도나 두께에 대하여 고유진동수에 큰 변화가 없었으며 CFRP 튜브와 드라이브 샤프트의 고유진동수는 유한요소해석으로 예측한 결과와 실험치가 잘 일치함을 보였다. Bilalis [31]은 복합재 샤프트의 정적 및 동적 기계적 거동을 모사하는 유한요소해석 모델과 복합재료의 적층 각도 순서

를 최적화하는 알고리즘과 결합하여 복합재 샤프트를 최적 구조 설계하는 모델을 제안하였다.

위에 살펴본 바와 같이 기존의 연구는 헬리컬 와인딩 각도로 적층할 때의 기계적 특성이 최대가 되는 각도에 대한 연구를 주로 수행하였다. 그러나, 실제로 필라멘트 와인딩을 하는 경우, 헬리컬 와인딩 뿐만 아니라 90°각도의 후프 와인딩도 함께 수행한다. 따라서, 후프 와인딩을 포함하는 적층 순서를 가지는 복합재 튜브에서 와인딩 각도 ( $\theta$ )에 따른 비틀림 특성 (비틀림 강성, 강도 및 최대 비틀림 각도)에 대한 연구가 필요하다.

커플링을 구성하는 중요한 부품인 디스크팩에 대하여 구조 역학을 사용한 디스크팩의 응력과 안전계수에 대하여 연구를 수행한 바 있다 [32~35]. Son [36]은 2MW 급 풍력발전기용 고속 커플링의 디스크팩에 대한 유한요소해석을 통하여 원소재의 두께를 최적화하였다. 0° 및 90°로 적층된 6mm, 7mm, 및 9mm 두께의 유리섬유강화 플라스틱 팩에 대한 해석 결과 7mm 두께의 소재가 가장 안정된 결과를 보였다. Bae [37]은 장축 커플링의 디스크팩 복합재 설계 최적화를 위하여 디스크 두께와 적층 쉬트(sheet)의 개수를 변화하여 구조해석을 하였으며 성능시험을 통하여 이를 검증하였다. 디스크 두께는 2.5~3mm

로 하였고 적층 쉬트 장수는 3~5층으로 변화를 하여 해석한 결과 쉬트가 4개 층으로 구성된 2.75mm 두께의 디스크팩이 가장 안전함을 보였다. Lee [38] 는 풍력발전기용 고속커플링의 안정성 검증을 위해 구조해석, 피로해석 및 최대속도 해석을 수행하였다. 구조해석 결과 디스크팩, 플렌지, 스페이서 및 토크리미터는 항복강도 대비 안전율이 1.3 이상임을 보였다. Bae [39] 는 풍력발전기용 고속커플링의 디스크팩과 스페이서의 소재로 유리섬유강화 플라스틱을 선정하여 유한요소해석과 실험으로 최적화 설계와 검증에 대한 연구를 수행하였다.

이상의 논문에서는 풍력발전기용 커플링에 대한 설계 및 해석을 수행하였으나 이 연구의 주제인 냉각탑용 커플링의 경우는 풍력발전기와 하중 조건이 현저하게 다르기 때문에 디스크팩의 형상, 체결 구멍 수, 사용재료 등에 대한 설계를 달리해야 한다. 따라서, 디스크팩에 대한 유한요소 해석을 통하여 쉬트의 프리프레그 적층각도 변화에 따른 디스크의 강성, 유연성 및 파손응력 영향을 확인하고 제조된 복합재 디스크팩에 대한 비틀림 시험을 수행하여 성능을 확인할 필요가 있다.

필라멘트와인딩 복합재에 대한 해석 관련 연구에서는, 고전적층이론 (Classical Lamination Theory)을 사용하여 복합재료를 직교 특성을 가지는 적층 구조로 모델링하고 있다 [40~42].

수치해석에서는 필라멘트와인딩 복합재는 보통 섬유 굴곡을 고려하지 않은 angle 플라이 (ply) 혹은 다방향 적층판으로 간주하여 해석하고 있다 [43~45]. 많은 연구에서 복합재의 파손 메카니즘을 제시하고 실험을 통하여 이를 규명하고자 하였으며 섬유 굴곡이나 와인딩 각도 및 와인딩 패턴과 같은 다양한 와인딩 파라미터가 와인딩 복합재의 성능에 미치는 영향을 연구하였다 [46~48]. 최근의 일반적인 수치해석 방법은 와인딩 패턴을 서로 다른 물성치를 가지는 두 개의 삼각형 모델로 분리하여 해석하고 있다. 이러한 이론에 근거하여 매크로(Macro) 크기로 모자이크 모델을 사용하여 유한요소해석을 하고 있으며 많은 연구에서는 반복 단위구조 셀 (Repeating Unit Cell)의 3차원 모델을 확립하는 시도도 이루어지고 있다. 최근에 수행된 3차원 모델에서는 [49], 필라멘트와인딩 복합재 튜브가 다양한 하중을 받을 때 미세 기계공학적 (micromechanical) 접근 방법을 통하여 점진적 파손 해석을 수행하였다. GMC (Generalized Method of Cell) 이라고 명명한 3D 유한요소 기하학적 모델을 제시하였으며 다양한 파손기준 하에서 미세손상을 결정하기 위해 독립적인 강도 파라미터를 추출하였다. 이를 통해 응력-변형 곡선을 구하였으며, 파손 양상을 이미지로 확인하였다. 인장, 비틀림 및 1:1 비율의 인장/비틀림 하중 조건에 대하여 와인딩 각

도의 변화에 따른 기계적 특성의 영향을 확인하였으며 이를 통한 예측 결과는 시험 결과와 잘 일치함을 보였다.



## 제2장 스페이서 복합재 튜브 설계 및 제조

### 2.1 필라멘트와인딩 성형법

복합재료 성형법 중에서 축대칭 형상을 제조하는 대표적인 방법인 필라멘트와인딩 성형법은 섬유를 감는 방식에 따라 Figure 5에 보는 바와 같이, 후프(Hoop) 와인딩, 헬리컬(Helical) 와인딩 그리고 축지선(Polar) 와인딩으로 구분할 수 있다. 튜브 형상의 구조물은 맨드릴을 회전시키면서 필라멘트의 공급부를 같은 방향으로 왕복시켜 와인딩하는 후프 와인딩과 헬리컬 방식을 함께 사용한다. Figure 6은 필라멘트 와인딩 공정을 보여주는 개념도이며, Figure 7은 대표적인 필라멘트와인딩 장비를 보여주고 있다. 필라멘트와인딩 성형법에 의한 복합재 제조는 다음과 같은 순서로 진행된다.

- (i) 수지 함침된 섬유 투입: 섬유 크릴에서 공급되는 여러 가닥의 섬유를 수지 탱크에 통과시킴으로써 수지가 코팅된 섬유를 형성
- (ii) 정해진 패턴으로 와인딩: 수지 코팅된 섬유는 롤러를 통과하면서 장력이 가해지고 이때 여분의 수지를 빠져나

오며, 섬유 가이드를 거쳐 맨드릴에 와인딩

- (iii) 경화: 와인딩 패턴에 의해 원하는 두께로 와인딩되면 맨드릴과 함께 와인딩 장비에서 분리하여 경화로에 이동시켜 경화로에서 정해진 경화 사이클에 따라 가열
- (iv) 탈형: 경화가 끝난 복합재에서 맨드릴을 제거하여 공정 완료. 맨드릴을 제거하기 위해 탈형 장비를 사용하기도 함.

복합재료의 기계적 특성을 좌우하는 것은 섬유 배열방향과 섬유체적률인데, 복합재 구조물에 작용하는 하중 방향으로 섬유를 주로 배열하고 섬유 포함량을 높여 섬유체적율을 증가시키는 것이 구조용 복합재료 설계에서 중요하다. 섬유를 맨드릴 위에 와인딩 할 때 섬유의 장력이 너무 강하면 섬유가 끊어지게 되며 장력이 약하면 섬유 굴곡이 생기고 수지포함량이 과다하게 된다. 따라서, 목표하는 기계적 특성의 복합재 튜브를 얻기 위해서는 맨드릴의 회전속도와 이송체의 이동속도를 조절이 중요하다. 결정된 각도와 패턴은 프로그램하여 작업에 사용한다.

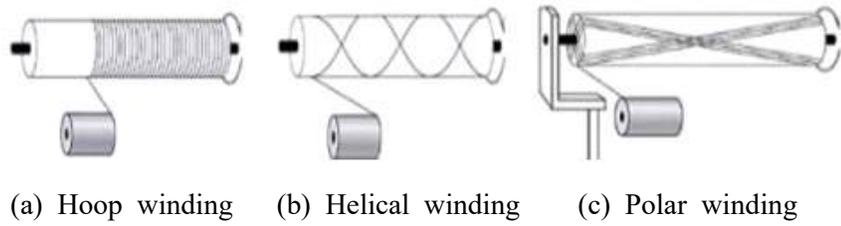


Figure 5 Basic pattern of filament winding.

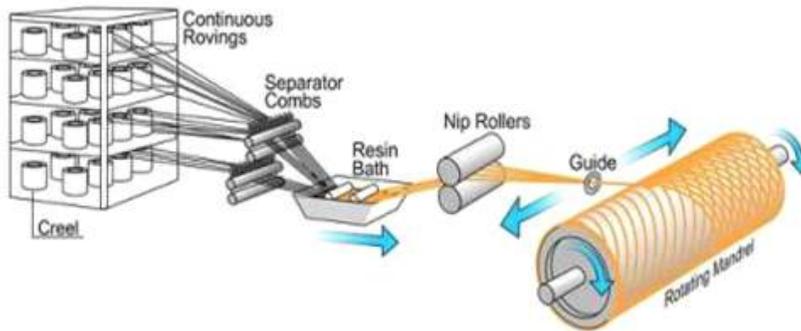


Figure 6 Schematic of filament winding process.



Figure 7 Typical filament winding machine.



## 2.2 맨드렐 설계

필라멘트 와인딩에 사용하는 맨드렐은 표면을 연마한 강재 (steel)을 사용한다. Figure 8은 맨드렐을 보여주고 있다. 와인딩이 완료되면 맨드렐은 수지가 함침된 보강섬유와 함께 회전하면서 경화 공정을 거치게 되는데 이때 90°C 이상의 고온에 노출됨으로 맨드렐 무게와 온도의 영향으로 처짐이 일어나게 된다. 이 처짐으로 인하여 복합재도 변형이 일어나기 때문에 맨드렐의 설계는 복합재의 변형을 최소화하기 위해 중요하다. 제조하는 복합재 파이프의 길이가 짧은 경우에는 처짐을 무시할 수 있으나 길이가 긴 경우에는 복합재의 변형을 최소화하는 맨드렐 설계가 필요하다.

맨드렐의 처짐에 영향을 주는 것은 재료의 탄성계수, 단면 2차모멘트, 작용하는 하중 및 길이이다. 맨드렐이 복합재료와 함께 오븐 내에서 경화할 때 회전시키게 되는데 이 때 한쪽 끝은 척과 같은 장치로 고정하고 맨드렐의 다른 쪽 끝은 길이 방향으로 자유롭게 움직이도록 한다.



Figure 8 Mandrel for filament winding.

이와 같은 경계 조건에서 맨드렐의 최대 처짐 ( $\delta$ )은 다음 식으로 표시된다.

$$\delta = \frac{\omega l^4}{185EI} \quad (1)$$

여기서,  $\omega$ 는 분포하중으로서 단위길이 당 무게이며,  $l$ 은 맨드렐의 길이,  $E$ 는 재료의 탄성계수,  $I$ 는 맨드렐의 2차 단면계수이다.  $\omega$ 와  $I$ 는 단면의 형상과 관련이 있으며 맨드렐의 단면은 보통 원형이거나 무게를 줄이기 위해 튜브형을 사용한다. 식 (1)로부터 원형 맨드렐의 처짐과 튜브형 맨드렐의 처짐 비를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\delta_s}{\delta_t} = \frac{\omega_s I_t}{\omega_t I_s} \quad (2)$$

여기서, 첨자 s 및 t는 각각 원형 (solid) 단면과 튜브형 (tube) 단면을 의미한다. 2차 단면계수  $I_s$ 와  $I_t$ 는 다음과 같다.

$$\delta_s = \frac{\pi D^4}{32} ; \delta_t = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \quad (3)$$

여기서,  $D$  와  $d$  는 각각 원형 혹은 튜브 단면의 외경 및 내경이다. 즉, 외경이 같을 때의 원형과 튜브형 단면의 처짐을 비교하기 위한 것이다. 식 (2)에서 맨드렐의 무게는 단면적에 비례함을 고려하고 식 (3)을 대입하여 정리하면 단면이 원형일 때와 튜브형일 때의 최대 처짐 비율은 다음 식으로 구해진다.

$$\frac{\delta_s}{\delta_t} = [1 + (\frac{d}{D})^2] \quad (4)$$

이 식에서, 튜브형 단면을 가지는 맨드렐이 원형 맨드렐에 비하여 최대 처짐이 항상 작게 나타남을 알 수 있다.

다양한 크기의 복합재 파이프를 제조하기 위해 맨드렐도 다양한 직경과 길이를 준비해야 한다. 맨드렐의 외경은 복합재 파이프의 내경이 되므로 제조하고자 하는 복합재의 치수에 맞게 정한다. 본 연구에서는 실제로 사용되고 있는 냉각탑용 복합재

파이프의 크기를 참고하여 이러한 다양한 복합재 파이프를 제조할 수 있는 맨드렐을 설계하였으며 그 크기를 Table 1에 정리하였다.

이렇게 설계된 맨드렐 크기에 대한 최대 처짐 차이를 살펴보고자 한다. 먼저, 맨드렐 단면 형상이 원형인 경우와 튜브형인 경우에 대해 맨드렐 직경 변화에 따른 처짐을 비교하였다. Table 2는 세 종류의 직경일 때의 단면 형상 차이에 따른 처짐량 비율을 보인 것이다. 이 표에서 보는 바와 같이, 튜브형 맨드렐이 원형 맨드렐의 처짐보다 1.6배 이상 작은 처짐을 보인다. 따라서 와인딩 복합재의 치수 정밀도를 유지하기 위해서는 튜브형 맨드렐을 사용하는 것이 필요함을 알 수 있다.

Table 1 에 나와 있는 맨드렐의 크기에 따른 처짐을 계산하기 위해 식 (1)을 이용하고 강재의 밀도와 탄성계수는 각각  $7.85 \text{ g/cm}^3$ ,  $210 \text{ GPa}$ 을 적용하였다. 맨드렐 길이는  $5000\text{mm}$ 로 고정하고, 튜브의 외경이 다를 때 각각의 처짐을 비교한 결과를 Figure 9에 나타내었다. 이 그래프에서 보는 바와 같이, 직경이 클수록 처짐은 감소함을 볼 수 있다. 그 이유는 식 (1)에서 보는 바와 같이, 맨드렐의 무게가 직경의 제곱에 비례하여 증가하나 단면 2차 모멘트는 직경의 4제곱에 비례하므로 처짐은 직경의 제곱에 반비례하여 감소하기 때문이다.

Table 1 Dimension of tube section mandrel (unit: mm)

OD (D)	64	80	100
ID (d)	50	65	80
Thickness (t)	7	7.5	10
Length (L)	3200, 4200, 5000		

Table 2 Deflection ratio of mandrels with different diameters

D (mm)	d (mm)	T (mm)	$\delta_s/\delta_t$
64	50	7	1.61
80	65	7.5	1.66
100	80	10	1.64

튜브 맨드렐의 외경이 일정하고 길이를 변화시킬 때의 처짐 변화를 Figure 10에 나와 있다. 예상대로 길이가 길수록 처짐이 증가함을 볼 수 있으며, Figure 9의 직경 100mm와 비교하면 같은 길이일 때 직경이 클수록 처짐이 작음을 알 수 있다.

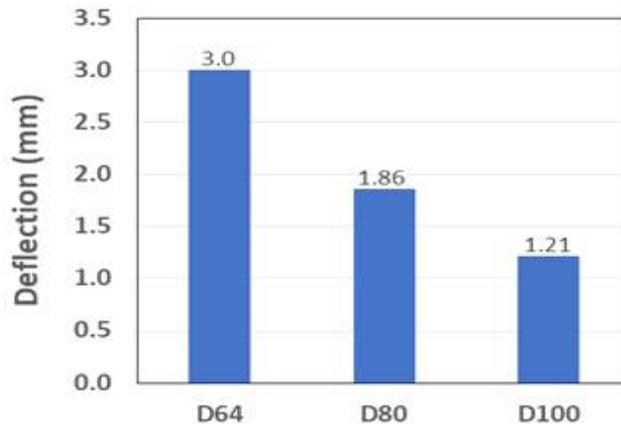


Figure 9 Maximum deflection of a tubular section mandrel with various diameters. (length: 5000mm)

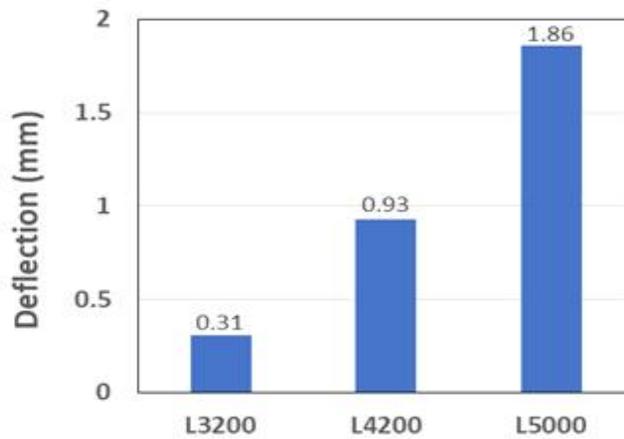


Figure 10 Maximum deflection of a tubular section mandrel with various length. (diameter: 80mm)

## 2.3 복합재료 기본 물성치 시험

최적의 섬유 적층 각도를 구하기 위한 복합재료 튜브 구조물의 해석에서, 재료 물성에 대한 입력값으로 일방향 (UD, Uni-Directional) 복합재료에 대한 기본 물성치가 필요하다. 일방향 복합재에 대한 물성치는 섬유 제조사에서 제공하는 값을 참고하거나 혹은 여러 문헌에서 보고되는 결과를 이용할 수 있다. 그러나, 사용 섬유뿐 아니라 시편의 제조 방법에 따라 물성치의 변화가 크기 때문에 본 연구에서는, 해석의 정확도와 신뢰도를 높이기 위해 복합재 튜브를 제조하는 방법과 동일하게 필라멘트와인딩 성형법을 사용하여 일방향 평판을 제조한 후 시편을 추출하여 기계적 시험을 하였다.

사용 섬유는 TORAY 사의 탄소섬유인 T700SC- 24000-50C이며 수지는 국도화학의 에폭시를 사용하였다. Figure 11에 보는 바와 같이 필라멘트 와인딩 기계를 사용하여 평판을 제작한 후 오븐 내에서 90°C에서 2시간 동안 경화하였다. Figure 12는 경화 후의 복합재 평판을 보인 것이다.



Figure 11 Winding of a UD composite plate.

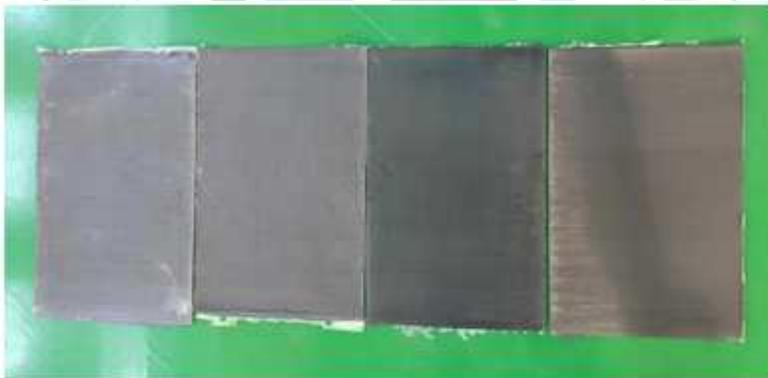


Figure 12 UD composite plate for test specimen.

섬유체적율은 복합재의 기계적 물성을 좌우하는 것으로서 이 측정값을 통하여 제조와 관련한 복합재료의 구조 건전성을 확인할 수 있다. 섬유체적율을 측정하기 위해 제조된 복합재료 튜브의 길이 방향 및 원주방향으로 각각 세 군데에서 20x20mm의 크기로 채취하였으며 소각법으로 측정하였다. 사용한 규격은 ASTM D3171-15 (Standard Test Methods For Constituent Content of Composite Materials) 였다. Figure 13은 정밀저울을 사용하여 시편의 무게를 측정하는 모습이다.



Figure 13 Measurement of composite sample weight using a precision balance.

각 시편에 대한 섬유체적율 결과는 Table 3 에 보인 바와 같으며 평균값은 56.4% 이었고 기공율은 약 3.7% 였다. 필라멘트 와인딩에 의한 복합재 성형은 고성능 복합재 성형법인 오토클레이브 성형에 비해 기공율이 높게 나타나나 5% 이내의 값을 보이는 것을 볼 때 양호한 수준임을 보여주고 있다.

복합재 구조 설계를 위한 기본적인 기계적 물성치는 인장, 압축, 면내전단에 대한 탄성계수 및 강도값이다. 이 물성치를 얻기 위해 사용한 시험규격은 Table 4에 보인 바와 같다.

Table 3 Results of fiber volume fraction of the composite sample

No.	Composite density [g/cm <sup>3</sup> ]	Fiber weight fraction [%]	Fiber volume fraction [%]	Resin weight fraction [%]	Resin volume fraction [%]	Void fraction [%]
1	1.493	68.1	56.5	31.9	39.7	3.8
2	1.489	67.4	55.8	32.6	40.5	3.7
3	1.500	68.4	57.0	31.6	39.5	3.5
4	1.493	67.8	56.2	32.2	40.1	3.7
5	1.491	67.2	55.7	32.8	40.8	3.5
6	1.499	68.5	57.0	31.5	39.3	3.7
Avg.	1.494	67.9	56.4	32.1	40.0	3.7

Table 4 Standard test specification.

	Specification	Title
Tensile Test	ASTM D3039/D 3039M - 08	Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials
Compression Test	ASTM D3410/D 3410M - 03	Standard Test Method for Compressive Properties of Polymer Matrix Composite Materials with Unsupported Gage Section by Shear Loading
In-plane Shear Test	ASTM D5379/D 5379M - 05	Standard Test Method for Shear Properties of Composite Materials by the V-Notched Beam Method

Figure 14 및 Figure 15는 일방향 복합재료 시편의 0° 방향과 90° 방향의 인장시험 시편형상을 보인 것이며 복합재 평판에서 기계 가공하였다. Figure 16 및 Figure 18은 일방향 복합재료 시편의 0° 방향과 90° 방향의 인장시험 결과로서 응력-변형률 곡선을 보인 것이다. 0° 방향 인장특성은 섬유 배열과 같은 방향이기 때문에 응력-변형률 곡선이 직선을 이루며 Figure 17에 보인 바와 같이 취성 파손 특성을 보이고 파손 하중도 매우 높게 나타났다 (Figure 16). 90° 방향의 인장시험의 경우에는 섬유 방향이 하중방향에 대하여 90°로 배열되어 있으므로 대부분의 하중은 수지가 담당하게 되어 Figure 18 에서 보는 바와 같이

매우 낮은 하중에서 파손이 일어나고 파단면도 수지 영역에서  
 일어남을 볼 수 있다 (Figure 19).

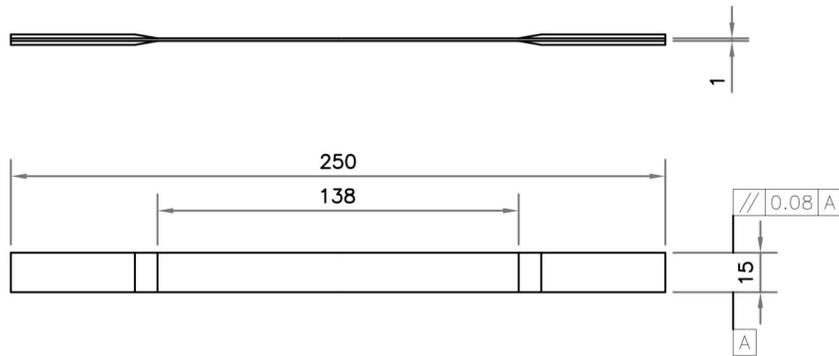


Figure 14 Drawing of 0° tensile test specimen.

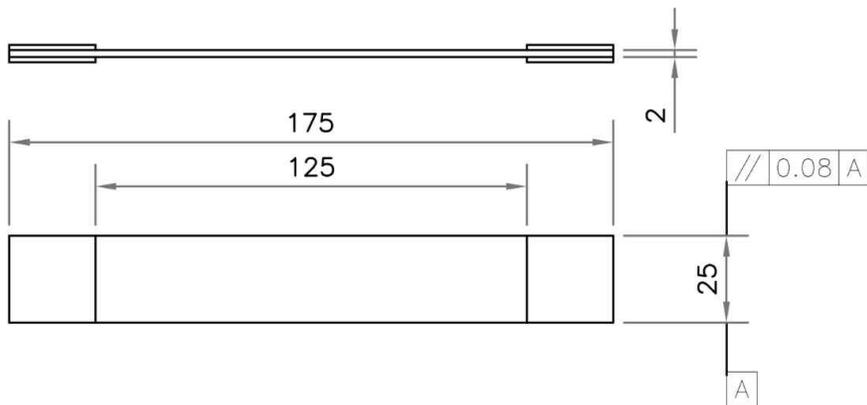


Figure 15 Drawing of 90° tensile test specimen.

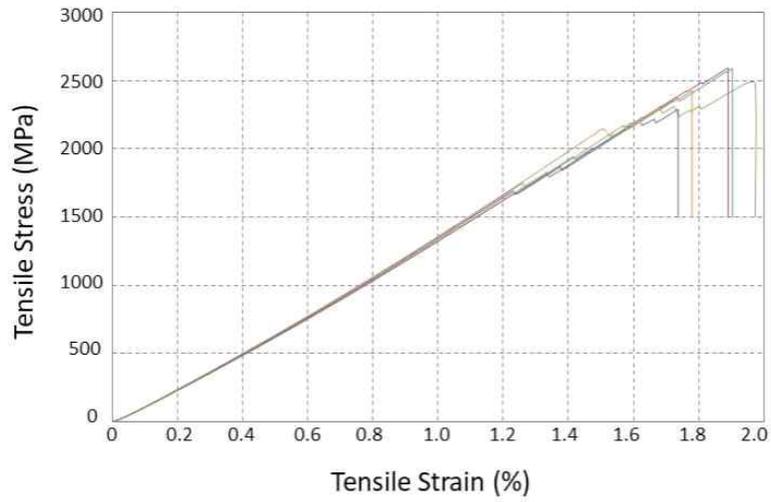


Figure 16 Tensile stress-strain of 0° specimen.

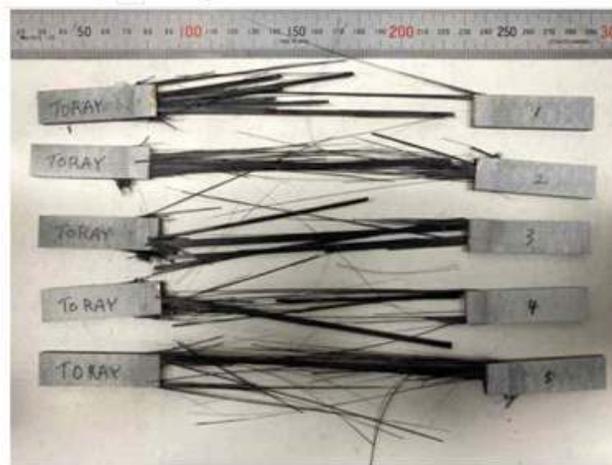


Figure 17 Failed 0° specimens after tensile test.

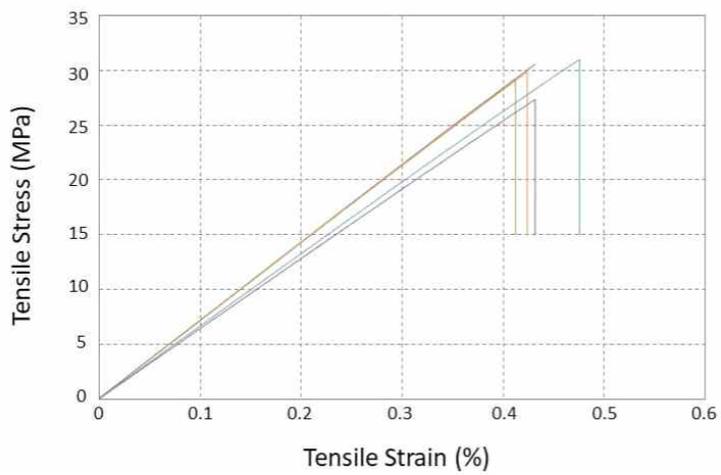


Figure 18 Tensile stress-strain of 90° specimen.

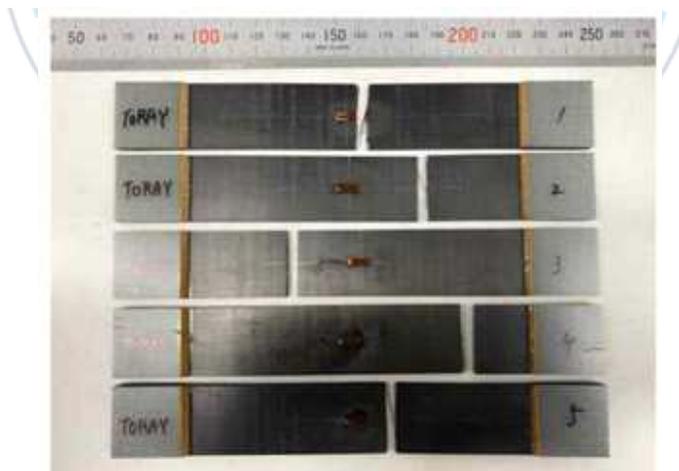


Figure 19 Failed 90° specimens after tensile test.

Figure 20 및 Figure 21은 일방향 복합재료 시편의 0° 방향과 90° 방향의 압축시편 형상을 보인 것이다. Figure 22 및 Figure 24는 일방향 복합재료 시편의 0° 방향과 90° 방향의 압축시험 결과로써 응력-변형을 곡선을 보인 것이다. 0° 방향 압축 특성은 섬유 배열과 같은 방향이기 때문에 대부분의 하중을 섬유가 받게 되고 섬유의 좌굴을 수지가 지지하는 형태인 kink 파손 모드를 보였다 (Figure 23). 90° 방향의 압축시험의 경우에는 섬유 방향이 하중 방향에 대하여 90°로 배열되어 있기 때문에 대부분의 하중은 수지가 담당하게 되어 매우 낮은 하중에서 파손이 일어나고 파단면도 수지 영역에서 일어나는 것을 볼 수 있다 (Figure 25). 따라서 Figure 24에서 보는 바와 같이 파손도 고분자 재료의 압축 양상인 비선형 거동을 보인다. 탄성율은 초기의 선형 부분에서의 기울기 값으로 계산된다.

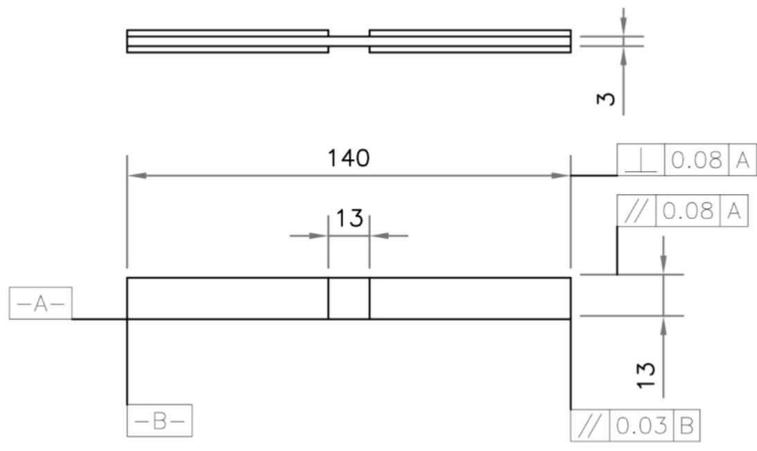


Figure 20 Drawing of 0° compression test specimen.

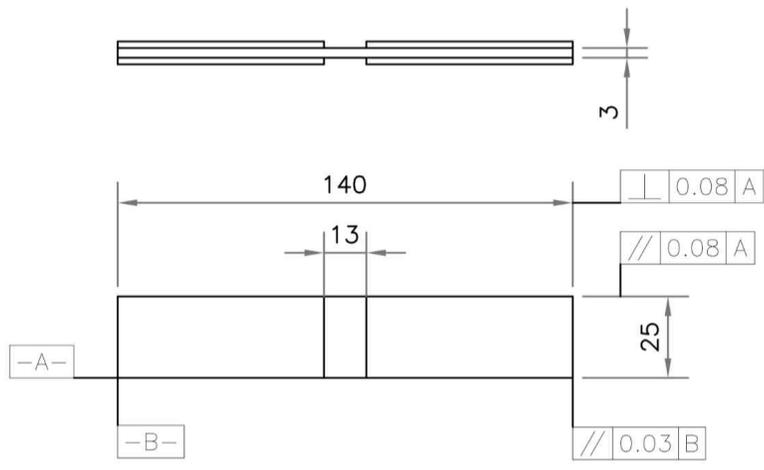


Figure 21 Drawing of 90° compression test specimen.

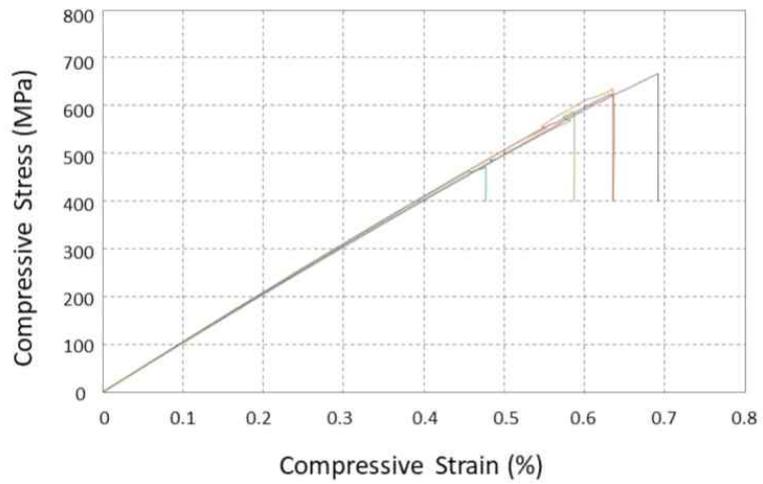


Figure 22 Compressive stress-strain of 0° specimen.

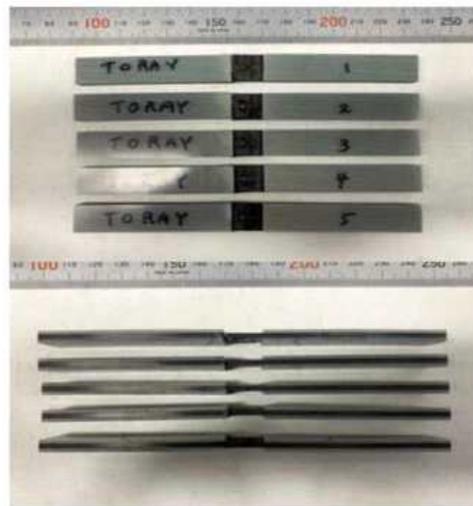


Figure 23 Failed 0° specimens after compressive test.

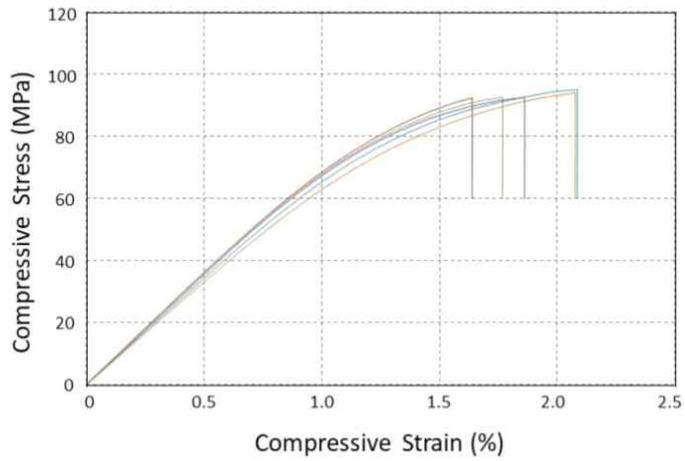


Figure 24 Compressive stress-strain of 90° specimen.

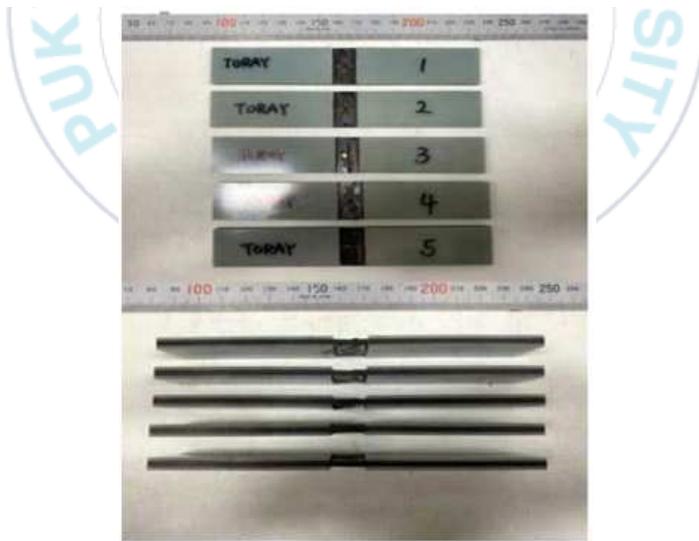


Figure 25 Failed 90° specimens after compressive test.

Figure 26은 일방향 복합재료 시편의 면내전단시험의 시편 형상을 보인 것이다. Figure 27은 일방향 복합재료 시편의 면내전단시험 결과로서 응력-변형을 곡선을 보인 것이다. 전단 하중은 섬유에 직접 가해지지 않고 Figure 28에서 보는 바와 같이 섬유의 길이 방향을 따라 파손되므로 낮은 강도값과 탄성율을 보인다. 탄성율은 초기의 선형 부분에서의 기울기 값으로 계산된다. 파손도 0° 압축시험과 유사하게 고분자 재료와 같은 비선형 거동을 보인다 (Figure 27).

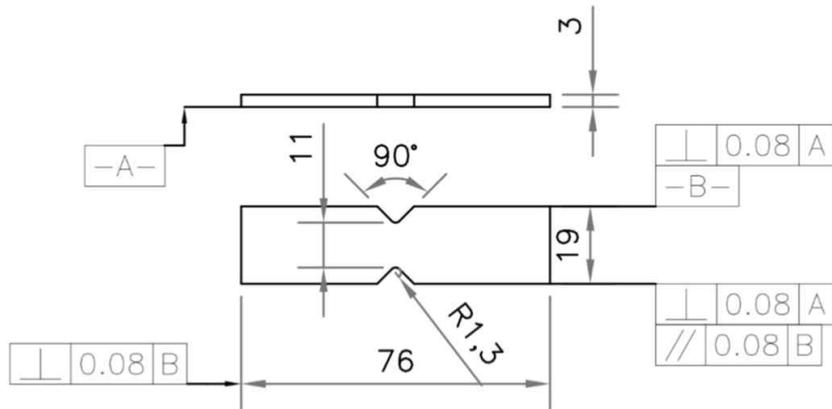


Figure 26 Drawing of in-plane shear test specimen.

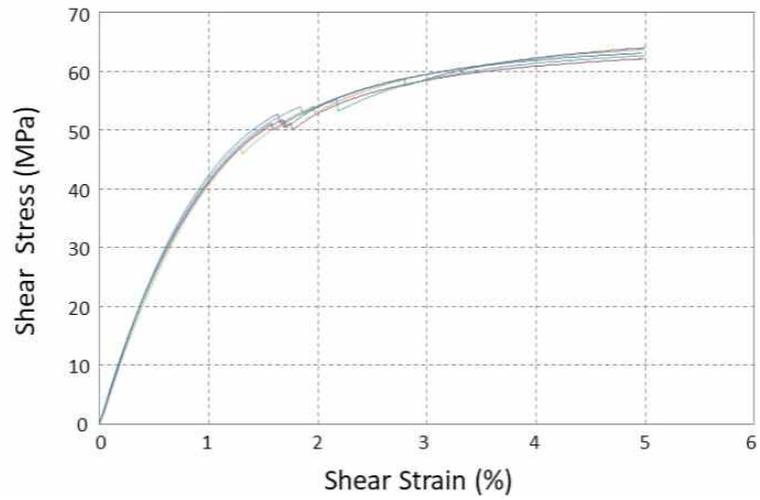


Figure 27 In-plane shear stress-strain of 0° specimen.

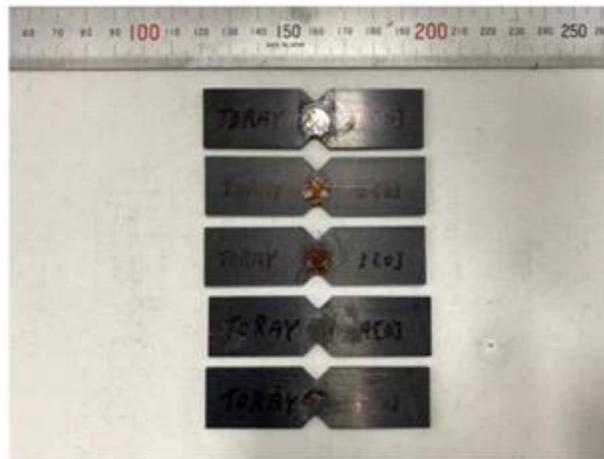


Figure 28 Failed specimens after in-plane shear test.

이상의 섬유 방향별 인장, 압축, 전단 시험에 대한 결과를 Table 5에 정리하였다. 각 값의 괄호 안의 숫자는 표준편차를 나타낸 것이다. Table 5는 일방향 복합재료 기계적 특성시험 결과로서 복합재료의 구조해석 시 입력데이터로 사용하였다.

Table 5 Mechanical properties of UD wound composites

	Orientation	Elastic Modulus (GPa)	Strength (MPa)	Poisson Ratio
Tensile	0°	127(±1.0)	2474(±125)	0.31 (±0.01)
	90°	6.8(±0.3)	29.6(±1.4)	
Compression	0°	101(±1.0)	593(±76)	
	90°	7.0(±0.3)	92.9(±1.2)	
In-plane Shear		4.47(±0.11)	63.0(±0.8)	

## 2.4 복합재 튜브 구조해석 및 설계

복합재 튜브의 기계적인 특성을 크게 좌우하는 것은 섬유가 와인딩되는 적층 각도이다. 냉각탑의 복합재 튜브에 적용하는 각도는 헬리컬 와인딩과 후프 와인딩을 함께 사용한  $[\pm\theta/90/\pm\theta/\pm\theta/90]$ 를 고려하였으며, 헬리컬 각도  $\theta$ 의 변화에 따른 복합재 튜브의 구조 강도를 해석하였다. 복합재 튜브 모델링은 ANSYS Workbench 2020 R2의 적층복합재료 모델링 툴인 ACP를 사용하였다, 각도별로 세 종류의 복합재 튜브 ( $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ )에 대한 모델링을 수행하였다. 튜브의 구속조건은 일단고정-타단지지 조건을 사용하였으며, 정중앙에는 1000N의 하중을 가하여  $\theta$ 의 변화에 따른 처짐과 파손 여부를 확인하였다. 이 하중은 복합재 튜브가 설치되거나 운용 중, 전체 길이의 중간에 100kg 중량의 사람이나 물체가 위치하는 경우를 가정한 것이다. Figure 29는 복합재 파이프에 작용한 하중 조건을 보인 것이다.

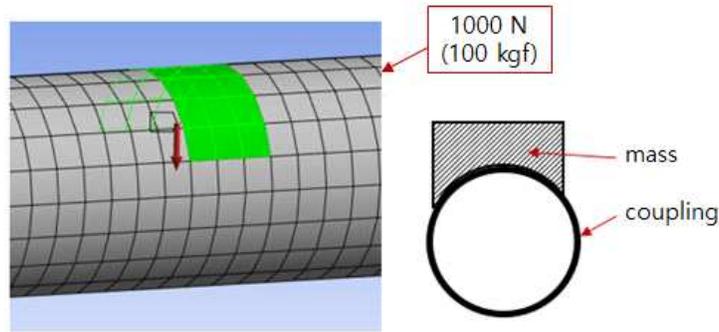
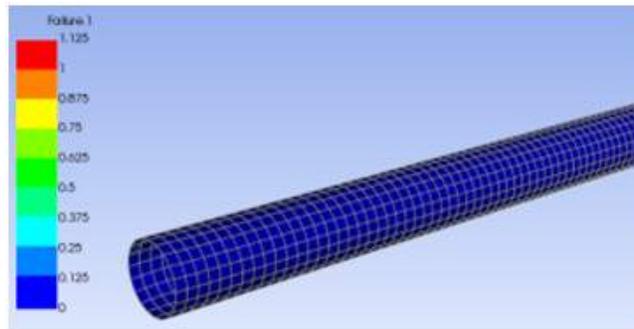


Figure 29 Load condition at composites tube.

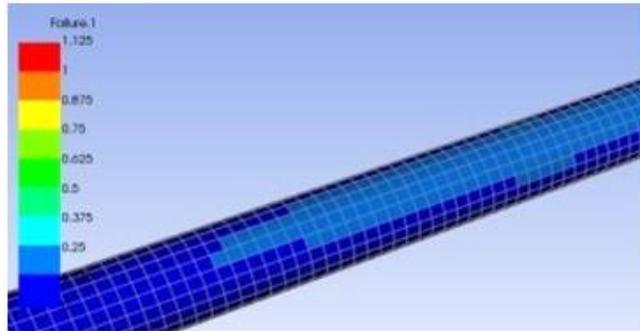
적층복합재료는 파손 여부를 확인할 때 복합재료의 파손 기준(failure criteria)를 사용한다. 본 해석에서는 일반 금속재료에도 사용되는 파손기준인 Maximum stress, Maximum strain criteria와 더불어 복합재료의 파손 기준인 Tsai-Wu 및 Tsai-Hill theory를 적용하였으며, 4개의 파손 기준 중 어느 하나라도 파손 지수가 1을 초과할 때 복합재료가 파손되는 것으로 가정하였다.

1000N이 작용할 때 적층 패턴별 처짐과 파손 지수 결과가 Figure 30에 나와 있다. Figure 30(a)는 적층순서  $\theta=15^\circ$ 인 경우 파손지수 분포를 보인 것으로 최대 처짐은 7.17mm 이었으며 파손지수는 0이었다. Figure 30(b)는 적층순서  $\theta=30^\circ$ 인 경우 파손지수 분포를 보인 것으로 최대 파손지수는 복합재 튜브의 정중앙 상부에서 0.25를 보였으며 압축이 발생하는 지점이었다.

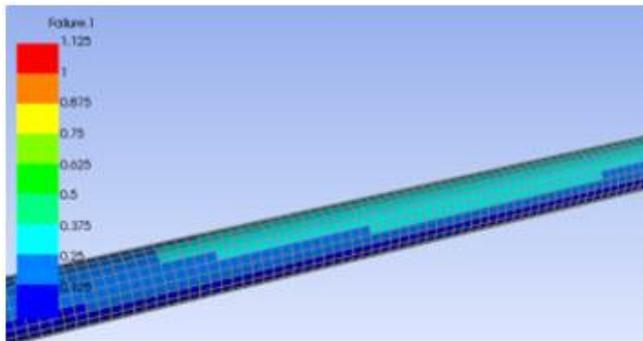
정중앙 부위의 최대 처짐은 11.32mm 이었다. Figure 30(c)는 적층순서  $\theta=45^\circ$  인 경우 파손지수 분포를 보인 것으로  $\theta=30^\circ$  인 경우와 동일한 지점에서 최대 파손지수는 0.38이었으며 최대 처짐은 25.3mm이었다. 파손지수가 모든 경우에 대해 1 이하이므로 안전하다고 볼 수 있다. 세 가지 적층 각도  $\theta$ 의 변화에 따른 최대 처짐과 파손지수 비교를 볼 때,  $\theta$ 가 증가함에 따라 처짐도 점차 증가하며, 변형이 클수록 파손지수도 증가함을 알 수 있다. 그러나 이 하중에서는 최대 파손지수가 0.38이므로 세 종류의 적층패턴 모두 안전하며  $\theta=15^\circ$  의 경우가 가장 안전한 것으로 평가된다.



(a)  $\theta=15^\circ$



(b)  $\theta=30^\circ$



(c)  $\theta=45^\circ$

Figure 30 Failure index distribution with variations of stacking sequence.

## 2.5 복합재 튜브 제조 및 치수검사

사용한 맨드렐은 길이 5000mm, 외경 100mm, 내경 80mm인 강재 튜브이다, 섬유는 TORAY 사 탄소섬유인 T700SC-24000-50C이며, 수지는 국도화학의 에폭시를 사용하였다. 적층 각도는  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$  로서 총 8 ply를 적층하였으며  $90^\circ$  층이 외부층이다. 와인딩이 완료된 후 맨드렐과 적층 재료는 오븐에 넣어 전체를 회전시키면서  $90^\circ\text{C}$ 에서 2시간 동안 경화하였다. 경화 후 상온까지 냉각시킨 후 복합재를 맨드렐에서 제거하여 탈형하였다. Figure 31은 필라멘트와인딩 기계에서 맨드렐에 수지가 함침된 탄소섬유가 와인딩되는 모습을 보인 것이다. Figure 32 (a)는 맨드렐에서 탈형한 후 기계 가공한 복합재 튜브를 보인 것이며 Figure 32 (b)는 복합재 튜브의 단면과 내부를 보인 것이다. 튜브의 크기는 길이 3300mm, 내경 100mm, 외경 107mm이다.

복합재 튜브의 와인딩 각도에 의한 섬유 배열을 확인하기 위해 튜브의 길이 방향 및 원주 방향으로 시편을 채취하여 그 단면을 현미경을 이용하여 관찰하였다. Figure 33 (a) 및 (b)는 각각 튜브의 길이 및 원주 방향의 단면으로서 와인딩 각도인  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$ 를 확인할 수 있다. 원주 방향의 단면에서

와인딩 각도 90°로 배열된 섬유는 섬유길이 방향의 단면을 볼 수 있으며 튜브의 길이 방향 단면에서는 와인딩 각도 90°로 배열된 섬유의 경우에는 섬유 번들의 단면을 볼 수 있다. 복합재 튜브의 단면 사진에서 검은 점은 기공이며 비교적 작은 크기의 기공 분포를 보여주고 있다.



Figure 31 Filament winding of a composite pipe.

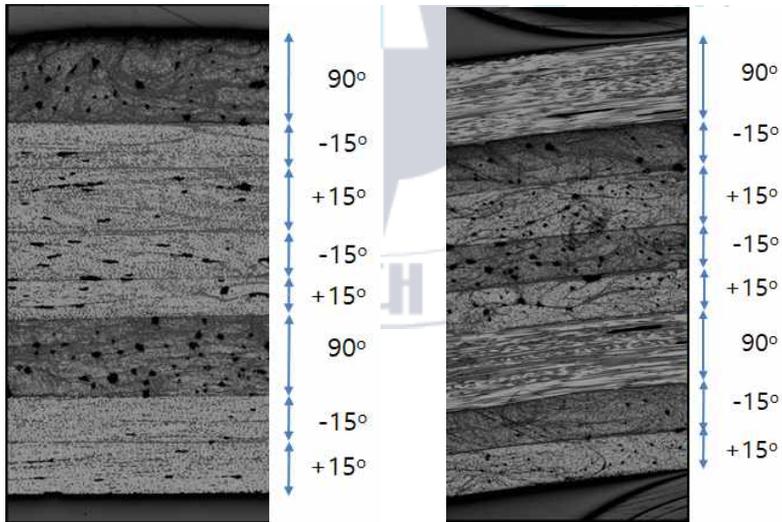


(a) Entire length



(b) End section

Figure 32 Composites pipes.



(a) Longitudinal section

(b) Circumferential section

Figure 33 Cross-section of a composite tube.

맨드릴의 처짐에 따른 복합재의 굽힘 변형을 확인하기 위하여 길이 3300mm, 내경 100mm 인 튜브 5 개에 대하여 다이얼 게이지를 사용하여 측정하였다. Figure 34는 파이프의 굽힘 변형을 측정하는 모습이다. 맨드릴의 처짐은 Figure 9의 D100의 결과에 보인 바와 같이 1.21mm로 예측되었으나 경화 후 복합재 파이프의 변형은 길이 방향의 직진도에서 평균 1.546mm로 측정되어 약 22%의 오차를 보여주고 있다. Table 6에 측정 결과와 예측치를 요약하였다. 오차가 비교적 크게 나타났지만, 본 연구를 통하여 복합재 파이프의 변형이 발생하는 원인이 맨드릴의 처짐변형 때문임을 확인할 수 있었다. 맨드릴의 처짐 크기 예측에 비해 복합재의 변형이 크게 나타난 이유는 복합재의 경화 중 가해진 열에 의하여 경화 후 잔류응력이 발생하여 실제보다 더 큰 굽힘이 발생하였기 때문으로 판단된다.



Figure 34 Deflection measurement of a composite tube.

Table 6 Comparison of deflection results between composites pipe and mandrel. (unit: mm)

Measured Data	1.43	1.52	1.64	1.56	1.58
Average	1.546				
Prediction	1.21				

## 2.6 요약

와인딩 맨드렐 설계, 최적의 적층각도 설계를 위한 구조해석, 필라멘트 와인딩 공정을 적용하였고 탄소섬유를 보강재로 하고 에폭시 수지를 기지재로 하여 냉각탑용 복합재 튜브(길이 3300mm, 내경 100mm, 두께 3.5mm)를 제조하였다. 맨드렐 설계에서는 복합재료 튜브의 굴곡 변형을 최소화 하기 위한 맨드렐의 단면형상, 직경 및 길이의 영향을 확인하였다. 튜브형 맨드렐이 원형 맨드렐보다 1.6배 이상 작은 처짐을 보이기 때문에 치수 정밀도를 유지하기 위해서는 튜브형 맨드렐을 사용하는 것이 필요하다.

해석의 정확도와 신뢰도를 높이기 위해 최종 제품인 복합재 튜브를 제조하는 필라멘트 와인딩 성형법을 사용하여 일방향 복합재 평판을 제조한 후 시편을 추출하여 기계적 시험을 하였으며 이 시험 결과를 구조해석의 입력데이터로 사용하였다. 다양한 적층 각도에 대한 구조 강도 해석을 하였으며, 파이프의 기계적 성능과 와인딩 용이성을 고려하여 최적 적층 각도를 결정하였다. 적층 각도는  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$ 이며 총 8 ply를 적층하여 복합재 파이프를 제조하였다.

맨드렐의 처짐에 따른 복합재의 굽힘 변형을 측정하여

예측치와 비교하였다. 길이 3300mm, 내경100mm인 파이프의 변형은 길이 방향의 직진도에서 평균 1.546mm이었으며 예측치와 약 22%의 오차를 보였다. 맨드렐의 처짐 크기에 대한 예측에 비해 복합재의 변형이 크게 나타난 이유는 복합재의 경화 중 가해진 열에 의하여 경화 후 잔류응력이 발생하여 실제보다 더 큰 굽힘이 발생하였기 때문으로 보인다.



## 제3장 디스크팩 설계 및 구조해석

### 3.1 디스크팩 설계 및 제작

디스크팩은 유연한 재료 특성과 토크를 견디는 강도를 가져야 하므로 이 둘의 특성을 모두 가지는 재료가 필요하다. 주로 사용되고 있는 재료는 유연성을 위한 고무 계열의 수지와 고강도의 유리섬유 복합재를 같이 사용하고 있다. 유리섬유 복합재는 수지가 에폭시인 얇은 쉬트 형태이며 이 쉬트를 적층하고 그 사이에 고무 계열 수지가 함침된 구조를 가진다.

Figure 35는 본 연구에서 고려한 디스크팩의 형상이다. 체결 구멍수는 6개이며 금속재 캡으로 되어있다. 디스크팩의 내부는 구멍 주위에 땅콩 모양의 유리섬유 복합재 쉬트 3장이 적층된 구조이며, 쉬트의 주변은 고무 계열 수지로 채워져 있다. 복합재 쉬트는 체결 구멍을 중심으로 서로 엇갈리게 적층된 모습을 보여주고 있다. 디스크팩의 크기는 전달 토크의 크기와 튜브 직경에 비례하여 정해진다.

디스크팩의 설계 변수는 쉬트의 두께, 장수 및 복합재료 쉬트를 구성하는 프리프레그의 적층 각도이다. 디스크 소재는 복합재 튜브보다 먼저 파손이 일어나야 하므로 강도와 강성이 복합

재 튜브보다 낮은 재질이 되어야 한다. 낮은 변형 강성과 높은 토크를 전달할 수 있는 유연성 구조를 설계하기 위하여 프리프레그의 적층 순서는  $0^\circ$  층과  $90^\circ$  층을 혼합한 각도로서 [0/0/90/0/0]로 하였다. 여기서, 각도는 체결 구멍 사이의 길이 방향을  $0^\circ$ , 그 직각 방향을  $90^\circ$ 로 정의하였다. 이 적층에서  $0^\circ$  층은 높은 강성을 위한 것이며  $90^\circ$  층은 낮은 강성 즉, 유연성을 제공하기 위한 것이다.

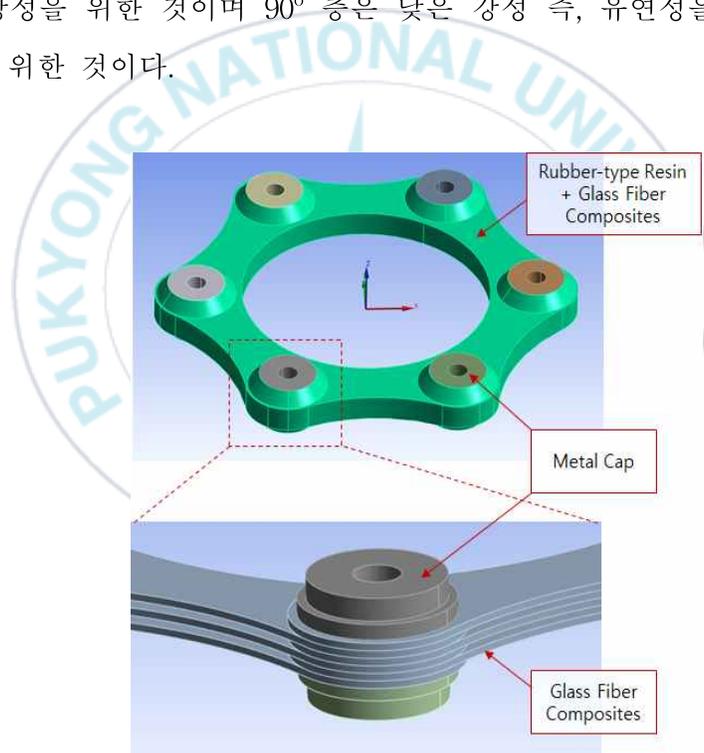


Figure 35 Disc pack modelling showing lamination of composite sheet around a hole.

설계된 디스크를 제조하기 위해 RTM (Resin Transfer Molding) 공정을 사용하였다. Figure 36은 프레스 가압 공정 모식도이다. 공정 순서는 성형 재료를 준비하고 이를 하부 금형 위에 장착하고 상부 금형을 위치시킨 뒤 프레스에서 압력을 가하고 수지를 주입하였다. 수지 주입이 완료되면 금형에 열을 가하여 경화한 후 디스크팩을 탈형하였다. Figure 37은 RTM 공정에 사용한 성형 재료인 쉬트이며 프리프레그가 0°와 90°로 적층된 것이다. Figure 38은 디스크팩 제조에 사용한 프레스이며, 디스크팩의 모습은 제2장의 Figure 4에 보인 바와 같다.

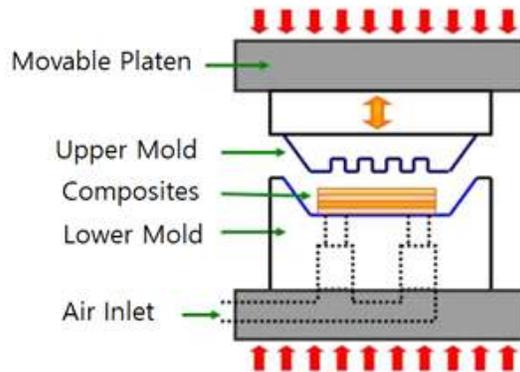


Figure 36 Schematic of RTM process.



Figure 37 Sheets of laminated prepreg for disc pack manufacturing.



Figure 38 Press for RTM process.

## 3.2 수지 경화 거동 분석

디스크팩에 사용되는 프리프레그의 경화 거동을 분석하기 위해 DSC (Differential Scanning Calorimetry)를 사용하였다. DSC 열분석은 수지의 유리전이온도 (glass transition temperature) 나 발열반응을 측정하는 방법이다. 유리전이 온도는 가교 밀도 (cross-linking density) 가 증가하면서 올라가며, 발열반응의 크기는 가교 밀도가 증가할수록 감소한다. 발열 에너지는 열 유동 곡선으로부터 계산할 수 있으며 중합 구조의 반응속도를 결정하는 데 주로 사용된다. DSC의 경화 거동으로부터 수지의 최적 성형 조건을 구할 수 있다. DSC를 사용한 열경화성 수지의 경화 거동은 보통 세 가지 방법으로 결정된다. 즉, Single dynamic heating, Multiple dynamic heating 및 세 가지 이상의 서로 다른 온도에서 Isothermal cure 하는 방법이다. 이 중 Isothermal 방법은 에폭시 수지와 같은 열경화성 수지의 경화 거동을 가장 정확하게 측정하는 방법이기 때문에 본 연구에서는 이 방법을 사용하였다. Figure 39는 Isothermal 방법으로 측정한 프리프레그 수지의 발열반응 곡선을 보여주고 있다. 120°C 온도에서 40분이 경과 할 때 곡선이 일정한 기울기를 보이기 때문에 프리프레그의 경화 온도는 120°C 로 결정하였다.

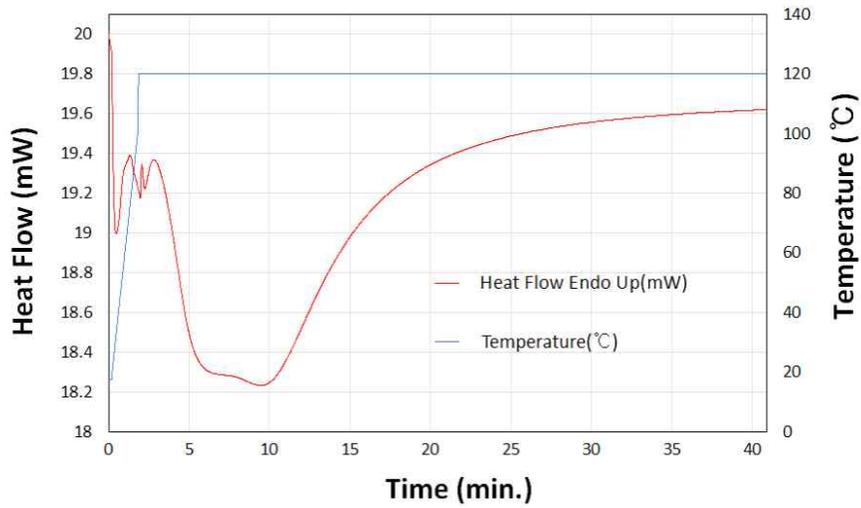


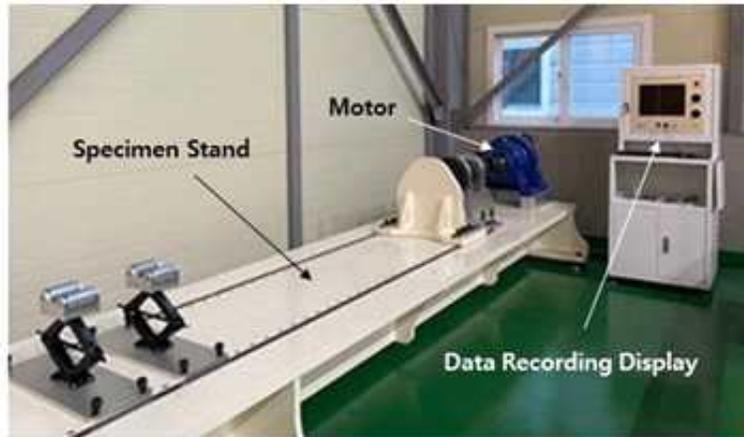
Figure 39 Epoxy characteristics determined by DSC analysis.



### 3.3 디스크팩 비틀림 시험

복합재 디스크팩에 대한 비틀림 시험의 목적은 최대 비틀림 하중과 비틀림 각도를 구하기 위한 것이다. 디스크팩은 Figure 2와 같이 복합재 스페이서와 결합되어 사용되지만, 디스크팩 자체의 성능을 검증하기 위해 디스크팩이 독립적으로 플렌지에 연결되는 구조로 하여 시험을 하였다.

Figure 40은 본 연구에서 사용한 비틀림 시험 장비를 보여주고 있다. 이 장비는 복합재 커플링이 냉각탑에 사용될 때의 요구 성능의 만족 여부를 확인하기 위한 것으로 복합재 튜브의 다양한 직경과 길이에 대하여 시험할 수 있도록 제작된 것이다. 비틀림 시험 장비는 최대토크 5000 Nm, 각도 측정 범위는 최대 360°이며, 측정 가능한 시편 길이는 최대 6m, 시편의 최대 직경은 600mm이다. 디스크팩의 비틀림 시험에서는, Figure 41에서 보는 바와 같이 디스크팩의 양쪽에 금속재 플렌지로 연결하고 한쪽 끝은 볼트 체결로 고정하였으며 다른 쪽은 비틀림 모멘트를 가하면서 비틀림 각도를 측정하였다. 디스크팩에 파손이 발생할 때까지 비틀림 모멘트를 일정하게 증가시키면서 비틀림 하중-비틀림 각도 변화를 측정하였다.



(a) Torsional test system



(b) Data recording display

Figure 40 Torsional test machine.

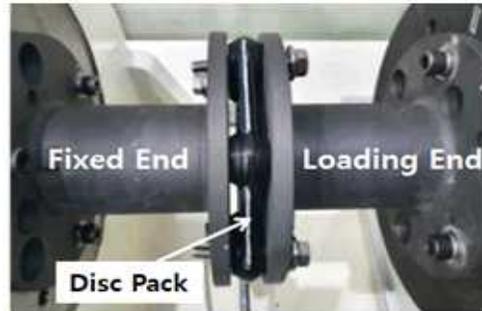


Figure 41 Mounting of specimen at fixed/loading ends.

Figure 42는 디스크팩의 비틀림 시험 결과로서 비틀림 모멘트-비틀림 각도 그래프를 보여주고 있다. 디스크팩을 구성하는 쉬트의 프리프레그 적층 각도는  $[0/0/90/0/0]$  이다. 이 그래프에서 파손이 일어나지 않은 상태는 직선 거동을 보이나 (Figure 42에서 붉은 선으로 표시한 부분) 실험 결과를 보면 비틀림 하중 약 1500 Nm 근처에서 쉬트의 파손이 시작되어 하중 변화가 일어났으며 비선형 곡선을 보이는 것을 알 수 있다. 일반적으로 복합재의 경우는 파손이 일어나면 하중이 급격하게 떨어져서 그래프가 아래로 향하는 경향을 보이는 반면에 디스크팩은 고무 계열 재료로 인하여 파손에 의한 급격한 하중 감소가 일어나지 않는 것을 볼 수 있다. 쉬트의 파손은  $90^\circ$  층에서 시작되었다고 볼 수 있는데 그 이유는 두 개의 체결 볼트 사이에 일어나는 인장응력 상태에서 섬유 방향이  $0^\circ$ 일 때보다  $90^\circ$ 일 때

인장강도가 매우 낮아서 90° 층에서 먼저 파손이 일어나기 때문이다. 90° 층의 매우 낮은 인장강도 값을 Table 5에서 확인할 수 있는데, 0° 층의 경우 인장강도는 2474 MPa인 반면에 90° 층은 29.6 MPa이다. 프리프레그 적층 각도가 [0/0/90/0/0]인 디스크팩에서 비록 90° 층에서 파손은 일어나지만, 층수가 더 많은 0° 층은 비틀림 하중이 증가하더라도 인장하중을 견디는 것을 볼 수 있다.

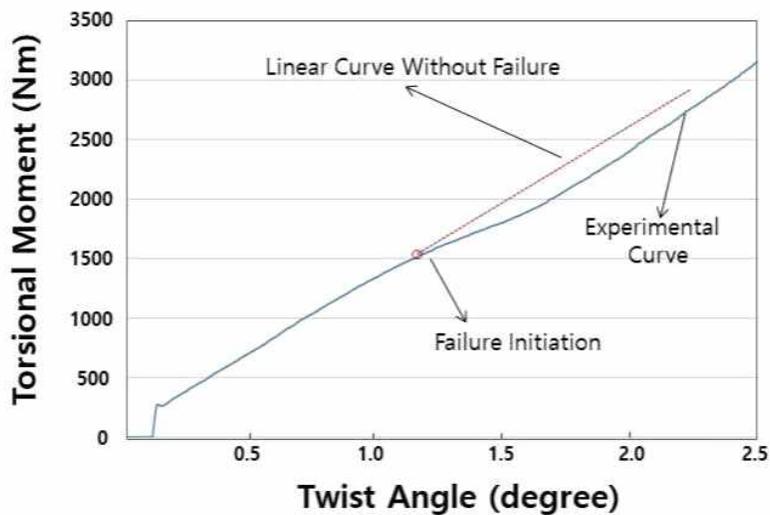


Figure 42 Experimental torsional moment-twist angle curve of [0/0/90/0/0] lamination disc pack.

### 3.4 디스크팩 해석 모델링

낮은 변형 강성과 높은 토크를 전달할 수 있는 유연성 구조를 설계하기 위하여 쉬트를 구성하는 프리프레그의 적층 순서는 Table 7에 보인 바와 같이 4가지 경우로 변화시켜, 적층 각도 변화에 따른 디스크의 강성, 유연성 및 파손 응력 영향을 확인하고자 하였다.

디스크팩의 모델링은 ANSYS Workbench 2020 R2의 적층 복합재료 모델링 툴인 ACP를 사용하였다. 유리섬유 복합재 부분은 Shell 요소로 모델링한 후 적층 패턴, 섬유 방향을 적용하는 방법을 사용하였으며, 고무계 수지 및 금속부는 Solid 요소로 모델링하였다. 쉬트 적층 재료인 유리섬유/에폭시 재료 물성치를 얻기 위하여 일방향 (UD, Uni-Directional) 복합재료에 대한 기계적 특성시험을 하였으며 Table 8에 정리한 기본 물성치를 복합재료 디스크팩 구조해석 입력값으로 사용하였다.

Table 7 Lamination stacking sequence in a sheet

Case	Lamination Stacking Sequence
1	0/0/90/0/0
2	0/90/0/90/0
3	0/90/90/90/0
4	+45/-45/0/-45/+45

Table 8 Mechanical properties of UD prepreg composites

	Orientation	Elastic Modulus (GPa)	Strength (MPa)	Poisson Ratio
Tensile	0°	49.1	1268	0.28
	90°	9.5	55.9	
Compression	0°	41.4	968	
	90°	10.76	171.4	
In-plane Shear		3.8	60.2	

Figure 43은 금속재 플랜지와 복합재료 디스크팩의 기하학적 모델링을 보인 것이며, 비틀림 시험과 동일하게 금속재 플랜지가 양쪽에서 디스크를 고정하는 것으로 하였다. Figure 44는 디스크의 복합재료 파손해석을 위한 경계 조건을 나타낸 것이다. 디스크팩의 두께 방향 변위는 플랜지에 의하여 고정하였고, 디스크팩의 체결 구멍 세 개는 한쪽 플랜지에, 나머지 세 개는 반

대쪽 플랜지에 볼트로 체결되었으며, 한쪽 플랜지는 고정하고 반대쪽 플랜지에 토크를 가하였다. 토크는 최대 3067 Nm까지 (Figure 42의 시험 그래프에 도시) 가하였으며, 이때 복합재료 부위 적층 패턴에 따른 파손 지수를 분석하여 파손이 개시될 때 복합재료에 가해진 토크를 계산하였다.

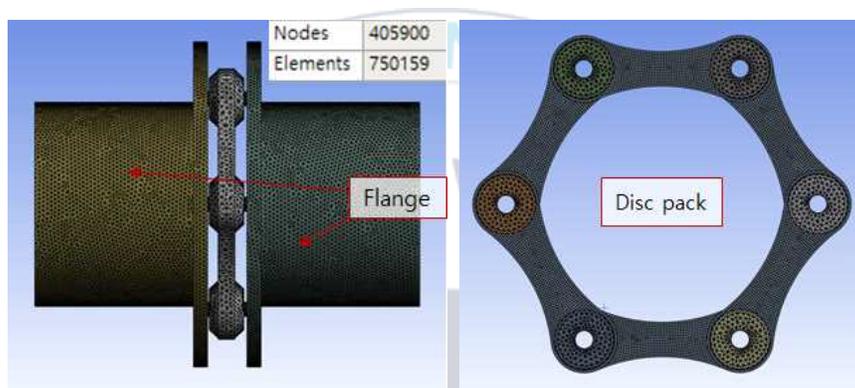
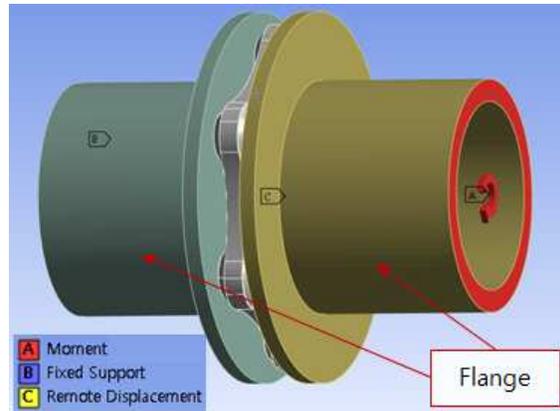
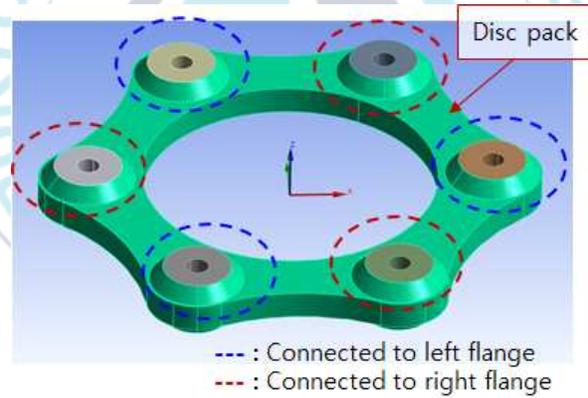


Figure 43 Solid model for FEA analysis.



(a) Flange loading point



(b) Bolt area of a disc

Figure 44 Boundary conditions.

### 3.5 디스크팩 모델링 및 시험치 비교

디스크팩의 구조강도 해석에서는 복합재 쉬트의 적층 각도 변화(Table 7)에 따른 디스크팩의 비틀림 강도를 예측하였다. 적층복합재료의 파손 여부를 확인하기 위한 파손 기준(Failure Criteria)은 금속재료에 사용되는 Maximum Stress, Maximum Strain Criteria와 함께 복합재료의 파손 기준인 Tsai-Wu 및 Tsai-Hill Theory를 적용하였으며, 4개의 파손 기준 중 어느 하나라도 파손 지수가 1을 초과할 때 복합재료가 파손되는 것으로 가정하였다.

각 적층 순서에 따른 디스크팩의 파손해석 결과는 Figure 45에 보인 바와 같다. 체결 구멍 사이를 연결하는 복합재료 링크(Link) 세 곳에서는 인장, 나머지 세 곳에서는 압축이 발생하며, 응력 분포를 표시한 부분이 인장이 발생한 부위로서 높은 응력을 보였다.

Figure 46은 복합재료 적층 순서[0/0/90/0/0]의 경우 인장응력이 작용하는 링크 및 압축응력이 작용하는 링크에서 방향별 ply의 파손 지수 분포를 보인 것이다. 적층 패턴 별로 각각의 ply의 파손 여부를 관찰한 결과 모두 90° 방향으로 배열된 ply에서 파손이 발생하였음을 확인할 수 있다.

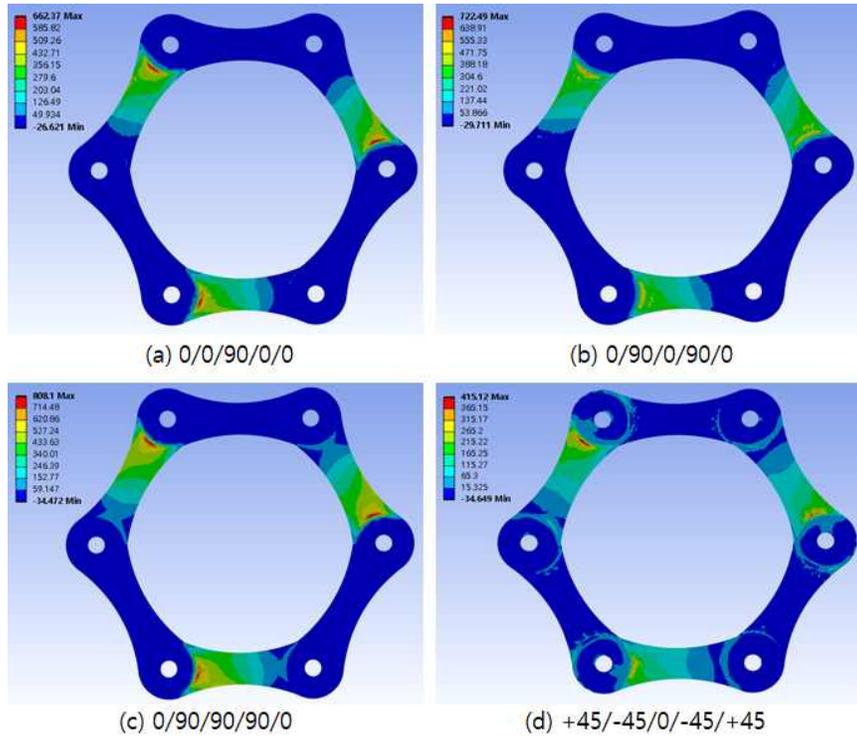


Figure 45 Stress distribution of a disc pack for various stacking sequences.

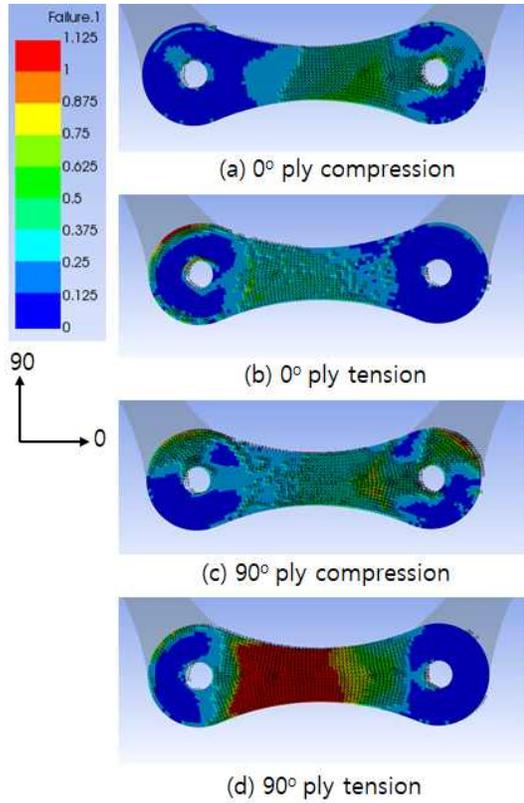


Figure 46 Failure index distribution.

디스크팩의 최대강도를 구하기 위해 Figure 42에 보인 실험치 곡선의 끝 지점인 최대 토크 값 3067 Nm까지 점진적으로 증가시키면서 복합재 내부의 응력이 파손 응력에 도달하는지를 확인하였다. Figure 47은 적층 패턴에 따른 디스크팩의 비틀림 모멘트와 비틀림 각도 변화를 나타낸 것이다. 비틀림 모멘트 작용

시 디스크팩을 구성하는 복합재 쉬트 내부의 각 ply에 응력이 가해지며, 특정 ply에 파손 응력이 가장 먼저 도달할 때 디스크팩이 파손된 것으로 가정하였다. 즉, 디스크팩 전체 ply 중 하나의 ply에서 파손이 일어나면 그 디스크팩은 파손된 것으로 볼 수 있다. 일반적으로 섬유배열에 수직인 방향인  $90^\circ$  방향의 최대응력이  $0^\circ$  방향에 비하여 매우 낮기 때문에  $90^\circ$  층이 먼저 파손될 가능성이 높다. 본 해석에서도  $90^\circ$  층이 먼저 파손되었으며, 최대응력에 가장 먼저 도달하여 파손이 시작된 지점을 디스크팩의 파손이 시작되는 최대 비틀림 모멘트로 예측하였다. Figure 47에서  $[0/90/0/90/0]$ 의 적층 순서를 가지는 디스크팩이 가장 높은 비틀림 모멘트를 보여주고 있으며  $45^\circ$ 층이 포함된 디스크팩에서 비틀림 모멘트가 가장 낮았다. 토크 전달력을 보여주는 비틀림 강성은 그래프의 기울기로 계산되는데, 이 값은  $[0/0/90/0/0]$  적층 순서가 가장 높았고  $45^\circ$  층이 포함된 적층에서 가장 낮았다.

Figure 47의 적층 각도 $[0/0/90/0/0]$ 의 디스크팩에 대한 시험 결과에서는 파손이 일어나는 비틀림 모멘트는 약 1500 Nm이며 비틀림 각도는  $1.25^\circ$ 로 나타났다. 동일한 적층 각도를 가지는 디스크팩에 대한 강도 해석 결과인 Figure 42의 직선("Failure Initiation")에서 파손 시작점에 해당하는 비틀림 모멘트는 약

1454 Nm이며 비틀림 각도는 1.77°로 예측되었다. 이 둘의 비교를 통하여 강도 해석 결과가 비교적 정확한 예측을 보여주었다.

Figure 47의 최대 비틀림 모멘트와 비틀림 강성을 계산하여 비교한 결과를 Figure 48에 나타내었다. 90° ply 2장보다는 1장일 때가 최대 비틀림 모멘트가 낮았는데 그 이유는 응력이 모든 층에 분산되지 못하고 90° 1개 층에 집중되어 파손에 영향을 주기 때문으로 판단된다.

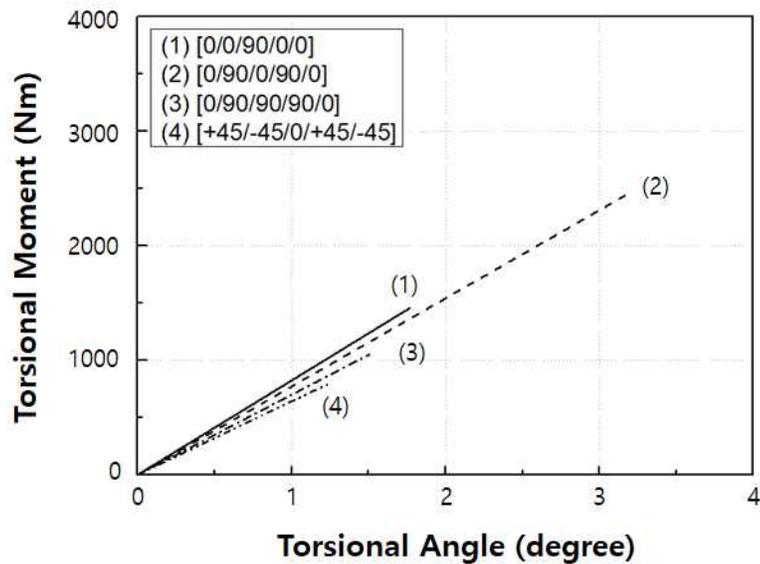


Figure 47 Torsional moment at failure initiation of a disc pack for various stacking sequences.

디스크팩의 토크 전달력은 비틀림 강성에 비례하는데 Figure 48에서 보는 바와 같이 [0/0/90/0/0] 적층이 강성이 가장 높다. 따라서, 토크 전달력은 이 적층 순서를 가지는 디스크팩이 가장 우수하다. 디스크팩은 복합재 튜브보다 먼저 파손이 일어나야 하므로 복합재 튜브가 파손이 일어나는 최대 비틀림 모멘트보다 낮아야 한다. 따라서, Figure 48에 비교한 다양한 적층 각도의 디스크팩에서 원하는 비틀림 모멘트를 가지기 위한 최적의 설계는 디스크팩이 장착되는 복합재 튜브의 설계와 함께 고려되어야 한다.

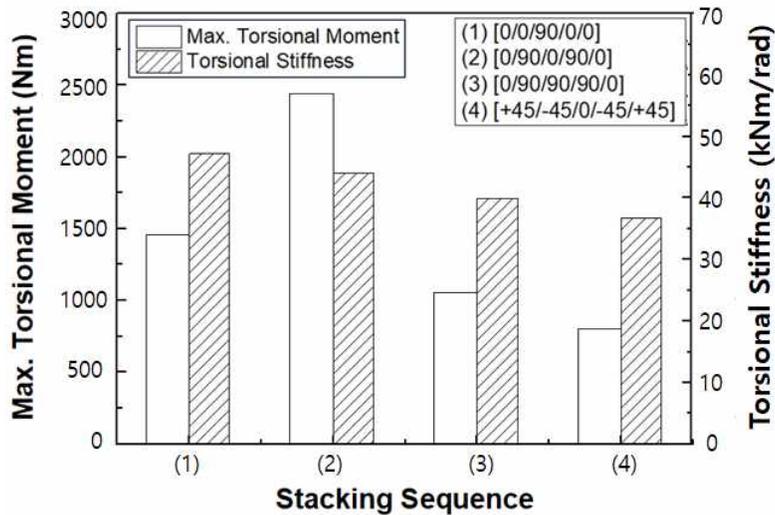


Figure 48 Comparison of maximum torsional moment and torsional stiffness for various stacking sequences.

### 3.6 요약

냉각탑에 사용되는 커플링의 중요 부품인 디스크팩에 대한 비틀림 시험과 유한요소 해석을 통하여 복합재 쉬트의 프리프레그 적층 각도 변화에 따른 디스크팩의 파손 응력 및 강성의 영향을 확인하였다. 디스크팩은 유연한 재료 특성과 토크를 견디는 강도를 가져야 하는 요구조건에 따라 체결 구멍 6개이며 복합재 쉬트 개수가 3장이 적층된 구조로 하였고 쉬트 내의 프리프레그 적층이 [0/0/90/0/0] 인 디스크팩을 설계하였다.

적층 각도[0/0/90/0/0]의 디스크팩에 대한 시험 결과에서는 파손이 일어나는 비틀림 모멘트는 약 1500 Nm이며 비틀림 각도는 1.25°로 나타났다. 동일한 적층 각도를 가지는 디스크팩에 대한 강도 해석 결과에서는 최대 비틀림 모멘트는 약 1454 Nm이었으며, 비틀림 각도는 1.77°로 예측되어 비교적 정확함을 보여 주었다. 네 가지 적층 각도 변화에 대한 디스크팩의 구조 강도 유한요소해석 결과, [0/90/0/90/0] 적층 순서에서 가장 높은 비틀림 모멘트를 보였으며 [0/0/90/0/0] 적층 순서에서는 비틀림 강성이 가장 우수하여 토크 전달력이 가장 높게 나타남을 예상할 수 있다.

## 제4장 복합재 커플링의 비틀림 성능특성

### 4.1 복합재 커플링 설계 및 제작

튜브에 적용하는 각도는 헬리컬 와인딩과 후프 와인딩을 혼합한  $[\pm\theta/90/\pm\theta/\pm\theta/90]$ 를 적용하여 필라멘트 와인딩 공정으로 제조하였다. 사용한 탄소섬유는 TORAY사의 T700 SC-24000-50C이며 수지는 국도화학의 에폭시를 사용하였다. Table 9는 제작된 복합재 튜브의 사양이다.

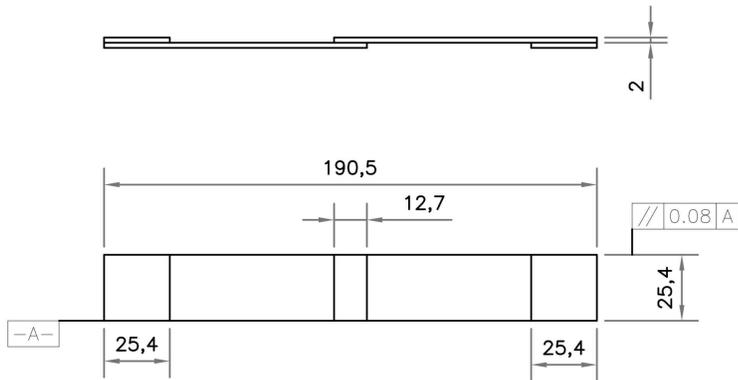
Table 9 Dimension of filament wound composites tube

Winding angle ( $\theta$ )	Inner diameter (D), mm	Thickness (t), mm	Length (L), mm
15°	64	3.1	1720 1910 2230 2500
	100	3.0	3450
45°	64	3.1	1040
	80	3.2	1074
	100	3.0	3450

## 4.2 복합재 커플링 접합강도 시험

커플링의 비틀림 성능은 복합재 튜브와 플렌지 간의 접합이 완전하게 이루어져야 토크가 전달되기 때문에 이 둘 사이의 접합강도 확인이 필요하다. 두 부재 간의 접합 성능은 Single Lap Shear Test를 통해 검증할 수 있다. 접합을 위한 접착제는 4가지 (국내산 2종, 국외산 2종)를 사용하였으며 강도 비교를 통하여 접착제를 선정하였다. 국내산은 1액 형과 2액 형을 사용하였으며 1액 형은 접착 수지와 경화제가 혼합된 형태이고 2액 형은 수지와 경화제를 접착 전에 혼합하여 사용하는 형태이다. 국외산은 Ashland 사 및 Bostik 사의 접착제를 사용하였다.

Figure 49는 접합강도 시험법인 ASTM D1002 (Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single Lap Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading)에 근거한 시편 도면을 보여주고 있다. Figure 50은 접합강도 시험 결과 시편의 두 부재가 분리된 모습을 보인 것이며 접합면에서 접착제의 수지층이 완전히 분리된 것을 볼 수 있다.



(a) Single-lap-shear test specimen

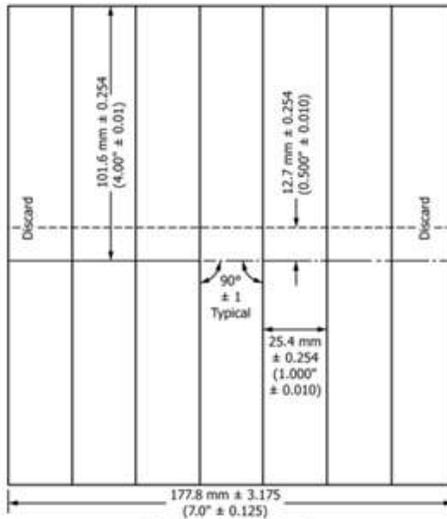


FIG. 2 Standard Test Panel

(b) Test panel

Figure 49 Dimensions of test specimen and panel.

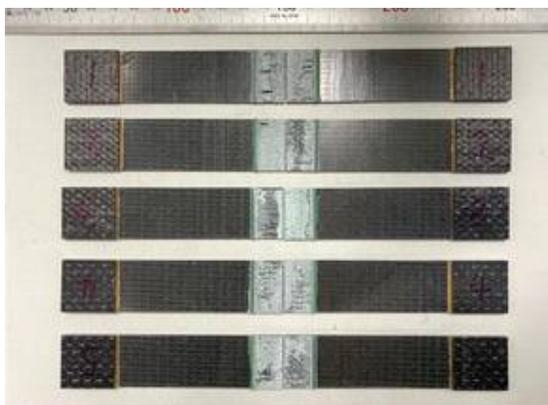


Figure 50 Failed specimens after adhesive bonding test.

Table 10~13 은 접합강도 시험 결과 네 종류의 접착제를 사용한 시편의 접합강도 결과를 정리한 것이다.

Table 10 Shear strength results of Type 1 adhesive bonded specimen

	Width (mm)	Overlap Length (mm)	Maximum Load (N)	Strength (MPa)
1	25.40	12.70	3356	10.4
2	25.40	12.70	3824	11.9
3	25.40	12.70	5124	15.9
4	25.40	12.70	5186	16.1
5	25.40	12.70	4946	15.3
6	25.40	12.70	5080	15.7
7	25.40	12.70	4890	15.2
Mean	25.40	12.70	4629	14.4
Maximum	25.40	12.70	5186	16.1
Minimum	25.40	12.70	3356	10.4
Standard Deviation	0.00000	0.00000	729.80343	2.26240
Coefficient of Variation	0.00000	0.00000	15.76493	15.76493

Table 11 Shear strength results of Type 2 adhesive bonded specimen

	Width (mm)	Overlap Length (mm)	Maximum Load (N)	Strength (MPa)
1	25.40	12.70	6884	21.3
2	25.40	12.70	7137	22.1
3	25.40	12.70	7364	22.8
4	25.40	12.70	7362	22.8
5	25.40	12.70	7456	23.1
6	25.40	12.70	7318	22.7
7	25.40	12.70	6689	20.7
Mean	25.40	12.70	7173	22.2
Maximum	25.40	12.70	7456	23.1
Minimum	25.40	12.70	6689	20.7
Standard Deviation	0.00000	0.00000	286.48221	0.88810
Coefficient of Variation	0.00000	0.00000	3.99401	3.99401

Table 12 Shear strength results of Ashland adhesive bonded specimen

	Width (mm)	Overlap Length (mm)	Maximum Load (N)	Strength (MPa)
1	25.00	12.70	7581	23.9
2	25.00	12.70	7482	23.6
3	25.00	12.70	6874	21.7
4	25.00	12.70	7674	24.2
5	25.00	12.70	7473	23.5
Mean	25.00	12.70	7417	23.4
Maximum	25.00	12.70	7674	24.2
Minimum	25.00	12.70	6874	21.7
Standard Deviation	0.00000	0.00000	314.35339	0.99009
Coefficient of Variation	0.00000	0.00000	4.23822	4.23822

Table 13 Shear strength results of Bostik adhesive bonded specimen

	Width (mm)	Overlap Length (mm)	Maximum Load (N)	Strength (MPa)
1	25.40	12.70	2609	8.1
2	25.40	12.70	2582	8.0
3	25.40	12.70	2694	8.4
4	25.40	12.70	2270	7.0
5	25.40	12.70	2334	7.2
6	25.40	12.70	2117	6.6
7	25.40	12.70	2018	6.3
Mean	25.40	12.70	2375	7.4
Maximum	25.40	12.70	2694	8.4
Minimum	25.40	12.70	2018	6.3
Standard Deviation	0.00000	0.00000	260.08176	0.80626
Coefficient of Variation	0.00000	0.00000	10.95225	10.95225

Figure 51 은 네 종류의 접착제의 접합강도를 비교한 것이다. Ashland 사의 접착제가 가장 높은 접합강도를 보였다. 국산 Type 2 접착제의 경우 이와 유사한 강도를 보였기 때문에 Type 2 접착제를 복합재 튜브와 플렌지 접합에 사용하였다.

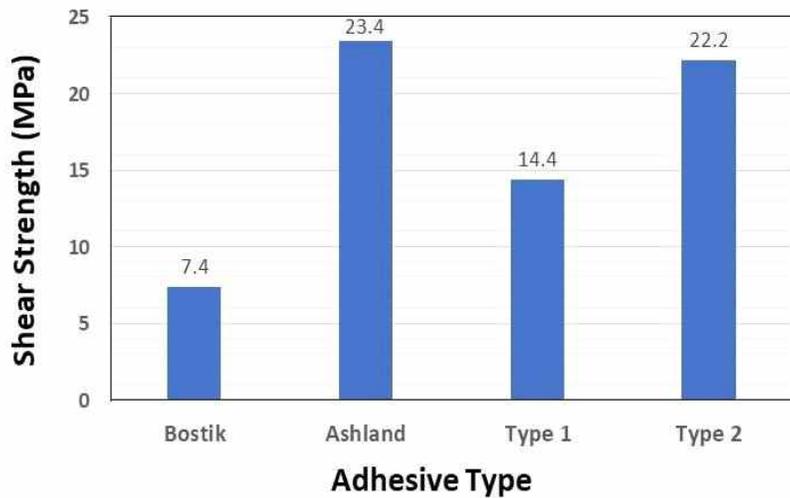


Figure 51 Shear strength of various adhesive types.

### 4.3 복합재 커플링 비틀림 시험

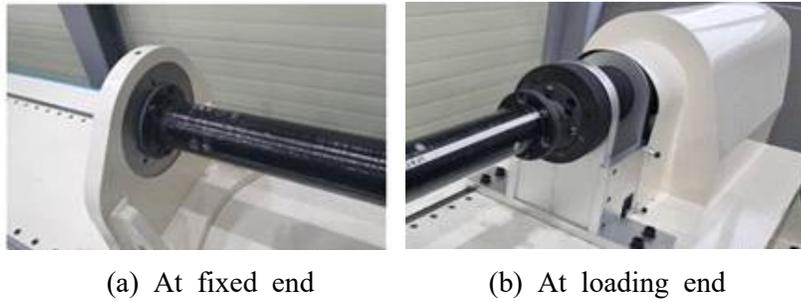
복합재 튜브에 대한 비틀림 시험의 목적은 최대 비틀림 강도와 각도를 구하기 위한 것이다. 그러나 본 연구에서는 제조한 복합재 커플링이 냉각탑에 사용될 때의 요구 성능의 만족 여부를 확인하기 위한 시험을 하였다. 요구 성능 조건은 파손에 이르는 최대 비틀림 강도가 아니라 복합재 커플링에 최대 전달 토크를 일정한 시간 동안 가할 때 커플링을 구성하는 재료에 파손이 발생하지 않아야 한다는 조건이다. 제1장의 Figure 2는 커플링을 구성하는 재료를 보인 것이다. 이 그림에서 보는 바와 같이, 플랜지는 튜브와 결합되어 스페이서를 구성하며 디스크팩을 통해 허브로 연결된다. 허브는 구동기와 피동기를 연결하는 장치 부품이다. Figure 52는 제조된 스페이서의 모습을 보인 것이며 복합재 튜브와 플랜지는 접착제를 사용하여 결합하였다.

커플링 비틀림 시험은 제3장의 Figure 41에 나타낸 시험 장비를 사용하였으며, 비틀림 시험은 시편의 한쪽 끝은 볼트 체결로 완전히 고정하고, 다른 쪽 끝은 비틀림 모멘트를 가하면서 비틀림 각도를 측정하였다. Figure 53(a) 및 (b)는 튜브 시편 고정부 및 하중인가 부에 플랜지가 볼트로 체결되어 있는 모습을 보여주고 있다. 튜브 시편에 가해지는 비틀림 모멘트 크기와 비틀림

회전속도를 입력하고 각도 변화를 측정하였다. Figure 53(c)는 가해진 모멘트와 회전속도 및 각도 변화를 그래프로 보여주고 있다. 비틀림 회전속도는 rpm 값으로 하였고 튜브의 길이와 직경에 따라 20~200rpm을 일정하게 가하였다. 이 화면은 비틀림 모멘트 5000N에서 10분 동안 유지하고 있는 것을 보여주고 있으며 이 시간 동안 커플링을 구성하는 재료에서 파손이 발생하면 비틀림 하중은 감소되며 이 곡선의 추이로부터 재료 파손 여부를 확인할 수 있다.



Figure 52 Picture of a spacer.



(c) Data recording display

Figure 53 Mounting of the specimen.

Figure 54는 복합재 튜브의 내경 (64mm)과 와인딩 각도 ( $\theta = 15^\circ$ )가 일정하고 서로 다른 길이를 가지는 복합재 커플링의 비틀림 시험 결과로서 비틀림 모멘트-각도 그래프를 보여주고 있다. 이 그래프의 기울기는 비틀림 모멘트를 각도로 나눈 값으로서 비틀림 강성 ( $k_T$ , Torsional Stiffness)라고 하고 식 (5)로 표시된다.

$$k_T = \frac{T}{\phi} = \frac{G_{r\theta} I_p}{L} \quad (5)$$

여기서, T는 비틀림 모멘트(Nm)이며  $\phi$ 는 비틀림 각도 (radian)이며,  $G_{r\theta}$ ,  $I_p$ ,  $L$ 은 각각 면내 전단 탄성계수, 관성극모멘트 및 튜브의 길이이다.

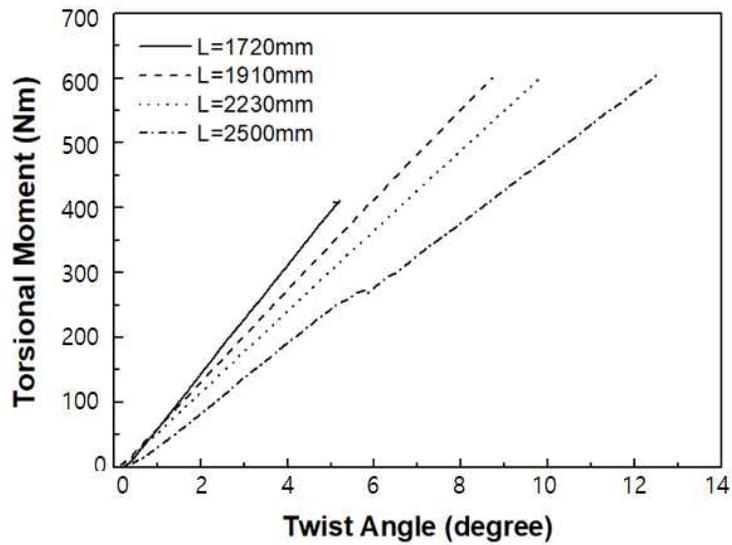


Figure 54 Torsional moment–twist angle curves of 15° winding angle and diameter of 64mm specimen.

Figure 54에서 보는 바와 같이 와인딩 각도와 튜브 직경이 일정할 때 길이가 길수록 비틀림 각도는 증가하고 비틀림 강성은 감소함을 보여주고 있다. 이는 식(5)로부터 길이가 길수록 비틀림 강성은 감소하고 그 결과 비틀림 각도는 증가함을 알 수 있다. Figure 55는 튜브 직경과 길이가 일정할 때 와인딩 각도의 변화에 따른 복합재의 비틀림 특성을 보인 것이다. 와인딩 각도가 45°의 경우 15°의 경우보다 비틀림 강성은 증가하였는데 그 이유는 섬유배열 각도 45°에 가까울수록 전단탄성계수가 증가하여 비틀림 강성이 증가하기 때문이다.

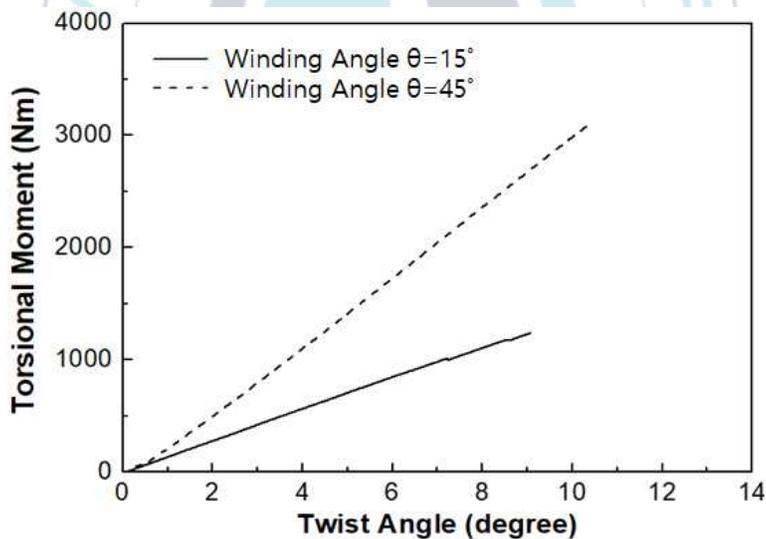


Figure 55 Torsional moment—twist angle curves of 100mm diameter and length of 3450mm.

Figure 56은 와인딩 각도와 길이가 일정할 때 튜브 직경 변화에 따른 복합재의 비틀림 특성을 보인 것이다. 직경이 클수록 비틀림 강성은 증가함을 알 수 있으며, 이는 식(5)에서 알 수 있듯이 직경이 클수록 관성극모멘트 값이 증가하기 때문이다.

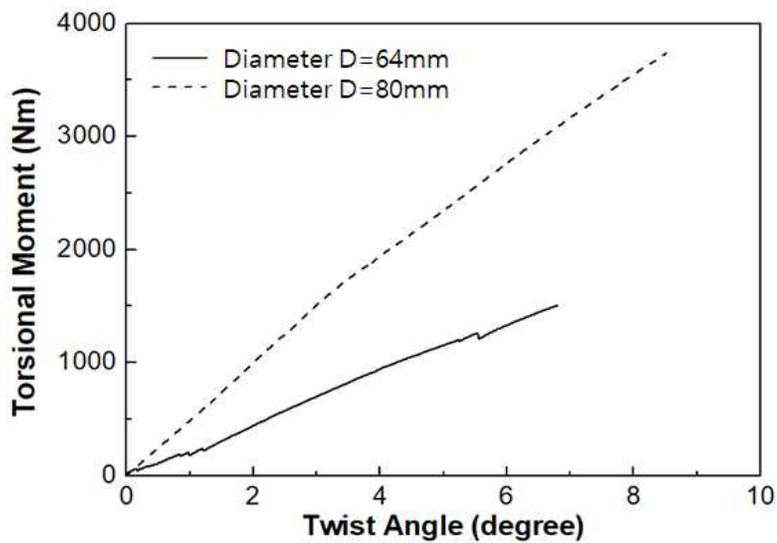


Figure 56 Torsional moment—twist angle curves of 100mm diameter and length of 3450mm.

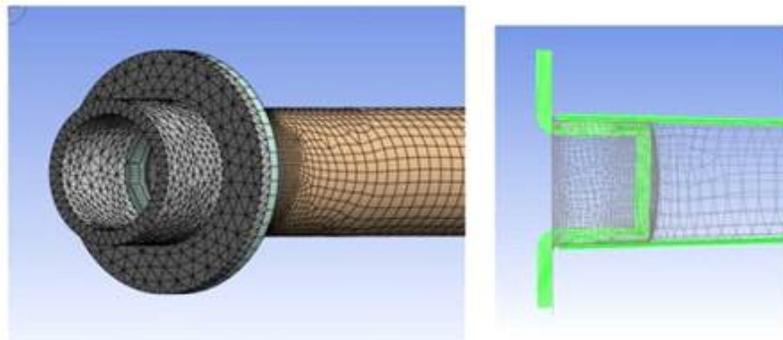
#### 4.4 복합재 커플링 해석 모델링 및 시험치 비교

냉각탑용 복합재 커플링의 요구조건을 확인하는 시험에서는 튜브의 파손은 일어나지 않기 때문에 본 연구에서는 복합재 튜브의 최대강도를 해석적으로 예측하고자 하였다. 튜브에 토크를 점진적으로 가해 파손에 도달하는지 여부를 판단하여 최대강도를 구하였다. 먼저, 구조해석의 정확도를 확인하기 위해 커플링에 비틀림 하중이 작용할 때의 비틀림 강성 예측 결과와 시험 결과를 비교하였다.

복합재 튜브 모델링은 ANSYS Workbench 2020 R2의 적층 복합재료 모델링 툴인 ACP를 사용하였다, 재료 물성에 대한 입력값으로 일방향 (UD, Uni-Directional) 복합재료에 대하여 Table 2에 정리한 물성치를 사용하였다.

Figure 57(a)는 금속재 허브와 복합재료 플렌지가 결합된 커플링의 기하학적 모델링을 보인 것이며, Figure 57(b)는 튜브 내부에 접착된 복합재 플렌지의 메쉬를 보인 것이다. Figure 58은 경계조건을 나타낸 것으로, Figure 58(a)는 고정 끝단의 금속재 허브에는 방향별 변위와 회전이 모두 고정되는 지지 조건을 부여한 것을 보여주고 있다. 반대쪽 끝단의 금속재 허브에는 Figure 58(b)에 보인 것처럼 원주 방향으로 비틀림 모멘트 조건

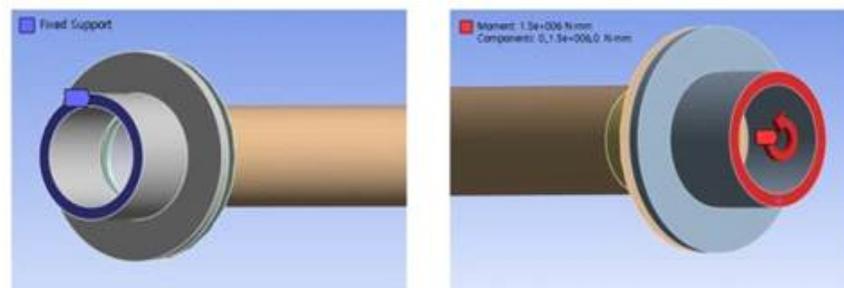
을 부여하여 복합재료 튜브에 비틀림 하중을 가하였다.



(a) Attached metal hub to the composite flange

(b) Bonded composite flange to the tube

Figure 57 Solid model for FEA analysis.



(a) Fixed end

(b) Loading end

Figure 58 Boundary conditions.

복합재 튜브의 비틀림 특성을 예측하기 위해 와인딩 각도, 직경 및 길이가 각각 다른 튜브 2종에 대하여 구조해석을 하였다. Table 9에 정리한 바와 같이 모두 8가지 사양 중에서 각도 변화 두 조건, 직경 변화 두 조건, 길이 변화 두 조건 중에서 조합하였으며 와인딩 각도, 직경 및 길이 조건이 중복되지 않도록 하였다. Figure 59는 ( $\theta=45^\circ$ ,  $D=100\text{mm}$ ,  $L=3450\text{mm}$ )와 ( $\theta=15^\circ$ ,  $D=64\text{mm}$ ,  $L=2500\text{mm}$ )에 대한 비틀림 모멘트-각도 변화를 보인 것이다. ( $\theta=15^\circ$ ,  $D=64\text{mm}$ ,  $L=2500\text{mm}$ )의 경우, 비틀림 모멘트가 증가할수록 비틀림 각도의 예측치와 시험치의 오차가 커짐을 보였다. 그러나, 전반적으로 시험 결과와 구조해석의 결과가 비교적 잘 일치함을 볼 수 있으며 이를 통해 구조해석의 정확도를 확인할 수 있었다.

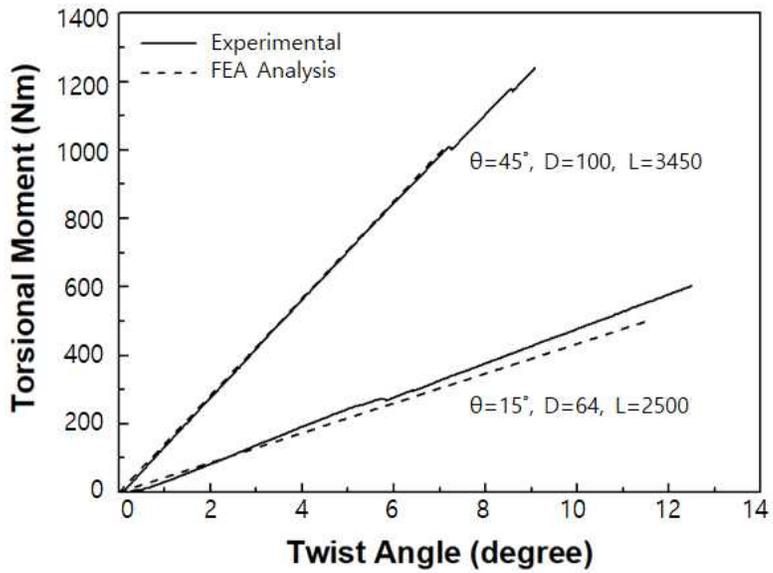


Figure 59 Comparison of experimental and numerical results of torsional moment–twist angle curves for two cases of composite tubes

## 4.5 금속재 커플링 해석 모델링

구조해석을 통하여 SUS 커플링과 복합재 커플링의 특성 비교를 하였다. 구조해석을 통하여 비교하는 이유는 냉각탑용 커플링이 대부분 외국 제품의 복합재로 대체되고 있으며 현재 사용되고 있는 SUS 제품을 구하는 것이 어려워 실험적으로 비교하기는 불가능하기 때문이다. 따라서, 구조해석을 통하여 두 가지 종류에 대한 비교를 하며, 커플링에서 가장 중요한 성능 지수인 최대 비틀림 모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 각도에 대하여 살펴보고자 하였다. 또 복합재료가 기존 재료에 대한 경량화 정도를 확인하기 위해 무게를 고려한 특성치인 비강성을 계산하여 SUS 커플링과 복합재 커플링을 비교하였다.

Figure 60은 복합재 튜브와 SUS 튜브의 비틀림 강성을 비교한 것이다. 복합재 튜브의 사양은 와인딩 각도 15°, 직경 64mm, 길이 1720mm 이고 SUS 사양은 복합재와 같은 직경과 길이로 하였다. 예상하는 바와 같이 금속재 튜브의 강성이 복합재에 비하여 매우 높기 때문에 비틀림 강성이 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 금속재 튜브의 강성이 복합재 튜브의 강성 대비 약 8 배를 보였다.

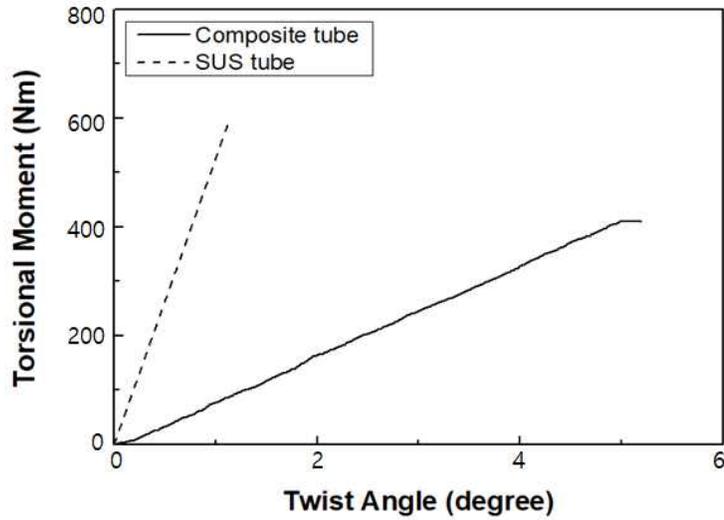


Figure 60 Comparison of torsional moment between composite tube and SUS tube.

그러나 복합재는 금속에 비하여 무게가 매우 가볍기 때문에 경량화 효과를 고려한 비틀림 강성을 비교할 필요가 있다. Figure 61은 비틀림 강성을 각 재료의 중량으로 나눈 값을 비교한 결과를 보여주고 있다. 재료의 경량화 효과를 고려하면 복합재 튜브가 SUS 튜브보다 비강성 값이 더 높은 값을 보이는 것을 알 수 있다.

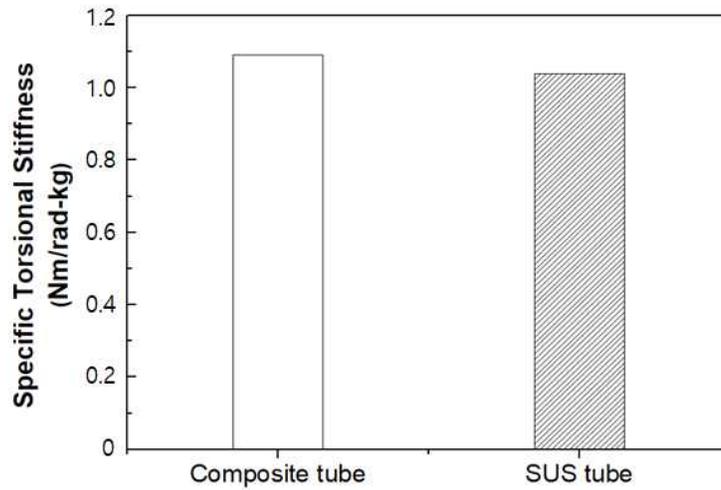


Figure 61 Comparison of specific torsional stiffness between composite tube and SUS tube.

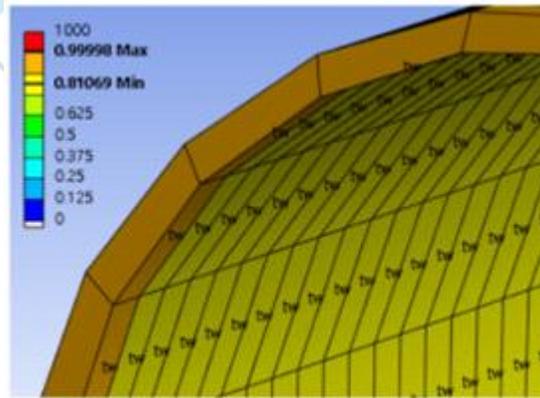
## 4.6 복합재 커플링 비틀림 강도 특성분석

구조 강도 해석에서는 튜브직경 64mm, 길이 2500mm에 대하여 헬리컬 와인딩 각도  $\theta$ 의 변화 ( $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ )에 따른 복합재 튜브의 비틀림 강도를 예측하였다. 적층복합재료의 파손여부를 확인하기 위한 파손 기준(failure criteria)은 금속재료에 사용되는 Maximum stress, Maximum strain criteria와 함께 복합재료의 파손 기준인 Tsai-Wu 및 Tsai-Hill theory를 적용하였으며, 4개의 파손 기준 중 어느 하나라도 파손 지수가 1을 초과할 때 복합재료가 파손되는 것으로 가정하였다.

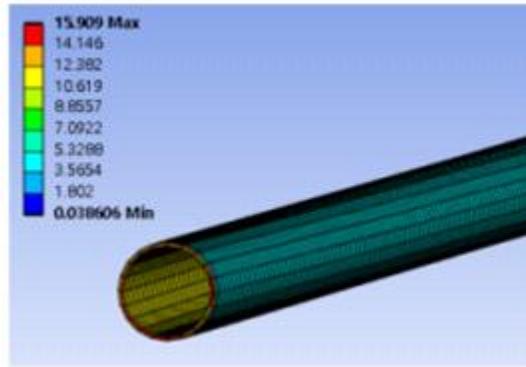
Figure 62 (a)는 와인딩 각도  $45^\circ$ 의 경우 복합재 튜브의 파손 지수 분포를 보인 것으로 복합재 전체 두께에 1 이하의 파손 지수를 보일 때 최대강도를 계산하였다. Figure 62(b)는 최대강도일 때 파이프에 분포하는 응력상태를 보인 것이다. 세 가지 와인딩 각도에서 파손지수가 1에 도달할 때의 최대 비틀림 모멘트와 최대 비틀림 각도를 계산한 결과를 Figure 63에 나타내었다. 와인딩 각도가 증가할수록 최대 비틀림 모멘트가 증가하였으며 최대 비틀림 각도는 감소하는 경향을 보였다. 이는  $45^\circ$ 의 경우가 비틀림 강성이 가장 높았기 때문이다. 강도 해석 결과로부터 와인딩 각도  $45^\circ$ 일 때 비틀림 모멘트가 우수하고 변형

이 작기 때문에 동력을 전달하기 위한 커플링 제작에 가장 적합함을 알 수 있다.

비록 와인딩 각도가 45°인 경우의 비틀림 모멘트가 가장 우수하게 나타났으나 실제로 커플링에 사용할 때는 비틀림 특성뿐만 아니라 진동에 대한 특성도 함께 고려해야 한다. 제2장에서 살펴본 바와 같이 고속으로 회전하는 커플링의 경우, 복합재 튜브의 길이 방향의 굴곡에 의해 진동이 발생할 수 있기 때문에 튜브의 길이 방향의 강성을 증가시키기 위해 튜브의 길이 방향으로 섬유를 보강할 필요가 있다. 따라서, 본 연구에서 제시한 15° 와인딩 각도를 포함한  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$  적층 설계가 필요하다.



(a) Failure index distribution



(b) Stress distribution

Figure 62 Analysis results of 45° winding angle composite tube.

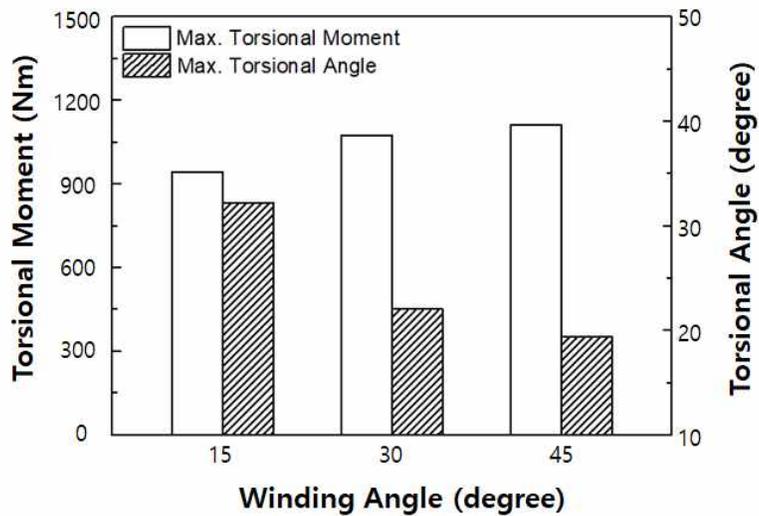


Figure 63 Comparison of maximum torsional moment and twisting angle for three cases of winding angles.

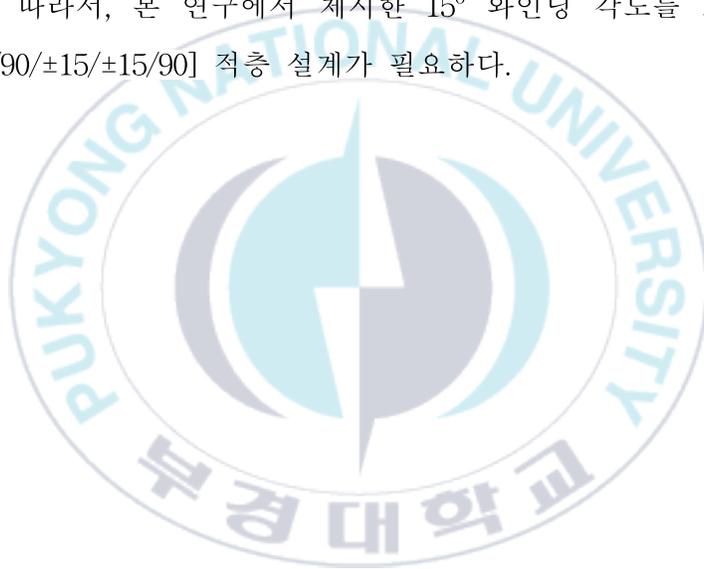
## 4.7 요약

동력 전달 장치에 사용되는 커플링에서 정적 및 동적인 기계적 거동을 결정하는 가장 중요한 성능 지표인 비틀림 강성을 실험적으로 구하였으며 구조해석을 통하여 최대 비틀림 강도 및 최대 비틀림 각도를 예측하였다. 적층 순서 $[\pm\theta/90/\pm\theta/\pm\theta/90]$ 를 가지는 복합재 튜브에서 와인딩 각도 ( $\theta=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ ), 튜브 직경 ( $D=64, 80, 100\text{mm}$ ) 및 튜브 길이( $L=1040\sim 3450\text{mm}$ )의 변화에 따른 비틀림 강성을 비틀림 시험기를 사용하여 측정하였다. 비틀림 강성은 와인딩 각도가  $45^\circ$ 이고, 길이가 짧고 직경이 클수록 증가함을 보였다.

구조해석의 정확도를 확인하기 위해 대표적인 사양으로 와인딩 각도, 직경 및 길이가 각각 다른 복합재 튜브에 대한 해석 결과 비틀림 모멘트-각도 변화가 시험 결과와 잘 일치함을 보였다. 와인딩 각도( $\theta=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ )에 대한 강도 해석 결과, 각도가 증가할수록 최대 비틀림 모멘트가 증가하였으며 최대 비틀림 각도는 감소하는 경향을 보였다. 와인딩 각도가  $45^\circ$ 일 때 비틀림 모멘트가 최댓값을 보이고 변형량이 적기 때문에 동력을 전달하기 위한 커플링 제작에 가장 적합함을 알 수 있었다.

비록 와인딩 각도가  $45^\circ$ 인 경우의 비틀림 모멘트가 가장 우수

하게 나타났으나 실제로 커플링에 사용할 때는 비틀림 특성뿐만 아니라 진동에 대한 특성도 함께 고려해야 한다. 고속으로 회전하는 커플링의 경우, 복합재 튜브의 길이 방향의 굴곡에 의해 진동이 발생할 수 있기 때문에 튜브의 길이 방향의 강성을 증가시키기 위해 튜브의 길이 방향으로 섬유를 보강할 필요가 있다. 따라서, 본 연구에서 제시한  $15^\circ$  와인딩 각도를 포함한  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$  적층 설계가 필요하다.



## 제5장 결 론

와인딩 맨드렐 설계, 최적의 적층 각도 설계를 위한 구조해석, 필라멘트 와인딩 공정을 적용하였고 탄소섬유를 보강재로 하고 에폭시 수지를 기지개로 하여 냉각탑용 복합재 튜브(길이 3300mm, 내경 100mm, 두께 3.5mm)를 제조하였다. 맨드렐 설계에서는 복합재료 튜브의 굴곡 변형을 최소화 하기 위한 맨드렐의 단면 형상, 직경 및 길이의 영향을 확인하였다. 튜브형 맨드렐이 원형 맨드렐보다 1.6배 이상 작은 처짐량을 보이기 때문에 치수 정밀도를 유지하기 위해서는 튜브형 맨드렐을 사용하는 것이 필요하다.

해석의 정확도와 신뢰도를 높이기 위해 최종 제품인 복합재 튜브를 제조하는 필라멘트와인딩 성형법을 사용하여 일방향 복합재 평판을 제조한 후 시편을 추출하여 기계적 시험을 하였으며 이 시험 결과를 구조해석의 입력데이터로 사용하였다. 다양한 적층 각도에 대한 구조 강도 해석하였으며, 파이프의 기계적 성능과 와인딩 용이성을 고려하여 최적 적층 각도를 결정하였다. 적층 각도는  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$ 이며 총 8 ply를 적층하여 복합재 파이프를 제조하였다.

맨드렐의 처짐에 따른 복합재의 굽힘 변형을 측정하여 예측

치와 비교하였다. 길이 3300mm, 구경 100mm인 파이프의 변형은 길이 방향의 직진도에서 평균 1546mm이었으며 예측치와 약 22%의 오차를 보였다. 맨드릴의 처짐량 예측에 비해 복합재의 변형이 크게 나타난 이유는 복합재의 경화 중 가해진 열에 의하여 경화 후 잔류응력이 발생하여 실제보다 더 큰 굽힘이 발생하였기 때문으로 보인다.

냉각탑에 사용되는 커플링의 주요 부품인 디스크팩에 대한 비틀림 시험과 유한요소 해석을 통하여 복합재 쉘트의 프리프레그 적층 각도 변화에 따른 디스크팩의 파손 응력 및 강성의 영향을 확인하였다. 디스크팩은 유연한 재료 특성과 토크를 견디는 강도를 가져야 하는 요구조건에 따라 체결 구멍 6개이며 복합재 쉘트 개수가 3장이 적층된 구조로 하였고 쉘트 내의 프리프레그적층이 [0/0/90/0/0] 인 디스크팩을 설계하였다.

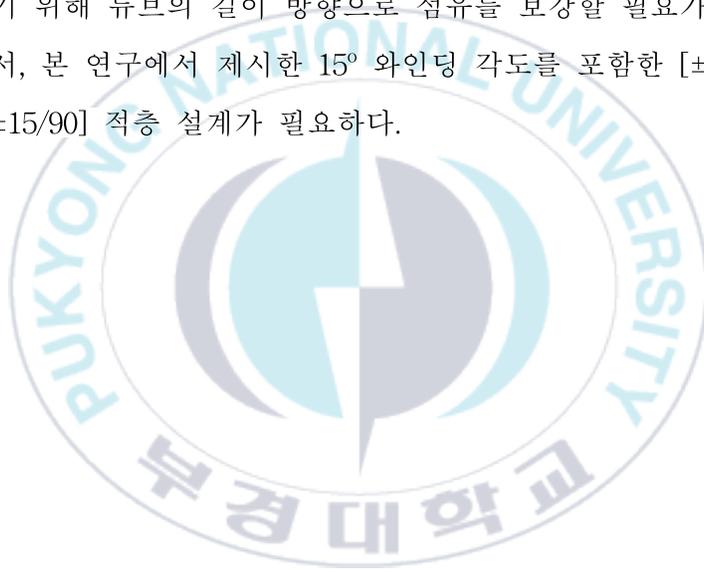
적층 각도[0/0/90/0/0]의 디스크팩에 대한 시험 결과에서는 파손이 일어나는 비틀림 모멘트는 약 1500 Nm이며 비틀림 각도는 1.25°로 나타났다. 동일한 적층 각도를 가지는 디스크팩에 대한 강도 해석 결과에서는 최대 비틀림 모멘트는 약 1454 Nm이었으며, 비틀림 각도는 1.77°로 예측되어 비교적 정확함을 보여주었다. 네 가지 적층 각도 변화에 대한 디스크팩의 구조 강도 유한요소해석 결과, [0/90/0/90/0] 적층 순서에서 가장 높은 비

틀림 모멘트를 보였으며 [0/0/90/0/0] 적층 순서에서는 비틀림 강성이 가장 우수하여 토크 전달력이 가장 높게 나타남을 예상할 수 있다.

동력 전달 장치에 사용되는 커플링에서 정적 및 동적인 기계적 거동을 결정하는 가장 중요한 성능 지표인 비틀림 강성을 실험적으로 구하였으며 구조해석을 통하여 최대 비틀림 강도 및 최대 비틀림 각도를 예측하였다. 적층 순서 $[\pm\theta/90/\pm\theta/\pm\theta/90]$ 를 가지는 복합재 튜브에서 와인딩 각도 ( $\theta=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ ), 튜브 직경 ( $D=64, 80, 100\text{mm}$ ) 및 튜브 길이 ( $L=1040\sim 3450\text{mm}$ )의 변화에 따른 비틀림 강성을 비틀림 시험기를 사용하여 측정하였다. 비틀림 강성은 와인딩 각도가  $45^\circ$ 이고, 길이가 짧고 직경이 클수록 증가함을 보였다.

구조해석의 정확도를 확인하기 위해 대표적인 사양으로 와인딩 각도, 직경 및 길이가 각각 다른 복합재 튜브에 대한 해석 결과 비틀림 모멘트-각도 변화가 시험 결과와 잘 일치함을 보였다. 와인딩 각도 ( $\theta=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ )에 대한 강도 해석 결과, 각도가 증가할수록 최대 비틀림 모멘트가 증가하였으며 최대 비틀림 각도는 감소하는 경향을 보였다. 와인딩 각도가  $45^\circ$ 일 때 비틀림 모멘트가 최댓값을 보이고 변형이 작기 때문에 동력을 전달하기 위한 커플링 제작에 가장 적합함을 알 수 있었다. 비

록 와인딩 각도가 45°인 경우의 비틀림 모멘트가 가장 우수하게 나타났으나 실제로 커플링에 사용할 때는 비틀림 특성뿐만 아니라 진동에 대한 특성도 함께 고려해야 한다. 고속으로 회전하는 커플링의 경우, 복합재 튜브의 길이 방향의 굴곡에 의해 진동이 발생할 수 있기 때문에 튜브의 길이 방향의 강성을 증가시키기 위해 튜브의 길이 방향으로 섬유를 보강할 필요가 있다. 따라서, 본 연구에서 제시한 15° 와인딩 각도를 포함한  $[\pm 15/90/\pm 15/\pm 15/90]$  적층 설계가 필요하다.



## 참고문헌

1. B. S. Kim, B. H. Kim and J. B. Kim, 2004, Composite Pressure Vessel for Natural Gas Vehicle by Filament Winding, Composites Research, 17(5), 1-6, <http://www.compositesres.org/journal/archive/view/565>
2. Y. G. Lee, J. S. Park, S. H. Kim, H. L. Kim, and S. J. Yoon, 2013, Compression Behavior of Manufacture ability Enhanced FRP-Concrete Hybrid, Composites Research, 26(1), 66-71, <https://doi.org/10.7234/kscm.2013.26.1.66>
3. S. J. Lim, C. D. Kong and H. B. Park, 2012, A Study on Optimal Design of Filament Winding Composite Tower for 2MW Class Horizontal Axis Wind Turbine Systems, Composites Research, 25(2), 54-61, doi:10.5923/j.c materials.20130301.03)
4. T. K. Hwang, J. B. Park, H. G. Kim, Y. D. Doh and S. I. Moon, 2007, Dome Shape Design and Performance Evaluation of Composite Pressure Vessel, Composites Research, 20(4), 31-41, <https://doi.org/10.7234/kscm.2007.20.4.031>
5. I. H. Cho, J. S. Park and S. H. Oh, 2003, Development of Payload Kick Motor for KSR-III I. Design of Downscaled Structure & Processing Method, Composites Research, 16(2), 1-8.
6. Kim HS, Park SW, Hwang HY, Lee DG, 2006, Effect of the smart cure cycle on the performance of the co-cured aluminum/composite hybrid shaft. Compos. Struct., 75:276-88.

7. Shokrieh MM, Hasani A, Lessard LB, 2004, Shear buckling of a composite drive shaft under torsion. *Compos. Struct.*, 64:63–9.
8. Eksi S, Kapti AO, Genel K., 2013, Buckling behavior of fiber reinforced plastic-metal hybrid-composite beam. *Mater Des*,49:130–8.
9. Rafiee R., 2016, On the mechanical performance of glass-fibre-reinforced thermosetting resin pipes: A review. *Compos Struct*, 143:151–64..
10. Eyer G, Montagnier O, Charles JP, Hochard C., 2016, Design of a composite tube to analyze the compressive behavior of CFRP. *Compos A Appl Sci Manuf*, 87:115–22.
11. Sino R, Baranger TN, Chatelet E, Jacquet G.,2008, Dynamic analysis of a rotating composite shaft. *Compos Sci Technol*, 68:337–45.
12. Kotynia R, Cholostiakow S., 2015, New Proposal for Flexural Strengthening of Reinforced Concrete Beams Using CFRP T-Shaped Profiles. *Polymers-Basel*, 7:2461–77.
13. Khalid YA, Mutasher SA, Sahari BB, Hamouda AMS., 2007, Bending fatigue behavior of hybrid aluminum/composite drive shafts. *Mater Des*, 28:329–34.
14. H. Hernandez-Moreno, B. Douchin, F. Collombet, D. Choqueuse, P. Davies, 2008, Influence of winding pattern on the mechanical behavior of filament wound composite cylinders under external pressure, *Composites Science and Technology*, 68, 1015–1024, [https:// doi.org/10.1016/j.compositech. 2007.07.020](https://doi.org/10.1016/j.compositech.2007.07.020).

15. Abu Talib A, Ali A, Badie M, Azida Che Lah N and Golestaneh A, 2010, Developing a hybrid, carbon/glass fiber reinforced, epoxy composite automotive drive shaft, *Materials Design*, 31, 514–21, doi:10.1016/j.matdes. 2009.06.015)
16. Badie M A, Mahdi E and Hamouda A M S, 2011, An investigation into hybrid carbon/glass fiber reinforced epoxy composite automotive drive shaft, *Materials Design*, 32, 1485–500, <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.08.042>.
17. Gireesh B, Sollapur S and Satwik V N, 2013, Finite element and experimental investigation of composite torsion shaft, *International Journal of Engineering Research and Application*, 3, 1510–7.
18. Colombo C and Vergani L, 2018, Optimization of filament winding parameters for the design of a composite pipe, *Composites Part B Engineering*, 148, 207–16, <https://doi.org/10.1016/j.compositesb. 2018.04.056>)
19. D. Betts, P. Sadeghian, A. Fam, 2021, Experimental and analytical investigations of the flexural behavior of hollow  $\pm 55^\circ$  filament wound GFRP tubes, *Thin-Walled Structures*, 159, 107246.
20. C. Dong, 2021, Flexural behaviour of carbon and glass reinforced hybrid composite pipes, *Composites Part C, Open Access*, 4, 100090.
21. Lee DG, Sung Kim H, Woon Kim J, Kook Kim J., 2004, Design and manufacture of an automotive hybrid aluminum/composite drive shaft. *Compos Struct*, 63:87–99.
22. Kim B, Oh S, Park S., 2004, Manufacture of elastic

- composite ring for planetary traction drive with silicon rubber and carbon fiber. *Compos Struct*, 66:543–6.
23. Chang CY, Chang MY, Huang JH. Vibration analysis of rotating composite shafts containing randomly oriented reinforcements. *Compos Struct* 2004;63:21–32.
  24. Martins LAL, Bastian FL, Netto TA., 2014, Reviewing some design issues for filament wound composite tubes. *Mater Des*, 55:242–9.
  25. Filho P S, Almeida J H S and Amico S C, 2017, Carbon/epoxy filament wound composite drive shafts under torsion and compression, *J. Compos. Mater.*, 52, 1103–11, doi: 10.1177/002199831772204.
  26. Hu Y, Yang M, Zhang J, Song C and Hong T., 2017, Effect of stacking sequence on the torsional stiffness of the composite drive shaft, *Adv. Compos. Mater.*, 26, 537–52.
  27. Fang P, Xu Y, Yuan S, Bai Y and Cheng P., 2018, Investigation on mechanical properties of fibreglass reinforced flexible pipes under torsion, *Ocean Eng.* 7BV07BT06A028.
  28. I. F. Soykok, A. R. Ozcan and H. Tas, 2019, Evaluation of the failure responses of filament wound and pre-preg wrapped glass fiber/epoxy composite tubes under quasi-static torsional loading, *Mater. Res. Express* 6, 055307, doi: 10.1088/2053-1591/ab0151.
  29. Cherniaev A, Komarov V., 2014, Multistep Optimization of Composite Drive Shaft Subject to Strength, Buckling, Vibration and Manufacturing Constraints. *Appl Compos Mater*, 22:475–87.
  30. Sun Z, Xiao J, Yu X, Tusiime R, Gao H, Min W,

- Tao, L, Qi L, Zhang H, Yu M, 2020, Vibration characteristics of carbon-fiber reinforced composite drive shaftsfabricated using filament winding technology, *Compos Struct*, 241:111725.
31. Bilalis EP, Keramidis MS, Tsouvalis NG, 2022, Structural design optimization of composite materials drive shafts, *Marine Structures*, 84; 103194.
  32. Jon R. Mancuso, 1999, "Couplings and Joints-Design, Selection and Application", 2nd Edition, Marcel Dekker, Inc., ISBN-13: 9780824799502
  33. S.M Jung and D.C Han, 1983, "Standard of Machine Design", Chapter 2 Screw, bolt, Dongmyeongsa, pp.91~98, doi: 10.3795/KSME-A.2015.39.11.1183.
  34. William D. Callister, Jr. Material Science and Engineering, The Univ. of Utah, JOHN WILEY & SONS, Inc., 1993, ISBN-13: 9781119321590
  35. D.K. Lee, K, S. Jung, and J. H. Choi, Composite Material: Dynamics and Production Technology, Sigma Press, pp.19-20, 1998 (in Korean), doi: 10.5916/jkosme.2014.38.3.262
  36. S. D. Son, H. W. Lee, J. Y. Han, Y. W. Kim and J. H. Kang, 2013, Development of high speed coupling for 2MW class wind turbine, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 38(3), 262~268 (in Korean), doi:10.5916/jkosme.2014.38.3.262.
  37. J. Bae, J. H. Kang, H. W. Lee, S. Jeong and S. K. Park, 2017, Composite Long Shaft Coupling Design for Cooling Towers, *International Journal of Applied Engineering Research*, 12(21), 11555-11561.
  38. H. W. Lee, Y. C. Kim, J. H. Lee and J. H Kang,

- 2018, Safety Evaluation of High-Speed Shaft Coupling for Wind Turbine, *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 9(13), 464-476.
39. J Bae, 2015, "Research on the design of Flexible disc pack and adhesive Bonding Structure of High Speed Coupling for Wind Turbine", Pusan National University, M.S Thesis (in Korean)
  40. Betts D, Sadeghian P, Fam A., 2019, "Investigation of the stress-strain constitutive behavior of  $\pm 55^\circ$  filament wound GFRP pipes in compression and tension," *Compos B Eng*, 172, 243-52.
  41. Xing J, Geng P, Yang T., 2015, "Stress and deformation of multiple winding angle hybrid filament-wound thick cylinder under axial loading and internal and external pressure," *Composites Structures*, 131, 868-77.
  42. Srikanth L, Rao R., 2014, "Strength and stiffness behaviour of braided and filament wound glass epoxy composites - Simultaneous studies and comparison," *Journal of Composite Materials*, 48, 407-14.
  43. Morozov EV., 2006, "The effect of filament-winding mosaic patterns on the strength of thin-walled composite shells," *Compos Struct*, 76, 123-9.
  44. Li S, Reid SR, Soden PD, Hinton MJ., 2005, "Modelling transverse cracking damage in thin, filament-wound tubes subjected to lateral indentation followed by internal pressure," *Int J Mech Sci*, 47, 621-46.
  45. Toh W, Tan LB, Tse KM, Giam A, Raju K, Lee HP, 2018, "Material characterization of filament-wound composite pipes," *Compos Struct*, 206, 474-83.

46. Soden PD, Kitching R, Tse PC, Tsavalas Y, Hinton MJ., 1993, "Influence of winding angle on the strength and deformation of filament-wound composite tubes subjected to uniaxial and biaxial loads," 1993.
47. Mertiny P, Ellyin F, Hothan A., 2004, "An experimental investigation on the effect of multi-angle filament winding on the strength of tubular composite structures," *Compos Sci Technol*, 64, 1-9.
48. Jia X, Chen G, Yu Y, Li G, Zhu J, Luo X, 2013 "Effect of geometric factor, winding angle and pre-crack angle on quasi-static crushing behavior of filament wound CFRP cylinder," Elsevier; 2013.
49. Y. Chang, Y. Zhou, N. Wang, K. Lu, W. Wen, Y. Xu, 2023, "Micro-mechanical damage simulation of filament-wound composite with various winding angle under multi-axial loading," *Composite Structures*, 313, 116925.