

論文

등가 물성을 이용한 두꺼운 복합재 로터 허브 시스템의 구조 해석

임상민*, Yanti Rachmadini*, 이상기*, 박훈철***, 윤광준**, 이명규***, 김덕관***, 홍단비***

Structural analysis of a thick composite rotor hub system by using equivalent properties

S. M. Lim*, Y. Rachmadini*, S. Lee*, H. C. Park***, K. J. Yoon**, M. K. Lee***, D. K. Kim***, D. B. Hong***

ABSTRACT

Modeling of thick composite structures for finite element analysis is relatively complicated. 2-D plane elements may cause inaccurate result since the plane stress condition cannot be applicable in these structures. Therefore a 3-D modeling should be used. However, the difficulty to model all the layers with different material properties and ply orientation arise in this case. In this paper, an equivalent modeling is proposed and numerically tested for analysis of thick composite structures. By grouping layers with same material and ply orientation, number of elements through the thickness is remarkably reduced and still the result is close enough to the one from a detail finite element model. MSC/NASTRAN and PATRAN are used for the analysis. The proposed modeling technique has been applied for analysis of composite rotor hub system designed by Korea Aerospace Research Institute(KARI). Using the proposed equivalent modeling technique, we could conduct stress analysis for the hub system and check the safety factor of each part.

초 록

두꺼운 복합재료 구조물의 유한 요소 모델링은 상당히 복잡하다. 일반적인 2차원 유한요소로 모델링 하면 3차원 응력의 영향을 받는 두꺼운 복합재료 구조물의 정확한 해석이 곤란하다. 그러므로 3차원 모델링을 할 수밖에 없으나 이 또한 구조물의 모든 층이 다른 재료 물성치와 다른 적층방향으로 적층되는 경우에는 모델링이 어렵다. 이 논문에서는 등가 물성 모델링 기법을 제안하고, 두꺼운 복합재료 구조물 해석에 수치적 실험을 하였다. 재료와 적층 방향이 같은 층을 그룹화하여 두께 방향의 요소 수를 현저히 감소시켰지만 결과는 상세한 유한요소 모델로 계산한 결과와 충분히 근접했다. 해석과 모델링에는 MSC/NASTRAN과 PATRAN을 사용하였다. 제안된 모델링 기법은 한국항공우주연구원(KARI)에서 설계된 복합재료 로터 허브 시스템 해석에 적용되었다. 제안된 등가 모델링 기술을 이용하여, 쉬운 모델링과 계산시간을 감소시키면서 허브 시스템의 응력 해석과 각 부분의 안전 계수 점검을 수행하였다.

Key Words : 두꺼운 복합재료 구조물(thick composite structure), 로터 허브 시스템(rotor hub system), 등가 물성치(equivalent properties), 나스트란/패트란(NASTRAN/PATRAN)

* 건국대학교 항공우주공학과 대학원

** 건국대학교 기계항공우주공학부

*** 건국대학교 기계항공우주공학부, 교신저자(E-mail:hcpark@konkuk.ac.kr)

*** 한국항공우주연구원 회전익기연구그룹

1. 서론

한국항공우주연구원에서 개발 예정인 차세대 복합재료 로터 허브 시스템[1]의 허브 플렉서와 허브 플레이트(Fig. 1)는 여러 층의 다른 복합재료를 적층하여 만들기 때문에 매우 두꺼운 형상을 가진다. 따라서 두꺼운 복합재 구조물의 정확한 해석을 위해서는 3차원 솔리드 요소가 적합하나 수많은 복합재료 층을 각각의 솔리드로 모델링 하는 경우, 모델링 상의 어려움뿐만 아니라 많은 계산시간이 필요하게 된다.

이러한 문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 등가 물성 모델링 기법을 이용하였다. 이는 임의의 각도로 적층된 복합재료의 등가 물성 값을 구하여 3차원 솔리드 요소의 물성 값으로 사용하는 것이다. 이를 위해서 MSC/PATRAN[2]을 이용하여 로터 허브 시스템의 각 부품 중에서 재료와 적층 방향이 같은 층을 그룹화하여, 그 그룹의 등가 물성 값을 구하고 3차원 솔리드로 유한요소 모델링을 하였다. 이 기법을 우선 간단한 복합재 적층판의 구조해석을 통해 등가 물성 모델링 기법의 타당성을 검증하였다. 허브 시스템 해석에서는 허브 시스템의 설계하중을 허브 플렉서 끝단에 6분력 하중으로 가하였고, 이를 MSC/NASTRAN[3]으로 해석하였다. 해석 결과를 바탕으로 각 부품의 최대응력 및 안전계수를 산출하였다.

2. 유한요소 모델링

2.1 허브 시스템 재료 및 적층 형태

허브 플렉서 각 부분의 상세한 형상과 적층 형태는 Fig. 2과 Table 1에 나타내었다. 허브 플렉서 각 부분의 주된 재료는 일방향 유리/에폭시(Glass/Epoxy UD)와 일방향 탄소/에폭시(Carbon/Epoxy UD)이다. 허브 플레이트 각 부분의 재료 및 적층 형태는 Fig. 3과 Table 2에 나타내었다. 허브 플레이트는 직조형 탄소섬유(Woven Carbon)를 특정한 각도로 적층된 부품이다. 각 복합재료별 기계적 물성 값은 Table 3에 나타내었다.

Table 1 Material details of each part(hub flexure)

Part	Orient	Material	Thickness
1	0°	UD Glass	48.0mm
2	0°	UD Glass	5.0mm
3	0°	UD Glass	Tapered (0.125~5.0mm)
4	±45°	UD Carbon	6.0mm
5	±45°	UD Carbon	5.0mm
6	±45°	UD Carbon	5.0mm

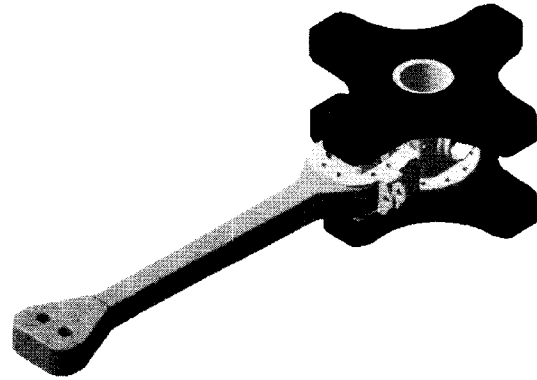


Fig. 1 Next generation helicopter rotor hub system.

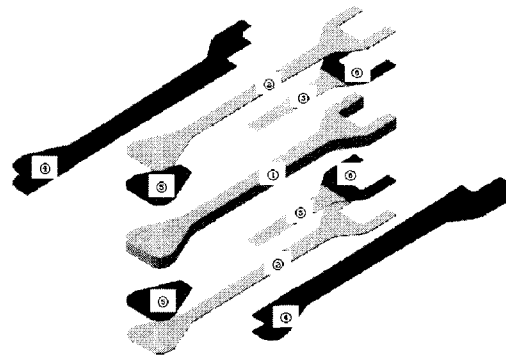


Fig. 2 Details of hub flexure.

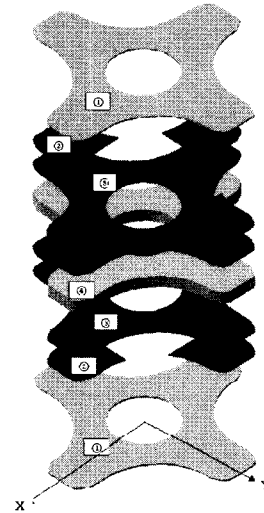


Fig. 3 Details of hub plate.

Table 2 Material details of each part(hub plate)

Part	Orient	Material	Thickness
(1)	0°/90°	Woven Carbon	5.0 mm
(2)	±45°	Woven Carbon	5.0 mm
(3)	±45°	Woven Carbon	5.0 mm
(4)	0°/90°	Woven Carbon	35.0 mm

Table 3 Material Properties

	Carbon/Epoxy UD	Glass/Epoxy UD	Woven Carbon
E_{11}	117.66 GPa	38.05 GPa	54.933 GPa
E_{22}	7.88 GPa	11.78 GPa	54.348 GPa
E_{33}	7.88 GPa	11.78 GPa	14.1 GPa
ν_{12}	0.321	0.292	0.05
ν_{23}	0.321	0.292	0.05
ν_{31}	0.0250	0.0810	0.012
G_{12}	3.69 GPa	4.74 GPa	3.42 GPa
G_{23}	1.85 GPa	2.37 GPa	3.42 GPa
G_{31}	3.69 GPa	4.74 GPa	3.42 GPa

2.2 유한요소 모델링

유한 요소 모델링을 위하여 MSC/PATRAN을 이용하였다. CATIA로 설계된 형상 파일을 PATRAN에서 읽은 후, 허브 플렉서와 허브 플레이트의 단면 형상(2-D)으로부터 두께 방향으로 확장하여(extrude method) 각 부품별로 솔리드 모델링(Fig. 4-5)을 하였다. 솔리드 요소는 대부분 8절점 헥사(hexa) 요소를 사용하였고, 테이퍼진(tapered) 형상에는 6절점 웨지(wedge) 요소를 사용하였다.

2.3 등가 물성 모델링 기법

2.3.1 허브 시스템 각 부품의 등가 물성

본 논문에서는 두꺼운 복합재료 적층부품을 모델링하기 위해, 솔리드 요소에 등가 물성 모델링 기법을 적용하였다. MSC/PATRAN의 'Composite' 기능을 이용하면 임의의 복합재 적층구조에 대한 3차원 등가 물성 값을 구할 수 있으며, 허브 시스템의 각 부품들의 등가 물성 값은 Table 4-5에 나타내었다. 이 중 2차원 값들은 고전 적층판 이론(Classical Laminat Theory)의 A행렬을 이용한 다음 수식[4]의 결과와 동일하다.

$$(E_{11})_{eq} = E_x = \frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}{hA_{22}} \quad (1)$$

$$(E_{22})_{eq} = E_y = \frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^2}{hA_{11}} \quad (2)$$

$$(\nu_{12})_{eq} = \nu_{xy} = \frac{A_{12}}{A_{22}} \quad (3)$$

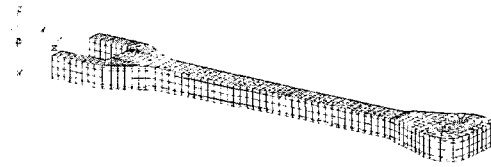


Fig. 4 Finite element modeling of hub flexure.

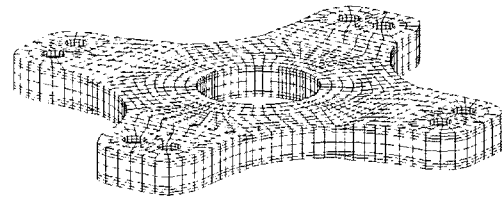


Fig. 5 Finite element modeling of hub plate.

Table 4 Equivalent properties of hub flexure: E, G[MPa]

	E_{11} E_{22} E_{33}	ν_{12} ν_{23} ν_{31}	G_{12} G_{23} G_{31}
UD Carbon/Epoxy	13,340	0.798	30,400
±45°	13,340	0.082	2,770
(Part (4)(5)(6))	8,560	0.053	2,770
UD Glass/Epoxy	38,050	0.292	4,740
0°	11,780	0.292	2,370
(Part (1)(2)(3))	11,780	0.081	4,740

Table 5 Equivalent properties of hub plate: E, G[MPa]

	E_{11} E_{22} E_{33}	ν_{12} ν_{23} ν_{31}	G_{12} G_{23} G_{31}
Woven Carbon	54,600	0.050	3,420
0°/90°	54,600	0.048	3,420
(Part (1)(4))	14,100	0.012	3,420
Woven Carbon	12,200	0.787	26,000
±45°	12,200	0.011	3,420
(Part (2)(3))	14,100	0.013	3,420

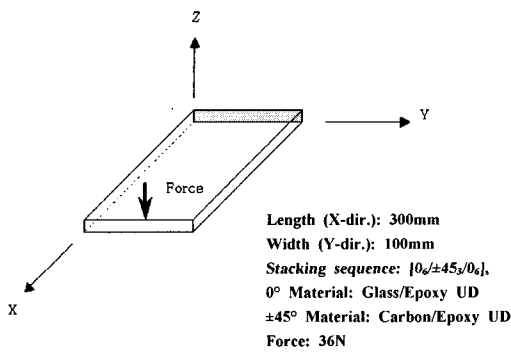


Fig. 6 Composite laminate.

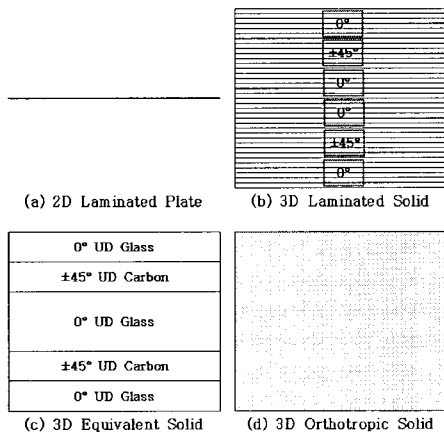


Fig. 7 Four types of modeling method.

2.3.2 등가 물성 모델링 기법의 검증

등가 물성 모델링 기법의 검증을 위해 Fig. 6과 같은 적층구조를 가진 복합재료 부품에 대하여 네 가지 모델링 방법으로 해석하여 비교해 보았다.

복합재료 적층부품을 모델링 및 해석하는 네 가지 방법은 Fig. 7과 같이 (a) MSC/PATRAN의 'Composite'를 이용한 2차원 적층판, (b) 모든 층을 솔리드로 적층하여 각 솔리드에 재료 물성 값과 적층각을 입력한 3차원 솔리드, (c) 재료와 적층 방향이 같은 층을 1개의 솔리드로 묶어 등가 물성을 입력한 3차원 솔리드, (d) 재료와 적층 방향에 상관없이 모든 층을 1개의 솔리드로 묶어 등가 물성을 입력하여 3차원 솔리드(3차원 이방성 재료로 가정한 형태) 모델링 방법이다. 이 네 가지 모델링 방법을 이용해 정적해석과 진동해석을 수행하였고, 그 결과는 Table 6과 Fig. 8에 나타났다.

네 가지 모델링 방법을 이용한 복합재 적층부품의 정적 해석 및 진동해석 결과는 (b) (C) 모델링 방법이 각각 0.8% 이내의 오차를 나타내었고, (a) (d) 모델링 방법은 (b) (c)

모델링 방법에 비해 약 2~4% 오차를 나타내었다. 또한 (a) 모델링 방법으로 두꺼운 허브 시스템을 해석하면 3차원 응력의 영향을 고려할 수 없으므로 정확한 해석이 곤란하며, (b) 모델링 방법은 3차원 응력의 영향을 고려할 수 있지만 모든 층을 솔리드로 모델링 하기가 어려울 뿐만 아니라 긴 해석시간이 필요하게 된다. 따라서, 등가 물성 모델링 방법은 이상적으로 단순화된 모델이면서 정확한 해석 결과 값을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

Table 6 Results comparison

	(a)	(b)	(c)	(d)
Element (Numbers)	QUAD4 (300)	HEXA8 (10,800)	HEXA8 (1,500)	HEXA8 (300)
Max. Disp.(mm)	12.3	12.3	12.3	12.8
Max. σ_{33} (MPa)	36.9	38.1	37.8	37.8
1 st Mode ω_1 (Hz)	1.1281	1.1292	1.1300	1.1116
CPU Times(s)	10~15	200~400	10~15	10~15

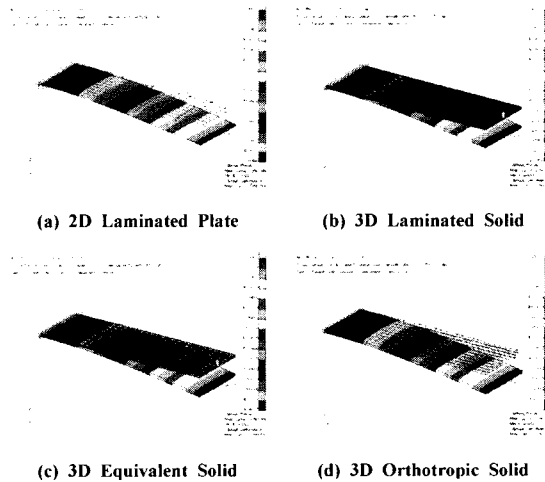


Fig. 8 Deformed shape of static analysis.

2.4 하중 및 경계조건의 적용

2.4.1 허브 플렉서의 하중 및 경계조건

허브 플렉서와 블레이드의 연결부분에 6분력 하중이 가해지므로 Fig. 9와 같이 핀 홀(Pin hole) 중심에 바(Bar) 요소 생성 후, 바 요소에 6분력 하중을 가하였다. 가해진 6분력 하중이 핀 홀의 모든 노드(Node)에 전달하기 위해서 RBE(Rigid Body Element)로 홀 주변의 모든 노드를 묶었다. 허브 플렉서에 가해지는 6분력 하중은 Table 7과 같다.

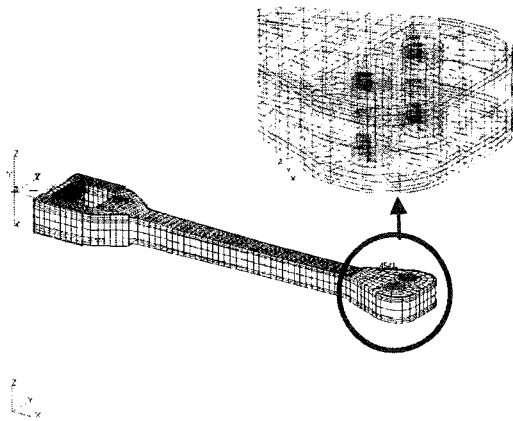


Fig. 9 Rigid body element(Hub flexure).

Table 7 Values of 6-component applied load

Force (N)	Fx (Centrifugal force)	230,866
	Fy (Lag shear force)	-3,155
	Fz (Flap shear force)	5,340
Moment (N-mm)	Mx (Torsional moment)	-505,350
	My (Flap bending moment)	-898,400
	Mz (Lag bending moment)	-2,695,200

경계조건은 Fig. 10과 같이 메탈 피팅(Metal fitting) 안쪽 부분을 고정하였다.

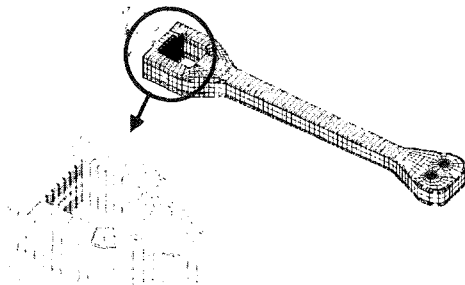


Fig. 10 Geometry boundarycondition(Hub flexure).

2.4.2 허브 플레이트의 하중 및 경계조건

허브 플레이트와 허브 플렉서와 연결되는 엘라스토머릭 베어링(Elastomeric Bearing) 부품을 Fig. 11과 같이 강체로 가정하고 모델링(박스 안의 그림)을 하였다. 허브 플렉서의 하중조건과 같이 6분력 하중을 가한 후, 허브 플레이트가 고정되는 위, 아래 지점의 3방향 반력을 구하였다. 반력이

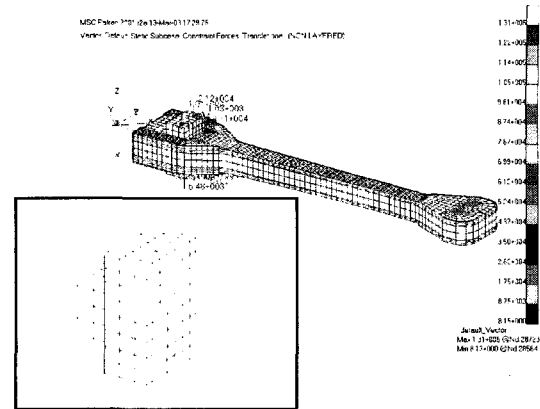


Fig. 11 Calculation of reaction force.

Table 8 Values of 3-direction applied load

	Left pin hole	Right pin hole
Fx (N)	131,000	22,400
Fy (N)	-787	-3,350
Fz (N)	-19,500	-6,480

허브 지점에서 더 크게 발생하므로 허브 플레이트 하부를 해석하였고, 반력의 반대 방향으로 하중을 가하였다. 허브 플레이트 하부에 작용되는 하중은 Table 8과 같다.

하중조건은 허브 플렉서 같이 핀 홀 중심에 바 요소를 생성 후, 바 요소에 하중을 가하였다. 허브 플렉서과 같이 핀 홀의 모든 노드에 3방향 하중을 전달하기 위해 RBE 요소를 사용하여 홀 주변의 모든 노드를 묶었다. 경계조건은 Fig. 12와 같이 허브 샤프트와 허브 플레이트가 결합되는 중심점을 고정하였다.



Fig. 12 Geometry boundary condition(Hub plate).

3. 해석결과 및 검증

3.1 해석결과

3.1.1 구조해석 접근방법

복합재 허브 플렉서와 허브 플레이트의 응력해석을 통

해 각 부품별 최대응력을 구하여 안정성여부와 각층의 층간전단응력(Interlaminar shear stress)에 의한 층간분리(delamination) 발생여부[5]를 검토하였다. 이 결과는 취약부의 취약강도 보완에 용이하게 사용될 수 있다. 6가지 파괴모드는 Table 9에 나타내었다.

Table 9 Six possible failure modes in composites

- ✓ Longitudinal tensile or compressive
- ✓ Transverse tensile or compressive
- ✓ In-plane shear
- ✓ Interlaminar shear

3.1.2 허브 플렉서 해석결과

허브 플렉서의 각 방향 최대변위는 Table 10과 같은 변형형상은 Fig. 13에 나타내었다.

Table 10 Maximum displacement of hub flexure

	Max. Disp. (mm)
X-direction	9.40
Y-direction	(-)35.8
Z-direction	34.8
Resultant	50.0

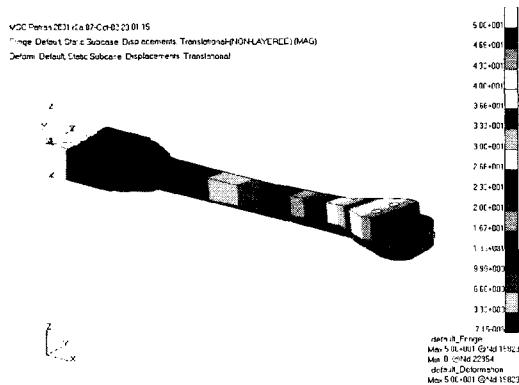


Fig. 13 Deformed shape of hub flexure.

허브 플렉서의 각 부품별 강도(Strength)는 Table 11에 나타내었고, 이는 한국기계연구원의 자료와 DOE/MSU Composite Material Fatigue Database (Feb. 1st, 2002)의 자료를 참고하여 작성되었다. 또한, 각 부품별 최대응력과 안전계수(S.F : Safety Factor)는 Table 12~13과 같으며, 각 부품별 최소안전계수는 음영표시하였다.

3.1.3 허브 플레이트의 해석결과

허브 플레이트의 각 방향 최대변위는 Table 14와 같은 변형형상은 Fig. 14에 나타내었다. 허브 플레이트의 각 부

품별 강도는 Table 15에 나타내었고, 이것 또한 한국기계연구원의 자료와 Westland Material Data (한국항공우주연구원 제시)를 참고하여 작성되었다. 앞의 허브 플렉서와 마찬가지로 허브 플레이트의 각 부품별 최대응력과 안전계수를 구하여 Table 16~17에 나타내었고, 각 부품별 최소안전계수는 음영표시하였다.

Table 11 Strength of hub flexure part(Unit : MPa)

		UD Glass 0° Part (1)(2)(3)	UD Carbon ±45° Part (4)(5)(6)
Longitudinal	Tens.	1,077.4	244.8
	Comp.	561.9	244.8
Transverse	Tens.	56.0	244.8
	Comp.	184.8	244.8
In-plane shear		122.4	72.9
Interlaminar shear		73.28	72.82

Table 12 Max. stress & S.F of UD Glass 0° parts

Part		Longitudinal		Transverse		In-plane shear	Inter-laminar shear
		Tens.	Comp.	Tens.	Comp.		
Part (1)	Stress	182.0	73.8	28.5	118.0	41.3	34.4
	S.F	5.92	7.61	1.96	1.57	1.76	2.12
Part (2)	Stress	182.0	77.3	41.4	127.0	58.0	35.8
	S.F	5.92	7.27	1.35	1.45	1.26	2.03
Part (3)	Stress	182.0	77.3	18.2	12.6	25.6	11.1
	S.F	5.92	7.27	3.08	14.67	2.85	6.56

Table 13 Max. stress & S.F of UD Carbon ±45° parts

Part		Longitudinal		Transverse		In-plane shear	Inter-laminar shear
		Tens.	Comp.	Tens.	Comp.		
Part (4)	Stress	206.0	75.9	84.2	139.0	83.4	35.8
	S.F	1.19	3.22	2.91	1.76	1.47	2.05
Part (5)(6)	Stress	140.0	60.0	32.3	124.0	45.4	34.4
	S.F	1.75	4.08	7.58	1.97	2.70	2.13

Table 14 Maximum displacement of hub plate

	Max. Disp. (mm)
X-direction	0.243
Y-direction	(-)0.124
Z-direction	(-)0.927
Resultant	0.958

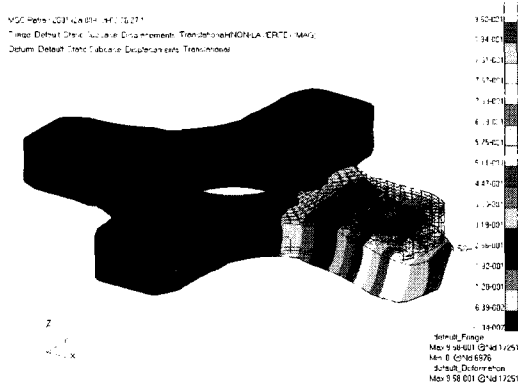


Fig 14. Deformed shape of hub plate.

Table 15 Strength of hub flexure part(Unit : MPa)

		Woven Carbon 0°/90° Part (1X)	Woven Carbon ±45° Part (2X)
Longitudinal	Tens.	7.204	125.6
	Comp.	549.9	125.6
Transverse	Tens.	702.4	125.6
	Comp.	525.5	125.6
In-plane shear		62.8	62.8
Interlaminar shear		66.12	66.12

Table 16 Max. stress & S.F of W. Carbon 0°/90° parts

Part	Stress	Longitudinal		Transverse		In-plane shear	Inter-laminar shear
		Tens.	Comp.	Tens.	Comp.		
Part (1)	Stress	110.0	64.5	32.5	24.1	33.5	6.22
	S.F	6.39	8.15	21.6	21.8	1.87	10.63
Part (4)	Stress	65.8	28.4	15.3	8.84	29.2	7.11
	S.F	10.7	18.5	45.9	59.4	2.15	9.30

Table 17 Max. stress & S.F of W. Carbon ±45° parts

Part	Stress	Longitudinal		Transverse		In-plane shear	Inter-laminar shear
		Tens.	Comp.	Tens.	Comp.		
Part (2)	Stress	46.8	21.2	18.9	12.1	24.0	5.79
	S.F	2.68	5.92	6.65	10.4	2.62	11.42
Part (3)	Stress	83.0	37.4	21.6	14.1	33.5	7.11
	S.F	1.51	3.36	5.81	8.91	1.87	9.30

3.2 이상화를 통한 해석결과의 검증

3.2.1 축방향 변위

해석결과의 검증을 위하여 허브 플렉서에 6분력 하중조건 중 Fx만 가하여 X-방향 변위를 구하였고, 그 결과는 Fig. 15에 나타내었다.

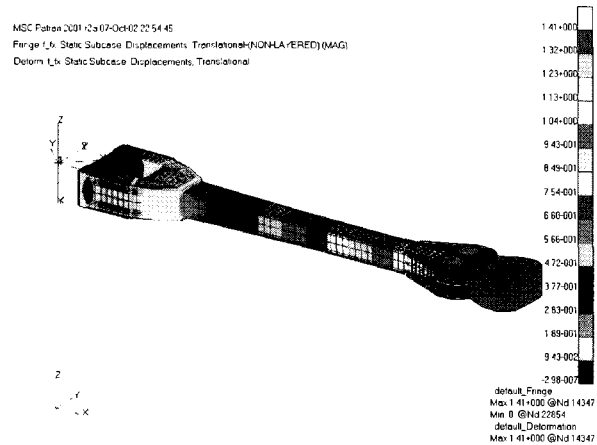
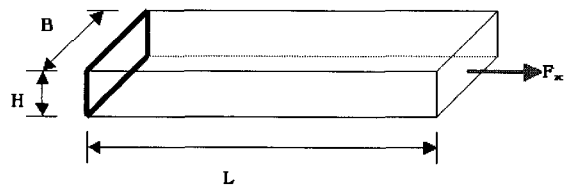


Fig. 15 Axial displacement : 1.41mm.

또한 해석적 해인 $\delta=PL/AE$ 수식을 사용하기 위해 허브 플렉서를 Fig. 16과 같이 이상적으로 가정하여 축방향 변위를 구하여 $\delta=1.392\text{mm}$ 를 얻었다.



Length L=1240mm (Length of hub flexure)
 Width B=100mm (Ave.), Height H=80mm (Ave.) → A (Area)=8000mm²
 $E=(E_1 \text{ of UD Carbon } \pm 45^\circ + E_2 \text{ of UD Glass } 0^\circ)/2$
 $\therefore E=(13340+38050)/2=25695\text{N/mm}^2$

Fig. 16 Idealized model of hub flexure(Axial Disp.).

3.2.2 굽힘 변위

허브 플렉서에 6분력 하중조건 중 Fz만 가하여 Z-방향 변위를 Fig. 17과 같이 구하였고, 앞에서 가정한 조건으로 허브 플렉서를 Fig. 18과 같이 이상화하여 굽힘 변위 30.956mm를 얻었다.

따라서, 허브 플렉서의 축방향 및 굽힘변위와 이상화된 모델의 변위는 각각 거의 동일함을 알 수 있고, 본 유한요소 해석은 타당한 결과를 제시하고 있는 것으로 판단할 수 있다.

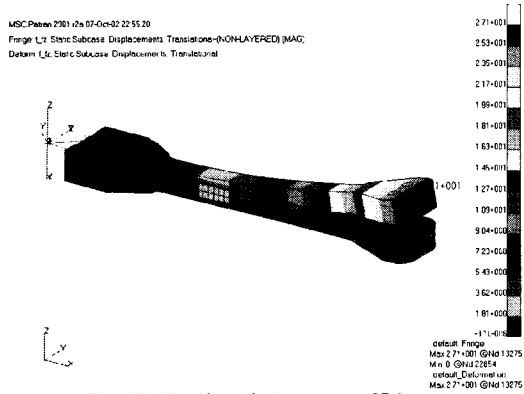


Fig. 17 Bending displacement : 27.1mm.

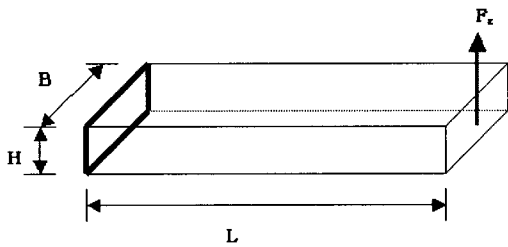


Fig. 18 Idealized model of hub flexure(Bending Disp.).

4. 결론

본 연구과정에서는 상용 구조해석 프로그램인 MSC/PATRAN을 이용하여 허브 플렉서 및 허브 플레이트와 같은 두꺼운 복합재료 부품을 등가 물성 모델링 기법으로 유한요소 모델링 하였다. 또한 MSC/NASTRAN을 이용하여 유한요소 해석을 통해 최대응력으로 허브 플렉서와 허브 플레이트 각 부품의 안전계수를 산출하였다. 이러한 과정은 이상화된 보 모델을 이용하여 전산구조해석 결과의 타당성을 검증하였다.

한국항공우주연구원에서 설계된 복합재 허브 시스템은 주어진 하중조건에 대해 허브 플렉서와 허브 플레이트는 각각 최소안전계수 1.19와 1.51을 가지며, 정적파괴가 일어나지 않을 것으로 예상된다. 그러나 최소안전계수는 재료의 정적파괴가 일어나는 최대허용응력 한도를 이용하여 산출되었기 때문에 반복적으로 피로하중을 받는 허브시스템의 경우 피로해석과 실험을 통한 검증이 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 항공우주기술개발사업 중 "차세대 헬리콥터 로터 시스템 개발"의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- 1) 차세대 헬리콥터 로터 시스템 개발(1차년도 최종보고서), 산업자원부, 2002.
- 2) MSC/PATRAN User's Manual, MSC Software, 2001.
- 3) MSC/NASTRAN User's Manual, MSC Software, 2001.
- 4) C.T. Sun, "Mechanics of composite materials and laminates," School of Aeronautics & Astronautics, Purdue University, 1998.
- 5) M. R. Lajczok, "New Approach in the Determination of Interlaminar Shear Stresses form the Results of MSC/NASTRAN," Computers & Structures, Vol. 24, No. 4, 1986, pp. 651-656.