

스마트무인기 드라이브장치의 개발 - 설계 및 해석

김근택*, 김재무**

Development of the SUAV Drive System - Design and Analysis

Keun-Taek Kim*, Jai-Moo Kim**

Abstract

In this technical paper, summarization of developmental results for the tilt-rotor SUAV Drive System being developed in the Smart UAV Development Center is carried out in view of design and analysis for the major components. The Drive System driving for the Rotor System of the SUAV is composed of very precise and advanced equipments, and also the applied technologies for development of the system had not ever experienced in the Korea. Therefore the collaboration study with an advanced company (EATI) in the USA performed in order to develop the SUAV Drive System.

초 록

스마트무인기 기술개발사업단에서 개발 중인 틸트로터 스마트무인기의 드라이브장치 개발과 관련하여, 주요 구성부품의 설계와 해석을 중심으로 개발 결과를 기술한다. 스마트무인기의 로터 구동을 위한 드라이브장치는 매우 정밀한 고난이도의 시스템으로서 국내 개발 경험이 전혀 없는 기술 분야의 하나이다. 따라서 드라이브장치의 개발을 위해서 미국의 선진업체(EATI)와의 공동연구개발을 수행하였다.

키워드 : 드라이브장치(Drive System), 기어박스(Gearbox), 구동축(Driveshaft), 틸트로터 스마트무인기(Tilt-Rotor Smart UAV)

1. 서 론

현재 한국항공우주연구원 스마트무인기 기술개발사업단에서 개발 중인 스마트무인기 드라이브장치는 엔진으로부터 로터에 이르기까지 항공기의 운용에 필요한 동력을 전달하기 위한 기계적인 시스템으로서, 엔진으로부터 동력을 감속하여 전달하기 위한 중앙기어박스(Center Gearbox,

CGB) 및 로터기어박스(Rotor Gearbox, RGB), 그리고 이들 구성품 사이를 연결하기 위한 동력전달용 주날개구동축(Wing Driveshaft, WDS)들과 함께, 틸트로터 항공기의 운용개념에 따라 나셀 전환을 위한 파ylon전환장치(Pylon Conversion System, PCS)를 갖추고 있으며, 이들 시스템의 운용 성능을 보장하기 위한 윤활 및 냉각장치(Lubrication and Cooling System, LCS)로 구성

접수일(2007년 11월 27일), 수정일(1차 : 2008년 6월 5일, 2차 : 2008년 6월 17일, 게재확정일 : 2008년 7월 1일)

* 항공사업단 차세대비행체팀/ktkim@kari.re.kr

** 스마트무인기기술개발사업단 체계개발팀/jmkim@kari.re.kr

되어 있다. 아울러, 매우 정밀한 고속회전의 요소 기기들로 구성된 시스템의 특성 상, 이를 감시하고 제어하기 위한 여러 가지 센서 및 감시 장치들을 포함하고 있다. 본 논문에서는 스마트무인기 드라이브장치의 개발에 따른 설계단계에서의 개발 결과에 대해 주요 구성품을 기준으로 정리하여 기술한다. 다음 그림 1은 스마트무인기 드라이브장치의 주요 구성 부품을 도시한 것이다.

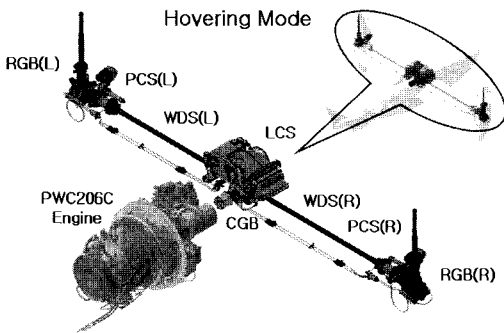


그림 1. 스마트무인기 드라이브장치의 구성

2. 기어박스 조립체

2.1 중앙기어박스

중앙기어박스의 주요 기능은 엔진으로부터 동력을 전달받아 주날개의 두 구동축으로 동력을 전달하는데 있다. 주날개구동축은 전달 받은 동력을 날개 양단의 로터기어박스와 로터로 동력을 전달한다. 중앙기어박스의 두 번째 기능으로 윤활유 공급을 위한 오일펌프와 냉각장치용 송풍기에 보조 동력을 공급하는 기능이 있다. 다음 그림 2는 중앙기어박스의 기본적인 형상을 도시한 것이다.

중앙기어박스는 후면의 입력 피니언 구동축에 연결된 커플링 플랜지를 통해 엔진으로부터 동력을 전달 받는다. 입력 스파이럴 베벨기어는 중량을 줄이기 위해 또한, 구동축의 동력 전달 효율을 최대화하기 위해 입력 구동축과 일체형으로 설계하였다.

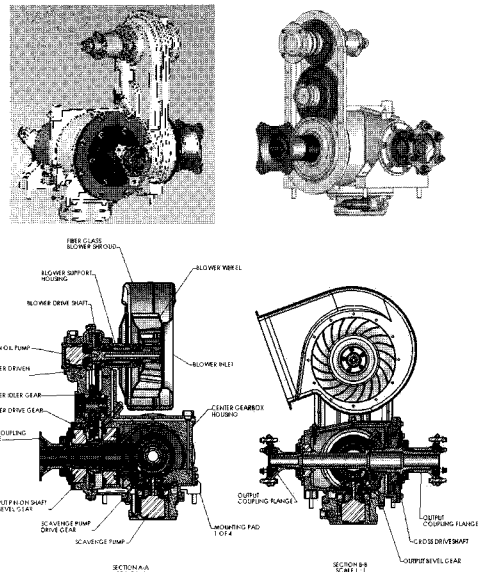


그림 2. 중앙기어박스의 형상

NEi-NASTRAN을 사용하여 주 하우징, 커버 축, 베어링, 체결용 하드웨어 등을 포함하는 완전한 조립체 모델을 사용하여 중앙기어박스를 해석하였다. 테이퍼롤러베어링은 롤러의 접촉각과 일치하는 원추형의 박막체로 그리고, 그 원추의 정점은 구름 요소의 중심점에 위치하도록 모델링하였다. 테이퍼롤러베어링에 대한 모든 하중은 그 원추의 표면을 따라 전달되는 것으로 모델링하였는데, 이러한 접근 방법은 테이퍼롤러베어링에 대해 작용하는 반경 방향 및 축 방향의 하중 모두를 감당할 수 있도록 모델링하는 것이다. 레이디얼볼베어링은 어떠한 축 하중에도 반작용을 일으키지 않는다고 가정하였으며, 이들 요소는 단지 반경 방향의 하중에 대해서만 저항할 수 있는 박판으로 모델링하였다. 보수적인 관점과 해석의 단순화를 위해, 체결용 하드웨어들은 중앙기어박스에서 접촉면을 통해 하중 전달이 일어나지는 않지만 기계적인 조립체의 모든 하중을 감당하는 것으로 가정하였으며, 기어박스 후면의 기어박스 커버는 베어링 반력을 제외하곤 어떠한 하중도 부가되지 않는다고 가정하였다.

기어에 걸리는 하중은 기어 이 상에 작용하는 기어 메시 중앙에 작용한다고 가정하였다. 스파

베어링 타워, 기어박스 케이스, 기어박스 커버, 전환 스피들 조립체, 작동기 장착 러그, 로터 마스터 축, 입력 피니언 축, 모든 베어링, 장착용 하드웨어 등을 총 망라한 로터기어박스 조립체를 NEi-NASTRAN을 사용하여 해석하였다.

테이퍼롤러베어링은 톨러의 접촉각과 일치하는 원추형의 박막체로 그리고, 그 원추의 정점은 구름 요소의 중심점에 위치하도록 모델링하였다. 테이퍼롤러베어링에 대한 모든 하중은 그 원추의 표면을 따라 전달되는 것으로 모델링하였는데, 이러한 접근 방법은 테이퍼롤러베어링에 대해 작용하는 반경 방향 및 축 방향의 하중 모두를 감당할 수 있도록 모델링하는 것이다. 레이디얼볼베어링은 어떠한 축 하중에도 반작용을 일으키지 않는다고 가정하였으며, 이들 요소는 단지 반경 방향의 하중에 대해서만 저항할 수 있는 박판으로 모델링하였다.

보수적인 관점과 해석의 단순화를 위해, 체결용 하드웨어들은 중앙기어박스에서 접촉면을 통해 하중 전달이 일어나지는 않지만 기계적인 조립체의 모든 하중을 감당하는 것으로 가정하였다. 기어에 걸리는 하중은 기어 이 상에 작용하는 기어 메시 중앙에 작용한다고 가정하였다. 최대 운용 하중을 대표하는 두 개의 크기가 같고 방향이 반대인 하중은 스파이럴 베벨기어에 작용하는 것으로 하였다.

볼트와 핀으로 이루어진 모든 연결부에 대해서 전단 하중은 단지 핀에만 작용하고 볼트는 모든 축 방향의 하중을 감당하는 것으로 하였다. 다만 볼트 한 종류로만 연결되는 경우에는 볼트가 전단 하중 및 축 방향 하중 모두를 감당하는 것으로 가정하였다. 접촉면을 따라 하중의 전달은 없으며, 볼트는 예하중(Preload)을 갖지 않는 것으로 가정하였다. 이러한 제한조건들은 매우 복잡한 모델과 해석을 단순화하기 위한 것이다.

해석 모델은 전환 스피들 축에 대한 수직 방향의 움직임의 없애기 위해 전환 베어링에 구속 조건을 두었으며, 이는 파일론전환작동기에 의해 전환축을 중심으로 회전이 일어나는 것을 억제하고 전환축 방향을 따라 움직임을 구속하는 것으로 하였다. CAMRAD II의 해석 결과로 주어지

는 비회전 허브 하중은 허브의 회전 중심에서 로터 축으로 작용하는 것으로 하였다. 스와시플레이트 작동기의 하중은 로터기어박스 상부 케이스에 위치한 장착용 러그에 작용하는 것으로 가정하였다. 모든 전이 하중은 불확실성 계수 1.5를 고려하여 해석하였다. 로터기어박스의 유한요소 해석을 위한 구속조건 및 모델을 그림 8에 도시하였다.

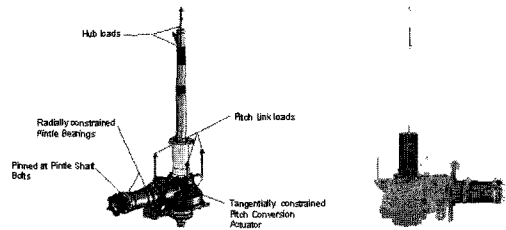


그림 8. RGB 유한요소모델

로터기어박스 각 부품들의 최대 응력을 구하기 위해 Pull-Up&Gust, Rolling Pull-Up&Gust, Transition 5, Transition 8 등의 조건에 대한 최대하중을 각각 적용하여 해석하였다. Pull-Up, Rolling Pull-Up, Transition 5, Transition 8 등의 조건은 평균 및 교번 하중을 적용하여 각각 해석하였었다.

이러한 주요 부품에서의 좀 더 정밀한 응력 분포를 알아보기 위해 전환 스피들 조립체를 Transition 5의 경우에 대해서는 별도의 부분 조립체로 모델링하였다. 다른 모든 응력의 경우에는 만족할만한 결과를 보여주었으며, 부분 조립체로 모델링을 하였다라도 보수적인 관점에서 좀 더 높은 응력 결과가 나타났을 것이다. 이들 부분 조립체의 모델은 볼트 하중을 사용한 것이다. 플랜지에 걸리는 볼트의 예하중은 볼트 패턴 후면의 재료를 근사화하기 위해 1°의 플랜지를 추가하여 가정하였다. 볼트의 예하중은 운용 중에 분리가 일어나지 않도록 충분히 고려하였으며, 이를 위해 핀틀과 플랜지 사이의 분리를 방지하기 위한 구속 방정식을 포함시켰다. 또한, 플랜지는 해석적 안전성 확보를 위해 일반적인 구속 조건들을 가지도록 하였다.

조립체 모델로부터 7050-T751과 6061-T6 재질의 구성품별로 안전 계수요약 결과를 표 2와 표 3에 또한, 평균 및 교번 하중에 대한 요약 결과를 표 4와 표 5에 제시한다.

표 2. 7050 부품의 최대 응력 및 안전 여유

Load case	Pylon Gear box		pintle assembly		Pylon actuator bracket	
	Stress (ksi)	M.S.	Stress (ksi)	M.S.	Stress (ksi)	M.S.
Pullup + Gust	11.9	3.09	17.9	1.72	17.7	1.75
Rolling Pullup + Gust	10.4	3.68	18.2	1.67	17	1.86
Transition 5	17.2	1.83	17.6	1.77	19.2	1.53
Transition 8	15.1	2.22	21	1.32	20.4	1.39

표 3. 6061 부품의 최대 응력 및 안전 여유

Load case	Pylon gear box cover		bearing tower	
	Stress (ksi)	M.S.	Stress (ksi)	M.S.
Pullup + Gust	3.1	6.53	5.17	3.51
Rolling Pullup + Gust	3.3	6.07	4.48	4.21
Transition 5	2.1	10.11	7.58	2.08
Transition 8	3.553	5.57	1.18	18.77

표 4. 7050 부품의 평균 및 교번 주응력

Load case	Pylon Gear box		pintle assembly		Pylon actuator bracket	
	alt (ksi)	mean (ksi)	alt (ksi)	mean (ksi)	alt (ksi)	mean (ksi)
Pullup	2.323	8.137	5.3	15.4	2.77	12.36
Rolling Pullup	4.782	9.191	4	15.7	5.44	11.536
Transition 5	5.07	10.556	7.2	16.4	5.675	15.854
Transition 8	0.769	19.4	0.9	22.9	0.897	16.934

표 5. 6061 부품의 평균 및 교번 주응력

	Pylon gear box cover		bearing tower	
	alt (ksi)	mean (ksi)	alt (ksi)	mean (ksi)
Pullup	0.67	3.2	2.849	3.742
Rolling Pullup	0.8	3.358	2.995	3.971
Transition 5	1	3.175	4.981	3.972
Transition 8	0.15	3.7	0.7	1.36

Transition 5의 경우, 핀틀 조립체에 대한 교번 응력은 내구성보다 수명을 저하시킨다. 5.1 ksi의 교번 하중에 대해 보다 정밀한 결과를 얻기 위해 부분 조립체 모델을 생성하였다. 그림 9는 모든 구성품에 대한 Goodman 선도를 나타낸 것이다. 그림 9에서 6061-T6 및 7050-T7451 Goodman 곡선 모두 함께 나타내었다. 결과적으로 모든 구성품은 HCF Endurance에 대해 내구성이 높은 수명을 가지는 것을 보여주고 있다.

기어박스 각 구성품의 경우 Ground-Air-Ground와 관련한 LCF Endurance는 다음 그림 10에 나타내었다. 최대 주응력은 구성품 상에 같은 위치와 방향은 아닐지라도 평균 및 교번 응력을 부가함으로써 보수적으로 평가되었다.

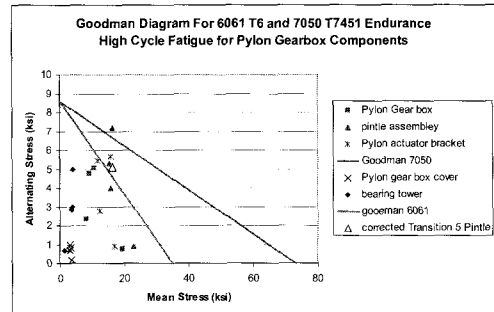


그림 9. HCF에 대한 Goodman 선도

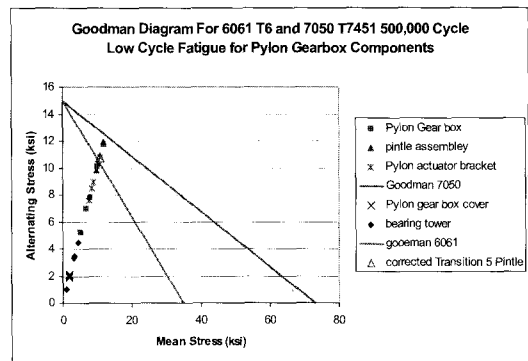


그림 10. LCF에 대한 Goodman 선도

2.3 스파이럴베벨기어

2.3.1 기어의 구조해석

스파이럴베벨기어에 대한 최적화 연구를 수행하였다. 이는 기어가 운용 하중에 대해 적절한 접촉 패턴을 유지하면서 적절한 강성을 가지고 피로 응력을 견딜 수 있도록 충분한 강도를 유지할 수 있는 최저 수준까지 기어의 중량을 줄이기 위한 것이었다. 최적화 과정의 초점은 두 베벨기어의 기어 허브(Hub)와 림(Rim) 사이의 웨브(Web) 면적을 줄이는데 있었다.

기어 재질은 Rockwell C Scale로 최소 표면 경도가 60이고 코어 경도가 36에서 42 사이인 AMS 6265 침탄강이다. 이 경도 값들은 부품의 코어에 대한 160 ksi의 극한 인장 강도와 상응하는 것이다. 베벨기어는 각각의 구동축을 구동하는 스플라인으로 지지된다고 가정하였다. 극한

하중은 중앙기어박스의 경우 440 hp, 로터기어박스의 경우 264 hp로서 피치 직경에서 기어 이에 각각 작용하는 것으로 가정하고 해석하였다.

응력은 모두 양진(Alternating) 응력으로 나타났으며, 50%의 극한 강도를 평균 내구 응력으로 가정하면 이 값은 80 ksi 이다. 또한, 실제 설계 하중으로는 매우 보수적인 관점으로 50%의 평균 내구 응력 즉, 40 ksi을 사용하였다. 그 이유는 표면처리의 가변성과 부품의 크기, 하중의 불확실성, 윤활 조건, 그 외에 정의하기 어려운 여러 요소들을 고려하였기 때문이다.

각각의 기어에 대해 만족할만한 응력 수준을 얻은 다음에는 기어의 고유진동수에 대한 운용 주파수를 검토하였다. 또한, 어떤 파괴 가능성이 있는 조화 주파수를 배제하기 위해 회전 당 한 사이클 및 기어 이 개수를 조사하였다. 각 기어에 대해 첫 여섯 개의 모드에 따른 변위와 주파수를 그림 11과 표 6에 각각 나타내었다. 아울러, HCF Endurance에 대한 Goodman 선도를 그림 12에 각각 도시하였다.

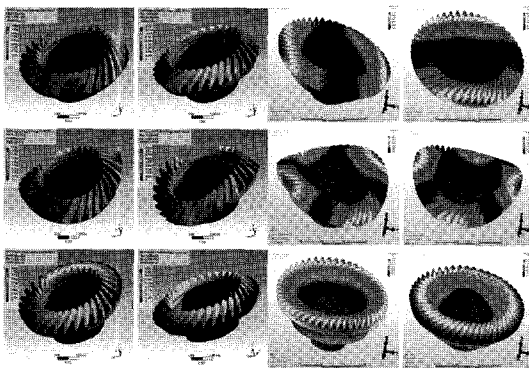


그림 11. CGB/RGB 베벨기어 모드별 변위

표 6. CGB/RGB 베벨기어의 주파수

Normal Running Rpm	1/rev		# of teeth * 1/rev	Normal Running Rpm	1/rev		# of teeth * 1/rev
	Hz	Hz			Hz	Hz	
4000	76.60957	2300		1605	26.75	1310.75	
3680	61.33333	1940		1294	21.4	1048.6	
Mode	Frequency	% Avoidance		Mode	Frequency	% Avoidance	
1st	5046.00	119.39		1st	2998.82	98.27	
2nd	5055.54	119.81		2nd	2634.95	101	
3rd	5443.2	138.88		3rd	3517.89	189.39	
4th	5460.78	139.99		4th	3555.39	171.25	
5th	6372.48	177.00		5th	3782.62	187.05	
6th	9392.3	308.36		6th	4559.29	249.9	

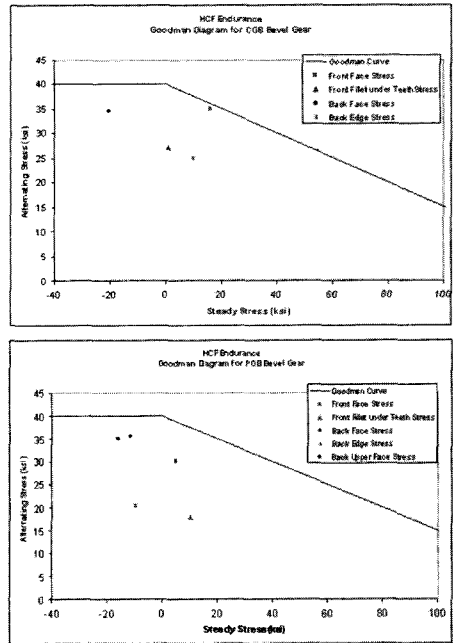


그림 12. CGB/RGB Goodman Diagram

2.3.2 중앙기어박스 입력 피니언 구동축의 구조해석

중앙기어박스의 입력 피니언 구동축은 6,000 rpm에서 440 hp의 극한하중에 대해 강도와 피로해석을 수행하였다. 그 결과, 두 개소의 높은 응력 발생 영역이 축을 따라 두 필릿 부위에 위치함을 알 수 있었다. 그림 13에 이 두 개소의 높은 응력 발생 영역을 도시하였다.



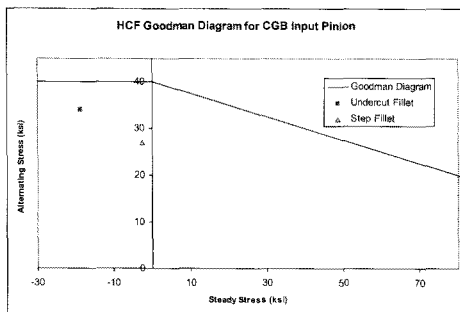
그림 13. 최대응력 발생 영역

또한, 입력 피니언 축의 최대 응력과 안전 여유와 함께, 이들 두 필릿 영역에서의 응력 값 및 안전여유를 표 7에 나타내었다. 안전 여유는 약 0.757로 나타났다.

표 7. 응력 및 안전 여유

Mean Stress	Alternating Stress	Max Stress
-18.8	34	52.8
-2.5	27	29.5
	Ultimate Strength	160
	Safety Margin	0.757

축 재질은 Rockwell C Scale로 최소 표면 경도가 60이고 코어 경도가 36에서 42 사이인 AMS 6265 침탄강이다. 이 경도 값들은 부품의 코어에 대한 160 ksi의 극한 인장 강도와 상응하는 것이다. 응력은 모두 양진(Alternating) 응력으로 나타났으며, 50%의 극한 강도를 평균 내구 응력으로 가정하면 이 값은 80 ksi이다. 또한, 실제 설계 하중으로는 매우 보수적인 관점으로 50%의 평균 내구 응력 즉, 40 ksi을 사용하였다. 그 이유는 표면처리의 가변성과 부품의 크기, 하중의 불확실성, 운할 조건, 그 외에 정의하기 어려운 여러 요소들을 고려하였기 때문이다. HCF Goodman 선도를 그림 14에 도시하였으며, 중앙기어박스 입력 피니언 축은 6,000 rpm에서 440 hp의 극한하중까지 설계 운용조건에서 무한대 수명을 가진다는 사실을 알 수 있다.

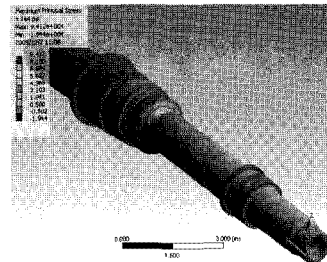

그림 14. Goodman Diagram

2.3.3 중앙기어박스 출력 교차 구동축의 구조해석

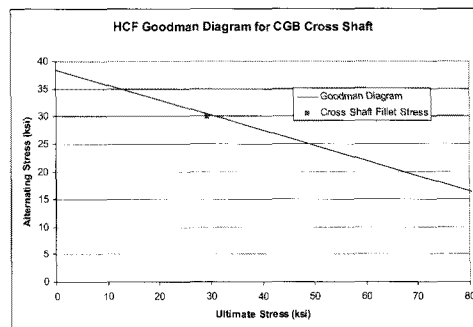
중앙기어박스 출력 교차 구동축의 안전 여유와 내구 수명을 결정하기 위해 파일론 토크와 베어링 반작용 하중과 함께 중앙기어박스 베벨기어에 대한 반작용 하중을 교차 구동축에 적용하였

다.

교차 구동축은 140 ksi의 극한 인장 강도와 38.5 ksi의 최대 허용 내구 응력을 가지는 티타늄 재료를 사용하여 제작된다. 내구 응력은 표면처리와 신뢰성을 위해 적절한 녹다운 계수를 고려하였다. 59.3 ksi의 최대 등가 하중이 베벨기어 장착 부위로부터 축의 중심 방향으로 펼릿 반경에 집중되는 결과(그림 15, 표 8)를 보여 주었으며, 이 때 안전 여유는 0.57로 나타났다. 평균 및 교번 응력에 따른 Goodman 선도를 그림 16에 도시하였다.


그림 15. 최대응력 영역
표 8. 응력 및 안전 여유

Mean Stress	Alternating Stress	Maximum Stress
29.35	29.95	59.3
	Ultimate Strength	140
	Margin of Safety	0.574


그림 16. Goodman Diagram

2.3.4 로터기어박스 입력 피니언 구동축의 구조해석

로터기어박스 입력 피니언 축은 4,600 rpm에서 극한 하중 264 hp에서 강도 및 피로 해석을 수행하였다. 동력 부하에 따른 기어 이 하중뿐만 아니라 베어링의 반작용 하중도 해석에서 고려하였다.

피니언 축에서 최대 응력은 입력 볼러 베어링에 인접한 기어 몸체 뒤 필릿 부분에서 발생하였다(그림 17). 결과적으로 응력을 낮추기 위해 그 영역에서는 그림에서와 같이 언더컷 필릿을 사용하여 보완하였다.

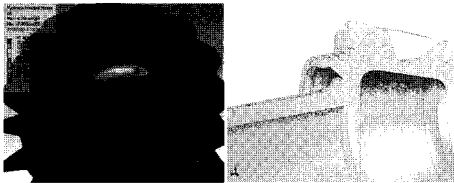


그림 17. 최대응력 발생 영역

피니언 축에 대한 필릿 영역에서의 응력 값을 최대 응력과 안전 여유 등과 함께 다음 표 9에 요약하여 나타낸다. 축 재질은 Rockwell C Scale로 최소 표면 경도가 60이고 코어 경도가 36에서 42 사이인 AMS 6265 침탄강이다. 이 정도 값들은 부품의 코어에 대한 160 ksi의 극한 인장 강도와 상응하는 것이다. 응력은 모두 양진 응력으로 나타났으며, 50%의 극한 강도를 평균 내구 응력으로 가정하면 이 값은 11.52 ksi이다. 또한, 실제 설계 하중으로는 매우 보수적인 관점으로 50%의 평균 내구 응력 즉, 40 ksi을 사용하였다. 그 이유는 표면처리의 가변성과 부품의 크기, 하중의 불확실성, 윤활 조건, 그 외에 정의하기 어려운 여러 요소들을 고려하였기 때문이다. 그 결과, 안전 여유는 0.395로 나타났다.

표 9. 응력 및 안전 여유

Mean Stress, ksi	Alternating Stress, ksi	Maximum Stress, ksi
11.52	54.99	66.51
	Material Ultimate Stress, ksi	160
	Margin of Safety	0.395

HCF Goodman 선도를 그림 18에 도시하였으

며, 로터기어박스 입력 피니언 축은 4,600 rpm에서 264 hp의 극한하중까지 설계 운용조건에서 무한대 수명을 가진다는 사실을 알 수 있다.

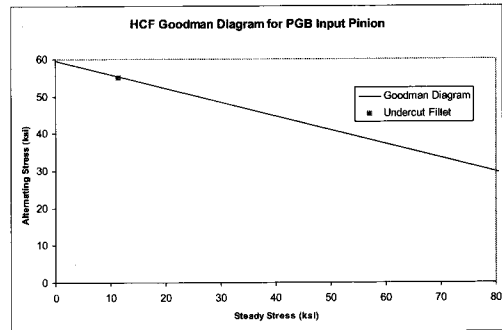


그림 18. Goodman Diagram

2.3.5 로터기어박스 로터 마스터 구동축의 구조해석

로터 마스터 구동축은 NEi-NASTRAN을 사용하여 정적 강도와 모드 해석을 수행하였다. 마스터 축은 베어링 위치에서 반경 방향으로 구속되었고, 베벨기어 스플라인 위치에서 축 방향 및 접선 방향으로 구속되었다. 응력 모델에 대해 허브의 중심에 하중과 토크를 적용하였다. 베벨기어 스플라인은 축 상에 존재하기 때문에 스플라인의 이뿌리 직경으로 축을 모델링하였다.

마스터 축의 최악의 하중 조건은 Rolling Pull-Up으로서, 이 경우에 대해 정적 하중 및 교번 하중 모두를 사용하여 불확실성 계수 1.5를 고려하여 유한요소 해석을 수행하였다. 이 하중의 경우, 마스터 축 상의 허브 장착 위치에서 최악의 응력 발생이 예측되었으며, 그 결과를 다음 그림 19에 도시하였다.

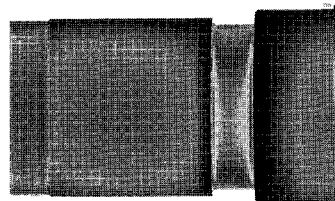


그림 19. 최대 교번 주응력

최대 주응력은 허브 장착 홈에서 평균 응력은 36.1 ksi, 교번 응력은 25.1 ksi로 나타났으며 또한, 최대 Von Mises 응력은 71.8 ksi 이다. 이 경우 안전 여유는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$M.S. = \frac{150}{71.8 \times 1.5} = 0.39$$

만족할만한 피로 수명을 얻기 위해 허브 장착 홈 위치에서 32 min rms 이하의 표면거칠기가 필요하고, 이에 따른 주파수 및 저 주파수에 대한 피로 수명을 계산하였다. 4,000 시간 비행 수명의 Goodman 선도에 그 결과를 그림 20에 나타냈다.

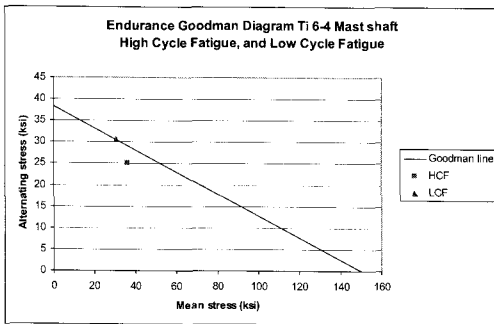


그림 20. Goodman Diagram

3. 구동축 및 커플링

그림 21은 SUAV 좌측 드라이브장치의 주날개 구동축과 커플링의 개략적인 배치도를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이, SUAV 로터장치의 동력은 PW206C 터빈 엔진으로부터 가요성 커플링에 의해 중앙기어박스로 전달된 동력을 날개 양단의 로터기어박스까지 주날개를 가로지르는 구동축을 통해 다시 전달된다.

3.1 주날개 구동축 피팅의 구조해석

구동축 피팅의 수명을 예측하기 위해 해석을 수행하였다. 모든 해석에서 4,517 in-lb의 극한 하중 토크 값을 사용하였다. 해석의 초점은 스플라인 연결에 따른 안전 계수를 결정하는데 있다.

피팅의 스플라인 영역에서의 전단 및 인장, 압축 강도를 계산하고 각각에 대한 안전 계수를 다음 표 10에 정리하였다.

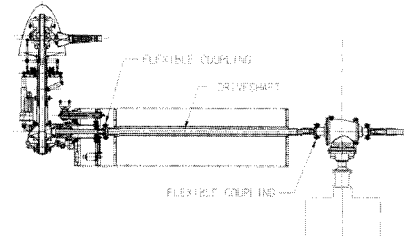


그림 21. 주날개 구동축과 커플링의 배치도

표 10. 피팅 스플라인의 안전 여유

	Stress (ksi)	Margin
Shear Stress Under the Root of the Spline	S_s 17,897.92	3.8
Shear Stress at Pitch Diameter of the Spline	S_s 8,107.54	8.3
Compressive Stress on the Side of the Spline	S_c 7,734.59	15.1
Bursting Tensile Stress on the Internal Spline	S_t 12,376.62	9.5

커플링과 스플라인축이 복합재 튜브에 접합되는 영역에 대해 강도 및 내구성을 점검하였다. 이 영역에서의 전단 응력은 다음 식을 사용하여 계산하였다.

$$\tau = \frac{2T}{\pi D^2 L}$$

그 결과, 전단 응력은 501.2 psi, 이에 따른 안전 여유는 2.06 이었다.

한편, 구동축 피팅에서 스플라인 칼라에 대한 해석이 이루어졌다. 주날개는 최대 1.5°의 굽힘을 가진다고 가정하였으며, 이 때 굽힘 모멘트는 120 in-lb로 계산되었다. 스플라인 칼라에 토크와 함께 이 모멘트를 적용하였으며, 그에 따른 안전 계수와 내구성을 결정하였다. 스플라인 그 자체를 제외한 최대 응력은 그림 22에서처럼 칼라와 축 사이의 필릿에 존재함을 알 수 있다. 이 영역에서의 안전 계수는 2.18이다.

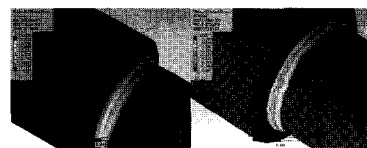


그림 22. 최대 및 최소 주응력

그림 23에 티타늄 구동축의 Goodman 선도를 나타낸다. MIL-HDBK-5로부터 사용 재료의 경우, 극한 응력은 128 ksi이고 교번 내구 응력은 22.5 ksi 임을 알 수 있다. 교번 내구 응력의 경우 신뢰성, 표면처리 등등의 요소들을 고려하여 그 값의 50%를 사용하였다.

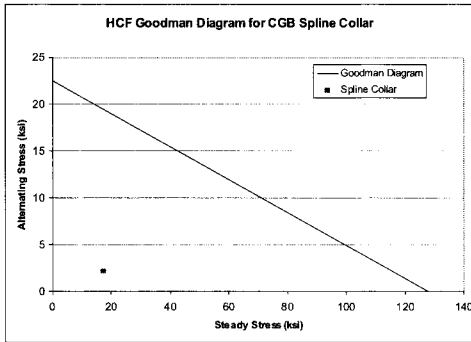


그림 23. HCF에 대한 Goodman 선도

3.2 구동축 커플링 플랜지의 구조해석

중양기어박스과 로터기어박스 측의 구동축 커플링을 위한 토크 전달용 플랜지를 해석하였다. 날개의 휨으로 발생하는 굽힘을 시뮬레이션하기 위해 커플링 장착 면에 120 in-lb의 모멘트와 4,517 in-lb의 토크가 동일하게 작용한다고 가정하였다. 그 결과, 각각의 커플링 플랜지는 1.02 및 0.47의 안전여유를 가지는 것으로 나타났다. 그림 24와 그림 25의 Goodman 선도에서 그 응력을 나타내었다. 결과적으로 두 커플링 플랜지 모두 정상 운용조건 하에서 무한대의 수명을 가지는 것으로 예측되었다.

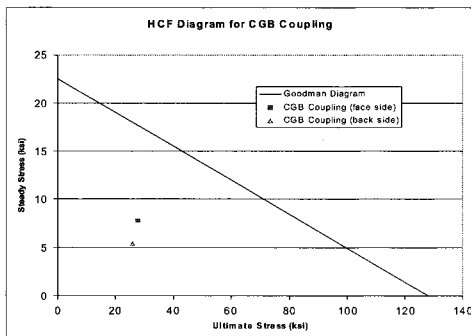


그림 24. CGB 측 HCF의 Goodman 선도

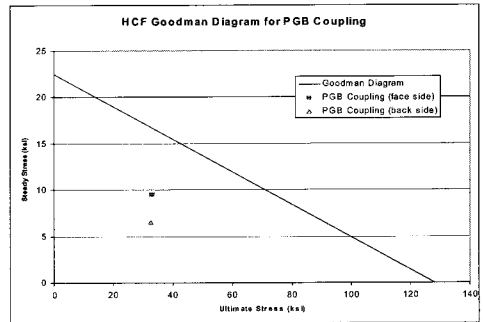


그림 25. RGB 측 HCF의 Goodman 선도

저 주파수 피로의 경우, 평균 및 절반의 진폭 응력으로 계산된 최대응력의 50%를 사용하였다. 50% 녹다운방식을 사용하여 Ground-Air-Ground 주기에 대해 각각의 커플링 플랜지의 수명을 계산하였다. 그 결과, 중앙기어박스 측 커플링 플랜지의 경우 3,000,000 주기 수명을 가지고, 로터기어박스 측 커플링 플랜지의 경우 무한대 수명을 가지는 것으로 나타났다. 이들 값 모두 비행체의 수명 요구조건을 초과하는 것이다. 그림 26과 그림 27에 응력이 높은 영역에 대한 응력 분포도를 도시하였다.

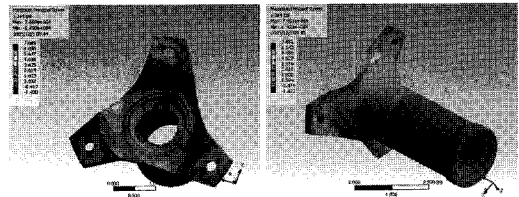


그림 26. CGB 측 커플링 플랜지 응력 분포

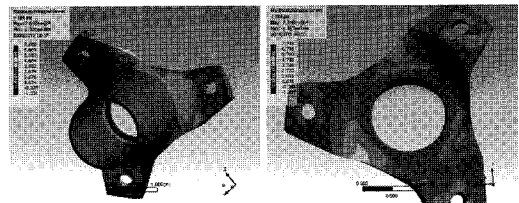


그림 27. RGB 측 커플링 플랜지 응력 분포

구동축 피팅의 스플라인은 어떤 특수한 표면 처리가 필요치 않는 고압 그리스로 밀봉될 것이

다. 커플링에 사용하는 체결용 하드웨어는 고 전단, 고 정밀의 MS21250 계열의 항공기용 볼트를 사용한다. 토크로 인한 전단력 890 lb에 대해 이 볼트에 대한 안전 여유는 4.88로 예측되었다.

3.3 엔진-중양기어박스 연결용 커플링

엔진과 중양기어박스 사이를 연결하는 커플링으로서, 드라이브장치 연결에 필요한 유연성을 제공하기 위해 KAflex®의 가요성 축 커플링을 사용하기로 결정하였다. KAflex® 축 커플링은 기계적인 구동 커플링으로서 윤활유나 실이 필요치 않으며, 2°까지의 각 정렬불량과 축 방향의 길이 변화에 순응하면서 동력을 전달할 수 있다. 일반적인 KAflex® 축 커플링의 경우, 드라이브장치에서 장탈착이 가능한 축단의 피팅에 장착되어 있는 여러 접의 가요성 프레임은 트러스 구조처럼 모서리 위치에서 볼트로 함께 조립되어 있다. KAflex® 축 커플링의 고장 대비(Fail-Safe) 특성으로 인해 하중 전달 요소에서 예측하지 못한 고장이 있을 경우에도 커플링은 계속해서 동력을 전달할 수 있게 한다.

KAflex® 축 커플링은 특수한 용도에 따라 제작사에서 주문에 의한 설계 제작하는 부품으로서, SUAV의 경우에도 엔진과 중양기어박스 연결을 위한 커플링으로 Kamatics Corporation사의 제품을 사용하기로 결정하였다. 엔진 출력부와 중양기어박스 입력부 사이에 장착할 커플링을 두 연결 플랜지와 함께 형상화한 모델을 그림 28에 나타낸다.

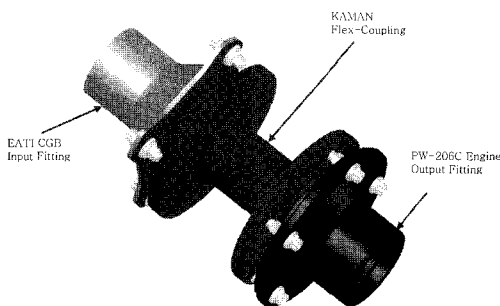


그림 28. 엔진-CGB 커플링 모델

3.4 중앙기어박스 입력 커플링 플랜지

중앙기어박스 입력 커플링 플랜지의 스플라인에 대해 커플링의 유한요소 모델을 이용하여 스플라인 기어 이에서의 응력을 해석하였다. 표 11은 그 결과에 따라 기어 이의 응력 및 안전 여유를 정리하여 나타낸 것이다.

표 11. 응력 및 안전 여유

		Stress (psi)	Margin of Safety
Shear Stress Under the Root of the Spline	Ss	9,143.05	7.4
Shear Stress at Pitch Diameter	Ss	6,442.73	10.5
Compressive Stress on the Side of the Spline	Sc	6,313.88	18.5
Bursting Tensile Stress on the Internal Spline	St	10,599.45	11.0

SUAV 임무 형상에 따른 중앙기어박스에 대한 피크 HP 입력을 사용하여 피크 입력 토크를 계산한 결과 4,622 in-lb 임을 알 수 있었다. 이 토크를 중앙기어박스 입력 커플링의 토크 전달을 위한 플랜지에 적용하여 보면 플랜지에서 18.3 ksi의 최대 등가 응력이 발생함을 알 수 있었다. 6Al-4V 티타늄 합금의 허용 극한 인장 강도는 128 ksi 이므로 안전 여유가 3.66이란 결과를 얻었다. 다음 그림 29에 중앙기어박스 입력 커플링 플랜지의 응력 분포를 도시하였다.

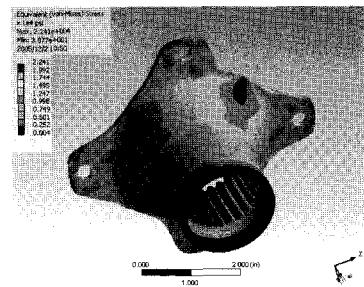


그림 29. 응력 분포

3.5 기어박스 커플링 플랜지

드라이브장치의 모든 기어박스는 그림 13과 같이, Lovejoy 가요성 디스크 커플링을 통해 동력을 전달한다. 그림 30의 경우는 단지 중앙기어박스 좌측 출력 구동축과 주날개 구동축의 연결에 따른 커플링 조립체의 형상을 보여주고 있으

며, 그 외의 다른 모든 주날개 커플링의 경우도 마찬가지로의 형상으로 배치된다.

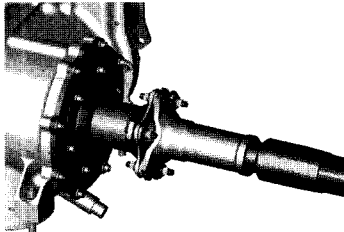


그림 30. 커플링과 플랜지의 조립

로터기어박스 입력 커플링 플랜지의 토크 전달용 러그는 로터기어박스 주날개 구동축 커플링 플랜지의 러그와 같고, 중앙기어박스 출력 커플링 플랜지는 날개 구동축 스플라인 피팅의 러그와 같다. 각각의 커플링 조립체에서의 러그는 커플링에 대응하는 반대편 러그와 동일하기 때문에 커플링 양측의 응력은 모두 같으므로 추가적인 해석은 수행하지 않았다.

4. 결론 및 향후 계획

드라이브장치 주요 구성품의 설계 결과에 대한 안전여유 및 수명예측을 통해 99.00%의 생존율을 가지면서 과부하율 1.1 범위까지는 설계수명 4,000 시간을 만족하고 있음을 나타내었다. 시제기 비행시험 운용조건에 따라 과부하율이 증가할 경우에도, 가용한 운용시간을 예측함으로써, 안전한 비행시험 수행에 필요한 이론적 기준을 확보하였다.

스파이럴 베벨기어 등을 장착한 SUAV 드라이브장치는 제작 후, 비행시험 이전에 Iron-Bird를 사용한 지상시험을 통해, 시스템 요구조건에 대한 적합성 여부를 최종 검증할 예정이다. 현재 아이언버드를 통해 지상시험을 수행 중에 있으며, 순차적으로 로터 시스템을 조립하고 시험할 예정이다. 그 후 로터 시스템의 시험이 완료된 후, 100 시간의 전체 로터 드라이브 시스템의 통합 내구성시험을 수행할 것이다.

마지막으로 드라이브장치 개발업무를 통해, 선

진 기술 습득과 향후 스마트무인기 개발사업으로의 효과적인 기술 축적을 위한 기반을 마련하고, 나아가 스마트무인기 기술개발사업 3 단계 업무 추진을 위한 토대를 마련하였다는데 의의를 두고자 한다.

후 기

본 논문은 지식경제부(舊 산업자원부)의 “스마트무인기기술개발사업”의 일환으로 수행한 결과이며, 이에 감사의 말씀을 드립니다.

참 고 문 헌

1. 김근택, 스마트무인기 드라이브장치 설계결과 보고서, 한국항공우주연구원, 2007.
2. US Army, AMCP 706-204, Engineering Design Handbook, Helicopter Engineering, Part One - Preliminary Design, 1974.
3. ANSI/AGMA 2005-C96 Design Manual for Bevel Gears, 1996.
4. ANSI/AGMA 2003-B97 Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth, 1997.
5. Darle W. Dudley, Handbook of Practical Gear Design, CRC Press, 2002.
6. Carlos A. Fenny and Kenneth E. Hart, "Design and Development of a Pylon Conversion Actuation System for a Civil Tiltrotor Aircraft", American Helicopter Society 56th Annual Forum, Virginia Beach, Virginia, May 2 - 4, 2000.
7. O. C. Zienkiewicz and C. J. Parekh,, "Transient field problems-two and three dimensional analysis by isoparametric finite elements," Int. J. of Num. Meth. Eng., Vol. 2, 1970, pp. 61-71.