

eVTOL 항공기 블레이드 피치 제어용 선형 구동기
기본설계 모델의 구조 안전성 평가김영철¹, 김동협², 김상우^{1,2,†}, 강정현³, 김도형⁴¹한경대학교 ICT로봇기계공학부²한경대학교 융합시스템공학과³(주)영풍전자⁴한화에어로스페이스(주)

Structural Safety Evaluation of Basic Design Model of Linear Actuator for Blade Pitch Control of eVTOL Aircraft

Young-Cheol Kim¹, Dong-Hyeop Kim², Sang-Woo Kim^{1,2,†}, Jeong-Hyun Kang³, Dohyung Kim⁴¹School of ICT, Robotics & Mechanical Engineering, Hankyong National University²Department of Integrated Systems Engineering, Hankyong National University³Youngpoong Electronics Co., Ltd.⁴Hanwha Aerospace Co., Ltd.

Abstract

The structural safety of the basic design model of the linear actuator for the individual blade pitch control of eVTOL personal aircraft was investigated. Stress analysis based on the finite element method was conducted, and the margin of safety was calculated to examine the structural safety under stall load conditions. Additionally, fatigue analysis was conducted to evaluate the fatigue life of the linear actuators under operating conditions. The load history with the blade pitch angle was calculated using multi-body dynamics analysis, and the static load analysis was used to obtain the stress distribution for the rated load. As a result, it was confirmed that the safety margins exceeded zero, and the fatigue lives of all linear actuator components exceeded 10⁷ cycles, indicating a safe structural range.

초 록

본 연구에서는 eVTOL 개인항공기의 개별 블레이드 피치 제어용 선형 구동기 기본설계 모델에 대한 구조 안전성을 검토하였다. Stall 하중에 대한 정적 구조 안전성을 검토하기 위해 유한요소법을 이용한 응력해석을 수행하여 안전여유율을 계산하였다. 또한 선형 구동기의 운용조건에 대한 피로수명을 평가하기 위해 피로 해석을 수행하였다. 다물체 동역학 분석을 통해 블레이드 피치각에 따른 하중이력을 산출하였다. 또한 정하중 해석에 정격하중을 적용하여 응력 분포를 산출하고 피로 해석에 활용하였다. 해석 결과, 선형 구동기의 모든 부품은 0 이상의 안전여유율이 계산되었고, 10⁷ cycles 이상의 피로수명이 산출되어 구조적으로 안전함이 확인되었다.

Key Words : Individual Blade Control (개별 블레이드 제어), Electro-Mechanical Actuator(전기-기계식 구동기), Finite Element Analysis(유한요소해석), Fatigue Analysis(피로 해석), Multi-Body Dynamics (다물체 동역학)

1. 서 론

최근 차세대 교통수단으로 주목받는 개인항공기(PAV: personal air vehicle)는 도심 상공에서 승객이나 화물 등을 운송하는 차세대 교통체계이다. 그중 전기추진 수직이착륙(eVTOL: electric vertical take-off and landing) PAV는 전기로 구동되어 소음이 적고 배기가스를 배출하지 않으며 수직이착륙이 가능하여 활주로를 필요로 하지 않는 장점이 있다[1]. 특히 틸트

Received: Aug. 26, 2022 Revised: Oct. 20, 2022 Accepted: Oct. 24, 2022

† Corresponding Author

Tel: +82-31-670-5113, E-mail: swkim@hknu.ac.kr

© The Society for Aerospace System Engineering

로터형(tilt-rotor) eVTOL PAV는 주익에 장착된 로터의 틸트각을 조정하여 비행하므로 고정익과 회전익기의 장점을 고루 갖춘 것으로 평가받는다[2].

한편 틸트 로터형 eVTOL PAV의 비행 시 블레이드 익단에서 발생하는 와류는 소음과 진동을 유발하여 비행 성능을 저하시킨다. 따라서 블레이드의 피치각(pitch angle)을 제어함으로써 비정상 공기력을 발생시켜 소음과 진동을 저감하는 개별 블레이드 피치 제어 방식(IBC: individual blade pitch control)이 제안되었다[3-5]. 이때 IBC 구동기로는 유지 보수의 간편성, 높은 설계 자유도의 장점을 지닌 전기-기계식 구동기(EMA: electro-mechanical actuator)가 적합하다[6].

IBC EMA는 도심지 내 안전한 수직이착륙과 고속 전진 비행을 위해 정밀한 제어 성능과 우수한 구조 안전성을 필요로 하며, 이와 관련된 많은 연구가 수행되었다[7-9]. Jin은 Lagrange 기법을 통해 블레이드 피치 회전에 따른 EMA 각 부품의 동역학 방정식을 유도하여 동역학 해석을 위한 입력 데이터를 도출하였다[10]. Wang 등은 EMA가 적용된 IBC 시스템을 설계하여 프로토타입을 제작하였고, 지상시험을 수행하여 블레이드 능동 제어에 따른 진동억제 성능을 검증하였다[11]. 이처럼 EMA를 적용한 IBC 기법에 대해 다양한 연구가 수행되었지만, 대부분 EMA의 구조 건전성이 확보됨을 가정하여 EMA의 구조 안전성을 따로 검토하지 않았다. 하지만 도심 상공을 비행할 경우 예상치 못한 부하와 반복하중이 발생하므로 구조 해석을 통한 EMA의 구조 안전성 검토가 반드시 요구된다.

본 연구에서는 eVTOL PAV의 개별 블레이드 피치 제어용 EMA 기본설계 모델에 대한 구조 안전성을 검토하였다. EMA의 Stall 하중에 대한 정적 구조 안전성을 검토하기 위해 유한요소법을 통한 응력해석을 수행하여 안전여유율(MoS: margin of safety)을 계산하였다.

또한 EMA의 운용조건에 대한 피로수명을 평가하기 위해 피로 해석을 수행하였다. 다물체 동역학 해석을 통해 블레이드 피치각에 따른 EMA의 하중이력을 산출하였다. 또한 유한요소법 기반의 정하중 해석에 정격하중(rated force)을 적용하여 응력 분포를 산출하였다. 한편 소재의 불균질성, 손상의 변동성, 외부 환경 등을 고려한 보수적인 피로수명 평가를 위해 적용 소재의 확률론적 응력수명(P-S-N: probabilistic S-N) 선도를 도출하여 피로 해석에 적용하였다.

2. 구조 해석

EMA의 작동 원리는 영구자석형 동기모터(PMSM: permanent magnet synchronous motor)가 토크를 발생시켜 롤러 스크류(roller screw)의 너트(nut)를 회전

시키면 롤러(roller, 12 EA)와 연결된 스크류(screw)가 직선운동 하는 방식이다[12].

EMA의 구조 안전성에서 핵심이 되는 부품은 하우징(housing)과 롤러 스크류이다. 따라서 본 연구에서는 하우징과 롤러 스크류를 대상으로 구조 해석을 수행하였다. 하우징은 전면, 중앙, 후면으로 나뉘고 타이로드(tie rod)에 의해 서로 체결된다.

또한 전면 하우징에는 스크류의 횡방향 고정을 위한 부싱(bushing)이 장착된다. 롤러 스크류는 너트, 롤러, 스크류 그리고 롤러들의 간격과 스크류와의 상대 위치를 유지시키는 캐리어(carrier)로 구성된다. 또한 너트의 축방향 고정을 위한 베어링(bearing, 2 EA)과 리테이너(retainer) 그리고 마운트(mount)가 장착된다.

한편 본 연구에서는 보안상의 이유로 EMA의 구체적인 형상을 제시하지 않았다. 또한 베어링류는 구매품으로써 해당 제원을 참고하여 요구 하중 조건에 대해 구조적으로 안전함을 가정하였고, 기본설계 단계에 따라 롤러 스크류의 설계가 확정되지 않아 너트, 롤러, 스크류의 나사산을 구조 해석에 포함하지 않았다.

2.1 기계적 물성

Table 1은 구조 해석에 적용된 EMA 각 부품 소재의 기계적 물성을 보여준다. 이때 보수적인 피로 해석을 위해 각 소재의 S-N 선도와 Eqs. 1-2를 이용하여 파손확률(P) 1%에 대한 P-S-N 선도를 도출하였다[13].

$$\log N_f = \alpha - \beta \log S \quad (1)$$

$$\log N_f = \alpha - \beta \log S - Z\sigma(\log N_f) \quad (2)$$

여기서 S 와 N_f 는 각각 응력 진폭과 파단 수명이고, α 와 β 는 S-N 선도의 절편과 기울기를 나타낸다. 또한 $\sigma(\log N_f)$ 는 파단 수명에 대한 표준 편차를 의미한다. 이때 응력비(R)가 -1인 S-N 선도와 Eq. 1을 통해 S-N 선도의 절편과 기울기를 산출하였다. 또한 정규분포 테이블에서 분포함수 값 0.01에 상응하는 표준값($Z=2.33$)을 적용하여 파손확률 1%에 대한 P-S-N 선도를 도출하였다. Fig. 1은 각 소재의 P-S-N 선도를 보여준다. 소재 #1, #2, #3의 파손확률 1%에 대한 피로 강도(10^7 cycles)는 각각 512.5 MPa, 85.3 MPa, 455.0 MPa 이 산출되었다.

2.2 정하중 해석

본 연구에서는 EMA의 Stall 하중에 대한 핵심 부품의 정적 구조 안전성을 검토하였다. 이때 상용 유한요소 해석 프로그램인 ABAQUS/standard를 이용하여

Table 1 Mechanical properties of material used in structural analysis

Mechanical properties	Materials		
	#1	#2	#3
Elastic modulus (GPa)	200.0	74.2	213.7
Poisson's ratio	0.28	0.33	0.3
Yield strength (MPa)	1,172.1	420.0	929.5
UTS* (MPa)	1,310.0	512.3	1,060.7
Fatigue strength (MPa)	662.4 (P= 50%)	128.1 (P= 50%)	499.7 (P= 50%)
$N_f = 10^7$ cycles, R= -1	512.5 (P= 1%)	85.3 (P= 1%)	455.0 (P= 1%)

* Ultimate Tensile Strength

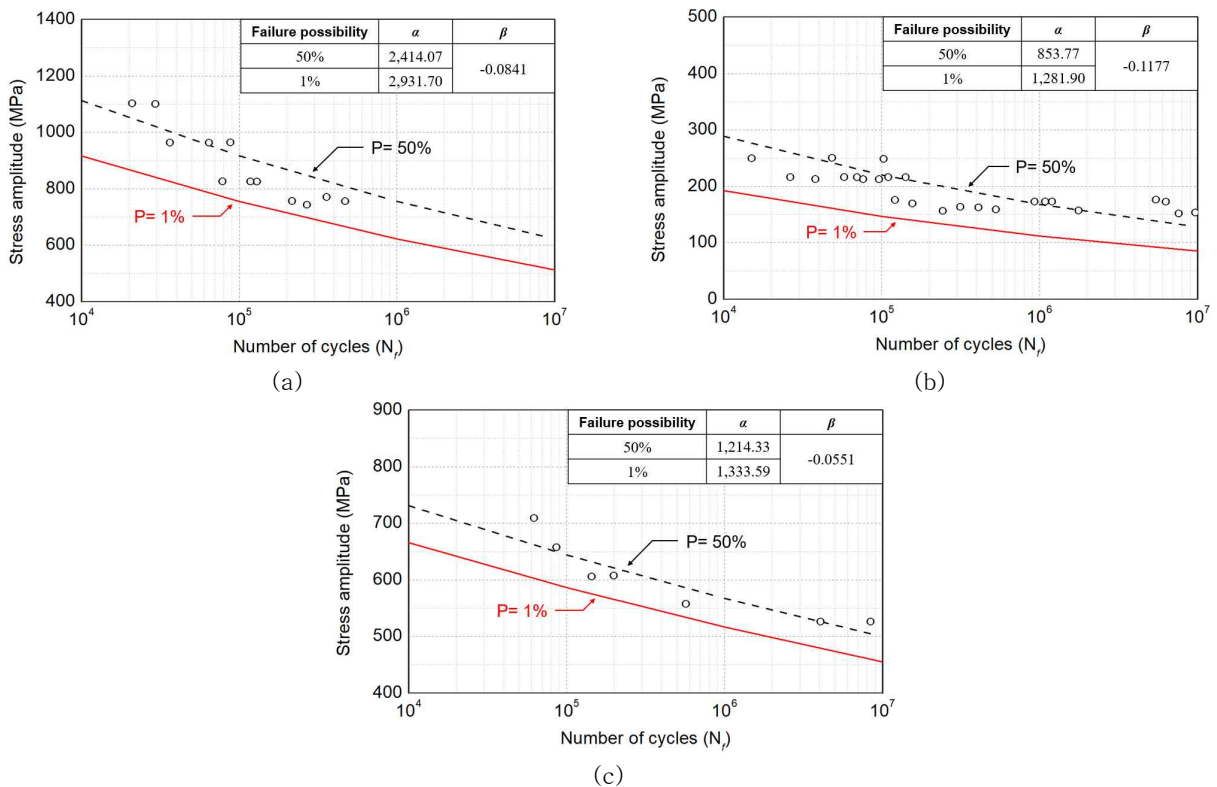


Fig. 1 The probabilistic S-N curves (a) Material #1; (b) #2; (c) #3

정하중 해석을 수행하였다.

Figure 2는 정하중 해석에 사용된 EMA 핵심 부품의 유한요소 모델과 경계조건을 보여준다. 이때 EMA의 대칭적 형상을 고려하여 해석 시간을 단축시키기 위해 대칭면을 기준으로 1/2만 모델링 하고 Symmetry 조건을 적용하였다. Figure 2(a)에 나타난 바와 같이 하우징(전면, 중앙, 후면)과 타이로드에 Surface-to-surface 접촉조건을 적용하였고, Tie 조건을 이용하여 부싱을 전면 하우징에 고정시켰다. 또한 Fig. 2(b)에 나타난 것과 같이 EMA의 기체 장착 조건을 고려하여 하우징 전면부의 6 자유도를 고정시켰다. 소재의

경우, 하우징의 모든 부품에 소재 #2의 기계적 물성을 적용하였다. 또한 요소(element)의 경우 정적 해석에 주로 사용되는 C3D8R(an 8-node linear brick)과 C3D10(an 8-node linear brick) 요소를 혼합하여 407,782 개의 요소와 640,623 개의 절점(node)을 생성하였다. 이때 요소의 크기를 5 mm에서 2 mm까지 감소시키면서 요소 수렴도 테스트를 수행하였고, 2.5 mm의 크기를 갖는 요소를 적용했을 때 해의 결과가 수렴됨을 확인하였다.

한편 Fig. 2(a)에 나타난 바와 같이 나사산이 제거된 너트와 볼러, 스크류 사이에 각각 Tie 조건을 적용하

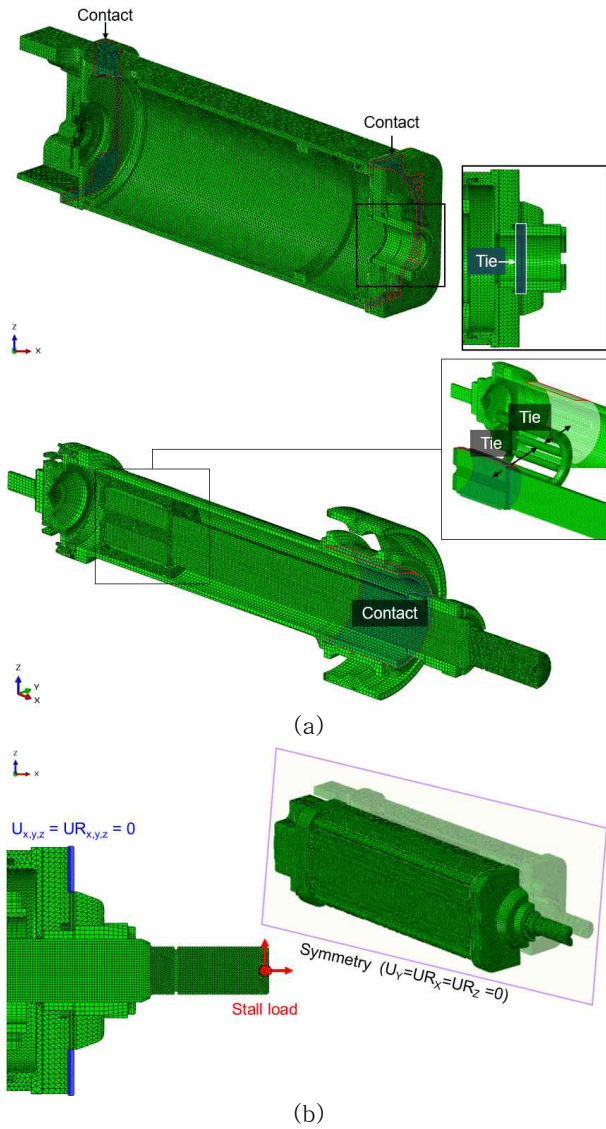


Fig. 2 (a) The finite element models and (b) the load and the boundary conditions used in static load analysis

여 축방향 직선운동을 구속시켰다. 또한 기체의 블레이드 링크와 EMA의 로드엔드(rod end)가 서로 체결되는 지점에 Stall 하중을 적용하였다. 한편 본 연구에서는 보안상의 이유로 EMA 요구도에 대한 구체적인 수치를 제시하지 않았다. 소재의 경우 볼러와 스크류에 소재 #3의 기계적 물성을 적용하였고, 너트, 리테이너, 캐리어 그리고 마운트에 소재 #1의 기계적 물성을 적용하였다. C3D8R과 C3D10 요소를 혼합하여 242,073 개의 요소와 320,177 개의 절점을 생성하였다. 따라서 정하중 해석에 사용된 요소와 절점의 총 개수는 689,302 개와 1,019,679 개이다. Table 2는 EMA 핵심 부품의 정하중 해석에 사용된 소재와 요소 및 절점의 개수를 보여준다.

Table 2 The materials and the number of elements and nodes used in the structural analysis

Components	Materials	The number of Elements and nodes
Nut	#1	14,660 / 22,933
Retainer		1,820 / 2,444
Carrier		4,441 / 8,295
Mount		7,653 / 11,356
Housings	#2	384,278 / 603,389
Bushing		1,992 / 2,905
Tie rod	#3	21,512 / 34,329
Screw		185,255 / 234,585
Rollers		28,244 / 40,564

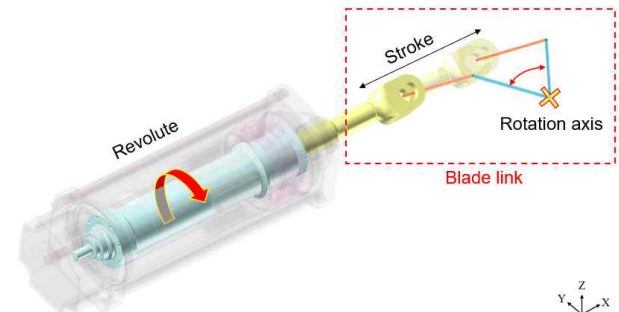


Fig. 3 Linear actuator and blade links used in the multi-body dynamics analysis

2.3 피로 해석

2.3.1 다물체 동역학 해석

본 연구에서는 EMA의 운용조건에 따른 하중이력을 산출하기 위해 다물체 동역학 해석을 수행하였다. EMA는 블레이드 피치각이 0° 에서 70° 가 되도록 왕복 운동하며, 최대 피치각에 대한 최대 스트로크는 약 91.06 mm이다. 이때 블레이드의 피치각에 따라 EMA에 가해지는 하중은 달라지며, 블레이드 링크가 수직이 되는 지점에 도달하게 되면 EMA에 축하중만 작용한다. Fig. 3은 EMA와 블레이드 링크의 경계조건을 보여준다.

Figure 3에 나타낸 것과 같이 강체 빔을 통해 기체의 블레이드 링크를 모사하였고, 블레이드의 회전 중심 축에 정격 토크를 적용하였다. 또한 각 링크에 회전 조인트(rotational joint) 조건을 적용하여 EMA의 직선운동이 블레이드의 피치를 제어하도록 하였다.

EMA의 내부 경계 조건에서는 마운트와 너트가 서로 볼트 체결되므로 Merge 조건을 통해 하나의 모델로 형성하였다. 또한 각 부품들의 구동조건을 고려하여 회전 조인트와 병진 조인트(translational joint) 그리고 Cylindrical 조인트를 적용하였고, 각 부품에 적

Table 3 Boundary conditions used in the multi-body dynamics analysis

Type	Base elements	Action elements	Boundary conditions
Merge	Nut	Mount	-
Revolute	Ground	Nut	X-axis rotation
Cylindrical	Nut	Screw	X-axis rotation
Revolute	Screw	Carrier	X-axis rotation
Revolute	Carrier	Rollers	X-axis rotation
Coupler	Revolute (nut)	Cylindrical (screw)	Scale $c_2 = 1.0$

용된 조인트 조건을 Table 3에 나타내었다.

한편 커플러(coupler) 조인트를 활용하여 너트의 회전 전에 따른 스크류의 직선운동을 모사하였다. 이때 커플러 조인트의 척도인자는 Eq. 3을 통해 산출된다.

$$c_1 \times v_1 + c_2 \times v_2 = 0 \quad (3)$$

위 식의 v_1 과 v_2 는 Base 요소와 Action 요소의 속도이고, c_1 과 c_2 는 Base 요소와 Action 요소의 척도인자를 나타낸다. 이때 Action 요소의 척도인자(c_2)는 Base 요소의 척도인자(c_1)를 1로 가정하고, Base 요소와 Action 요소의 속도비를 이용하여 계산된다. 그러나 본 연구에서는 롤러 스크류의 설계가 확정되지 않아 Base 요소(revolute; 너트)와 Action 요소(cylindrical; 스크류)의 속도비를 1로 가정하여 c_2 에 1을 적용하였다. 또한 너트의 각속도를 2π rad/s로 가정하였고, 이에 따라 산출된 스크류의 속도는 23.28 mm/s이다.

2.3.2 피로 해석

피로 해석에 앞서 정격 하중(rated load) 조건에 대한 정하중 해석을 수행하여 피로 해석에 활용할 응력 데이터를 산출하였다. 이후 각 부품의 응력 데이터와 다물체 동역학 해석을 통해 도출한 하중이력을 활용하여 응력 스펙트럼(stress spectrum)을 구축하였다.

한편 EMA의 복잡한 부품 형상과 경계조건은 해석 모델을 다축응력상태(multi-axial stress)에 놓이게 한다. 따라서 임계평면법(critical plane approach) 기반의 다축 피로수명 예측기법인 Brown-Miller, Morrow 알고리즘을 이용하여 피로수명을 산출하였다[14]. 이때 내구 해석을 위한 피로수명은 Eqs. 4-6을 통해 계산된다[15-16].

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_i}{2} = 1.65 \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + 1.75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

$$\frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_3}{2} \quad (5)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \quad (6)$$

여기서 γ_{max} 와 ε_i ($i = 1, 3$)는 최대 전단 변형률과 임계면의 수직 변형률이고, E 는 탄성계수이다. 또한 σ'_f 와 b 는 피로강도 계수와 지수를 의미하고, ε'_f 와 c 는 피로연성 계수와 지수를 나타낸다.

이때 b 와 c 는 Seeger의 균일 재료법을 통해 근사값이 계산되며, 소재 #1과 #3의 경우 각각 -0.087과 -0.58이 적용되고 소재 #2에는 -0.095와 -0.69가 적용된다[17-18]. 또한 임계면의 각도를 10° 씩 증가시켜 최대 전단응력이 발생하는 임계면을 결정하고, 정하중 해석을 통해 도출된 주평면의 최대, 최소 주변형률을 바탕으로 임계면의 최대 전단 변형률과 수직 변형률이 계산된다[19]. 위와 같은 이론을 바탕으로 피로 해석 상용 프로그램인 FE-safe를 활용하여 EMA의 피로수명을 산출하였다.

3. 결 과

3.1 정하중 해석

Figure 4는 정하중 해석을 통해 도출된 Stall 하중에 대한 EMA 핵심 부품의 등가응력(von Mises stress) 분포를 보여준다. 본 연구에서는 Eq. 7을 통해 MoS를 계산하여 정적 구조 안전성을 검토하였다.

$$MoS = \frac{S_y}{\sigma_v} - 1 \quad (7)$$

여기서 S_y 와 σ_v 는 소재의 항복강도와 등가응력을 의미한다. 이때 MoS가 0 보다 작을 경우 설계 하중에서 파손되므로 설계 개선이 요구된다.

Figure 4(a)에 나타난 바와 같이 롤러 스크류의 최대 등가응력은 646.1 MPa로 스크류의 전면부에서 발생하였다. 이는 급격한 형상 변화에 따른 응력집중에 의한 것으로 보인다. 이때 최대 등가응력은 스크류 적용 소재(#3)의 항복강도 대비 69.5% 수준으로 0.44의 MoS가 산출되었다. 또한 너트의 베어링이 장착된 영역에서 97.5 MPa의 최대 등가응력이 발생하였고, 이에 따른 MoS는 11.02가 산출되었다. 한편 롤러에서는 나사산이 제거된 영역에서 458.7 MPa의 등가응력이 발생하였다.

이는 향후 상세설계 모델에서 나사산을 모델링하여

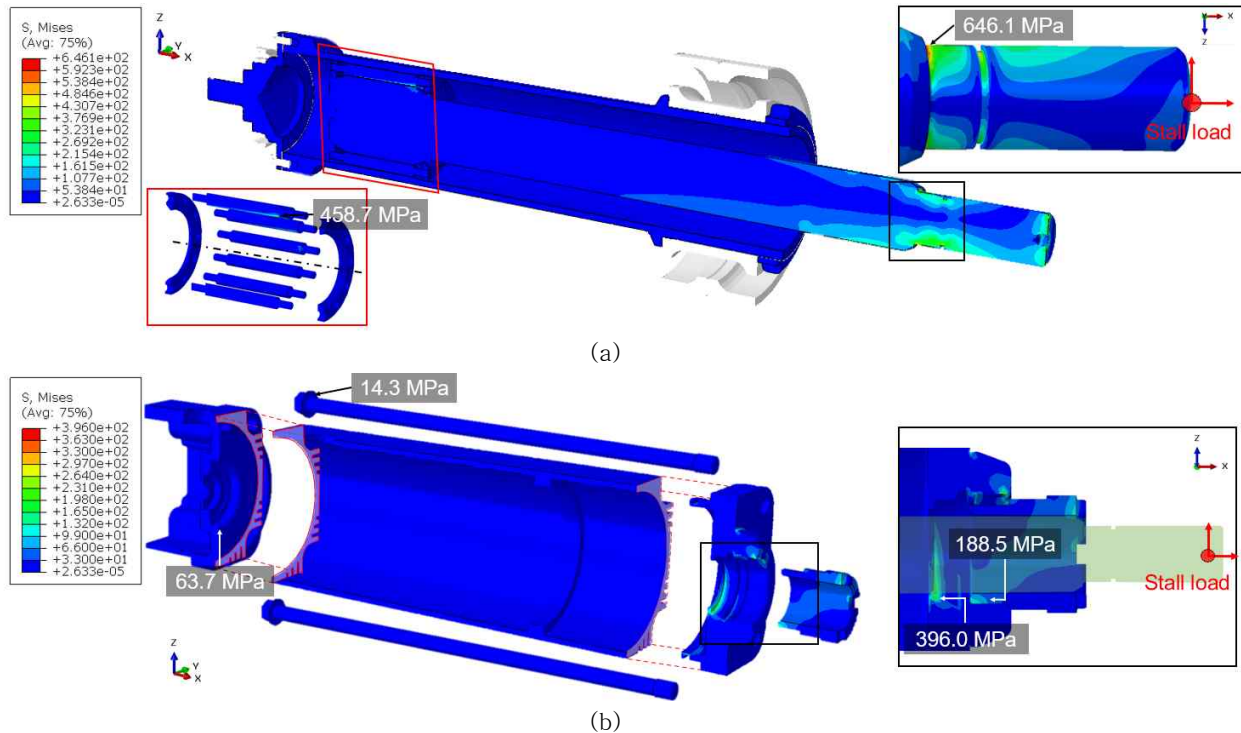


Fig. 4 von Mises stress distribution of electro-mechanical actuator obtained by the static load analysis. (a) roller screw; (b) housing

정밀한 구조해석을 수행할 예정이다. 그 외의 부품들의 경우 30 MPa 미만의 등가응력이 산출되어 구조적으로 안전함을 확인하였다.

하우징의 경우 Fig. 4(b)에 나타난 바와 같이 스크류의 굽힘 변형으로 인해 부싱의 전면 하우징과 접촉되는 영역에서 188.5 MPa의 등가응력이 발생하였다. 또한 전면 하우징에서는 396.0 MPa의 등가응력이 발생하였다. 이는 각각 적용 소재 #2의 항복강도의 44.9%와 94.3% 수준이다. 또한 중앙, 후면 하우징 그리고 타이로드에서는 각각 16.1 MPa, 63.7 MPa, 14.3 MPa의 비교적 낮은 등가응력이 산출되었다.

3.2 피로 해석

Figure 5는 다물체 동역학 해석을 통한 EMA의 시간에 따른 스트로크와 블레이드 피치각(Fig. 5(a)) 그리고 시간에 따른 스크류의 반력(Fig. 5(b))을 보여준다. Fig. 5(a)에 나타난 바와 같이 EMA의 최대 스트로크는 작동시간이 약 3.91 s에 도달했을 때 91.1 mm로 계산되었다.

블레이드 피치각은 스트로크가 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가하였고, 최대 스트로크일 때 70°로 산출되었다. 또한 블레이드 링크가 수직이 되는 스트로크(34.2 mm)에서 1,334.2 N의 축방향 반력과 0 N의

횡방향 반력이 산출되었다. 한편 Fig. 5(b)에 나타난 바와 같이 스크류에 가해진 최대 하중은 작동 초기에 축방향으로 1,878.5 N 그리고 횡방향으로 360.6 N이 산출되었다. 또한 최대 스트로크 도달 시 스크류의 축방향과 횡방향에 가해진 하중은 각각 1,436.0 N과 278.4 N이 산출되었다. 이를 통해 EMA의 운용조건(스트로크, 정격하중, 블레이드 피치각)에 따른 하중이력을 산출하였고, EMA의 왕복 운동에 대한 하중이력을 피로 해석에 반영하였다.

한편 Fig. 6은 EMA 핵심 부품의 피로수명 분포를 보여준다. 이때 본 연구에서는 10^7 cycles 이상을 무한수명으로 간주하였고, 각 소재의 $10^3 \sim 10^7$ cycles 사이의 응력-수명 데이터를 통해 P-S-N 선도를 산출하여 피로 해석에 적용하였다. 따라서 10^7 cycles 이상으로 산출된 피로수명은 부정확할 수 있으므로 최대 10^7 cycles의 피로수명 분포를 나타내었다. Fig. 6(a)에 나타난 바와 같이 롤러 스크류 모든 부품의 피로수명은 10^7 cycles 이상이 계산되었다. 정하중 해석에서 다른 부품에 비해 상대적으로 높은 등가응력이 산출되었던 스크류 또한 10^7 cycles 이상의 피로수명이 산출되어 반복하중에 대해 구조적으로 안전함을 확인하였다. 또한 하우징의 경우, Fig. 6(b)에 나타난 바와 같이 모든 부품에서 10^7 cycles 이상의 요구수명을 만족하였다.

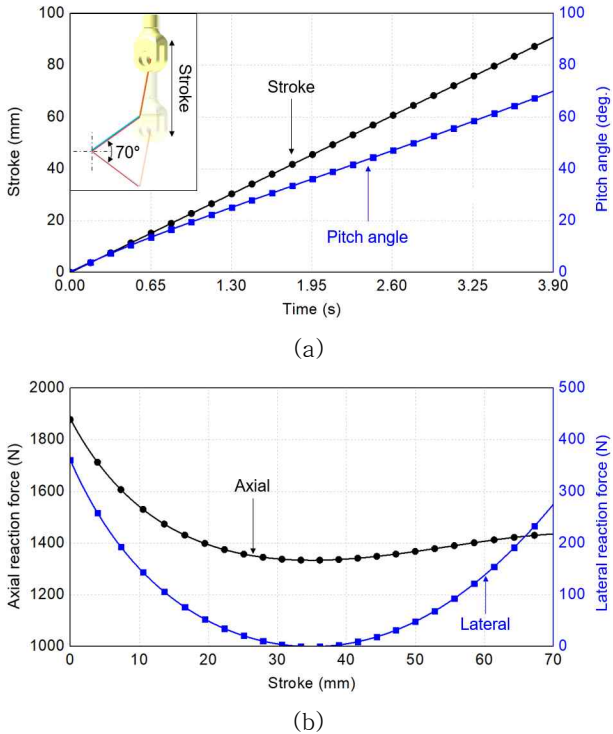


Fig. 5 (a) The stroke and the pitch angle of actuator and (b) the reaction force of screw

특히 전면 하우징의 높은 등가응력에도 불구하고 10^7 cycles 이상의 피로수명이 산출되어 요구수명을 만족하였다. 이로써 EMA의 핵심 부품의 구조(정적, 피로) 안전성을 모두 검토하였고, 그 결과를 Table 4에 나타내었다. Table 4에 나타낸 바와 같이 EMA의 핵심 부품은 Stall 하중에 대한 정적 구조 안전성을 확보하였으며, 운용조건에 따른 반복 하중에 대해 피로 안전성을 확보하였다. 그러나 하우징과 부싱 그리고 스크류를 제외한 나머지 부품의 안전여유율(10 이상)이 지나치게 높아 생산비용과 중량 절감을 위한 설계 개선이 요구된다.

4. 결 론

본 연구에서는 eVTOL 항공기의 블레이드 피치 제어용 EMA에 대한 정적, 피로 안전성을 검토하였다. 유한요소법을 이용하여 EMA의 Stall 하중에 대한 정하중 해석을 수행하였고, MoS를 계산하여 구조 안전성을 검토하였다. 또한 EMA의 운용조건에 대한 피로수명을 평가하기 위해 피로 해석을 수행하였다. 다물체 동역학 해석을 통해 EMA의 하중이력을 산출하였고, 유한요소법 기반의 정하중 해석에 정격하중을 적용하여 응력 분포를 산출하였다. 소재의 불균질성, 손상의 변동성, 외부 환경 등을 고려한 보수적인 피로수명 평

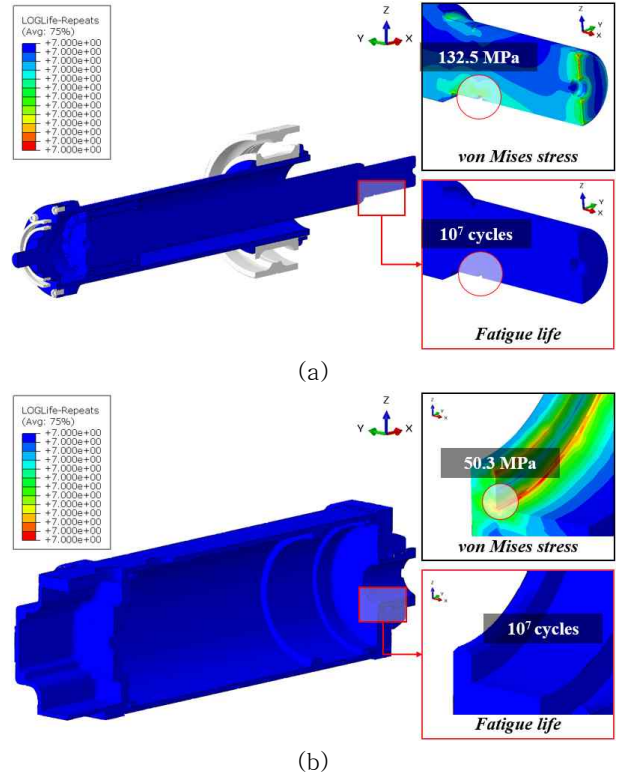


Fig. 6 The fatigue life of the linear actuator obtained by the fatigue analysis (a) roller screw; (b) housing

Table 4 The margin of safety and fatigue life for the components of linear actuator

Components	Margin of safety	Fatigue life
Housing	0.06	10^7 cycles
Bushing	1.23	
Tie rod	28.37	
Screw	0.44	
Nut	11.02	
Retainer	265.72	
Carrier	56.46	
Mount	302.94	

가를 위해 적용 소재의 P-S-N 선도를 도출하여 피로 해석에 적용하였다. 그 결과, EMA 모든 부품에 대해 0 이상의 MoS가 계산되어 Stall 하중에 대해 구조적으로 안전함을 확인하였다. 그러나 일부 부품에서는 지나치게 높은 MoS(10 이상)가 계산되어 EMA의 생산비용과 중량 절감을 위한 설계 개선이 요구된다. 한편 EMA의 운용조건에 따른 반복하중에 대해 모든 부품에서 10^7 cycles 이상의 피로수명이 산출되어 피로 안전성 또한 확보됨을 확인하였다.

한편 블레이드 피치 제어용 구동기의 실제 속도는 상당히 높으며, 이에 따른 관성의 영향이 반드시 고려

되어야 한다. 따라서 향후 EMA의 상세설계 모델에서는 구동로드의 관성이 고려된 정밀한 구조해석을 수행할 예정이다. 또한 EMA 상세설계 모델에 대해서는 구조해석을 통한 피로수명 예측 결과를 Analytical method를 통한 결과와 비교하여 구조해석 결과의 신뢰성을 향상시킬 것이다[14].

후 기

본 논문은 2021년도 정부(산업통신자원부)의 재원으로 한국산업기술평가관리원의 지원을 받아 수행된 연구 결과임(No.20015907, eVTOL 모빌리티용 고신뢰도, 고속, 고�출력 다중화 전기식 작동기 개발).

References

- [1] D. K. Kim, "Technology Trend on the Status of the Electric Motor Rotorcraft," *Current Industrial and Technological Trends in Aerospace*, vol. 17, no. 1, pp. 32-41, July 2019.
- [2] S. Y. Kim and J. W. Choi, "Flow Analysis around Tilt-rotor Aircraft at Various Tilt Angles," *Journal of The Korean Society of Visualization*, vol. 9, no. 2, pp. 40-47, Jun. 2011.
- [3] R. Koenig, M. Foell and E. Stumpf, "Potentials for Acoustic Optimization of Electric Aerial Vehicles," *Deutsche Gesellschaft für Luft-und Raumfahrt-Lilienthal-Oberth eV*, 2020.
- [4] S. H. Hong, Y. H. You, S. N. Jung and D. H. Kim, "Vibratory Loads Reduction of a Coaxial Rotorcraft Using Individual Blade Control Scheme," *Journal of The Korean Society Aeronautical and Space Sciences*, vol. 47, no. 5, pp. 364-370, May 2019.
- [5] D. H. Kim and S. W. Kim, "Evaluation of Structural Safety of Linear Actuator for Flap Control of Aircraft," *The Society for Aerospace System Engineering*, vol. 13, no. 4, pp. 66-73, Aug. 2019.
- [6] G. Qiao, G. Liu, Z. Shi, Y. Wang, S. Ma and T. C. Lim, "A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft systems," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 232, no. 22, pp. 4128-4151, Nov. 2018.
- [7] G. J. Yoon, H. Y. Park and K. W. Jang, "The state of the art and application of actuator in Aerospace," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, vol. 14, no. 6, pp. 89-102, Dec. 2010.
- [8] Ch. Kessler, "Active rotor control for helicopters: individual blade control and swashplateless rotor designs," *CEAS Aeronautical Journal*, vol. 1, no. 1, pp. 23-54, May 2011.
- [9] G. Feix, C. Marczuk, E. Hoene, T. Napierala and D. Fuerst, "Development of a highly reliable power electronic unit for helicopters," *Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion. IEEE*, pp. 1-5, Oct. 2010.
- [10] J. H. Jin, "Dynamic Models of Blade Pitch Control System Driven by Electro-Mechanical Actuator," *Journal of The Korean Society Aeronautical and Space Sciences*, vol. 50, no. 2, pp. 111-118, Feb. 2022.
- [11] J. Wang, H. Wang and C. Wu, "Development of swashplate-less helicopter blade pitch control system using the limited angle direct-drive motor (LADDM)," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 28, no. 5, pp. 1416-1425, Oct. 2015.
- [12] G. Qiao, G. Liu, S. Ma, Z. Shi, Y. Wang and T. C. Lim, "An improved thermal estimation model of the inverted planetary roller screw mechanism," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 232, no. 23, pp. 4430-4446, Feb. 2018.
- [13] D. H. Jeong, J. H. Kim, Y. K. Yoon, J. K. Park and K. R. Jeon, "Fatigue Characteristics of Laser Welded Zirconium Alloy Thin Sheet," *Journal of The Korean Welding and Joining Society*, vol. 30, no.1, pp. 59-63, Feb. 2012.
- [14] W. Wang, H. Liu, C. Zhu, X. Du and J. Tang, "Effect of the residual stress on contact fatigue of a wind turbine carburized gear with multi axial fatigue criteria," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 151, pp. 263-273, Feb. 2019.
- [15] J. Y. Lim, S. G. Hong and S. B. Lee, "The Prediction of Fatigue Crack Initiation Life of Cylindrical Notch Specimens Using Local Strain Approximation," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, vol. 28, no. 6, pp. 791-798, Jun. 2004.
- [16] M. W. Brown and K. J. Miller, "A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions," *Proceedings of the Institution of Mechanical engineers*, vol. 187, no. 1, pp. 745-755, Jun. 1973.
- [17] K. S. Kim, X. Chen, C. Han and H. W. Lee, "Estimation methods for fatigue properties of steels under axial and torsional loading," *International journal of fatigue*, vol. 24, no. 7, pp. 783-793. July 2002.
- [18] R. Basan, M. Franulović, I. Prebil and N. Črnjarić-Žic, "Analysis of strain-life fatigue parameters and behaviour of different groups of metallic materials," *International Journal of Fatigue*, vol. 33, no. 3, pp. 484-491, Mar. 2011.
- [19] J. Y. Kang, B. I. Choi, H. J. Lee, K. J. Kim, J. S. Kim and B. C. Park, "High Cycle Fatigue under Multiaxial Random Loading for and Automotive Sub-Frame," *In Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers (KSME) Conference*, pp. 189-195, Jun. 2002.
- [20] H. G. Kim, "Fatigue Analysis of External Fuel Tank and Pylon for Fixed Wing Aircraft," *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society*, vol. 21, no. 7, pp. 162-167, July 2020.