Research Paper

Journal of Aerospace System Engineering
Vol.16, No.6, pp.35-44 (2022)

EISSN 2508-7150
http://dx.doi.org/10.20910/JASE.2022.16.6.35

롤러 프로파일에 따른 항공용 기어박스 원통 롤러 베어링의 응력 및 수명 평가

김재현[1] · 한현우[1,2] · 임동우[1,2] · 박정호[1] · 김수철[3] · 박영준[1,2,4,†]

[1]서울대학교 바이오시스템공학과
[2]서울대학교 융합전공 글로벌 스마트팜
[3]한국기계연구원 스마트산업기계연구실
[4]서울대학교 농업생명과학연구원

Stress & Life Evaluation of Cylindrical Roller Bearing for Aircraft Gearbox according to Roller Profile Shape

Jae-Hyun Kim[1], Hyun-Woo Han[1,2], Dongu Im[1,2], Jung-Ho Park[1], Su-Chul Kim[3] and Young-Jun Park[1,2,4,†]

[1]Department of Biosystems Engineering, Seoul National University
[2]Convergence Major in Global Smart Farm, Seoul National University
[3]Department of Smart Industrial Machinery, Korean Institute of Machinery & Materials
[4]Research Institute of Agriculture and Life Sciences, Seoul National University

Abstract

This study aims to evaluate the stress and life of cylindrical roller bearings used in aircraft gearboxes, and to select a roller profile that minimises the contact stress between bearing rollers and raceways. The mounting clearance of four points contact ball bearing was determined, so that cylindrical roller bearings support all radial loads, and the bearing mounting position was determined to maximise the bearing lives. In addition, the static safety factor and dynamic life of bearing were predicted according to ISO 76 & ISO/TS 16281 using the load spectrum determined based on the operating load cases of aircraft gearboxes. Furthermore, the optimal roller profile was selected by analysing the contact stress according to the roller profile shape, and the safety of each roller was evaluated. The results stated that the required safety factor and lifetime were satisfied, and Johns Gohar roller profile was optimal.

초 록

본 연구의 목적은 항공용 기어박스에 사용되는 원통 롤러 베어링의 응력과 수명을 평가하고, 베어링 롤러와 전동륜 사이에 작용하는 접촉 응력을 최소화하는 롤러 프로파일을 선정하는 것이다. 원통 롤러 베어링이 모든 반경 방향 하중을 지지하도록 4점 접촉 볼 베어링의 설치 간극을 결정하였고, 베어링의 수명을 최대화하는 베어링 설치 위치를 결정하였다. 또한, 항공용 기어박스의 작동 조건을 기반으로 결정된 하중 스펙트럼을 이용하여 베어링의 정적 안전 계수와 동적 수명을 각각 ISO 76과 ISO/TS 16281로 예측하였다. 추가로, 롤러 프로파일 형상에 따른 접촉 응력을 해석하여 최적의 롤러 프로파일을 선정하였고, 롤러의 안정성을 평가하였다. 그 결과, 요구되는 안전 계수와 수명을 모두 만족하였으며, Johns Gohar 롤러 프로파일이 최적의 롤러 프로파일임을 확인하였다.

Key Words : Aircraft Gearbox(항공용 기어박스), Cylindrical Roller Bearing(원통 롤러 베어링), Static Load Rating(정적 안전 계수 평가), Dynamic Load Rating(동적 수명 평가), Roller Profile(롤러 프로파일)

Received: Aug. 26, 2022 Revised: Sep. 30, 2022 Accepted: Oct. 07, 2022
† Corresponding Author
Tel: +82-02-880-4602, E-mail: yjpark95@snu.ac.kr
ⓒ The Society for Aerospace System Engineering

1. 서 론

최근 수직 이착륙과 제자리 비행이 가능하면서도 고

속 장거리 비행까지 가능한 회전익기(rotorcraft)에 대한 요구가 대두되고 있다[1-4]. 회전익기의 동력전달 장치인 기어박스는 엔진에서 생성한 높은 회전 속도와 낮은 토크의 동력을 로터 블레이드와 액세서리 부품이 요구하는 낮은 회전 속도와 높은 토크로 변환하여 전달하는 핵심 장치로, 기어, 베어링, 축, 클러치, 캐리어, 하우징 등의 부품으로 구성된다. 그 중에서도 베어링은 기어박스의 축에 장착되어 회전하는 입력축을 정해진 위치에 고정시키고, 기어 물림에 의해 발생하는 축 하중을 지지하며, 축의 원활한 회전을 제공하는 핵심적인 기계 요소이다[5]. 특히, 항공용 기어박스의 베어링은 차량용 및 산업용 베어링과는 달리 고속과 고하중의 가혹한 작동 조건과 고온, 고고도 등의 특수한 환경 조건에서 견딜 수 있어야 한다[6]. 전기차 구동 시스템의 경우, 전기 모터의 고속화에 따라 12,000 rpm 이상의 구동 모터용 고속 베어링이 연구되고 있지만[7], 베어링에 작용하는 축 방향 하중(axial force) 및 반경 방향 하중(radial force)은 항공용 기어박스의 베어링에 비하여 크지 않다. 반면, 항공용 기어박스의 베어링은 전기차 구동시스템 이상의 높은 회전 속도뿐만 아니라, 축 방향 및 반경 방향의 고하중을 견뎌야 하며, 가스터빈 엔진에 의한 고온 및 임무 고도에 따른 환경적 변화를 고려해야 한다. 이와 같이 항공용 기어박스의 베어링은 기존 베어링보다 가혹한 하중 및 환경 조건에서 사용이 가능하도록 정밀한 설계와 제작이 요구되므로 항공용 기어박스에 부합하는 신뢰성(성능, 내구성, 내환경성)을 확보하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 항공용 고속 기어박스에 사용되는 원통 롤러 베어링(cylindrical roller bearing, CRB)의 응력과 수명을 평가하였다. 항공용 고속 기어박스의 다양한 작동 조건에서 베어링에 작용하는 하중을 도출하였고, 등가 하중을 계산하였다. 도출된 등가 하중과 국제 표준인 ISO 76 및 ISO/TS 16281에 근거하여 베어링의 정적 안전 계수(static safety factor)와 동적 수명(dynamic life)을 예측하였다. 또한, 베어링의 롤러 프로파일(roller profile)의 형상에 따른 접촉 응력(contact stress)을 해석하고, 롤러의 안전성을 평가하여 최적의 롤러 프로파일을 선정하였다.

2. 원통 롤러 베어링의 설치 간극 및 오프셋 결정

2.1 본 연구의 대상체

본 연구의 대상체는 수직 이착륙과 제자리 비행뿐만 아니라 고속, 장거리 비행이 가능한 회전익기이다. 회전익기의 동력전달장치는 엔진의 동력을 로터 날개에 전달하는데, 이 중 핵심 장치인 메인 기어박스(main gearbox)는 엔진과 차동 장치(differential) 사이에 위치하여 엔진에서 발생한 낮은 토크와 높은 회전속도를 높은 토크와 낮은 회전속도로 변환하는 역할을 한다. 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 메인 기어박스 내에서 회전속도가 가장 높은 입력축에 장착된 베어링을 대상으로 응력과 수명을 평가하였다.

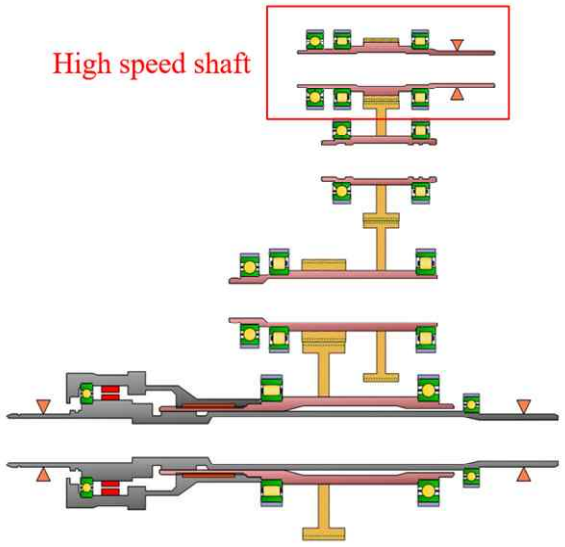

Fig. 1 2D diagram of gearbox simulation model

2.2 4점 접촉 볼 베어링의 반경 방향 설치 간극 결정

본 연구의 대상인 항공용 메인 기어박스 입력축과 축에 장착된 베어링을 상용 소프트웨어인 MASTA를 이용하여 Fig. 2와 같이 모델링하였다. Fig. 2의 B1과 B2는 원통 롤러 베어링, B3은 4점 접촉 볼 베어링(four points contact ball bearing, 4PCBB)이다. 원통 롤러 베어링인 B1과 B2는 SKF사의 N 209 ECM/C3을, 4점 접촉 볼 베어링인 B3는 SKF사의 QJ

209 MA을 사용하였다.

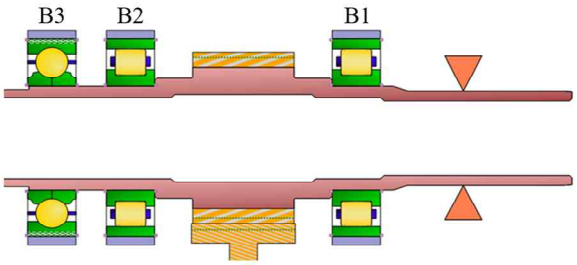

Fig. 2 Model of input shaft in main gearbox

기어박스 입력축에 장착된 베어링은 기어 물림(gear mesh)에 의해 발생하는 축 방향 하중과 반경 방향 하중을 지지하는데, 원통 롤러 베어링은 축 방향 하중을 지지하지 못하므로 모든 축 방향 하중은 4점 접촉 볼 베어링이 지지하도록 설계하였다. 4점 접촉 볼 베어링에 축 방향 하중이 가해지는 동시에 반경 방향 하중도 가해지면 베어링 수명이 급격하게 감소하므로 반경 방향 하중은 모두 원통 롤러 베어링이 지지하도록 설계하였다. 4점 접촉 볼 베어링이 반경 방향 하중을 지지할 수 없도록 B3의 반경 방향 설치 간극(radial mounting clearance)을 설정하였다. 베어링 B3의 반경 방향 설치 간극은 Fig. 3에 나타내었다.

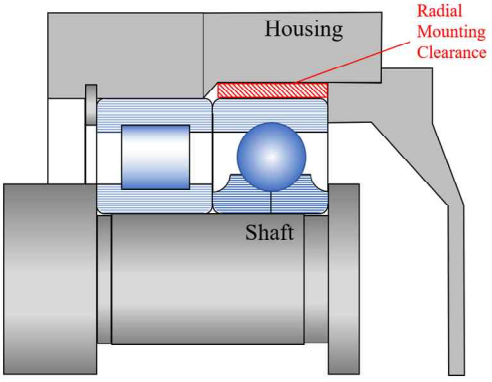

Fig. 3 Bearing radial mounting clearance

Fig. 4는 베어링 B3의 반경 방향 설치 간극 변화에 따른 3개 베어링(B1, B2 및 B3)의 반경 방향 및 축 방향 하중의 변화를 나타낸 것으로, 4점 접촉 볼 베어링인 B3의 반경 방향 설치 간극이 100 μm 이상이 되면 B3에 작용하는 반경 방향 하중이 0이 되는 것을 확인하였다. 즉, 3개의 베어링이 기어 물림 힘을 지지할 때 베어링 B3의 반경 방향 변위(radial displacement)가 최대 100 μm만큼 발생하며, 100 μm 이상의 설치 간극을 설정하였을 때 베어링 B3에 작용하는 반경 방향 하중의 크기가 0이 된다는 것이다. 해석 결과와 제작 오차를 고려하여 4점 접촉 볼 베어링(B3)의 반경 방향 설치 간극을 500 μm으로 설정하였다.

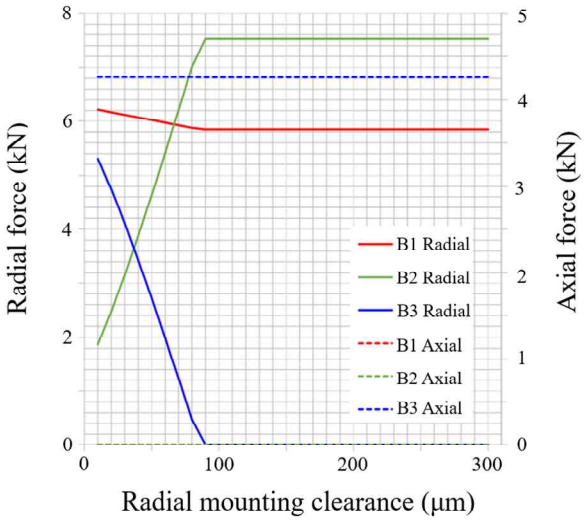

Fig. 4 Variation of radial & axial force of B1, B2 & B3 according to radial mounting clearance of B3

2.3 원통 롤러 베어링의 오프셋 결정

기어박스에 사용되는 베어링의 수명과 손상은 기어 물림 힘(gear mesh load)에 의해 발생하는 베어링 반력(reaction force)과 밀접한 관계가 있으므로 가스 터빈과 연결된 입력축(input shaft)에서 각 베어링에 작용하는 반력을 예측하는 것은 매우 중요하다. 또한, 상대적으로 큰 반력이 작용하는 베어링은 수명 저하나 파손이 발생할 수 있으므로 이를 막기 위하여 베어링의 최적 장착 위치를 결정해야 한다. 각 베어링에 작용하는 반력은 기어 물림 힘의 작용점과 베어링의 장착 위치에 따라 결정된다. 이를 위하여 Fig. 2에 나타낸 B2의 장착 위치 오프셋(offset)을 조정하였으며, B2의 오프셋에 따른 B1, B2 및 B3의 수명을 ISO 281 및 ISO/TS 16281에 근거하여 계산하였다. B2의

오프셋의 크기는 Fig. 5과 같이 기존 장착되어 있던 입력축의 노치(notch) 부분에서 B3의 방향으로 이동시킨 거리를 의미한다. 상용 소프트웨어인 MASTA를 이용하여 해석하였으며, 그 결과는 Fig. 6과 같다.

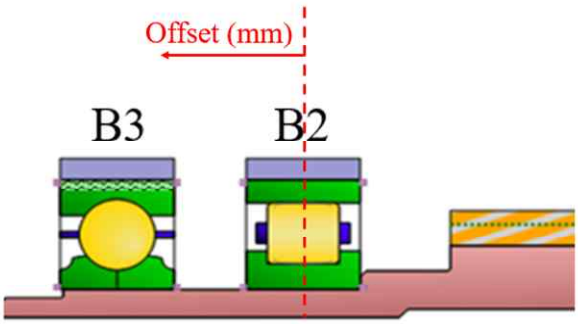

Fig. 5 Offset of CRB B2

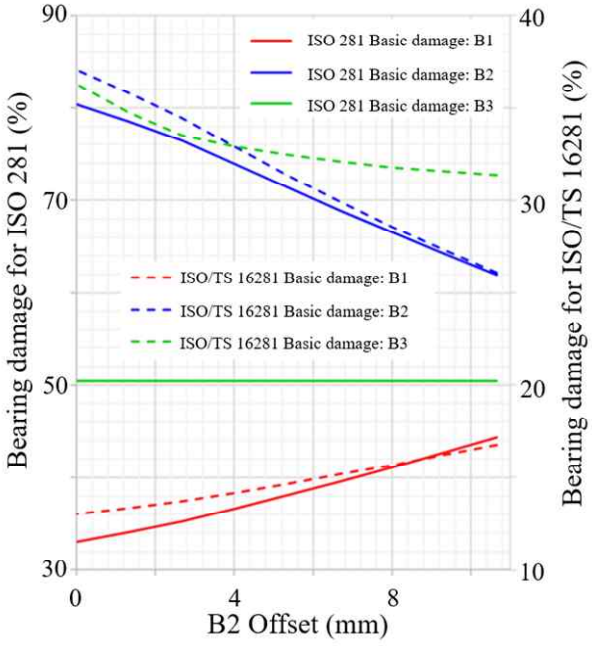

Fig. 6 Damage of B1, B2 & B3 according to B2 offset using ISO 281 & ISO/TS 16281

원통 롤러 베어링인 B2의 오프셋이 증가할수록 베어링 B1과 B2의 손상(damage) 차이가 감소하였다. 기어 물림 힘에 의해 발생하는 베어링의 반경 방향 하중은 베어링 B1과 B2가 나누어 지지하는데, B2가 초기 위치보다 B3의 방향(offset)으로 이동할수록 기어 물림 힘의 작용점과 베어링 장착 위치까지의 거리가 증가하여 베어링 B2에 작용하는 반력이 감소하며, 동시에 베어링 B1에 작용하는 반력은 증가한다. 따라서, 베어링 B2의 수명은 증가하고 B1의 수명은 감소하여 두 베어링(B1 & B2)의 손상과 수명 차이를 감소시켜 준다. 4점 접촉 볼 베어링인 B3의 고정된 위치에 따른 입력축에서의 가용 공간을 고려하였을 때, 물리적으로 구현 가능한 베어링 B2의 최대 오프셋은 7 mm이었으며, 베어링 B2의 오프셋을 7 mm로 설정하였다.

3. 원통 롤러 베어링의 안전 계수 및 수명 예측

3.1 베어링의 하중 스펙트럼 도출

베어링의 정적 안전 계수와 동적 수명을 예측하기 위해서는 먼저 기어박스에 작용하는 하중 스펙트럼(load spectrum)을 정의해야 한다. 기어박스 입력축의 회전 속도는 30,000 rpm, 최대 입력 동력은 900 kW로 설정하였다. 해당 입력 조건에서 항공용 기어박스의 하중 스펙트럼은 Table 1과 같으며, 이 하중 스펙트럼은 항공기 설계자로부터 전달받은 것이다.

Table 1 Load spectrum of aircraft gearbox

Load case	Ratio of input power to maximum power	Duration, hrs
1	0.451	548
2	1.000	88
3	0.532	88
4	0.509	329
5	0.498	2,631
6	0.926	1,316

Table 1의 하중 조건에서 2 개의 원통 롤러 베어링(B1과 B2)에 작용하는 반경 방향 하중, F_r과 모멘트, M을 상용 소프트웨어인 MASTA로 해석하여 Table 2와 같이 베어링에 대한 하중 스펙트럼을 도출하였다. 원통 롤러 베어링에 작용하는 반경 방향 하중, F_r과 모멘트, M은 Fig. 7과 같다. 모든 축 방향 하중은 4점 접촉 볼 베어링인 B3이 지지하므로 모든 경우에서 원통 롤러 베어링의 축 방향 하중은 0 kN이다.

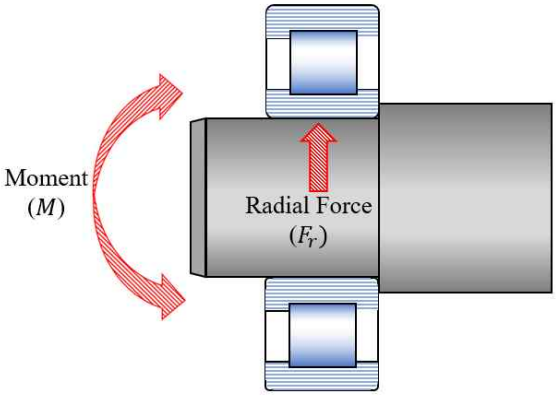

Fig. 7 Radial force and moment acting on cylindrical roller bearings

Table 2 Load spectrum of CRB B1 & B2

Load Case	CRB B1		CRB B2	
	Radial load(F_r), kN	Moment (M), Nm	Radial load(F_r), kN	Moment (M), Nm
1	2.5	0.7	3.6	2.7
2	5.8	2.2	7.5	7.1
3	3.0	0.9	4.3	3.4
4	2.8	0.9	4.1	3.2
5	2.8	0.9	4.0	3.2
6	5.5	2.1	7.1	6.7

베어링 B1과 B2에서의 하중 스펙트럼을 비교하였을 때, 모든 하중 조건에서 베어링 B2에 더 큰 반경 방향 하중과 모멘트가 작용하므로 B2의 하중 스펙트럼을 원통 롤러 베어링의 설계 하중 스펙트럼(design load spectrum)으로 설정하였다. Table 2에서 베어링 B2의 하중 스펙트럼을 토대로 Eq. 1 와 Eq. 2을 이용하여 등가 하중, P_e을 계산하였다. Eq. 1과 Eq. 2에서 사용된 부호는 nomenclature에 명시하였다.

$$P_e = \left(\sum_{i=1}^{n} f_i P_i^{\lambda} \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (1)$$

$$f_i = \frac{L_i}{L} \quad (2)$$

계산 결과, 베어링의 반경 방향 등가 하중은 5.34 kN, 등가 모멘트는 4.86 Nm이었다.

3.2 정적 안전 계수 평가

앞서 계산한 원통 롤러 베어링의 반경 방향 등가 하중과 등가 모멘트를 기준으로 베어링의 정적 안전 계수를 평가(static load rating)하였다[8]. 국제 표준인 ISO 76에 따라 정적 안전 계수를 계산하였으며, 계산식은 Eq. 3와 같다. Eq. 3에서 사용된 부호는 nomenclature에 명시하였다.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (3)$$

계산 결과, 정적 안전 계수는 12.66로 평가되었다. ISO 76은 최소 정적 안전 계수로 1.50를 제시하고 있으며, 평가된 안전 계수인 12.66은 1.50보다 크므로 원통 롤러 베어링은 안전하다고 판단하였다.

3.3 동적 수명 평가

국제 표준인 ISO/TS 16281에 따라 동적 수명을 평가(dynamic load rating)하여 원통 롤러 베어링인 B2의 수명을 Table 3과 같이 나타내었다[9]. 동적 수명은 6,543 시간으로 예측되었으며, 이 값은 항공용 기어박스 입력축에 장착되는 베어링의 내구 수명 5,000 시간을 만족함을 확인하였다.

Table 3 Results of dynamic load rating for CRB B2

Modified Life Cycles, $\times 10^6$ Revs	L_{10mr}	11,777
Modified Life Time, hrs	L_{10mrh}	6,543

4. 원통 롤러 베어링의 접촉 응력 해석

원통 롤러 베어링에서 롤러와 내/외륜의 접촉 응력의 크기가 롤러의 수명을 결정하므로 베어링의 접촉 응력에 가장 큰 영향을 미치는 롤러 프로파일 선정이 매우 중요하다. 따라서, 베어링의 마이크로 제원(micro-geometry) 중 하나인 롤러 프로파일에 따른 접촉 응력을 해석하기 위하여 Fig. 8과 같이 원통 롤러 베어링을 상용 소프트웨어인 MASTA를 이용하여 모델링하였다. 대표적인 롤러 프로파일인 선형 롤러

프로파일(linear roller profile), 크라운 롤러 프로파일(crowned roller profile), Lundberg형 롤러 프로파일(Lundberg roller profile), Din Lundberg형 롤러 프로파일(Din Lundberg roller profile), Johns Gohar 롤러 프로파일(Johns Gohar roller profile)에 대하여 최대 접촉 응력 및 응력 분포를 확인하였다. 각 롤러 프로파일에서 롤러와 전동륜(raceway)의 형상은 각각 Fig. 9 ~ 13과 같다.

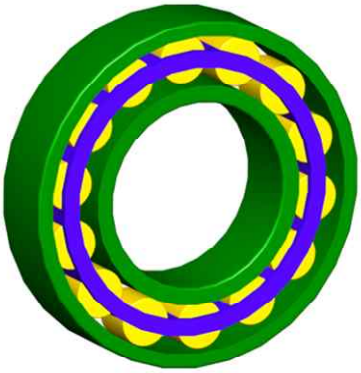

Fig. 8 Model of cylindrical roller bearing

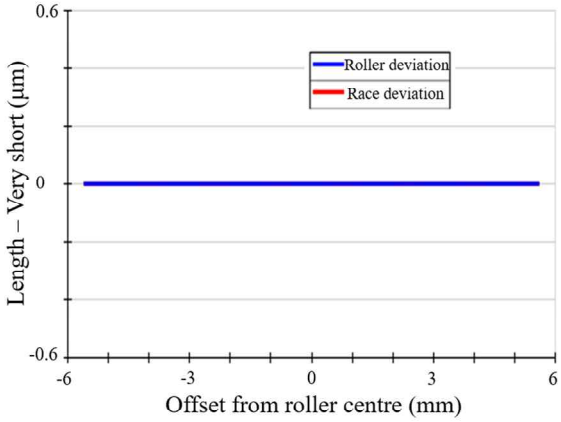

Fig. 9 Deviation of roller and raceway of linear roller profile

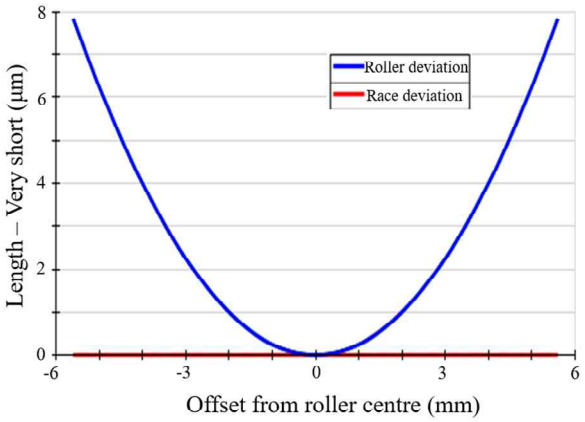

Fig. 10 Deviation of roller and raceway of crowned roller profile

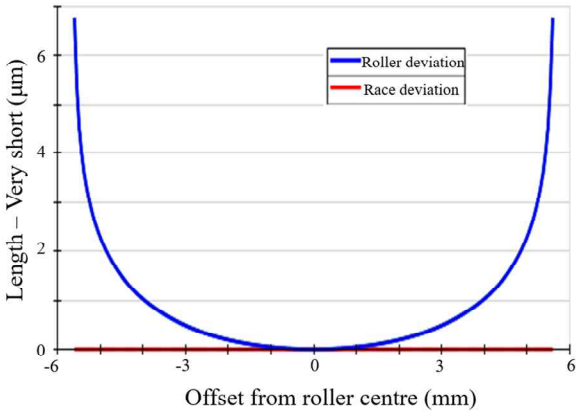

Fig. 11 Deviation of roller and raceway of Lundberg roller profile

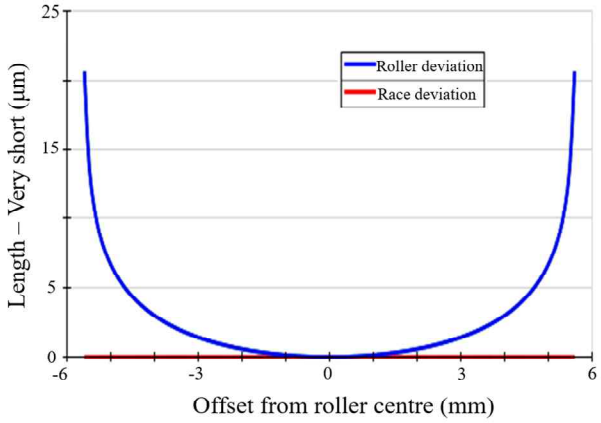

Fig. 12 Deviation of roller and raceway of Din Lundberg roller profile

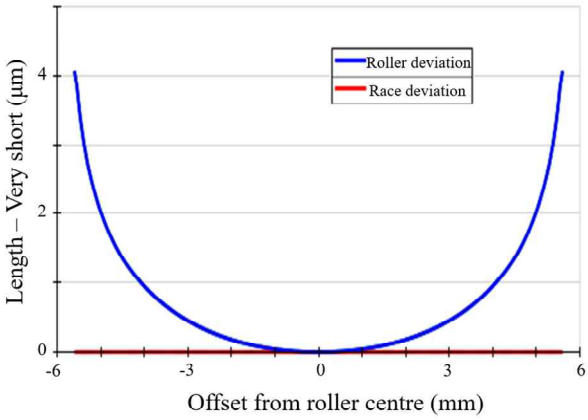

Fig. 13 Deviation of roller and raceway of Johns Gohar profile

롤러 프로파일의 형상에 따른 베어링 내/외륜에서의 최대 접촉 응력의 크기는 Table 4와 같다. 선형 롤러 프로파일은 내/외륜에서 모두 가장 큰 접촉 응력을 보였으며, Johns Gohar 롤러 프로파일이 내/외륜에서 가장 작은 접촉 응력을 갖는 것으로 평가되었다. Johns Gohar 롤러 프로파일은 베어링 롤러가 최적의 응력 분포를 갖도록 P. M Johns와 R. Gohar에 의해 설계된 것으로, 본 연구의 경우에서도 롤러의 접촉 응력이 최소화됨을 확인할 수 있었다[10]. 따라서, 베어링 롤러를 Johns Gohar 롤러 프로파일을 갖도록 설계하였다. 이 경우, 최대 접촉 응력은 1,380.60 MPa로, 베어링 롤러의 최대 접촉 응력 허용치(maximum permissible contact stress)인 4,000 MPa를 넘지 않았다[7]. 또한, Fig. 14 ~ 18에서와 같이 다양한 프로파일을 가진 베어링에서 60° ~ 120° 사이에 위치한 롤러에 큰 응력이 발생하였으며, 롤러 프로파일에 따라 롤러에 작용하는 응력 분포 및 응력의 최댓값이 상이함을 확인하였다. 접촉 응력의 최댓값이 롤러의 중심으로부터 아래쪽, 즉 세로축의 음수 영역에서 나타나는 이유는 반경 반향 하중 이외에 베어링에 작용하는 모멘트에 기인한 것이다.

Table 4 Maximum contact stress according to roller profile shape

Roller Profile	Raceway	Maximum contact stress, MPa
Linear	Inner	1,723.78
	Outer	1,428.90
Crowned	Inner	1,515.13
	Outer	1,260.00
Lundberg	Inner	1,392.77
	Outer	1,157.61
Din Lundberg	Inner	1,494.75
	Outer	1,242.97
Johns Gohar	Inner	1,380.60
	Outer	1,147.57

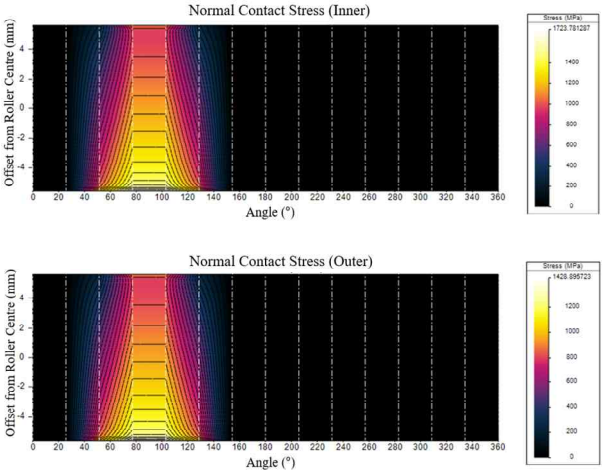

Fig. 14 Contact stress distribution in case of linear roller profile

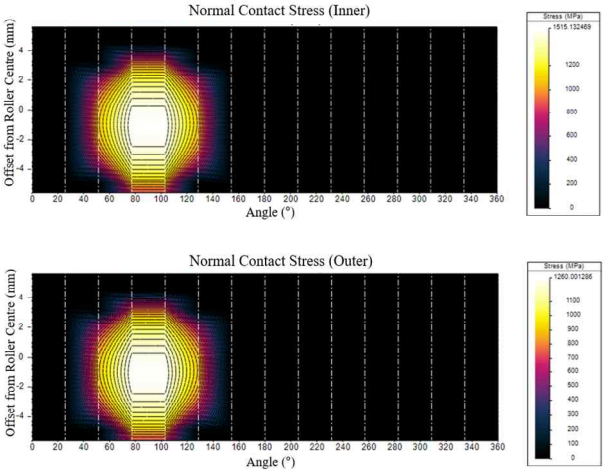

Fig. 15 Contact stress distribution in case of crowned roller profile

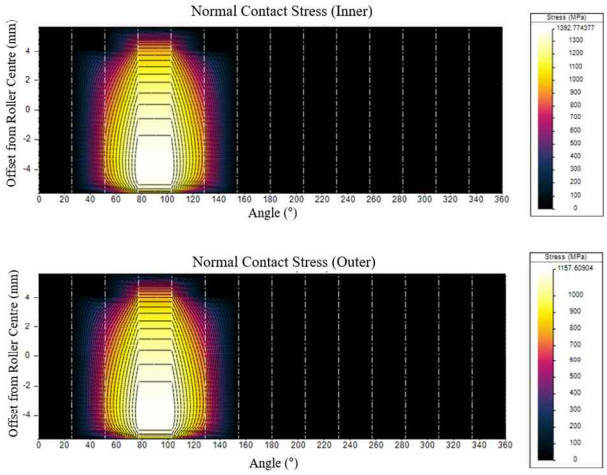

Fig. 16 Contact stress distribution in case of Lundberg roller profile

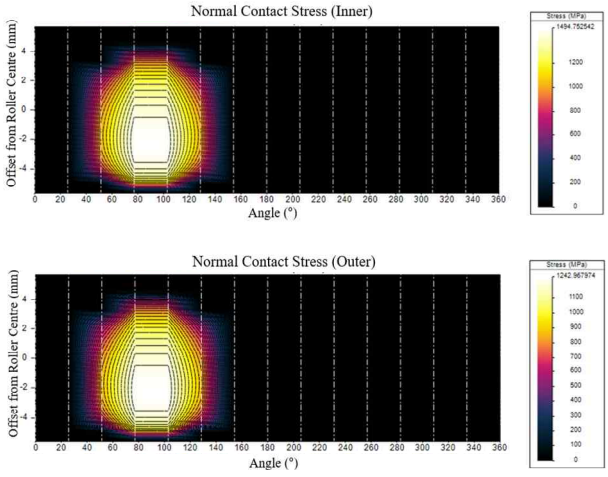

Fig. 17 Contact stress distribution in case of Din Lundberg roller profile

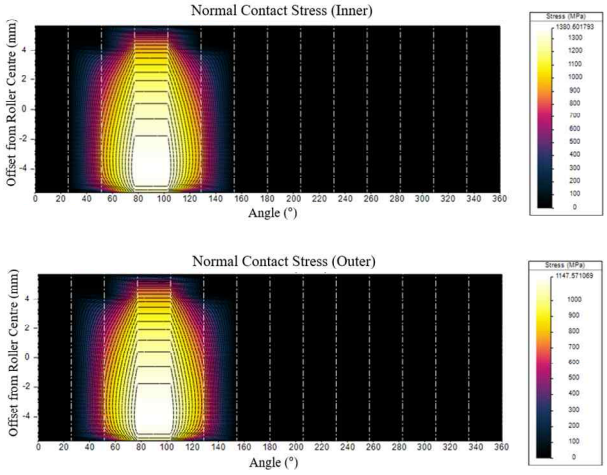

Fig. 18 Contact stress distribution in case of Johns Gohar roller profile

Johns Gohar 롤러 프로파일을 갖는 베어링 롤러의 각도 위치에 따른 최대 응력과 수직 하중은 Table 5와 같으며, 그 그래프를 Fig. 19에 나타내었다.

Table 5 Maximum normal stress and normal load acting on rollers according to roller angle position

Angle, °	Maximum normal stress, MPa	Maximum normal load, kN
0	0	0
25.71	0	0
51.43	907.33	0.75
77.14	1380.61	2.14
102.86	1380.61	2.14
128.57	907.33	0.75
154.29	0	0
180	0	0
205.71	0	0
231.43	0	0
257.14	0	0
282.86	0	0
308.57	0	0
334.29	0	0
Maximum	**1380.61**	**2.14**

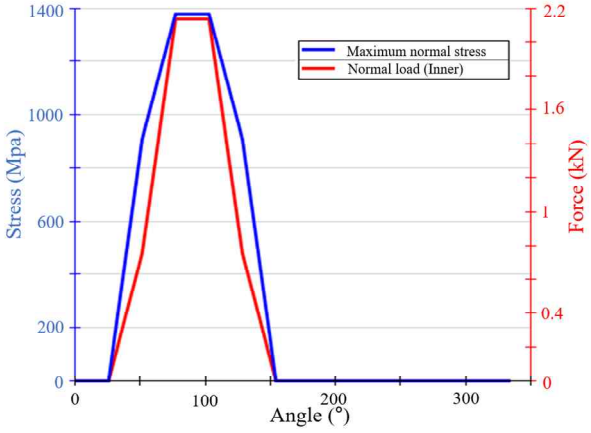

Fig. 19 Maximum normal stress and normal load acting on rollers according to roller angle position

베어링의 각 롤러에 작용하는 수직 하중은 77.14°와 102.86° 사이에서 최댓값 2.14 kN을 갖는 것으로 평가되었다. Johns Gohar 롤러 프로파일을 갖는 원통 롤러 베어링의 롤러 부하 용량(roller capacity)은

8.25 kN이므로, 베어링의 모든 롤러는 안전하다고 판단하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 항공용 메인 기어박스 입력축의 원통 롤러 베어링이 모든 반경 방향 하중을 지지하도록 4점 접촉 볼 베어링의 설치 간극을 결정하였으며, 베어링 간의 수명과 손상 차이를 줄이고자 베어링 설치 위치의 오프셋을 결정하였다. 확정된 베어링의 장착 위치 및 설치 간극과 항공용 기어박스의 작동 조건을 기반으로 베어링의 하중 스펙트럼을 결정하고, 이로부터 계산한 등가 하중과 등가 모멘트를 이용하여 정적 안전 계수와 동적 수명을 예측하였다. 또한, 롤러 프로파일 형상에 따른 베어링 롤러의 접촉 응력을 해석하여 최적의 롤러 프로파일을 결정하였으며, 각 롤러에 작용하는 하중을 도출하여 롤러의 안전성을 평가하였다. 본 연구로부터 얻은 구체적인 결과는 다음과 같다.

1. 4점 접촉 볼 베어링의 설치 간극에 따른 베어링의 반경 방향 하중 및 축 방향 하중에 대한 해석 결과와 실제 베어링 제작 오차를 고려하여 4점 접촉 볼 베어링의 설치 간극을 500 μm으로 설정하였다. 이 경우, 모든 축 방향 하중은 4점 접촉 볼 베어링이, 모든 반경 방향 하중은 원통 롤러 베어링이 지지함을 확인하였다.
2. 원통 롤러 베어링인 B2의 오프셋에 따른 베어링 B1과 B2의 손상 예측 결과를 이용하여 오프셋을 증가시킬수록 손상 차이가 감소함을 확인하였다. 오프셋 해석 결과와 입력축에서의 베어링 설치 가용 공간을 고려하여 베어링 B2의 오프셋을 7 mm로 설정하였다.
3. 항공용 기어박스의 작동 조건에 따른 하중 스펙트럼을 이용하여 베어링의 하중 스펙트럼을 도출하였으며, 이를 토대로 베어링의 등가 하중과 등가 모멘트를 계산하였다. 또한, ISO 76 및 ISO/TS 16281을 이용하여 베어링의 정적 안전 계수와 동적 수명을 예측하였다. 정적 안전 계수는 12.66, 동적 수명은 6,543 시간이었으며, 설계 시 요구되는 안전 계수와 요구 수명을 모두 만족하였다.
4. 5 개의 롤러 프로파일에 대하여 베어링 롤러의 접촉 응력 및 분포를 해석하였으며, Johns Gohar 롤러 프로파일이 베어링 롤러와 내/외륜 사이에 작용하는 접촉 응력을 최소화함을 확인하였다. 또한, 이 경우 각 롤러에 작용하는 하중의 최댓값이 롤러 부하 용량을 넘지 않으므로 모든 롤러는 안전하다고 판단하였다.

본 연구는 고속 회전축이 장착된 동력전달장치에 적용 가능한 베어링의 제원과 구조를 기반으로 베어링의 파손을 최소화할 수 있는 설치 간극 및 오프셋을 결정하고, 롤러 프로파일 형상에 따른 베어링의 응력과 수명 변화를 평가하였다. 하지만 항공용 기어박스의 동력전달장치에 최적화된 베어링의 제원과 롤러 프로파일 형상이 새로 설계되지 않았다는 점에서 한계가 있으며, 이에 대한 후속 연구가 수행되어야 할 것이다.

후 기

‘김재현’과 ‘한현우’는 공동 제 1저자이며, 동등하게 기여하였음.

이 논문은 2022년 정부(방위사업청)의 재원으로 국방기술진흥연구소의 지원을 받아 수행된 연구임 (19-106-805-058).

Nomenclature

C_0	static load rating
f_i	ratio of i th duty cycle to total duty cycle
L	total duty cycle
L_i	cycles of i th load case
P_i	load of i th load case
P_e	damage equivalent load
P_0	static equivalent load

References

[1] D. G. Kim, “Technology trend on the future vertical lift(Rotorcraft),” *Current Industrial and Technological Trends in Aerospace*, vol. 19, no. 1, pp. 51-61, July 2021.

[2] K. R, Oh, L. K, Lee, J. Y. Park, and C. Hwang, “Strategy for Developing Civil Helicopter and Vision of Next Generation Rotorcraft,” *Proc. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, pp. 1057-1059, 2013

[3] B. U. Im, H. J. Lee, C. B. Lee, K. H. Kong, and S, J. Shin, “Cost Analysis of Future Compound Utility Rotorcraft,” *Proc. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, pp. 187-189, 2022

[4] J. M. Kim, “KARI Experience of the Compound Rotorcraft Concept Study and Recent Trend of High-Speed VTOL Development in the World,” *Proc. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences Fall Conference,* pp. 866-870, 2015

[5] Budynas, Richard Gordon, and J. Keith Nisbett, Shigley’s Mechanical Engineering Design, 9th Ed., McGraw-hill, New York, 2011.

[6] E. Ioannides, T. Harris and M. Ragen, “Endurance of aircraft gas turbine mainshaft ball bearings-analysis using improved fatigue life theory: Part 1 − Application to a long-life bearing,” *Transactions of the ASME*, vol. 112, pp. 304-308, April 1990.

[7] J. S. Hyun, J. H. Park, J. Y. Kim, U. J. Lee and J. H. Baek, “Development of the high speed bearing for electric vehicle,” *Proc. of the 54th Conf. Korea Tribology Society*, pp. 79-80, 2012.

[8] International Organization for Standardization(ISO), “Rolling bearings − Static load ratings”, *ISO 76,* 3rd Ed., Geneva, 2006.

[9] International Organization for Standardization(ISO), “Rolling bearings − Methods for calculating the modified referecne rating life for universally loaded bearings”, *ISO/TS 16281,* 1st Ed., Geneva, 2008.

[10] Johns, P. M., and R. Gohar, "Roller bearings under radial and eccentric loads." *Tribology International,* vol. 14, no. 3, pp. 131-136, 1981.