

# 회전익기 엔진용 기어박스의 기어 매크로 치형 최적화

최재훈\*, 이근호\*, 손종현\*, 문상곤\*, 김재승\*, 김수철\*,#

\*한국기계연구원 스마트산업기계연구실

## Gear Macro Geometry Optimization of Rotorcraft Engine Gearbox

Jaehoon Choi\*, Geunho Lee\*, Jonghyeon Sohn\*, Sanggon Moon\*, Jaeseung Kim\*, Suchul Kim\*<sup>#</sup>

\*Department of Smart Industrial Machine Tech., Korea Institute of Machinery & Materials

(Received 13 July 2022; received in revised form 16 July 2022; accepted 27 July 2022)

### ABSTRACT

The rotorcraft engine gearbox transmits the power generated by the turboshaft engine to the rotor by reducing the rotational speed and increasing the torque. The core of the rotorcraft engine gearbox is lightweight performance, which requires maximum weight reduction within the range that meets various requirements and constraints. Therefore, lightweight design through gear macro geometry optimization is necessary. In this study, gear macro geometry optimization was performed to reduce the weight of a rotorcraft engine gearbox. NSGA-III was used for the optimization, resulting in a combination of the gear ratio and macro geometry that minimizes the weight of the total gear. In addition, the safety factor of the gears satisfied the given conditions.

**Keywords** : Gearbox(기어박스), Rotorcraft(회전익기), Gear Macro Geometry(기어 매크로 치형), Optimization(최적화)

### 1. 서 론

회전익기(rotorcraft)는 로터의 회전에 의해 양력과 추력을 발생시켜 비행하는 항공기의 일종으로, 터보샤프트 엔진(turboshaft engine)에서 발생한 동력을 이용하여 로터를 회전시킨다. 회전익기 엔진용 기어박스는 터보샤프트 엔진에서 발생한 동력을 회전 속도를 줄이고, 토크를 증대시켜 로터로 전달하는 역할을 한다.

회전익기 엔진용 기어박스의 가장 핵심적인 성능은 경량화 성능으로 회전익기의 주요 성능인 항속

거리와 최대 비행속도의 극대화를 위해 다양한 요구 성능(전달동력, 입력속도, 기어비, 강도 등)을 만족하는 범위 내에서 최대한의 경량화가 요구되며, 이를 위해서는 기어 제원의 최적화를 통한 경량 설계가 필수적이다. 기어 제원은 매크로 치형(macro geometry)과 마이크로 치형(micro geometry)으로 나뉘는데, 기어 성능의 최적화를 위해서는 마이크로 치형 설계 전 최적의 매크로 치형을 설계하는 것이 중요하다<sup>[1]</sup>. 기어 매크로 치형 최적화에 관한 연구는 다양한 연구자들에 의해 이루어져 왔다.

Kim 등은 헬리콥터의 중량, 효율, 전달오차의 최적화를 위한 기어 매크로 치형 최적화에 대해 연구를 수행하였다. 목적함수의 조합에 따른 최적해의 변화를 분석했으며, 이를 통해 목적함수의 조합

# Corresponding Author : [sckim@kimm.re.kr](mailto:sckim@kimm.re.kr)

Tel: +82-42-868-7918, Fax: +82-42-868-7474

이 최적화 결과에 큰 영향을 미치는 것을 확인하였다<sup>[1]</sup>.

Patil 등은 이단 헬리컬 기어박스의 총 부피와 동력손실을 최소화하기 위한 기어 매크로 치형 최적화를 수행하였다. 최적화를 위해 비지배 정렬 유전 알고리즘(NSGA-II)을 사용했으며, 동력손실과 총 부피 간의 상충 관계를 나타내는 파레토 프론트(pareto front)를 도출하였다<sup>[2]</sup>.

Miller 등은 기어 전위계수의 고려 여부가 중량 최소화를 위한 기어 매크로 치형 최적화에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 최적화를 위해 유전 알고리즘을 사용했으며, 전위계수를 고려하였을 때 그렇지 않은 경우보다 최적화 성능이 유의미하게 향상됨을 확인하였다<sup>[3]</sup>.

Choi 등은 농업용 트랙터 변속기의 기어 화인소음 저감을 위한 기어 매크로 치형 최적화를 수행하였다. 화인소음 저감을 위해 정적전달오차(PPSTE)를 목적함수로 삼았으며, 최적화를 통한 PPSTE 최소화로 화인소음을 저감할 수 있음을 실험으로 검증하였다<sup>[4]</sup>.

Hofstetter 등은 EV 액슬용 기어박스의 기어 매크로 치형 최적화 연구를 수행하였다. 기어박스 내부 여유 공간과 제작비용을 목적함수로 삼았으며, 최적화를 통해 상충되는 두 목적함수 간의 최적의 관

계를 도출하였다<sup>[5]</sup>.

본 연구에서는 회전익기 엔진용 기어박스의 경량화를 위해 평행축 기어의 매크로 치형 최적화 연구를 수행하였다. 최적화는 비지배 정렬 유전 알고리즘(NSGA-III)을 사용하여 수행되었으며, 요구 성능 및 제약조건을 만족하는 최적해를 탐색하였다. 기어 강도는 ISO 6336:2006을 통해 평가하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 회전익기 엔진용 기어박스

본 연구의 대상인 회전익기 엔진용 기어박스의 구조와 내부 기어열의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 기어열은 Pair 1, Pair 2로 구성되며, Pair 1의 피니언(pinion) 기어를 통해 엔진 동력을 입력받는다. 입력된 동력은 아이들(idle) 기어와 휠(wheel) 기어를 거쳐 감속되고, Pair 2로 전달되어 최종적으로 감속되어 출력된다.

본 회전익기 엔진용 기어박스는 Table 1과 같은 요구 성능을 가진다. 요구 성능은 총 네 가지로 전달 동력(power), 입력 속도(input speed), 총 기어비(total gear ratio), 운용 시간(service life)이다.

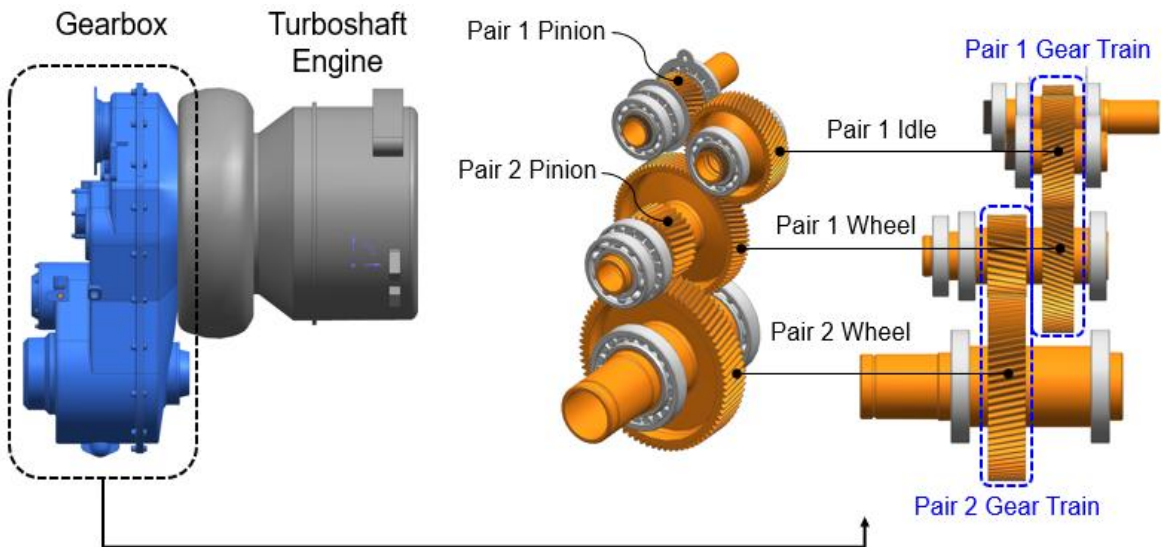


Fig. 1 Rotorcraft engine gearbox

**Table 1 Requirements for rotorcraft engine gearbox**

Parameters	Value
Power [kW]	600
Input speed [rpm]	18,000
Total gear ratio	8
Service life [hours]	5,000

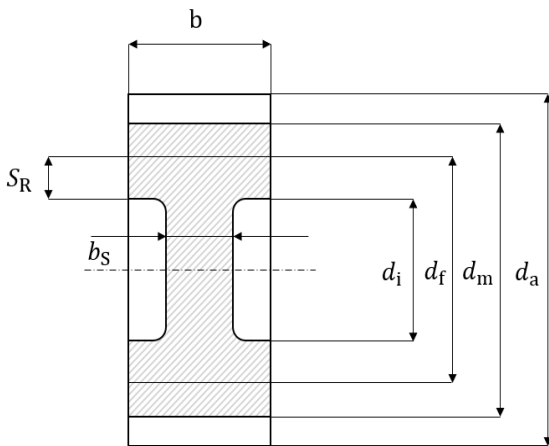
## 2.2 기어 성능 지표

기어 매크로 치형 최적화 중 목적함수와 제약조건 정의에 사용될 성능 지표인 기어 중량과 기어 강도에 관한 식을 아래에 정리하였다.

### 2.2.1 기어 중량

기어 중량 계산에 사용할 기어 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 중량을 간단히 계산하기 위해 기어 치형상은 고려하지 않고, 이뿌리원( $d_f$ )과 이끝원( $d_a$ )의 평균값을 지름( $d_m$ )으로 하는 원통 형상으로 가정하였다. 이때 원통의 내부 두께와 이뿌리의 살두께인 웹(web)과 림(rim)을 고려하였으며, 웹과 림의 두께( $b_s$ ,  $S_R$ )는 ISO 6336:2006에서 추천하는 값을 고려하여 선정하였다<sup>[6]</sup>.

기어 부피( $V$ )는 식 (1)과 같이 원통의 부피에서



**Fig. 2 Gear shape for mass calculation**

웹 이외의 내부 공간의 부피를 제외하여 계산되고, 식 (2)와 같이 재료 밀도( $\rho$ )를 곱해 질량( $M$ )을 계산한다<sup>[1]</sup>.

$$V = \frac{\pi(d_{m1}^2 + d_{m2}^2)}{4} b - \frac{\pi(d_{i1}^2 + d_{i2}^2)}{4} (b - b_s) \quad (1)$$

$$M = \rho V \quad (2)$$

$$\text{Where } b_s^* = \frac{b_s}{b} = 0.25 \quad (3)$$

$$S_R^* = \frac{S_R}{m_n} = 5 \quad (4)$$

$$d_m = \frac{(d_a + d_f)}{2} \quad (5)$$

$$d_i = d_f - 2S_R \quad (6)$$

$$\rho = 7830 \times 10^{-9} \text{ kg/mm}^3 \quad (7)$$

### 2.2.2 기어 강도

기어 강도는 국제 기어 규격인 ISO 6336:2006에 정의된 면압(contact)과 굽힘(bending) 강도에 관한 식을 통해 평가하였다. 식 (8)에서 (11)까지는 면압 강도에 관한 식을, 식 (12)에서 (15)까지는 굽힘 강도에 관한 식을 정리하였다. Table 2에는 강도 평가를 위해 필요한 수치들을 정리하였다.

식 (8), (9)를 통해 공칭 면압 응력(nominal contact stress)  $\sigma_{H0}$  과 면압 응력(contact stress)  $\sigma_H$  을 계산하고, 식 (10)을 통해 한계 면압 응력(pitting stress limit)  $\sigma_{HG}$  을 계산한다. 최종적으로 식 (11)과 같이 면압 응력과 한계 면압 응력의 비율을 통해 면압 안전율(safety factor for contact)  $S_H$  을 계산한다<sup>[7]</sup>.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\left(\frac{F_t}{d_1 b}\right) \left(\frac{u+1}{u}\right)} \quad (8)$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} Z_{B,D} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (9)$$

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (10)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (11)$$

식 (12), (13)을 통해 공칭 굽힘 응력(nominal tooth root stress)  $\sigma_{F0}$ 과 굽힘 응력(tooth root stress)  $\sigma_F$ 을 계산하고, 식 (14)를 통해 한계 굽힘 응력(tooth root stress limit)  $\sigma_{FG}$ 을 계산한다. 최종적으로 식 (15)와 같이 굽힘 응력과 한계 굽힘 응력의 비율을 통해 굽힘 안전율(safety factor for bending)  $S_F$ 을 계산한다<sup>[7]</sup>.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (12)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad (13)$$

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{relT} Y_X \quad (14)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (15)$$

**Table 2 Factors for gear strength calculation**

Parameters	Value
Application factor, $K_A$	1.00
Face load factor(contact), $K_{H\beta}$	1.30
Allowable stress number(contact), $\sigma_{Hlim}$ [Mpa]	1,500
Allowable stress number(bending), $\sigma_{Flim}$ [Mpa]	430
Minimum safety factor(contact), $S_{Hmin}$	1.0
Minimum safety factor(bending), $S_{Fmin}$	1.4

### 3. 기어 매크로 치형 최적화

#### 3.1 설계 변수 및 파라미터

기어 매크로 치형 최적화를 위한 설계 변수를 Table 3에 정리하였다. 설계 변수는 피니언 잇수 ( $z_1$ ), 모듈( $m_n$ ), 압력각( $\alpha_n$ ), 비틀림각( $\beta$ ), 치폭( $b$ )으로 구성되었으며, 각 변수의 특성을 고려하여 범위 및 증분량을 결정하였다.

최적화 과정에서 일정한 값으로 사용될 설계 파라미터는 Table 4에 정리하였다. 전위계수( $x$ )는 최적화 과정 중 0으로 설정하고, 이끝과 이뿌리 계수, 이뿌리 반경 계수( $h_{aP}$ ,  $h_{fP}$ ,  $\rho_{fP}^*$ )는 일반적으로 사용되는 표준값인 1.0, 1.25, 0.3으로 설정하였다.

**Table 3 Range of design variables**

Variables	Min.	Max.	Inc.
Number of teeth(pinion), $z_1$	10	50	1
Normal module, $m_n$ [mm]	1	5	0.1
Normal pressure angle, $\alpha_n$ [deg]	20	25	1
Helix angle, $\beta$ [deg]	10	25	1
Face width, $b$ [mm]	5	60	1

**Table 4 Design parameters for optimization**

Parameters	Value
Profile shift coefficient, $x$	0
Addendum coefficient, $h_{aP}$	1.0
Dedendum coefficient, $h_{fP}$	1.25
Root radius coefficient, $\rho_{fP}^*$	0.3

### 3.2 목적함수 및 제약조건

최적화를 위한 목적함수 및 제약조건을 아래와 같이 정리하였다.

Minimize :  $M_{total}$

Subject to

$$S_H > S_{Hmin}$$

$$S_F > S_{Fmin}$$

$$s_{an} > 0.3m_n$$

$$\epsilon_\gamma > 1.7$$

$$b/d_1 \leq 1.1$$

$$m_n \geq b/20$$

목적함수는 Pair 1과 Pair 2 기어열의 중량을 합한 전체 기어열의 중량( $M_{total}$ )이다.

제약 조건으로는 기어의 면압과 굽힘 안전율( $S_H, S_F$ )이 최소 안전율 이상이 되도록 하고, 기어 이끝이 너무 날카롭지 않도록 이끝 두께( $s_{an}$ )의 두께가  $0.3m_n$  이상 되도록 한다. 중첩 물림률( $\epsilon_\gamma$ )은 최소 1.7 이상이 되도록 하고, 치폭( $b$ )은 피니언 기준원 직경( $d_1$ )의 1.1배 이하가 되도록 하며, 모듈( $m_n$ )은  $b/20$  이상이 되도록 설계한다<sup>11)</sup>.

### 3.3 최적화 알고리즘 및 프로세스

최적화를 위한 알고리즘으로는 생물의 진화 개념에 착안하여 최적화를 진행하는 비지배 정렬 유전 알고리즘(NSGA-III)을 사용하였다. 최적화 수행을 위한 유전 알고리즘 변수로 세대수(generation)와 인구수(population)는 각각 200으로, 교배율(crossover)과 변이율(mutation)은 0.5로 설정하였다. NSGA-III를 이용한 최적화는 Fig. 3과 같은 순서로 진행된다. 우선 첫 번째 세대에서 초기 인구를 생성하고, 강도와 중량을 계산하여 제약조건을 확인한다. 이후 선별된 인구에 대해 교배와 변이를 진행해 인구를 증가시키고, 비지배 정렬(non-dominated sorting)

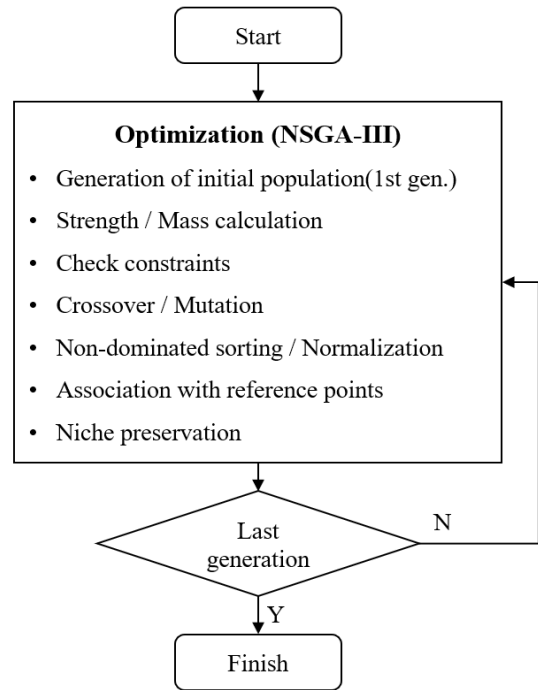


Fig. 3 Procedure of NSGA-III optimization

및 정규화(normalization)를 진행한 후 정규점(reference points)를 기준으로 인구를 정렬한다. 최종적으로 Niche 보존(Niche preservation)을 적용하여 다음 세대를 선별하고, 최종 세대에 이를 때까지 상기 과정을 반복해서 진행한다<sup>8)</sup>.

기어열의 총 중량을 최소화하는 최적화 프로세스는 Fig. 4와 같이 진행된다. 우선 요구 성능과 설계 변수, 목적함수, 제약조건에 관한 정보를 입력한 후에 최적화를 위한 유전 알고리즘 변수를 입력한다. 다음으로 NSGA-III를 이용하여 Pair 1과 Pair 2 기어열의 중량을 최소화하는 매크로 치형 최적화를 각각 진행한다. 이때 각 기어열의 기어비가 최대화 되도록 목적함수를 설정한다. 이는 중복되는 기어비가 없이 최대한 넓은 범위에서 설계안을 탐색하기 위함이다. 최종적으로 각 기어열에 대한 최적화 결과를 종합하여 전체 기어열에 대한 최적화 결과를 유도한다. 이를 통해 전체 기어열의 최소 중량과 최소 중량을 위한 최적의 기어비 조합을 얻을 수 있다.

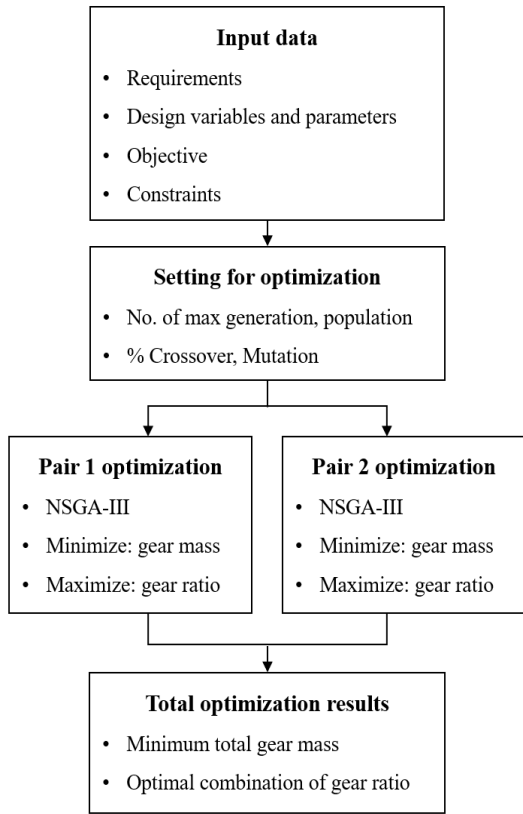


Fig. 4 Process for macro geometry optimization

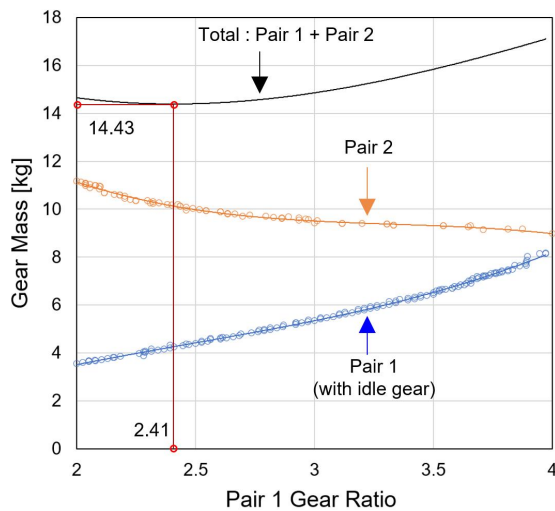


Fig. 5 Gear mass according to gear ratio

#### 4. 최적화 결과

기어 매크로 치형 최적화 결과를 Pair 1, Pair 2 기어비 조합을 기준으로 정리하여 Fig. 5에 나타내었다. 이 때 Pair 2 기어비는 Pair 1 기어비가 정해지면 총 기어비를 만족하도록 계산되는 값이다. Pair 1, Pair 2 기어열의 중량 변화를 각각 정리했고, 이를 통해 전체 기어열의 중량 변화 곡선을 도출하였다.

Fig. 5에서 Pair 1 기어비가 증가함에 따라 Pair 1 기어열의 중량은 증가하고, Pair 2 기어열의 중량은 감소한다. 전체 기어열의 중량은 Pair 1 기어비가 증가함에 따라 감소하다 다시 증가하는 형태를 보이고, Pair 1 기어비가 2.41, Pair 2 기어비가 3.33일 때 최소값 14.43 kg를 나타낸다. 전체 기어열의 중량을 최소화하는 해당 설계안을 최적의 기어 매크로 치형으로 선정하였다.

최적화 결과 선정된 기어 매크로 치형을 Table 5에 나타내었다. 아이들 기어 물림을 포함해 총 세 쌍의 기어 물림을 기준으로 매크로 치형을 정리하였다. 이때  $u$ 는 기어 물림의 기어비를 나타낸다.

Table 6는 최적화된 기어열의 중량 및 강도를 나타낸다. 세 쌍의 기어 물림 모두 면압 및 굽힘 안전율이 최소 안전율인 1.0, 1.4 이상을 나타낸다. Pair 1 아이들 기어와 휠 기어 물림에서 면압 안전

Table 5 Macro geometry of optimized gear trains

	Pair 1		Pair 2	
	Pinion to Idle	Idle to Wheel	Pinion to Wheel	
$m_n$ [mm]	1.8		2.8	
$z$	39	47	47	94
$u$	1.205		2	
$u_{pair}$	2.41		3.33	
$\alpha_n$ [deg]	25		25	
$\beta$ [deg]	20		19	
$b$ [mm]	32		47	

**Table 6 Mass and strength of optimized gear trains**

	Pair 1		Pair 2
	Pinion to Idle	Idle to Wheel	Pinion to Wheel
Mass [kg]	4.26		10.17
Total mass [kg]	14.43		
$S_H$	1.07	1.33	1.05
$S_F$	1.46	1.46	1.45

율이 1.33으로 상대적으로 높게 나타나는데, 이는 아이들 기어와 피니언 기어, 휠 기어의 물림이 동시에 일어나고, 한 쪽 물림에 의해 아이들 기어 제원이 정해지면 다른 쪽 물림을 최적화할 수 있는 자유도가 줄어들기 때문인 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

본 연구는 회전익기 엔진용 기어박스의 기어 매크로 치형 최적화에 대해 수행되었다. 주어진 요구 성능 및 제약조건을 만족하며 전체 기어열의 중량을 최소화하는 기어 매크로 치형 최적화를 수행했으며, 최적화 결과 Pair 1 기어비 2.41, Pair 2 기어비 3.33일 때 전체 기어열의 중량이 14.43kg으로 최소화되었다.

본 연구에서 제안한 프로세스를 통해 다양한 성능 요구조건 및 제약조건을 고려해야 하는 회전익기 엔진용 기어박스의 경량화를 체계적으로 수행할 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 국방과학연구소가 지원한 "복합형 고효율/경량화 동력전달장치 기술 개발" 과제(No. UC170031JD)를 위해 수행되었음.

## REFERENCES

1. Kim, S. C., Moon, S. G., Sohn, J. H., Park, Y. J., Choi, C. H. and Lee, G. H., "Macro geometry

optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error," Mechanism and Machine Theory, Vol. 144, p. 103634, 2020.

- Patil, M., Ramkumar, P. and Shankar, K., "Multi-objective optimization of the two-stage helical gearbox with tribological constraints," Mechanism and Machine Theory, Vol. 138, pp. 38–57, 2019.
- Miler, D., Lončar, A., Žeželj, D. and Domitran, Z., "Influence of profile shift on the spur gear pair optimization," Mechanism and Machine Theory, Vol. 117, pp. 189–197, 2017.
- Choi, C. H., Ahn, H. J., Yu, J. H., Han, J. S., Kim, S. C. and Park, Y. J., "Optimization of gear macro-geometry for reducing gear whine noise in agricultural tractor transmission," Computers and Electronics in Agriculture, Vol. 188, p. 106358, 2021.
- Hofstetter, M., Lechleitner, D., Hirz, M., Gintzel, M. and Schmidhofer, A., "Multi-objective gearbox design optimization for xEV-axle drives under consideration of package restrictions," Forsch. im Ingenieurwesen/Engineering Res., Vol. 82, No. 4, pp. 361–370, 2018.
- ISO Standard 6336:2006, Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2006.
- Choi, J. H., Suh, J. H. and Park, N. G., "Optimal Design of Lightweight Two-Speed Transmission of Electric Vehicles," Tribology and Lubricants, Vol. 36, No.2, pp. 96-104. 2020.
- Deb, K. and Jain, H., "An Evolutionary Many-Objective Optimization Algorithm Using Reference-Point-Based Nondominated Sorting Approach, Part I: Solving Problems With Box Constraints," IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Vol. 18, No. 4, pp. 577-601, 2014.