

5MW 풍력용 피치드라이브의 유성기어 Micro-geometry 최적화에 관한 연구

이인범*, 김동영*, 허철수*, 이도영*, 류성기#

(*,# 경상대학교 기계항공학부)

A Study on Tooth Micro-geometry Optimization of Planetary Gear for 5MW Wind Turbine Pitch Drive

In-Bum Lee*, Dong-Young Kim*, Zhe-Zhu Xu*, Do-Young Lee*, and Sung-Ki Lyu#

(Received 3 February 2014; received in revised form 8 February 2014; accepted 18 February 2014)

ABSTRACT

The rotation of a spindle unit must be accurate for high-quality machining and to improve the quality of the machine tools. Therefore, the proper measurement of the rotation accuracy and ensuring a proper analysis are very important. Separate processes are necessary because spindle errors and roundness errors associated with the test balls can both factor into the measured rotation error values. We used three methods to discern test ball errors and analyzed which could be deemed as the most proper technique in a test of the rotation accuracy of the main spindle of a machine tool.

Key Words : Planetary Gears(유성기어), Transmission Error(전달 오차), Load Distribution(하중 분포), Wind Power(풍력), Tooth Modification(치형 수정)

. 서 론

기어는 신뢰성이 높고, 효율이 좋은 동력전달장치 기계요소로서 옛날부터 오늘에 걸쳐 각종 기계에 널리 사용되고 있다. 최근 자원 절약, 에너지 절약, 환경개선의 요구로부터 소형경량, 고 부하능력, 고 신뢰성, 고효율, 저소음, 저비용에 대한 요구가 더 강

해지고 있으므로 기어관련 연구를 많이 수행하고 있다.^[1-5] 특히 현재 각광을 받고 있는 그린에너지 중 하나인 풍력의 경우 피치드라이브, 요드라이브, 발전기 부분의 기어박스 등은 기어와 가장 밀접한 관계를 가지고 있다.

본 연구의 모델은 5 MW 해상풍력용 피치드라이브이다. 피치드라이브는 풍력발전기 블레이드의 각도를 조절하는데 사용되며, 바람과의 받음각을 조절하여 효율을 높이거나 과도하게 강한 바람이 불 경우 받음각을 최소화 시켜 풍력발전기의 파손을 방지하는 부품이다. 해상이라는 작동조건에 따라 부식 등의 악조건과 지형에 따른 유지·보수의 어려움이 많기 때문에 파손 등의 작동을 멈출 수 있는 요인을

* Department of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

C. A. : Department of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University (ReCAPT)
E-mail : sklyu@gnu.ac.kr

줄여야 한다.

본 연구에서는 5 MW 해상풍력용 피치드라이브 모델의 기어를 시뮬레이션을 통해 치형수정을 반복적으로 수행하여 하중분포를 최적화하고 전달오차를 최소화하는 Micro-geometry를 찾아내어 실제 피치 드라이브를 제작할 때 생기는 시행착오를 최대한 줄일 수 있는 피치드라이브의 유성기어 설계를 목적으로 한다.

2. 이론적 배경

2.1 전달오차의 이론

전달오차란 기어의 실제 회전각도와 이상적인 회전각도의 편차이다.^[6] 즉, Fig. 1에서 구동기어가 θ_1 만큼 회전했을 때 이론적으로 종동기어는 $\theta_1 \frac{R_1}{R_2}$ 만큼 이동해야 한다. 그러나 여러 가지 이유 때문에 실제 회전각도 θ_2 는 이론값과 $\delta\theta_2$ 만큼의 차이가 발생하는데, 이를 전달오차라 한다.

$$\delta\theta_2 = \theta_2 - \theta_1 \frac{R_1}{R_2} \quad (1)$$

2.2 전달오차의 원인

전달오차의 원인은 정렬오차, 설치오차, 프로파일 오차(Profile error), 피치오차(Pitch error) 등이 있으며, 기어가 구동할 때 전달동력이나, 탄성변형으로 인한 치의 변형 때문에도 오차가 발생한다. 기어가 정밀하게 가공되고 장착되었다고 가정할 경우에는 전달오차의 주된 요인은 치의 변형에 의한 것이다.^[7-8] 만약에 기어가 완벽한 인볼류트 곡선을 가진다면 동력의 전달은 어떠한 파동도 없이 부드럽게 전달이 된다.

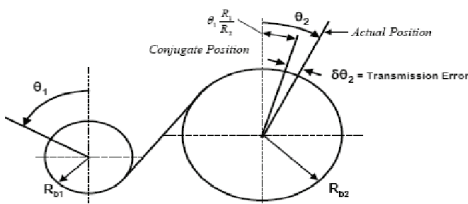


Fig. 1 Definition of transmission error

하지만 그렇지 않을 경우 동력은 일정한 파동을 가지고 전달되는데 이 경우가 전달오차이다.

기어는 여러 쌍의 이가 연속적으로 맞물려 돌아가고, 동시에 한 쌍 이상의 이가 맞물려 있기 때문에 기어 한 쌍에서 발생하는 전달오차 곡선을 기본 피치간격으로 결합함으로써 전체 전달오차 곡선을 구할 수 있다.

2.3 작용하중

물림률이 2이하인 기어의 경우에는 최대 두 개의 이가 동시에 접촉한다. 그리고 단독으로 이가 접촉하는 구간과 2개의 이가 동시에 접촉하는 구간이 존재하기 때문에 기어의 이에 작용하는 하중의 크기가 구간에 따라 다르다. 이러한 차이는 힘의 크기가 2배가 되는 차이로 나타나게 된다. 그리고 힘의 크기 증가 때문에 치의 변형도 더 커지게 된다. 변형이 곧 전달오차가 되기 때문에 기어 프로파일을 수정하여 치면에 하중이 가해지더라도 항상 일정하게 동력이 전달되도록 만들어야 한다.

3. 피치 드라이브의 모델링

3.1 피치드라이브의 구조

5 MW 해상풍력용 피치드라이브의 모델은 기어비 200, 캐리어 Emergency와 Normal 속도가 각각 8, 5 deg/s 등의 설계조건을 맞추어 Table 1의 스펙으로 설계 하였다. 피치드라이브는 3단 유성기어로 구성되어 있고 input이 Sun기어이고, output이 캐리어, 고정부분이 Ring기어로 구성되어 연결되어 있으며, 피치드라이브의 구성도와 시스템의 구성도를 각각

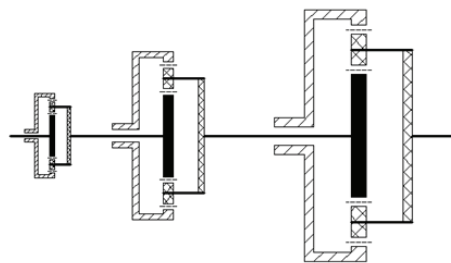


Fig. 2 Structure of planetary gear

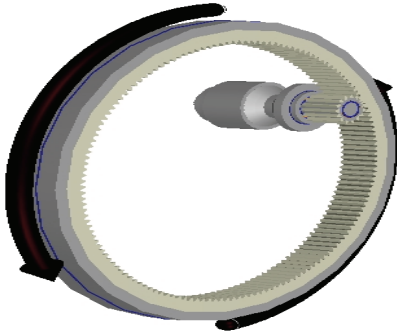


Fig. 3 Structure of pitch drive system

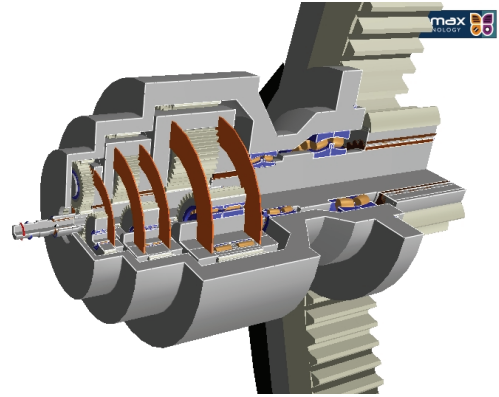


Fig. 4 Structure of pitch drive by Romaxdesigner

Table 1 Specifications of pitch drive

		Sun	Planet	Ring
1 st stage	Number of teeth	22	42	109
	Width of teeth(mm)	27	25	27
	Module	2.5		
	Pressure angle(°)	21		
	Reduction gear ratio	5.9545		
2 nd stage	Number of teeth	22	41	107
	Width of teeth(mm)	52	50	52
	Module	3.5		
	Pressure angle(°)	23		
	Reduction gear ratio	5.8636		
3 rd stage	Number of teeth	22	41	107
	Width of teeth(mm)	114	110	114
	Module	4.5		
	Pressure angle(°)	25		
	Reduction gear ratio	5.8636		
ratio		204.73		

Fig. 2, 3에 나타냈다.

3.2 피치드라이브의 모델링

피치드라이브의 모델링은 상용소프트웨어인 Romaxdesigner를 사용하였으며, 피치드라이브의 모델링 그림을 Fig. 4에 나타냈다. 치형은 인블류트 치형을 기본으로 하여 설계하였다. Fig. 4에 나타낸 바와 같이 피치드라이브는 Sun기어, Ring기어, 캐리어, 베어링, 축, 케이스 등으로 이루어져 있다.

4. 해석결과 및 고찰

4.1 치형수정 전 시뮬레이션 해석 결과

피치 드라이브의 시뮬레이션 해석은 Ring기어를 고정으로 설정한 다음 캐리어와 모터의 Emergency 조건에 따라 Romaxdesigner를 사용하여 해석하였다. 해석결과 피치드라이브의 수명과 하중분포, 전달오차 등의 결과를 도출하였다.

Fig. 5부터 Fig. 8까지는 피치드라이브 1단 기어의 하중분포결과를 나타낸 것이다. 이러한 결과를 보면 하중분포가 치의 끝에 집중 분포되어 있는 모습을 볼 수 있다. 이 결과들은 치형수정을 통해 힘의 분포를 기어의 중간으로 이동시키는 최적화가 필요하다는 것을 보여주고 있다. 2단의 경우 응력이 2000 MPa 이상인 분포가 존재한다. 이는 항복응력을 넘어서는 응력으로 기어의 파손이 발생이 예측되기 때문에 치형수정을 필요로 한다.

Fig. 9는 피치드라이브 1단의 전달오차에 관한 결과이다. 본 연구에서 연구하고 있는 피치드라이브는 해상풍력용이기 때문에 소음의 문제에서는 어느 정도 자유로울 수 있지만, 고장의 주원인이 되고 있는 진동을 저감시키는 측면에서 전달오차를 최소화 시킬 필요가 있다.

4.2 피치드라이브 모델의 치형수정

앞의 하중분포결과를 보면 모든 기어의 하중분포가

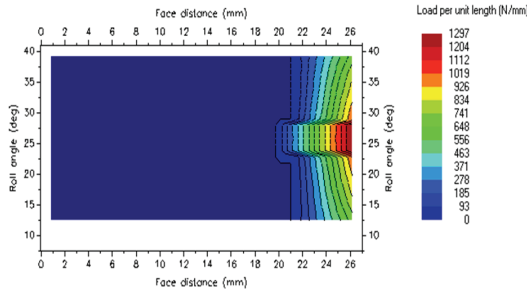


Fig. 5 Load distribution of 1st sun gear

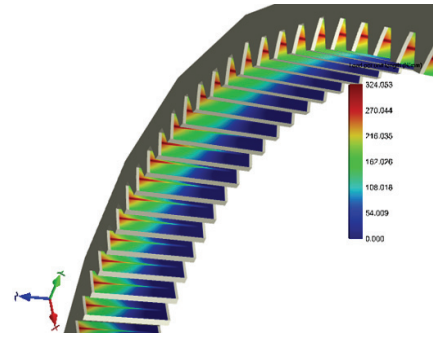


Fig. 8 Load distribution 3D model of 1st ring gear

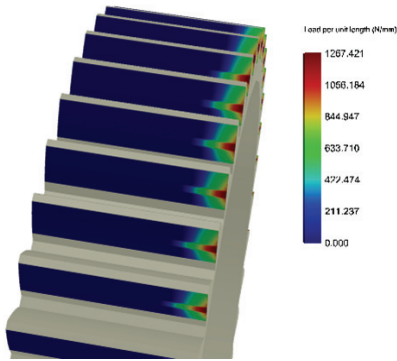
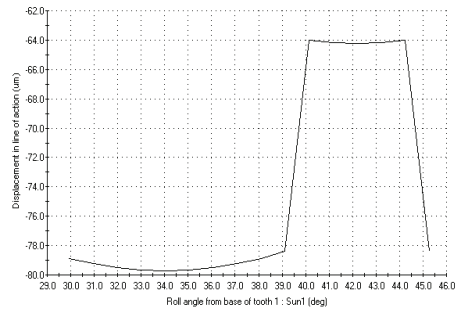


Fig. 6 Load distribution 3D model of 1st sun gear



(a) 1st stage sun gear to planet gear

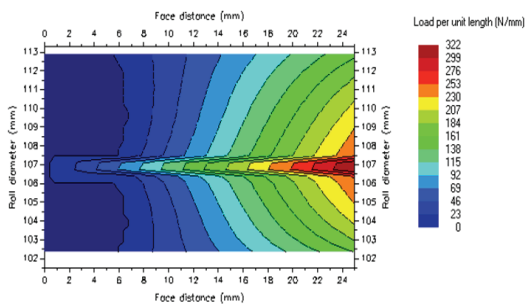
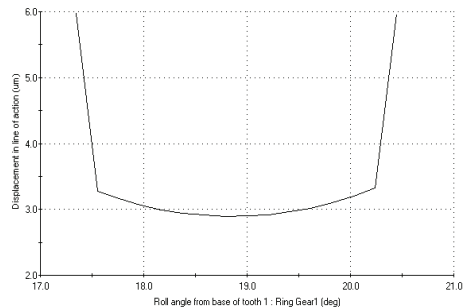


Fig. 7 Load distribution of 1st ring gear



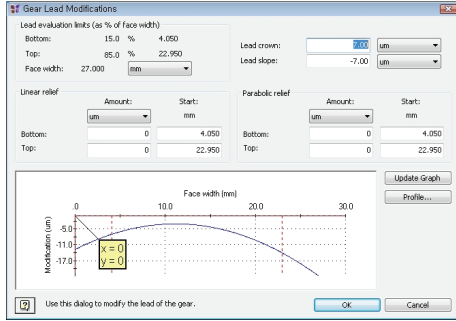
(b) 1st stage ring gear to planet gear

Fig. 9 1st stage transmission error

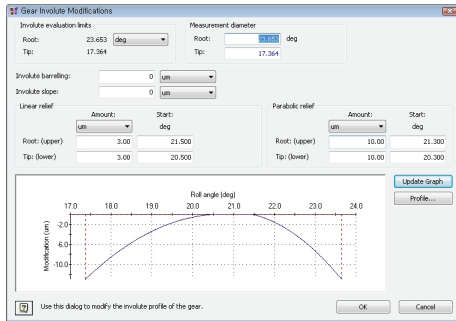
기어의 한쪽으로 편중되어 있는 것을 볼 수 있는데, 이러한 경우 기어의 파손이 일어날 확률이 높다. 따라서 치형수정을 통해 기어의 하중분포를 최적화 하고 전달오차를 최소화 하는 연구를 수행 하였다. 치형수정은 Romaxdesigner를 통해서 기어의 Profile과 Lead를 수정하

고 시뮬레이션을 반복적으로 수행하여 최적의 기어의 수정값을 찾아내었다.

Fig. 10은 1단 링기어의 치형 수정 값이다. 기어를 수정하기 전의 값을 모두 0으로 보고, 수정한 값을 가감하여 나타낸 그래프가 Fig. 10의 하단부 그래프와 같다.



(a) Lead



(b) Profile

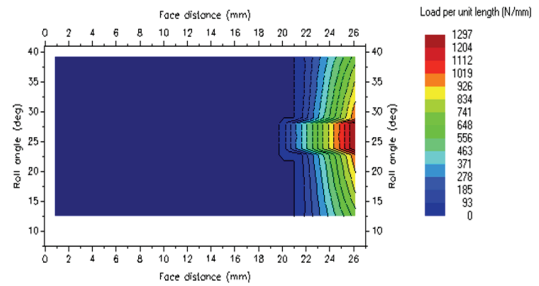
Fig. 10 1st ring gear modification

4.3 치형수정 전후의 결과 비교

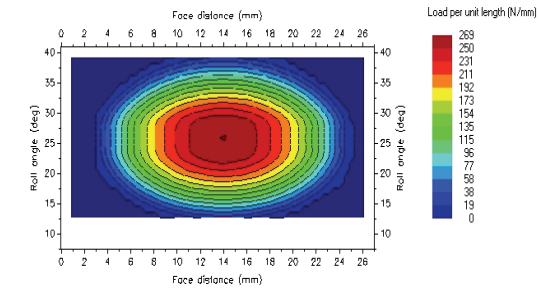
치형수정 전과 후의 하중분포의 변화는 Fig. 11과 12를 보면 알 수 있다. 하중의 분포가 끝단에서 중앙으로 이동한 것을 볼 수 있다.

끝단에 응력이 분포하게 될 경우 응력이 집중 될 수 있고, 이로 인해서 기어의 파손이 일어날 확률이 증가한다. 그리고 기어의 이가 한 개가 접촉하는 부분과 2개가 동시에 접촉하는 경계면에서 응력이 급격하게 변하는 현상이 있었으나 치형수정을 통해서 이런 부분을 최소화시켰다.

하중분포의 결과를 보았을 때 1단 sun gear를 보면 1297 MPa에서 267 MPa로 약 4.8 배 감소하였다. 이러한 추이는 Fig. 13에 나타나있다. 그래프의 추이를 보게 되면 sun gear의 경우는 최대응력의 크기가 크게 감소한 것을 볼 수 있다. 특히 2단의 경우에는 항복응력 이상의 응력에서 안정적인 수치로 감소한 것을 볼 수 있다. Ring gear의 경우를 보게 되면 큰 응력의 감소는 없는 것으로 나타나 있다.

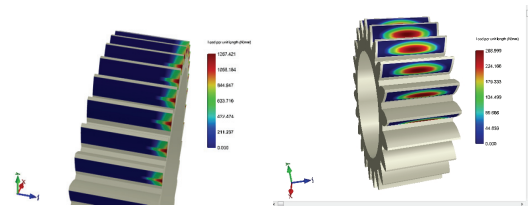


(a) before modification



(b) after modification

Fig. 11 Comparison of load distribution of 1st sun gear



(a) before modification (b) after modification

Fig. 12 Comparison of 3D load distribution of 1st sun gear

그리고 치형수정 전에는 sun gear 응력의 크기가 순차적으로 커지지 않았었는데 치형수정 후에는 1단에서 3단으로 갈수록 응력의 크기가 커지는 것을 볼 수 있다. 전달오차의 경우 Fig. 14에서 알 수 있듯이 최대값과 최소값이 모두 증가한 것을 볼 수 있다.

1단과 2단의 sun gear의 경우는 수정 전의 값이 음수(-)값으로 나타났다. Fig. 15는 Fig. 14의 그래프에서 절대값을 취해서 양수로 만든 후 수정후의 값과 비교한 그림이다.

전달오차에서 진동의 진폭이라고 볼 수 있는 것이 PPTE(peak-to-peak transmission error)이다.[8] Fig. 15를 보면 알 수 있듯이 모든 PPTE값이 치형수정 후 현저하게 감소하였다.

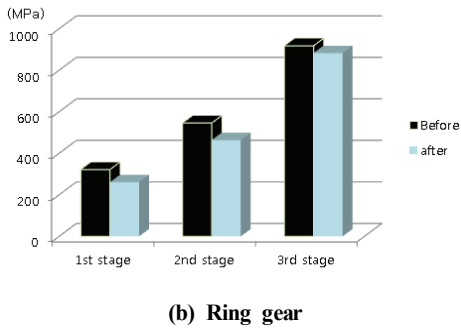
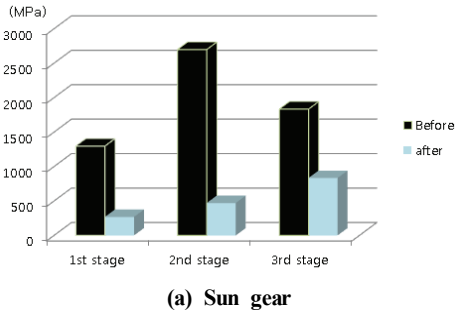


Fig. 13 Comparison of max stress

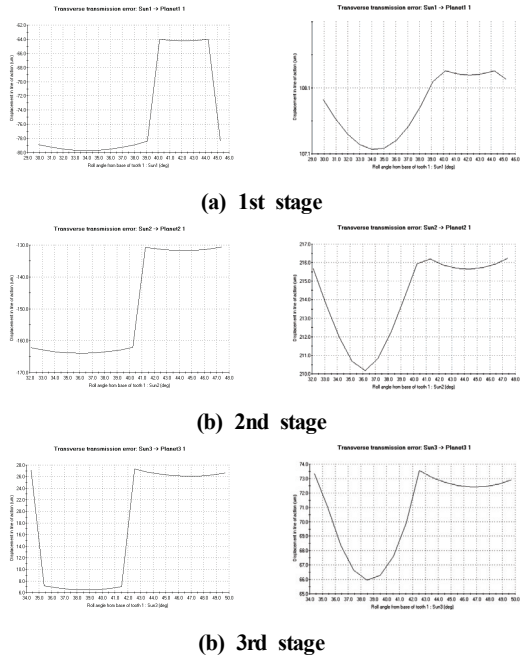


Fig. 14 Comparison of transmission error of sun gear

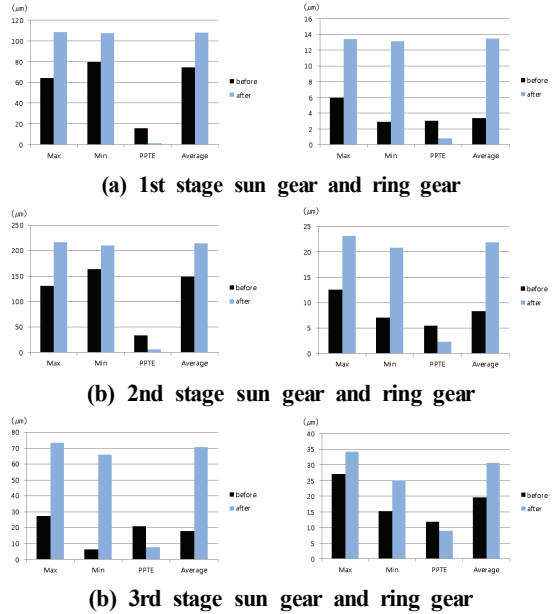


Fig. 15 Comparison graph of transmission error

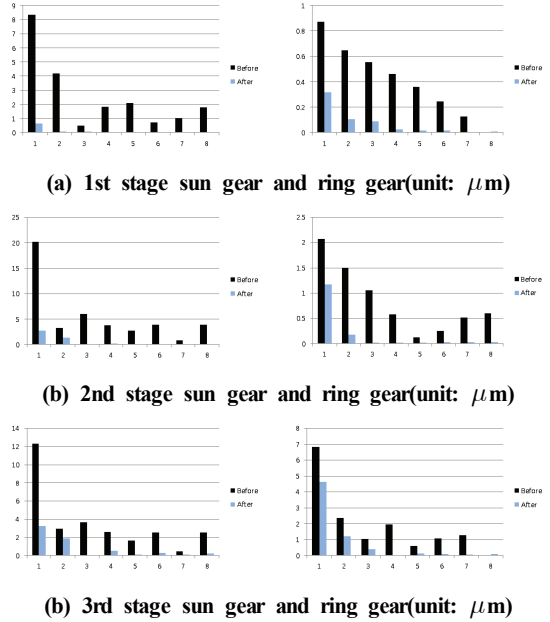


Fig. 16 Comparison graph of transmission error harmonics

그리고 Fig. 16을 보면 모든 전달오차 하모닉의 값이 모두 수정 전 보다 수정 후가 작은 것을 알 수 있다. 이것으로 기어의 진동과 소음이 감소했다고 볼 수 있다. 특히 sun gear의 경우에는 1차 하모닉 값이 크게 감소한 것을 볼 수 있다. Sun gear 최적화의 결과가 크다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 5 MW 풍력용 피치 드라이브의 최적설계를 위해서 피치 드라이브의 모델링과 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 통해서 치형의 프로파일과 리드의 수정을 고찰함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

기어의 치형 프로파일과 리드의 수정을 통해 5 MW 해상풍력용 피치드라이브의 유성기어 하중분포를 최적화 하였다.

기어의 이가 2개 접촉할 때와 1개만이 접촉할 때 전환되는 시점에 생기는 접촉응력의 급격한 변화는 전달오차의 PPTE에 안 좋은 영향을 미치므로 치형수정을 하여 접촉응력의 변화를 완만하게 수정한 결과 전달오차의 PPTE가 감소하였다.

치형수정 후의 전달오차의 최대값은 모두 증가하였다. 하지만 전달오차 하모닉의 진폭의 크기는 모두 감소하였다. 이는 진동이나 소음이 감소했다는 것이므로 기계적 성질이 좋아졌다는 것을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 한국산업기술원의 광역연계협력사업과 Romax Technology Ltd.의 Romax S/W의 지원에 의해 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. Houser, D. R., Gear Noise Sources and Their Prediction Using Mathematical Model, Gear Design, pp. 213-222, 1990.

2. Mark, W. D., Analysis of the vibratory excitation of gear systems, II: tooth error representations, approximations, and application, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 66, Issue 6, pp. 1758-1787, 1979.
3. Munro, R. G., Yildirim, N., hall, D. M., Optimum Profile Relief and Transmission Error in Spur Gears, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 404, No. 13, pp. 35-42, 1990.
4. S.H. Oh, S.W. Oh, J.H. Kang, I.B. Lee, S.K. Lyu, A Study on Modeling and Optimization of Tooth Micro-geometry for a Helical Gear Pair, IJPEM, Vol. 14, No. 3, pp. 423-427, 2013.
5. S.W Oh, Q. Zhang, I.B. Lee, S.K Lyu, Tooth Modification for Spur Gear for Articulated Hauler's Final Drive, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 5, pp. 42-47, 2012.
6. Smith, J. D., Gears and Their Vibration, Marcel Dekker Inc., 1983.
7. Houser, D. R. and Singh, R., Gear Noise Basic Short Course, Gearlab - The Ohio State University, pp. 2-42, 2003.
8. Houser, D. R. and Harianto, J. H., The Effect of Micro-Geometry and Load on Helical Gear Noise Excitations, SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, No. 2005-01-2295, pp. 1-12, 2005.