논문
풍력에너지저널

제15권, 제1호, 2023
pp. 43~49

8 MW급 대용량 풍력발전기용 요 감속기 치합전달오차에 따른 응답해석에 관한 연구

장서원* · 박세호* · 김영국* · 김민우* · 이형우**

A Study on Response Analysis by Transmission Error of Yaw Drive for 8 MW Large Capacity Wind Turbines

Seo-Won Jang*, Se-Ho Park*, Young-kuk Kim*, Min-Woo Kim* and Hyoung-Woo Lee**

Key Words : 풍력발전기 (Wind Turbine), 요 감속기 (Yaw Drive), 진동 (Vibration), 치합전달오차 (Transmission Error), 응답해석 (Response Analysis)

ABSTRACT

This study performed a response analysis according to the transmission error of the yaw drive. To perform the response analysis, the excitation source of the transmission error was modeled and the outer ring of the first stage bearing and the outer ring of the output shaft bearing were used as measurement positions. The response results were analyzed based on the vibration tolerance values of AGMA 6000-B96. As a result of the response of the first stage bearing outer ring, the maximum displacement of the first stage planetary gear system was 5.59 and the maximum displacement of the second to fourth stage planetary gear systems was 4.21 ㎛ , 3.13 ㎛ , and 25.6 ㎛ . In the case of the output shaft bearing outer ring, the maximum displacement of the first stage planetary gear system was 1.73 ㎛, and the maximum displacement of the second to fourth stage planetary gear system was 1.94 ㎛, 0.73 ㎛, and 2.03 ㎛. According to AGMA 6000-B96, the vibration tolerance of first stage is 17.5 ㎛, and the vibration tolerance of the second to fourth stages is 58 ㎛, 80 ㎛, and 375 ㎛, which shows that the vibration tolerance is satisfied and it is safe.

1. 서 론

재생에너지 기술은 어느 나라에서나 태양광과 풍력이 중심이다. 하지만, 풍력 중에서도 해상풍력은 육상풍력이나 태양광과 비교했을 때 실용성이 더 높고 발전량의 출력 편차도 낮은 편이라 대형화로 이어지고 있다. 그러나 높은 기어비와 풍력발전기의 대형화로 인해 소음과 진동으로 인한 민원이 발생하고*, 발전효율과 기대수명이 줄어들 뿐 아니라 유지보수에 드는 비용 또한 기하급수적으로 늘어나 해상풍력으로서의 장점이 퇴색된다. 따라서 감속기나 증속기에서 발생하는 진동과 소음을 고려한 설계 기술은 점점 더 중요해지고 있다.

풍력발전기에서 요 시스템은 바람이 불어오는 방향으로 로터와 너셀을 회전시켜 풍력발전기의 효율이 최대가 되게 하는 역할을 한다. 하지만, Fig. 1에서 확인할 수 있듯이, 풍력발전기에서 기어박스의 파손 비율이 높다는 것을 알 수 있다. [1] 기어박스 중에서도, 요 감속기 시스템의 파손 원인 중 하나는 바람의 방향과 너셀의 방향이 일치하지 않을 경우에 풍력발전기에 하중이 가해져 수명을 단축시키는 것인데, 감속기나 증속기 하중이 가해지게 되면 요 감속기 시스템이 회전을 할 때 기어가 제대로 맞물리게 되지 않아 소음과

* 중원대학교 융합공학과 석사과정
** 중원대학교 무인항공기계학과, 교수
E-mail : leehwoo@jwu.ac.kr
DOI : https://www.doi.org/10.33519/kwea.2024.15.1.005
Received : November 10, 2023, Revised : February 28, 2024
Accepted : February 29, 2024

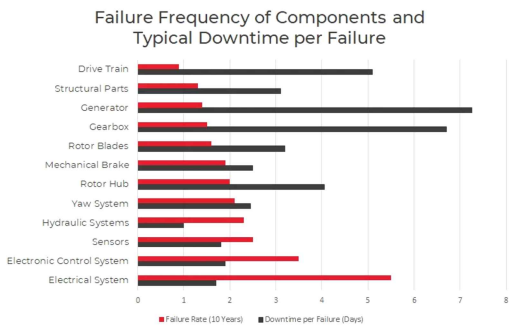

Fig. 1 Causes and frequency of wind turbine failure

진동이 발생한다. 이러한 상황이 지속될 경우 풍력발전기의 출력에 막대한 영향을 줌과 동시에 연쇄적인 악 영향을 줄 수 있으므로 요 시스템에서 발생하는 진동에 관한 연구가 필요하다. 요 시스템에서 발생하는 진동에 관한 많은 연구는 수행되어져 왔다. D. Chouhan과 A. Lodwal은 2단으로 구성된 기어 시스템의 응답을 분석하기 위해 유한요소모델을 작성하였고, 고유진동수와 고유모드 등 진동 특성에 대해 분석했다. [2] R. Ranjan과 S. Nagaraj는 기어 시스템에서 발생하는 진동을 유한요소 해석에 반영하여 고유특성과 동적응답을 분석했고 적용되는 재료에 따라 고유진동수가 다르다는 것을 조사했다. [3] M. Evans는 2.5MW 풍력발전기에 사용되는 기어 시스템을 모델링하고 ANSYS와 MASTA를 통해 진동 및 응답해석을 실시해 비교 분석했다. [4] M. Saritas와 P. Yayla는 유한요소법을 통해 3단 기어 시스템의 고유진동수 및 고유모드 해석을 실시했고 그에 따른 변위량을 분석했다. [5] D. H. Lee와 G. J. Cheon은 유한요소법을 통해 유성기어 시스템의 진동특성을 분석했다. [6] J. S. Kim과 H. W. Lee는 유한요소모델을 부분구조합성법으로 유성기어, 헬리컬기어의 진동의 안전성 평가를 분석했다. [7] Vanhoolebeke는 유한요소법으로 모델링하고 구조물의 소음에 대해서 연구했다. [8] H. Y. Lee와 I. H. Kim은 4MW 풍력발전기 요 감속기에 대해 경량화와 위험속도해석을 통해 안전성을 검증하였다. [9] S. W. Jang과 H. Y. Lee는 8MW급 풍력발전기에 대하여 진동특성을 분석하여 위험속도 해석을 수행하였다. [10]

본 연구에서는 1~4단 유성기어 시스템을 기어박스 전용소프트웨어인 MASTA 프로그램으로 모델링하여 8MW 풍력발전기용 요 감속기에 대한 동특성 해석을 수행하였다. 또한, 1~4단 유성기어시스템의 기어 치합 전달오차에 의한 가진원을 모델링하였다. 치합전달오차 가진에 의한 1단 베어링의 외륜과 출력축 베어링의 외륜 지점의 변위를 AGMA 6000-B96의 진동허용치를 이용하여 안전성 평가를 수행하였다.

2. 요 감속기 진동 모델링

2.1 진동 모델링

요 감속기의 기어트레인 부분을 기어해석 상용프로그램인 MASTA 12.0.5를 사용하여 설계하였다. 요 감속기는 1단 선기어를 통해 입력되는 모터의 동력이 2단, 3단, 4단 유성기어 시스템을 통해 출력축으로 전달되는 4단 유성기어 시스템으로 구성된다. 요 감속기의 진동해석 모델은 Fig. 2에 나타냈다. 유성기어 시스템에 대한 제원은 Table 1 ~ Table 4에 나타내었다. 전체 감속비는 약 1,219.96으로 1단 선기어로 입력되는 1,152.86 rpm은 감속기를 거쳐 0.945 rpm으로 출력된다.

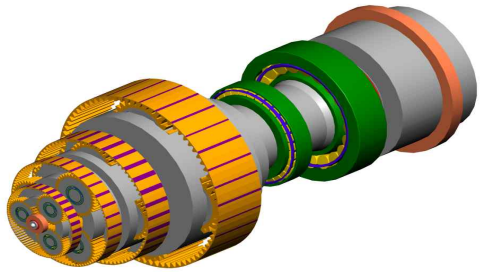

Fig. 2 Yaw dirve vibration model

Table 1 Yaw drive 1st planetary information

Stage	1		
	Sun	Planetary	Ring
Planetary gear	3		
Module	1.75		
Pressure angle [°]	20		
Number of teeth	14	39	94
Center distance[mm]	47.6		
Reduction ratio	7.714		

Table 2 Yaw drive 2nd planetary information

Stage	2		
	Sun	Planetary	Ring
Planetary gear	3		
Module	2.5		
Pressure angle [°]	25		
Number of teeth	17	39	97
Center distance [mm]	71.7		
Reduction ratio	6.706		

Table 3 Yaw drive 3rd planetary information

Stage	3		
	Sun	Planetary	Ring
Planetary gear	4		
Module	3.5		
Pressure angle [°]	25		
Number of teeth	21	30	83
Center distance [mm]	91.4		
Reduction ratio	4.952		

Table 4 Yaw drive 4th planetary information

Stage	4		
	Sun	Planetary	Ring
Planetary gear	4		
Module	5		
Pressure angle [°]	25		
Number of teeth	21	28	79
Center distance [mm]	125.5		
Reduction ratio	4.762		

2.2 가진 모델링

기어에 하중이 가해지게 되면, 치합전달오차에 의해 치충돌이 발생해 소음이 발생하게 된다. 따라서 치합전달오차에 대한 특성을 살펴보기 위해서는 치합전달오차의 가진원을 모델링 해야 한다. Table 5는 치합전달오차의 원인과 발생인자를 나타냈다. 치합전달오차는 축의 어긋남, 기어편심 등의 설치오차와 기어의 가공오차, 부하에 의한 치변형이 원인이다. 풍력발전기는 특성상 설치와 가공오차 보다 부하로 인한 치 변형이 주요 원인이다. [6] 기어가 물리고 있는 상태에서 기어의 치변형량을 구하기 위해서는 치강성을 구해야 한다. 치형 강성도를 시간의 함수로 표시하면 치통과 주파수를 기초 주파수로 하는 주기함수가 된다. 주기함수는 Fourier급수로 변환 할 수 있으므로 치형 강성도를 K(t)라 할 때 치강성은 아래의 식 (1)과 같이 구할 수 있다.

$$K(t) = K_0 + \sum_{i=1}^{N} [K_{ic}\cos(i\Omega t) + K_{is}\sin(i\Omega t)] \qquad (1)$$

로 표시되며 여기서, K_0은 평균 치형강성도, K_{ic}, K_{is}는 각각 Fourier급수의 계수 , N은 Fourier급수 부분합의 숫자, 그리고 t는 시간이다. Table 6은 치강성의 평균값을 고려한 1차 하모닉 성분을 나타냈다. 모든 기계요소에 그렇듯이, 기어의 치형곡선은 완전한 인벌류터 곡선이 될 수 없다. 제작 또는 설치 중에 생성되는 기구학적 오차는 기어쌍의 속도비를 변화시키고 이러한 동적 변화는 기어 접촉부에서의 동적 접촉력을 유발하여 기어시스템의 고주파 진동을 일으키는 주원인으로 관찰되고 있다. 그러므로 이러한 기어오차에 대한 정확한 측정 혹은 이론해석은 시스템의 진동해석에 직접적으로 영향을 준다. 지금까지 기어오차에 관하여 밝혀진 바에 의하면 기어오차는 치통과주파수를 기초주파수로하는 주기함수와 유사한 변화를 하며, 또한 소위, “유령주파수(Ghost Frequency)”라 하는 특이한 주파수 응답을 일으키는 요인을 내포하고 있다고 본다. 여기서, 유령주파수는 기어 제작과정에서 사용된 치절기어의 치형곡선오차에 의하여 기인된 특이한 주파수이다. 따라서 기어오차를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$e(t) = \sum_{i=1}^{N} [e_{ic}\cos(i\Omega t) + e_{is}\sin(i\Omega t)] + e_{gc}\cos(\Omega_g t) + e_{gs}\sin(\Omega_g t) \qquad (2)$$

여기서, Ω_g는 유령주파수이다. 기어쌍에서의 각 기어들은 독립된 회전체로서 무게 중심의 편심에 의한 원심력이 생기므로 기어시스템의 진동을 유발시킨다. Fig. 3~6는 식 (2)에 의한 기어접촉 위치에 대한 치합전달오차를 나타낸다.

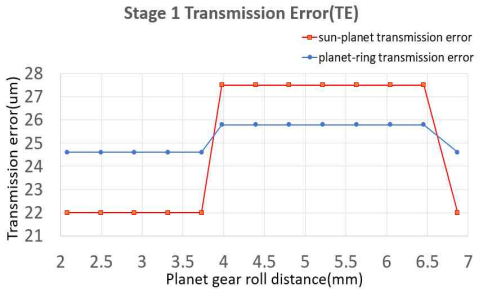

Fig. 3 Stage 1 transmission error

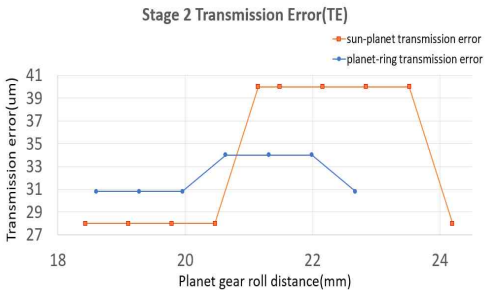

Fig. 4 Stage 2 transmission error

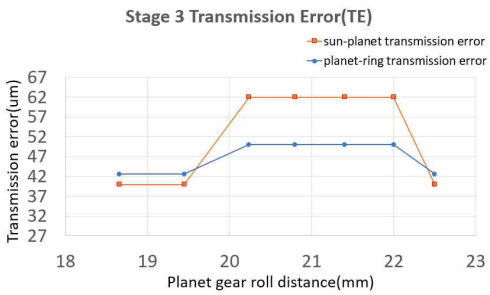

Fig. 5 Stage 3 transmission error

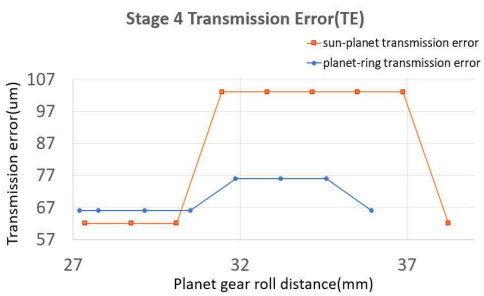

Fig. 6 Stage 4 transmission error

Table 5 Occurrence factor and causes of transmission error

Occurrence factor	Causes
Gear tooth deflection	Transmitted force Elastic deformation
Shaft deflection	
Gear tooth profile error	Manufacturing error
Gear pitch error	
Gear eccentricity	Installation error
Gear wobble	
Shaft misalignment	

Table 6 Transmission error 1st harmonic

Stage	Meshing	1st harmoinc(μm)
1st	sun – planet	4.09
	planet – ring	0.11
2nd	sun – planet	9.38
	planet – ring	1.04
3rd	sun – planet	16.43
	planet – ring	2.93
4th	sun – planet	27.98
	planet – ring	3.98

3. 응답 해석

1~4단 유성기어의 1차 치합전달오차 성분을 가진원으로 하여 요 감속기의 응답특성 해석을 수행하였다. 요 감속기의 응답특성 측정 위치는 베어링 하우징에 센서를 장착해 측정하므로 1단 베어링의 외륜과 출력축 베어링의 외륜 지점을 측정 지점으로 하였다. Fig. 7은 요 감속기의 측정 위치를 나타냈다. 응답 결과는 AGMA 6000-B96의 허용치를 기준으로 평가하였다. [11] AGMA 6000-B96은 미국 기어제조 협회에서 규정한 정상 상태에서의 기어들의 선형 진동을 측정하는 방법이다. AGMA에서 제시한 진동 변위의 허용치는 Fig. 8로 구할 수 있다. Fig.8에서, 그래프의 x축은 기준 주파수(Reference Frequency)이고, y축은 변위 허용치(Acceptable Displacement)를 나타낸다. 그래프 상의 Class A는 기어의 피치 선속도(PLV)가 25.4 m/s이하 일때이고, Class B는 기어의 피치 선속도가 25.4 m/s이상 일때를 나타낸다. 기준이다. 기어의 피치 선속도를 계산하는 식은 식(3)과 같다.

$$PLV = \frac{\pi n_p d}{60{,}000}\ [m/s] \tag{3}$$

여기서, n_p는 기어의 회전 속도, d는 물림피치직경

을 나타낸다. 변위 허용치를 선정하는 방법은 가장 먼저 기어의 PLV를 아래의 식 (3)로 계산해 PLV가 25m/s 이상이면 Class B이고 이하이면 Class A로 선정한다. PLV 분류 이후 각 단의 기어의 잇수와 회전속도를 통해 기준 주파수를 설정하고 x축 주파수 대각선의 기울기와 동일하게 선을 그어 Class A 혹은 Class B와 만나는 지점의 y축 값이 AGMA에서 제시한 진동 변위 허용치다.

1단부터 4단 유성기어 시스템의 선속도는 각각 1.48 m/s, 0.33 m/s, 0.08 m/s, 0.02 m/s로 25m/s 보다 낮으므로 Class A로 선정했다. 기준 주파수를 구하기 위한 각 단의 잇수와 회전속도는 Table 7에 나타냈다. 기준 주파수와 선속도를 통해 구한 진동 변위 허용치는 Table 8에 나타냈다. Table 8에서, 1단 유성기어시스템의 진동허용치는 17.5 μm, 2단 유성기어시스템의 진동허용치는 58 μm, 3단 유성기어시스템의 진동허용치는 80 μm, 4단 유성기어시스템의 진동허용치는 375 μm 이다. 응답 해석의 결과치가 진동허용치를 만족하면 안전함을 알 수 있다.

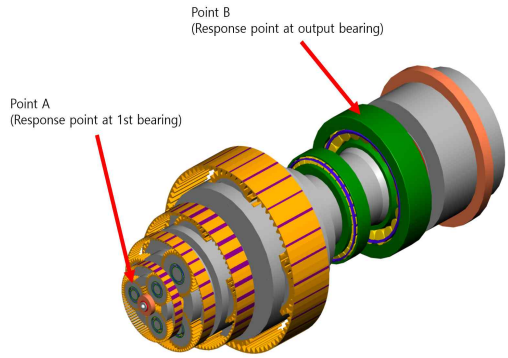

Fig. 7 Response point of yaw drive

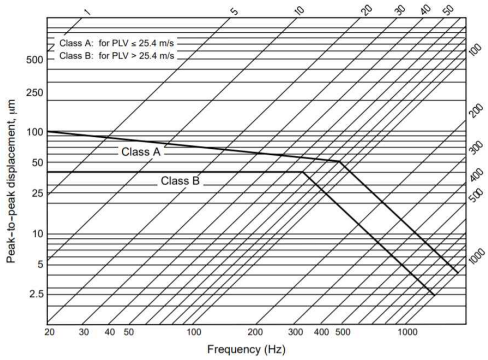

Fig. 8 AGMA 6000-B96 acceptable level of displacement

Stage		Number of teeth	Rotaional speed (rpm)	Frequency (Hz)
1st	Sun	14	1158.96	270.42
	Planet	39	362.1	
	Ring	94	0	
2nd	Sun	17	150.23	42.56
	Planet	39	55.72	
	Ring	97	0	
3rd	Sun	21	22.4	7.84
	Planet	30	12.51	
	Ring	83	0	
4th	Sun	21	4.52	1.58
	Planet	28	2.68	
	Ring	79	0	

Table 7 The speed and frequency of gear stage

Stage	Pitch line speed (m/s)	Class	Reference speed (Hz)	Acceptable levels (μm)
1st	1.48	A	270.42	17.5
2nd	0.33	A	42.56	58
3rd	0.08	A	7.84	80
4th	0.02	A	1.58	375

Table 8 Acceptable levels of displacement at gear stage

Table 7는 운전속도 1158.96 rpm을 기준으로 각 기어단의 회전속도와 가진 주파수를 나타냈다. Table 7과 Fig. 8를 기준으로 하여 진동허용치를 구해 Table 8에 나타냈다.

Fig. 9는 1단 유성기어시스템에 따른 A지점의 변위 응답을 나타낸다. 최대 변위가 5.59 μm로 허용 변위 값 17.5 μm을 만족한다는 것을 알 수 있다. Fig. 10~Fig, 12는 2~4단 유성기어 시스템에 따른 A 지점의 변위 응답을 나타낸다. 최대변위는 각각 4.21μm, 3.13μm, 25.6 μm으로 허용 변동치 값을 만족한다는 것을 알 수 있다.

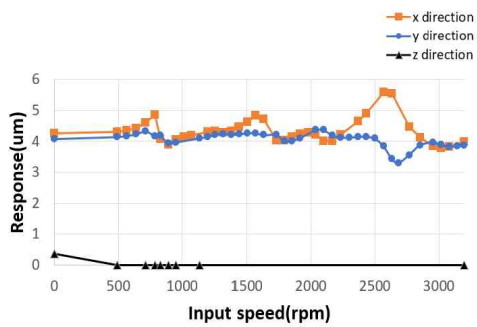

Fig. 9 Response of 1st stage planetary gear system (Point A)

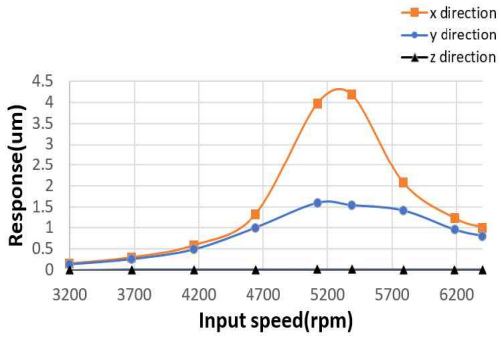

Fig. 10 Response of 2nd stage planetary gear system (Point A)

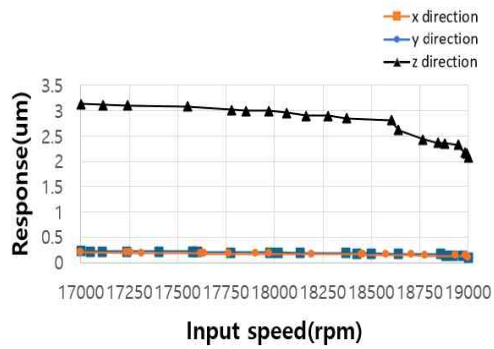

Fig. 11 Response of 3rd stage planetary gear system (Point A)

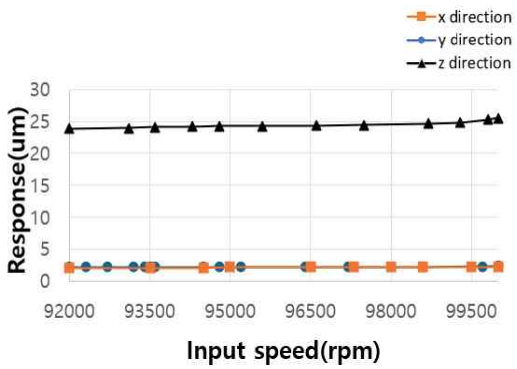

Fig. 12 Response of 4th stage planetary gear system (Point A)

Fig. 13은 1단 유성기어시스템에 따른 B지점의 변위 응답을 나타낸다. 최대 변위가 1.73 μm로 허용 변위 값 17.5 μm을 만족한다는 것을 알 수 있다. Fig. 14~Fig, 16는 2~4단 유성기어 시스템에 따른 B 지점의 변위 응답을 나타낸다. 최대변위는 각각 1.94μm, 0.73 μm, 2.03 μm으로 허용 변동치 값을 만족한다는 것을 알 수 있다.

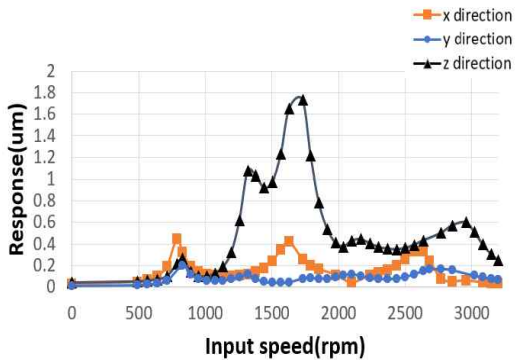

Fig. 13 Response of 1st stage planetary gear system (Point B)

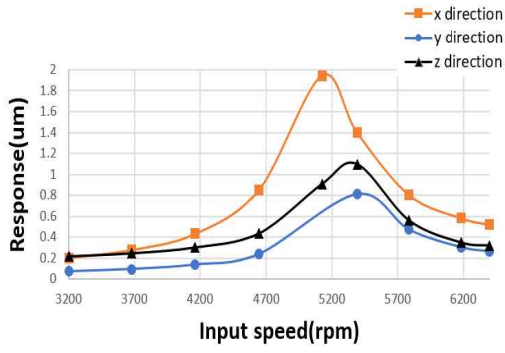

Fig. 14 Response of 2nd stage planetary gear system (Point B)

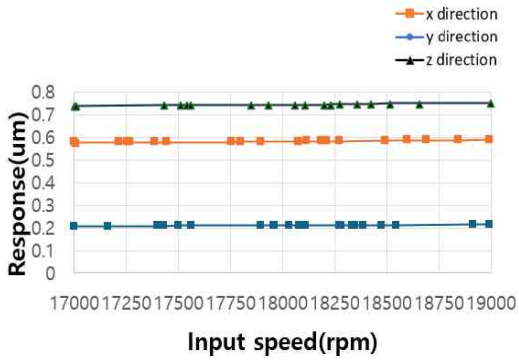

Fig. 15 Response of 3rd stage planetary gear system (Point B)

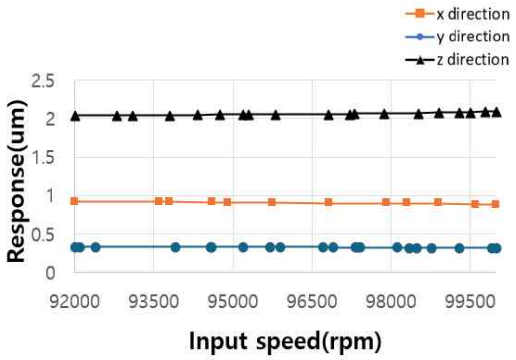

Fig. 16 Response of 4th stage planetary gear system (Point B)

4. 결론

본 논문에서는 8 MW 풍력발전기용 요 감속기의 치합전달오차에 따른 응답해석을 위한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유성기어트레인의 회전체 진동모델링을 통해 요 감속기의 응답 해석을 하는 방법을 제안하였다.

(2) 요 감속기에 작용하는 치변형에 의한 치합전달오차에 대한 진동 가진원을 모델링하였다.

(3) 1단 베어링의 외륜지점(Point A)과 출력축 베어링의 외륜지점(Point B)에 대한 변위를 AGMA 6000-B96의 진동허용치를 이용하여 안전성 평가를 수행하였다.

(4) 1단 베어링 외륜지점의 경우, 1~4단 유성기어시스템에 따른 응답은 각각 5.59 μm, 4.21 μm, 3.13 μm, 25.6 μm로 진동허용치를 만족해 안전함을 알 수 있었다.

(5) 출력축 베어링 외륜지점의 경우, 1~4단 유성기어시스템에 따른 응답은 각각 1.73 μm, 1.94 μm, 0.73 μm, 2.03 μm로 진동허용치를 만족해 안전함을 알 수 있었다.

후기

이 논문은 산업통산부 한국에너지기술평가원이 지원한 '신재생에너지 핵심 기술개발 사업'으로 지원을 받아 수행된 연구 결과입니다. (No. 20213030020020)

참고문헌

[1] FIRETRACE International, 2020, https://www.firetrace.com/fire-protection-blog/wind-farm-maintenance

[2] D. Chouhan., A. Lodwal., 2018, "Modal & Harmonic Response Analysis of Two Stage Gearbox-Using Ansys", International Journal for Research Trends and Innovation, Vol. 3, No. 7 pp. 253~259

[3] R. Ranjan., S. Srinath., and S. Nagraj., 2017, "Harmonic Response Analysis of Gearbox", Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 12, No. 14, pp. 4293~4297

[4] M. Evans., 2013, "Modal Analysis to Minimize Gearbox Induced Noise of General Electric Wind Turbines", Master's thesis, Clemson University

[5] M. Saritas., O. Golbol., and P. Yayla., 2021, "Finite element stress analysis of three-stage gearbox", Nigde Omer Halisdemir University Journal of Engineering Sciences, pp. 787~790

[6] Lee. D. H., Youn. I. S., and Cheon. G. J., 2000, "A Study on the Vibrational Characteristics of a Gearbox for Epicyclic Gear Train", Transactions of the KSME, pp. 837~842 (in Korean)

[7] Kim. J. S., Park. N. G., Han. K. B., and Lee. H. Y., 2014, "Study of Dynamic Characteristics of 2.5MW Wind Turbine Gearbox", Journal of Ocean Engineering and Technology, Vol. 28, No. 4, pp.314~323 (in Korean)

[8] F. Vanhollebeke., J. Helsen., J. Peeters., and D. Vandepitte., 2012, "Combining Multibody and Acoustic Simulation Models for Wind Turbine Gearbox NVH Optimisation", International Conference on Noise and Vibration Engineering, pp 4459~4467

[9] Kim. I. H., Lee. J. S., and Lee. H. Y., 2022, "Yaw Gearbox Design for 4MW Class Wind Turbine", Journal of Convergence for Information Technology, Vol. 12, No. 2, pp. 142~148 (in Korean)

[10] Jang. S. W., Park. S. H., and Lee. H. Y., 2023, "A Study on the Safety Evaluation of the Pitch Reducer for 8 MW Large Capacity Wind Turbines", Journal of Wind Energy, Vol 13, No. 4, pp. 90~97 (in Korean)

[11] AGMA 6000-B96, 1996, "Specification for Measurement of Linear Vibration on Gear Units"