

10MW급 해상풍력발전기 드라이브 트레인을 위한 마그네틱 기어의 속도별 설계 및 출력밀도 특성분석

Power Density Characteristics Analysis and Design of Magnetic Gear according to Speed for Drive Train of 10MW Offshore Wind Turbine

김 찬 호* · 김 용 재†
(Chan-Ho Kim · Yong-Jae Kim)

Abstract - The diameter of the rotor of 2MW wind turbine is being developed by a number of companies with more than 80m, reliability and economic efficiency of the wind power generator has been improved. The need for large-scale wind turbine with excellent economy has been attracting attention because the new orders and the location of the wind turbine market has reached a limit. Technology development for enlargement of wind turbine is possible not only the improvement of energy efficiency but also reduce the construction costs per unit capacity. However, mechanical gearboxes used in wind generators have problems of wear, damage, need for lubrication oil and maintenance. Therefore, we want to configure the gearbox of a large-scale wind turbine using a magnetic gear in order to solve these problems of mechanical gearbox.

Key Words : Wind turbine gearbox, Magnetic gear, Transfer torque, Non-contact power transmission

1. 서 론

2000년대 초반에 회전자 직경이 80m에 이르는 2MW급 풍력 발전기들이 여러 회사에서 개발되면서 경제성 및 신뢰성도 향상 되어 비약적인 발전을 이루게 되었다. 풍력발전시장의 신규발전소와 설치장소가 한계점에 이르게 됨으로써 경제성이 뛰어난 대형 풍력발전기의 필요성이 대두되고 있다. 이와 같이 풍력발전기의 대형화 추세는 대형화를 통해 에너지 효율의 증대뿐만 아니라 단위 용량 당 건설비 및 설비비 절감이 가능하기 때문에 풍력발전기 대형화를 위한 기술개발이 활발히 진행되고 있다. 하지만 현재 풍력발전기에 사용되는 기계적 기어박스는 기어의 마모, 파손의 문제점과 더불어 윤활유 주입 및 유지보수의 문제점들을 가지고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 기계적 기어박스를 마그네틱 기어를 이용하여 구성하고자 한다. 마그네틱 기어는 물리적인 접촉이 없어 기계적인 마찰손실이 없고, 윤활유가 불필요하며, 유지보수가 필요 없다는 장점과 더불어 매우 적은 소음과 진동의 특성을 가지고 있다. 특히, 입력 및 출력축 샤프트가 분리되어 있어 과부하에 대한 보호 능력이 뛰어나며, 이로 인한 신뢰성 향상 및 고효율 구동의 장점을 가지고 있다.

이러한 마그네틱 기어를 이용하여 10MW 풍력발전기의 기어

박스를 구성하게 될 경우 종래의 기계적 기어박스보다 기어의 파손 및 윤활유 주입 등에 대한 유지보수비용 및 유지보수에 필요한 시간을 절감할 수 있어, 대형풍력발전기의 경제성 및 신뢰성을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다[1, 2]. 일반적으로 대형 풍력발전기의 기어박스는 고속 및 중속 드라이브 트레인으로 나눌 수 있으며, 고속 드라이브 트레인의 기어비는 90:1~100:1 정도로 베어링의 고속 운전에 있어서 물리적인 한계점이 존재하고 높은 기어비를 구현하기 위하여 그 크기가 매우 커지는 단점이 있다. 중속 및 저속 드라이브 트레인은 신뢰도가 낮은 고속 기어박스 스테이지를 제거하고 10:1~60:1 정도의 기어비를 가지도록 하여 다이렉트 드라이브 트레인에 비하여 다극형 영구자석 발전기의 비용을 감소시킬 수 있는 장점이 있다. 따라서 본 논문에서는 10MW 풍력발전기의 기어박스로서의 가능성을 검토하고자 고속, 중속, 저속의 마그네틱 기어를 설계하고, 수치해석 기반 유한요소해석법을 이용한 전달토크 해석결과를 비교 분석하고자 한다.

2. 풍력발전기용 마그네틱 기어박스의 설계

풍력발전기 기어시스템의 구성요소 중 기어는 블레이드에서 발전기로의 동력전달을 담당하는 기본요소로 대부분 기계적 증속기가 적용되고 있다. 또한, 풍력발전 기어시스템은 회전축의 기어비에 의해 속도 및 토크가 전달되며 내부는 기어, 샤프트, 베어링 등으로 구성되어 있다. 특히 기계적 증속기의 기어비는 큰 기어의 잇수를 작은 기어의 잇수로 나눈 값으로, 풍력 발전용 기어박스의 경우에는 블레이드의 저속·고토크 에너지를 발전기에 입력

† Corresponding Author : Dept. of Electrical Engineering, Chosun University, Korea

E-mail : kimyj21@chosun.ac.kr

* Dept. of Electrical Engineering, Chosun University, Korea

Received : October 22, 2015; Accepted : November 13, 2015

되는 고속·저토크 에너지로 변환하는 중요한 역할을 한다. 하지만 현재 풍력발전기에 사용되는 기계적 증속기는 윤활유 주입 및 보수점검의 문제점이나 소음, 진동, 마찰에 의한 열 발생 등의 문제점들을 가지고 있으며, 특히 기계적 증속기의 가장 큰 문제점은 마찰에 의한 기어손상(Gear failures)이다. 기어의 손상은 기어의 피팅(Pitting), 파손(Breakage), 장시간의 마모(Long-range wear), 소성변형(Plastic deformation), 스크링(Scoring), 파괴적인 마모(Destructive wear) 등의 원인에 의하여 AGMA(American Gear Manufactures Association)는 ANISI/AGMA 110.04(1980) 규격에서 모든 기어손상의 범위를 다음 다섯 가지 일반적인 분류로 구분 할 수 있다. 기계적 증속기를 채용하고 있는 현재 풍력발전기 또한 기어의 손상에 대한 문제를 피할 수 없다. 그림 1에 풍력발전기용 기어박스와 기어의 손상 및 기어의 마찰에 의한 풍력발전기 화재를 나타내었다.



그림 1 종래 기계적 기어박스의 화재 및 손상
 Fig. 1 Gear failures and fire of conventional mechanical gearbox

최근 기계적 증속기의 단점을 보완하기 위하여, 마그네틱 기어가 제안되고 주목을 받고 있다[3]. 이러한 마그네틱 기어는 기계적 증속기의 근본적인 문제점인 마찰이 존재하지 않아 비접촉 구동이 가능하며 소음 및 진동 최소화, 윤활유 주입, 보수점검 최소화, 과부하에 대한 보호, 안정성 및 신뢰성 향상, 고효율 구동과 더불어 정확한 최대토크 전달 등의 이점을 가지고 있다. 하지만 해외에서는 마그네틱 기어에 대한 많은 관심으로 꾸준한 연구와 적용이 증가하고 있는 반면, 국내에서는 아직 많은 연구가 진행되고 않고 적용도 미흡한 실정이다.

2.1 종래의 기계적 풍력발전기용 기어박스

풍력발전기의 드라이브 트레인에는 크게 고속 및 중속 드라이브 트레인, 다이렉트 드라이브 트레인으로 나눌 수 있으며, 고속 드라이브 트레인은 100:1, 중속 드라이브 트레인은 10:1에서 40:1, 다이렉트 드라이브 트레인은 1:1의 기어비를 갖는다. 고속 드라이브 트레인은 베어링의 고속 운전에 있어서 물리적인 한계점이 존재하고 높은 기어비를 구현하기 위하여 크기가 매우 커지는 단

점이 있다. 또한, 중속 드라이브 트레인은 신뢰도가 낮은 고속 기어박스 스테이지를 제거하여 신뢰성을 높일 수 있는 장점이 있으며, 다이렉트 드라이브 트레인에 비하여 다극형 PMG(Permanent magnet generator)의 회로류 영구자석의 비용을 경감할 수 있는 장점이 있다. 다이렉트 드라이브 트레인은 풍력발전기의 블레이드와 발전기가 직결되어 있는 구조로써 기어비가 1:1이며, 기어박스에서 발생하는 문제점을 해결하고자 기어박스를 제거하였기 때문에 기어리스 타입 이라고도 하며 발전기는 다극형 PMG를 이용한다. 하지만 기술적·구조적 크기 한계에 대한 문제를 가지고 있다. 따라서 본 연구에서는 10MW급 풍력발전기용 마그네틱 기어의 설계목표를 고속 및 중속 드라이브 트레인에서 사용되는 기계적 증속기로 설정하였다.

2.2 마그네틱 기어의 원리 및 특성

마그네틱 기어는 그림 2와 같은 구조를 가지고 있으며, Inner Rotor와 Outer Rotor로 구성되어 있다. 또한, 두 Rotor 사이에 Pole Piece가 위치하고 있어 Inner Rotor 영구자석의 자속과 Outer Rotor 영구자석의 자속을 조절(Modulating)한다. 이러한 마그네틱 기어의 동작은 Inner Rotor와 Outer Rotor의 쌍극수가 p_1, p_2 이며, Inner Rotor와 Outer Rotor의 회전속도가 w_1, w_2 일 때, Pole Piece의 개수 N_s 는 식 (1)과 같고, 마그네틱 기어의 기어비 G_r 은 식 (3)과 같다[4]. 따라서, Outer Rotor의 회전속도 w_1 은 식 (2)와 같이 결정되며, 음의 부호는 Inner Rotor와 Outer Rotor의 회전방향이 서로 반대방향임을 의미한다.

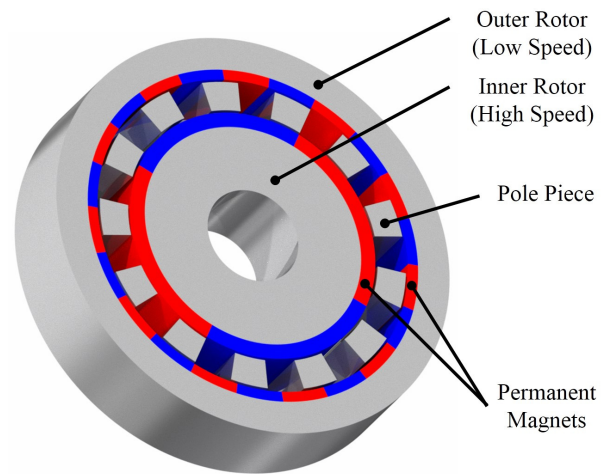


그림 2 마그네틱 기어
 Fig. 2 Magnetic gear

$$N_s = p_1 + p_2 \tag{1}$$

$$w_1 = -G_r w_2 \tag{2}$$

$$G_r = \frac{p_2}{p_1} \tag{3}$$

2.3 10MW급 풍력발전기용 마그네틱 기어의 목표사양 설정

풍력발전기 터빈의 출력은 다음 식 (4)와 같이 나타낼 수 있으며, 풍력터빈의 주속비 λ 는 식 (5), 블레이드의 회전속도 N_{blade} 는 식 (6)과 같다. 여기에서 C_p 는 출력계수, ρ 는 공기의 밀도, A 는 유속에 수직인 유동관의 단면적, ν 는 바람의 유속, R_{blade} 는 블레이드의 회전반경, ω_{blade} 는 각속도, ν_0 는 입구풍속을 의미한다.

$$P = C_p \times \frac{1}{2} \rho A \nu^3 \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{R_{blade} \times \omega_{blade}}{\nu_0} \quad (5)$$

$$N_{blade} = \frac{60}{2\pi} \times \frac{\nu_0}{R_{blade}} \times \lambda \quad (6)$$

일반적으로 풍력발전기의 블레이드는 10rpm에서 20rpm으로 회전하기 때문에 블레이드의 속도가 입력이 되는 마그네틱 기어의 Outer Rotor 회전속도는 20rpm이 되도록 설계 하였으며, 각 모델의 기어비와 목표사양은 표 1과 같이 설정하였다. Model #1은 저속 마그네틱 기어로서 Inner Rotor(발전기 입력측)의 회전속도는 26.25배 증속되어 525rpm이며, Model #2는 중속 마그네틱 기어로서 Inner Rotor의 회전속도는 57.75배 증속되어 1155 rpm이다. 또한, Model #3은 고속 마그네틱 기어로서 Inner Rotor의 회전속도는 90배 증속되어 1800rpm 이 되도록 목표사양을 설정하였다. 또한, 각 모델의 Outer Rotor에서 요구되는 토크 값은 4775kNm이며, Inner Rotor에서 요구되는 토크 값은 각 모델의 Inner Rotor의 회전속도에 따라 결정된다.

표 1 각 모델의 목표사양

Table 1 Target specifications of each model

		Model #1	Model #2	Model #3
Gear ratio		26.25	57.75	90
Pole pairs on inner rotor		8	8	4
Pole pairs on outer rotor		210	462	360
Number of pole pieces		109	235	182
Rotation speed (rpm)	Inner rotor	525	1155	1800
	Outer rotor	20	20	20
Torque (kNm)	Inner rotor	4775	4775	4775
	Outer rotor	182	83	53
Power (MW)		10	10	10

2.4 10MW급 풍력발전기용 마그네틱 기어의 설계

앞에서 기술한 기어비에 따라서 Model #1의 Inner Rotor 및

Outer Rotor의 쌍극수는 8극, 210극이며, Model #2는 8극, 462극, Model #3은 4극, 360극이다. 각 모델의 Inner Rotor, Outer Rotor에 부착된 영구자석의 착자방향은 평행패턴(Parallel pattern)으로 배열되어 있다. Model #1, Model #2, Model #3의 형상은 그림 3에 나타내었다.

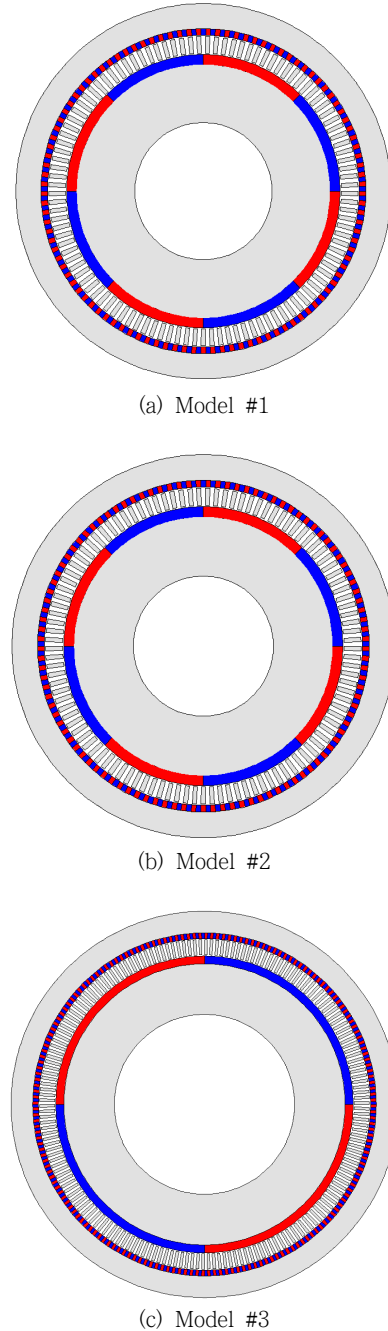


그림 3 각 모델의 2-D 구조

Fig. 3 2-D structure of each model

3. 풍력발전기용 마그네틱 기어바스의 설계결과

3.1 자속밀도 및 자속선도

그림 4(a), (c), (e)는 각 모델의 자속선을 나타낸 그림이다. 또한, 그림 4(b), (d), (f)는 Inner Rotor의 회전 각도에 따른 Outer Rotor 측의 공극 자속밀도를 표현한 그래프이다. 각 초기모델 중 Model #1의 경우 Outer Rotor 측의 공극 자속밀도 최대값은 0.54T이며, Model #2의 경우 0.48T, Model #3의 경우 0.40T이다.

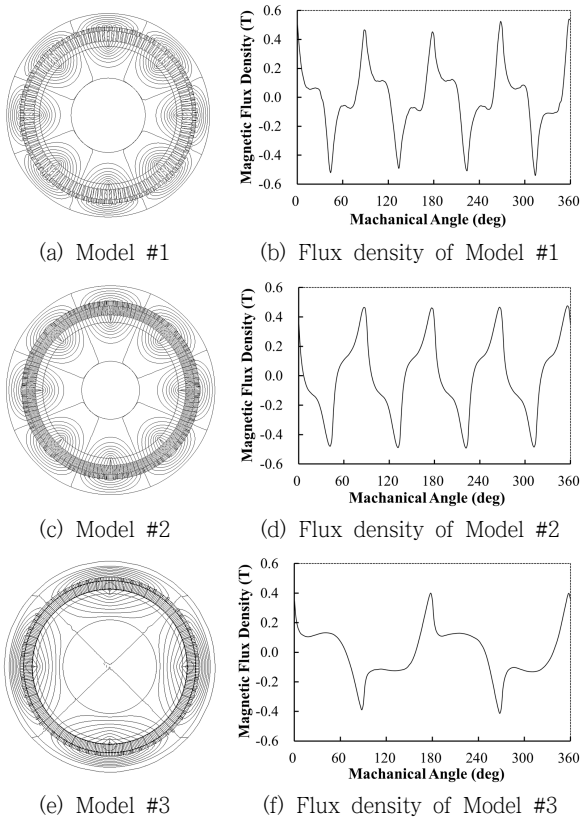


그림 4 각 모델의 자속밀도 및 자속선도

Fig. 4 Flux density and flux line of each model

3.2 토크-각도 곡선

토크-각도 곡선(Torque-angle curve)은 Outer Rotor를 고정 시킨 후 Inner Rotor를 회전시켜 Inner Rotor와 Outer Rotor의 각도에 따른 토크 특성을 파악할 수 있는 그래프로써, 토크 각도 곡선의 최대값은 비접촉 증속기의 정상상태에서의 토크에 기인한다[5, 6]. 각 모델의 토크 각도 곡선은 그림 5에 나타내었으며, Model #1의 Inner Rotor의 최대토크값은 205kNm, Outer Rotor의 최대토크값은 5392kNm이다. 또한, Model #2의 경우 Inner Rotor의 최대토크값은 95kNm, Outer Rotor의 최대토크값은

5790kNm이며, Model #3의 경우 Inner Rotor의 최대토크값은 60kNm, Outer Rotor의 최대토크값은 5188kNm이다.

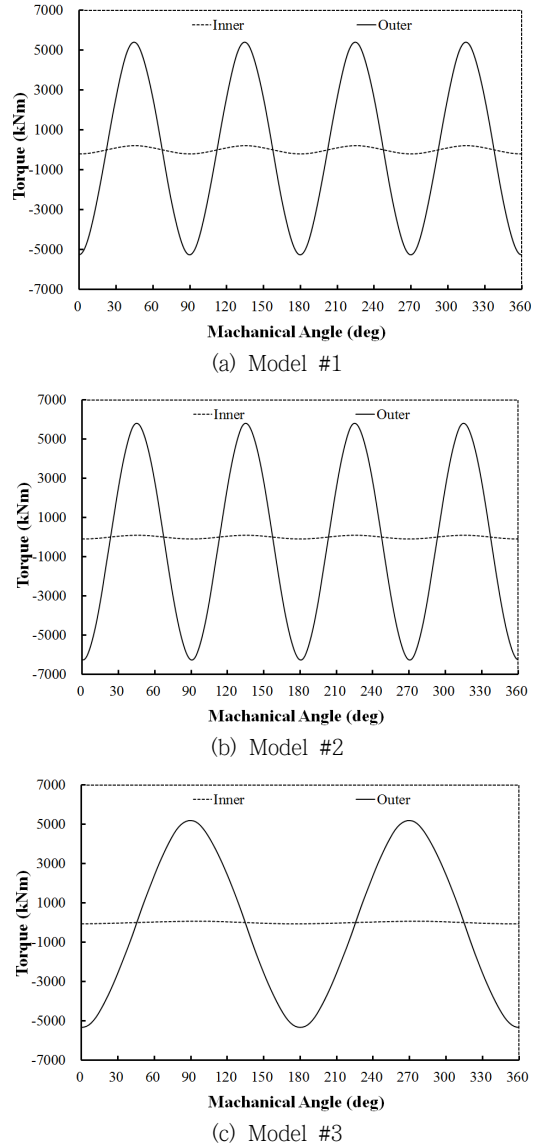


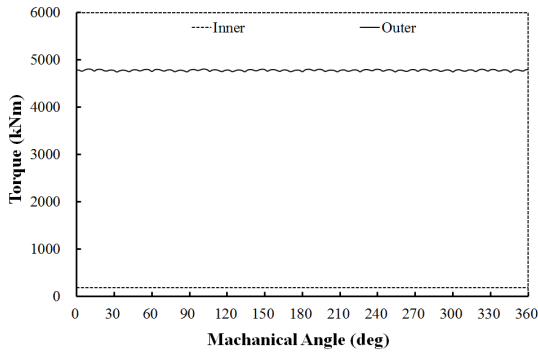
그림 5 각 모델의 토크-각도 곡선

Fig. 5 Torque-angle curve of each model

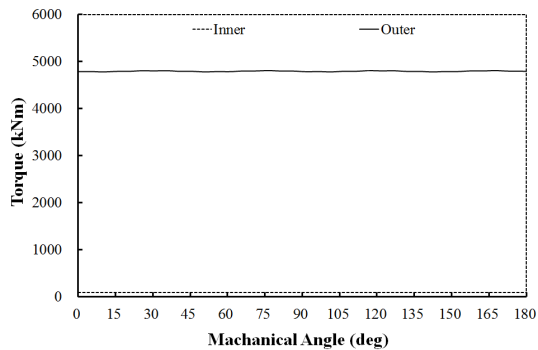
3.3 정상상태 토크파형

그림 6(a)는 Model #1(26.25 : 1)의 Inner Rotor가 525rpm, Outer Rotor가 20rpm으로 회전할 때의 정상상태 토크 파형(Steady state torque waveform)을 나타낸 그래프로써, Model #1의 Inner Rotor 토크의 경우 181kNm, Outer Rotor 토크의 경우 4778kNm이며, Inner Rotor 및 Outer Rotor의 토크리플은 3.38%, 1.37%이다. 따라서 Model #1의 토크비는 26.34이며, 아우터 토크를 기준으로 10.0MW 출력을 나타내었다. 그림 6(b)에

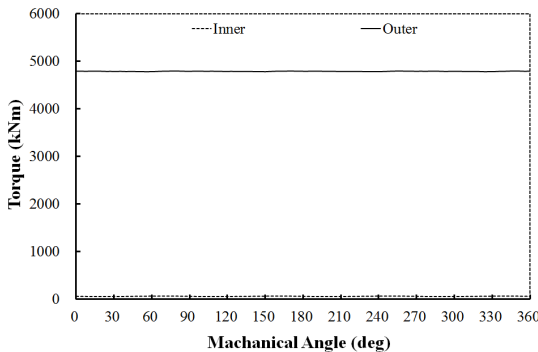
나타낸 Model #2의 정상상태 토크파형은 Inner Rotor가 1155rpm, Outer Rotor가 20rpm으로 회전 할 때이며, 그림 6(c)에 나타낸 Model #3의 정상상태 토크파형은 Inner Rotor가 1800 rpm, Outer Rotor가 20rpm으로 회전할 때의 그래프이다. Model #2, Model #3의 Outer Rotor 토크는 각각 4791kNm, 4786kNm이며, Inner Rotor의 토크는 각각 81kNm, 52kNm 이다. 또한, Inner Rotor의 토크리플은 2.22%, 29.44%이며, Outer Rotor의 토크리플은 0.6%, 0.33%이다. Model #3의 Inner Rotor의 토크리플은 Model #1(26.25 : 1)과 Model #2에 비하여 29.44%로 큰 리플을 나타내었다.



(a) Model #1



(b) Model #2



(c) Model #3

그림 6 각 모델의 정상상태 토크파형
Fig. 6 Steady-state waveform of each model

3.4 출력밀도

각 모델의 설계결과는 표 2에 정리하여 나타내었으며, Outer Rotor의 토크를 기준으로 모두 10MW의 출력을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. Model #1은 10MW 출력을 위하여 51.84m³의 체적이 사용되었으며, Model #2는 72.5m³, Model #3은 66.22m³의 체적이 사용되어 각 모델의 출력밀도는 Model #1이 192.90 kW/m³, Model #2가 137.93kW/m³, Model #3이 151.01kW/m³으로 Model #1이 가장 높았으며, Model #2가 가장 낮은 출력밀도를 보였다.

표 2 각 모델의 설계결과

Table 2 Design result of each model

		Model #1	Model #2	Model #3
Torque ratio		26.34	58.72	90.78
Rotation speed	Inner rotor (rpm)	20	20	20
	Outer rotor (rpm)	525	1155	1800
Torque	Inner rotor (kNm)	181	81	52
	Outer rotor (kNm)	4778	4791	4786
Torque ripple	Inner rotor (%)	3.38	2.22	29.44
	Outer rotor (%)	1.37	0.60	0.33
Power (MW)		10.0	10.0	10.0

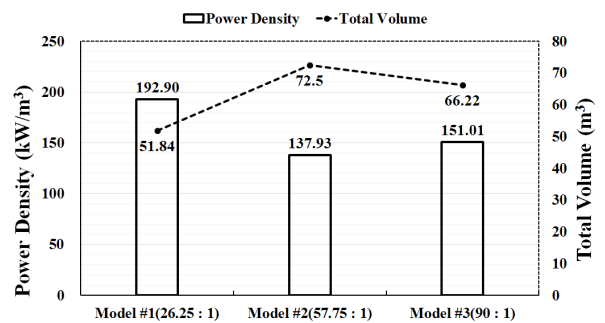


그림 7 각 모델의 총체적 및 출력밀도
Fig. 7 Total volume and power density of each model

4. 결 론

본 논문은 대형 풍력발전기의 대형화 추세에 따른 풍력발전기의 경제성 및 신뢰성 증대를 위하여 종래의 기계적 기어박스를

마그네틱 기어로 대체하는 것을 제시하였으며, 마그네틱 기어의 적용은 대형 풍력발전기 기어박스의 문제점인 윤활유 주입 및 보수 점검의 문제점이나 기계적인 접촉문제를 해결할 수 있는 장점을 가지고 있어 본 논문에서는 그 적용가능성을 검토하고자 하였다. 따라서 종래의 기계적 드라이브 트레인에 대해 적용시키기 위하여 고속, 중속, 저속 모델을 설계하고 수치해석기반 유한요소 해석법을 이용하여 해석하였으며, 그 설계결과를 비교하였다. 해석결과 Model #1의 경우 192.2kW/m³으로 가장 높은 출력밀도 특성을 나타내었으며, Inner Rotor와 Outer Rotor의 토크리플은 3.38%, 1.37%로 나타나 낮은 토크리플 특성을 보였다. Model #2의 경우 가장 낮은 출력밀도 특성을 보였으나, 토크리플 특성은 Inner Rotor와 Outer Rotor가 2.22%, 0.6%로 낮은 토크리플 특성을 보였다. 하지만 두 번째로 높은 출력밀도 특성을 보인 Model #3은 Outer Rotor의 토크리플이 0.33%로 양호한 특성을 보였으나 Inner Rotor의 토크리플이 29.44%로 높은 리플특성을 보였다. 따라서, 가장 높은 출력밀도 특성과 가장 작은 리플특성을 나타낸 Model #1이 10MW급 풍력발전기용 마그네틱 기어로써 적합하다고 사료된다. 본 논문에서는 종래의 풍력발전기에서 주로 사용되고 있는 기계적 기어의 문제점을 해결하기 위하여 마그네틱 기어를 적용하였으며, 기어비 및 속도비에 따른 전달토크 특성과 출력밀도 특성을 비교분석하였다.

suppression of transient oscillations in the concentric planetary magnetic gear,” IEEE Trans. Energy Convers., vol. 26, no. 3, pp. 933 - 939, Sep. 2011.

[6] L. Jian, K. T. Chau, and J. Z. Jiang, “A magnetic-geared outer-rotor permanent-magnet brushless machine for wind power generation,” IEEE Trans. Ind. Appl., vol. 45, no. 3, pp. 954 - 962, May/June. 2009.

저 자 소 개



김 찬 호 (Chan-Ho Kim)

2014년 조선대학교 전기공학과 졸업(공학사)
2014년 ~ 현재 조선대학교 대학원 전기공학과 재학(석사과정)

감사의 글

이 논문은 한국전력공사의 재원으로 기초전력연구원의 2014년 선정 기초연구개발과제의 지원을 받아 수행된 것임.
(과제번호 : R14XA02-8)



김 용 재 (Yong-Jae Kim)

1996년 조선대학교 전기공학과 졸업(공학사)
2003년 일본 무사시 공업대학 대학원공학연구과 전기공학 졸업(공학석사)
2006년 일본 무사시 공업대학 대학원공학연구과 전기공학 졸업(공학박사)
2007년 ~ 현재 조선대학교 전기공학과 부교수

References

[1] K. Atallah and D. Howe, “A novel high-performance magnetic gear,” IEEE Trans. Magn., vol. 37, no. 4, pp. 2844 - 2846, Jul. 2001.

[2] K. Atallah, S.D.Calverley, and D.Howe, “High-performance magnetic gear”, J. Magn. Magn. Mater., vol. 272-276, sup. 1, pp. E1727 - 1729, May. 2004.

[3] A. Abdel-Khalik, S. Ahmed, A. Massoud, and A. Elserougi, “Magnetic gearbox with an electric power output port and fixed speed ratio for wind energy applications,” in Proc. 20th Int. Conf. Elect. Mach. (ICEM), pp. 702 - 708, Sep. 2012.

[4] G. Q. Bao, K. F. Mao. “A wind energy conversion system with field modulated magnetic gear,” In Proceedings of the Power and Energy Engineering Conference, IEEE, Wuhan, China, pp. 1 - 4, 2011.

[5] N. W. Frank, S. Pakdelian, and H. A. Toliyat, “Passive