

GL 2010 기반 대형 풍력터빈 드라이브트레인 시스템 다물체 동역학 해석기법

Multi-body Dynamic Analysis for the Drivetrain System of a Large Wind Turbine Based on GL 2010

정 대 하* · 김 동 현† · 김 명 환*

Dae-Ha Jeong, Dong-Hyun Kim and Myung-Hwan Kim

(Received December 13, 2013 ; Revised May 7, 2014 ; Accepted May 7, 2014)

Key Words : Drivetrain(드라이브트레인), Wind Turbine(풍력터빈), Equivalent Modeling(등가모델링), Computational Multi-body Dynamics(전산다물체 동역학), GL Guideline 2010

ABSTRACT

In this study, computational multi-body dynamic analyses for the drivetrain system of a 5 MW class offshore wind turbine have been conducted using efficient equivalent modeling technique based on the design guideline of GL 2010. The present drivetrain system is originally modeled and its related system data is adopted from the NREL 5 MW wind turbine model. Efficient computational method for the drivetrain system dynamics is proposed based on an international guideline for the certification of wind turbine. Structural dynamic behaviors of drivetrain system with blade, hub, shaft, gearbox, supports, brake disk, coupling, and electric generator have been analyzed and the results for natural frequency and equivalent torsional stiffness of the drivetrain system are presented in detail. It is finally shown that the present multi-body dynamic analysis method gives good agreement with the previous results of the 5 MW class wind turbine system.

1. 서 론

대형 풍력터빈 시스템은 수만 가지의 다양한 세부 부품으로 구성되며, 글로벌하게 분포되어 있는 주요 공급자들로부터 부품이 제작 및 납품되고 있다. 따라서 풍력발전기 부품 및 시스템에 대한 국제적인 설계인증의 획득과 고품질 보증하는 기준 설정과 이를 준수하는 것은 풍력터빈 시스템 및 부품 제조사의 가장 기본적이고 중요한 문제라고

할 수 있다.

풍력발전기의 인증은 풍력발전기 부품 또는 완성품의 품질 등에 대한 보증으로 품질증명 문제에 대한 기본적이고 효과적인 해결책으로 고려된다. 근래 까지 풍력터빈 형식인증의 취득이 법적으로 의무화 되어 있는 국가로는 덴마크, 스웨덴, 독일, 그리스, 네덜란드, 미국, 중국 등이 있다. 이를 제외한 프랑스, 스페인, 영국을 비롯한 많은 나라들은 투자자, 보험사, 사업주체 등에게 인증을 요구하고 있다.

독일 선급인 GL의 GL-Windenergie는 DEWI-OCC,

† Corresponding Author ; Member, Gyeongsang National University, Graduate School of Mechanical and Aerospace Engineering
E-mail : dhk@gnu.ac.kr
Tel : +82-55-755-2083, Fax : +82-55-755-2081
* Gyeongsang National University

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

TUV와 함께 독일의 대표적인 풍력관련 인증기관 중 하나로 오랜 경험과 검증된 인증 프로세스로 많은 풍력인증 업무를 수행하여 왔다. 국내 풍력발전기 제조사들 역시 개발제품의 해외 판매를 위해 국제 인증을 받기 위해 많은 관련 연구와 노력을 기울여 왔으며, 최근에는 국내에서 개발된 대형 풍력발전기들도 국제인증을 취득한 경우가 다수 존재하고 있다. 하지만, 최근까지 국내에서 개발 완료되었거나 개발 중인 MW급 대형 풍력발전기 모델의 경우 관련 설계/제작 기술의 해외기술 의존도가 큰 편이었다. 풍력발전기의 드라이브트레인(drivetrain) 시스템의 해석에서는 블레이드, 허브, 메인베어링, 메인샤프트, 증속기 커플링 및 전기발전기 등을 모두 고려해야 한다. 참고로 풍력용 증속기(gearbox)의 경우는 동역학 모델이 복잡하고 설계/제작/시험평가와 관련된 기술개발이 중요한 부품 중 하나이다⁽¹⁾.

대부분의 선진국 설계인증 가이드라인은 풍력발전기의 구성에 필요한 모든 부품에 대해 인증을 위한 세부적인 설계지침을 제시하고 있다. 풍력발전기를 수출하기 위해서는 요구되는 국제 설계인증을 획득하는 것이 매우 중요하며, 국제적으로 통용되는 주요 설계 가이드라인들은(부품에 따라 다소 차이는 있지만) 대부분 유사한 기술적 수준을 요구하고 있다. 따라서, 이 연구에서는 기존에 주로 사용되어 왔던 인증 기준 중 하나인 GL 2010 guideline⁽²⁾에 근거하여 5 MW급 대형 풍력발전기의 드라이브트레인 시스템 모델을 구축하고 효율적인 다물체 동역학 등가모델링 해석기법과 검증결과를 제시하였다.

2. 드라이브트레인 다물체 동역학 모델링

풍력발전기의 설계 과정에서 전체 시스템 모델을 구성하여 하중해석을 수행하는 것은 필수적인 부분이다. 하중해석을 위한 시스템 모델의 모델링을 위해서는 등가된 블레이드(blade), 너셀(nacelle), 타워(tower) 등의 구성요소가 필요하다. 구성요소 중 드라이브트레인은 비틀림 강성의 형태로 부여되며 비틀림 강성의 값은 드라이브트레인의 등가모델링으로부터 추출하여야 한다. 추출된 비틀림 강성이 포함된 시스템 모델의 하중 해석 결과는 각 구성요소의 상세 설계에 사용된다.

드라이브트레인에 대한 GL 설계인증 기준은 등가

비틀림 강성 값의 추출과 구성요소의 공진 조사 등을 포함하고 있다. 그리고 모델링 기법을 통한 적절한 절차를 완료하면 인증을 받을 수 있다. 현재 통용되는 드라이브트레인에 대한 인증 기준 중 대표적으로 GL 2005 및 GL 2010 등이 있으며, 각 설계인증 기준에 따른 상세해석모델링의 정도는 다소 차이가 있을 수 있다.

GL 2010 설계인증 기준의 최소요구조건은 Table 1에 제시된 것과 같이 구성요소의 강체 모델링이다⁽²⁾. 그러나 허브(hub), 기어박스 기어(gearbox gear), 발전기 로터(generator rotor) 등을 제외한 구성요소에서 탄성체 모델링을 추천하고 있다. 그리고 GL 2005 설계인증 기준과는 달리 대부분의 구성요소에서 torsional, axial, bending 방향 탄성 자유도의 포함을 추가로 요구하고 있다.

Table 1 Minimum requirements(GL 2010)

Major drivetrain components	Modeling structure of components	Modeling degrees of freedom of components
Rotor blades	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Edge and flap wise
Hub	Rigid body	Torsional, axial, bending
Main shaft	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Torsional, axial, bending
Low-speed shaft coupling	Rigid body	Torsional, axial, bending
Gear box housing	Rigid body, elastic recommended	Torsional, axial, bending
Planet carrier	Rigid body, elastic recommended	Torsional, axial, bending
Gear box shafts	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Torsional; axial recommended
Gear box gears	Rigid bodies	Torsional; axial recommended
Elastic gear box support	Rigid body	Translational
Brake disc	Rigid body	Torsional, axial, bending
Generator coupling	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Torsional, axial, bending
Generator rotor	Rigid body	Torsional, axial, bending
Generator housing	Spring damper element	Translational
Main frame	Rigid body, elastic recommended	In compliance with model of component
Bearings	Spring damper element	Full stiffness matrix recommended

Table 2에서 제시한 것처럼 GL 2005, GL 2010 설계인증 기준을 비교해보면 GL 2010에서는 GL 2005에서 다루지 않는 캐리어(carrier), 메인 프레임(main frame), 베어링(bearing) 부분의 모델링을 추가적으로 요구하고 있다는 것을 알 수 있다. 이것은 최근 풍력발전기가 5 MW급 이상으로 초 대형화됨에 따라 GL 2010 설계인증 기준이 더 강화되고 있는 추세임을 나타낸다. 이렇듯 드라이브트레인에 대한 설계인증 기준이 강화되고 있는 이유는 기존의 비교적 단순한 GL 2005 설계인증 기준이 초 대형화된 풍력발전기의 설계 검증에는 다소 불충분한 요소가 있음을 의미하는 것이다.

Fig. 1은 드라이브트레인 시스템의 단순화된 모델링 개념도를 보여주고 있다. 이 연구에서는 5 MW급

풍력발전기 시스템 해석의 비교검증 모델로 NREL (national renewable energy laboratory) 5 MW baseline model(phase I)⁽³⁾을 선정하였다. 이 모델은 실제 유럽에서 개발된 5 MW급 해상풍력발전기 모델에 근거하여 풍력발전기 시스템과 유사한 실용적인 데이터들이 관련 참고문헌에 제시되어 있다.

GL 2010 인증 기준에 따르면 드라이브트레인의 공진을 조사하기 위한 Campbell diagram의 작성과 Campbell diagram에 나타난 잠재적인 가진을 확인하는 과정이 필수적이다. 이 잠재적인 가진은 드라이브트레인을 run-up 조건에 따라 시간영역에서 구동하는 것으로 확인할 수 있다. 이 구동조건은 속도 가동 모드(speed driven mode)나 토크 가동 모드에서 실시될 수 있다.

강체 플레이트(rigid plate)와 스프링(spring)요소를 사용하여 GL2005 설계인증기준에 기반한 드라이브트레인 모델(Fig. 2(a))은 기어치강성(gear mesh

Table 2 Comparison of the minimum modeling requirements

Major drivetrain components	GL guideline 2005	GL guideline 2010
Rotor blades	Rigid body	Minimum three rigid bodies; elastic recommended
Hub	Rigid body	Rigid body
Main shaft	Rigid body	Minimum three rigid bodies; elastic recommended
Low-speed shaft coupling	Rigid body	Rigid body
Gear box housing	Rigid body	Rigid body; elastic recommended
Planet carrier	-	Rigid body; elastic recommended
Gear box shafts	Rigid bodies	Minimum three rigid bodies; elastic recommended
Gear box gears	Rigid bodies	Rigid bodies
Elastic gear box support	Rigid body	Connecting spring-damper element
Brake disc	Rigid body	Rigid body
Generator coupling	Rigid body	Minimum three rigid bodies; elastic recommended
Generator rotor	Rigid body	Rigid body
Generator housing	Rigid body	Spring damper element
Main frame	-	Rigid body; elastic recommended
Bearings	-	Spring damper element

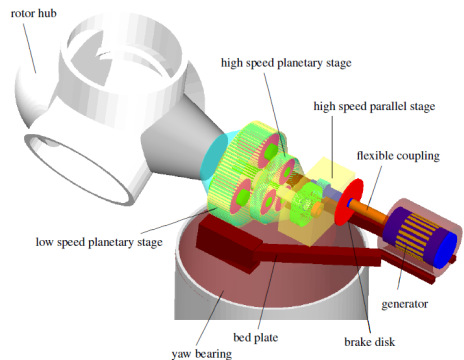


Fig. 1 Simplified drivetrain representation for wind turbine

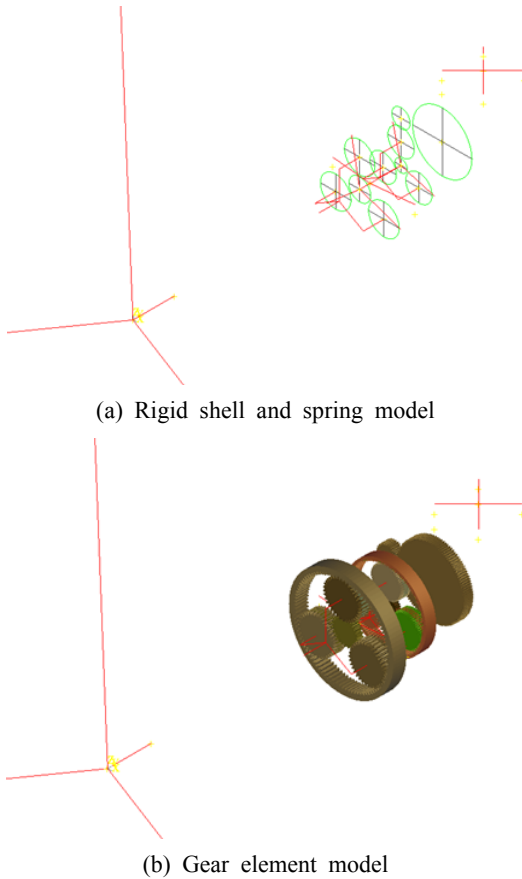


Table 3 Comparison of 1st drivetrain frequency for different modeling techniques

Modeling type	Rigid plate and spring	Gear elements
Mode	Drivetrain torsion	Drivetrain torsion
Frequency	0.64	0.59

모델링에 매우 유용하게 활용될 수 있다. 이 연구에서 제시한 드라이브트레인 다물체 동역학 모델링 기법을 약간 변형하여 응용한다면 MSC.ADAMS, ANSYS 및 ABAQUS 등으로도 모델링 및 해석이 가능할 것이다.

고전적인 개념의 강제 원형평판 및 스프링 요소를 적용한 등가기어 다물체 동역학 모델과 기어 요소를 직접 적용한 모델링 개념을 Fig. 2에 제시하였다. 또한 기어 요소를 직접 적용한 3단 드라이브트레인 시스템 모델링의 신뢰성을 평가해 보기 위해 고전적 개념의 등가모델링에 대해 기본적인 고유진동해석을 수행하여 비교를 수행하였다. Table 3에 제시되었듯이 기어 요소를 사용한 모델링의 drivetrain torsion mode 진동수가 고전적 등가기어 모델링의 결과와 약 7% 정도의 편차만 보이고 있어 기어 요소를 직접 적용한 모델링 개념이 사용 가능함을 확인할 수 있다.

Fig. 2 Comparison of modeling concept for the gear box

stiffness)을 증가적으로 표현한 스프링 요소 때문에 적용이 곤란하며, GL 2010 설계인증 기준에 따른 모델링을 수행하기 위해서 기존의 고전적인 모델링 기법을 개선하는 것이 필요하다. 다물체 동역학 해석 소프트웨어인 SAMCEF는 기어 치 강성을 부여할 수 있는 기어 요소(gear element)를 별도로 보유하고 있다. 또한 일반적인 기어 이외에도 내접 기어(internal gear), 랙 기어(rack gear), 웜 기어(worm gear) 등을 구현할 수 있다. 기어 종류와 기어 잇수, 압력 각(pressure angle)을 입력하면 모델링이 가능하며, 추가적으로 cone angle, helix angle, 기어 치 강성 및 감쇠, backlash, load transmission error, 마찰 계수 등을 입력할 수 있다. SAMCEF의 기어 요소는 모멘트만을 전달하며 힘의 전달을 위해서는 별도의 요소가 필요하다. 그러나 기어 치 강성을 유지하면서 회전이 가능하기 때문에 구동 가능한 기어박스

GL 2010 설계인증 기준에 따른 드라이브트레인 모델링에서 블레이드는 탄성체 모델을 사용하였고, 입력 데이터는 Tables 4~6에 제시된 것을 사용하였다. 그리고 필요한 자유도에 탄성지지 강성효과를 부여할 수 있는 베어링요소(bearing element)를 적용하여 베어링 지지조건을 구현하였다. 모델링 컨셉은 그림 Fig. 3에 나타내었다. 가장 먼저 허브는 강제 보(beam) 요소를 모델링 하여 3개의 탄성체 블레이드와 모든 자유도를 연결하였다. 메인 샤프트는 베어링 하우징(bearing housing)과 연결할 2개의 노드(node)를 지정하고 탄성체로 모델링하여 허브에 연결하였다. 탄성체로 모델링한 메인 샤프트의 torsional 방향 강성이 GL 2005 설계인증 기준에 따른 모델링의 메인 샤프트 비틀림 강성을 대신하게 된다. 그리고 차례로 강제 보로 이루어진 저속 축(low-speed shaft), 스테이지1 캐리어(carrier) 등을 메인 샤프트에 연결한다. 또한 메인 샤프트에 미리 지정한 node에 강제 보로 이루어진 베어링 하우징을 베어링 요소를 사용하여 연결하였다. 스테이지1의

Table 4 Properties of the NREL 5 MW wind turbine model

Rating	5 MW
Rotor orientation	Upwind, 3 blades
Control	Variable speed collective pitch
Cut-in, rated, cut-out wind speed	3 m/s, 11.4 m/s, 25 m/s
Cut-in, rated rotor speed	6.9 rpm, 12.1 rpm
Rated tip speed	80 m/s
Overhang, shaft tilt, precone	5 m, 5 deg, 2.5 deg
Rotor mass	100,000 kg
Nacelle mass	240,000 kg
Tower mass	347,500 kg

Table 5 Drivetrain properties

Rated rotor speed(rpm)	12.1
Rated generated speed(rpm)	1173.7
Gearbox ratio	1 : 97

Table 6 Number of gear teeth(3 stage)

Gear type	Stage1	Stage2	Stage3
Sun gear	25	25	
Ring gear	95	131	
Planet gear	35	53	
Gear			107
Pinion			33

캐리어는 스테이지1의 탄성체 보로 만들어진 유성기어 샤프트(planetary shaft)에 모든 자유도가 연결되며 강체 보로 만들어진 유성기어(planetary gear)는 이 샤프트에 베어링으로 연결된다. 또한 스테이지1의 캐리어는 탄성체 보로 만들어진 기어박스에 베어링으로 연결된다. 스테이지1의 유성기어는 기어 요소를 통해 강체 보로 만들어진 스테이지1의 선기어와 링기어로 연결된다. 스테이지1의 선기어는 강체 보인 스테이지2의 캐리어를 통해 스테이지2의 유성기어와 연결되고 이 유성기어는 기어 요소를 통해 스테이지2의 선기어와 링기어로 연결된다. 스테이지2의 선기어는 탄성체 샤프트를 통해 스테이지3의

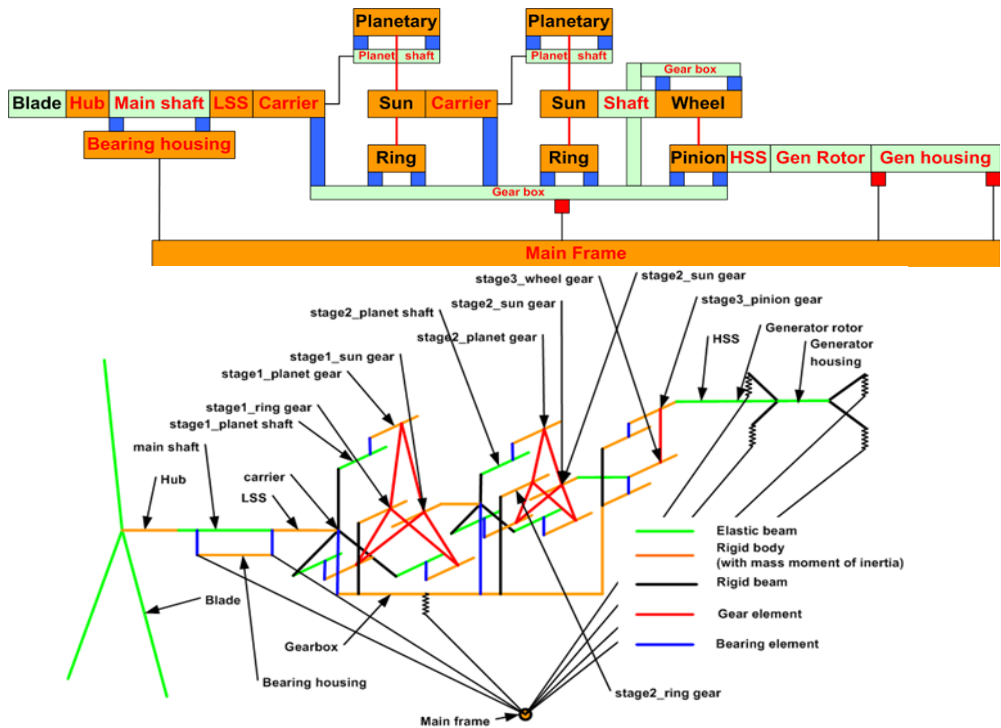


Fig. 3 Conceptual diagram for drivetrain system MBD(multi-body dynamics) modeling based on GL guideline 2010

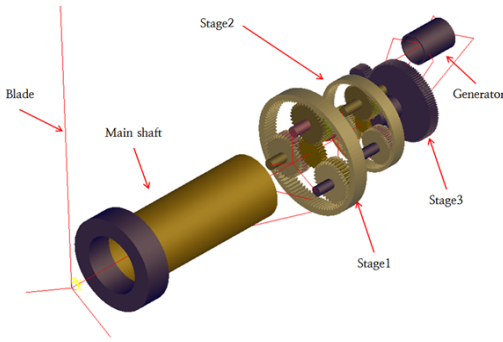


Fig. 4 MBD computational model for the present drivetrain system

휠 기어(wheel gear)와 연결된다. 스테이지3의 휠 기어는 스테이지3의 피니언기어(pinion gear)와 연결되고, 고속 축, 발전기 로터, 발전기 하우징(generator housing) 순으로 연결된다. Fig. 3에 나타난 모델링 컨셉에 따른 다물체 동역학 전산해석 모델을 Fig. 4에 표시하였으며, GL 2010 설계인증 기준에 따른 탄성체 모델링 부분과 전문 기어 요소로 모델링된 부분을 확인할 수 있다.

3. 해석결과 및 검토

GL 2010 설계인증 기준에 따라 모델링을 수행한 모델의 고유진동 해석 결과를 Table 7에 정리하였고, 이 결과를 기존의 NREL 전체 시스템 해석 결과와 비교한 내용을 Table 8에 제시하였다. 해석 코드에 따라 차이가 있지만 기존의 전체 시스템 해석 결과와 최대 3% 이하의 오차가 있는 것을 확인하였다. 1차 고유진동수의 torsional mode는 Fig. 5에 나타내었다. 발전기 부분의 모두 자유도가 구속된 모델의 모드는 허브와 메인 샤프트 부분의 모드 형상이 더 크게 나타난다는 것을 확인할 수 있었다. 추가로 발전기 부분의 모든 자유도를 모두 허용한 고유진동 모드의 결과는 발전기 부분의 모드 형상이 더 크게 나타났다.

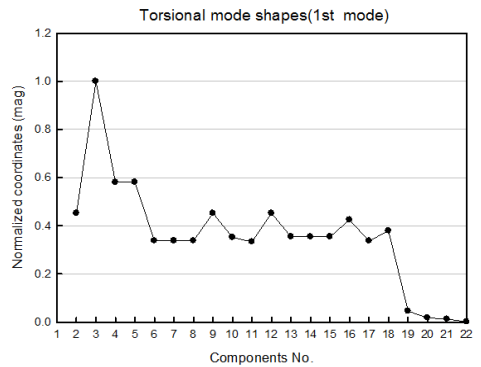
고유진동해석의 결과를 바탕으로 공진을 조사하기 위해서는 Campbell diagram을 작성하여야 한다. GL 2010 설계인증 기준에서는 GL 2005 기준보다 좀 더 구체적인 Campbell diagram 작성을 요구한다. 먼저 풍력발전기의 가동 속도 범위를 표시해야 하며 드라이브트레인 내부의 가진 요소를 좀 더 정확

Table 7 Calculated natural frequencies of drivetrain system(GL 2010)

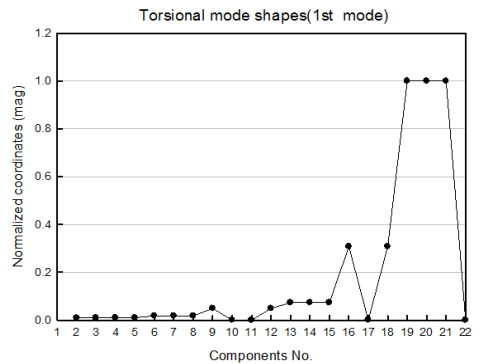
Mode number	Description	SDCAE(Hz)
1	1st drivetrain torsion	0.606
2	1st blade flapwise yaw	0.670
3	1st blade flapwise pitch	0.671
4	1st blade collective flap	0.688
5	1st blade edgewise	1.099

Table 8 Natural frequencies of the NREL 5 MW baseline model

Mode Number	Description	SDCAE (Hz)	ADAMS (Hz)
1	1st drivetrain torsion	0.606	0.609
2	1st blade flapwise yaw	0.670	0.630
3	1st blade flapwise pitch	0.671	0.669
4	1st blade collective flap	0.688	0.702
5	1st blade edgewise	1.099	1.074



(a) Generator shaft fixed condition



(b) Generator free condition

Fig. 5 Magnitude plot for 1st torsional natural mode shape of the drivetrain system

Table 9 Types of excitation frequencies for drivetrain system(GL 2010)

Frequency identification	Symbol	Description
Eigen frequencies	f_{N1}	Torsional eigen frequency
ADAMS	$f_{ERS1}, f_{ERS2}, f_{ERS3}, f_{ERS6}, f_{ERS9}$	Rotor shaft excitation frequencies
	f_{E1CS1}, f_{E1CS2}	Stage1 carrier excitation frequencies
	f_{E2CS1}, f_{E2CS2}	Stage2 carrier excitation frequencies
	f_{E23S1}, f_{E23S2}	Stage2 to stage3 shaft excitation frequencies
Present (model A)	f_{ZLSS1}, f_{ZLSS2}	LSS excitation frequencies
	f_{ZHSS1}, f_{ZHSS2}	HSS excitation frequencies
	f_{E1S1}, f_{E1S2}	Stage1 sun gear excitation frequencies
	f_{E1P1}, f_{E1P2}	Stage1 planetary gear excitation frequencies
	f_{E2S1}, f_{E2S2}	Stage2 sun gear excitation frequencies
	f_{E2P1}, f_{E2P2}	Stage2 planetary gear excitation frequencies
	f_{E3W1}, f_{E3W2}	Stage3 wheel gear excitation frequencies
	f_{E3P1}, f_{E3P2}	Stage2 pinion gear excitation frequencies

이어지게 된다.

GL 2010 설계인증 기준에 따른 모델의 Campbell diagram은 Fig. 6에 표시하였다. X축과 수직한 선은 풍력발전기의 가동 범위를 나타내는 선이다. 최소 가동 속도와 정격 속도를 포함하여 최대 가동 속도 까지 표시되어있다. X축과 수평한 선은 드라이브트레인의 1차 torsional 고유진동수이다. 대각선으로 표시된 선은 가진 요소를 의미한다. 풍력발전기의 가동 속도 내에서 고유진동수가 3P와 만나지만 1P, 2P에 비해 공진 불안정성이 작기 때문에 공진 안정성을 확보하고 있다고 할 수 있다. GL 2005, GL 2010 설계인증 기준에 따른 드라이브트레인 모델의 고유진동수를 비교해 보면 GL 2010 설계인증 기준에 따른 해석결과가 3% 더 낮게 예측됨을 확인할 수 있다. GL 2005 설계인증 기준보다 해석기법상 더 정확한 GL 2010 인증 기준에서 고유진동수가 더 낮게 예측되었다는 점은 공진 가능 회전속도가 더 낮아졌음을 의미하며, 이는 GL 2010 설계인증 기준을 따르는 것이 더 보수적인 해석 결과를 제시할 수 있음을 알 수 있다.

등가비틀림 강성계수를 확인하기 위해 모델의 발전기 부분의 모든 자유도를 구속하고 허브에 10^6 Nm의 모멘트를 부여하고 라디안 값을 측정하였다. 측정한 라디안 값을 이용하여 확인한 등가비틀림 강성은 Table 10에 제시하였다. GL 2010 인증 기준의 드라이브트레인의 다물체 동역학 모델링 검증을 위해 Table 10의 등가비틀림 강성을 전체 시스템 모델(Fig. 7)에 부여하여 해석결과를 기존의 결과와 비교하였다. 전체 시스템 모델에서 등가비틀림 강성을 제외한 부분은 모두 GL 2010 인증 기준의 전체 시스템 모델과 같다. 전체 시스템 모델의 진동 해석 및 비교결과로 고유진동모드 형상에 따른 고유진동수를 Fig. 8에 나타내었다. 이 연구에서의 해석 결과에서 대부분의 모드가 기존의 결과와 일치하고 있음을 볼 수 있다. 이는 이 연구의 드라이브트레인의 다물체 동역학 모델링 기법이 충분히 신뢰할 수 있다는 것을 나타낸다.

GL 2005, 2010 설계인증 기준에 따른 전체 시스템 모델의 고유진동수의 비교를 Fig. 9에 나타내었다. Drivetrain torsion 모드는 약 7%의 차이가 발생했으며, blade collective flap 모드에서 약 3%의 오차가 발생했다. 다른 모드들에서는 0.2%이하의

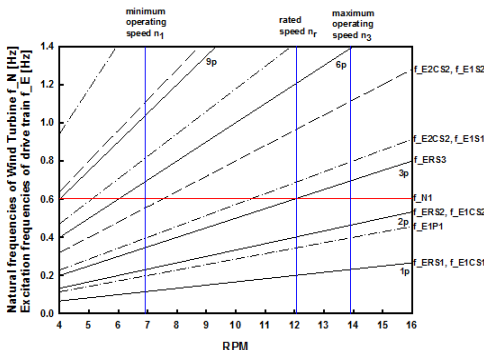


Fig. 6 5 MW wind turbine drivetrain campbell diagram(GL 2010)

하게 표현하여야 한다. Table 9는 드라이브트레인의 가진 요소를 나타낸다. Campbell diagram을 작성하기 위해서는 반드시 Table 9와 같은 표를 작성해야 하며 그에 따라 가진 요소의 명칭이 부여되어야 한다. 가진 요소들은 각 단의 기어 및 샤프트의 회전 속도의 배수의 형태로 Campbell diagram에 표시된다. 일반적으로 원점에서 그래프의 오른쪽 상단으로

오차가 발생했다. 이것은 드라이브트레인의 등가비틀림 강성이 drivetrain torsion, blade collective flap 모드를 제외한 시스템 모델의 진동 특성에 민감한 영향을 미치지 않는다는 것을 의미한다.

GL 2010 설계인증 기준 드라이브트레인 다물체 동역학 모델링의 run-up 해석은 추가적인 모델링을 수행하여 해석하였다. Run-up 해석은 잠재적인

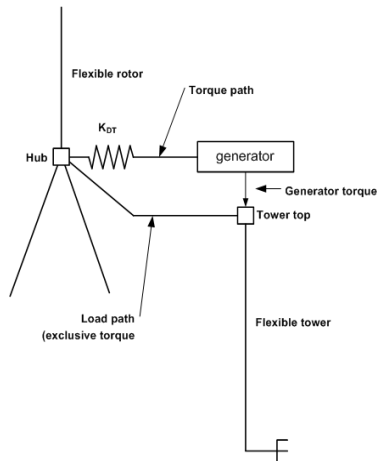


Fig. 7 MDB model for a full wind turbine system

Table 10 Calculated equivalent torsional stiffness of the present drivetrain system

Applied load at the blade hub center	10 ⁶ Nm
Torsional displacement	0.001354097 rad
Equivalent drivetrain torsional stiffness	738.5 × 10 ⁶ Nm/rad

공진을 확인하기 위해 드라이브트레인을 시간영역에서 구동하는 해석이며, 기존의 탄성체 요소가 많이 부여된 모델을 해석할 경우 많은 시간이 소요된다. 따라서 run-up 조건 해석을 위한 GL 2010 설계인증 기준의 최소 기준을 만족하는 모델을 추가로 만들어 해석을 수행하였다.

Table 11에 run-up 조건 해석을 위한 최소 요구조건 모델과 GL 2010 설계인증 기준을 비교하였다. 긴 해석 시간과 수치 불안정성으로 인한 문제를 방지하기 위해서 모델링 기준의 최소 요구조건만 만족하도록 모델링 하였다. 블레이드를 제외한 모든 탄성체 구성요소를 강체 구성요소로 모델링하였다. 그리고 기존 탄성체 구성요소의 torsional 방향 강성은 토션 스프링(torsional spring)의 연결로 변경하였다. 전체 모델링 컨셉은 Fig. 10에 표시하였다.

Run-up 조건 해석을 위한 모델 고유진동해석 결과와 GL 2010 설계인증 기준에 따른 모델을 해석한

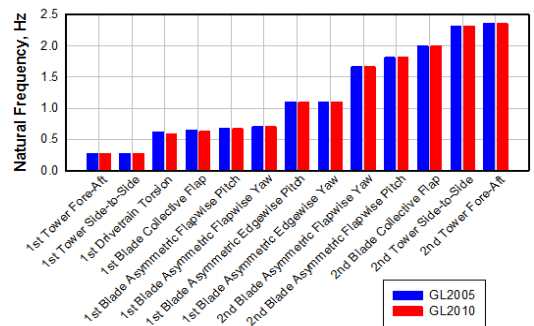


Fig. 9 Comparison of natural frequency for GL 2005 and GL 2010

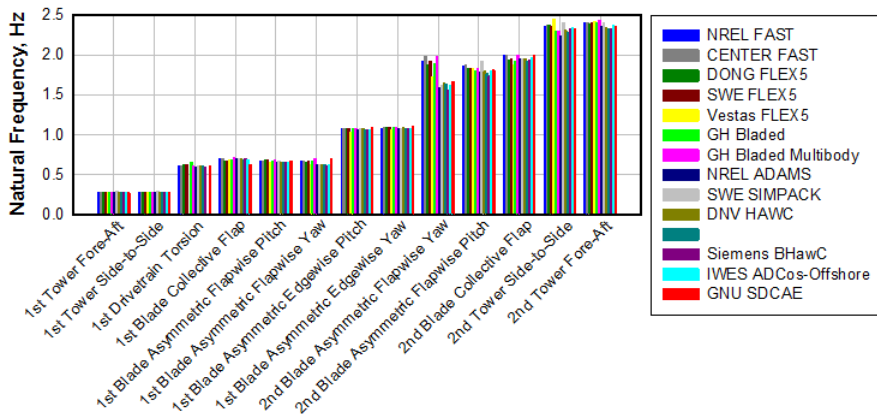


Fig. 8 Comparison of natural frequencies for 5 MW offshore wind-turbine(GL2010)

결과를 Table 12에 비교하였다. 표를 확인하면 run-up 조건 해석을 위한 모델의 고유진동수가 약 10 % 증

Table 11 Comparison of the minimum modeling requirements

Major drivetrain components	GL guideline 2010	Present model
Rotor blades	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Elastic
Hub	Rigid body	Rigid body
Main shaft	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Minimum three rigid bodies
Low-speed shaft coupling	Rigid body	Rigid body
Gear box housing	Rigid body; elastic recommended	Rigid body
Planet carrier	Rigid body; elastic recommended	Rigid body
Gear box shafts	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Minimum three rigid bodies
Gear box gears	Rigid bodies	Rigid bodies
Elastic gear box support	Connecting spring-damper element	Spring damper element
Brake disc	Rigid body	Rigid body
Generator coupling	Minimum three rigid bodies; elastic recommended	Minimum three rigid bodies
Generator rotor	Rigid body	Rigid body
Generator housing	Spring damper element	Spring damper element
Main frame	Rigid body; elastic recommended	Rigid body
Bearings	Spring damper element	Spring damper element

가한 것을 확인할 수 있다. 이것은 탄성체 구성요소를 강체 구성요소로 변경하여 강성을 증가시킨 것이 원인이 되었다고 판단된다. Run-up 조건 해석을 위한 모델의 Campbell diagram은 Fig. 11에 제시하였다. X축과 수직인 선은 풍력발전기의 가동 범위를 나타내는 선이다. X축과 수평한 선은 드라이브트레인의 1차 torsional 고유진동수이며, 대각선으로 표시된 선은 가진 주파수를 의미한다. 풍력발전기의 가동 속도 내에서 고유진동수가 가진 주파수와 만나는 지점을 Fig. 11에 A, B, C로 표시하였으며, 잠재적인 공진 가능성이 있는 지점의 예이다. Fig. 12는 잠재

Table 12 Natural frequencies of the NREL 5 MW baseline model

Mode number	Description	Fixed GE shaft (Hz)	Free GE shaft run-up model(Hz)
1	1st drivetrain torsion	0.6058	0.6679
2	1st blade flapwise yaw	0.6703	0.6876
3	1st blade flapwise pitch	0.6712	0.6882
4	1st blade collective flap	0.6882	0.6898
5	1st blade edgewise	1.0994	1.1001

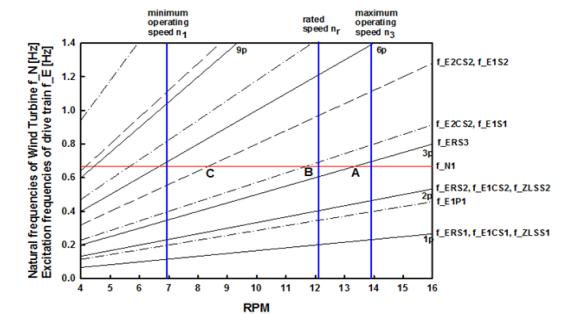


Fig. 11 5 MW wind turbine drive train Campbell diagram(for run-up)

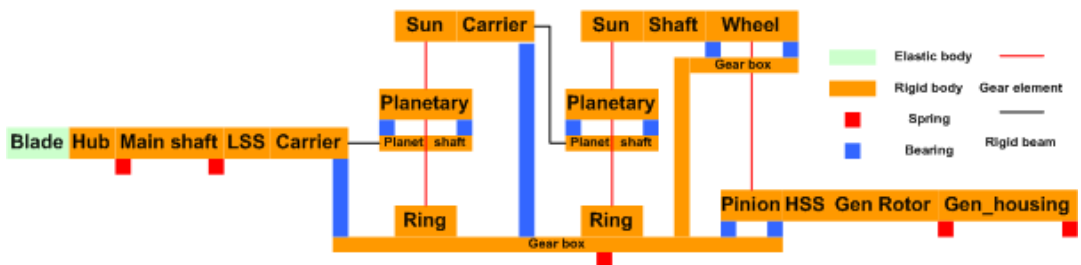


Fig. 10 Modeling concept for the drivetrain system for run-up analysis

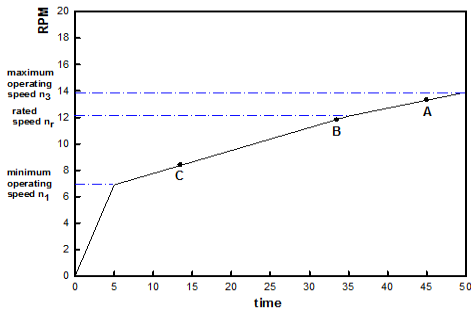


Fig. 12 Run-up condition

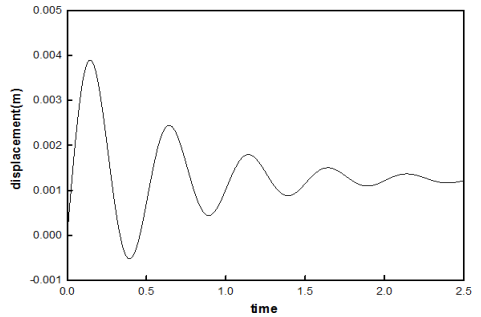
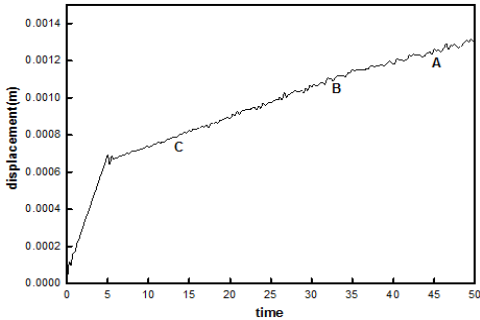
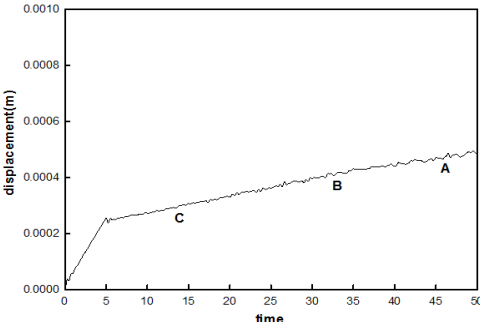


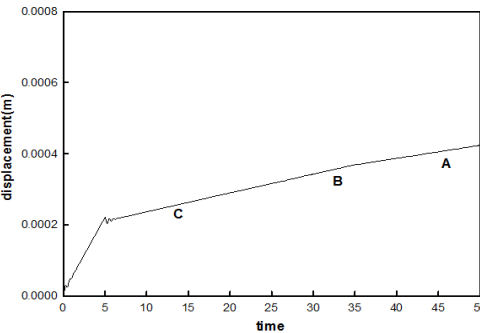
Fig. 14 Dynamic displacement response at sun gear center for possible resonance test(constant rotating speed, 13.3 rpm)



(a) Main shaft bearing



(b) Sun gear



(c) Generator shaft

Fig. 13 Dynamic displacement response at different components

적인 공진 지점을 표시한 run-up 해석 조건을 나타내고 있다. 일반적으로 풍력발전기는 그림과 같이 최소 구동 속도까지 빠르게 속도가 증가한다. 그리고 최소 구동 속도 이후에는 완만한 경사를 그리며 발전을 하게 된다. Run-up 해석 시간은 50 s로 최소 구동 속도, 정격 속도, 최대 구동 속도를 포함하고 있다.

Fig. 13은 시간영역에서 다물체 동역학 해석을 통한 run-up 조건 응답해석결과를 보여주고 있다.

먼저 선 기어 지점에서 측정된 결과를 확인하면, 잠재적 공진 지점에서 변위가 변화하는 것을 볼 수 있다. 이것은 해당 지점에 공진 가능성이 높다는 것을 의미한다. 발전기와 메인 샤프트 에서는 상대적으로 선기어의 변위보다 낮은 변화를 볼 수 있다. 추가적으로 공진가능성이 가장 높은 3P와 고유진동수가 만나는 지점인 A지점의 공진을 확인하기 위해 시간영역 해석을 수행하였다. 2.5초 동안 A지점의 RPM인 13.3 rpm을 부여하여 run-up 해석에서 변위가 크게 변화했던 선기어의 변위를 측정하였다. Fig. 14를 확인하면 측정 지점의 변위가 시간이 지날수록 수렴하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 공진이 일어나지 않는다는 의미이다. 만약 공진이 일어나게 되면 그래프는 발산하게 된다. 이 논문의 결과에서는 공진이 일어나지 않았지만, 공진이 실제로 일어나는 모델을 앞서 서술한 절차를 이용하여 해석하면 물리적인 공진응답 가능성을 시간응답으로 확인할 수 있다.

4. 결 론

이 논문에서는 풍력발전기 설계 시 대표적으로

요구되는 국제인증 기준인 GL 2010 설계인증 기준에 따라 대형 풍력발전기 드라이브트레인 시스템에 대한 전산 다물체 동역학 모델링 및 해석 기법과 잠재적 공진 예측 절차를 구축하였다. 등가다물체 동역학 모델링 기법으로 모델을 완성하여 고유진동해석을 수행하였고 등가비틀림 강성을 추출하여 시스템 모델에 적용하였다. 그리고 시스템 모델의 해석 결과를 기존의 다양한 상용 해석프로그램으로 도출된 고유진동수 및 고유모드 등과 비교 및 검토하여 모델링 및 해석 기법을 검증하였다. 또한 GL 2005, GL 2010 설계인증 기준에 따른 드라이브트레인 모델의 고유진동수를 비교하여 GL 2010 설계인증 기준에서 고유진동수값이 더 낮게 예측되는 것을 확인하였다. 따라서 GL 2010 설계인증 기준을 따르는 것이 더 보수적인 해석 결과를 제시할 수 있음을 알 수 있었다. 또한, 등가다물체 동역학 모델링 기법으로 완성된 모델의 고유진동해석을 통해 Campbell diagram 상에서의 잠재적인 공진 지점 파악과 이를 run-up 시간응답 해석을 통하여 확인하는 절차를 확립하였다.

이 연구를 통해 구축된 대형 풍력발전기 드라이브트레인 시스템 다물체 동역학해석 기법과 잠재적 공진 예측 절차는 향후 국내에서 개발 예정인 다양한 종류의 해상풍력터빈 드라이브트레인의 설계 인증시 유용한 활용이 가능할 것으로 기대된다.

후 기

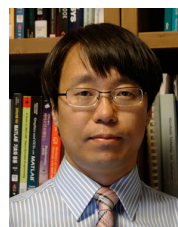
이 논문은 2011년도 산업통상자원부(구 지식경제부) 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구내용의 일부이며, 지원에 감사를 표하는 바입니다(No. 20114010203070).

References

- (1) Lee, G. H., Kim, J. K., Park, Y. J., Kim, H. S., 2012, Test of Multi MW Class Wind Turbine Gearbox Considering Mechanical Back-to-back Test System, Proceedings of the KWEA Annual Spring Conference.
- (2) Germanischer Lloyd, 2010, Guideline for the Certification of Wind Turbines Edition 2010, Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH.
- (3) Jonkman, J. and Musial, W., 2010, Offshore Code Comparison Collaboration (OC3) for IEA Task 23 Offshore Wind Technology and Deployment, Technical Report of National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-5000-48191.
- (4) Kim, D. H., Park, H. G. and Kim, D. M., 2008, Improved Equivalent Beam Element Modeling Technique for Large Scale Wind-Turbine Composite Blade, Journal of Fluid Machinery, Vol. 11, No. 4, pp. 22~31.



Dae-Ha Jeong, Ph.D. Student, SDCAE Lab., Graduate School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University(GNU).



Dong-Hyun Kim, Professor, SDCAE Lab., Graduate School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University. Research fields: Advanced CAE simulation and Experimental Test.