

ALM과 LES를 이용한 조류발전터빈의 유체 성능과 후류 분석

김동환¹ · 허만웅² · 이진학^{3,†}

¹한국해양과학기술원 연안개발·에너지연구센터 연구원

²한국해양과학기술원 연안개발·에너지연구센터 선임연구원

³한국해양과학기술원 연안개발·에너지연구센터 책임연구원

Numerical Analysis on the Performance and Wake of Tidal Current Turbine Using ALM and LES

Dong-Hwan Kim¹, Man-Woong Heo², and Jin-Hak Yi^{3,†}

¹Research Scientist, Coastal Development and Ocean Energy Research Center,
Korea Institute of Ocean Science and Technology, Busan 49111, Korea

²Senior Research Scientist, Coastal Development and Ocean Energy Research Center,
Korea Institute of Ocean Science and Technology, Busan 49111, Korea

³Principal Research Scientist, Coastal Development and Ocean Energy Research Center,
Korea Institute of Ocean Science and Technology, Busan 49111, Korea

요 약

1 MW급 조류발전터빈의 유체 성능과 후류 분석을 위하여 LES(Large Eddy Simulation) 기반의 수치실험을 수행하였다. 터빈을 구성하는 로터 블레이드, 나셀, 지지구조물 등은 각 부분에서 작용하는 힘으로 모사하여 유동장에 반영하였다. 블레이드의 피치각과 로터 회전속도는 각각 PI 컨트롤러와 RPM-토크 룩업테이블(look-up table)을 이용하여 제어하였다. 격자시뮬을 위한 격자개선비율(refinement ratio)은 각 방향으로 $\sqrt{2}$ 로 고려하여 성긴 격자, 중간 격자, 조밀한 격자의 세 가지 격자 시스템을 고려하였고, 조밀한 격자의 경우 총 약 8천만개의 격자를 사용하였다. 수치실험은 KISTI의 슈퍼컴퓨터인 Nurion에서 수행하였고, 최대 1360개의 CPU를 사용하였다. 시뮬레이션 시간은 530초로 조밀한 격자의 경우 계산 시간은 약 18일 소요되었다. 수치실험에서 사용된 터빈 성능 관련 변수로 피치각, 회전속도, 추력, 토크, 출력을 고려하였고, 블레이드 국부 변수로 받음각, 항력계수, 양력계수, 입사유속 등을 고려하였다. 한편 후류와 관련해서는 터빈 후방으로 직경의 3, 5, 7, 9배의 거리에서 유속방향과 측면방향 속도성분들의 연직방향 분포를 고려하였다. 수치 실험 결과, 성긴 격자를 사용하여도 추력이 유사할 경우 터빈 후방 7배 거리까지 유속방향 속도 성분의 연직분포가 유사하고 측면방향 속도성분의 연직방향 분포는 토크에 더 민감한 것으로 확인되었다.

Abstract – For the analysis of the performance and wake of the 1MW tidal current turbine, numerical simulations based on LES(Large Eddy Simulation) are performed. The forces exerted from the turbine components, such as blade, nacelle and tower, are considered and projected to the flow field. The pitch angle and rotation speed are controlled by PI controller and RPM-Torque look-up table, respectively. The refinement ratio for the grid study is $\sqrt{2}$, and the fine grid used 80M grid points as of total. Simulations are performed using 1360 CPUs at maximum in KISTI HPC Nurion. The simulation time is 530 seconds which takes about 18 days when the fine grid is used. The performance variables are pitch angle, rotation speed, thrust, torque and power while the blade local variables are angle of attack, lift/drag coefficients and inflow. Variables for the wake analysis are vertical distributions of axial and lateral flow speed at the 3, 5, 7, 9 multiples of diameter away from the turbine. The result presents that the coarse grid can predict similar axial velocity distribution even at 7 times diameter away from the turbine, if the thrust is predicted similarly. Also, the lateral velocity seems more sensitive to the predicted torque.

Keywords: Tidal Energy Converter(조류발전터빈), Tidal Current Energy Farm(조류발전단지), Large Eddy Simulation(대와류모사), Turbine Wake(터빈 후류), Actuator Line Method(액추에이터 라인 모델)

[†]Corresponding author: yjih@kiost.ac.kr

1. 서 론

조류발전단지를 설계하는 경우 개별 터빈의 설계와 달리 터빈의 후류가 후방에 놓인 터빈의 입사류에 영향을 미쳐 통합해석 시 날개요소모멘텀이론(Blade Element Momentum Theory, BEMT) 방법만으로 발전단지의 성능을 예측하기 어려우며, 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)이나 모형실험을 통한 수정 또는 개선이 필요하다. 통합해석 과정은 모두 CFD로 수행할 수도 있으나 CFD 특성상 계산시간이 과도하게 소요되므로 실제 조류발전단지 해석에 CFD를 적용하기 어렵거나 불가능하다. 이와 달리 계산 부하가 상대적으로 낮은 ALM(Actuator Line Model)은 로터, 나셀, 지지구조물 등을 직접 모델링하는 대신 로터, 나셀, 지지구조물에서 작용되는 힘을 모사하여 유동장에 투영시킴으로써 표면 격자 수를 늘리지 않고 다수의 터빈을 고려할 수 있다. 또한 후류 분석의 정확도를 유지할 수 있으므로 매우 유망한 방법이라 할 수 있다. ALM의 계산량은 발전단지 해석을 기준으로 고려할 때 CFD보다 계산량이 적고 기존 BEMT 기반의 해석보다는 계산량이 많다. 그러나 지속적으로 컴퓨터의 계산능력이 향상되고 있고, 또한 통합해석 프로그램에서 수치적으로 모델링하기 어려운 3D 지형을 도입할 수 있으며, 터빈 성능 및 하중에 대한 정보 외에도 환경에 미치는 영향에도 접근할 수 있으므로, 그 적용성은 향상될 것으로 예상된다.

ALM 방법의 선행 연구로 Troldborg *et al.*[2011]은 ALM과 LES(Large Eddy Simulation)를 이용해서 최대 직경의 7배 정도의 유격으로 놓인 2개의 풍력터빈의 후류 간섭효과와 난류 세기에 대한 연구를 수행하였고, Turnock *et al.*[2011]은 ADM(Actuator Disk Model)과 URANS(Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes) 방법을 이용해 단일 조류발전터빈의 후류와 단지배치 시 터빈 유격과 효율에 대한 연구를 수행한 바 있으며 이때 후류 계산 유효거리는 터빈으로부터 직경의 10배 지점이었다. Olczak *et al.*[2016]은 ALM과 URANS를 이용하여 모델 규모의 조류발전터빈의 후류를 검증한 바 있고 최고 계측거리는 직경의 12배 지점이었다. Baratchi *et al.*[2017]은 ALM과 LES를 이용하여 100kW급 조류발전터빈에 대해 약 1,700만개의 격자로 직경의 10배 지점까지 수치해석을 수행한 바 있다. 또한 Benard *et al.*[2018]은 ALM과 LES를 이용하여 풍력터빈의 타워 효과에 대해 검증을 수행한 바 있고, 또한 6,300만개의 정렬 격자를 사용해 격자테스트를 수행하였으나 후류 예측이 유효한 지점은 직경의 5배 정도였다. 기존 선행 연구에서는 터빈 모사 정확도가 가장 높은 ALM을 사용하여 후류 예측을 직경의 5배 거리 이상으로 격자테스트를 진행한 결과가 부재하며, 또한 터빈의 후류와 성능 사이의 관계는 직접적인 연관이 있음에도 이에 대한 고찰이 충분히 이루어지지 않았다. 조류발전 단지 구성 시 후방에 놓인 터빈의 성능은 전면 터빈으로부터 직경의 5배 이상 이격되더라도 매우 낮게 분석되어 직경 5배 이상 거리에서의 후류의 유체동역학적 특성에 대한 이해와 CFD의 활용을 위한 격자시험이 필요하다.

본 연구에서는 미국 NREL(National Renewable Energy Laboratory)에서 LES를 이용하여 개발한 풍력발전단지 시뮬레이터인 SOWFA(Simulator for Wind Farm Applications)를 사용하여 조류발전터빈의 유체 성능과 후류 분석을 위한 수치해석을 수행하였다(Churchfield *et al.*[2013]; Fleming *et al.*[2013a]; Fleming *et al.*[2013b]). 격자 시험을 통하여 해상도와 터빈의 성능 및 터빈으로부터 직경의 9배 거리까지의 후류 사이의 상관관계를 확인하였고, 향후 계산량이 더 많은 발전단지 시뮬레이션 수행 시 참고할 수 있도록 하였다. 정격유속(rated flow speed), TSR(Tip Speed Ratio) 그리고 로터 회전속도는 날개요소운동량이론 기반 블레이드 설계 결과를 반영하여 6과 11RPM으로 각각 고려하였다. 피치제어는 PI 컨트롤러를 사용하였으며, 터빈의 출력 토크는 선형 관계를 갖는 RPM-토크 룩업테이블(look-up table)을 사용하였다. 터빈 시스템 관련 변수로는 피치각, 회전속도, 추력, 토크, 출력 등을 고려하였고, 로터 블레이드의 국부변수로 블레이드 스펙 방향으로의 받음각, 항력 계수, 양력 계수, 추력, 토크 등을 고려하였다. 한편, 터빈의 후류와 관련해서는 터빈의 후방으로 직경의 3, 5, 7, 9배 떨어진 위치에서 연직방향으로의 유속방향 속도성분과 측면방향 속도성분의 분포를 확인하였다.

2. 수치해석 방법

본 연구에서 사용한 SOWFA는 미국 NREL에서 개발한 풍력단지 성능해석 프로그램으로 OpenFOAM 플랫폼을 사용하며 지배방정식은 LES를 기반으로 한다(식 1 참조). 점성계수는 아래 식 (2)와 (3)에서와 같이 one equation eddy 모델을 사용하고, 터빈 외력이 포함된다. 차분법은 모두 2차 상류차분법(upwind differencing scheme)과 중앙차분기법(central difference scheme)이 적용되었고, 시간항의 경우에는 2차의 내재적 기법(implicit scheme)이 적용되었으며 차분 시 직교성(orthogonality)이 좋지 않은 격자에 대한 보정은 별도로 수행하지 않았다. 속도-압력 연성 방법으로는 PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)(Issa[1986])가 사용되었다.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (R_{ij}) + F_i \quad (1)$$

$$R_{ij} = -(v + v_{sgs}) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

$$v_{sgs} = C_k \sqrt{k_{sgs}} \Delta \quad (3)$$

여기서 $C_k=0.094$,

v_{sgs} =아격자 규모 와류 동점성계수(subgrid scale eddy viscosity),
 k_{sgs} =아격자 규모 난류운동에너지(subgrid scale turbulent kinetic energy),

Δ =최대 국부 격자 크기(largest dimension of local grid cell),

F_i =블레이드 외력(external blade force)

터빈 외력에 대한 모사는 ALM에 기반하는데 기존 준해석적 방

범인 날개요소운동량 이론에서 모델링이론 부분은 CFD의 유동장으로 대체된 형태이다. 터빈 블레이드에 유입되는 속도벡터의 크기와 방향은 CFD 유동장에서 구해지고(식 (4) 참조) 격자의 조밀도에 관계없이 선형적으로 60등분된 블레이드 요소별로 받음각을 계산한다(식 (5) 참조). 받음각 및 레이놀즈수에 따른 항력계수(C_D)와 양력계수(C_L)를 룩업테이블에서 찾아 블레이드 요소별 항력(dD)과 양력(dL)을 계산한 후 추력(dF_x)과 회전방향 힘(dF_θ)으로 분리하는 방법은 식 (6) 및 식 (7)과 같이 기존 날개요소운동량 이론과 동일하다. 계산된 힘을 유동장에 투영시키는 방법은 Gaussian 분포 방법에 기반하고(식 (8) 참조) 투영시키는 과정에 있어 투영되는 위치의 격자 형상을 고려한다. 식 (8)에서 사용되는 계수 ε 은 경험적으로 구해지는 값이나 본 연구에서는 Bernard *et al.*[2018]과 Baratchi *et al.*[2017]에서 제시된 값을 참조로 0.35를 사용하였고 이는 격자 크기에 대비하여 가장 성긴 격자의 경우 0.82배이고 가장 조밀한 격자의 경우 1.66배이다. 지지구조물은 블레이드와 동일한 방법으로 80등분 되어서 계산되었다.

$$\phi = \arctan \frac{u_x}{\Omega r - u_\theta} \quad (4)$$

$$\alpha = \phi - \beta \quad (5)$$

$$dF_x = dL \cos \phi + dD \sin \phi \quad (6)$$

$$dF_\theta = dL \sin \phi + dD \cos \phi \quad (7)$$

$$f(r) = \frac{F}{\varepsilon^3 \pi^{3/2}} \exp \left[-\left(\frac{r}{\varepsilon} \right)^2 \right] \quad (8)$$

여기서 ϕ = 유입류 각도(inflow angle),

u_x = 축방향 속도(axial velocity),

u_θ = 회전 방향 속도(tangential velocity),

α = 받음각(angle of attack),

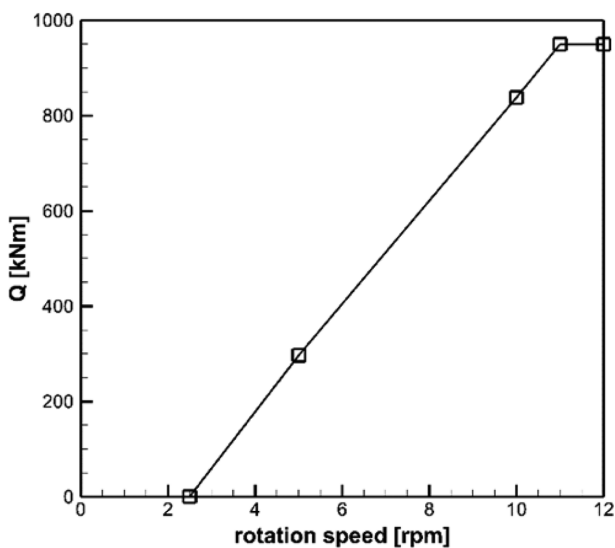


Fig. 1. Generator RPM-Torque look-up table.

Table 1. RPM-Torque look-up table

Generator Speed [RPM]	Generator Torque [kNm]
2.5	0
5.0	297.3
10.0	837.9
11.0	949.6
12.0	949.6

β = 비틀림각(twist angle),

Ω = 회전 속도(rotation speed),

dL = 요소양력(element lift, $dL = C_L \cdot 0.5 \cdot \rho \cdot u_x^2 \cdot c \cdot dr$),

dD = 요소항력(element drag, $dD = C_D \cdot 0.5 \cdot \rho \cdot u_x^2 \cdot c \cdot dr$),

ε = 가우시안 폭 조정계수(constant controlling Gaussian width),

터빈의 피치제어는 회전속도의 오차에 따른 PI 제어기(controller)를 사용하였고, 제어이득(control gain)은 $K_p = 2$, $K_I = 1$ 로 설정하였다. 출력 토크는 RPM-토크 룩업테이블(Fig. 1, Table 1)을 사용하여 제어되었다.

3. 해석 개요

3.1 터빈 형상 및 제원

대상 터빈은 Fig. 2에서 제시한 바와 같이 피치제어가 가능한 1MW급 수평축 3엽 조류발전터빈이다. 터빈 반경과 허브 반경은 Table 2에서 제시한 바와 같이 각각 12 m, 1.5 m 이며, 원통형 지지구조물의 반경은 1 m 이고, 나셀의 길이는 허브 부분을 포함하여 6 m 이다. 블레이드의 경우 허브 경계에서 반경의 16.7%까지 원통형 구조를 가지고, 이후 반경의 25%까지 변천부(transition part)를 가진다. 블레이드의 형상은 날개요소운동량 이론을 이용하여 설계

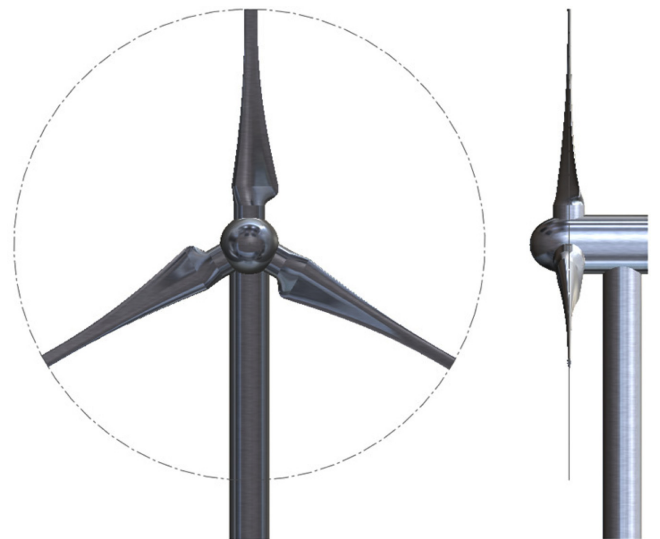
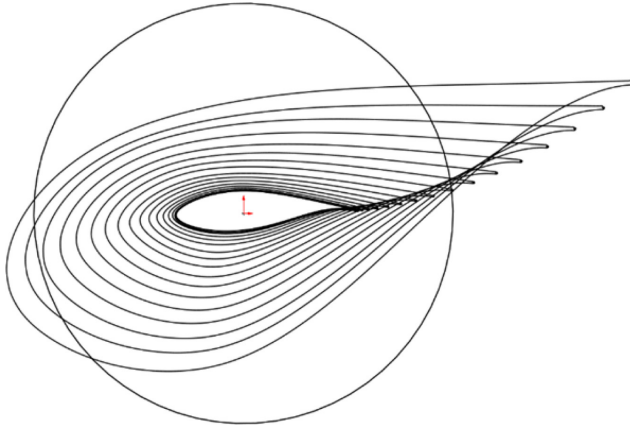


Fig. 2. 3D model of the 1MW tidal energy converter.

Table 2. Main principals of 1MW tidal energy converter

Description	Values [m]
Rotor radius	12.0
Hub radius	1.5
Tower radius	1.0
Nacelle length	6.0
Tower height	15.0

**Fig. 3.** Section schematic of the 1MW tidal energy converter.

하였으며 DU21, 25, 30, 35, 40을 단면으로 설정 후(Jonkman *et al.*[2009]) 각 단면에서의 최적 코드길기와 비틀림각을 구하였다 (Fig. 3, Table 3). 한편 지지구조물의 높이는 15 m로 고려하였다.

Table 3. Blade geometry

r/R	Chord [m]	Twist angle [deg]	Airfoil (designed)	Airfoil (current)
0.000	1.600	-	cylinder	cylinder
0.133	1.600	-	cylinder	cylinder
0.167	1.600	-	cylinder	DU40
0.208	-	-	transitional	DU40
0.250	2.504	18.54	DU38	DU40
0.292	2.289	16.34	DU37	DU40
0.333	2.087	14.30	DU37	DU35
0.375	1.900	12.40	DU36	DU35
0.417	1.725	10.65	DU35	DU35
0.458	1.564	9.06	DU34	DU35
0.500	1.417	7.62	DU33	DU30
0.542	1.283	6.33	DU32	DU30
0.583	1.162	5.18	DU30	DU30
0.625	1.055	4.20	DU29	DU30
0.667	0.961	3.36	DU28	DU30
0.708	0.882	2.67	DU26	DU25
0.750	0.815	2.14	DU25	DU25
0.792	0.762	1.75	DU24	DU25
0.833	0.722	1.52	DU23	DU25
0.875	0.696	1.44	DU22	DU21
0.917	0.683	1.51	DU22	DU21
0.958	0.684	1.73	DU22	DU21
1.000	0.699	2.10	DU22	DU21

3.2 시험 환경

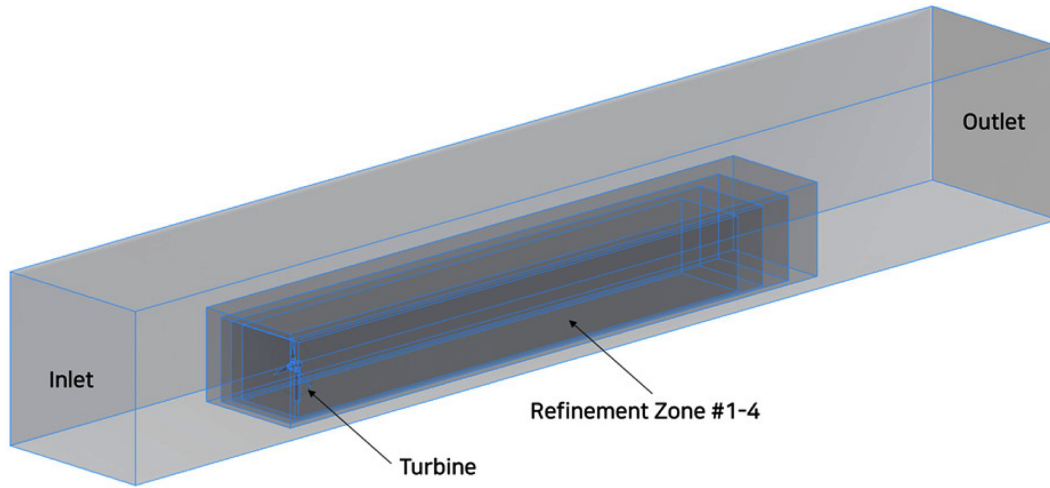
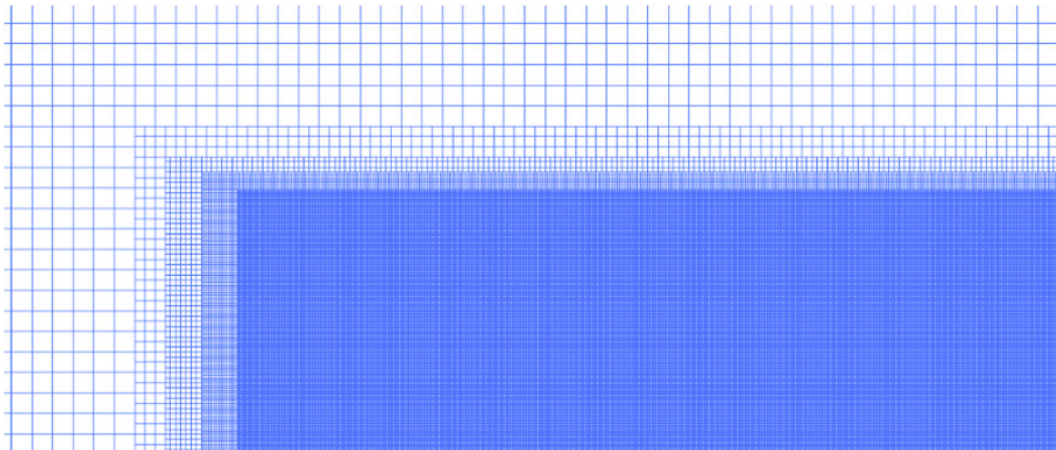
서남해안 부근에서 측정된 유속 관측 데이터를 기반으로 정격유속은 2.3 m/s으로, 입사류는 난류 성분이 없는 균일류 조건으로 고려하였다. 해당 조건에서 TSR은 블레이드 설계 시 최고 효율을 보이는 6으로 고려하였다. 이때 정격 로터 회전속도는 11RPM에 해당되며, 계산 시 원활한 수렴성을 확보하기 위해 Li *et al.*[2012]를 참고하여 매 반복계산마다 로터가 0.7도씩 회전하게 시간간격을 0.01 초로 두었다. 가장 조밀한 격자계의 경우 Courant수의 최대값은 1 이하인 0.25이다(Versteeg and Malalasekera[2007]).

3.3 계산 영역 및 격자

계산 영역은 Table 4와 Fig. 4에 제시한 바와 같이 유동방향(x), 측면방향(y), 연직방향(z)으로 각각 $-5 \leq x/D \leq 16$, $-1.5 < y/D < 1.5$, $0 < z/D < 3$ 로 고려하였고, 격자개선영역(refinement zone)의 최대 범위는 $x/D = 9.5$, $|y|/D = 0.66$, $z/D = 1.29$ 까지 유효한 범위를 가진다. 이 연구에서는 Fig. 5에서 제시한 바와 같이 조밀한 격자(G1), 중간 격자(G2), 성긴 격자(G3)의 세 가지 격자시스템을 적용하였으며, Table 5에 격자시스템에 따른 격자 크기와 블레이드 반경 내에 포함하는 최대 격자 개수를 정리하였다. Table 5를 통하여 격자가 조밀할수록(즉, G3에서 G2, G1으로 갈수록) 격자크기가 작아지고, 블레이드 반경 내에 포함되는 격자의 수가 많아지는 것을 알 수 있다. Table 6은 최종 격자 수, 격자가 분배된 CPU 개수, 530초 동안 진행되는 시뮬레이션에 걸린 실제 시간을 보여준다. G1의 경우 총 7,300만개의 격자가 사용되었고 20개 노드에 해당되는 1,360개의

Table 4. Domain and refinement zone sizes

Area		x/D		y/D		z/D	
		Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
Boundary		-5.0	16.0	-1.50	1.50	0	3.00
Refinement Zone	#1	-1.00	11.0	-1.00	1.00	0	1.62
	#2	-0.83	10.5	-0.83	0.83	0	1.46
	#3	-0.66	10.0	-0.75	0.75	0	1.38
	#4	-0.50	9.5	-0.66	0.66	0	1.29

**Fig. 4.** Domain, BCs, and grid refinement configuration.**Fig. 5.** Grid distribution and its density of G1 grid system.**Table 5.** Minimum grid sizes in axial and lateral directions for each grid system

Grid System	Min. $\Delta x/R$ (Max # of cell per R)	Min. $\Delta y/R$ and $\Delta z/R$ (Max # of cell per R)
G1	0.0176 (57)	0.0174 (57)
G2	0.0249 (40)	0.0246 (41)
G3	0.0353 (28)	0.0349 (29)

Table 6. Number of grids, CPUs allocated and computation time

Grid System	# of grid	# of CPU	# of grid per CPU (in ave.)	Computation time ($t=0\sim 500$ [s])
G1	73.0M	1360	14k	411H
G2	26.9M	680	40k	292H
G3	9.5M	680	54k	99H

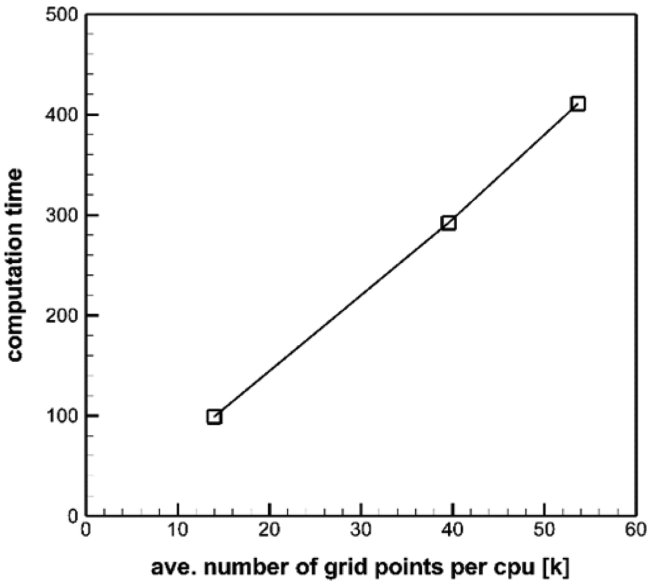


Fig. 6. Average number of grids per CPU versus computation time.

CPU에 분배되었다. 각 CPU가 50,000개 이하의 격자를 담당하여 계산 부하가 대체로 균형을 이루었으며, 평균 CPU당 격자개수 대비 계산 시간의 상관관계는 Fig. 6과 같이 선형적으로 증가하는 형태를 보여주기 때문에 프로그램의 병렬처리 확장성은 좋은 편으로 판단된다.

4. 결과 분석

4.1 터빈 출력 성능

Fig. 7은 시뮬레이션이 어느 정도 안정적인 값을 갖는 500~530 초간의 터빈 성능 자료의 평균 및 표준편차를 정리한 것이다. G1, G2, G3에 따른 결과를 보면, 피치의 경우 3.97, 1.63, 0도, 회전속도의 경우 11.01, 11.0, 9.82 RPM, 추력의 경우 694.9, 809.6, 709.0 kN, 토크의 경우 948.8, 948.7, 817.3 kNm, 출력의 경우 1.094, 1.093, 0.84 MW로 예측되었다. G1과 G2를 비교하면 피치각과 추력을 제외하고 모두 비슷한 값을 예측한 것을 알 수 있고 G1의 피치각이 G2보다 크게 예측되었는데, 피치제어 터빈의 경우 피치각이 증가할수록 추력이 감소하기 때문에 이로 인하여 G1의 추력이 G2의 추력보다 작게 예측되었다. 일반적으로 동일한 출력이 발생한다면 추력을 줄이도록 하는 것이 바람직하기 때문에 G2보다는 G1의 결과가 합리적이라고 할 수 있다. 또한 G2의 경우 표준편차가 큰 것을 알 수 있는데 이는 G2의 경우 제어가 불안정하게 이루어지고 있기 때문인 것으로 사료된다. 즉, 터빈 출력 성능을 분석함에 있어 중간 격자(G2)보다는 조밀한 격자(G1)를 사용하는 것이 바람직하다고 할 수 있다. 한편, G3의 경우 피치제어를 하지 않아도 회전수가 낮게 예측되고, 또한 출력 역시 G1과 G2의 76%에 해당하는 출력만 발생하는 것을 알 수 있고 회전속도도 G1과 G2의 89% 수준에 미친다. 이는 성긴 격자(G3)를 사용함으로써 터빈 블레이드 출력 성능을 제대로 모사하지 못하였기 때문인 것으로 사료된다.

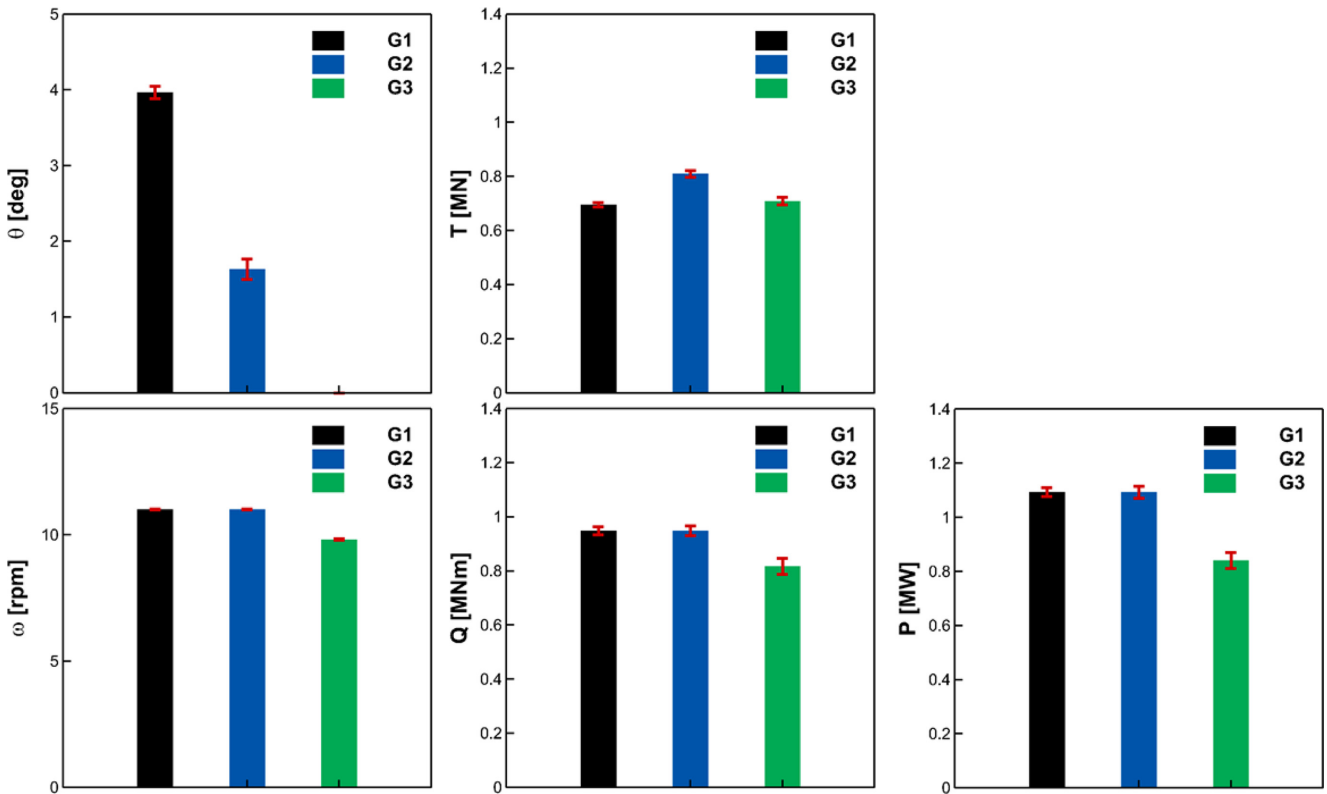


Fig. 7. Mean turbine performance comparison between grid triplet (error bar is STD).

Table 7. Grid dependency test results

Var.	G1		G2		G3	
	mean	COV [%]	mean	COV [%]	mean	COV [%]
θ [deg]	3.97	2.1	1.63	8.4	0.00	-
ω [RPM]	11.01	0.2	11.00	0.2	9.82	0.3
T [kN]	694.9	1.2	809.6	1.5	709.0	1.9
Q [kNm]	948.8	1.5	948.7	2.0	817.3	3.6
P [MW]	1.094	1.5	1.093	2.0	0.840	3.6

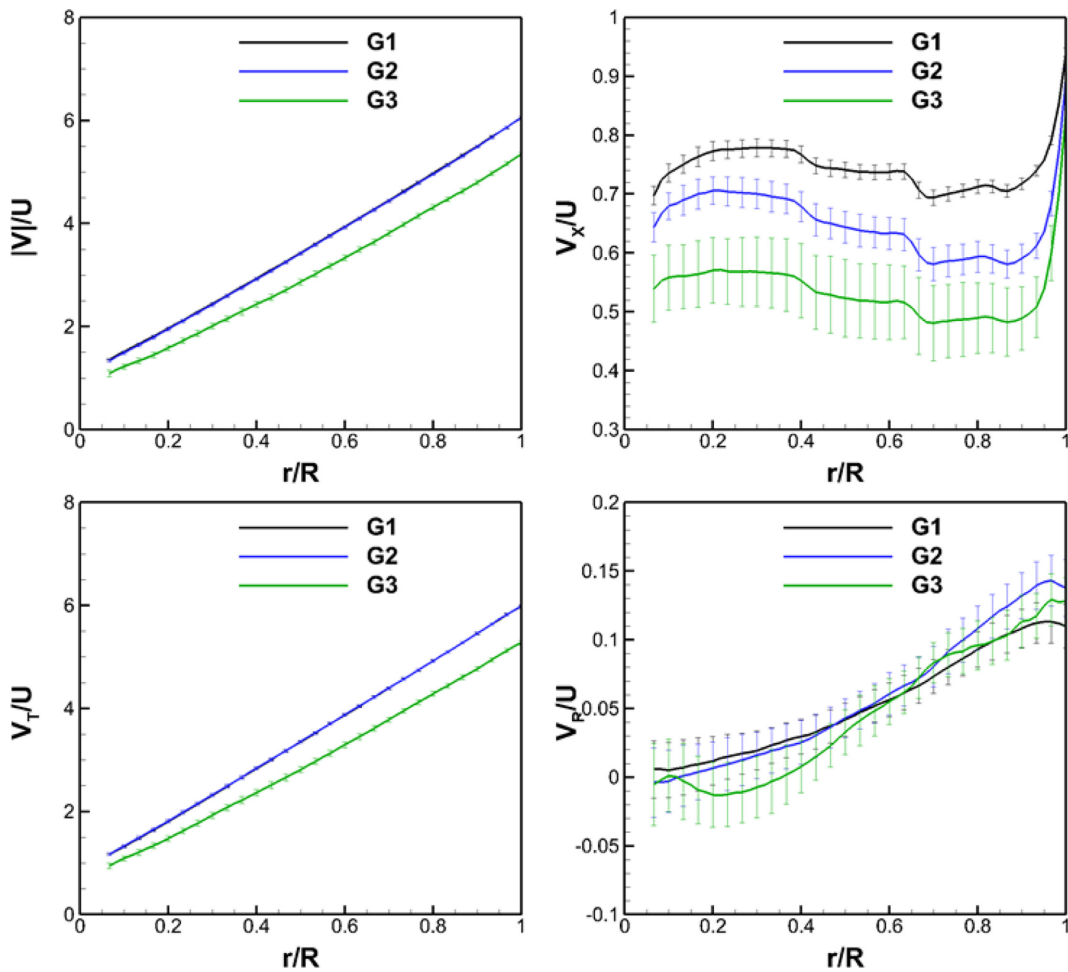


Fig. 8. Velocity magnitude and magnitudes of its components along the blade span.

4.2 블레이드 국부 성능

Fig. 8은 블레이드에 직접 작용하는 상대속도인 국부유입속도 (local incident velocity)에 대한 결과를 제시한 것으로, G1과 G2의 경우 크기가 거의 유사함을 알 수 있고, G3의 경우 회전속도가 낮아 모든 반경방향 위치에서 국부유입속도의 크기가 낮게 예측되고 있음을 알 수 있다. 스펀 방향으로 70% 지점($r/R = 0.7$)에서는 유속(flow speed)의 약 44% 정도의 국부유입속도 크기를 가지는 것을 알 수 있다. 축방향속도나 반경방향속도보다 로터의 회전속도가 국부유입속도 크기에 지배적이므로 회전방향 유속의 크기는 전체

국부유입속도의 크기와 유사한 경향을 보였고 축방향 유속의 크기는 유속의 약 50~80%의 크기를 보였다. 격자간 차이가 있었는데 G1, G2, G3순으로 낮아지는 축방향 유속의 크기는 격자간 평균적으로 유입속도의 10~15% 차이를 보였다. 반경방향으로의 속도크기는 크기가 15% 이하로 그 비중이 작지만 G1, G2, G3 모두 비슷한 경향을 보였고 본 시뮬레이션에 사용되는 ALM 계산에 영향은 없으므로 토크나 추력에 결부시키기는 어렵다.

Fig. 9는 블레이드 스펀 방향 위치(r/R)에 따른 받음각(angle of attack, AoA), 항력계수, 양력계수, 추력(T), 토크(Q)의 분포를 보여

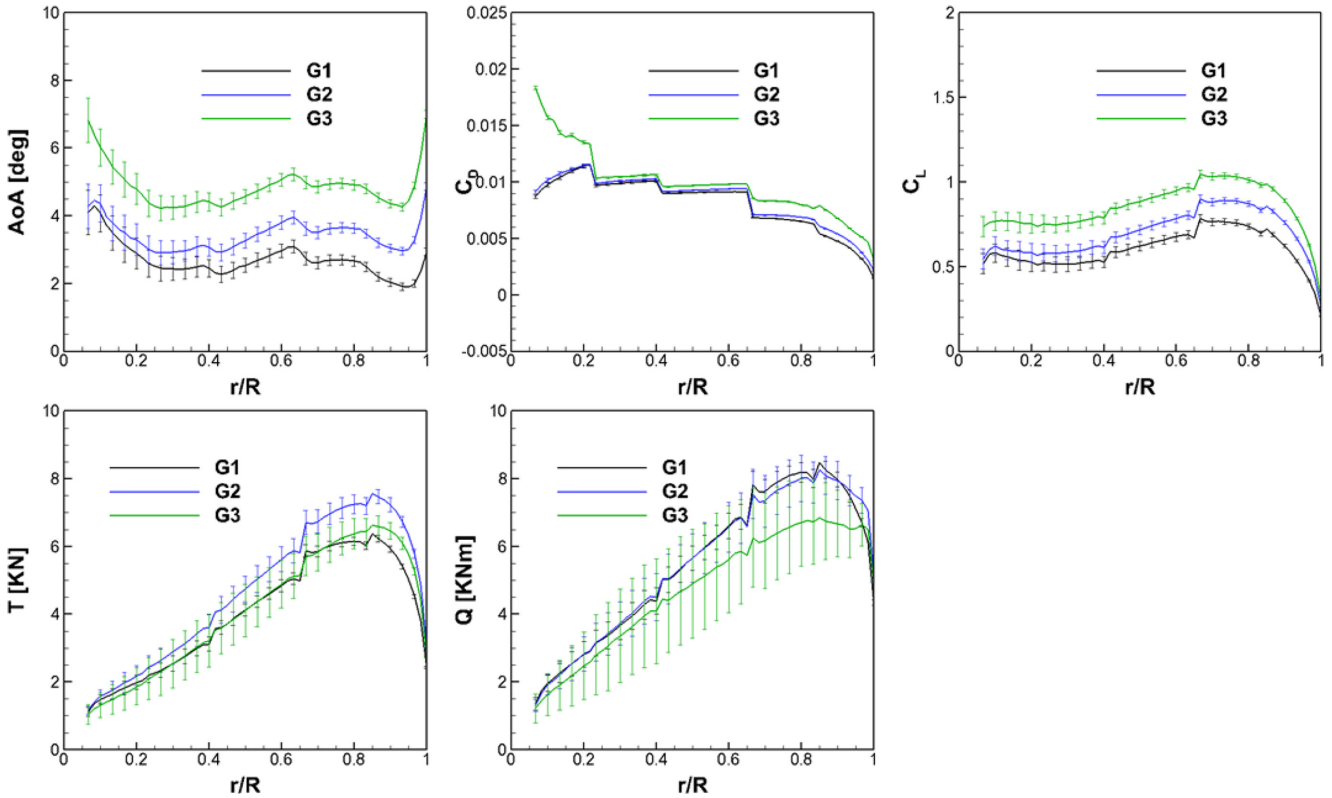


Fig. 9. Distributions of angle of attack, drag/lift coefficient, thrust and torque along the blade span.

준다. 받음각의 경우 G1이 가장 낮으며 대략 2~3도의 값을 가짐을 알 수 있고, G2의 경우 스패의 40% 이상($r/R \geq 0.4$)에서 G1보다 약 1도 높은 값을 보여주며, G3의 경우 전 스패에서 G2보다 약 1.5도 높은 크기를 보여준다. 항력계수는 양력계수의 1/50 수준으로 값이 작고, 값이 크게 변하는 지점($r/R = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$)이 있는데, 이는 ALM 계산시 블레이드 단면이 바뀌어지는 구간이라 해당 구간의 전후로 록업테이블에서의 계수 값들의 차이가 빚어내는 현상이다. 양력계수는 예측된 받음각의 범위 내에서 받음각과 선형의 관계를 가지고 있기 때문에 받음각과 같은 추세를 보인다($G1 < G2 < G3$). 추력과 토크의 스패 방향 분포는 앞선 블레이드의 전체 추력 및 전체 토크와 경향이 같고(즉, 추력의 경우 $G1 \sim G3 < G2$, 토크의 경우 $G3 < G1 \sim G2$), 모든 해석 경우에서 블레이드의 70~80%에서 가장 많이 발생하는 것으로 확인되었다.

4.3 후류 특성

Fig. 10은 터빈 후방 3, 5, 7, 9D 위치에서 유속방향 속도성분과 측면방향 속도성분의 연직방향 분포를 보여준다. G3의 유속방향 속도성분 분포는 정성적으로 $x/D \leq 7$ 구간에서 G1의 유속방향 속도성분 분포와 유사함을 보이는데, 비록 격자의 크기가 2배라도 추력이 유사하게 분석된 것과 동일한 결과라 할 수 있다. 또한 $x/D = 3, 5$ 와 같이 Near-wake 부근에서는 타워의 존재로 인해 허브 아래에서는 허브 위보다 유속 회복이 느리고 $x/D = 7, 9$ 에서는 대칭으로

회복된다. 한편 전체적으로는 G2의 경우 추력을 크게 예측하였음에도 불구하고 $x/D = 3, 5, 7$ 위치에서의 유속 분포는 오히려 G1과 G3 보다 8~10% 가량 작게 유속을 예측하는 경향을 가지고 있다. $7 \leq x/D \leq 9$ 에서는 G1이 G2나 G3보다 유속회복을 느리게 예측하는 것을 알 수 있고, 또한 격자가 성길수록 $x/D \geq 7$ 에서 유속회복을 빠르게 예측하는 것을 알 수 있다. 측면방향 속도성분 분포는 대체로 측면방향 유속의 10%값을 가지며 허브 위쪽에서는 양의 값을 가지고 허브 아래쪽에서는 음의 값을 가지므로 터빈의 회전방향과 반대되는 방향으로 측면방향 속도가 존재함을 알 수 있다. 측면방향 속도성분 분포는 비록 $x/D = 7$ 부근에서 차이가 생기나 전반적으로 G2가 G1과 더 유사한 경향을 보이고 있고, 이는 G1과 G2가 토크가 거의 유사하게 예측된 결과와 동일한 것이라 사료된다. 측면방향 속도성분 분포 역시 유속방향 속도 성분 분포와 마찬가지로 $x/D = 9$ 위치까지 거의 소멸되지 않았다.

Fig. 11은 앞서 언급된 단면들에서의 400초 이상 특정 시간에서의 측면방향 유속의 2차원 분포에 대한 스냅샷을 제시한 것이다. 세 격자가 원형의 후류 경계선에서 점진적으로 난류 혼합이 일어나는 것을 볼 수 있고 G2의 경우 상대적으로 강한 후류를 볼 수 있는데 이는 G2의 추력이 G1, G3의 추력보다 높기 때문에 주변 경계와의 혼합되는 정도가 강해진 것으로 사료된다. 단면 $x/D = 7$ 까지도 후류 내부의 저속 부분이 어느 정도 유지되는 경향을 가지지만 $x/D = 9$ 지점에서는 그 형태가 허물어진다. G3의 경우 $x/D = 9$ 지점까지는 G1

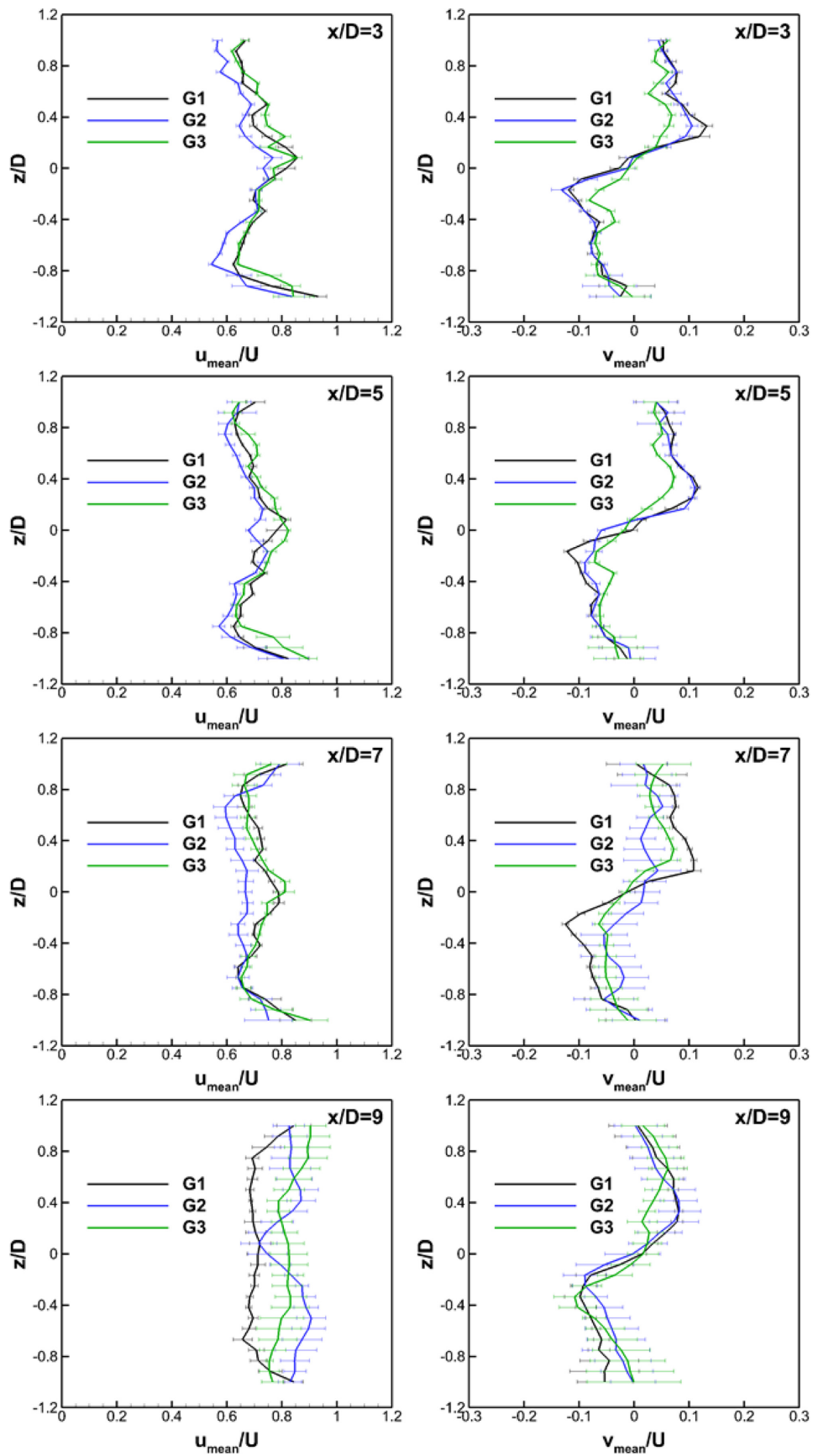


Fig. 10. Vertical distributions of axial/lateral velocities at the wake ($y=0$).

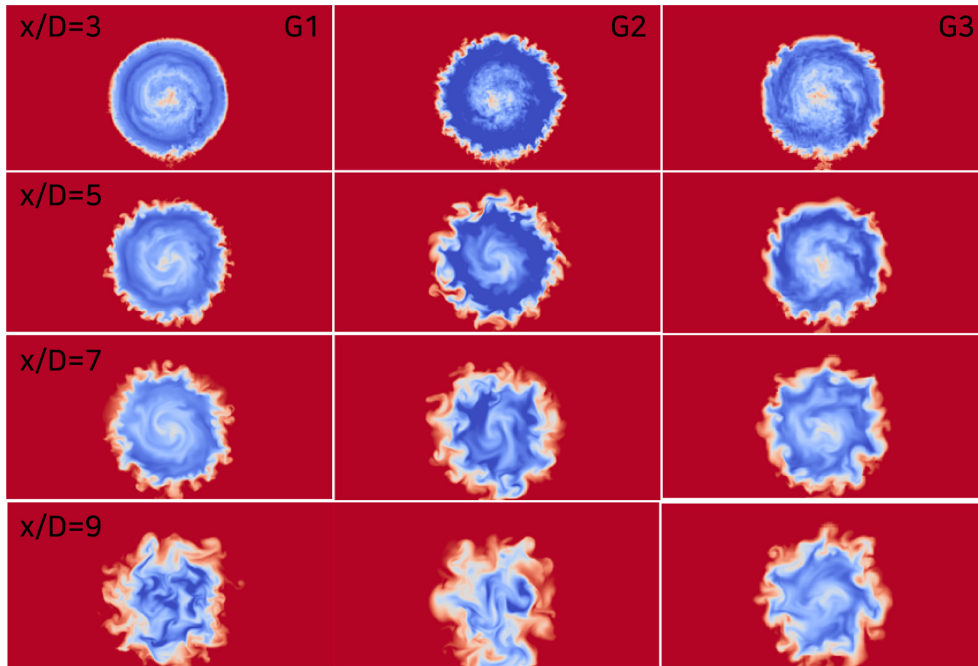


Fig. 11. Axial velocity distributions of grid triplet at the wake ($x/D = 3, 5, 7, 9, 0.6 < u_x/U < 1$).

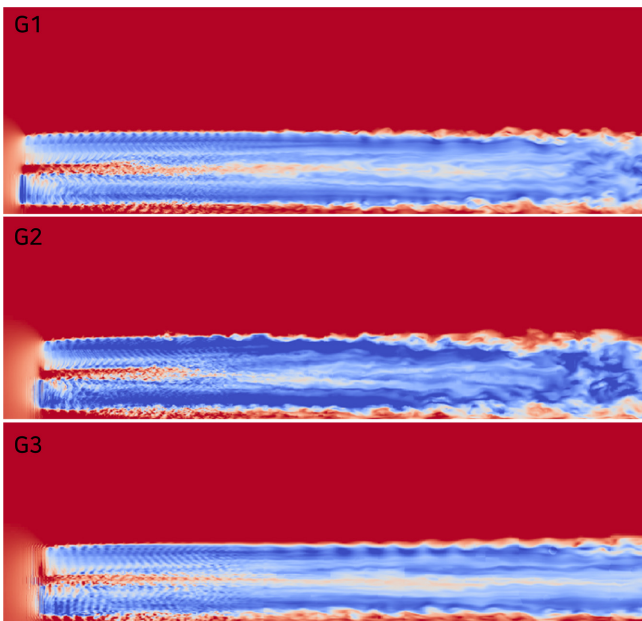


Fig. 12. Axial velocity distributions of grid triplet at the wake ($y = 0, 0.6 < u_x/U < 1$).

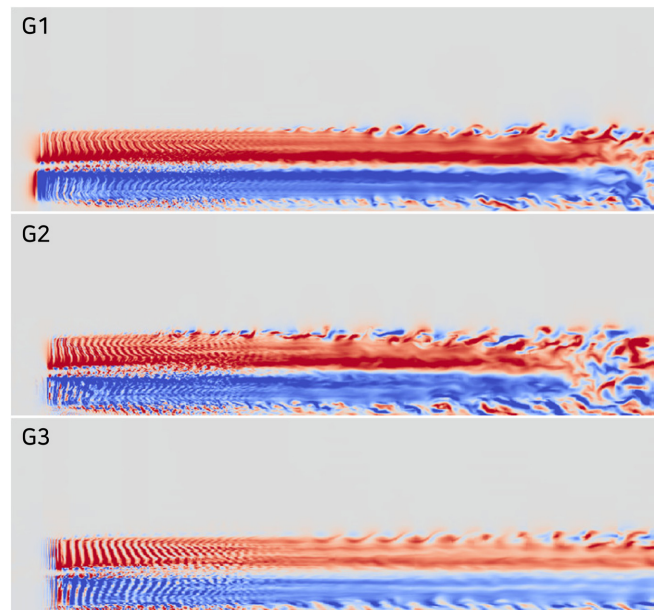


Fig. 13. Lateral velocity distributions of grid triplet at the wake ($y = 0, -0.1 < u_y/U < 0.1$).

보다 혼합이 늦어지는 경향을 보이고, 따라서 $x/D=9$ 지점 이후의 후류를 보다 정밀히 예측하기 위해서는 격자가 충분히 사용되어야 하는 점을 알 수 있다. Fig. 12, 13, 14는 측면에서 바라본 축방향, 측면방향, 높이방향 유속 2차원 분포를 제시한 것으로, Fig. 12과 13에서 G2의 경우 앞선 Fig. 11과 같이 난류 혼합이 일찍 일어나는 경향을 보여주고, G3의 경우 후류가 후방으로 전진할수록 G1보다 혼합이 늦어지는 경향을 보여준다. Fig. 12에서 $1.5 < x/D < 2$ 구간의

허브 높이에서 속도가 빨라지는 것을 알 수 있는데, 이러한 결과가 허브에서 발생하는 와류(hub vortex)에 의한 영향인지는 추가적인 연구가 필요할 것으로 사료된다. Fig. 13에서, G3는 전반적으로 속도 크기가 G1이나 G2보다 낮게 분석되는 것을 알 수 있다. Fig. 14에서 G3는 G1이나 G3보다 연직방향 속도가 일찍 와해되는 것을 알 수 있다.

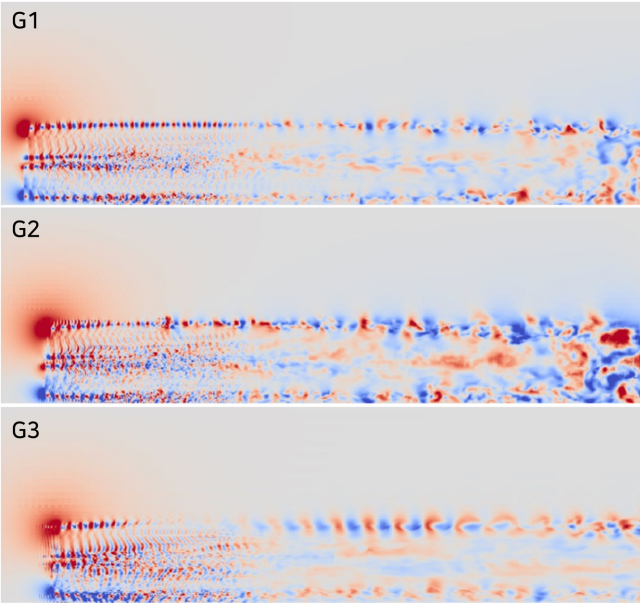


Fig. 14. Vertical velocity distributions of grid triplet at the wake ($y = 0, -0.1 < u_z / U < 0.1$).

4.4 와류 특성

Fig. 15는 $Q = 0.1$ 인 등위면(iso-surface)에 축방향 속도성분이 입혀진 모습이다(Hunt *et al.*[1988], 식 9 참조). 블레이드 끝단 와류(tip vortex)의 경우 $x/D = 3$ 지점부터 와해되기 시작하여 $x/D = 4.5$ 지점부터 형태를 완전히 잃은 모습으로 존재한다. 허브 와류(hub vortex)의 경우 처음에는 모습이 뚜렷한데 반해 $x/D = 1$ 지점 내에서 완전히 와해되고 그 영향은 타워 와류(tower vortex)에 더해져 블레이드 끝단 와류가 와해되기 시작하는 부분인 $x/D = 3$ 까지 흩뿌려진 모습으로 존재한다. 처음 $x/D = 3$ 지점까지 블레이드 끝단 와류의 최외각 부분은 유입속도와 비슷한 속도를 보이거나 와류 링(vortex ring)의 바로 안쪽 부분은 축방향 속도가 현저히 느리다. 완전히 와해된 후의 와류의 축방향 속도 크기는 산재하는 것으로 보

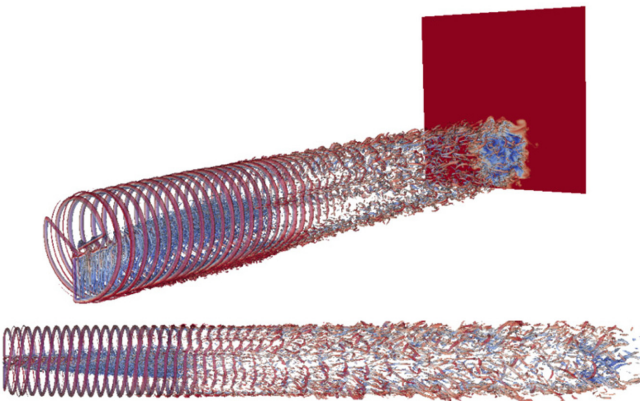


Fig. 15. Axial velocity distribution at the iso-surface of $Q = 0.1$ and $x/D = 9$ slice.

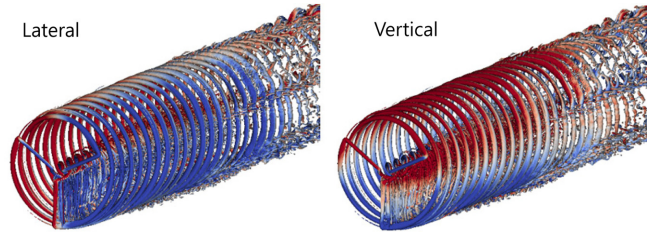


Fig. 16. Velocity distributions at the iso-surface of $Q = 0.1$ ($G1, 0.6 < u_x / U < 1, -0.1 < (u_y, u_z) / U < 0.1$).

인다. Fig. 16는 같은 Q 등위면에 측면방향 속도성분과 연직방향 속도성분이 입혀진 모습을 보여준다. 측면방향 속도와 연직방향 속도 모두 블레이드 끝단 와류가 팽창하는 방향으로 존재하고(앞에서 봤을 때 터빈의 왼쪽이 +y, 위쪽이 +z) 허브 와류는 끝단 와류와 속도 방향이 정반대이며 타워 와류의 경우 항상 오른쪽으로 가려는 성질을 보여준다.

$$Q = -\frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] - \left[\frac{\partial u_x}{\partial y} \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \frac{\partial u_z}{\partial y} \right] \tag{9}$$

5. 결 론

본 연구에서는 OpenFOAM 기반 LES 솔버(solver)인 SOWFA를 사용하여 피치제어가 가능한 1MW급 조류발전터빈에 대한 유체 성능 및 후류 분석을 수행하였다. 격자시뮬을 위하여 세 가지 격자 조건, 즉 조밀한 격자(G1, 73백만개 격자 사용), 중간 격자(G2, 26.9백만개 격자 사용) 및 성긴 격자(G3, 9.5백만개 격자 사용)에 대하여 수치실험을 수행하여 아래와 같은 결과를 도출하였다.

(1) 터빈 성능과 관련하여, 중간 격자(G2)의 경우 조밀한 격자(G1) 결과와 거의 유사한 토크, 회전속도, 출력을 예측하였지만, 피치각은 2.3도 낮게, 추력은 크게, 특히 변동계수가 상대적으로 크게 분석되었다. 한편, 성긴 격자(G3)를 사용한 경우 격자 해상도가 낮아 토크, 회전속도, 출력 모두 낮게 예측되었고, 피치제어 또한 작동하지 않았다.

(2) 블레이드 스펠 방향으로의 성능 분포를 확인하였을 때, 블레이드의 80~90% 위치에서 최대 추력과 토크가 발생하는 것을 알 수 있었고, 격자시스템에 따른 받음각, 양력계수는 각각 1~1.5도, 0.1~0.2 정도의 차이를 보였다.

(3) 후류 분석 결과, 중간 격자(G2)를 사용한 경우, $x/D = 7$ 지점까지 G1보다 후류의 축방향 유속 손실이 G1이나 G3보다 컸으며, 이는 추력에 영향을 받은 것으로 사료된다.

(4) 전반적으로 축방향 유속손실은 터빈 블레이드 부분에서부터 회복되기 시작되나, $x/D = 9$ 지점까지도 완전히 회복되지 않음을 알 수 있다. 또한 격자가 성길수록 유속 회복이 빨리 일어나는 결과를 보여주며 따라서 정확한 후류의 예측을 위해서는 적어도 G1 이상의 격자 조밀도를 가져야 함을 알 수 있었다.

(5) 측면방향 유속은 터빈의 회전 방향에 반대되는 방향으로 최대 작동 유속의 10% 수준이었다. 전구간에 걸쳐 G2와 G1과의 유사 정도가 G3와 G1과의 유사 정도보다 높았고 이는 G2와 G1이 토크를 비슷하게 예측했기 때문이라 사료된다.

(6) 측면방향 유속은 $x/D = 9$ 지점까지 거의 소멸되지 않았다. 후류의 2차원 분포를 살펴보면 G2의 경우 후류의 최외각에서 난류 혼합이 G1이나 G3보다 활발한 것을 알 수 있는데 이는 높은 추력에 영향을 받은 것으로 보인다.

본 연구를 통하여, 터빈 2기 이상의 발전단지에 대한 시뮬레이션 시 터빈 유체 성능 및 후류 분석 시의 정확성을 확보하기 위해서는 조밀한 격자를 사용하여야 함을 알 수 있었으며, 향후 연구에서는 2기 이상의 조류발전터빈을 적용한 발전단지 성능해석을 수행하여 터빈 간 간섭 등의 영향을 추가적으로 검토하여야 할 것이다.

후 기

이 연구는 2020년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 재원을 받아 수행된 연구임(과제명: 1MW급 조류발전 상용화 시스템 개발, 과제번호 20190499).

References

- [1] Baratchi, F., Jeans, T.L. and Gerber, A.G., 2017, Actuator Line Simulation of a Tidal Turbine in Straight and Yawed Flows, *Int. J. Marine Energy*, 19, 235-255.
- [2] Benard, P., Vire, A., Moureau, V., Lartigue, G., Beaudet, L., Deglaire, P. and Bricteux, L., 2018, Large-Eddy Simulation of Wind Turbines Wakes Including Geometrical Effects, *Computers and Fluids*, 173, 133-139.
- [3] Churchfield, M., Sang, L., and Moriarty, P.J., 2013, Adding Complex Terrain and Stable Atmospheric Condition Capability to the OpenFOAM-based Flow Solver of the Simulator for On/Offshore Wind Farm Applications (SOWFA), in *Proc. of the 1st Symposium on OpenFOAM in Wind Energy*, Oldenburg, Germany, March 20-21, 2013.
- [4] Fleming, P., Gebraad, P., Churchfield, M., Lee, S., Johnson, K., Michalakes, J., van Wingerden, J.-W., and Moriarty, P., 2013, SOWFA+Super Controller User's Manual. Technical Report NREL/TP-5000-59197, August 2013.
- [5] Fleming, P., Lee, S., Churchfield, M., Scholbrock, A., Michalakes, J., Johnson, K., Moriarty, P., Gebraad, P., and van Wingerden, J., 2013, The SOWFA Super-Controller: A High-Fidelity Tool for Evaluating Wind Plant Control Approaches, in *proc. of EWEA 2013*, Vienna, Austria.
- [6] Hunt, J.C.R., Wray, A.A. and Moin, P., 1988, Eddies, Streams, and Convergence Zones in Turbulent Flows, *Center for Turbulence Research Report CTR-S88*, 193-208.
- [7] Issa, R.I., 1986, Solution of the Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator-splitting, *J. Computational Physics*, 62(1), 40-65.
- [8] Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W. and Scott, G., Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development, 2009, Technical Report NREL/TP-500-38060.
- [9] Li, Y., Paik, K., Xing, T. and Carrica, P.M., Dynamic Overset CFD Simulations of Wind Turbine Aerodynamics, 2012, *Renewable Energy*, 37, 285-298.
- [10] Olczak, A., Stallard, T., Feng, T. and Stansby, P.K., 2016, Comparison of a RANS Blade Element Model for Tidal Turbine Arrays with Laboratory Scale Measurements of Wake Velocity and Rotor Thrust, *J. Fluids and Structures*, 64, 87-106.
- [11] Troldborg, N., Larsen, G.C., Madsen, H.A., Hansen, K.S., Sorensen, J.N. and Mikkelsen, R., 2011, Numerical Simulations of Wake Interaction Between Two Wind Turbines at Various Inflow Conditions, *Wind Energy*, 14(7), 859-876.
- [12] Turnock, S.R., Phillips, A.B., Banks, J. and Nicholls-Lee, R., 2011, Modelling Tidal Current Turbine Wakes using a Coupled RANS-BEMT Approach as a Tool for Analyzing Power Capture of Arrays of Turbines, *Ocean Engineering*, 28(11-12), 1300-1307.
- [13] Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*, second ed., Pearson, Harlow.

Received 23 November 2020

1st Revised 21 December 2020, 2nd Revised 1 February 2021

Accepted 8 February 2021