



[2019-6-ME-004]

CFD 기법을 활용한 플랜지타입 디퓨저 최적화 및 조류터빈 출력성능해석

김인철¹⁾ · 김민성²⁾ · 윤종수³⁾ · 이영호^{4)*}

Flanged-Diffuser Optimization Using CFD Method and Power Performance Analysis of Tidal Turbine

Incheol Kim¹⁾ · Minsung Kim²⁾ · Jongsu Yoon³⁾ · Youngho Lee^{4)*}

Received 14 December 2018 Revised 10 May 2019 Accepted 13 May 2019

ABSTRACT In South Korea, it is estimated that more than 6GW of potential tidal power is available. Tidal turbines can generate electricity from tidal energy, even at a flow velocity of 1 m/s, but flow a velocity of 2 m/s or more is preferred to ensure economic efficiency. South Korea has abundant tidal energy resources, where the flow velocity is approximately 1 m/s, but a few places have a flow velocity of more than 2 m/s. The aim of this study was to design a low flow rate tidal current turbine system with a diffuser. The blade geometry was designed based on the BEM theory for a design water speed of 1.8 m/s. The power performance of the diffuser was analyzed using Ansys-CFX and optimized using the response surface method. The purpose of turbine performance analysis was to increase the flow rate introduced by the low pressure zone at the rear due to the effects of the flange of the diffuser. The length of the flange was studied to check the flange effect on the turbine performance. The efficiency was calculated as a function of the turbine area with an output coefficient of 0.756 at 1.5 m/s. The efficiency was increased by approximately 32% compared to that of the bare turbine.

Key words Flanged-Diffuser(플랜지타입 디퓨저), Tidal turbine(조류터빈), Power performance analysis(출력성능해석), Response surface method(반응표면법), CFD(전산유체역학)

1. 서론

전 세계 탄소 배출량은 화석연료 공급의 기대에 맞춰,

- 1) Postdoctoral Research Institute, Creative Engineering Design Education Team of Offshore Plant Core Equipment, Korea Marine Engineering University
- 2) Ph.D. Candidate, Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Korea Marine Engineering University
- 3) Researcher Engineer, Energy Environment Center, Korea Marine Equipment Research Institute
- 4) Professor, Division of Mechanical Engineering, Korea Maritime and Ocean University

*Corresponding author: lyh@kmou.ac.kr

Tel: +82-51-410-4293 Fax: +82-51-403-1214

2030년을 정점에 이를 것으로 예상된다^[1]. 천연가스와 석탄을 포함하는 화석 연료는 여전히 2012년에 84%의 점유율을 차지하는 주요 에너지원이며, 2040년에는 78%로 감소할 것으로 예상된다. 여전히 화석연료가 대다수이지만 원자력 및 재생 에너지에서의 에너지 발전 증가로 인해 화석연료 사용 감소가 예상된다^[2]. REN21이 펴낸 Renewables 2016 Global Status Report에 따르면 전 세계 많은 국가에서 재생에너지가 경쟁력 있는 주류 에너지원으로 확고히 자리를 잡았음을 보여준다^[3]. 조류발전은 2015년에 발표된 Energy technologies institute(ETI)의 연구결과에 따르면, 세계적으로 약100TWh/year에 이르는 광대한 조류에

너지자원의 활용이 가능한 것으로 분석되고 있다^[4]. 또한 현 정부는 탈 원전을 위한 방안으로 신재생에너지원의 전력 생산 비율을 2030년까지 20%까지 증가시키겠다는 “신재생3020” 정책을 발표하였다^[5]. 이를 태양광과 풍력으로 보급하기에는 대한민국 실정상 제약이 많이 따라 해양에너지에 관심이 집중되고 있으며, 우리나라는 6GW 이상의 조류에너지가 부존 되어 있는 것으로 추정되고 있다^[6]. 조류터빈은 조류속도가 1m/s 내외인 흐름에서도 발전이 가능하나 경제성을 확보하기 위해서는 2m/s 이상의 유속이 되어야 한다^[7]. 우리나라는 서남지역에 조류자원이 풍부하지만 평균 유속이 2m/s 이상 되는 곳은 한정적이며, 1m/s 내외의 유속은 많이 분포하고 있다. Belloni C.에 따르면 2013년 Lunar Energy Ltd.의 Rotech Tidal Turbine, OpenHydro Group Ltd.의 open-Centre Turbine 등 덕트를 활용한 조류터빈에 대한 많은 연구가 진행되었다^[8]. 본 논문은 낮은 유속 지역에 적합한 최소 5kW급 수중 조류발전장치 개발에 관한 연구결과의 일부로서, 플랜지 타입의 디퓨저형 유속증가장치를 설계하였고, 반응표면법을 활용하여 디퓨저의 최적설계를 진행하였다. 또한, BEM 이론을 통해 조류터빈에 사용되는 블레이드를 설계하였으며, CFD해석을 통해 출력성능해석 결과를 다루고자 한다.

2. 블레이드 형상설계

조류터빈의 블레이드 설계는 풍력터빈 블레이드 공력설계에서 사용되는 BEM이론을 적용하여 형상설계를 수행하였으며 CFD 해석을 통하여 성능을 확인하였다.

본 논문에서 사용된 에어포일은 NREL-S시리즈인 S822를 사용하였으며, 설계유속 1.8m/s, 주속비는 7에서 설계를 진행하였다. Fig. 1은 블레이드의 3D 모델링을 보여주고 있으며, Table 1은 블레이드 정보를 나타내었고, Table 3은 설계된 블레이드의 각 섹션 값을 보여주고 있다.



Fig. 1. 3D Modeling of blade

Table 1. Design specifications of turbine

| Design Parameters | Value |
|------------------------------------|-------|
| Rated power (kW) | 7 |
| Rated water velocity (m/s) | 1.8 |
| Design TSR | 7 |
| Rotor diameter (m) | 2.712 |
| Rotational speed (rpm) | 89 |
| Water Density (kg/m ³) | 1025 |

Table 2. Boundary conditions of single turbine

| Boundary conditions | Value |
|-------------------------|--------------------------------|
| Computational mesh node | 8,000,000 |
| Mesh type | Multi block Hexa |
| Simulation type | Steady state |
| Turbulence type | SST |
| Fluid | Water of 1 phase |
| Inlet | Velocity / 1.5 m/s |
| Outer wall | Opening / 0 Pa |
| Outlet | Average static pressure / 0 Pa |
| Airfoil | S822 |

Table 3. Information of blade

| Local Position | Radial Distance [mm] | Chord Length [mm] | Twist [°] | Airfoil |
|----------------|----------------------|-------------------|-----------|----------|
| 0.05 | 68 | 190.27 | 30.59 | cylinder |
| 0.1 | 136 | 183.77 | 29.73 | cylinder |
| 0.15 | 203 | 177.26 | 24.35 | cylinder |
| 0.2 | 271 | 170.76 | 19.66 | S822 |
| 0.25 | 339 | 164.26 | 16.05 | S822 |
| 0.3 | 407 | 157.75 | 13.32 | S822 |
| 0.35 | 475 | 151.25 | 11.2 | S822 |
| 0.4 | 542 | 144.75 | 9.54 | S822 |
| 0.45 | 610 | 138.24 | 8.2 | S822 |
| 0.5 | 678 | 131.74 | 7.1 | S822 |
| 0.55 | 746 | 125.24 | 6.18 | S822 |
| 0.6 | 814 | 118.73 | 5.41 | S822 |
| 0.65 | 881 | 122.23 | 4.74 | S822 |
| 0.7 | 949 | 105.73 | 4.17 | S822 |
| 0.75 | 1017 | 99.22 | 3.66 | S822 |
| 0.8 | 1085 | 92.72 | 3.2 | S822 |
| 0.85 | 1153 | 86.22 | 2.76 | S822 |
| 0.9 | 1220 | 79.71 | 2.3 | S822 |
| 0.95 | 1288 | 73.21 | 1.75 | S822 |
| 1 | 1356 | 66.71 | 0 | S822 |

계산조건은 Table 2와 같으며, 격자의 개수는 800만 노드를 사용하였으며, 4장과 동일하게 세팅하여 해석을 진행하였다.

Fig. 2, 3은 싱글 터빈에 대한 해석 결과로 설계한 싱글 터빈의 CFD해석 결과 TSR8에서 최대 효율 43%를 확인 할 수 있었고, Fig. 4와 같이 블레이드의 흡입면에 대한 유선을 확인한 결과 TSR7에서의 허브부터 팁까지 반경류가 생성되는 것을 확인 하였고, TSR8에서 없어지는 것을 확인 하였다. 이러한 결과 설계지점이 TSR7에서 효율이 소폭 감소하는 것을 확인 할 수 있었다.

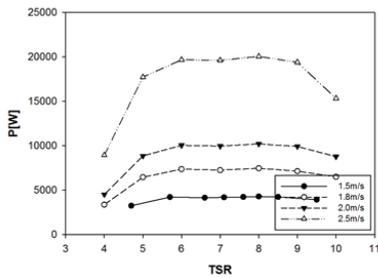


Fig. 2. The power output at TSR

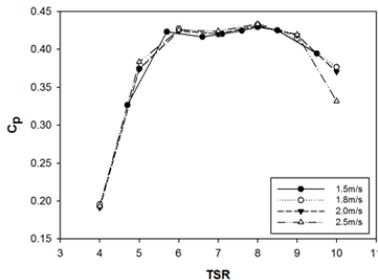


Fig. 3. The coefficient of power at TSR



Fig. 4. Surface streamline - TSR7

3. 플랜지타입 디퓨저 최적화

유속증가장치는 기본적으로 유입유동의 단면적 축소에 의한 흐름 가속화 현상을 이용하여 조류터빈의 성능향상에 기여한다^[9]. 본 연구에서는 Ohya의 풍력터빈에 사용된 형상을 참조하여 디퓨저 후단에 발생하는 저압부를 활용하여

덕트의 유속이 올라가도록 디퓨저의 초기형상을 설계하였으며^[10], 표면반응법의 CFD 기법을 사용하여 최적화를 진행하였다^[11].

Fig. 5는 반응표면법의 해석 순서도를 보여주고 있으며, 그림과 같은 순서로 반응표면법을 활용하여 최적화 진행방법에 대하여 설명하고자 한다.

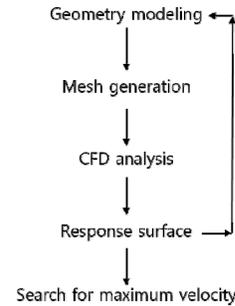


Fig. 5. Flow chart of goal driven response surface optimization

3.1 계산 격자 및 수치해석 조건

Fig. 6은 초기형상을 보여주는 모델링의 2D 그림이며, Ansys Workbench 모델링을 통하여 모델링을 진행하였고, 그림에 나오는 L58, V36, L63, R59는 최적화를 위해 변경되는 4개의 변수로 설정을 하였다. Table 4는 변수값에 대하여 터빈의 직경에 따른 무차원수로 나타내었다.

Fig. 7은 계산경계조건을 보여주고 있으며, 단순한 계산이기 때문에 전체 모델링 중 10°만 형성하여 계산을 수행하

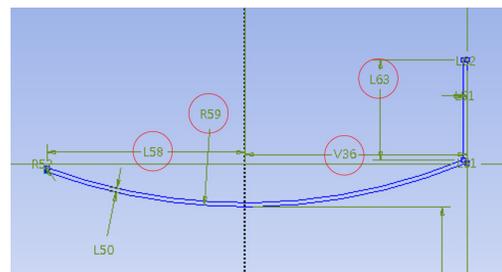


Fig. 6. Design Parameters

Table 4. Design variable for diffuser

| Design variables | Dimensionless number value |
|------------------|----------------------------|
| L58 | 0.178D |
| V36 | 0.199D |
| L63 | 0.09D |
| R59 | 0.522D |

였으며, 외부 유동장은 디퓨저 크기의 입구방향 3배, 위쪽 방향 5배, 출구방향 7배 만큼 확보하여 계산결과와 수렴에 필요한 안정성과 정확성을 높여 계산을 하였고, 계산에 사용된 격자 및 계산 조건은 Table 5에 상세하게 나타내었다.

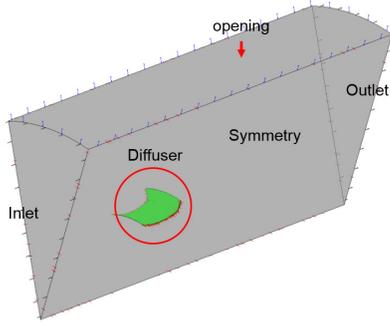


Fig. 7. Boundary Conditions

Table 5. Boundary condition used for diffuser optimization

| Boundary conditions | Value |
|-------------------------|--------------------------------|
| Computational mesh node | 890,000 |
| Mesh type | Tetra-hedral, prism |
| Simulation type | Steady state |
| Turbulence type | K-Epsilon |
| Fluid | Water of 1 phase |
| Inlet | Velocity / 1.5 m/s |
| Outer wall | Opening / 0 Pa |
| Outlet | Average static pressure / 0 Pa |

Fig. 8은 CFX-Post 화면을 보여주고 있으며, 최적화를 통해 얻는 결과를 도출할 표면을 설정하기위해 기본설계된 디퓨저의 해석 결과를 보여주고 있다. 본 논문에서 사용할

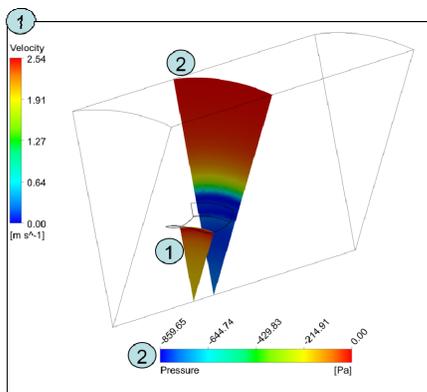


Fig. 8. Setup of response surface

표면은 두 개로, 그림의 1번은 터빈이 위치하는 곳의 단면에 유속 분포도를 보여주고 있으며, 2번은 디퓨저를 통과한 후에 압력 분포도를 보여주고 있다. 1번과 2번의 표면을 반응표면법에서 도출할 값으로 설정하였으며, 1번 표면의 최고 유속과 2번 표면의 최소 압력 값을 도출할 수 있게 설정을 하여 계산을 진행 하였다. 기본 설계에서 나온 최대 유속은 2.22m/s이며, 압력 값은 -209Pa 이다.

CFD 계산의 샘플링 개수는 1,000개로 세팅하여 계산을 진행하였다.

3.2 해석결과

계산결과 Fig. 9는 4가지 변수 중 L63(플랜지 높이)과 R59(디퓨저 곡률)에 따라 평균유속의 변화를 보여주는 그래프이다. Table 6은 최적화한 디퓨저의 디자인 변수를 보여주고 있고, 계산결과 평균유속 2.228m/s와 압력값 -242Pa 를 도출하였다.

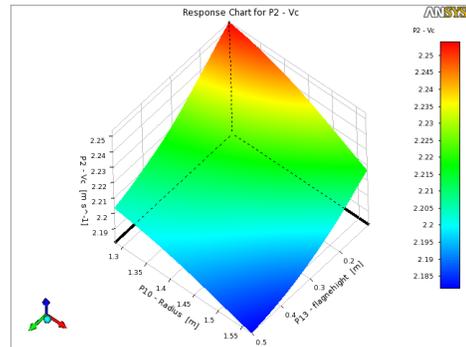


Fig. 9. Flow velocity change with the diffuser curvature and height of flange

Table 6. Optimization of diffuser design variable

| Design variables | Dimensionless number value |
|------------------|----------------------------|
| L58 | 0.195D |
| V36 | 0.206D |
| L63 | 0.174D |
| R59 | 0.504D |

4. 디퓨저 최적화를 통한 조류터빈의 출력성능해석

기본설계한 디퓨저와 최적화된 디퓨저에 대하여 조류터빈의 성능해석을 진행하였으며, 또한 이 논문에서 플랜지

의 효과를 확인하기 위해 플랜지의 길이에 따라 계산을 수행하여 성능에 미치는 영향을 확인하였다.

4.1 계산 격자 및 수치해석 조건

Fig. 10은 전체 유동장과 블레이드와 디퓨저의 격자를 보여주고 있다. SST 난류모델의 특성에 따라 수렴 및 신뢰성 있는 결과 확보를 위해 hexa 격자를 이용하여 구성하였고, 블레이드를 포함한 내부영역과 디퓨저영역, 로터와 디퓨저를 제외한 외부영역으로 나눠 격자를 구분하여 구성하였다.

디퓨저와 블레이드의 tip clearance은 10mm이기 때문에 격자를 조밀하게 구성하였다. 외부 유동장은 블레이드 반경의 입구방향으로 5배 만큼의 거리를 확보 하였으며, 위쪽방향으로 7배, 출구 방향으로 10배 만큼의 유동장을 생성하여 계산결과 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. 격자의 개수의 node의 수는 약 1,200만개이며, ICEM-CFD ver.13을 사용하여 생성하였다.

유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.13을 사용하였고, 유동박리 현상이 잘 발생하는 유동장의 해석에서 블레이드 표면으로부터 발생하는 실속현상 등을 포함한 복잡한 3차원 유동현상을 파악하기 위해서 SST의 난류모델을 사용 하였으며, 첫 번째 node까지의 무차원 거리인 y^+ 값은 10이하의 값을 유지하였으며, 정상상태계산을 통한 해석을 수행하였다. 계산 도메인은 Fig. 11과 동일한 도메인으로 구성을 하였다. 경계조건은 입구 유입유속 1.5m/s

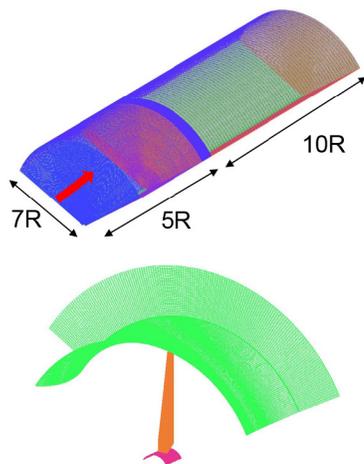


Fig. 10. Computational Mesh

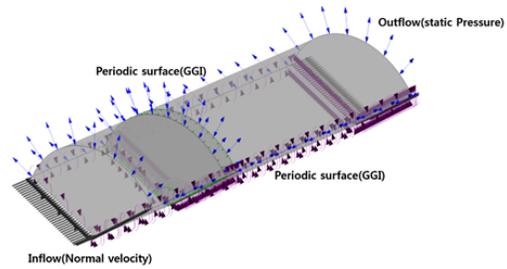


Fig. 11. Boundary conditions

Table 7. Boundary conditions of turbine with diffuser

| Boundary conditions | Value |
|-------------------------|--------------------------------|
| Computational mesh node | 12,000,000 |
| Mesh type | Multi block Hexa |
| Simulation type | Steady state |
| Turbulence type | SST |
| Fluid | Water of 1 phase |
| Inlet | Velocity / 1.5 m/s |
| Outer wall | Opening / 0 Pa |
| Outlet | Average static pressure / 0 Pa |
| Airfoil | S822 |

의 유속 조건을 주었고 출구는 압력조건을 설정하였다. 블레이드의 회전속도는 TSR에 따른 회전속도를 변경하였으며, 120°간격의 주기조건을 적용하여 디퓨저 및 블레이드 영역을 구성하여 해석을 수행 하였다. 회전영역과 정적영역이 접하는 면들은 각각 GGI(General Grid Interface)의 조건을 적용하였다. 그 외 허브 및 블레이드 디퓨저에 대해 wall을 적용하였다. 자세한 계산 조건은 Table 7에 나타내었다.

4.2 해석결과

모든 출력과 출력계수에 사용된 면적은 터빈의 면적을 사용하여 해석결과를 도출하였고, Fig. 12와 13에 출력성능해석에 대한 결과를 나타내었다.

Fig. 12는 최적형상에 대한 출력 그래프로 기본설계 디퓨저의 형상에 비해 출력이 높은 것을 확인할 수 있으며, 플랜지 길이가 길어짐에 따라 출력 또한 증가하는 것을 확인하였다.

이때의 효율은 Fig. 13에 나타내었으며, 반응표면법에 의해 설계된 최적화된 0.17D의 플랜지 길이에서의 효율은

0.756의 효율을 얻을 수 있었으며, 디퓨저 면적으로 효율 계산을 하였을 때 0.635의 효율을 보이는 것을 확인 하였고, 0.25D일 때의 최대효율은 0.8이다.

또한 0.17D의 플랜지를 사용하였을 때 터빈만 사용하였을 때보다 출력은 76% 증가하였으며, 효율은 32%증가 하

였다. 또한, 디퓨저를 적용한 결과 최적 주속비가 이동하는 것을 확인 할 수 있었다. 이와 같은 현상은 참고문헌과 선행연구를 참고하면 설계 주속비 TSR4~5에서는 최적 주속비 변동이 없었으나, 높은 설계 주속비로 인하여 덕트를 적용한 결과 최적 주속비가 이동한 것으로 판단된다. IEC/TS 62600에 근거하여 Fig. 14는 장치 전체 면적에 대한 효율을 나타내고 있으며, 플랜지가 증가함에 따라 출력은 증가 하지만 최대 효율은 0.15D 플랜지 높이에서 최대 효율을 보이고 있으며, 이때 효율은 0.43이다.

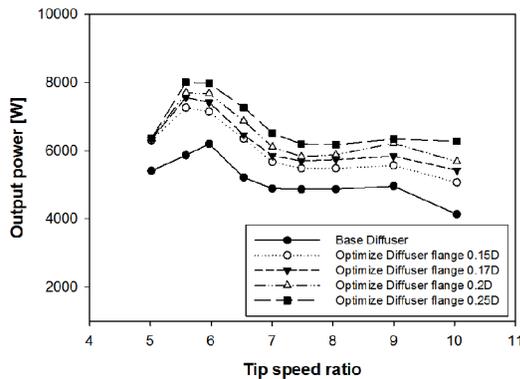


Fig. 12. Comparison of Power curves

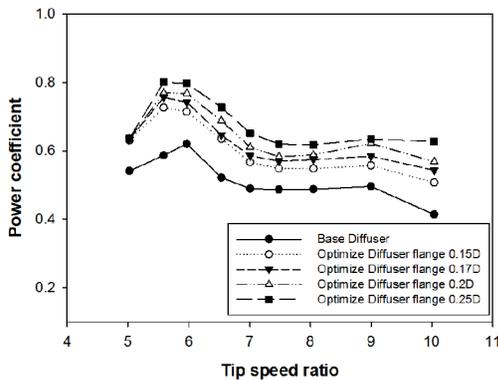


Fig. 13. Comparison of Power coefficients with respect turbine area

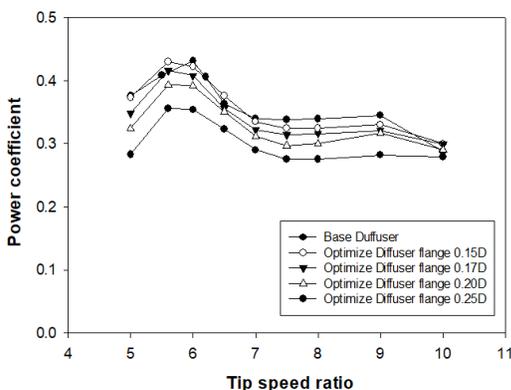


Fig. 14. Comparison of Power coefficients with respect to diffuser outlet area

5. 결론

본 연구에서 사용된 유속증가장치인 디퓨저의 타입은 플랜지를 활용하여 디퓨저의 저압부를 생성하여 유입되는 유속을 좀 더 증가시키는데 목적을 두고 설계를 하였으며, 디퓨저의 형상 최적화를 통해 조류터빈의 성능해석을 진행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 디퓨저에 의한 유입유속의 증가는 1.5m/s에서 2.3m/s 까지 증가하는 것을 확인하였다. 각 설계 변수들은 터빈직경(D)에 대해 디퓨저의 축소부 길이는 0.195D, 확대부 길이는 0.206D, 플랜지 높이는 0.174D, 디퓨저의 곡률은 0.504D임을 알 수 있다.
- 2) 최적화된 플랜지(0.17D)에서의 출력계수는 0.756이며, 터빈만 사용하였을 때보다 출력향상은 76% 증가하였으며, 효율은 32%증가 하였다.
- 3) 디퓨저의 플랜지 길이에 따라 해석한 결과 플랜지의 길이가 길어지면 출력이 향상되는 것을 확인 할 수 있었고, 최종적으로 0.25D의 플랜지 길이에서 0.8의 출력계수를 얻을 수 있었다.
- 4) 플랜지 길이에 따른 해석을 진행한 결과 장치 면적으로 계산하였을 때의 0.15D에서 0.43의 출력계수를 얻을 수 있었다.

감사의 글

본 연구는 2016년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에

너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제
입니다(No. 20163030071850).

References

- [1] P. Moriarty, and D. Honnery, 2012, “What is the global potential for renewable energy?”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **16**(1), 244-252.
- [2] EIA, *International Energy Outlook 2016, 2017*, DOE/EIA-0484(2016), U.S Energy Information Administration.
- [3] REN21, 2016, “Renewables 2016 Global Status Report”.
- [4] Energy Technologies Institute, 2015, “Tidal energy insights into tidal stream energy”, Energy Technologies Institute, pp. 2-3.
- [5] Ministry of Trade, Industry and Energy, 2017, “Renewable energy 3020 implementation plan”.
- [6] Korea Institute of Ocean Science & Technology, 2001, “Development of utilization technique for ocean energy (I): Tide tidal current energy”, Ministry of Oceans and Fisheries Project Report No. BSPM 00078-00-1347-2.
- [7] C. J. Yang, D. H. Cho, M. S. Choi and Y. H. Lee, 2006, “Trend of utilization techniques for tidal current energy”, *Proceedings of the 30th KOSME Fall conference*, pp. 149-150.
- [8] C. Belloni, 2013, “Hydrodynamics of ducted and open-centre tidal turbines”, Ph.D. Dissertation, Balliol College, University of Oxford, UK.
- [9] J. S. Lee, J. H. Jung and B. S. Kim, 2018, “Study on shape design and power performance analysis of small horizontal axis tidal turbine with duct using BEM and CFD methods”, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers*, **42**(3), 197-205.
- [10] Y. Ohya, T. Uchida and T. Karasudani, 2012, “Numerical studies of flow around a wind turbine equipped with a flanged-diffuser shroud using an actuator-disk model”, *Wind Engineering*, **36**(4), 466-472.
- [11] W. Shi, D. Wang, M. Atlar, B. Guo and K. C. Seo, 2015, “Optimal design of a thin-wall diffuser for performance improvement of a tidal energy system for an AUV”, *Ocean Engineering*, **108**, 1-9.