

마이크로 프로펠러 수차의 성능 특성

김병곤*†

Performance Characteristics of Micro Propeller Turbine

Byung-Kon Kim*†

Key Words : *Micro Propeller turbine(마이크로 프로펠러 수차), Performance Test(성능 시험), Efficiency(효율), Cavitation(캐비테이션), Hill Chart(등고선도)*

ABSTRACT

The main objective of this study is to validate the performance characteristics of newly developed micro propeller turbine based on experimental model test. For this purpose, Measurements of efficiency and cavitation tests with variations on the guide vane opening, blade rotational speed, head and load are carried out according to the IEC standard for model testing. From the tests and scale up calculation, the maximum prototype and model efficiency of the runner blade reaches as high as 90.87 % and 90.27 % respectively. Test results show that good cavitation behavior is covered in the range of output 50kW and 100 kW.

기호설명

ΔP : 고압측정부와 저압측정부의 압력차 (Pa)
 V_1 : 모델 터빈의 입구부의 평균 속도 (Q/A_1 , m/s)
 V_2 : 모델 터빈 출구부의 평균 속도 (Q/A_2 , m/s)
 Q : 작동 유체의 유량 (m^3/s)
 g : 중력 가속도 ($9.80665 m^2/s$)
 g_L : 국소 중력 가속도 ($9.79259 m^2/s$)
 ρ : 물의 밀도 (kg/m^3)
 A_2 : 모델 터빈 출구부의 흡출관의 단면적 (m^2)
 E : 비수력 에너지 ($\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}$, J/kg)
 H : 수두 (E/g , m)
 p_m : 흡출관 출구에서의 압력 (Pa)
 p_{amb} : 주위 압력 (Pa)
 p_{va} : 물의 증기압 (Pa)
 Z_r : 가이드 베인 중심선과 가이드 베인 기준면 고도 (m)
 Z_m : 출구 저압 측정부에서의 흡출 헤드의 고도 (m)
 n : 터빈의 회전수 (r/min)

T : 토크 (N-m)
 P : 수차 출력 (kW)
 K_i : 로드 변환기 계수 (N)
 L_1 : 다이내모미터 팔 길이 (m)
 n_s : 비속도 ($n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{4}{3}}}$)
 α : 가이드 베인 개도각
 η : 수차 효율 (%)
 η_m : 모델 수차 효율 (%)
 η_p : 원형(prototype)수차 효율 (%)
 η_{opt} : 최적점에서의 수차 효율 (%)
 n'_{1opt} : 최적점에서의 단위 회전 속도 (%)
 Q'_{1opt} : 최적점에서의 단위 유량 (m^3/s)
 σ_0 : 기포가 발생되기 시작하는 캐비테이션 계수 값
 σ_1 : 임계 캐비테이션 계수

* DSK 엔지니어링 (DSK Engineering Co.)

† 교신저자(Corresponding Author), E-mail : sealaunch@diskeng.com

1. 서 론

마이크로급 소수력 발전은 국내뿐만 아니라 세계적으로 가장 개발 잠재력이 큰 소수력 발전원 중의 하나로 단위 출력당 경제성이 높은 소수력 발전 시스템 개발에 관심이 집중되고 있다.

고전적인 고정식 프로펠러 수차는 저낙차 저유량의 마이크로급 환경에 대표적인 수차로서 설치, 운영 면에서 마이크로급 수차 발전에 많이 사용되어 왔지만 낙차와 유량변화에 따라 효율 변화가 급격히 저하되는 단점이 있다. 이러한 단점을 극복하기 위한 방안으로서 카플란 방식이 많이 사용되어 왔지만 러너 블레이드를 피치방향으로 조정하는 서버모터 및 가이드 베인과 러너 블레이드의 최적 각도를 생성하는 장치 등이 필요하여 경제성과 유지보수에 문제점들이 노정되어 왔다. 이러한 기존 고정식 프로펠러 수차 및 카플란 수차의 단점을 극복하기 위하여 중대형 수차 시스템에 대한 가변속 프로펠러 수차 개발을 진행하여 왔다.⁽¹⁾

국내 설치된 수차발전기는 해외기술에 의해 설계 제작된 것이 대부분이며 저낙차, 저유량에 해당하는 마이크로급 가변속 수차 개발은 거의 찾아볼 수 없다. 정부의 지원으로 마이크로급 가변속 프로펠러 수차 시스템 국산화 개발을 진행 중에 있다. 마이크로 수차 발전 시스템 국산화 개발은 수차 시스템의 핵심 기술인 터빈 블레이드뿐만 아니라 가변속 발전기, 인버터 등 전체 수차 발전 시스템을 국산화하는 것으로 마이크로급뿐만 아니라 소수력 발전 전반에 경제성을 향상시켜 풍부한 국내 소수력 자원을 최대한 활용할 뿐만 아니라 향후 해외시장에서도 경쟁력을 제고하여 산업육성에 기여할 것이다.

본 연구에서는 국내 최초로 마이크로급 가변속 수차 시스템의 특징인 수차의 회전수변화 및 가이드 베인 개도에 따른 최고 효율 및 출력 특성, 최적 제어용 알고리즘 코딩을 위한 기초 자료 확보, 수차의 안전운영 범위 등 기 개발된 가변속 프로펠러 수차의 성능 특성을 규명하기 위하여 수차의 원형(prototype)과 기하학적, 운동학적 그리고 역학적 상사성(레이놀즈 수)을 만족하는 모델 수차 시스템을 제작하여 국제 모델수차 성능시험 규범인 IEC60193을 준수하는 모델 시험을 수행하였다.

2. 가변속 직접구동 마이크로 프로펠러 수차발전 시스템

가변속 직접 구동 프로펠러 시스템은 고정식 프로펠러 수차 시스템의 단점인 유량 변화에 대한 효율 급변을 극복하기 위해 고정식 프로펠러 수차에 가이드 베인 개도에 의한 유량 조절과 인버터에 의한 회전 토크 제어로 최적 효율을 모색하

는 시스템이다. 정격 유량에서는 고정식이나 가변 수차의 효율이 동일 하지만 과부하나 부분 부하일 경우 가변일 경우가 수차 효율이 높고 운전 시간도 연장된다⁽¹⁾. 현재 개발 중인 가변속 직접구동 마이크로 프로펠러 수차 발전 시스템 구성은 Fig. 1과 같다.

상기의 수차발전 시스템 중에서 가장 핵심은 최적의 수차 시스템의 개발이다. 우선적으로 고 효율의 수차 러너 블레이드를 개발하는 것이다. 최근 컴퓨터의 급속한 발달과 비지배 분류 유전자 알고리즘 등 최적화 알고리즘의 발달로 수차 블레이드 및 가이드 베인의 최적화도 슈퍼 컴퓨터가 아닌 개인 컴퓨터에서 가능하게 되었다. 본 연구팀은 기존의 프로펠러 러너 블레이드를 참고로 하여 개량된 비지배 분류 유전 알고리즘(NSGA-II)을 이용한 고 효율 러너 블레이드 개발을 달성하였다.⁽²⁾

본 수차 발전 시스템은 Fig. 2와 같이 압력 수조, 가이드 베인, 가이드 베인 지지대, 가이드 베인 개폐 유압 장치, 러너 블레이드, 흡출관, 발전기, 인버터, 감시 제어 시스템 등으로 구성되어 있어 기존의 수차 발전 시스템과는 많은 구조적 차이를 보인다. 첫째, 본 수차 시스템은 스파이럴 케이싱(spiral casing)이 없이 외부에서 물이 관로 및 도수관을 통하여 압력 수조(pressure tank)로 바로 인입된다. 일정 높이로 압력 수조에 물이 채워지면 수조 바닥에 설치된 가이드 베인-수차-흡출관을 통하여 외부로 배출되면서 물이 가지고 있는 위치에너지를 수차를 구동시키는 구조이다. 이런 구조에서는 복잡한 스파이럴 케이싱이 없어 구조적으로 간단하고 수차 발전기는 물속에 항상 잠겨 있어 발전기 및 각종 베어링의 열 문제가 해소 된다. 둘째, 구동 수차 러너 블레이드와 발전기 사이에 증속 기어 박스 장치가 없이 수차의 회전력을 영구 자석 동기 발전기에 직접 구동한다. 이렇게 함으로써 기어장치의 소음, 진동뿐만 아니라 마모로 인한 교체가 필요 없어 유지보수비를 대폭 줄일 수 있을 것으로 기대되며 기어간 파워 전달로 인한 효율 감소 문제도 해결할 수 있다.

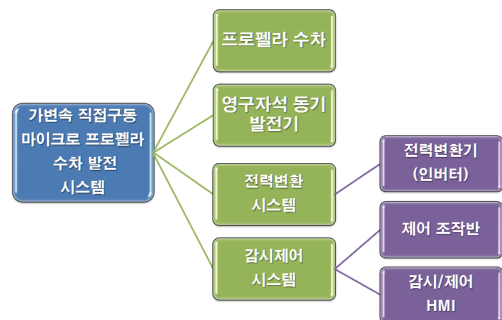


Fig. 1 Variable speed drive propeller turbine system as an alternative solution for a micro-hydro power plant

Table 2 Test stand specification

Name	Value
Maximum test head	80 m
Maximum test discharge	1.2 m ³ /s
Model runner diameter	350~500 mm
Maximum speed of dynamometer	2500 rpm
Output of dynamometer	500 kW
Uncertainty of efficiency measurement	± 0.25%

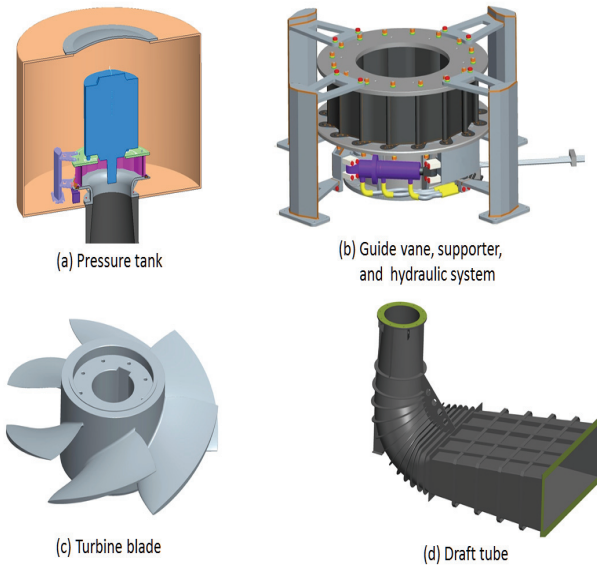


Fig. 2 Propeller turbine system

Table 1 Design specifications of propeller turbine system

Name	Value
Effective Head (H)	11.2m
Discharge (Q)	1.12 m ³ /s
Rated Power (P)	100 kW
Rated Speed (n)	900 rpm
Turbine runner blade Diameter (D)	500 mm
Hub Diameter (D _h)	245 mm
Number of blade (Z)	6 ea
Number of guide vane (N)	16 ea

Table 1에는 개발 중인 가변속 프로펠러 수차 시스템의 설계수두와 유량 조건을 나타낸다.

3. 모델 시험

3.1. 시험 장치 및 방법

모델 시험용 수력 기계 시험 설비는 수차, 펌프 및 펌프 터빈의 모델 인수 시험(acceptance test)의 국제적인 규범인 IEC60193 코드 및 표준에 따라서 제작되었으며 수차는 물론 펌프 및 펌프 터빈에 대한 전반적인 성능시험이 가능하다.⁽³⁾ Table 2와 Fig. 3에 시험 장비 사양 및 시험 장치를 나타낸다.



Fig. 3 Test Facility

Fig. 4에 물의 순환 및 시험 루프(test loop)를 나타낸다. 외부에서 인입된 물은 정화 장치를 거쳐서 저장조에 저장되고 주 펌프(main pump)를 통하여 수두 탱크(water-head tank)로 펌핑되며, 물의 흐름을 안정하게 유지하고 정확한 유량 측정을 위해 먼저 정상 상태 탱크(steady flow tank) B를 거쳐 안정화 시킨 뒤 유량계를 통과하면서 유량을 측정하고 다시 정상 상태 탱크(steady flow tank) A를 지나서 수두 탱크로 인입되고 스텝핑 모터(steping motor)를 통해서 가이드 베인의 개폐각을 조절하면 접선 방향으로 가속된 후 러너 블레이드와 흡출관을 통해서 방수 탱크(tail-water tank)로 배출된다. 수두 탱크 내의 수두가 안정되면 물은 저장조 밸브를 닫고 폐회로를 선회한다. 중간에 물을 보충할 때는 저수조 옆에 있는 정수장치를 통해서 다시 주 펌프를 통해 순환시킨다. 러너 상부 탱크와 하부 탱크 사이에 Fig. 5와 같이 차압 변환계를 설치하여 압력차로 인한 수두를 확인할 수 있다. 물이 상류에서 하류 탱크 사이에 순환하면서 물이 가지고 있는 위치 에너지를 수차에 의해서 기계 에너지로 변환된다. 러너 블레이드가 회전하면 축으로 연결된 다이어나미터를 통해서 토크를 측정한다. 일정한 수두가 되면 다이어나미터 내에 있는 DC모터로 수차의 회전수를 가변시켜 가면서 수차의 수력학적인 특성을 측정할 수 있도록 되어 있다. 방수 탱크에는 진공 펌프를 설치하여 수차러너 하단부에 저압환경을 모사하여 캐비테이션 실험이 가능하게 되어 있

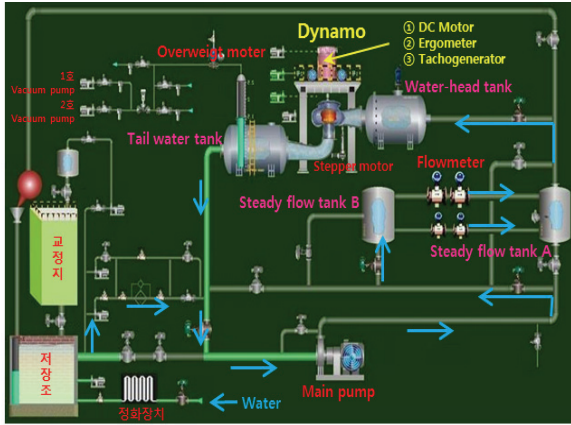


Fig. 4 Diagram of the test loop

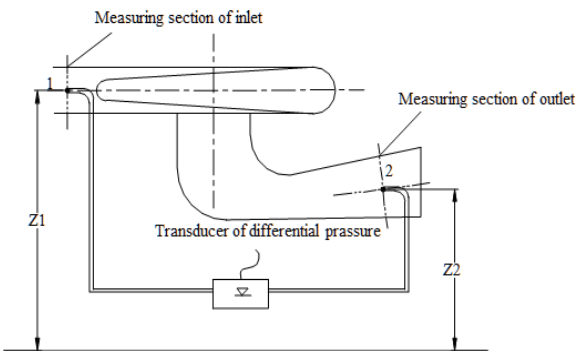


Fig. 5 Differential pressure transducer

다. 물이 과다일 경우 교정지나 저수지로 흘러가도록 설계되어 있다. 흡출관의 원추형(cone)부는 캐비테이션 발생을 육안 혹은 카메라로 가시적 효과를 확인할 수 있도록 아크릴로 제작하였다. 펌프는 900 kW 용량의 원심펌프로 인버터로 조절할 수 있게 되어 있다. 캐비테이션 시험 전에 시험장치 내에 있는 물의 공기를 약 1시간 동안 진공 펌프로 제거한다. 수차 러너의 캐비테이션 거동을 분석하기 위하여 수차 러너에서 캐비테이션이 완전히 발달할 때까지 방수 탱크의 압력을 진공 펌프를 통해서 충분한 저압 환경을 만드는 캐비테이션 시험을 행하고 Thomas 계수로 정의한다. 캐비테이션 시험은 효율 시험결과에 근거하여 정한다.

모든 시험은 원형 수차의 운전 범위인 가이드 베인 개도를 18. ~60. 사이를 2도씩 증가시켜 가면서 진행하였고, 단위 회전 속도(unit speed)는 100~320 rpm을 약 4~7 rpm씩 증가시켜 가면서 실험을 진행하였다.

단위 회전 속도(Unit speed)는 수두를 일정하게 유지하면서 모델 터빈의 회전수를 변화 시키면서 조절하였고, 물의 최고온도는 시험기간 중에 35 °C를 초과하지 않도록 유지하였다.

3.2. 측정 장치

본 실험에서 사용된 주요한 계측 장비 및 교정(calibration)

Table 3 Major measuring instruments

No	Measuring item	Type	Manufacturer	Uncertainty
1	Discharge	OPTIFLUX2000	Krohne	0.18
2	Speed	E6B2-CWZ1X	OMRON	0.02
3	Head	3051	ROSEMOUNT	0.05
4	Load	Z6F3C	HBM	0.07
5	Absolute pressure	CS200	Zhong Yang VHEMDU	0.1
6	Fluctuation	112A22	PCB	0.1
7	Air temp	W302C	Xi'an	0.1
8	Water temp	WZB-120	Xi'an	0.1
9	Angle	RVIT15-120	Kang Yu	0.1
10	Ambient pressure	MT110	YOKOGAWA	0.1

Table 4 Standard prime instruments

No	Name	Measuring range	Uncertainty
1	Calibration tank	50~150 m ³	0.047
2	DP1610 Pressure Calibrator DP1610	-70~500 kPa	0.025
3	Weight	15*20 kg	0.002

범위는 Table 3 및 Table 4와 같다. 대부분 계측 장비의 불확실성이 0.1이상이며 주요한 장비는 0.047이상이다.

3.3. 모델 터빈

본 실험에서 사용된 모델 수차 블레이드 제원, DM-80장비의 인터페이스(interface) 허브 제원 및 주요 상수 값은 Table 5와 Fig. 6과 같다. 모든 모델 터빈의 수차는 IEC 60193 standard에 따라 기하학적, 운동학적, 그리고 역학적 상사법칙을 수차원형과 만족하도록 IEC코드에서 규정한 허용공차 한계범위 내에서 제작하였다.

Table 5 Major constants and dimensions

No	Definition	Symbol	Value	Unit	Note
1	Gravity acceleration	g	9.80665	m/s ²	
2	Local gravity acceleration	g _L	9.79259	m/s ²	
3			2π/60000	1.0472×10 ⁻⁴	
4	Length of dynamometer's arm	L ₁	1.3	m	
5	ρ _g (based on standard gravity acceleration)	ρ _g	9.79655	kN/m ³	At 20 °C
6	Diameter of model runner	D ₁	0.4	m	

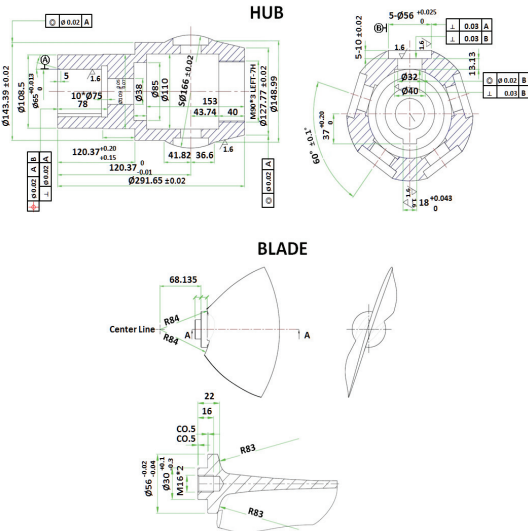


Fig. 6 Test stand interface hub and blade dimension

4. 파라미터 정의

4.1. 수두

$$E = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \quad (1)$$

$$H = \frac{E}{g} (m) \quad (2)$$

4.2. 토마 캐비테이션 계수(σ)

IEC standard 규정에 따라 NPSE(Net Positive Suction Specific Energy)의 정의는 Fig. 7과 같다^(3,4).

$$NPSE = \frac{P_m + P_{amb} - P_{va}}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} - g(Z_r - Z_m) \quad (3)$$

$$E = gH \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{NPSE}{E} \quad (5)$$

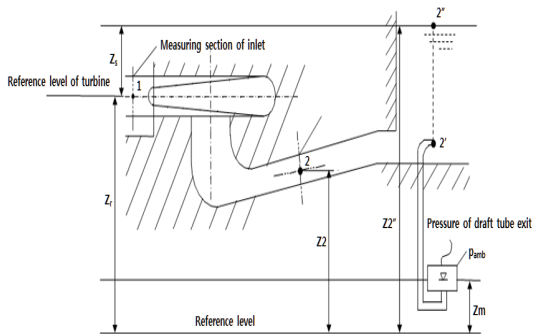


Fig. 7 Definition of NPSE

4.3. 이론 출력(P_h)

$$P_h = \rho \times g \times Q \times H (W) \quad (6)$$

4.4. 터빈 출력(P_m)

$$P_m = \frac{n \times 2\pi \times T}{60} (W) \quad (7)$$

$$T = L_1 \cdot K_1 \quad (8)$$

4.5. 효율

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \times 100 (\%) \quad (9)$$

4.6. 단위 파라미터

Unit discharge :

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 H^{0.5}} \quad (10)$$

Unit speed :

$$n_{11} = \frac{n D_1}{H^{0.5}} \quad (11)$$

Unit power :

$$P_{11} = \frac{P_m}{D_1^2 H^{1.5}} \quad (12)$$

5. 결과 및 고찰

수차의 효율에 대한 수차의 회전수의 효과를 가이드 베인 개도에 따라서 Fig. 8에 나타내었다.

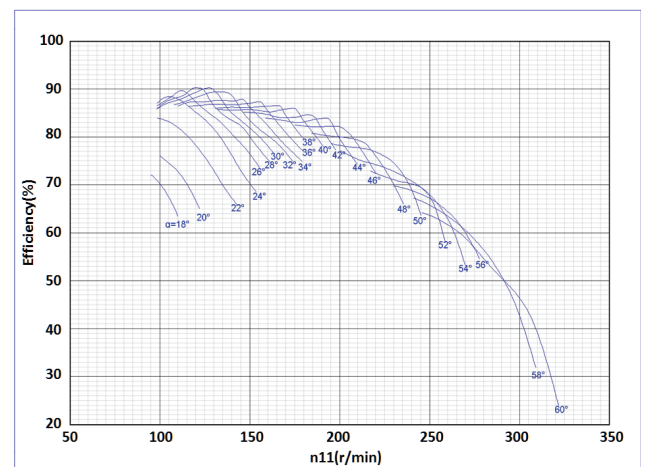


Fig. 8 Efficiency characteristics vs unit speed

최적 효율은 unit speed가 약 130정도에서 90%를 조금 상회하고 가이드 베인 개도가 28.~30. , unit speed 와 가이드 베인 개도가 커지면서 효율 곡선은 일반적인 프로펠러 수차의 특성처럼 급격히 하강하는 형태를 보인다. Fig. 9 와 Fig. 10에 설계 수두인 H=11m에서의 파워 및 유량 특성을 나타내었다. 설계 출력 100kW는 정격 회전수인 900rpm보다도 약간 큰 1000rpm정도에서 발생하며 이 수차의 최대 출력은 1400~1600rpm에서 나타난다. 이것은 회전수가 빠를수록 가이드 베인 개도가 클수록 유량이 많아지기 때문이다. 또한 수차 최적화 과정에서 효율과 캐비테이션의 다중 최적화 과정에서 발생된 요인이라고 사료된다.

모델 수차의 성능 등고선도(performance hill chart)는 Fig. 11에 나타내었다. Unit discharge가 850~1400l/s 사이에 높은 효율 등고선이 밀집한 곳으로 수두가 10~11m 사이가 고 출력, 고 효율 영역인 것을 알 수 있다. 점선은 수두 H=2~20m에서의 출력 값과 그 사이 예상 출력선을 나타낸다. 별표는 각 수두에서의 출력 값을 나타낸다. 최소 수두인 H=2m에서 P=5kW, H=5m에서 P=40kW, H=10m에서 P=94kW, 최대 수두인 H=20m에서 최대 출력 P=100kW를

나타내었다. 수두 H=11~20 m사이에 4개의 시험지점의 실제 출력 값을 연결하다 보니 직선이 아닌 약간 곡선 형태를 띠고 있다.

Fig. 11의 모델 터빈의 성능 등고선도를 보면, 유량에 따른 가변속을 적절하게 운행하면 고정속 보다도 높은 효율과 부분 부하나 과부하에서의 효율 증가 효과 및 운전 연장 효과도 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

본 수차의 정격 출력인 100kW 출력선에서 고 효율을 보이고 최적 효율점은 $n_{1,opt}=119.96\text{ r/min}$, $Q_{1,opt}=1113\text{ l/s}$, $\eta_{opt}=90.27\%$ 이다. 모델 수차의 성능 등고선도를 ICE code에 따라 원형 수차로 변환한 결과가 Fig. 12이다.

모델 수차에서 보인 결과처럼 수두가 10~14m 정도에서 가이드 베인 개도에 따라 고 효율, 고 출력 운전을 나타내는 것을 알 수 있다. 정격 출력 100kW에서 효율은 87.9%이지만 본 수차의 최고 효율은 90.87% 까지 상승 하는 것으로 기존 마이크로급 프로펠러 수차에서 보여주었던 80% 초반 효율보다 월등히 성능이 개선된 점 등을 고려할 때, 본 수차 러너 블레이드에 사용된 개량된 비지배 분류 유전 알고리즘(NSGA-II)에 의한 다중 최적화가 수차 러너 블레이드 설계

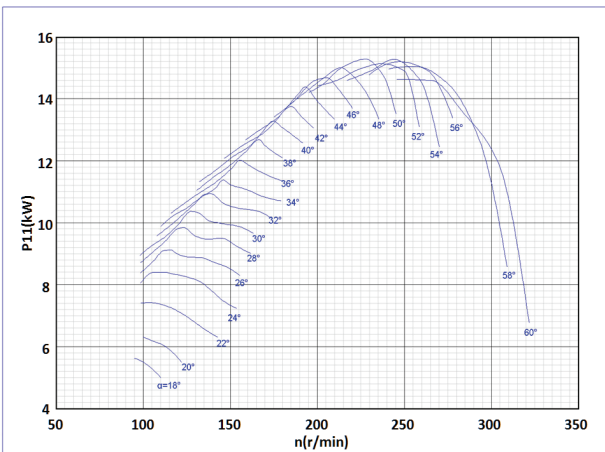


Fig. 9 Power characteristics at H=11 m

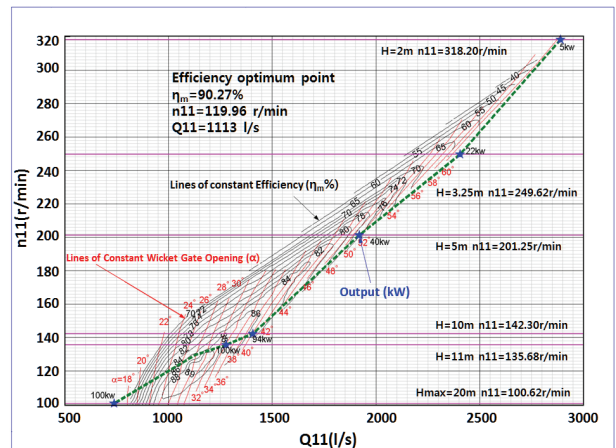


Fig. 11 Model performance hill chart

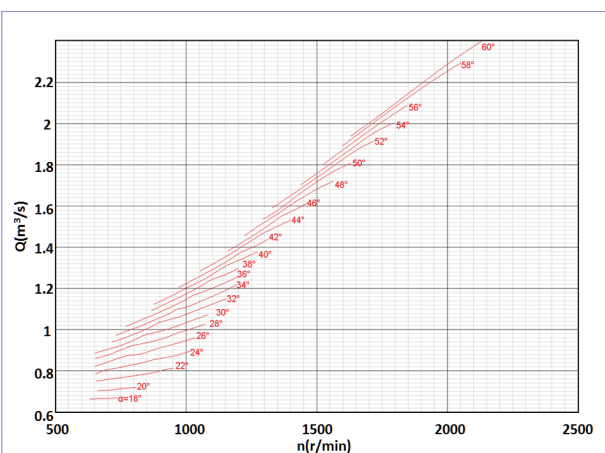


Fig. 10 Flowrate characteristics at H=11 m

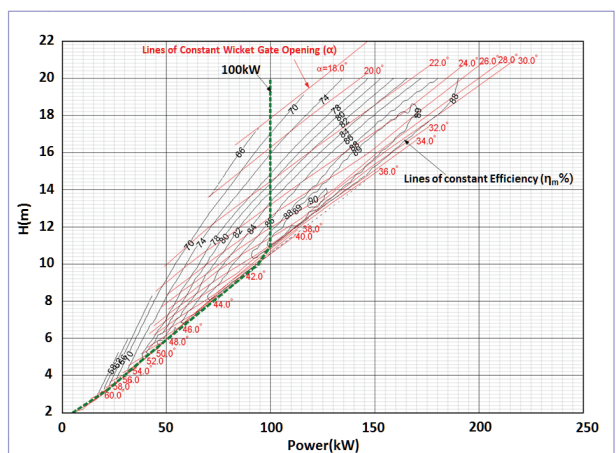


Fig. 12 Prototype performance hill chart

에 아주 유용한 수단이라는 것을 확인할 수 있다.

터빈 효율에 영향을 미치는 가장 중요한 인자 중 하나가 캐비테이션 발생이다. IEC-60193 standard에 의하면 캐비테이션 특성을 캐비테이션 성능 보다는 에너지 성능에 근거하여 효율 변화로서 $\sigma_0(\sigma_0)$ 와 $\sigma_1(\sigma_1)$ 을 Fig. 13 처럼 정의한다.

수두가 5 m 와 10m의 경우 가이드 베인 개도각이 28. ~ 52. 사이의 σ_1 값을 Table 6 및 Fig. 14 와 Fig. 15에 나타내었다.

Table 6에서처럼 $\sigma_1(\sigma_1)$ 의 값은 unit discharge값이 증가함에 따라 증가한다는 것을 알 수 있다. 즉 비속도 n_s 값에 의존성을 보여준다. 일반적인 프로펠러 터빈의 임계 캐비테이션은 0.487로서 본 수차의 경우 2번째 경우의 결과와 비슷하지만, 수두 H=5 m의 경우 $\sigma_1(\sigma_1)$ 값은 상당히 증가 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 14에서처럼 출력 50~100 kW와 수두 5~16 m 범위에서 고 효율을 유지하고 안전한 캐비테이션 거동을 보인다. Fig. 15에서처럼 캐비테이션 거동은 블레이드 표면에서 물속에 용해되어 있던 가스가 분리되고 이것을 핵으로 하여 캐비티(cavity)가 성장하면서 기포가 터지면서 순간적으로 수증기압의 상승으로 에너지 상태가 활발해져 효율이 순간 상승하다 떨어지는 낙타 혹 같은 에너지 변위가 나타나는 수차의 일반적인 캐비테이션 특성을 보인다. 유량과 출력선도에서도 보는 바와 같이 블레이드 면에 국소적으로 캐비테이션이 발생하면서 수력학적인 불안정성(hydraulic instability)으로 국소 압력이 감소하고 유량도 감소하여 효율과 유량과의 상관관계에 의해 출력도 떨어지는 것을 볼 수 있다. 수두가 5 m인 경우는 가이드 베인 개도를 아주 크게($\alpha = 44^\circ, 52^\circ$)

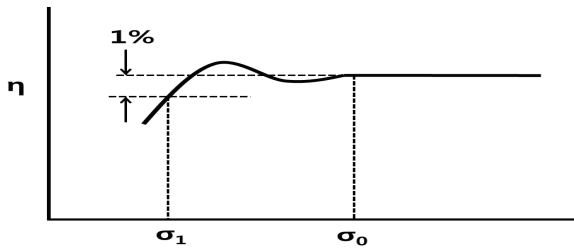


Fig. 13 Characteristic Thoma number

Table 6 $\sigma_1(\sigma_1)$ at H=5m and 10m

No	Hp(m)	Open(°)	n11 (r/min)	Q11(l/s)	Sigma1
1	10	28	142.3	1171	0.311
2	10	34	142.3	1308	0.498
3	10	40	142.3	1407	0.581
4	5	44	201.3	1797	0.737
5	5	52	201.3	1920	0.834

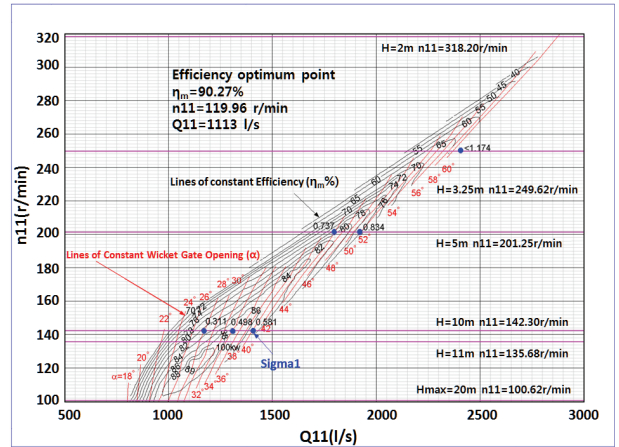
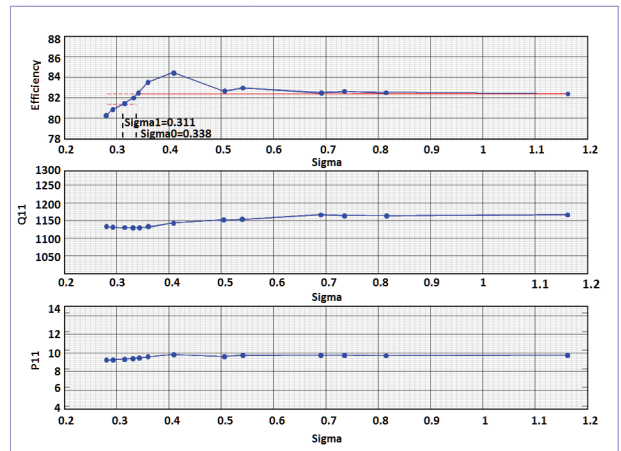
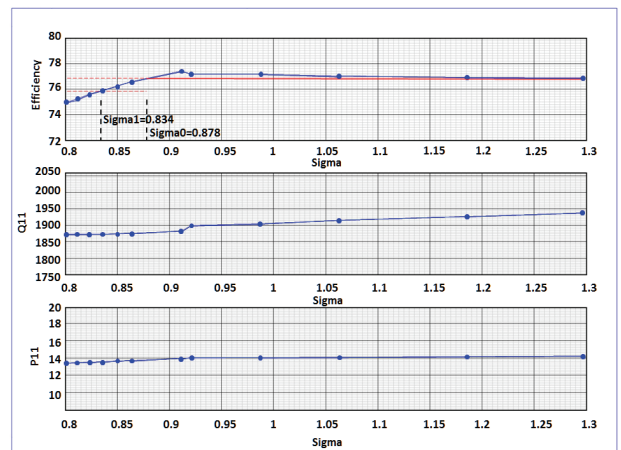


Fig. 14 Model performance hill chart with $\sigma_1(\sigma_1)$

하여 유량을 충분히 주입하면 블레이드 사이에 수력학적인 불안정성이 커지면서 유속이 급증하여 러너 블레이드 흡출부에서 조기에 캐비테이션의 발생과 더불어 효율 및 유량 감소가 현저하게 나타나는 것을 볼 수 있다.



(a) Cavitation curve for prototype at H=10m, $\alpha = 28^\circ$



(e) Cavitation curve for prototype at H=5m, $\alpha = 52^\circ$

6. 결 론

새롭게 개발한 마이크로 프로펠러 수차의 성능 및 캐비테이션 특성을 규명하기 위해 가이드 베인 개도 및 수차 회전수를 변화에 따른 모델 실험을 통하여 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

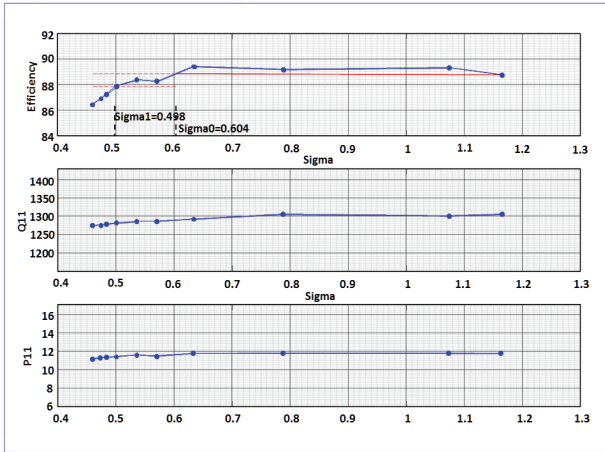
- 1) 모델수차의 최고 효율점은 가이드 베인 개도 $\alpha = 30^\circ$ 로 90.27%(원형수차로 환산하면 최대 효율은 90.87%), 출력은 124kW이다.
- 2) 성능 등고선도를 통해 출력 50~100 kW(수두 6~18 m 에 해당)로 운영하면 고 효율 유지, 안전한 캐비테이션 거동, 낮은 압력 맥동으로 장기간 안정된 운전을 할 수 있다.
- 3) 원형수차 성능 등고선도로부터 가이드 베인 개도가 $\alpha = 22^\circ \sim 34^\circ$ 범위에서 출력 150 kW까지 고 효율을 유지할 수 있다.

후 기

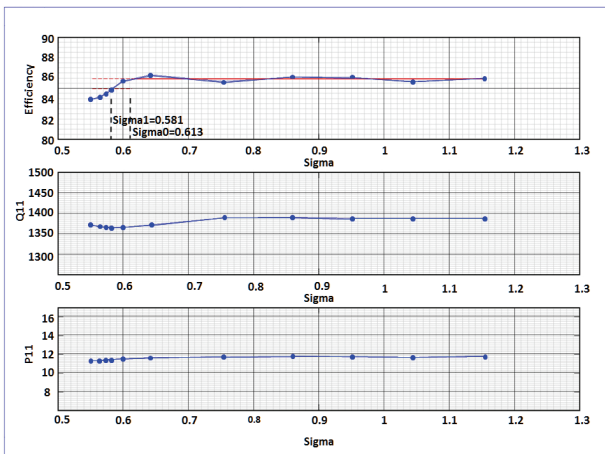
본 연구는 2013년도 산업통상자원부(MOTIE)의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 연구과제(과제명: 마이크로 수차 발전 시스템 개발, No:2011T100200136)의 지원을 받아 수행한 연구과제의 결과입니다.

References

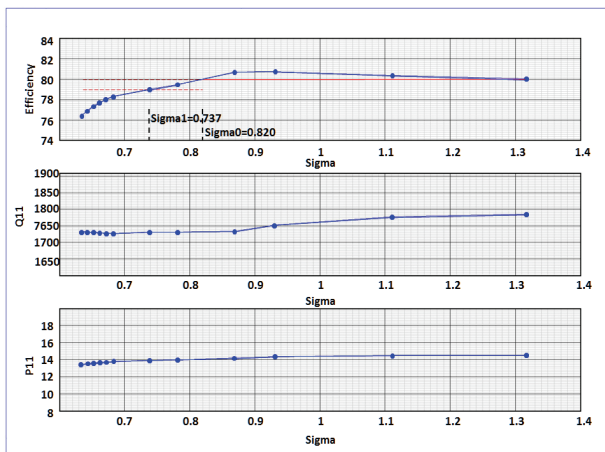
- (1) European Commission, 2000, "Status Report on Variable Speed Operation in Small Hydropower," Energie Publication.
- (2) BK Kim, "Design of Propeller Turbine for Micro Hydro," AFORE 2012, JEJU.
- (3) IEC, 1999, "International Code for Determining Hydraulic Performance By Model Acceptance Tests On Hydraulic Turbines," IEC Publication 60193(1999, Second edition).
- (4) Li,S.C., 2000, "Cavitation of Hydraulic Machinery," Imperial College Press.



(b) Cavitation curve for prototype at H=10 m, $\alpha = 34^\circ$



(c) Cavitation curve for prototype at H=10 m, $\alpha = 40^\circ$



(d) Cavitation curve for prototype at H=5 m, $\alpha = 44^\circ$

Fig. 15 Cavitation curve for prototype