



## 저작자표시-비영리 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

공학석사 학위논문

파력에너지 변환을 위한 직접구동터빈의  
성능해석과 유동특성에 관한 연구

**A Study on the Performance Analysis and Flow Characteristics of  
the Direct Drive Turbine For Wave Energy Conversion**



지도교수 이영호

2009년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김창구

본 논문을 김창구의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 : 공학박사 정재현



위원 : 공학박사 최영도



위원 : 공학박사 이영호



2008년 12월 30일

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김창구

# 목 차

Abstract

Nomenclature

제 1 장 서론 .....	1
1.1 연구배경 .....	1
1.2 연구동향 .....	2
1.3 연구목적 .....	6
1.4 구동원리 .....	8
제 2 장 CFD를 이용한 노즐 형상 결정 .....	10
2.1 수치해석 기법 .....	10
2.1.1 지배방정식 .....	11
2.1.2 이산화 방법 .....	11
2.1.3 난류모델링 .....	14
2.2 노즐형상과 러너의 형상 .....	17
2.3 계산격자 및 경계조건 .....	19
2.3.1 계산격자 .....	20
2.3.2 경계조건 .....	21
2.4 결과 및 고찰 .....	22
2.4.1 성능 곡선 .....	22
2.4.2 출력 해석 .....	23
2.4.3 속도 벡터와 유선 .....	25
2.4.4 속도 분포 .....	27
2.4.5 압력 분포 .....	30

제 3 장 직접구동터빈(DDT)의 성능 실험 .....	33
3.1 실험장치 .....	33
3.1.1 2D 조파 장치 .....	33
3.1.2 직접구동터빈 모델 .....	36
3.1.3 계측 센서 보정 .....	40
3.2 실험방법 .....	45
3.3 실험결과 및 고찰 .....	46
3.3.1 시계열 데이터 .....	46
3.3.2 파고변화 .....	48
3.3.3 주기변화 .....	50
3.3.4 수심변화 .....	51
3.3.5 부착장치에 따른 성능 효과 .....	56
3.3.6 노즐 방향에 따른 성능 효과 .....	58
3.3.7 노즐 입구에서의 속도 변화 .....	60
3.3.8 직접구동터빈의 유동가시화 .....	61
제 4 장 결론 .....	64
참고문헌 .....	65
부록 .....	67

감사의 글

# A Study on the Performance Analysis and Flow Characteristics of the Direct Drive Turbine For Wave Energy Conversion

***Chang-goo KIM***

*Department of Mechanical Engineering*

*Graduate School of Korea Maritime University*



**Abstract**

The purpose of this study is to examine the influence of nozzle shape on the performance and effect of wave conditions on the performance and internal flow of a direct drive turbine (DDT) model for wave energy conversion. The performance of the turbine is calculated by the variation of nozzle shape using a commercial CFD code. Moreover, Three kinds of test turbine models are adopted for the experiments of performance test and internal flow visualization. All the experiments using the test turbine models have been conducted in a 2-D wave channel. Regular waves by various wave conditions of wave height and wave period are applied to the turbine performance test. Influence of turbine configuration by several combinations of turbine nozzle shapes and attachment devices on the turbine performance is also investigated.

The results of CFD analysis show that nozzle shape should be designed

considering wave height and flow rate entering to the turbine. Best efficiencies of the turbine by 4 types of the nozzle shape do not change largely but overall performances vary mainly by the cross-sectional area of nozzle inlet. The output power of the cross-flow type hydro turbine changes considerably by the nozzle shape, and a partial region of Stage 2 in the runner blade passage obtains maximum regional output power in comparison with the other region of the runner blade passage.

Experimental results show that rotational speed, differential pressure, inflow flow rate, maximum output power and best efficiency of the turbine model vary considerably by the wave conditions. Number of rotation time series data of no load condition is shown change of 10%. When wave height rises, the performance increases. ( $H=20\text{cm}$  ,  $P_T=7.2\text{W}$  ,  $\eta=45.5\%$  ->  $H=26\text{cm}$  ,  $P_T=11.9\text{W}$  ,  $\eta=51.6\%$ ) Installation of front guide nozzle and rear water reservoir to the test turbine improves the turbine performance. Large passage vortex occurs both at the front and rear nozzles in turn by reciprocating flow in the turbine passage.



# Nomenclature

$A$  : nozzle inlet cross-sectional area

$b$  : width of nozzle and test runner

$D_1$  : outer diameter of test runner

$D_2$  : inlet diameter of test runner

$g$  : acceleration of gravity

$h$  : water depth

$h_T$  : height of turbine nozzle inlet

$H$  : wave height



$H_T$  : height of turbine nozzle inlet

$\Delta H$  : effective head

$\Delta H_{instant}$  : instant effective head

$L$  : turbine length from the front to rear edges

$n$  : rotational speed

$P_T$  : output power

$P_{T\ instant}$  : instant output power

$P_h$  : hydraulic power

$P_f$  : static pressure at the side wall of front nozzle

$P_r$  : static pressure at the side wall of rear nozzle

$\Delta P$  : differential pressure between turbine front and rear nozzles

$Q$  : volumetric flowrate

$Q_{instant}$  : instant flowrate

$T$  : output torque

$T_{instant}$  : wave period

$T_p$  : wave period

$Z$  : number of runner blade



## Greek letters

$\alpha$  : runner outer blade angle

$\beta$  : runner inner blade angle

$\eta$  : turbine efficiency ( $=PT/\rho g Q \Delta H$ )

$\eta_{bep}$ : turbine efficiency at the best efficiency point

$\rho$  : density of working fluid

## Subscripts

11 : inlet of runner Stage 1

21 : inlet of runner Stage 2

r : radial component of velocity

$\theta$  : tangential component of velocity



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

해양에너지 자원개발은 점차 심화되고 있는 전 지구적인 환경오염 문제에 효과적으로 대응할 수 있는 방안의 하나로서 그 중요성이 크게 부각되고 있다. 해양에는 이용 가능한 다양한 형태의 에너지가 부존하며, 해양에너지는 크게 태양, 달, 지구 등 천체의 상호운동에 의한 에너지와 태양에서 방사되는 태양에너지로 나눌 수 있다.

태양 방사에너지가 지구의 대기권에 도달하면 약 30%는 대기 중에서 산란이나 반사 등에 의하여 우주공간으로 되돌아가고, 나머지 70%는 대기권내에서 흡수되어 여러 가지 형태의 에너지로 변환되며, 크게 바람, 파랑, 해류와 같은 흐름형태의 운동에너지와, 대기, 육지 또는 해양에 저장되는 열에너지로 나누어진다. 그 중 전체의 약 23%를 차지하는 운동 에너지는 풍력, 해류, 파력에너지로 이용될 수 있고, 열에너지 부분은 47%로 크지만 온도가 낮아 효율적인 이용은 어렵다. 또한, 해양에너지 자원은 일단 개발이 되면 태양계가 존속하는 한 이용이 가능하고 오염문제가 없는 무공해 청정에너지이다.

해양에 존재하는 파랑, 조류, 수온 등 다양한 에너지원 중에서 파랑은 모든 해역에 폭넓게 분포하므로 가용 에너지원이 풍부하고, 에너지를 회수하기 위한 장치를 설치할 수 있는 해역 또한 광범위하여 반도의 지형적 특성을 지닌 우리나라의 연안 해역에서도 대규모로 활용이 가능한 에너지 자원이다. 이와 같은 파랑에너지를 이용하여 전기로 변환하는 방식을 파력발전<sup>[1]~[7]</sup>이라고 하며, 파랑의 위치에너지와 운동에너지를 이용하는 것이다.

## 1.2 연구동향

파력에너지의 이용기술 개발은 100년 이상의 역사가 있고, 특히 1970년대의 오일쇼크 이후 세계적으로 자연에너지 이용이 높아지는 가운데 영국, 노르웨이 등의 유럽과 일본을 중심으로 연구가 활발하게 진행되어 왔다. 이전의 연구에서는 실험과 수치해석법을 통하여 최적형상을 결정하고자 하였다.

파력발전 시스템은 파→1차변환→2차변환→발전→송전→이용의 순서에 의해 파랑의 위치에너지와 운동에너지를 전기에너지로 변환하여 이용하는 시스템이다. 그러나 에너지를 효율적으로 사용하기 위해서는 에너지 변환공정을 고율화하거나 변환공정 수를 줄이는 것이 필요하다. 따라서 전력으로 변환하지 않고 해수를 직접 사용하고자 할 경우에는 파랑이용 시스템을 파→1차변환→이용 등으로 간단화할 수 있으며, 파랑으로부터 간단한 장치에 의해 해수의 흐름을 발생시킬 수 있다면 이는 오히려 효과적인 장치가 될 수 있다. 이와 같이 이용계통에 따라 최적 파랑에너지 변환시스템이 달라질 수도 있다.

파랑이용 시스템의 1차변환은 기본적으로 다섯 종류로 분류할 수 있으며, 그림 1에 그 예를 나타내고 있다. 또한, 1차변환장치를 파랑에 의한 장치의 운동으로서 파랑에너지를 흡수하는 방법과 파랑의 변형을 이용하는 방법으로 대별할 수 있다. 전자에는 파랑이 가동물체(movable body)나 진동수주(oscillating water column, OWC)에 작용하게 하고 가동물체나 진동수주에 유압장치나 공기터빈 등의 2차변환 장치를 부착하는 ①가동물체형과 ②진동수주형이 있으며, 해중에서 파랑의 수압변동을 흡수하여 공기나 물의 흐름으로 변환한 후 2차변환장치를 운전하는 ③수압면형(pressure type)이 있다. 후자에는 수심이 얇은 해역에서 파랑의 비선형 영향에 의한 해수의 수평류, 또는 제방으로부터의 월파를 이용하여 수차를 운전하는④월파형과 방파제 전면 등에서 볼 수 있는 소파공(wave dissipator works)에 의한 평균수위의 상승인 wave set-up에 의한 해수의 흐름을 이용하는 방식인 ⑤set-up형이 있다. 후자의 경우 2차변환장치를 사용하지 않고 직접

해수를 이용할 수도 있는 특징이 있다. 한편, 1차변환장치의 형상에 따라 2차원장치 및 3차원장치 등으로 분류할 수도 있다.

1차변환장치에서 역학적 에너지로 변환된 파랑에너지를 이용하기 쉬운 에너지 형태로 변환시키기 위하여 2차변환장치가 필요하며, 파랑에너지가 1차변환장치에 의해 기계적 에너지로 바뀐 경우 2차변환장치는 유압피스톤과 유압모터의 조합으로 이루어지게 된다. 또한, 1차변환장치에서 유체에너지를 바꾸는 경우 2차변환장치는 공기터빈(air turbine)이나 수류터빈(water flow turbine)이 사용되는 것이 일반적이다.

Fukutomi 등<sup>[1]</sup>의 연구에서 수치해석법과 실험을 통해서 노즐의 형상에 따른 제트의 유동, 러너 내부유동 등이 성능에 미치는 영향에 대해서 검토하였다. 현재 세계적으로 20여개의 국가에서 파력에너지의 연구개발 및 프로젝트를 수행하고 있다. Table 1.2.1은 해외 주요국가의 파력발전장치를 요약한 것이다.

현재 가장 실용화되어 있는 것은 공기 터빈을 쓰는 방식이다. 파도에 의한 해면의 승강운동을 피스톤으로 공기의 흐름으로 만들어, 밀폐된 공간에서 운동하는 공기를 이용하여 터빈을 회전시켜 발전기를 구동하는 방식이다. 가동물체형은 수면의 움직임에 따라 민감하게 반응하도록 고안된 여러 형태의 기구를 사용하여 파도에너지를 물체에 직접 전달하고, 이 때 발생하는 물체의 움직임을 전기에너지로 변환하는 방식으로 파력발전의 가장 오래된 형태이다. 월파형 파력발전은 파력의 진행방향 전면에 사면을 두어 파도에너지를 위치에너지로 변환하여 저수한 후 형성된 수두차를 이용하여 저수지의 하부에 설치한 수차터빈을 돌려 발전하는 방식이다.<sup>[9]</sup>

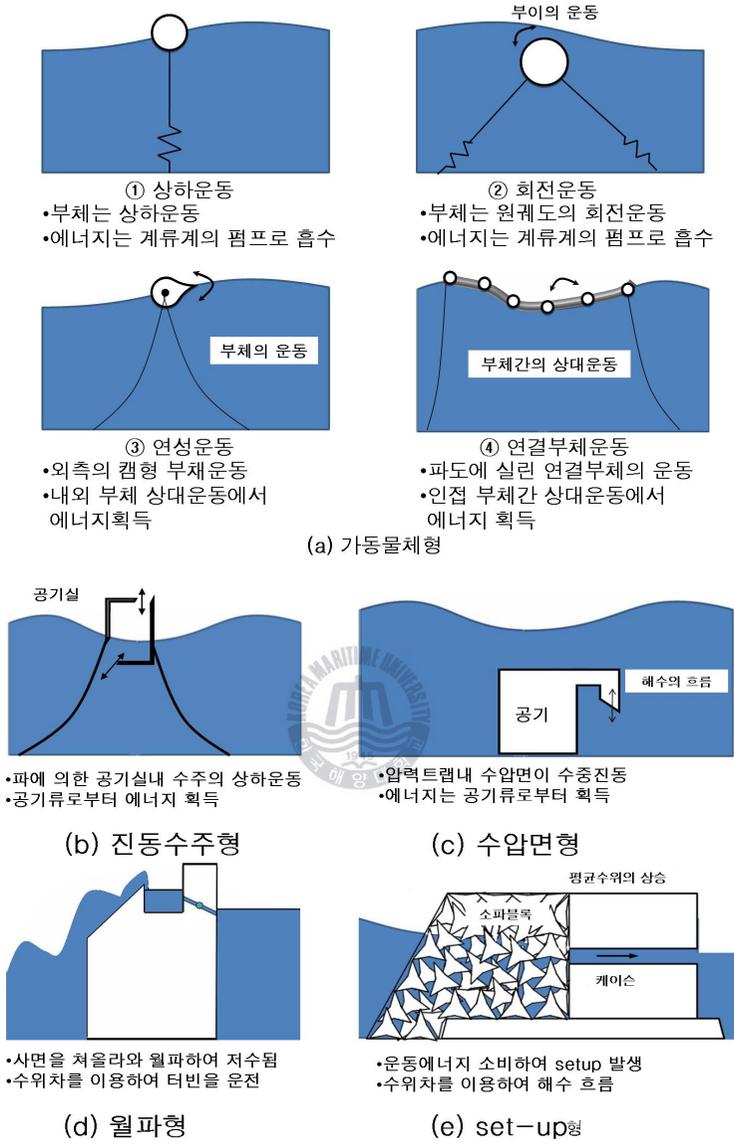


Fig. 1.2.1 Example of wave energy Conversion

Table 1.2.1 Wave power converters

국 명	설치 장소	발전 형식	발전 용도	발전 출력	운전 기간
노르웨이	Toftestallen	고정진동수주	발전	500kW	1985-1988
	Toftestallen	협수로 월류	발전	350kW	1985-1991
덴마크	북서부해안	선회식 부이	실증시험	45kW	1988-1990 1994-1996
	NissumBredning	연안 부체식 월류	상업용발전	4MW	2005-예정
미국		연안직접역침투법	해수담수화		1988
중국	Dawanshan island	고정진동수주	발전	3kW	1990
	Shanwei	고정진동수주		100kW	계획중
인도	Madras	고정진동수주	발전	150kW 75kW	1990-1995 1996-
스웨덴	서부해안	부체식 파력용기	해상시험	110kW	1991
아일랜드	Shannon River 하구	McCabe 파랑펌프	음료수 발전	-	1996
영국	Islay island	고정진동수주	상업용발전	500kW	2000
	Islay island	세미서브식 원통이음매유압	발전	350kW×2	2002
	Shetland island	부체식 파력용기	발전	400kW	2002
포르투갈	Pico island	고정진동수주	발전	500kW	1999-
	Pico island	파고차 진동부이	실증시험	2MW	2002-시험
호주	Port Kembla	고정진동수주	상업용발전	500kW	건설중
일본	오키나와현	부체식 (카이요)	실증시험		1984-1985
	홋카이도현	진자식	실증시험		1983-
	야마가타현	진동수주형	실증시험	60kW	1987-1994
	미에현 고카쇼만	진동수주형	실증시험	110kW	1998-2002

### 1.3 연구목적

파랑에너지 변환장치의 에너지 흡수특성은 어느 특정 파주기에 대해 높은 값을 보이며, 그 주기를 벗어나면 급격히 저하된다. 그러므로 우수한 파력변환장치는 넓은 범위의 파주기에 대하여 높은 에너지 흡수효율을 보이는 것이라 할 수 있으며, 이를 위하여 인위적인 위상제어 운전 등을 통하여 에너지 흡수효율을 높이는 방법 등의 개발이 필요하다. 파랑에너지 자원은 아주 많지만 단위 폭 당 밀도로 환산하면 그다지 높지 않은 편이기 때문에 해수를 저수하거나 파랑에너지를 집중시켜서 에너지 밀도를 높이는 등의 이용방법이 개발되어야 한다.

케이슨 내장형 파력발전장치에 적용될 수력터빈의 기본형상은 Fukutomi 등<sup>[8]</sup>이 진동수주형 파력발전용 수력터빈으로 횡류형 수력터빈의 형상을 가지고 있으며, 가능한 한 가동부분을 없애고 대칭형 노즐을 가지게 하여 케이슨내부의 수로에서 상하운동을 하는 해수의 왕복류에 대하여 런너가 동일한 방향으로 회전할 수 있도록 고안된 수차이기 때문에 파력발전용 터빈으로 실용화가 기대된다

본 연구는 방파제에 적용이 용이한 파력발전용 직접구동터빈의 노즐 형상 최적화, 2차원수조에서의 모델 실험을 통한 다양한 파랑조건에서의 성능시험을 통한 터빈효율과 출력 향상을 목표로 연구하였다.

Fig. 1.3.1은 직접구동터빈을 장착한 파력발전장치를 해안방파제에 설치해본 개념도이다.

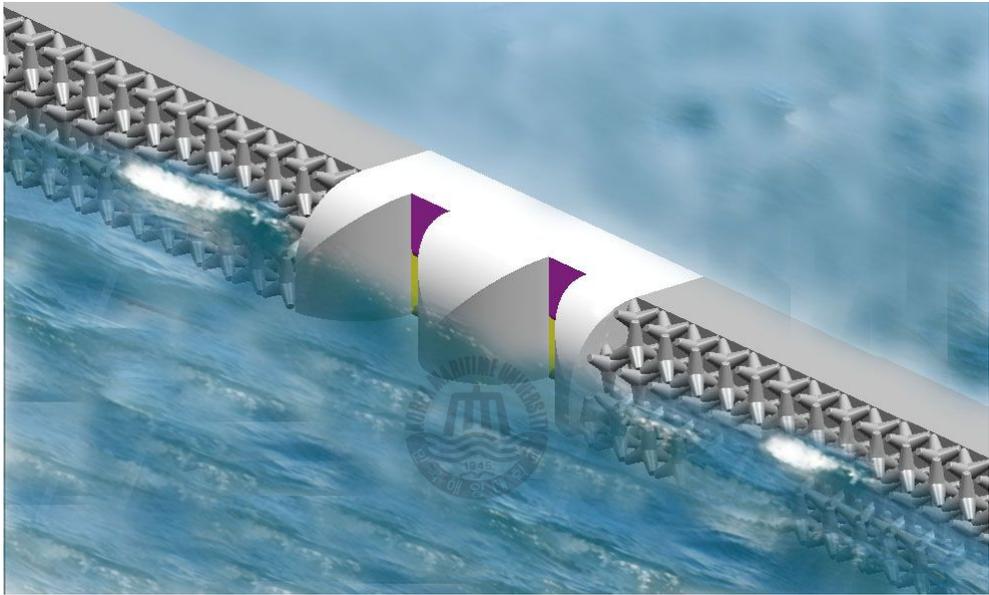


Fig. 1.3.1 Schematic View of Direct Drive Turbine

## 1.4 DDT 구동원리

직접구동터빈은 진동수주에서 직접 터빈을 설치하여 수류의 운동에너지와 압력에너지를 동시에 이용한다. 진동수주의 왕복류에 최적 터빈은 Cross-flow 형 터빈이다.

Fig. 1.4.1은 파력발전용 직접구동 터빈의 구동 원리를 나타낸 것으로 파도가 들어오는 방향으로 가이드(Front guide nozzle)를 설치하여 파도의 밀도를 높인 후 입구노즐(Front nozzle)을 통하여 러너를 구동하고 다시 후방노즐(Rear nozzle)을 통하여 후방저수조(Rear water reservoir)에 유체가 모였다가 중력에 따른 위치에너지의 변화에 의해서 유체가 다시 후방노즐을 통과하여 터빈을 구동시키게 되는데 이때 러너는 터빈유로 내부의 왕복흐름에 상관없이 단일방향으로 회전하게 된다. 또한, 이 터빈은 구조가 간단하여 이물질 배출이나 수리가 간단한 장점이 있다.



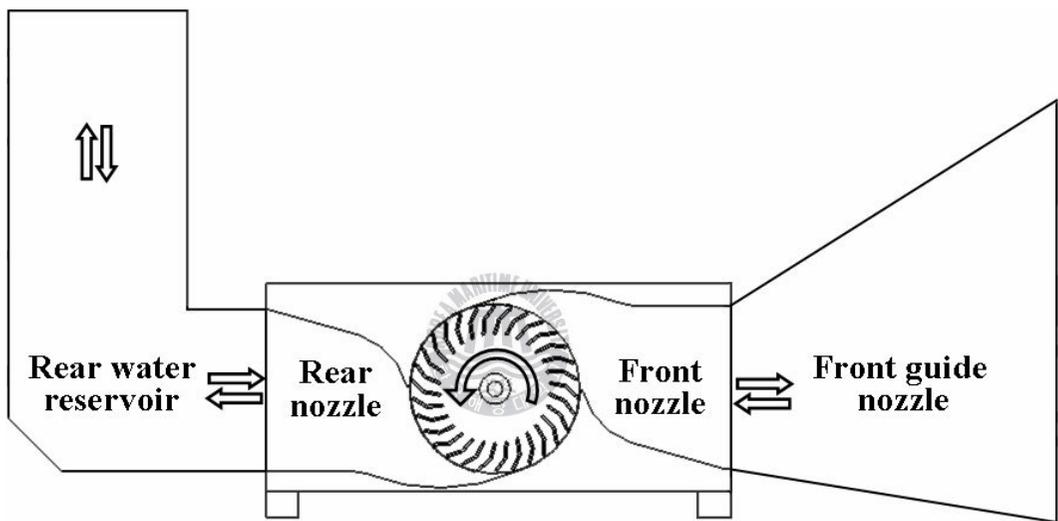


Fig. 1.4.1 Operation principle of Direct Drive Turbine

## 제 2 장 CFD를 이용한 노즐 형상 결정

### 2.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 보이는 것으로 알려진 상용 CFD코드 ANSYS CFX Ver.11을 사용하였다.

일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLER, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 Multi-physics 문제 등에 적용될 수 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(viscous sublayer) 영역을 안정적으로 처리 할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온  $k-\epsilon$  모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구 되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비 (aspect-ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다. 이러한 요구 조건을 만족하는 CFX-11의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화(coupled formation)이다. CFX-11은 압력기반 유한 체적법(finite volume method)을 fully implicit 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebraic multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 갖는다.

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 최신의 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다.

이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족범위가 다르기 때문이다.

많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는 단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는

난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나, 1 방정식 모델이나, 2 방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.

### 2.1.1 지배방정식

일반적인 유동에서 다루는 방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이고, 각각 식(2.1), 식(2.2), 식(2.3)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ij}) + S_T \quad (2.3)$$

여기서,  $\rho$ =밀도,  $u_i$ =속도,  $P$ =압력,  $\mu$ =점성계수,  $H$ =전엔탈피,  $h$ =정적엔탈피,  $T$ =온도,  $\tau_{ij}$ =응력텐서

상태방정식  $\rho = \rho(P, T)$ , 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고,  $h = h(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다.

난류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 푼다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

### 2.1.2 이산화 방법

CFX-11은 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립변수들은  $(P, u_i, H)$ 이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig.2.1.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell 이다. 실선으로 나타낸 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현된 sub-element를 구성하며 제어체적은 음영으로 나타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element 들로 구성되며 hex, tetra, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적분(fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력구배항 등의 다양한 항들은 적분점에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig.2.1.1과 같이 제어 체적면에서의 적분점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.

식(2.1), (2.2), (2.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분 함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식은 각각 식(2.4), 식(2.5), 식(2.6)과 같다.

$$\rho V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (2.4)$$

$$\rho V \left( \frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} (\mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j)_{ip} + \bar{S}_{ui} V \quad (2.5)$$

$$\rho V \left( \frac{(H - P/\rho) - (H^0 - P^0/\rho)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j)_{ip} + \bar{S}_\phi V \quad (2.6)$$

여기서,  $(\Delta n_j)_{ip}$  는 적분점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고, 제한체적의 적분점 표면을 통과하는  $m_{ip}$  는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위하여 implicit하게 다루어지며, 비정상 항에는 1차와 2차 backward Euler 방정식이 사용된다. 확산항은 element shape

function의 미분형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. High-resolution 기법은 대류항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth와 Jespersion에 의해 기술된 방법과 유사하고, 식(2.7)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_P + \underline{\beta(\nabla\phi)_{ip}} \overline{\Delta r_{ip}} \quad (2.7)$$

식(2.8)과 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량 divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.

$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \quad (2.8)$$

밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산되고, 식(2.9)와 같다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \underline{\beta(\nabla\rho)_{ip}} \overline{\Delta r_{ip}} \quad (2.9)$$

이 upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류항과 마찬가지로 유동이 상당히 압축성이어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다.

Implicit 방법에서 중요한 것은  $\rho u$ 의 선형화이다. 먼저  $\rho u$ 는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확정되어 식(2.10)과 같다.

$$(\rho u) \approx \rho^n u^0 + \rho^0 u^n - \rho^0 u^0 \quad (2.10)$$

여기서 위첨자 n은 새로운 값 (implicit)을 의미하고 0는 예전 (지연된 값) 시간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있는 수렴을 보장한다.

마지막으로, 식(2.11)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성된  $\rho^n$  의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태

방정식에서 미분항  $\frac{\partial \rho}{\partial P}$  를 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial P} (P^n - P^0) \quad (2.11)$$

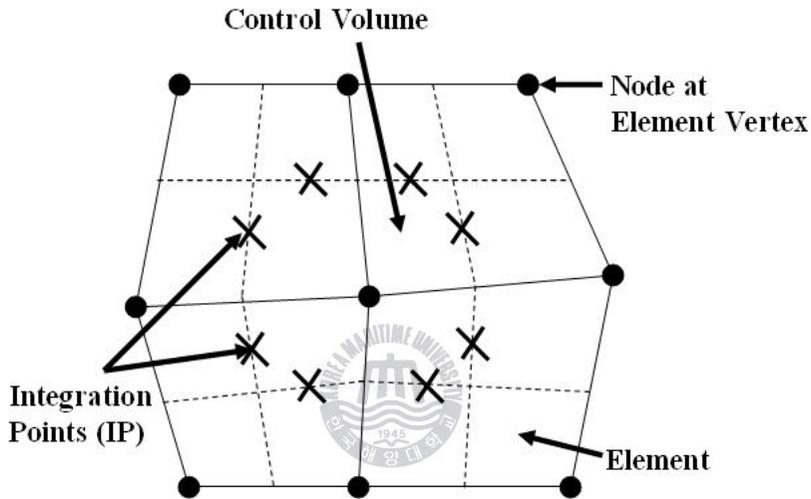


Fig. 2.1.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

### 2.1.3 난류모델링

유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 사용이라 할 수 있으며, 특히 변면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역에  $y^+$ 를 일정한 수준으로 유지 한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 작업이다. 일반적으로 Wilcox model의 단점으로 자유 유선에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX-11에서는 이러한

단점을 보완하여 벽면근처에서는  $k-\omega$  모델을 사용하고 바깥쪽은  $k-\epsilon$  모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST(Shear Stress Transport) 모델을 지원한다.  $k-\omega$  모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동 벽 처리법(automatic wall treatment)로 확장이 가능하다는 것이다. 이는 가능한 격자의  $y^+$ 에 무관하게 해의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model 들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해  $y^+ \approx 1$ 의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리 기법은 성긴 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다.

$k-\omega$  SST 모델은 난류전단응력의 수송을 계산하기 때문에 역압력구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다.

Willcox 모델과  $k-\epsilon$  모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, 매끄러운 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에 실패하였다. 이러한 원인에 대한 상세한 내용은 Menter 의 연구결과에 상세히 기술되어 있다. 가장 주된 원인으로서는 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그결과 eddy-viscosity에 대한 과다예측을 하였다. 수송항은 식(2.12)와 같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.12)$$

여기서,  $\nu_t = \mu_t / \rho$ ,  $F_2 = \text{blending function}$ ,  $S = \text{strain rate}$

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다.

이 방정식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.13)$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad (2.14)$$

여기서,  $y$ 는 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리를 의미한다.  $\nu$ 는 동점성계수이다.

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (2.15)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_1^2) \quad (2.16)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (2.17)$$



SST 모델이나 BSL 모델은  $k-\epsilon$ 와  $k-\omega$  사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. wall scale 방정식은 식 (2.18)과 같은 단순한 형태의 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (2.18)$$

여기서,  $\phi$ 는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 (2.19)에 의해 wall scale로부터 계산되어진다.

$$\text{Wall distance} = \sqrt{(|\nabla \phi|^2 + 2\phi) - |\nabla \phi|} \quad (2.19)$$

## 2.2 노즐형상과 러너의 형상

Fig. 2.2.1의 노즐 형상은 과고 0.5~2.0m의 차압을 기준으로 하여 기본형상(Nozzle 1)과 횡류터빈의 유동특성에 최적화된 형상 중 입구의 크기에 따른 형상(Nozzle 2, 3)과 가이드베인의 설치(Nozzle 4)에 따라 총 4가지로 구분하여 모델링하였다.

Fig. 2.2.2에 나타난 터빈 블레이드의 매수는 26매, 날개 각도는 입구 30도, 출구 90도로 하였고 외경과 내경 비를 0.65로 하였다<sup>[10]-[11]</sup>.

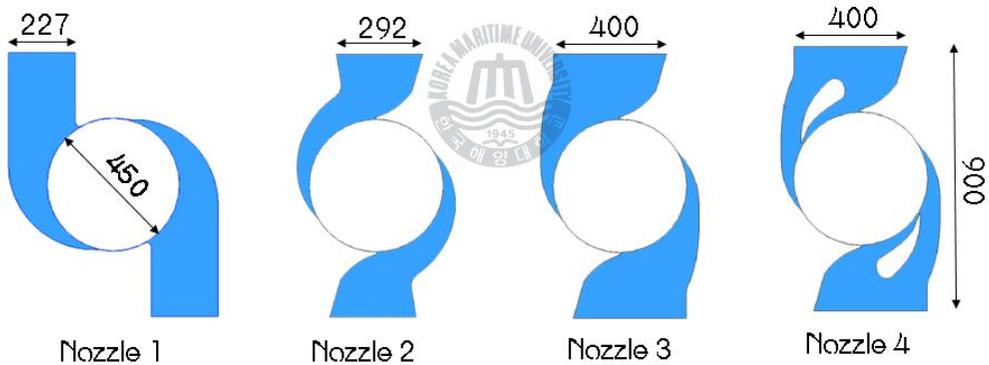
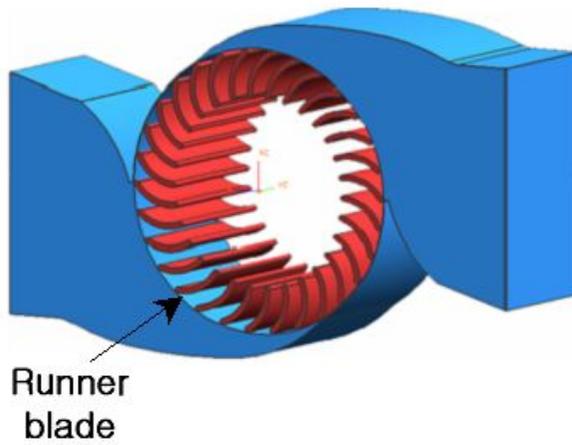
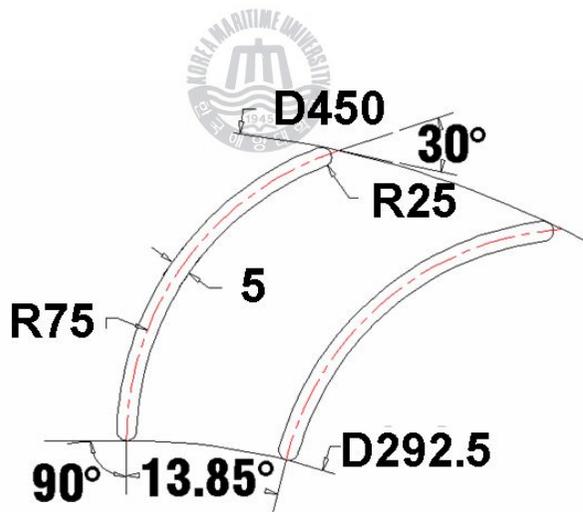


Fig. 2.2.1 Variation of axisymmetric nozzle shape



(a)



(b)

Fig. 2.2.2 (a) The shape of runner blade and (b) its dimensions

## 2.3 계산격자 및 경계 조건

계산격자의 생성에는 ANSYS ICEM-CFD 10을 사용하였다. 터빈 성능 계산에 있어서 중요한 첫 벽면까지의 무차원 거리인  $y^+$ 의 값에 대한 의존성 계산결과를 Fig. 2.3.1에 나타내었다. 본 연구에 사용된  $y^+$  값은 터빈 15이하, 노즐 50이하로 적용하여 계산에 신뢰성을 확보하였고, 난류 모델은 벽면에서 발생하는 박리와 와의 예측 및 주류의 흐름을 잘 표현할 수 있는 것으로 알려진 SST모델을 적용하여 약 150만 노드 단일 방향의 흐름에 대하여 동일 유량으로 정상상태계산을 수행하였다.

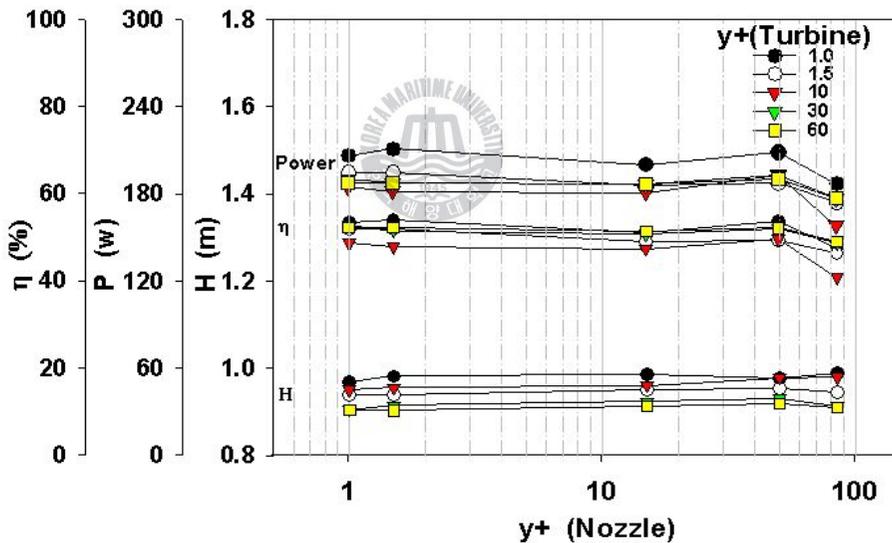
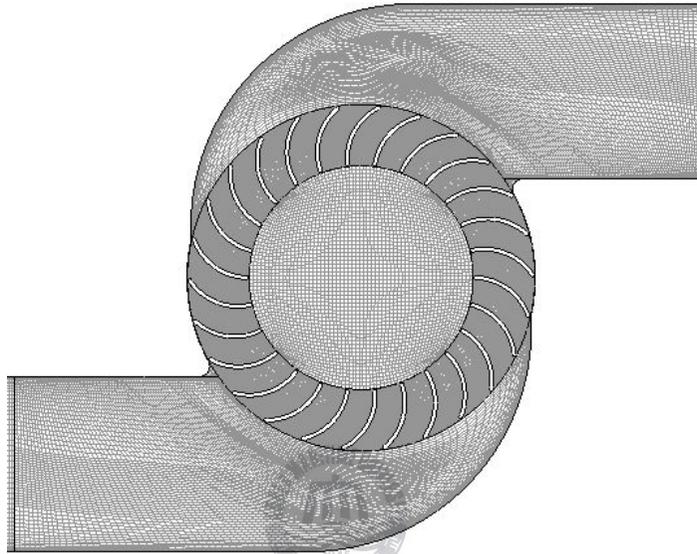


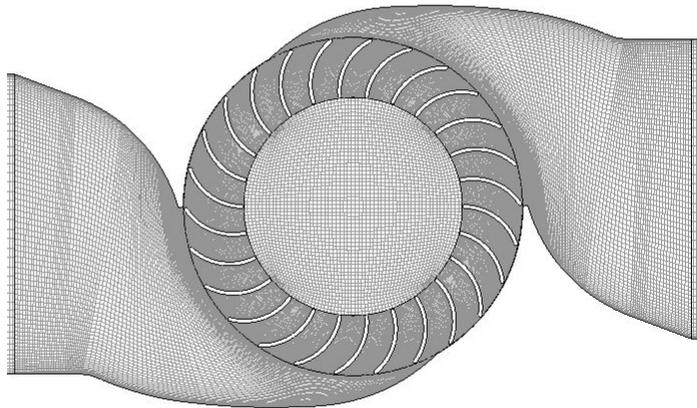
Fig. 2.3.1 Dependence of non-dimensional distance  $y^+$  on calculation result

### 2.3.1 계산격자

Fig. 2.3.2는 기본형상(Nozzle 1)과 노즐변화형상(Nozzl 3)의 계산격자를 나타낸 그림이다. 노즐은 50만노드, 러너는 100만 노드의 Hexzhedral-grid로 구성하였다.



(a) Nozzle 1



(b) Nozzle 3

Fig. 2.3.2 Computational grid

### 2.3.2 경계조건

직접구동터빈의 내부유동해석을 위하여 입구 부분에 압력조건을 출구 부분에는 유량조건을 그리고 한쪽 면은 대칭조건을 주었다. 회전하는 러너 부분과 정지해 있는 노즐의 접합면에는 Frozen rotor조건을 주었다.

Fig. 2.3.3는 계산 영역에 대한 설명이다.

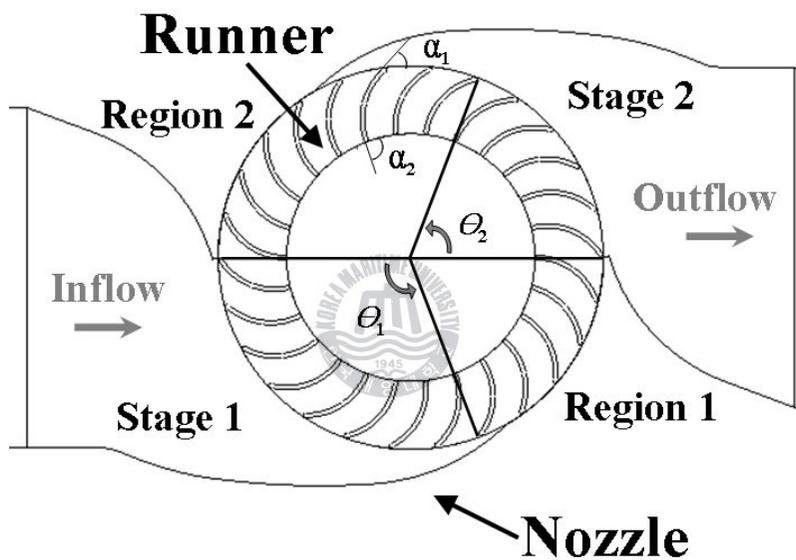


Fig. 2.3.3 Calculation domain of the turbine and division of runner passage

## 2.4 결과 및 고찰

### 2.4.1 성능 곡선

노즐 형상에 따른 터빈 모델의 성능 특성 곡선을 Fig. 2.4.1에 나타내었다. 효율은 Nozzle 1이 가장 높고 Nozzle 4가 가장 낮는데 이것은 Nozzle 1이 Nozzle 2, 3에 비해  $\Delta H$ 가 가장 낮아 상대적으로 낮은 출력임에도 효율은 높게 나왔다. 성능 곡선에서 나타나듯이 Nozzle 3은 Nozzle 1에 비해 효율은 낮지만 정해진 낙차에서  $\Delta H$ 를 더 필요로 함으로서 파고가 높을 때 더 유리 할 것으로 보인다. 파고가 높아지면  $\Delta H$ 가 상승하므로 노즐의 형상변화가 필요함을 알 수 있다. Nozzle 4는 가이드 베인으로 인한 저항 손실로 효율이 낮게 나왔다. 왕복류의 경우 대칭적으로 가이드 베인이 설치되기 때문에 오히려 흐름을 방해하여 효율을 저하시킨다. 출력은 러너 입구 단면적의 영향으로 Nozzle 1과 Nozzle 3이 비슷하고 2와 4가 비슷하게 나왔다.

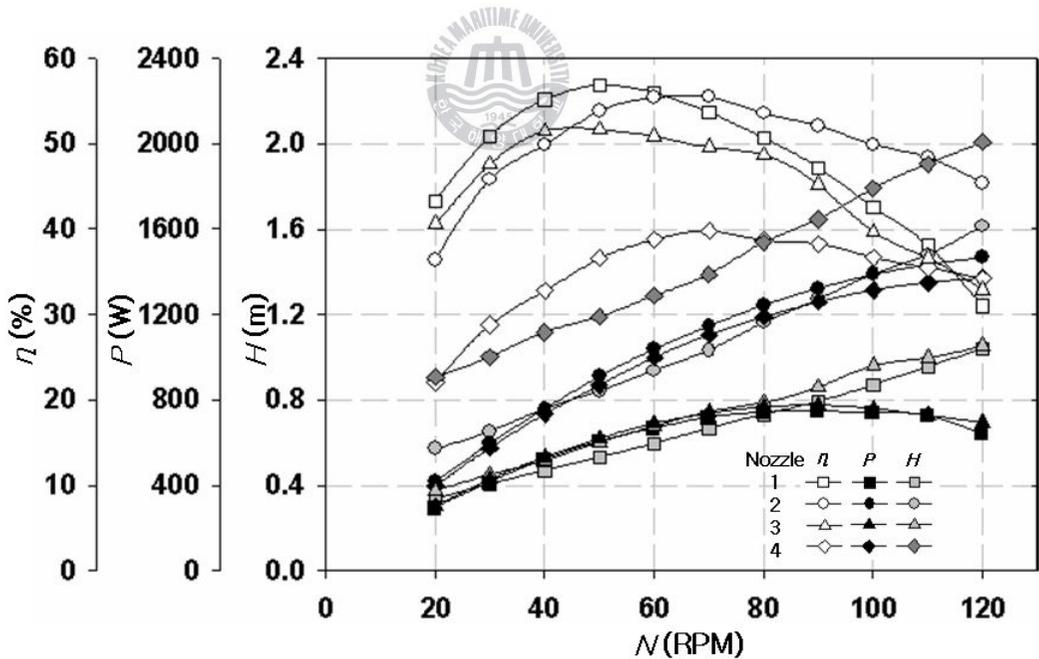


Fig. 2.4.1 Performance characteristic curves of turbine model

## 2.4.2 출력 해석

러너에서 얻어지는 출력을 Fig. 2.4.2와 같이 나누어 Fig. 2.4.3과 같이 가장 좋은 효율점(BEP)의 출력을 100%로 나타내었다. 모든 형상이 Stage 1 보다 Stage 2에서 많은 출력을 얻고 있다. 하지만  $\Delta H$ 가 높은 형상일수록 Stage 1의 출력 비중이 높아지는 것을 볼 수 있다. 각 지역에서의 출력 특성은 노즐의 형상에 따라 변화하는데 이것은 내부 유동 특성에서 압력변화와 속도변화가 그 차이를 가져왔을 것이다.

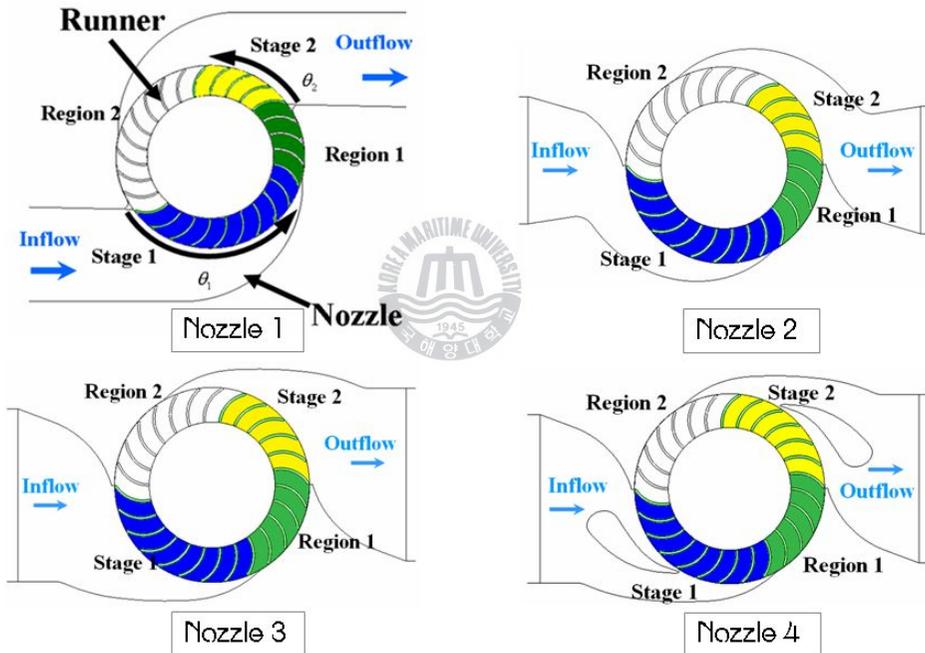


Fig. 2.4.2 Schematic view of basic cross-flow hydro turbine

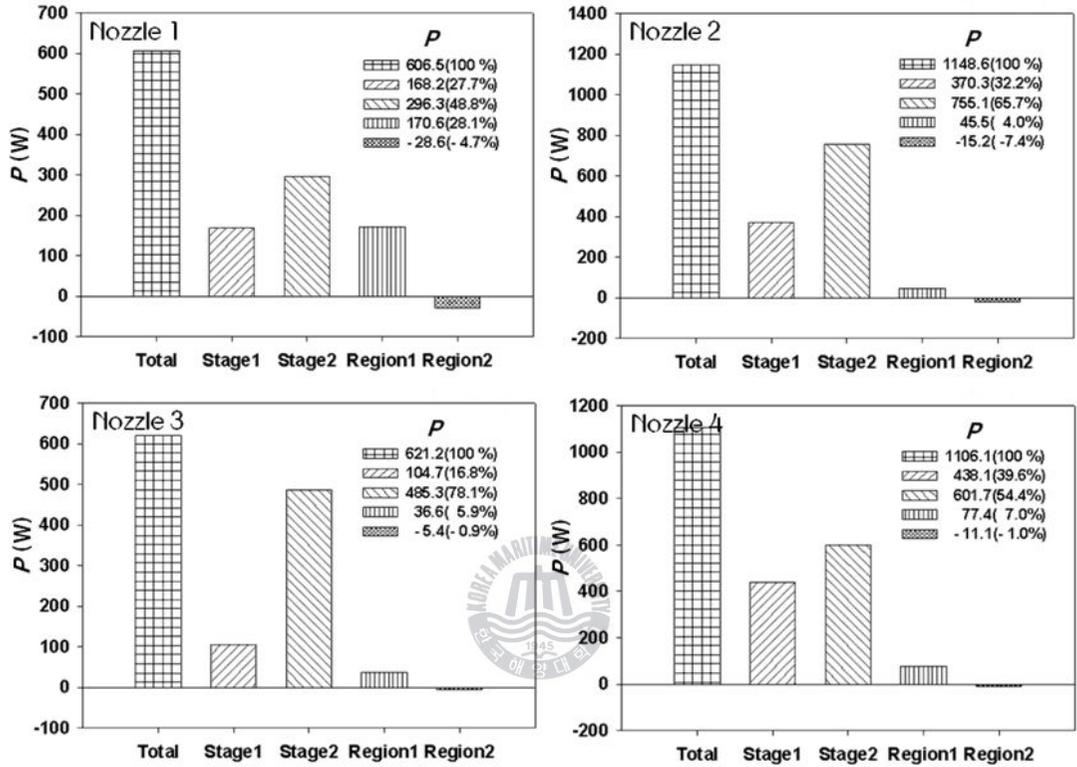


Fig. 2.4.3 Output power analysis of turbine model (BEP)

### 2.4.3 속도벡터와 유선

Fig. 2.4.4와 Fig. 2.4.5는 터빈 모델 내부의 유동장을 절대속도 및 유선으로 나타낸다. 유체의 속도는 Stage 1에서 Stage 2를 통과할 때 증가 되고 있다. 그리고 Region 2에서 큰 와가 러너 내부에 존재하여 재순환을 하고 있다. Nozzle 2의 유체는 Region 2를 지나 노즐 유로에서 더욱 속도가 증가하고 있지만 Nozzle 3의 유체는 반대로 속도가 감소하고 있다.

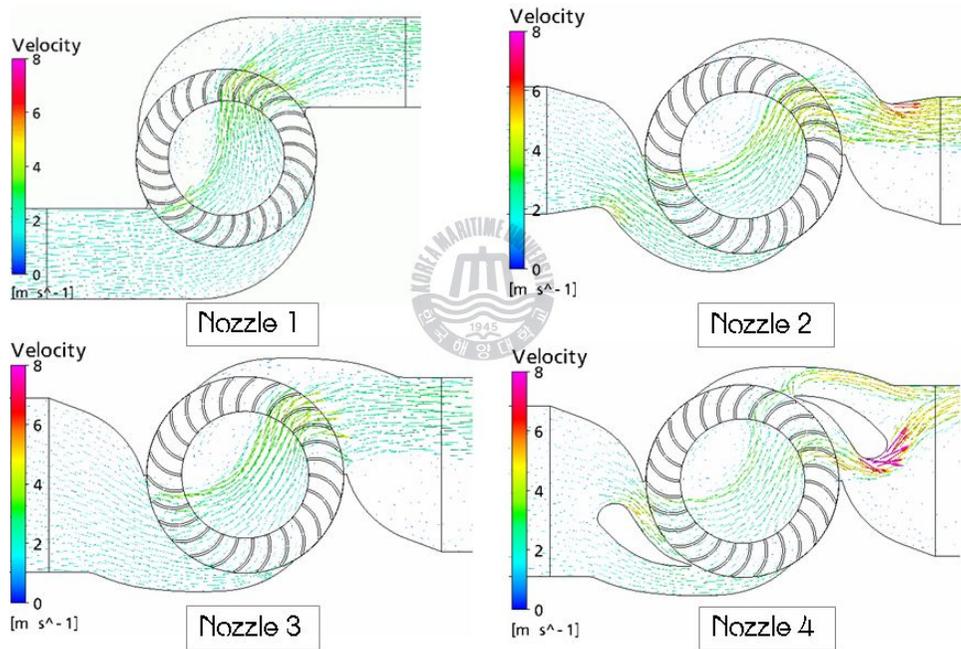


Fig. 2.4.4 Velocity vectors in the turbine passage (BEP)

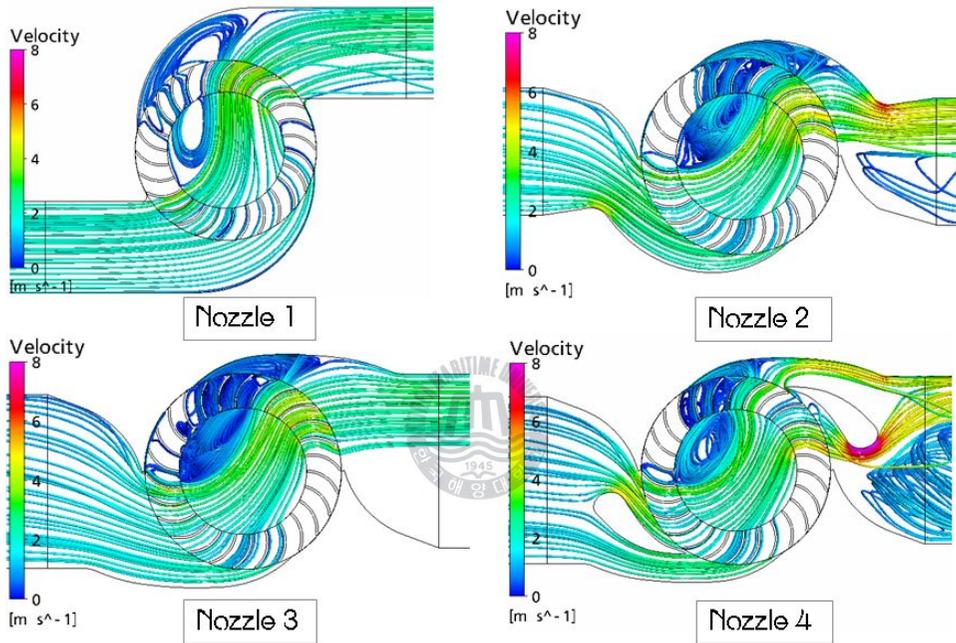


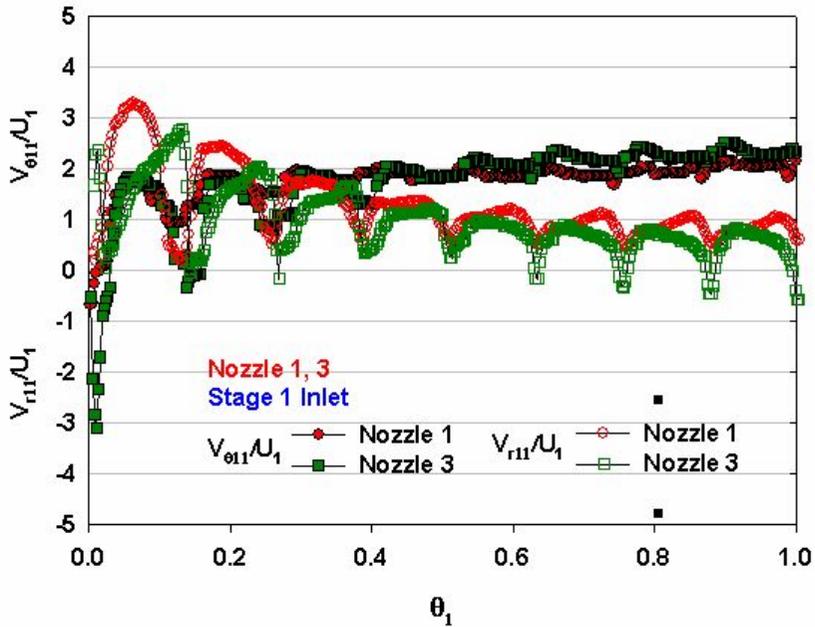
Fig. 2.4.5 Streamlines in the turbine passage (BEP)

#### 2.4.4 속도 분포

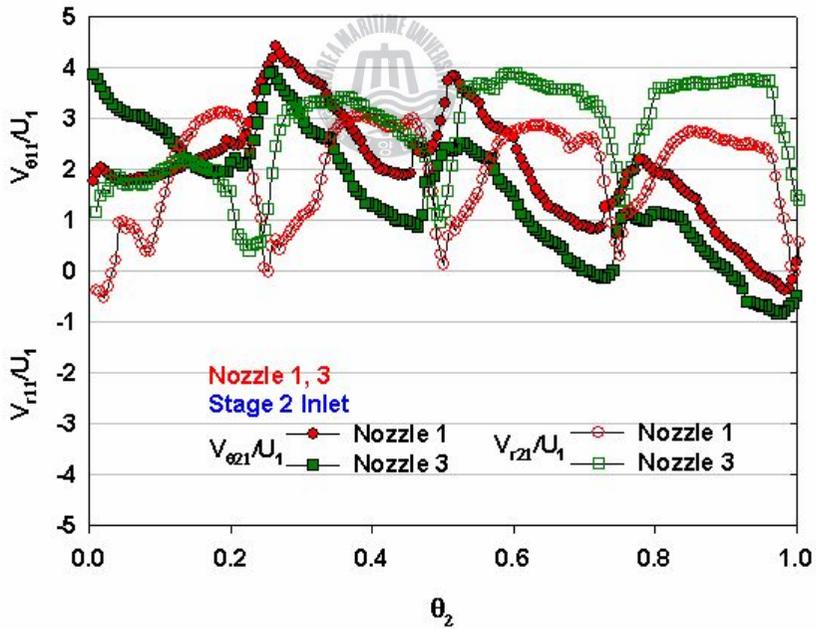
Fig. 2.4.6 (a)는 Stage 1은 입구에서 회전방향과 반경방향의 속도분포를 나타낸 것이다. Nozzle 2와 Nozzle 3의 반경방향의 속도는 비슷하게 나왔지만 회전 방향의 속도가 차이가 나는 것을 알 수 있다. 이것은 바로 Stage1의 출력에 영향을 미치는 요인이고 출력 차이로 나타나고 있다.

Fig. 2.4.6 (b)는 Stage 2의 입구에 흐름 비율 변화를 속도 분포로 나타낸 것이다. Nozzle 2와 3의 회전방향의 속도는 비슷하게 나왔지만 반경 방향의 속도가 차이가 나는 것을 알 수 있는데 Stage 1의 속도 분포와 반대의 결과이다. 이것으로 Stage 1은 회전 방향 속도가 출력에 영향을 주고 Stage 2는 반경 방향의 속도가 출력에 크게 영향을 주는 것으로 확인된다.



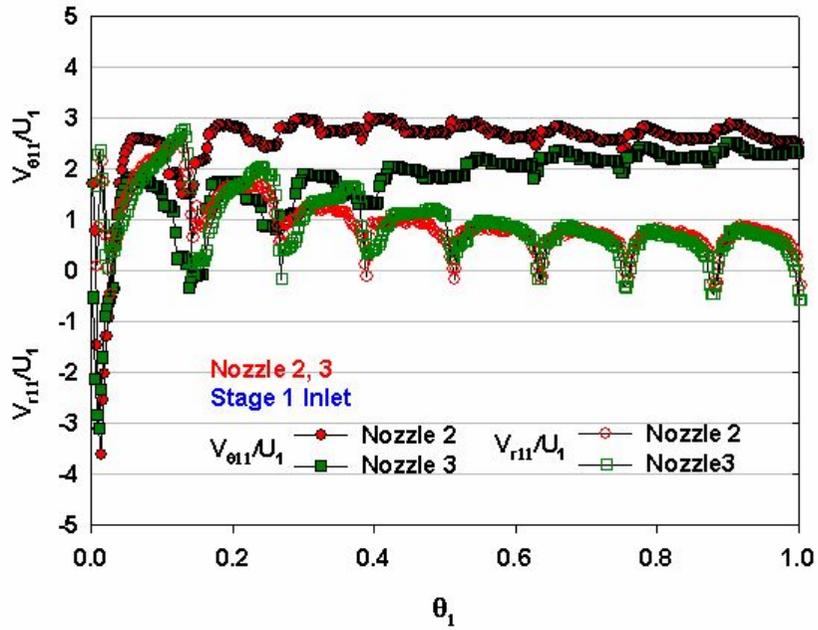


(a) Stage 1 of Nozzle 1, 3

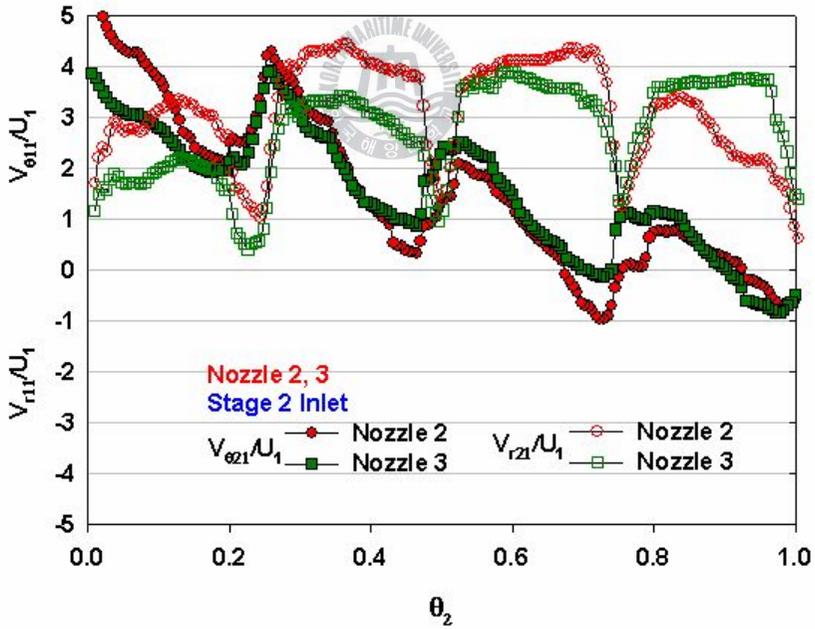


(b) Stage 2 of Nozzle 1, 3

Fig. 2.4.6 Velocity distributions at the inlet (continued)



(c) Stage 1 of Nozzle 2, 3



(d) Stage 2 of Nozzle 2, 3

Fig. 2.4.6 Velocity distributions at the inlet

### 2.4.5 압력 분포

Fig. 2.4.7은 터빈 내부의 정적인 압력 선도를 나타내고 있다. 입구 압력은 러너 통로와 러너 내부의 센터 통로를 따라 감소한다. Nozzle 2는 러너 입구 이전에 통로가 좁아짐에 따라 압력감소 이루어져 러너의 Stage 1에 도달하기 이전에 속도가 상승함으로서 더 많은 출력을 낸다. 그러나 더 높은 차압을 필요로 함으로서 파고가 높은 곳에 설치해야 하는 제약을 받는다.

Nozzle 3은 유체가 러너 Stage 1의 입구에 도달하고 터빈 블레이드 내에서부터 압력이 낮아지기 시작하기 때문에 Stage 1의 출력비율이 낮다.

Fig. 2.4.8은 Stage 1, 2의 inlet에서 블레이드 표면의 압력을 평균하여 나타낸 것이다.

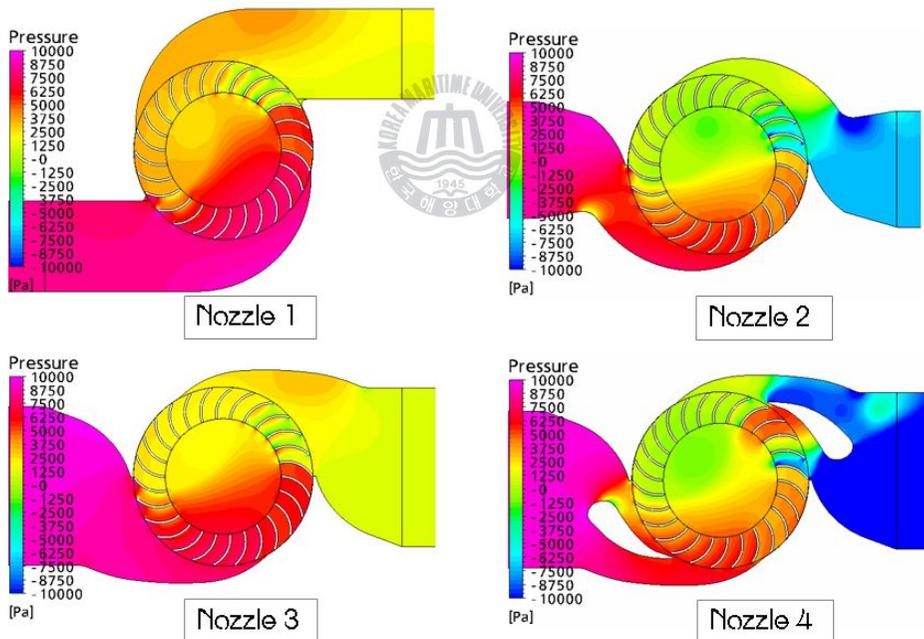
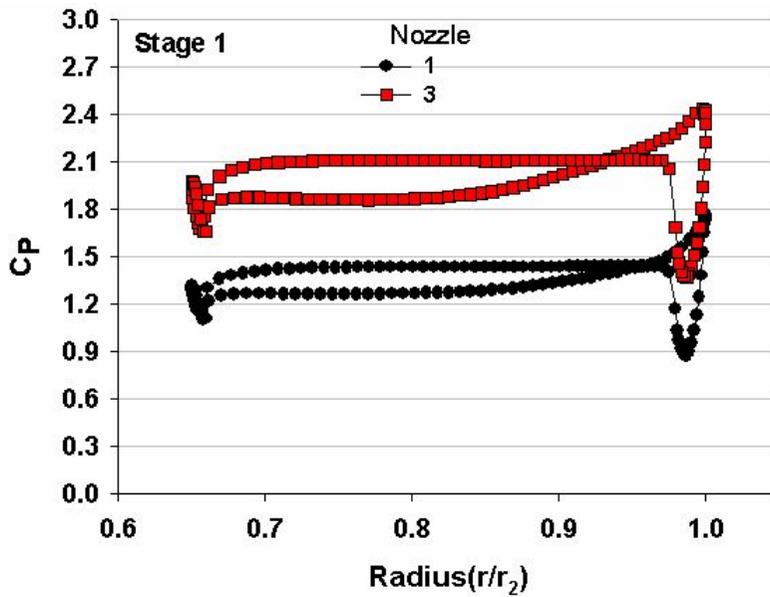
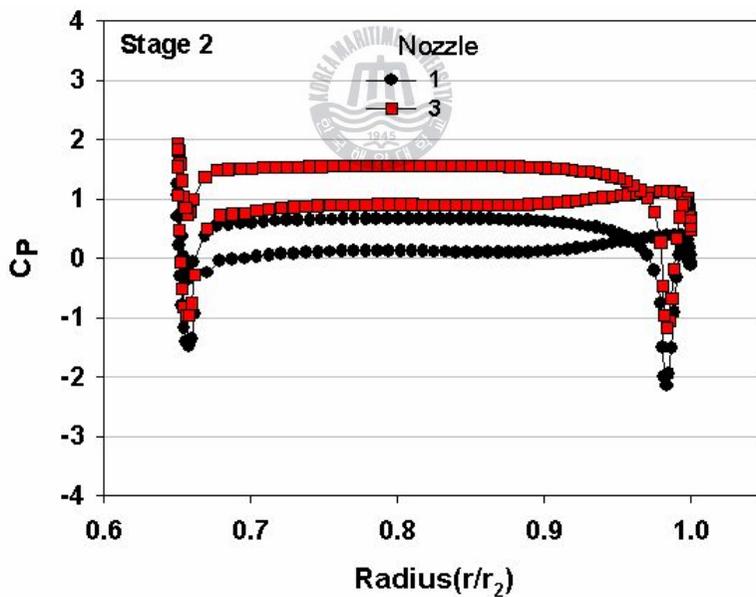


Fig. 2.4.7 Pressure contours within the flow field (BEP)

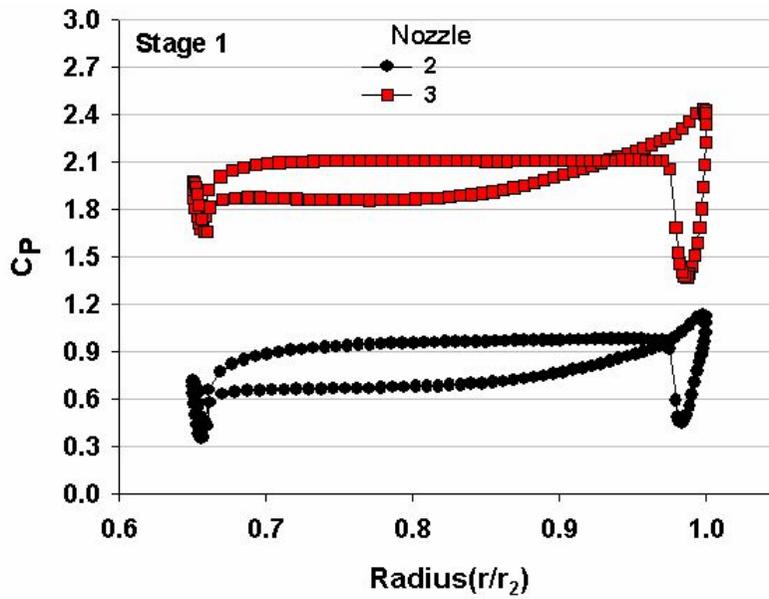


(a) Stage 1 of Nozzle 1, 3

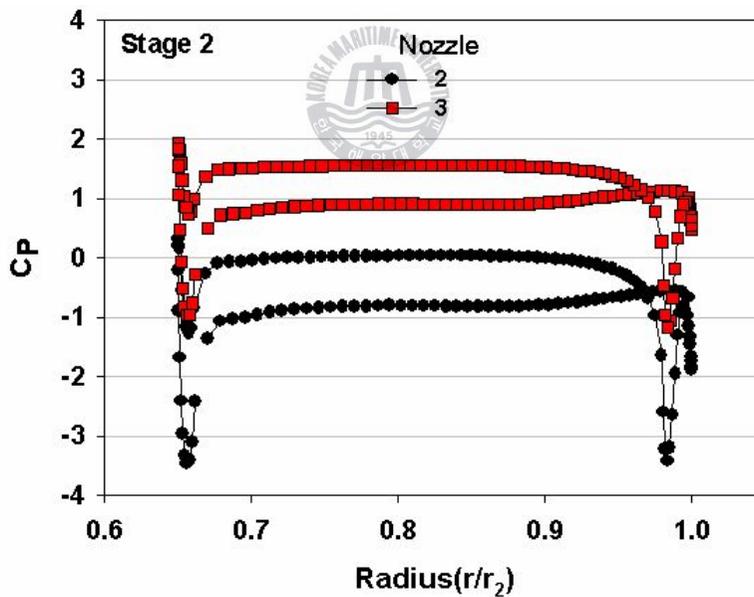


(b) Stage 2 of Nozzle 1, 3

Fig. 2.4.8 Averaged pressure distributions on the surface around the runner blade (BEP) (continued)



(c) Stage 1 of Nozzle 2, 3



(d) Stage 2 of Nozzle 2, 3

Fig. 2.4.8 Averaged pressure distributions on the surface around the runner blade (BEP)

## 제 3 장 직접구동터빈(DDT)의 성능 실험

### 3.1 실험장치

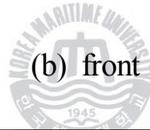
#### 3.1.1 2D 조파 장치

본 연구에서는 파랑의 영향을 최대한 고려하여 터빈의 성능시험을 수행하기 위하여 2차원 조파수조에서 발생시킨 파랑에 의한 흐름을 터빈에 유입시켜서 그 흐름에 의해서 터빈이 구동할 수 있도록 실험 장치를 구성하였다<sup>[12]</sup>. 조파장치의 치수와 파랑 조건을 Table 3.1.1에 나타내고 있으며, Fig. 3.1.1은 본 연구에서 이용한 2차원조파장치이다.

Fig. 3.1.2와 Fig3.1.3은 조파장치의 치수와 실험장치의 개략도이다.

Table 3.1.1 Dimensions of wave channel and wave condition

Wave channel	1.0(W) x 1.0(D) x 35(L)m
Wave paddle	0.98(W) x 1.0(D)
Water level	1m
Wave height	0.3m( $\pm$ 0.15m)
Wave period	0.5 ~ 5 sec.
driven method	AC Servo Motor
Control method	Computer Program
Setup	Self standing
System Type	Piston Type Regular & Irregular



(b) front



(a) side

Fig. 3.1.1 Image of 2D Wave Channel

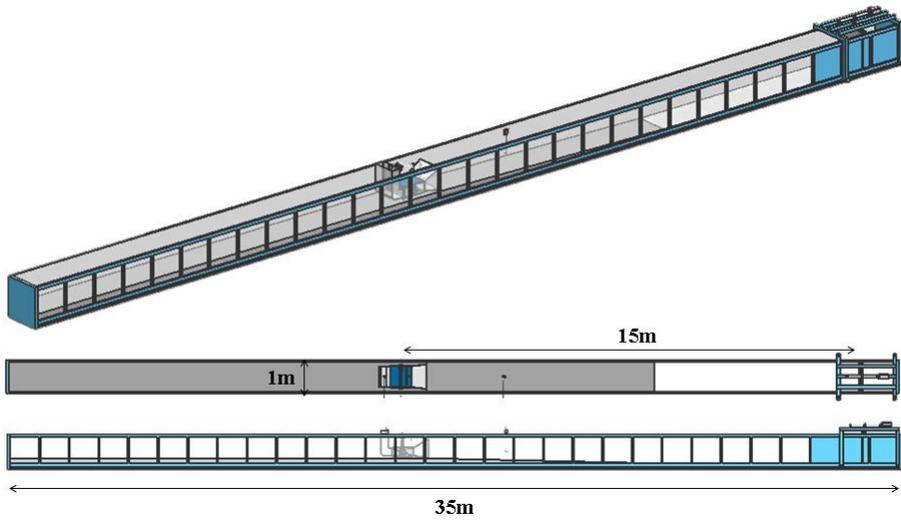


Fig. 3.1.2 Dimensions of the 2D wave channel

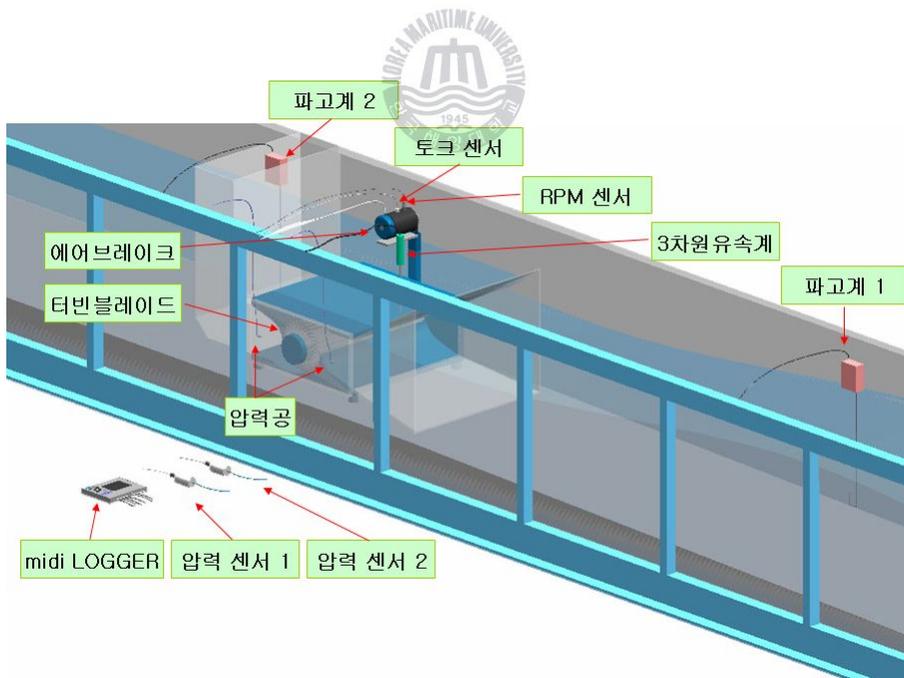


Fig. 3.1.3 Schematic view of the experimental apparatus

### 3.1.2 직접구동터빈 모델

Fig. 3.1.4, Fig 3.1.5, Fig.3.1.6는 본 연구에 적용한 직접구동터빈 모델과 러너를 보이고 있으며, Table 3.1.2, Table 3.1.3에서 상세치수를 나타내고 있다. 터빈의 작동원리는 과량에 의한 상하 및 전후방 흐름을 터빈 전방가이드노즐에서 전후방 왕복류로 변환시키는 작용을 하게 된다. 따라서, 전방가이드 노즐에서 유입된 흐름이 터빈 내부유로에서 단체로 진동수주(Oscillating water column)와 같은 유동현상을 나타내게 된다. 한편, 터빈 내부 전후방노즐의 형상적인 특성에 의하여 단일방향으로 회전하게 된다.

터빈의 성능계측은 터빈 러너측에 폴리를 설치고, 타이밍벨트를 이용하여 터빈 외부에 설치된 토크미터와 연결하여 토크를 계측하였고, 토크미터에 내장된 회전계를 이용하여 러너 회전을 측정하였다. 회전수에 따른 성능변화를 검토하기 위하여 토크미터의 회전축에 에어브레이크를 설치하여 유입흐름에 의해 구동되는 러너의 회전을 조절 가능하도록 하였다.

유입흐름에 의한 유량에 대해서는 터빈 후방에 설치된 저수조에 용량식 파고계를 설치하여 왕복류에 따른 저수조내의 수주 높이 변화를 측정하여 평균유량으로 사용하였으며, 터빈의 유효낙차는 터빈 전방노즐과 후방노즐의 벽면정압을 각각 측정하여 그 차압을 이용하여 유효낙차로 사용하였다.

Table 3.1.2 Dimensions of test turbine model

Turbine	1	2	3
Cross-sectional area at the front and rear nozzle inlets $A$ ( $h_T \times b$ ) [mm $\times$ mm]	250 $\times$ 700	190 $\times$ 700	125 $\times$ 700
Length $L$ [mm]	700	540	350
Purpose of experiment	Turbine Performance	Effect of Attachment devices	Internal flow visualization

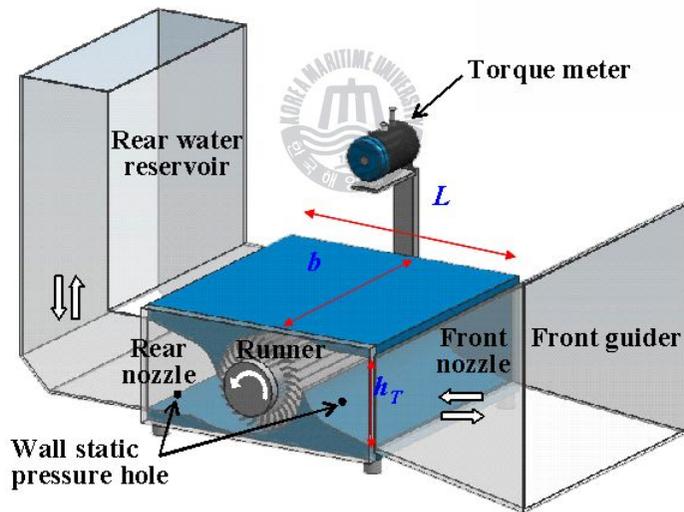
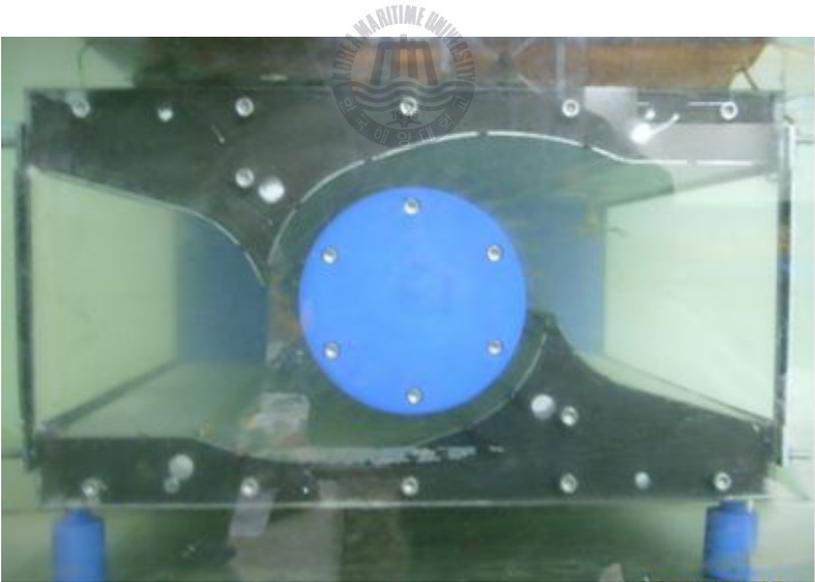


Fig. 3.1.4 Schematic view of Direct Drive Turbine tested



(a) front



(b) Side

Fig. 3.1.5 Image of Direct Drive Turbine model

Table 3.1.3 Dimensions of test turbine model

Runner		1	2	3
Outer Diameter	$D_1$ [mm]	260	200	130
Diameter ratio	$D_2/D_1$	0.644		
Inner blade angle	$\alpha$ [deg.]	30		
Outer blade angle	$\beta$ [deg.]	90		
Blade number	$Z$	30		

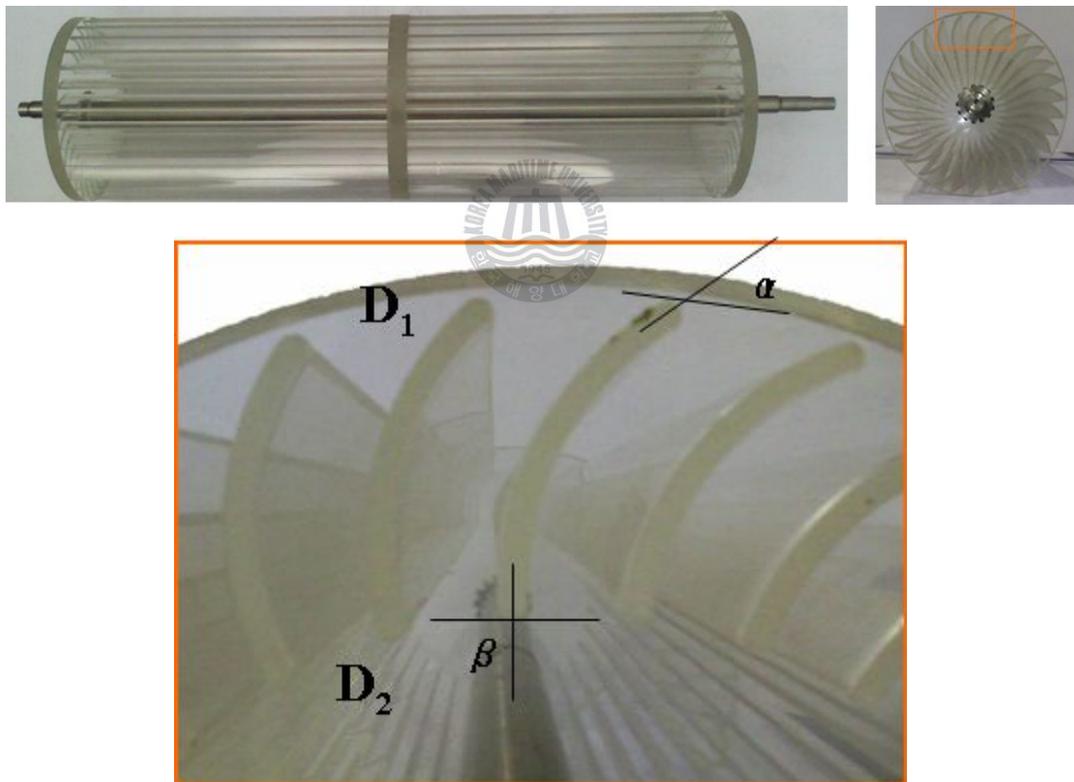


Fig. 3.1.6 Image of test runner

### 3.1.3 계측 센서 보정

실험에 사용된 센서는 토크메타, 회전수메타, 압력센서 2개, 파괴센서 2개, 3차원유속계가 사용되었으며 Fig. 3.1.7과 같이 데이터로그를 통하여 컴퓨터에 실시간 저장하였다.

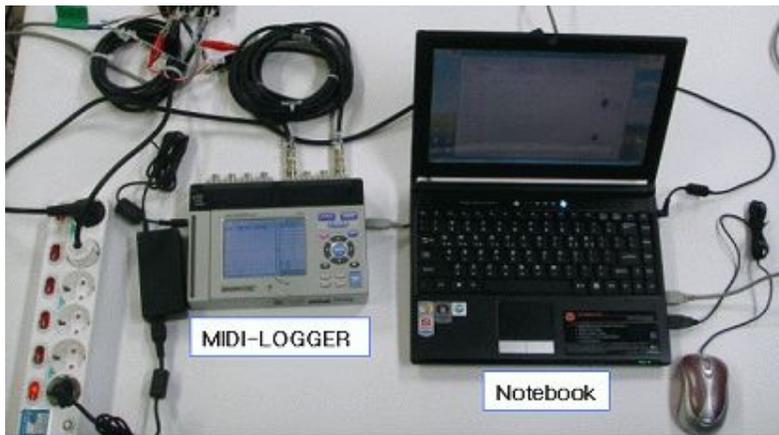


Fig. 3.1.7 Data logging system

#### (1) 토크메타

최대토크 5kg<sub>r</sub>-m, 직진성오차 0.2%/FS의 토크메타를 사용하였다.

토크메타의 보정은 0.25kg<sub>r</sub>-m 씩 토크를 증가시키며 이에 따른 전압을 측정하여 평균변화율을 구하고 무부하 상태에서의 전압을 측정, 손실보정값을 보상하여 데이터를 보정하였다. Fig. 3.1.8은 추를 이용한 토크메타의 전압을 측정하는 사진이다.

Table 3.1.3은 일정한 토크마다 측정된 전압이고, 토크메타를 이용한 측정치토크 보정식은 식(3.1)과 같다.

$$\text{토크} = \text{평균변화율} \times (\text{측정전압} - 0\text{점조정전압}) + \text{손실보정토크} \quad (3.1)$$

Fig. 3.1.9는 각 터빈별 손실보정토크를 측정하여 나타낸 것이다.

Table 3.1.4 Variation of torque

Torque [kgf-m]	0.25	0.5	0.75	1.00	1.25	1.5
Volt [V]	0.119	0.232	0.340	0.457	0.576	0.695
	0.134	0.233	0.348	0.457	0.580	0.689

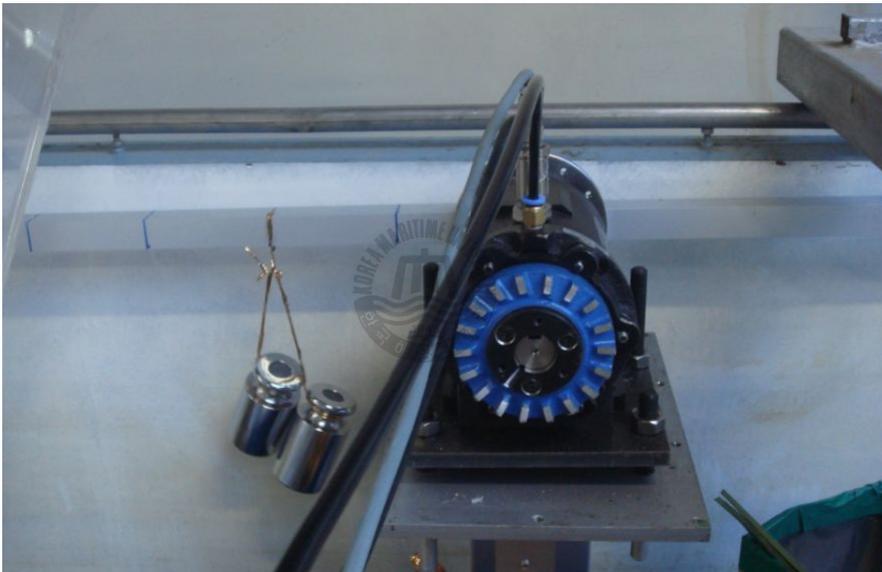


Fig. 3.1.8 Image of torque meter

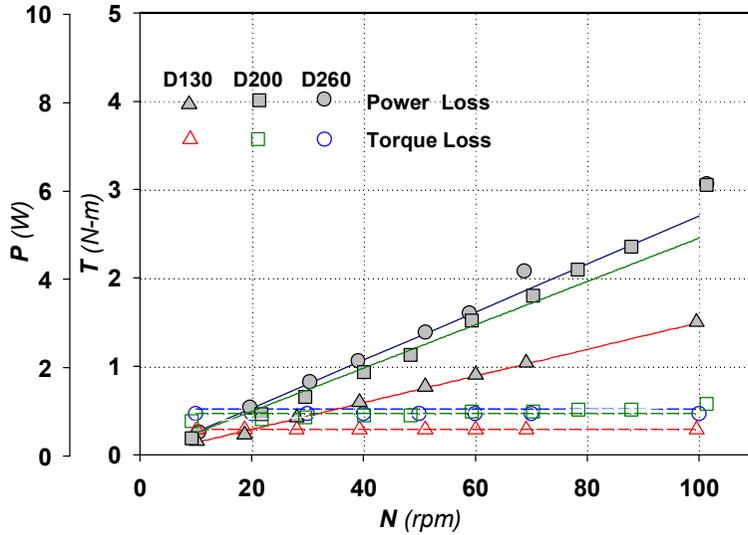


Fig. 3.1.9 Power loss and torque loss

(2) 압력트랜스미터

최대압력  $2\text{kgf/cm}^2$ , 직진성오차  $0.02\%/FS$ 의 압력센서를 사용하였다.

압력트랜스미터의 보정은 수조의 수위를  $100\text{mm}$ 씩 올리면서 Volt를 측정하여 평균변화율을 구하고, Fig. 3.1.10과 같이 터빈중심으로부터 센서까지의 높이를 측정하여 0점 조정을 하였다.

Table 3.1.5는 일정한 수위 변화마다 측정된 전압이고, 압력 보정식은 식(3.2)과 같다.

$$\text{압력} = \text{평균변화율} \times (\text{측정전압} - 0\text{점조정전압}) \quad (3.2)$$

Table 3.1.5 Dimensions of test turbine model

Water Level(mm)	Pressure Transmitter A(V)	Pressure Transmitter B(V)
200	1.085	1.066
300	1.105	1.086
400	1.125	1.106
500	1.145	1.126
600	1.165	1.146

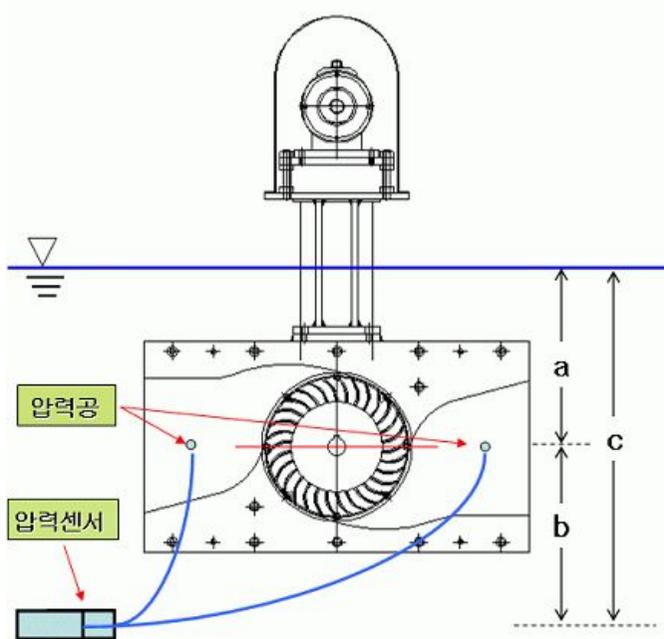


Fig. 3.1.10 Pressure trans meter setting

### (3) 파고센서

최대수위측정 50cm, 직진성오차 0.3%/FS의 파고센서를 사용하였다. Fig. 3.1.11은 파고센서를 설치한 모습이다.

압력트랜스미터의 보정은 수조의 수위를 10cm씩 올리면서 Volt를 측정하여 평균변화율을 구하고 파도의 평균 수위를 측정하여 보정하였다.

Table 3.1.6은 각 수위 마다 측정된 전압이고, 파고 보정식은 식(3.3)과 같다

$$\text{파고} = \text{평균변화율} \times (\text{측정전압} - 0\text{점조정전압}) - \text{평균수위} \quad (3.3)$$

Table 3.1.6 Variation of Water height

Water Height [cm]	0	41	50	55	60	65	100
Front P. Volt [V]	-3.969	-1.641	-1.086	-0.791	-0.506	-0.221	1.797
Rear P. Volt [V]	-4.707	-1.853	-1.217	-0.863	-0.517	-0.170	2.273

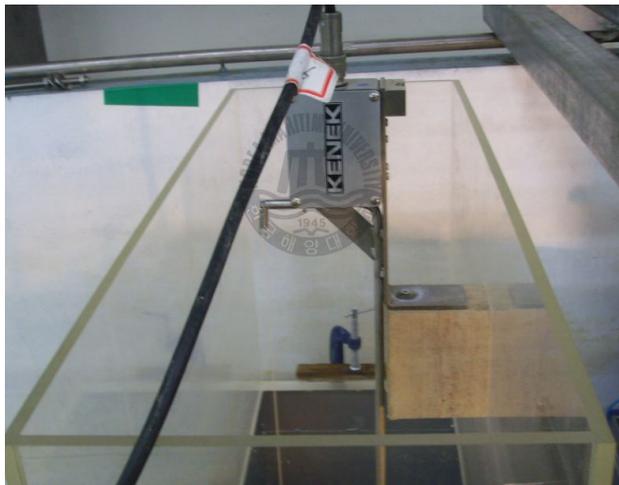


Fig. 3.1.11 Image of Wave height meter

### 3.2 실험방법

본 연구에 적용된 직접구동방식의 런너 블레이드 매수는 30매이고, 입구각은 30도이고, 출구각은 90도, 터빈의 폭은 700mm로 설계되었다.

Fig. 3.2.1은 터빈 성능을 측정하기 위하여 토크메타, 회전수메타, 파고계, 3차원유속계, 압력트랜스메타의 위치를 나타내고 있다. 이 모든 데이터를 저장하기 위하여 8채널 데이터로거를 사용하여 0.02초 간격으로 10초간 데이터를 저장하였다. 수조의 바닥은 조파기가 있는 지점에서 5m 떨어진 지점부터 차츰 높이가 올라가 15m인 지점은 17.5cm의 높이를 가진다. 2차원조파장치는 주기 1.5~2.0초, 파고 10~25cm을 만들며 총길이30m로 DDT 설치지점은 조파기로부터 15m 지점이다. 터빈의 입·출구의 중간지점에 압력공을 만들어 압력을 측정하였다.

실험은 파랑의 주기, 파고, 수위, 수심 변화, DDT의 방향과 앞뒤 부착물의 유무에 따른 성능 변화를 진행하였다.

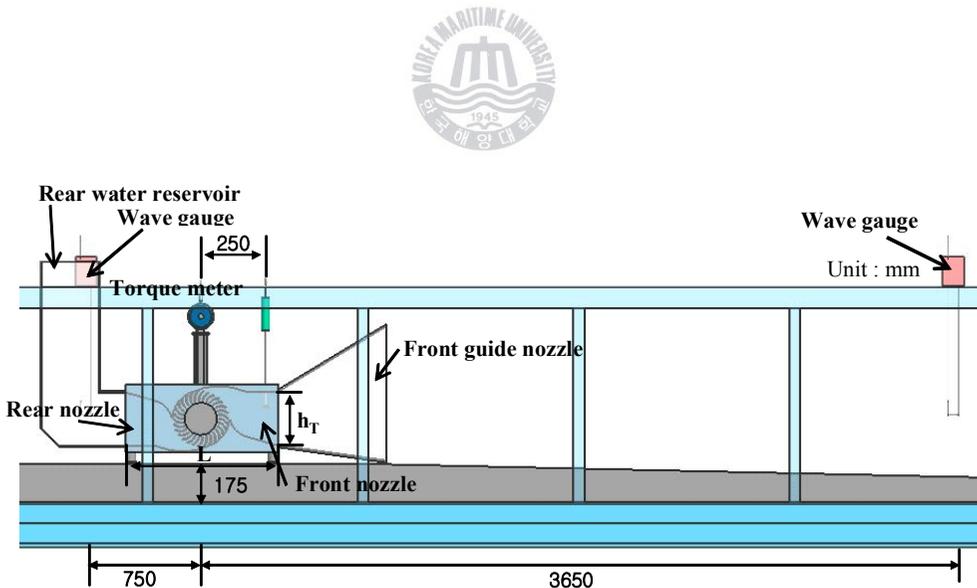


Fig. 3.2.1 Schematic view of experimental apparatus by DDT model and measurement instruments installed in a 2-D wave channel (Turbine1)

### 3.3 실험결과 및 고찰

#### 3.3.1 시계열 데이터

Fig. 3.3.1은 주기 2초, 파고 20cm 일 때의 시계열 데이터이다. 횡축에는 시간변화를 나타내고, 종축에는 순간 유효낙차  $H_{instant}$ , 순간 축동력  $P_{instant}$ , 순간 토크,  $T_{instant}$ , 순간회전수  $N_{instant}$ 를 그리고, 순간 유량  $Q_{instant}$ 를 각각 나타내고 있다.

파랑의 영향에 의한 물입자의 운동은 수면 아래에서 원 중심으로부터 일정한 거리에서 원 궤적을 따라서 반복적으로 움직이며, 수심이 깊어질수록 그 원의 중심에서 궤적까지의 거리가 기하급수적으로 작아져서 일정한 수심이하에서는 물입자의 원운동이 사라지게 된다<sup>[10]</sup>. 따라서, 파랑에 의한 유체의 운동은 수면 아래에서 상하 및 전후 방향으로 반복적으로 발생하게 되며, 직접구동터빈은 이러한 운동 중에서 전후 방향의 왕복유동을 이용하여 터빈 러너를 구동시키게 된다.

터빈의 전방가이드노즐 입구에서 유체의 전후 방향 유동이 터빈으로 유입되면 러너가 회전을 하게 되며, 러너의 블레이드에서는 유입흐름이 가지는 유량과 압력을 흡수하여 회전력을 발생시키게 되며, 따라서, 러너 전후의 터빈노즐 사이에서는 차압  $\Delta P$ (유효낙차  $H$ )가 발생하게 된다. 또한, 터빈 내부유로의 흐름은 왕복류이기 때문에 유효낙차와 유량은 일정한 주기를 가지고 변동하며, 토크와 출력에서도 마찬가지로 주기적인 변동을 보이게 된다.

$\Delta H$ 는 터빈의 동일한 시간대  $P_f$  와  $P_r$ 의 차를 수두로 나타낸 것으로 평균 0.073m이다.  $P_f$ 는 변화폭이 2158.2Pa이고  $P_r$ 은 588.6Pa의 변화폭을 보였다. 회전수는 62~68RPM으로 회전수변화폭이 최대 6RPM으로 나타났다. Rear water reservoir의 수위변화는 터빈에 들어오는 전체 유량 변화와 같다. 최대 수위변화 속도는 0.32m/s이다.

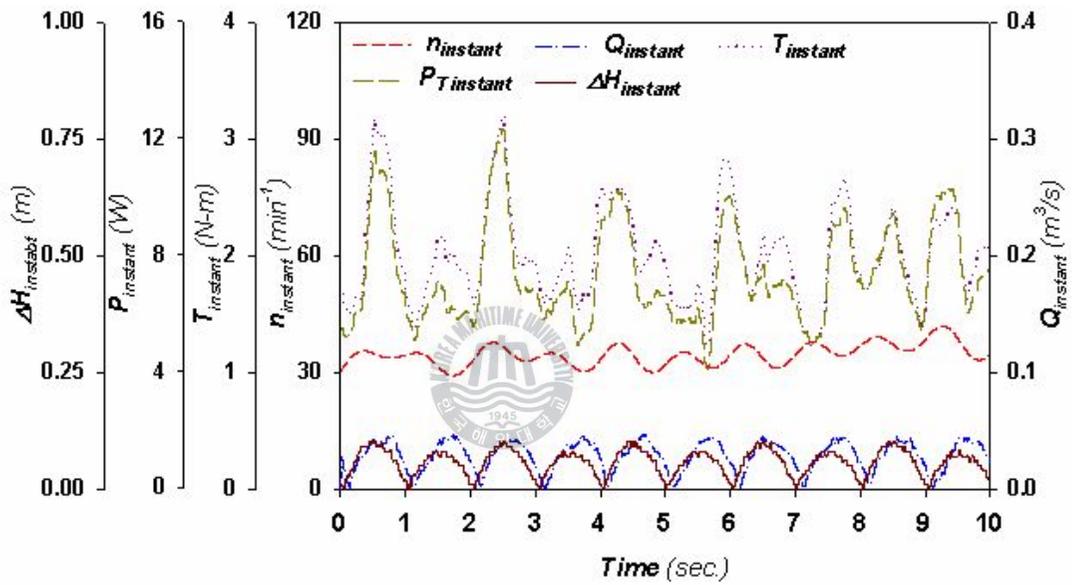


Fig. 3.3.1 Time serial output data  
 (Turbine 1,  $T_p=2.0\text{sec.}$ ,  $H=20\text{cm}$ ,  $h=70\text{cm}$ )

### 3.3.2 파고변화

Fig. 3.3.2는 각각의 파랑 조건에서 시계열 데이터를 평균하여 나타낸 것이다. 파고에 따른 성능 증가는 파랑주기에 따라 다르지만 파고가 10cm 증가함에 따라 회전수는 약 25RPM이 증가하였고, 입구압력의 변화량은 약 800Pa이 증가하며, 유량은 약 0.008m<sup>3</sup>/s 가량 증가하였다.

파고가 2배 증가하면 평균회전수는 1.5배, 평균입구압력의 변화량은 1.7배 그리고 평균유량은 1.4배 증가하였다.

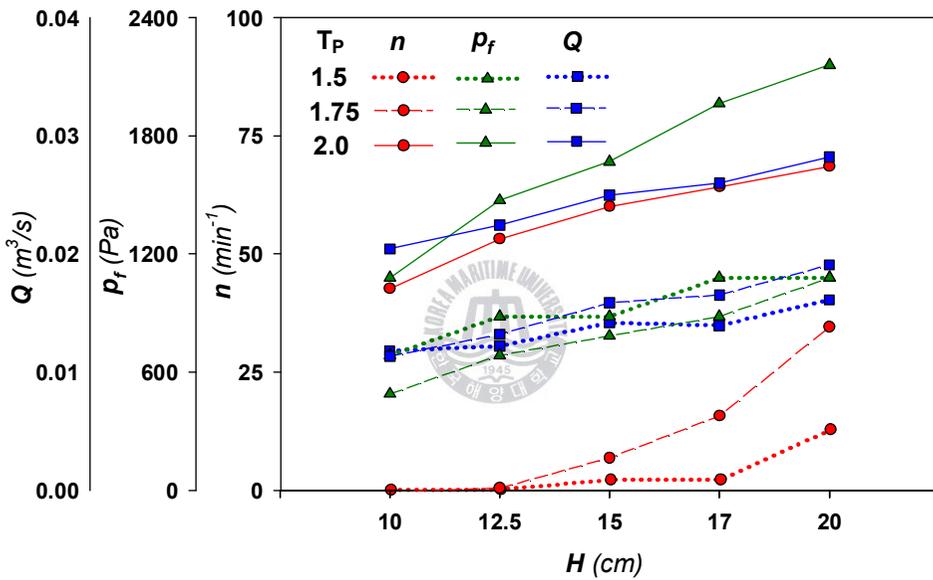
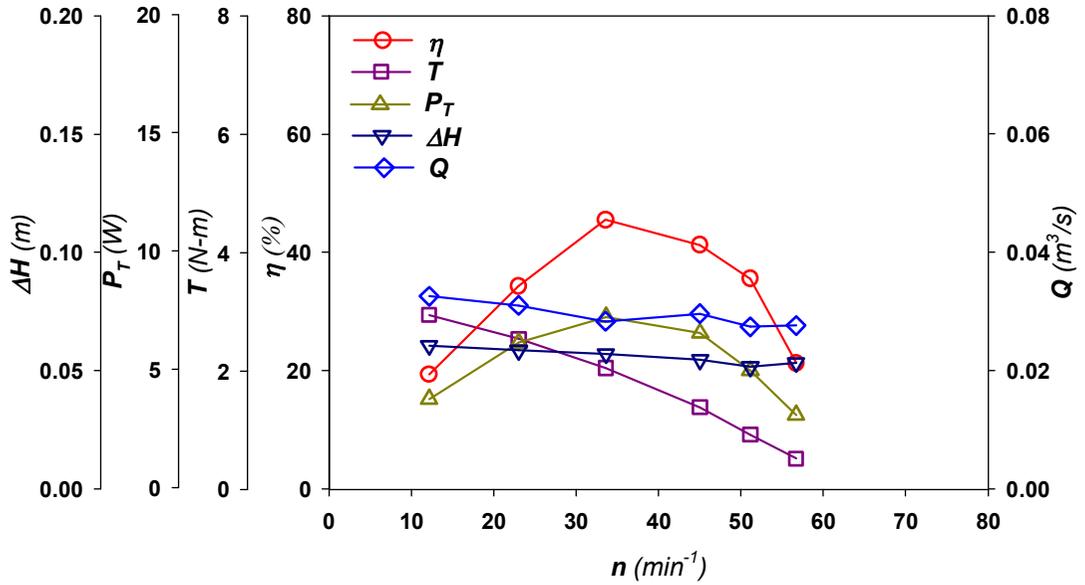
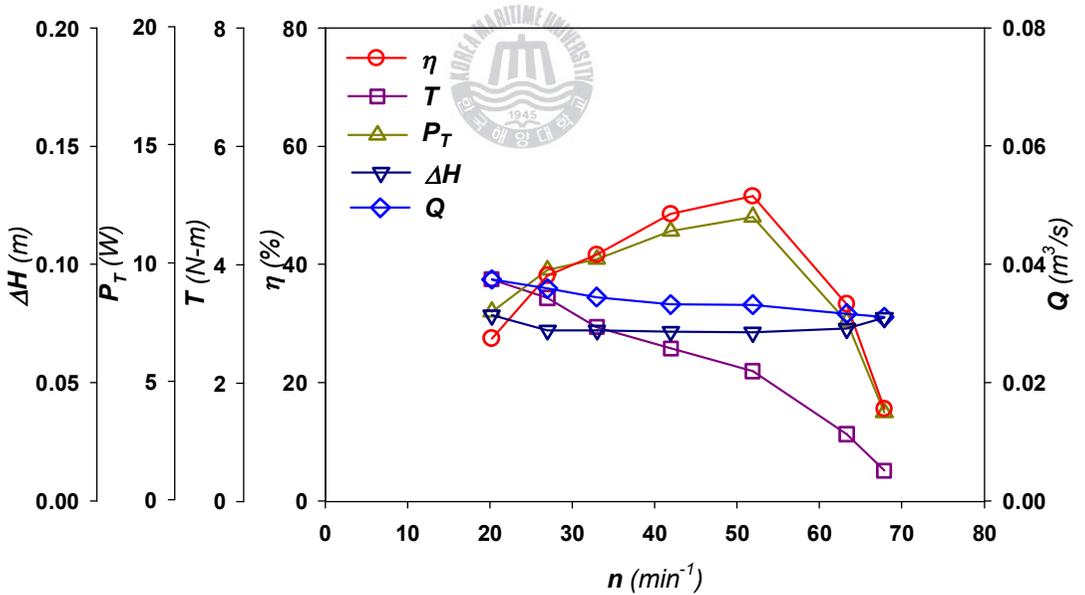


Fig. 3.3.2 Performance by the variation of wave height under no load condition



(a) Wave height  $H=20\text{cm}$



(b) Wave height  $H=26\text{cm}$

Fig. 3.3.3 Performance curves of test turbine model by wave height (Turbine 1,  $T_p=2.0\text{sec.}$ ,  $h=70\text{cm}$ )

### 3.3.3 주기변화

Fig. 3.3.2은 3가지 파고에서 주기 1.5~1.9sec. 성능 변화가 미약하나 주기 2sec.가 되자 급격하게 성능이 향상됨을 볼 수 있다. 주기는 DDT에 아주 중요한 요소임을 알 수 있다.

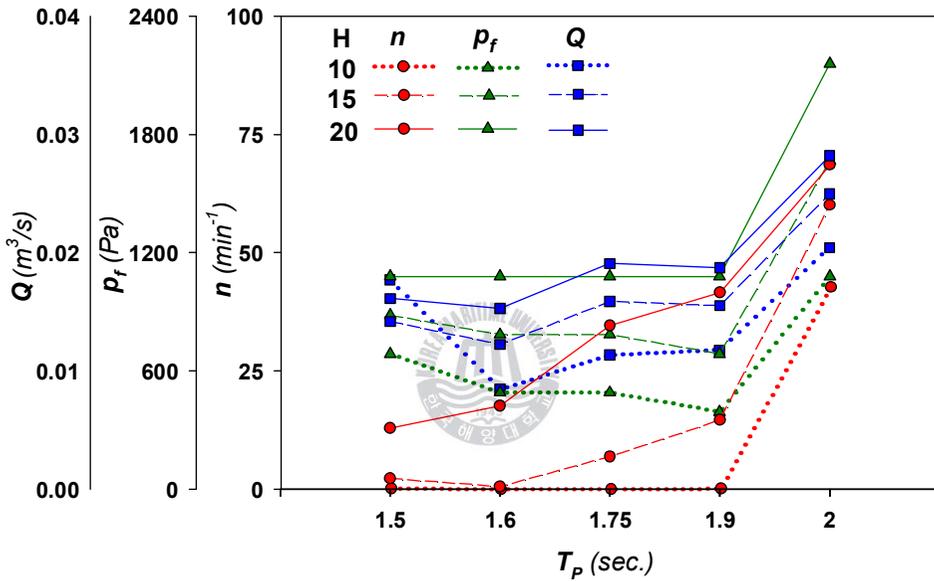


Fig. 3.3.4 Performance by the variation of wave period under no load condition

### 3.3.4 수심 변화

수심변화를 실험하기 위해 제작된 조파수조II는 Fig. 3.3.5와 같다.

조파수조II는 최대수심 2m, 폭 1m 총길이 5m이고 조파 방식은 피스톤 방식이다.

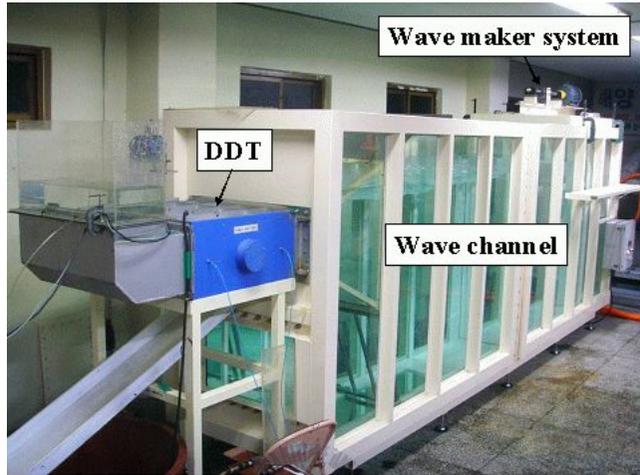


Fig. 3.3.5 Image of 2D Wave Channel II

Table. 3.3.1은 수위 실험을 하기위한 2개의 조파장치의 치수와 파랑조건을 나타낸 것이다. 조파수조 I, II는 피스톤식 조파장치를 내장하고 있으며, 제어장치를 이용하여 파고, 파주기를 조절할 수 있도록 설계되어 있다. 터빈 성능에 대한 수심의 영향을 검토하기 위하여 조파수조 I에서는 수심을 75cm로 설정하였고, 조파수조 II에서는 수심을 약 2배인 140cm로 정하였다. 수심에 따른 터빈 성능을 검토하는 것이므로, en 종류의 수조에서 수조 폭은 동일하게 1m로 설정하였으며, 높이만 1m, 2m로 차이를 두었다. 수면에서 터빈 러너 중심까지의 거리는 두 조파수조에서 동일하게 30cm로 설정하였다.

또한, 조파수조 I에서는 터빈 러너중심에서 3.65m 상류측에 설치한 용략식 파고계를 이용하여 터빈에 유입되는 파고와 파주기를 계측하였으며, 조파수조 II에서는 수조벽면에 눈금자를 설치하여 수면의

변화에 따른 파고와 주기를 각 파랑조건에서 15회 이상 측정하여 그 평균값을 사용하였다.

Table 3.3.1 Comparison of test turbine performance by water depth

Wave channel			I	II
Water depth	$h$	(cm)	75	140
Wave height	$H_w$	(cm)	20	20
Wave period	$T_p$	(sec.)	2.0	2.0
Flow rate	$Q$	( $m^3/s$ )	0.028	0.023
Rotational speed	$N$	( $min^{-1}$ )	68.5	39.7
Static pressure at front nozzle	$p_f$	(Pa)	2158	1471

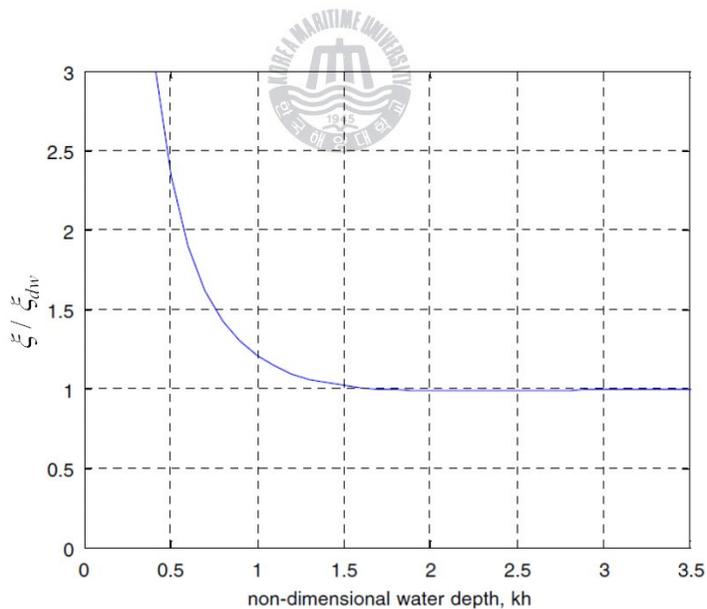


Fig. 3.3.6 Change in horizontal water particle amplitude with water depth<sup>[13]</sup>

Fig. 3.3.7은 조파수조 II의 파고와 파주기가 변화할 경우에 대한 터빈성능을 검토한 결과이며, Fig. 3.3.8은 순간 계측값을 시간평균하여 각 계측요소의 평균값으로 사용하였다. 조파수조 I의 파고와 파주기와 비교하기 위한 결과는 Fig. 3.3.2와 Fig. 3.3.4이다. 종축의 파고  $H_w$ 가 높아짐에 따라서 수심에 상관없이 유량  $Q$ , 터빈 전방노즐 벽면정압  $P_f$ , 회전수  $N$ 이 거의 직선적으로 증가함을 알 수 있다. 또한, 주기가 증가함에 따라서 일정 주기 이상에서부터 계측값이 직선적으로 증가함을 알 수 있다. 이러한 결과에 대한 원인으로서는 파력에너지에서 차지하는 파고와 파주기의 영향을 고려해볼 필요가 있다.

일반적으로, 실험실에서 발생하는 불규칙파랑에 의한 파력에너지  $E_w$ 는 식(3.4)과 같이 나타낼 수 있다<sup>[14]</sup>.

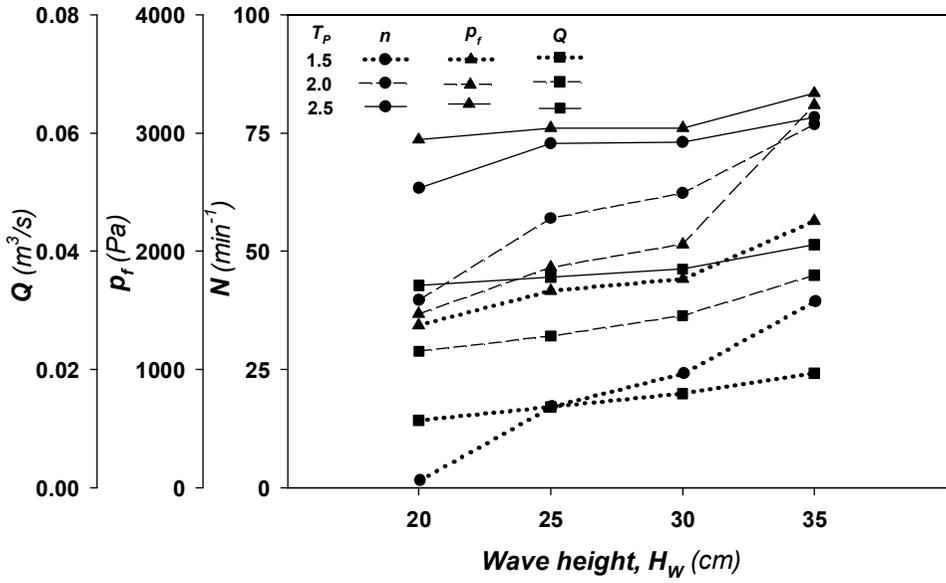
$$E_w = a(H_{w1/3})^2 \cdot (T_{p1/3}) \quad (3.4)$$

여기서,  $a$ 는 상수로서 약 0.49로 정해지며,  $H_{w1/3}$ 는 유의파고(m),  $T_{p1/3}$ 는 유의파주기(sec.)를 나타낸다.

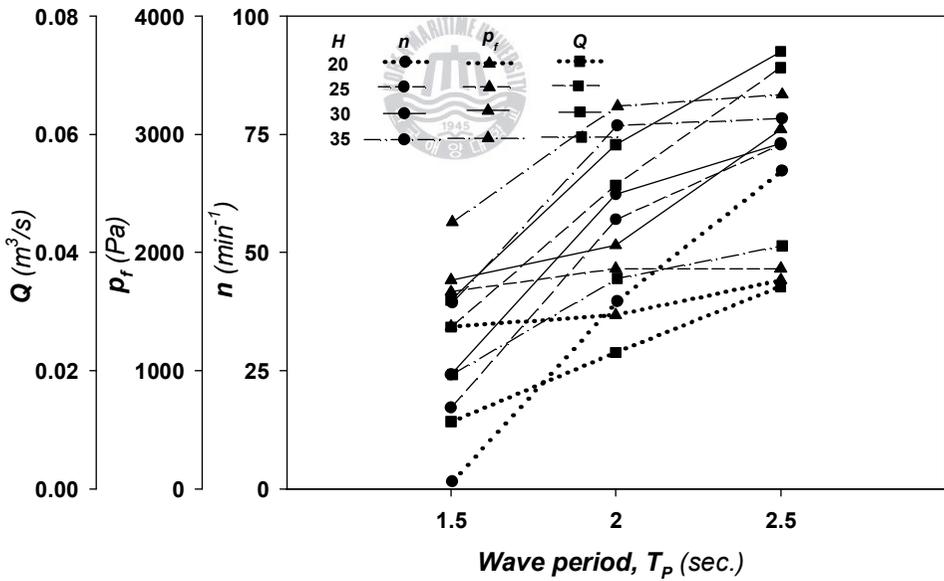
식(3.4)에서 알 수 있는 바와 같이 파력에너지는 유의파고의 자승과 유의파주기에 비례관계이기 때문에 Fig. 3.3.4에서 주기가  $T_p=1.9\text{sec.}$  이하에서는 터빈 성능값이 거의 변화가 없는데, 이것은 터빈 러너가 가지는 관성력의 영향으로 인하여 어느 특정한 값 이상의 파고와 파주기에 의한 파력에너지가 유입되어야 비로소 정상적으로 터빈의 운전이 시작됨을 나타낸다.

각 수심과 파랑조건에 따른 터빈성능 변화를 정량적으로 비교해볼 경우, 상대적으로 얇은 수심 75cm에서는 유량  $Q=0.028\text{m}^3/\text{s}$ , 회전수  $68.5\text{min}^{-1}$ , 전방노즐정압  $P_f=2158\text{Pa}$ 을 나타내지만, 수심 140cm인 경우에는 그보다 낮은 값 유량  $Q=0.023\text{m}^3/\text{s}$ , 회전수  $N=39.7\text{min}^{-1}$ , 전방노즐 정압  $P_f=1471\text{Pa}$ 을 각각 보이고 있다.

즉, 수심이 상대적으로 얇은 곳에 설치한 터빈에서 더 높은 값의 성능을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 3.3.6에서 알 수 있듯이, 상대적으로 얇은 수심에서 매우 큰 수평방향 물입자 운동이 발생하고, 수심이 깊어질수록 급격하게 물입자 운동이 작아짐을 알 수 있다.

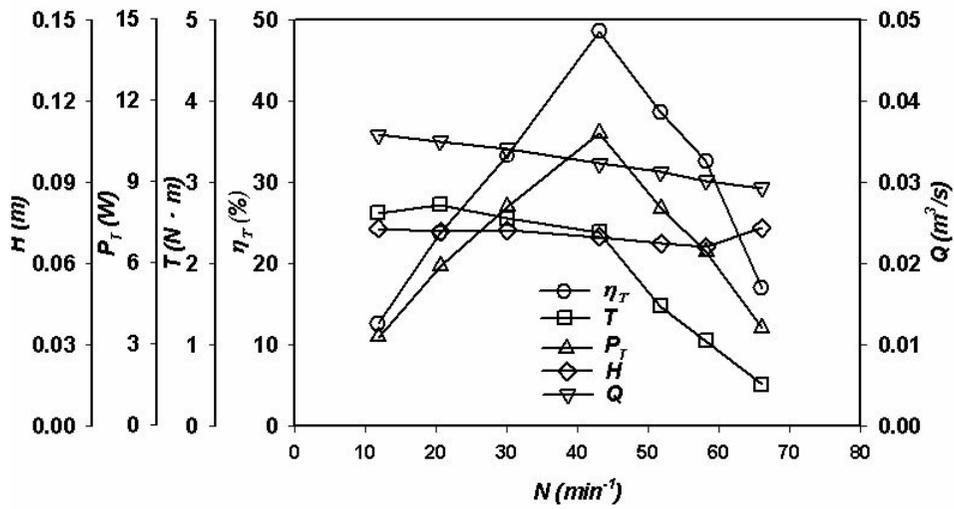


(a)

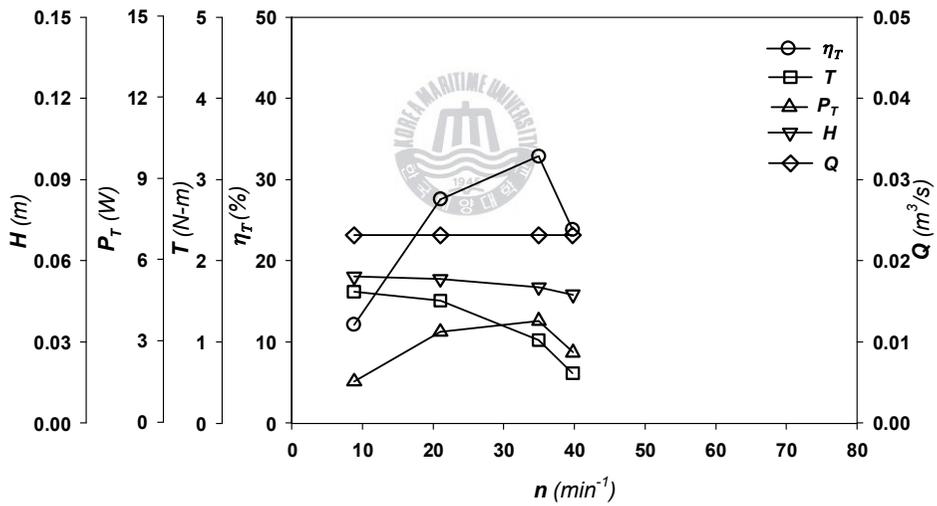


(b)

Fig. 3.3.7 Turbine performance by wave height(a) and period(b) deep water  $h=140$ cm



(a)



(b)

Fig. 3.3.8 performance curves of test DDT model the case of (a) shallow water  $h=75\text{cm}$  and (b) deep water  $h=140\text{cm}$

### 3.3.5 부착장치에 따른 성능 효과

Table. 3.3.2와 같이 4종류로 나누어 실험을 실시하였다.

Fig. 3.3.9은 부착물의 단면형상과 설치 유무를 쉽게 알 수 있도록 나타낸 그림이다.

Fig. 3.3.10에서 명백하게 부착물의 효과를 알 수 있다. 특히 정면에 설치된 Front guide wall의 효과는 매우 크다고 할 수 있다. 결과를 보면 Case 4보다 Case 1이 30%이상 회전수가 올라갔다. 터빈 정면과 배후의 부착 장치들이 매우 중요한 것을 의미한다.

Table 3.3.2 Test cases by attachment devices at the turbine front and rear nozzle inlets

Division	Front guide wall	Rear water reservoir
Case 1	Attached	Attached
Case 2	Attached	None
Case 3	None	Attached
Case 4	None	None

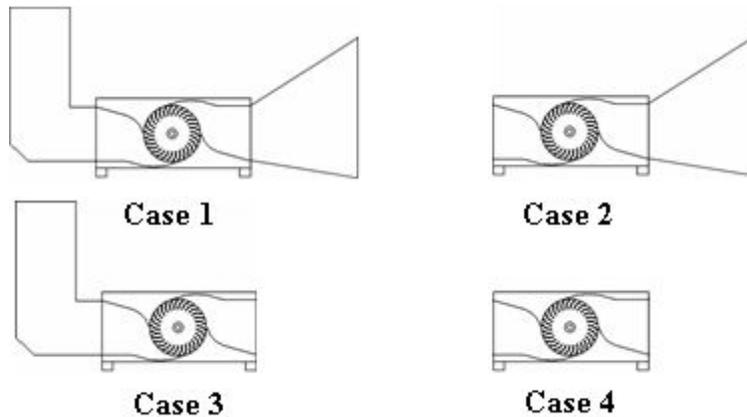


Fig. 3.3.9 shape of attachment devices

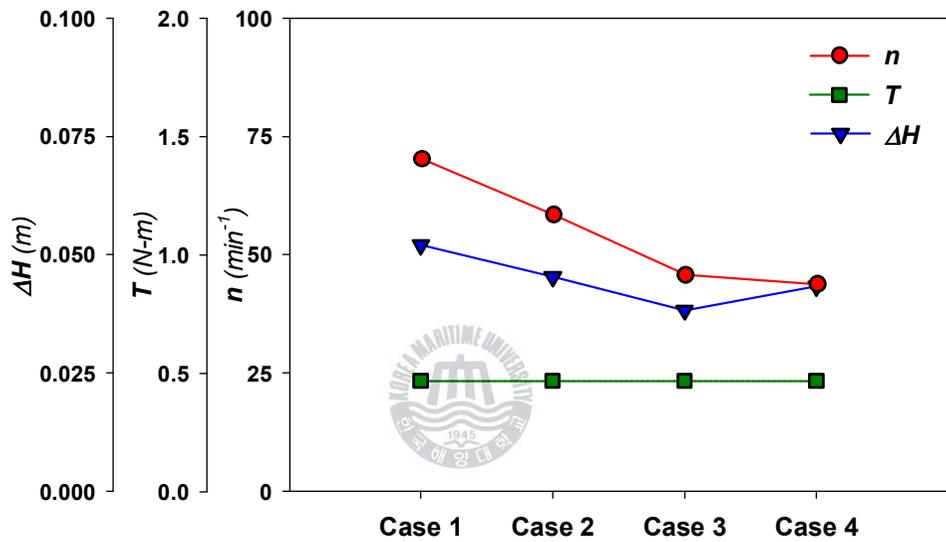


Fig. 3.3.10 Influence of attachment devices on the turbine performance

### 3.3.6 노즐 방향에 따른 성능 효과

Table 3.3.3과 같이 터빈의 노즐 방향에 따른 부착물을 설치하였다.

Fig. 3.3.11은 노즐의 방향과 부착물의 유무와 위치를 나타낸 것이다.

Fig. 3.3.12에서와 같이 부착물이 다 있는 CaseI과 CaseII는 회전수가 비슷하게 나왔지만 부착물이 없는 CaseIII와 Case IV는 노즐 방향에 따라 많은 성능 차이를 보였다.

Table 3.3.3 Test cases by attachment devices to the turbine directions

Test	Turbine direction	Front guide nozzle	Rear water reservoir
Case I	Normal	Attached	Attached
Case II	Reverse	Attached	Attached
Case III	Normal	None	None
Case IV	Reverse	None	None

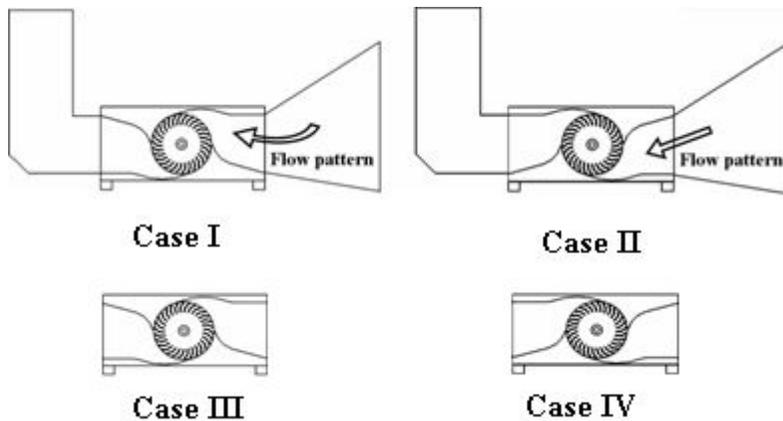


Fig. 3.3.11 shape of nozzle configuration

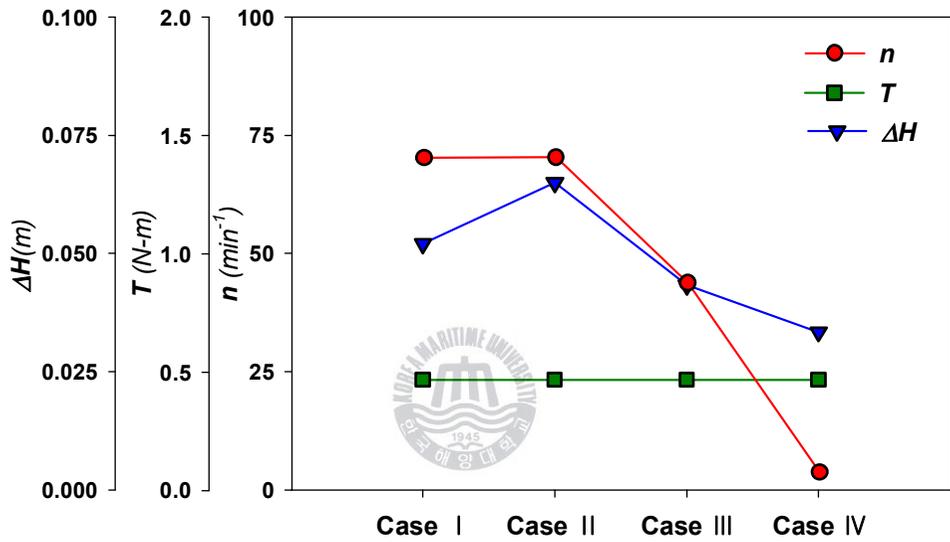


Fig. 3.3.12 Influence of nozzle configuration in the turbine performance

### 3.3.7 노즐 입구에서의 속도 변화

Fig. 3.3.13는 3차원유속계를 이용하여 노즐 입구의 유속을 측정한 것이다. X방향의 유속이 가장 큰 변화 폭을 가지는데 이것은 수평운동을 하는 왕복류의 흐름 방향이다. 또한 Z방향의 유속은 파랑이 상하 운동을 함으로써 생긴 유체의 흐름이다.

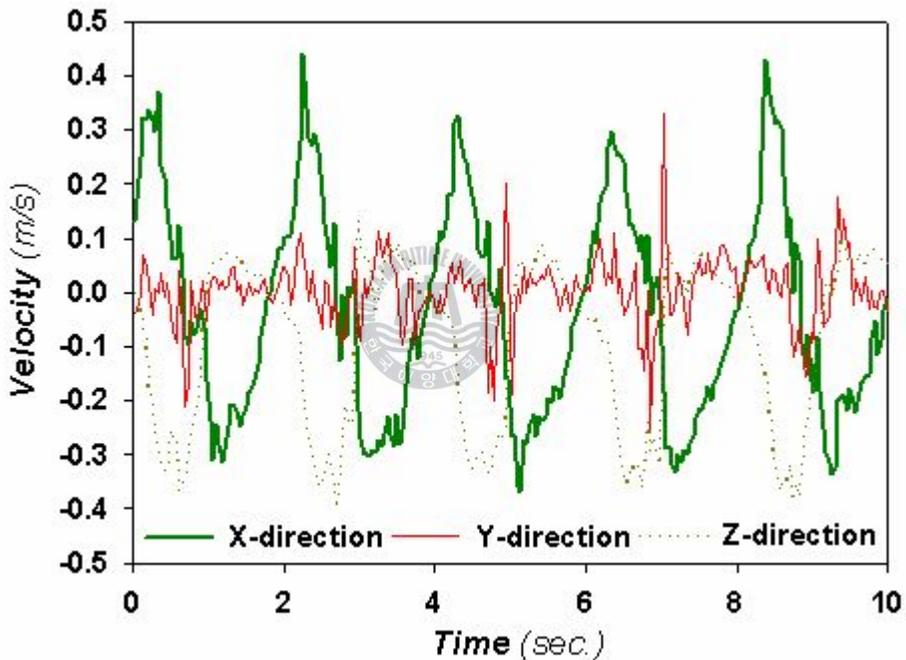


Fig. 3.3.13 Time serial instant 3-D velocity components in the turbine front nozzle (Turbine 3,  $T_p=2.0\text{sec.}$ ,  $H=20\text{cm}$ ,  $h=70\text{cm}$ )

### 3.3.8 직접구동터빈의 유동가시화

흐르는 유체의 속도와 같은 유동특성을 파악하는 것은 유체공학 관련의 제반문제를 해결하기 위하여 필요 불가결한 요소이다. 전통적인 유동가시화(Flow visualization)기법은 적절한 조명장치와 추적입자 그리고 이를 기록할 수 있는 카메라를 이용하여 직관적으로 이해하기 쉬운 영상을 제공할 수 있어 복잡한 유동장도 쉽게 이해 될 수 있는 장점이 있다. 그러나 정량적인 유동정보에 대한 계측이 어렵다. 이에 대한 대안으로 디지털 영상처리기술인 PIV(Particle Image Velocity)가 속도계측의 새로운 실험기법으로서 1980년대 초반부터 본격적으로 소개되었다.

Fig. 3.3.14은 2차원 PIV 실험 시스템을 보여주고 있다. 조명장치는 최대 500mW 출력을 갖는 연속광 레이저이고 이 빛은 원통형 렌즈를 통해 2차원의 단면광을 형성하여 유동장에 직접 조사한다. 입력장치로는 CCD High-Speed camera(Photron FASTCAM - 1,280 x 1,024 pixels at 1000fps )를 사용하였다. 추적입자는 조명에 대해 산란성이 우수한 평균직경  $100\mu m$ 인 구형의 PVC(Poly Vinyl Chloride)를 사용하였다.

Fig. 3.3.15는 유동해석을 위한 동일입자 추적 알고리즘은 FFT 제조치상호상관법을 이용하였으며 (주)아이아이티의 CACTUS 3.3을 이용하여 계산하였다.

Fig. 3.3.16에서 좌우 대칭의 노즐안의 흐름은 왕복운동을 하며 흐름이 나가는 쪽에 큰 볼텍스가 형성되었다.

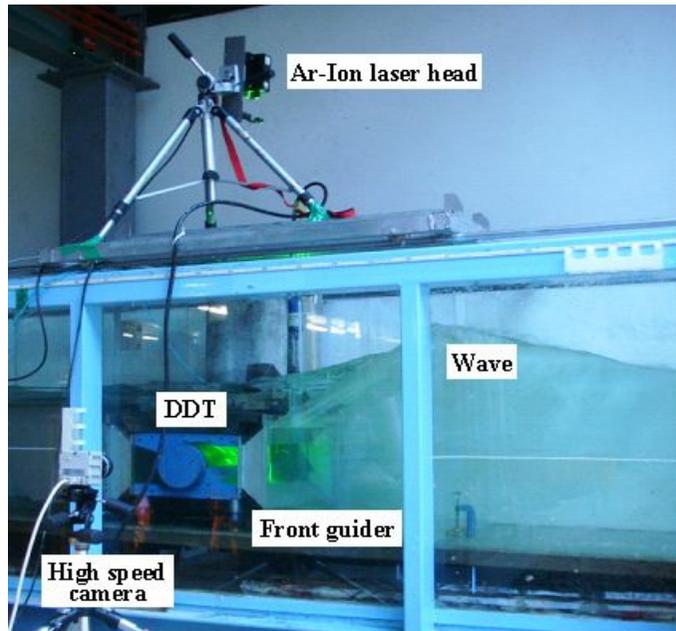


Fig. 3.3.14 Experimental setup for the visualization

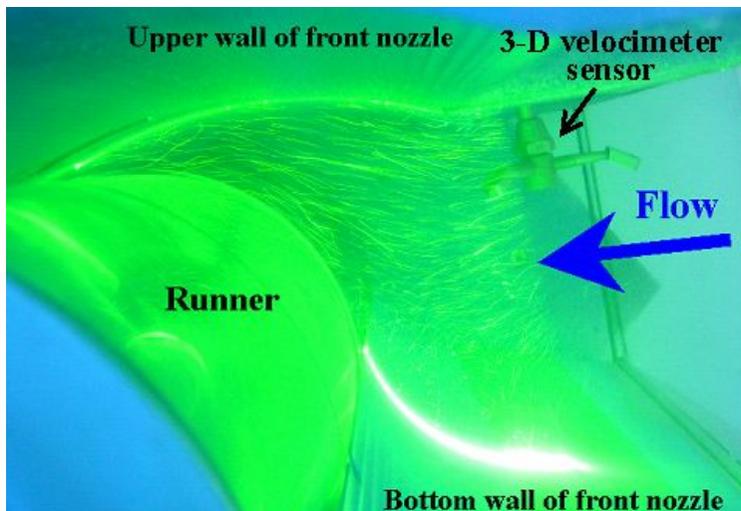
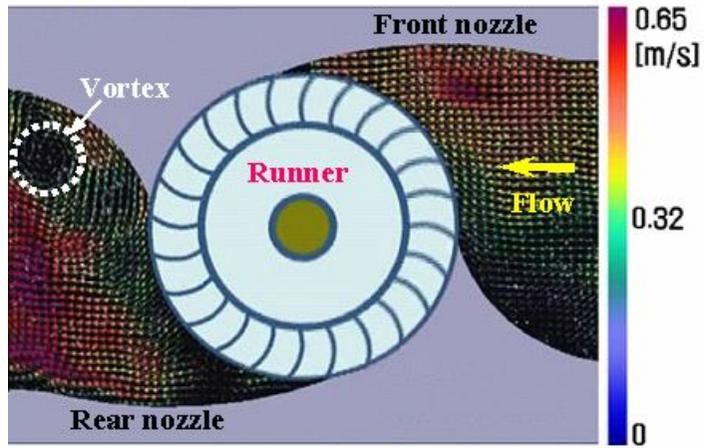
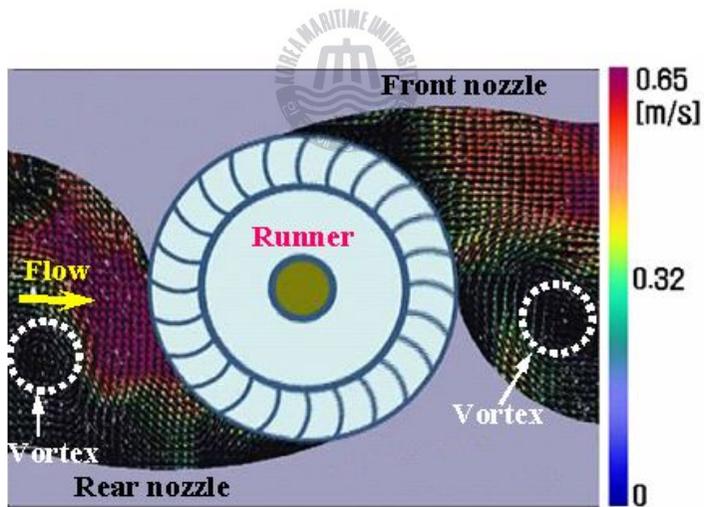


Fig. 3.3.15 Internal flow image on the center plane of the turbine front nozzle

(Turbine 3)



(a) Inflow from front nozzle inlet



(b) Inflow from rear nozzle inlet

Fig. 3.3.16 Instant velocity vectors measured by PIV in a DDT nozzle passage (Turbine 3, TP=2.0sec., h=70cm)

## 제 4 장 결 론

본 연구에서는 직접구동터빈의 노즐형상 결정에 CFD해석기법을 적용하여 성능 및 내부유동의 검토를 거쳐서 최적화된 노즐형상으로 시험모델을 적용하여 2차원과랑수조에서 과랑특성과 터빈부착물의 유무 등에 따른 터빈성능을 검토하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 노즐의 형상 변화에 따라 압력의 저하 지점이 달라져 출력 특성에 영향을 주었다. 압력 저하는 속도의 증가로 나타나 Stage 1에서는 회전방향속도벡터, Stage 2에서는 반경방향 속도 벡터가 출력에 영향을 주었다.
- 2) 무부하 상태에서 파고에 따른 시계열데이터를 통해 압력, 회전수, 유량 등의 변화를 측정할 수 있는데 이 중 출력에 영향을 미치는 회전수의 변화율은 10%정도였다.
- 3) 파고가 2배 증가하면 평균회전수는 1.5배, 평균입구압력의 변화량은 1.7배 그리고 평균유량은 1.4배 증가하였다.
- 4) 수위 70cm, 파고20cm 일 때 최대출력은 10.83W 평균출력은 7.21W 수위 75cm으로 5cm 증가 후 최대 출력 15.62W 평균 출력은 10.78W로 출력이 49% 증가하였다.
- 5) 부착물의 유무에 따라 평균회전수가 30%이상 차이가 났다. 앞뒤 부착물은 파도의 에너지를 증폭시키는 중요한 구조물이다.
- 6) PIV 가시화 실험을 통해 DDT 내부 흐름을 분석하고 유로 내부에 생기는 볼텍스를 확인하였다.

## 참고문헌

- [1] (社)日本海洋開発建設協会, 2006, 21世紀の海洋エネルギー開発技術, 山海堂
- [2] T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao and K. Kaneko, 2001, "A Review of Impulse Turbines for Wave Energy Conversion," Renewable Energy, Vol. 23, pp. 261~292.
- [3] R. Curran, 2002, "Productivity of Ocean-Wave Energy Converters : Turbine Design," J. Energy Engineering, Vol. 128, No. 2, pp. 13~31.
- [4] D. G. Dorrell, M-F. Hsieh and W. Fillet, 2007, "Segmented Small Oscillating Water Columns using In-Line Savonius Rotors," Proc. the 7th International Offshore and Polar Engineering Conference, Lisbon, Portugal.
- [5] JAMSTEC, 2004, "Research and Development of Wave Energy Utilization Technology - Development of Offshore Floating Type Wave Energy Converter 「Mighty Whale」 (in Japanese)," Japan.
- [6] J. Tedd, J. P. Kofoed, M. Jasinski, A. Morris, E. Friis-Madsen, R. Wisniewski and J. D. Bendtsen, 2007, "Advanced Control Techniques for WEC Wave Dragon," Proc. the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto, Portugal.
- [7] Pelamis Wave Power Ltd., 2008, "Brochure of Pelamis P-750 Wave Energy Converter," U. K.
- [8] J. Fukutomi and Y. Nakase, 1990, A Study of turbine for wave power generation, Proc. of the 1st Pacific / Asia Offshore Mechanics Symposium, Seoul, Korea, pp.193-198

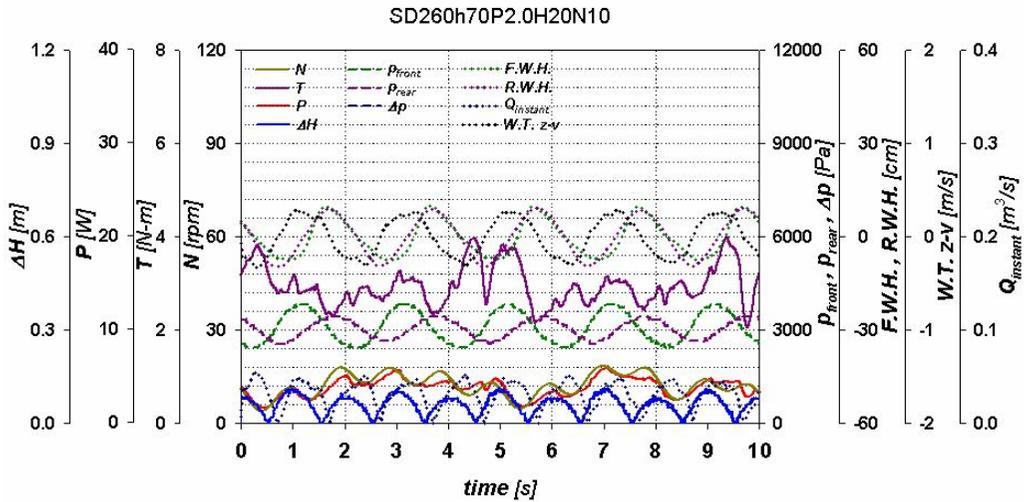
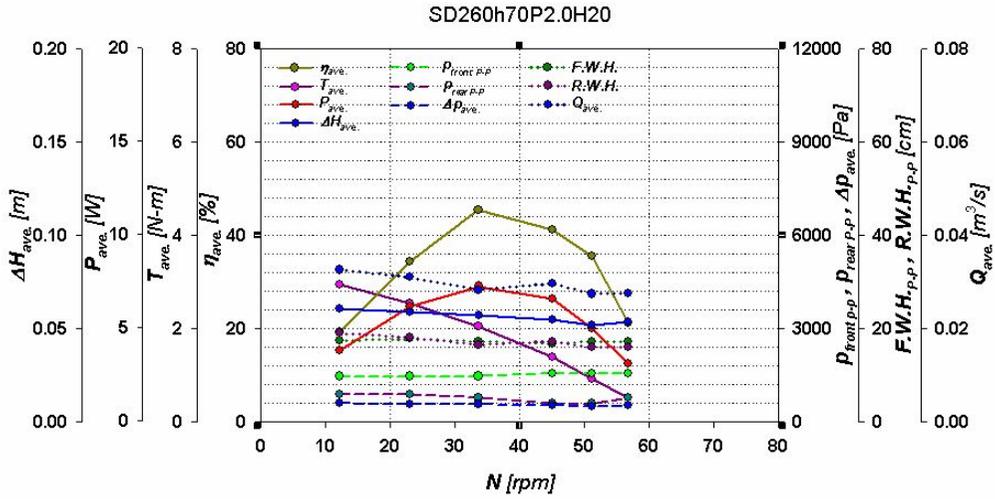
- [9] 조철희, 이영호, 2008, “해양에너지 개론”, 도서출판대선, pp.97-133.
- [10] 김창구, 최영도, 김유탉, 이영호, 2007, “노즐 형상에 따른 파력발전용 수력터빈의 성능해석”, 한국해양공학회 2007년 추계학술대회논문집, pp69-72.
- [11] 최영도, 김창구, 김유탉, 이영호, 2008, “파력발전용 횡류형 수력터빈의 노즐형상에 관한 연구”, 유체기계저널 제11권 제3호, pp.30-35
- [12] 김창구, 최영도, 김유탉, 이영호, 2008, “파력에너지 변환을 위한 직접구동터빈의 파랑 주기와 파고에 따른 성능 실험에 관한 연구”, 한국마린엔지니어링학회 논문집, pp.157-158
- [13] M. Folley, T. J. T. Whittaker and A. Henry, 2007, “The Effect of Water Depth on the Performance of a Small Surging Wave Energy Converter”, Ocean Engineering, Vol.34, pp.1265-1274
- [14] 류황진, 홍기용, 신승호, 김도영, 2007, “파력발전기 최적설계를 위한 파랑조건과 설계파랑 산출에 대한 연구”, 2007년도 한국해양과학기술협의회 공동학술대회 논문집, pp.1800-1807.

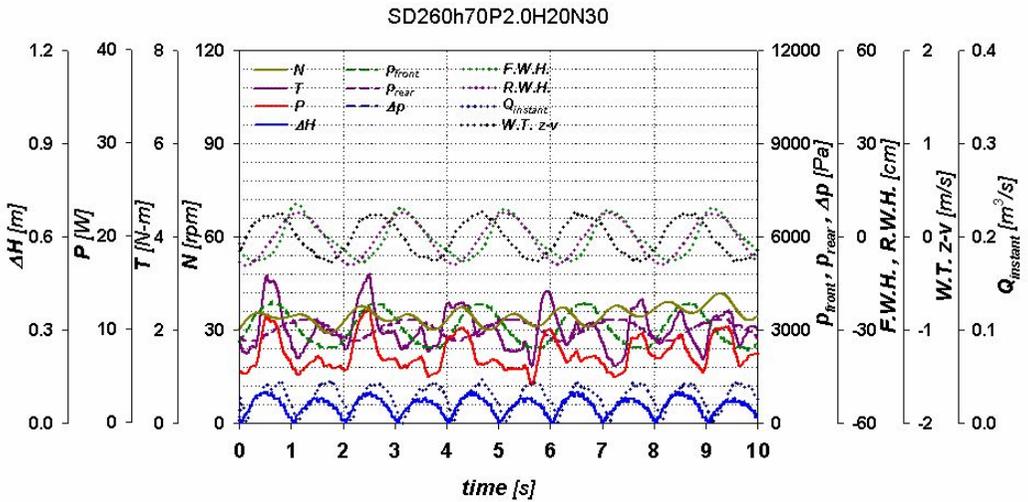
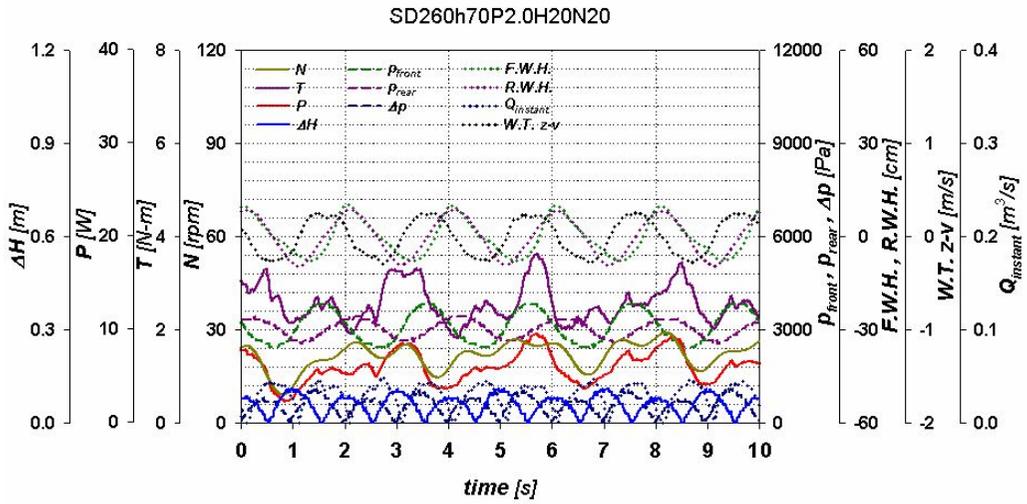
# 부록

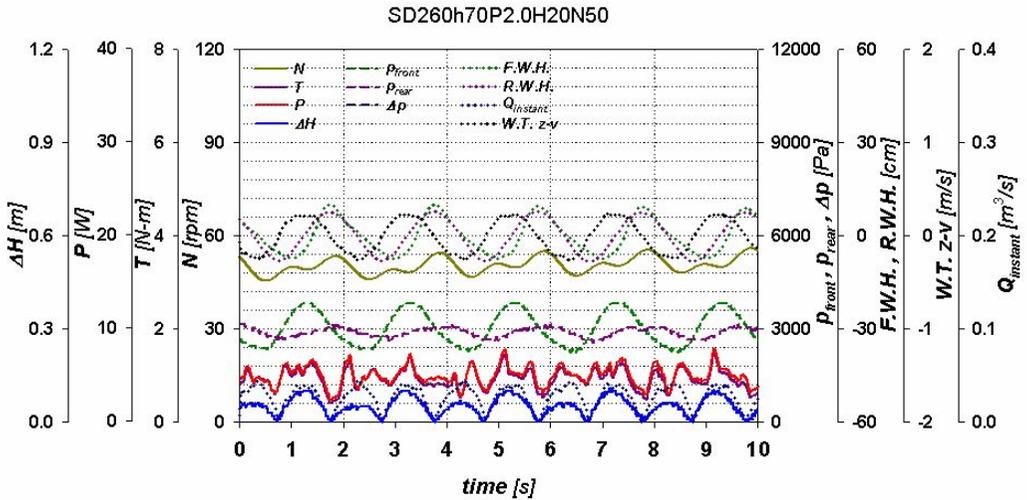
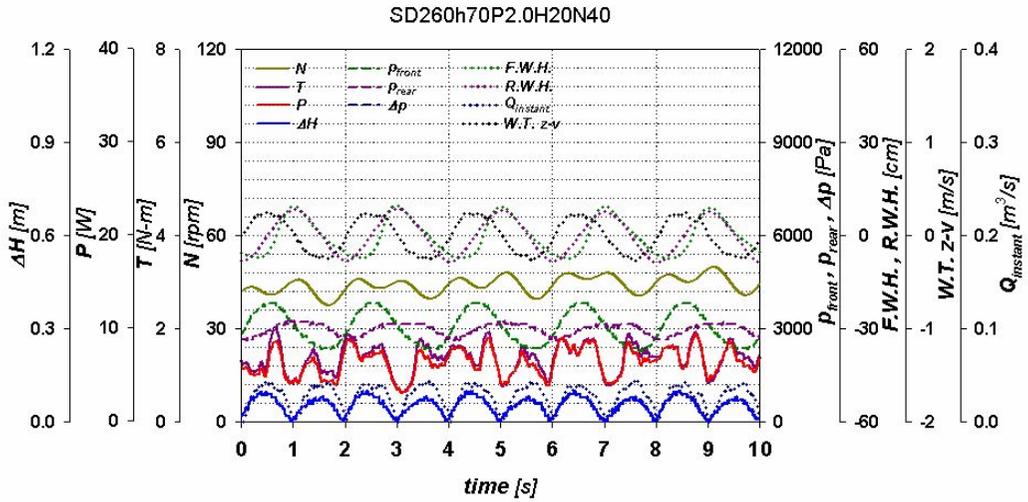
## Time serial output data & Performance curves

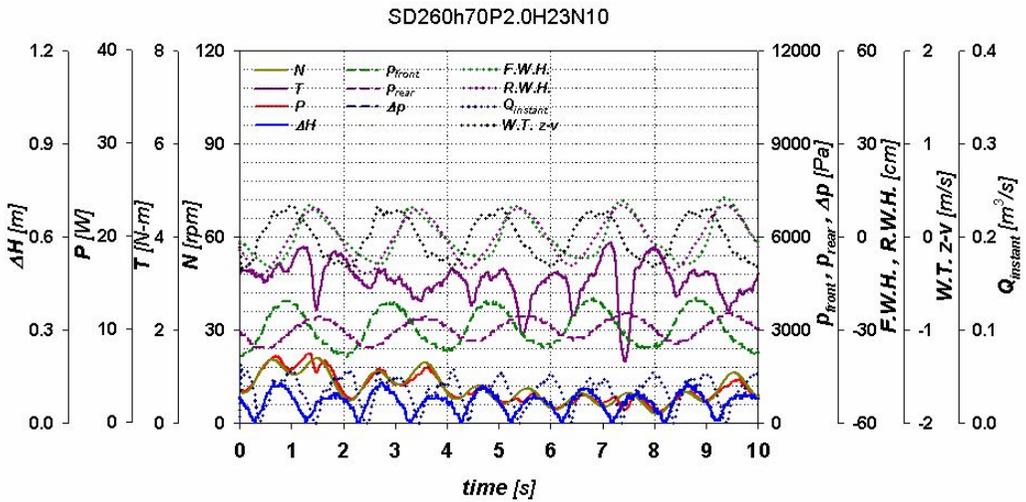
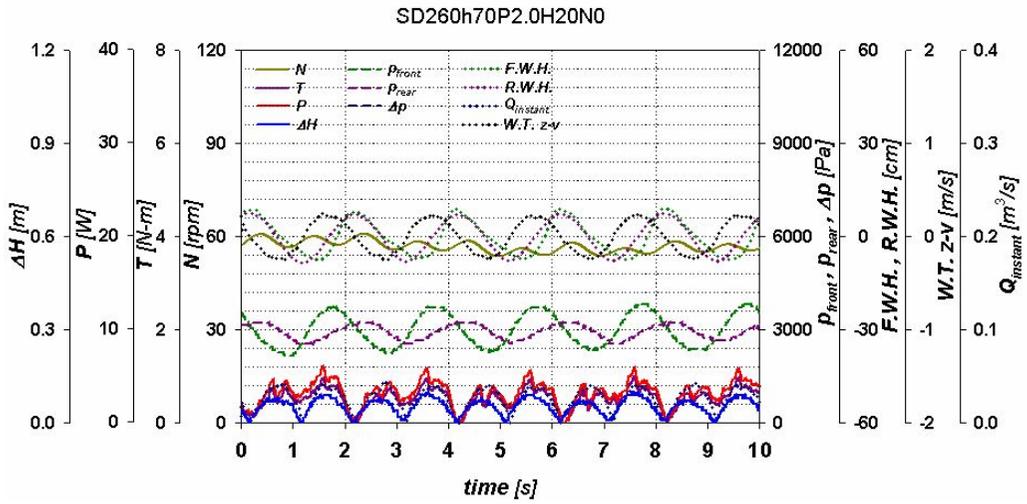
D(mm)	$T_p$ (s)	$h$ (cm)	$H$ (cm)	$n$ ( $\text{min}^{-1}$ )	Name
D260 (Turbine 1)	2.0	70	20	Performance curves	SD260h70P2.0H20
				10	SD260h70P2.0H20N10
				20	SD260h70P2.0H20N20
				30	SD260h70P2.0H20N30
				40	SD260h70P2.0H20N40
				50	SD260h70P2.0H20N50
				no load	SD260h70P2.0H20N0
			23	Performance curves	SD260h70P2.0H23
				10	SD260h70P2.0H23N10
				20	SD260h70P2.0H23N20
				30	SD260h70P2.0H23N30
				40	SD260h70P2.0H23N40
				50	SD260h70P2.0H23N50
				no load	SD260h70P2.0H23N0
			26	Performance curves	SD260h70P2.0H26
				10	SD260h70P2.0H26N10
				20	SD260h70P2.0H26N20
				30	SD260h70P2.0H26N30
				40	SD260h70P2.0H26N40
				50	SD260h70P2.0H26N50
				60	SD260h70P2.0H26N60
no load	SD260h70P2.0H26N0				

		75	20	Performance curves	SD260h75P2.0H20
				10	SD260h75P2.0H20N10
				20	SD260h75P2.0H20N20
				30	SD260h75P2.0H20N30
				40	SD260h75P2.0H20N40
				50	SD260h75P2.0H20N50
				60	SD260h75P2.0H20N60
				no load	SD260h75P2.0H20N0
			23	Performance curves	SD260h75P2.0H23
				10	SD260h75P2.0H23N10
				20	SD260h75P2.0H23N20
				30	SD260h75P2.0H23N30
				40	SD260h75P2.0H23N40
				50	SD260h75P2.0H23N50
				60	SD260h75P2.0H23N60
no load	SD260h75P2.0H23N0				

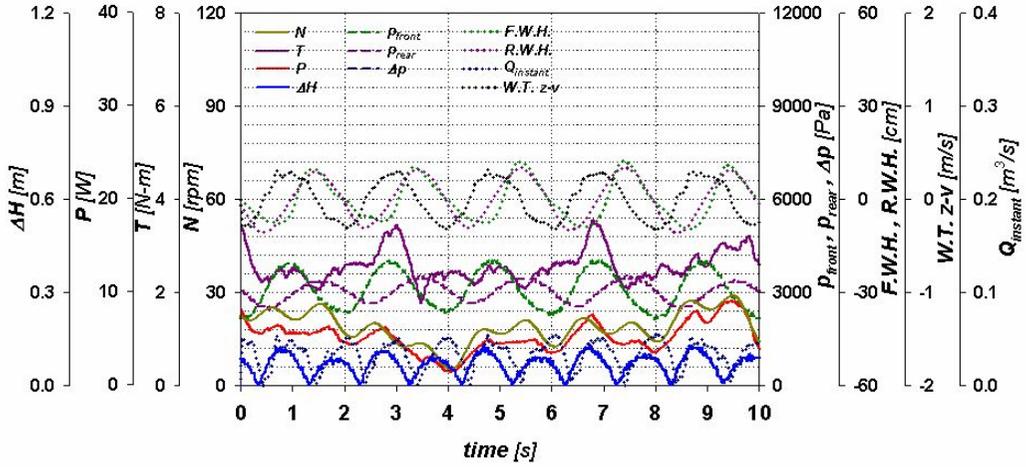




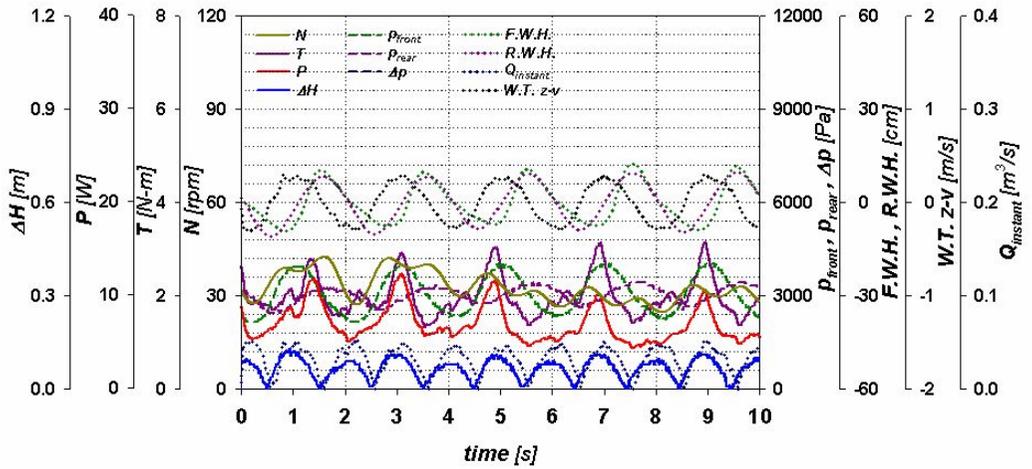


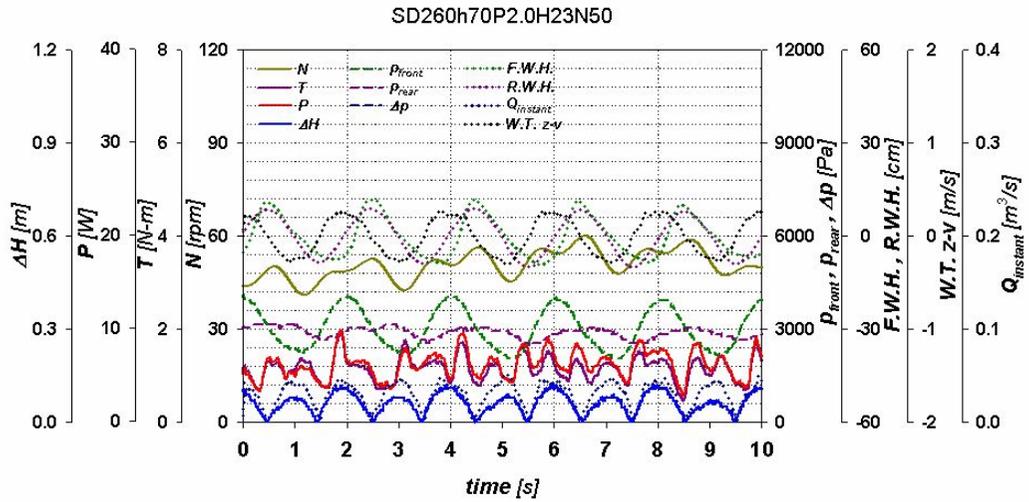
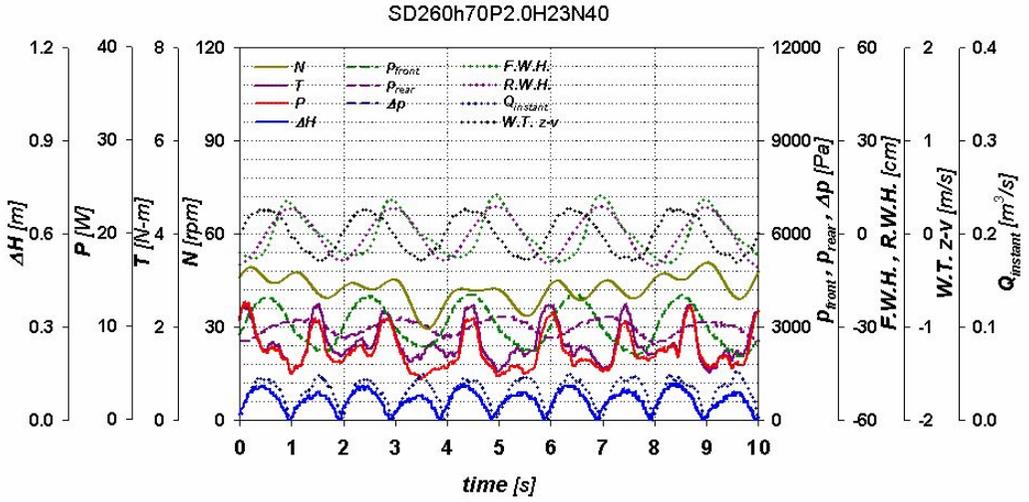


SD260h70P2.0H23N20

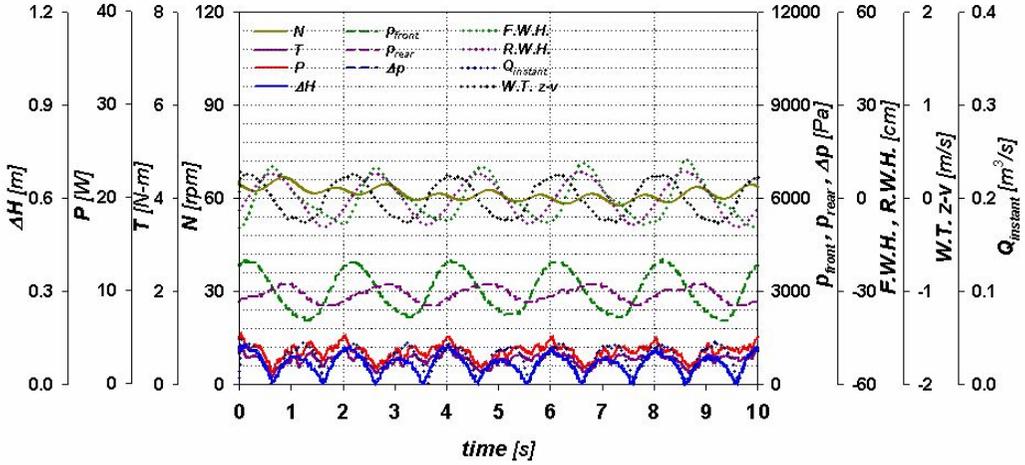


SD260h70P2.0H23N30

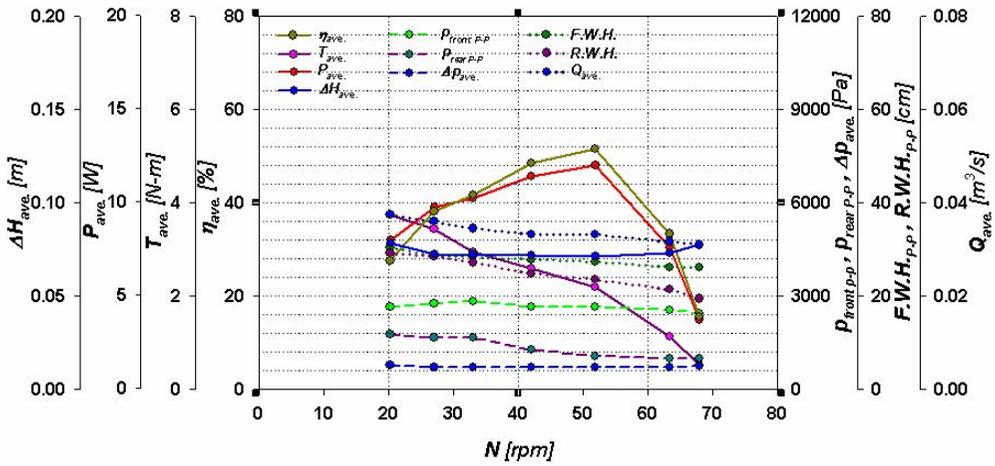


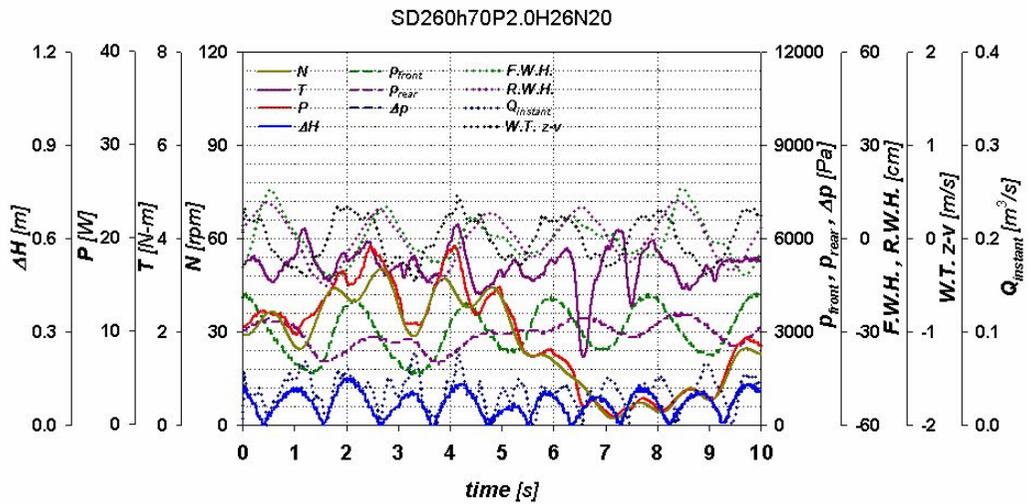
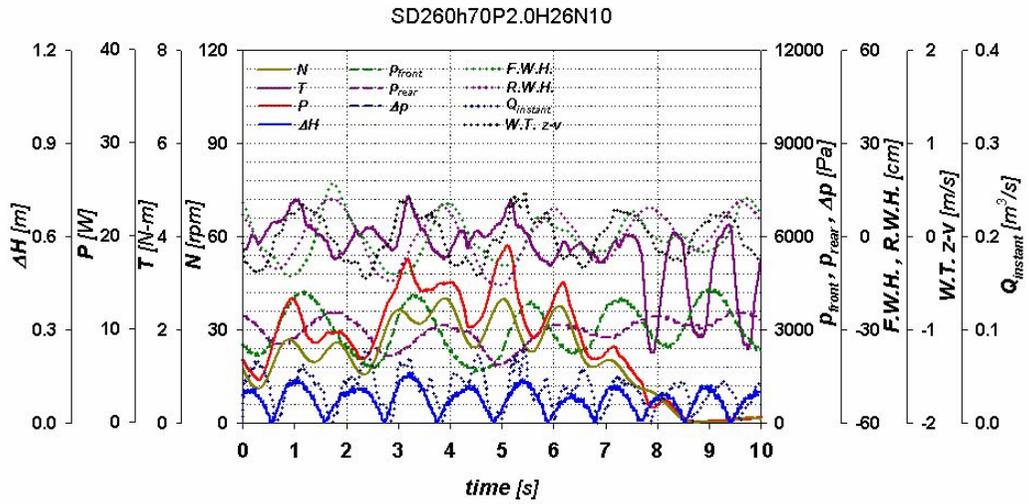


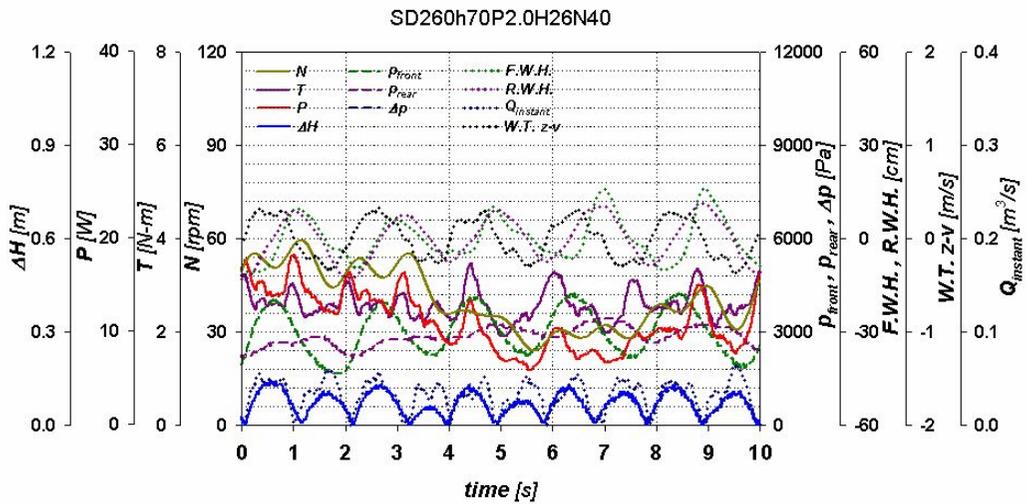
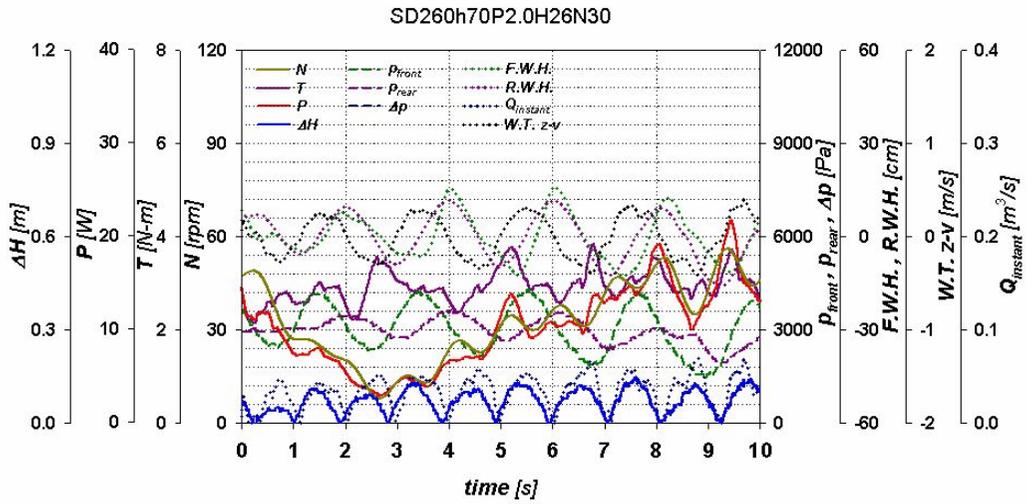
SD260h70P2.0H23N0

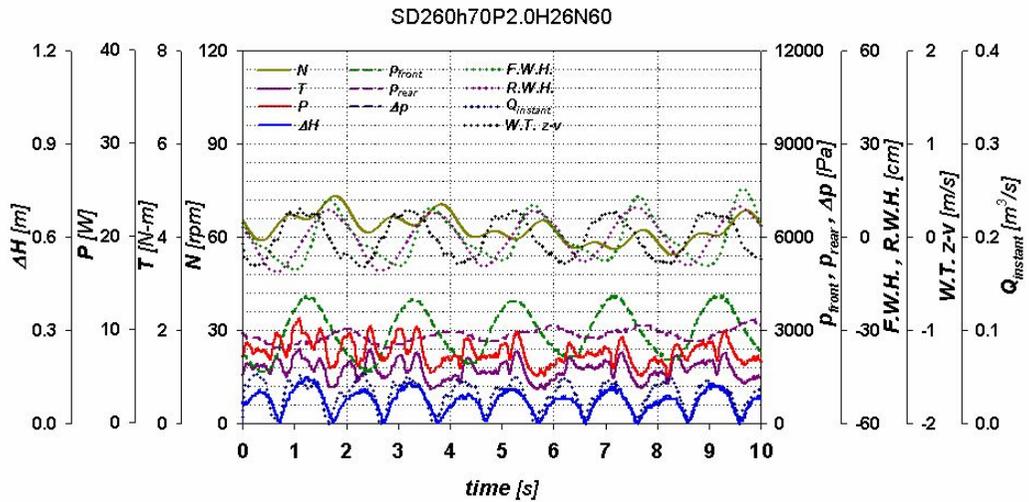
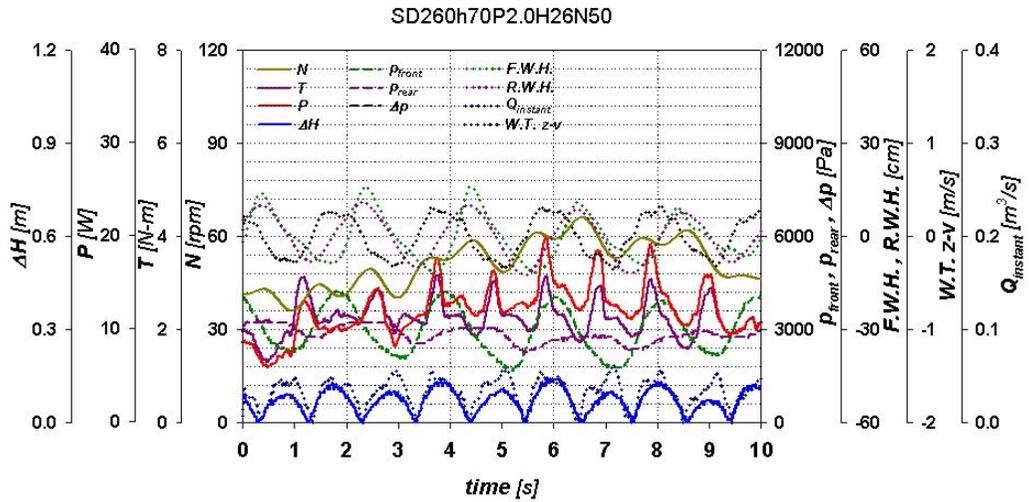


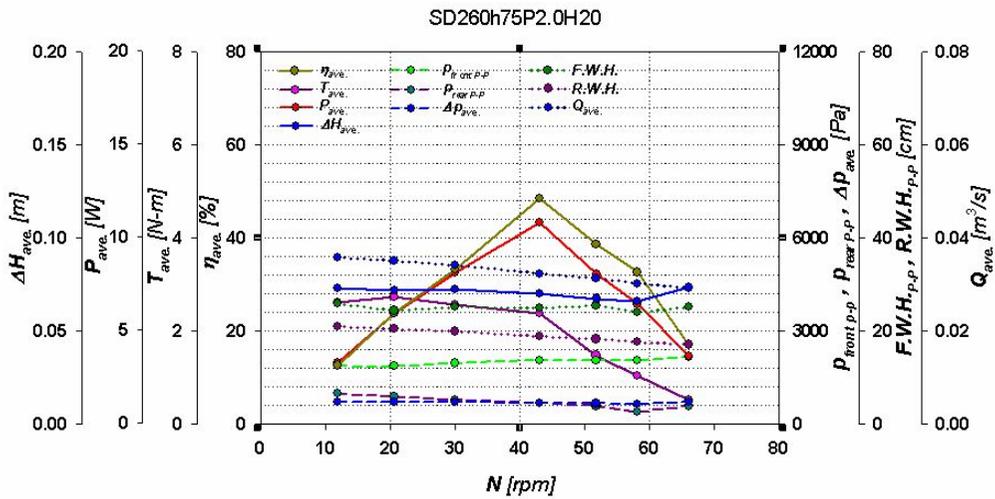
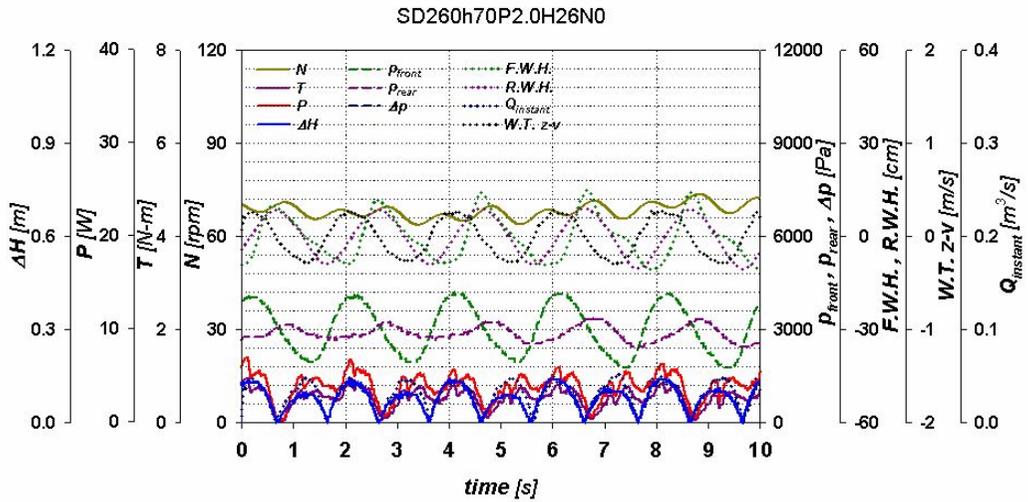
SD260h70P2.0H26

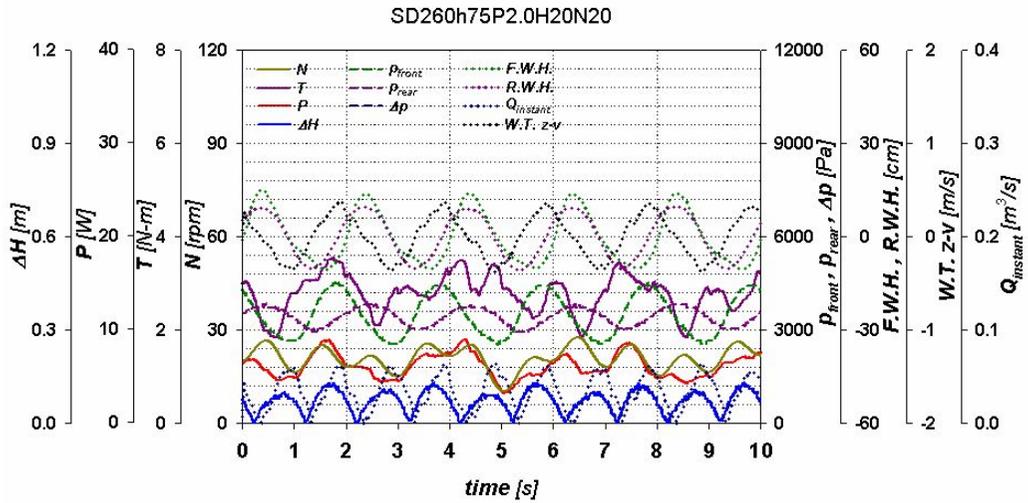
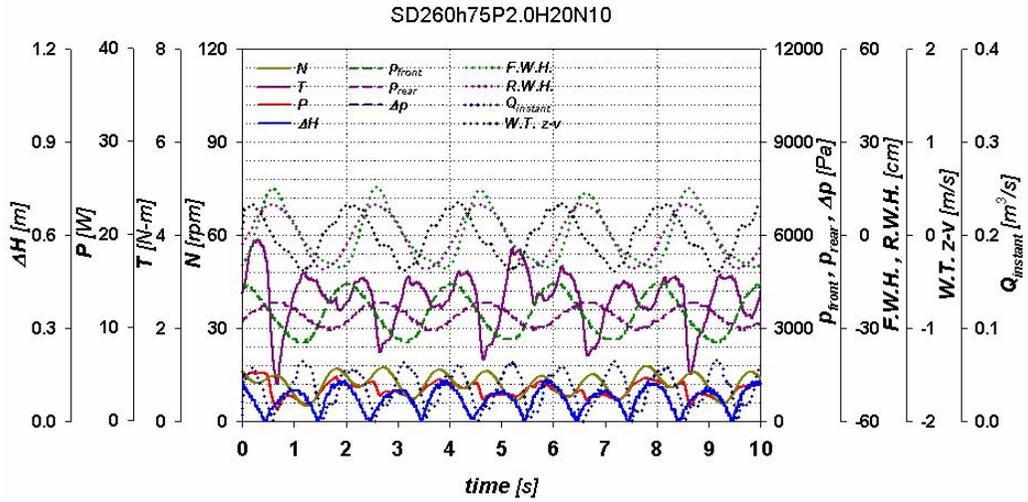


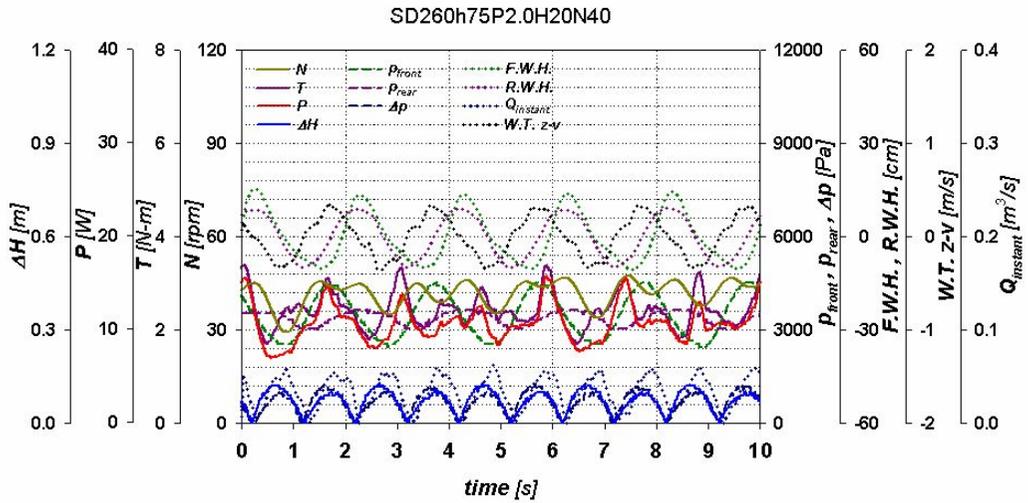
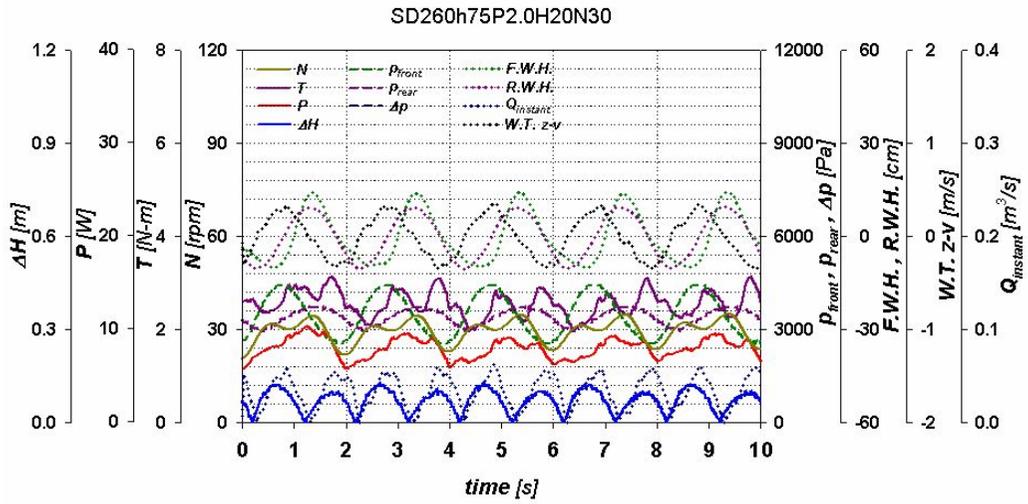


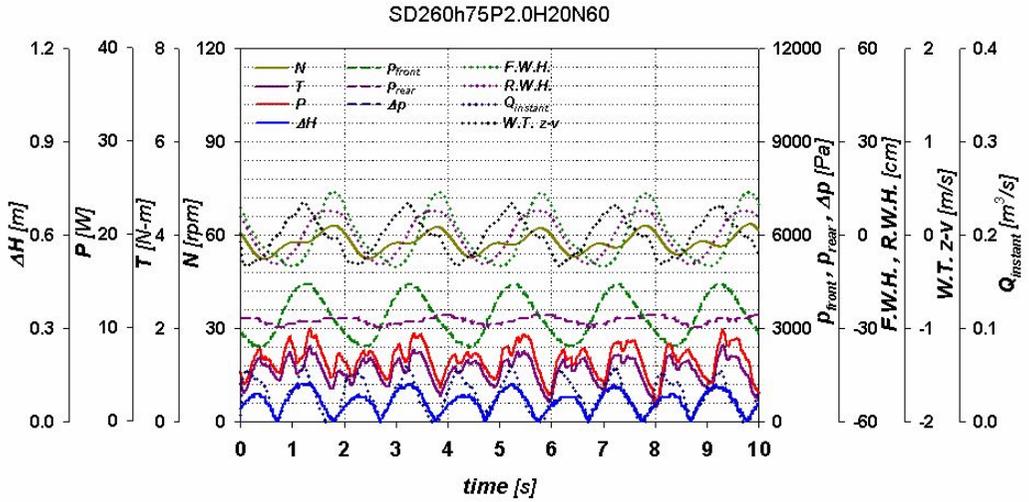
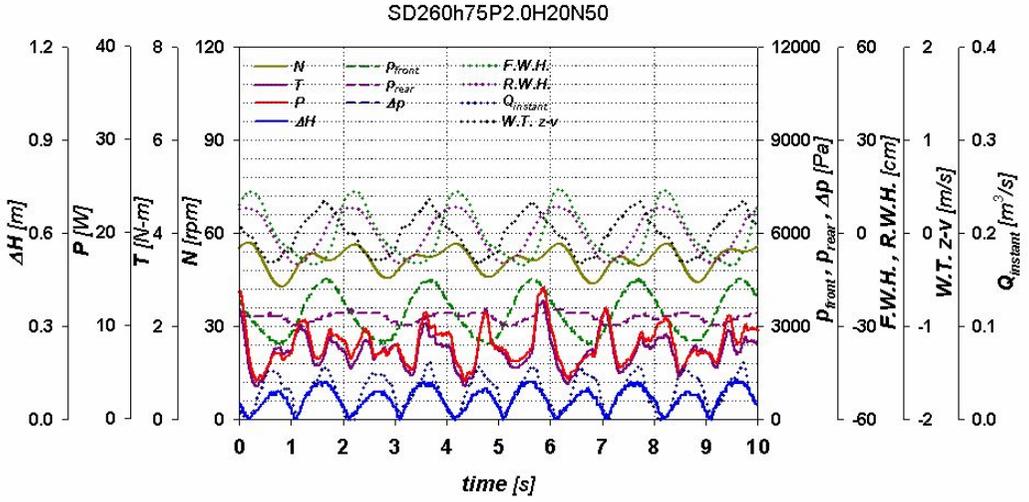


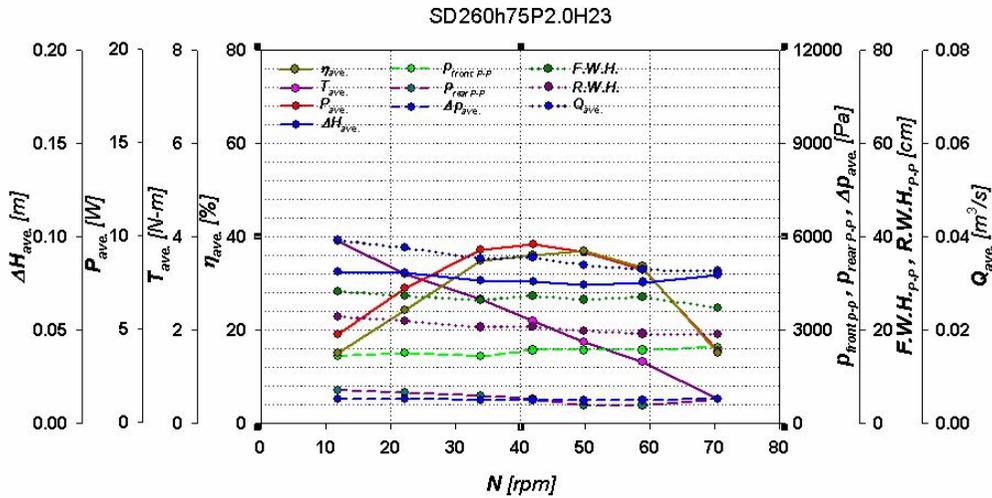
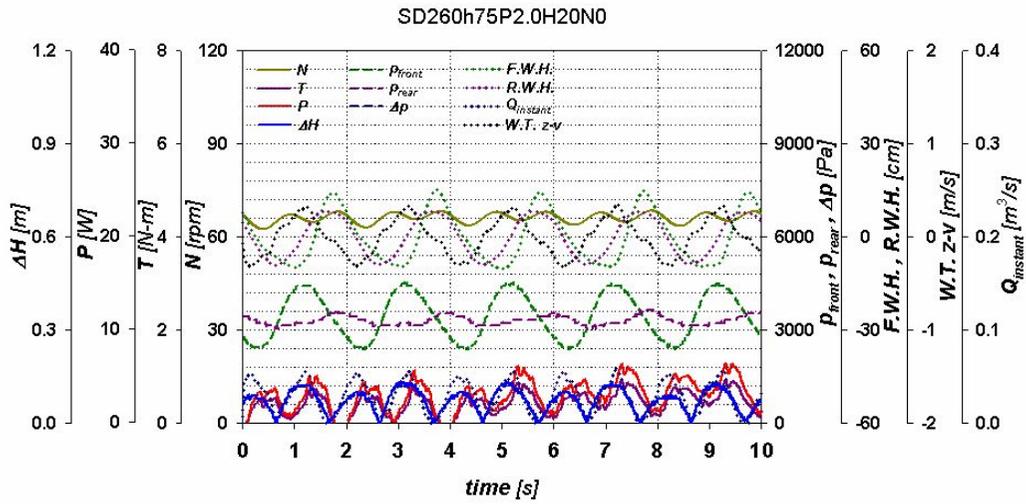


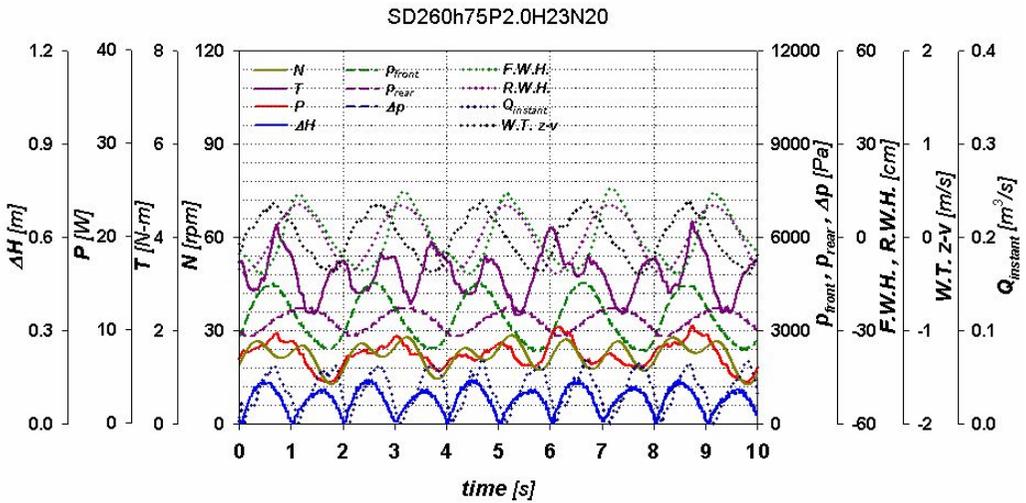
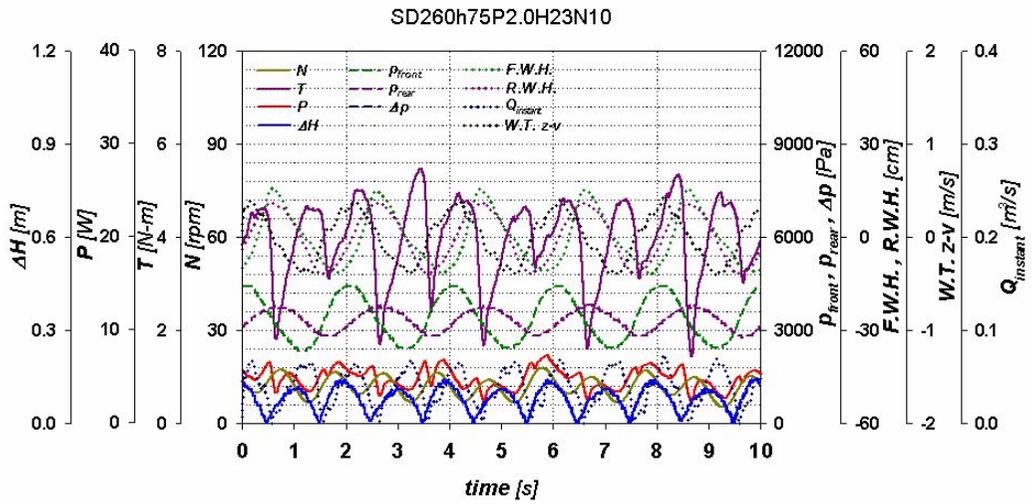




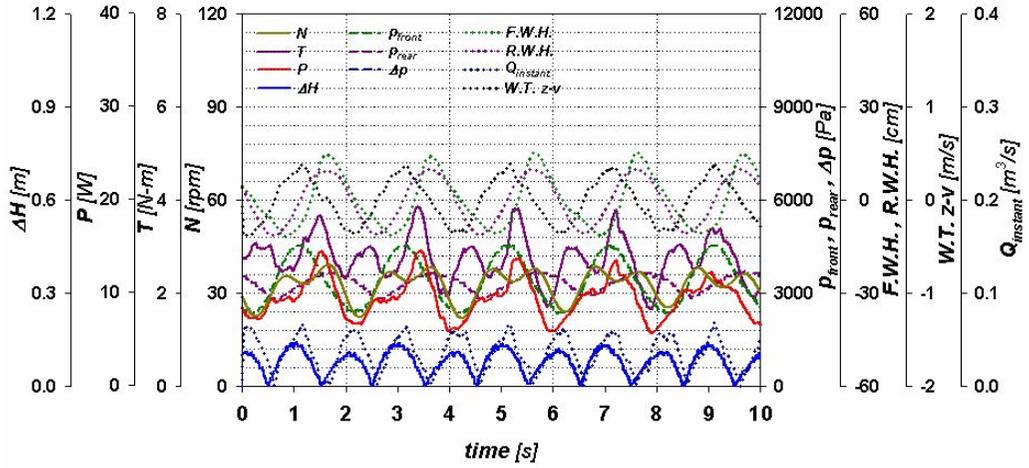




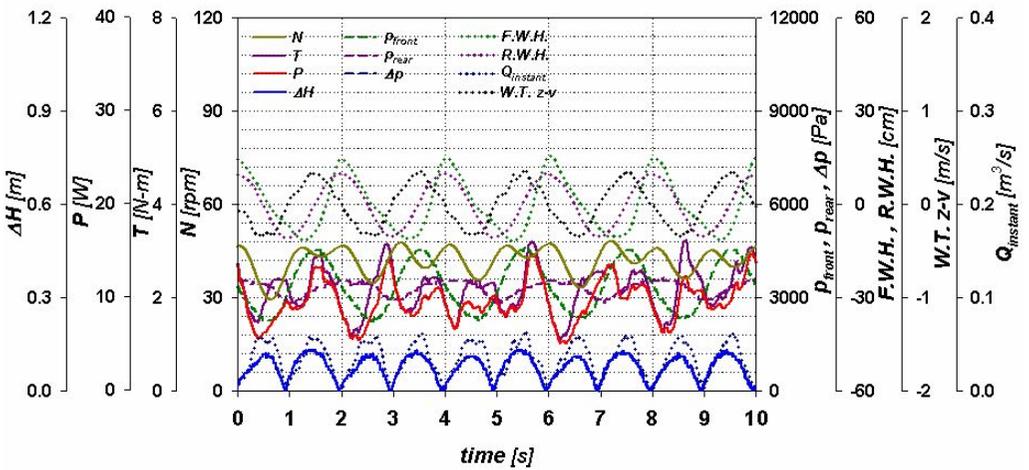




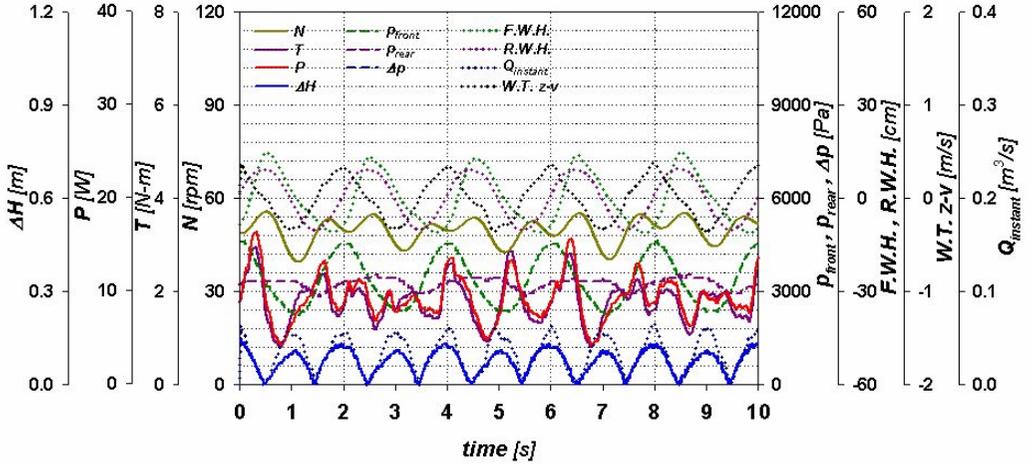
SD260h75P2.0H23N30



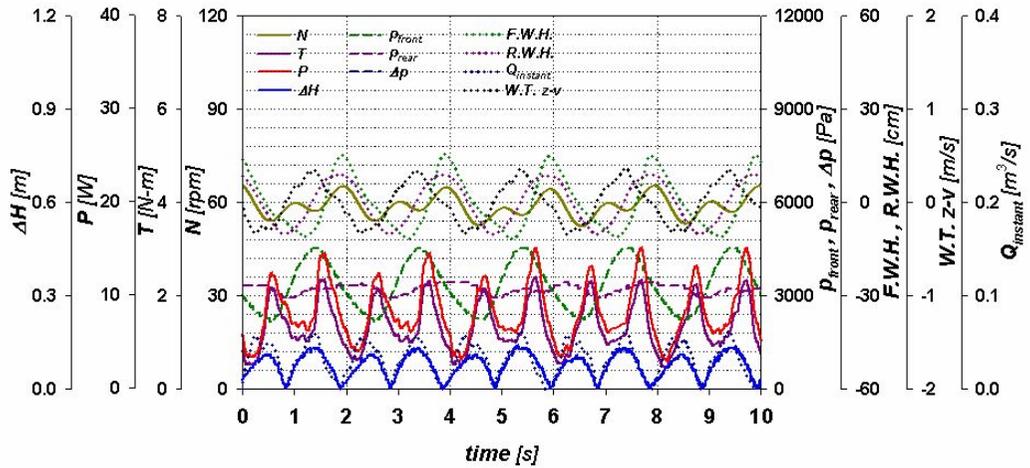
SD260h75P2.0H23N40



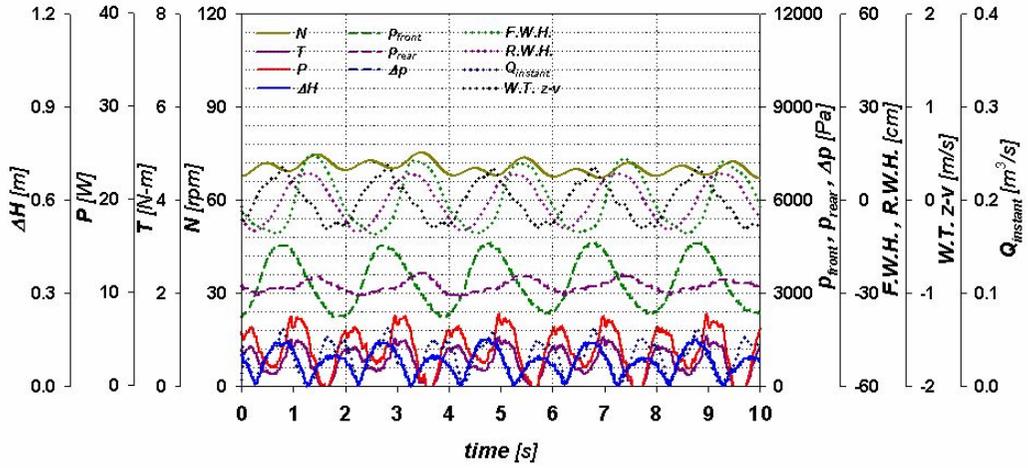
SD260h75P2.0H23N50



SD260h75P2.0H23N60



SD260h75P2.0H23N0



## 감사의 글

본 논문이 완성되기 까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으시고 학문의 길을 열어 주신 이영호 지도교수님께 진심으로 깊은 감사를 드립니다. 또한 심사과정을 통해 부족한 논문을 세심하게 다듬어 빛내 주신 정재현 교수님께도 감사를 드립니다. 아울러 학위 논문이 완성되기까지 수치해석과 실험과정에서 많이 도와주신 최영도 박사님께 감사드립니다.

학사, 석사 과정 동안 많은 도움을 주신 김유택 교수님, 김정환 박사님, 강호근 박사님, 김범석 박사님, 최종웅 선배님, (주)신한정공의 황영철 차장님, 피코시스템 한종석 사장님 그리고 (주)태성 ANST 강만호 사장님께 깊은 감사드립니다.

유동정보연구실에서 함께 고락을 같이한 임재익, 남상현, 조영진, 이승엽 등 많은 연구실 멤버에게도 감사를 드립니다.



끝으로 오늘이 있기까지 저에게 항상 사랑과 정성으로 모든 것을 주시는 부모님께 이 논문을 바치며 언제나 힘이 되어준 누나와 고모부, 고모님께 고마움을 전합니다.