



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 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.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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.

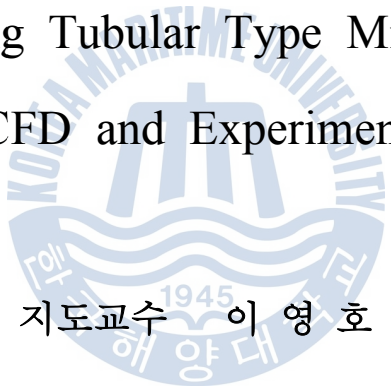
[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

CFD 및 실험에 의한 튜블러형 상반전

수차의 성능해석에 관한 연구

A Study on the Performance Analysis of a
Counter-Rotating Tubular Type Micro-Turbine by
CFD and Experiment



지도교수 이 영 호

2012년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

이 낙 중

本 論文을 李洛中の 工學碩士 學位論文으로 認准함

위원장: 공학박사 정 형 호



위 원: 공학박사 이 영 호



위 원: 공학박사 김 유 택



2011년 12월 23일

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

이 낙 중

목 차

Abstract

Nomenclature

제 1 장 서론	1
1.1 연구 배경 및 필요성	1
1.2 연구 목적	3
제 2 장 튜블러형 상반전 수차	4
2.1 튜블러형 상반전 수차의 구조	4
2.2 날개이론	5
2.3 설계	8
제 3 장 튜블러형 상반전 수차의 성능시험	10
3.1 수차 실험 장치	10
3.1.1 러너베인	12
3.1.2 펌프	16
3.1.3 발전기	18
3.1.4 발전기출력 및 효율	19
3.1.5 전자유량계	20
3.1.6 전자압력계	21
3.1.7 토크센서 및 회전수측정센서	22
3.2 계측시스템	24
3.3 실험장치 제어시스템	25
3.3.1 디지털 멀티메타	25
3.3.2 인버터	26
3.3.3 표시장치	28

3.4 실험방법	29
3.5 튜블러형 상반전 수차의 성능해석 결과	30
3.5.1 유량과 낙차 변화에 따른 성능해석	30
3.5.1.1 속도 및 압력분포	32
3.5.1.2 효율 및 출력특성	46
제 4 장 CFD에 의한 튜블러형 상반전 수차의 성능해석	47
4.1 수치해석 기법	47
4.1.1 지배방정식	49
4.1.2 이산화 방법	51
4.1.3 난류모델링	55
4.2 계산격자 및 경계조건	58
4.3 튜블러형 상반전 수차의 성능해석 결과	60
4.3.1 유량변화에 따른 성능해석	60
4.3.1.1 속도 및 압력분포	61
4.3.1.2 효율 및 출력특성	69
4.3.2 전단 및 후단 러너베인 날개 수에 따른 성능해석	70
4.3.2.1 속도 및 압력분포	72
4.3.2.2 효율 및 출력특성	84
4.3.3 전단 및 후단 러너베인 개도에 따른 성능해석	86
4.3.3.1 속도 및 압력분포	87
4.3.3.2 효율 및 출력특성	95
4.3.4 디퓨저 유무에 따른 성능해석	96
4.3.4.1 속도 및 압력분포	97
4.3.4.2 효율 및 출력특성	105
제 5 장 결 론	106
참고문헌	107
감사의 글	

A Study on the Performance Analysis of a Counter-Rotating Tubular Type Micro-Turbine by CFD and Experiment

Nak Joong, LEE

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Korea Maritime University



Abstract

The differential pressure existing within the city water pipelines can be used efficiently to generate electricity like the energy generated through gravitational potential energy in dams. However, the pressure energy is often wasted by using pressure reducing valves at the inlet of water cleaning centers. Instead of this, a micro counter-rotating hydraulic turbine can be used to convert pressure energy. For the present study a Counter-Rotating Tubular Type Micro-Turbine is considered with the front runner connected to generators rotor and the rear runner connected to the generators stator. It is possible to

achieve high efficiency or miniaturization by making the generator diameter in half or making existing voltage double using this configuration. In this paper, the performance and efficiency of a Counter-Rotating Tubular Type Micro-Turbine is investigated numerically by a commercial CFD code and experimentally.

The results are summarized as follows.

- (1) This study analyzed the performance of the micro counter-rotating hydraulic turbine by comparing CFD and experimental results using several design parameters.
- (2) When the flow rate is increased, it is seen that the circumferential velocity just before the rear runner also increases. This effect also increases the rotation of the rear runner.
- (3) Experimental results showed that the head, power and efficiency of the turbine was approximately 5% lower than the predicted CFD results. The best efficiency point for RA₅₄ is obtained at $Q=0.155\text{m}^3/\text{s}$ where $\eta=72.59\%$, $P=11.47\text{kW}$, and $\Delta H=10.43\text{m}$.
- (4) The best CFD model was RB₅₃ which had diffuser at $Q=0.25\text{m}^3/\text{s}$. When a diffuser is installed, the Head and Power decreased but the efficiency increased by approximately 4%. At this condition, the efficiency, turbine output power and head were $\eta=84.72\%$, $P=14.69\text{kW}$, and $H=6.9\text{m}$ respectively.

Nomenclature

C	: length from trailing to leading edge	[m]
d	: diameter of runner	[m]
H	: effective head	[m]
n	: rotational speed	[rpm]
P	: power input	[m/s]
P_s	: output power	[W]
P_t	: turbine power	[kW]
Q	: volume flow rate	[m ³ /s]
T	: torque	[N·m]
v	: fluid velocity	[m/s]
η	: efficiency	[-]
η_t	: turbine efficiency	[-]
η_G	: generator efficiency	[-]
ρ	: density of working fluid	[kg/m ³]
ω	: angular velocity	[s ⁻¹]

제 1 장 서론

1.1 연구 배경 및 필요성

전 세계적으로 화석연료가 에너지의 의존량을 85%이상 차지하고 있으며 우리나라의 화석연료 발전비중은 63%에 달하고 있다. 한정된 자원인 화석연료의 소비는 매년 점차적으로 증가하고 있으며, 고갈의 위기에 처해 있다. 화석연료의 지속적인 사용으로 인한 이산화탄소, 메탄가스 등 온실기체 배출은 인류의 생존에 심각한 위협이 되는 지구온난화 및 기후변화를 야기하고 있으며, 온실가스로부터 지구를 지키기 위한 국제사회의 노력이 확산되고 있다.^[1]

우리나라는 에너지 해외 의존도가 국내 수요의 97%를 차지하고 있는 만큼 화석에너지의 사용비중을 줄이고 새로운 대체에너지 개발이 필수적이라고 할 수 있다. 신·재생에너지 분야는 이러한 에너지 고갈이나 환경오염이 없는 청정 에너지원으로서 석탄액화·가스화, 수소, 연료전지 등 기존의 에너지를 변환하여 이용하는 3개의 신에너지와 태양광발전, 풍력, 소수력, 바이오, 지열, 해양, 폐기물 등 자연에너지를 변환·이용하는 8개의 재생에너지로 나뉘어진다. 신·재생에너지의 하나인 소수력 발전은 물의 유동에너지를 이용하여 발전하는 시설용량 만kW 이하의 수력 발전으로 국내의 자연적인 지역조건과 조화를 이루며, 부존 잠재량이 많고 특히 탄산가스를 배출하지 않는 청정에너지로서 범세계적인 환경오염 규제에 적극적으로 대비하며 지역의 분산전원에 기여할 수 있는 유용한 자원으로 평가되고 있다.^[2]

소수력 발전을 설비용량 별로 나누어 보면 1,000kW~10,000kW 용량

의 소수력(small-hydropower), 100kW~1,000kW 용량의 미니수력(mini-hydropower), 5kW~100kW 용량의 마이크로수력(micro-hydropower), 5kW 용량 이하의 피코수력(pico-hydropower)으로 분류 할 수 있다.

외국의 소수력발전 보급 활성화 특징은 다양한 정책 및 기술개발과 함께 미개발 수력자원의 개발, 친환경 소수력 개발, 수차발전기의 고효율화, 미니, 마이크로 및 피코 발전시스템의 개발, 요금제도의 개선, 설비의 자동화 및 간소화를 중점적으로 추진하고 있는 것으로 파악된다.^[3]

우리나라에서의 소수력 개발은 산과 계곡이 많은 지역적 특성을 이용하여 소하천을 이용한 발전 방식이 주종을 이루었으나, 최근에는 수차발전기의 국산화와 정부의 보급 확대정책 등으로 공공기관인 지자체의 하수종말처리장이나 상수도 관로, 한국농천공사의 농업용저수지, 한전 발전회사의 양수발전소 하부댐 및 화력발전소의 냉각수를 이용한 발전소가 대부분을 차지하고 있다.

수자원이용률이 유럽 75%, 북미 69%, 그리고 한국은 25%이며, 수력발전은 우리나라 전체 전력생산량의 1.3%에 불과하다.^[4] 국내 수력자원부존 잠재량의 3.6%에 해당하면서 개발 가능량의 27.5%정도 밖에 되지 않는다.

일본에서는 가네모토 등^{[5]-[7]}은 조류에서도 사용 가능한 양방향 상반전 수차의 연구가 이루어졌다. 국내에서 튜블러 수차에 대한 연구는 이원용 등^[8]에 의하여 연구가 이루어졌으며, 또한 남상현 등^{[9]-[12]}은 CFD 해석에 의하여 연구가 이루어 졌고, 튜블러형 상반전 수차에 대하여 이낙중 등^{[13]-[18]}은 CFD 해석에 의하여 연구가 수행 중에 있다.

1.2 연구 목적

펌프압송이나 고저차에 의해 이송되는 상수도의 송수압력관내에서 발생하는 압력에너지는 제방이나 댐의 낙차에 의해 발생하는 위치에너지와 같은 낙차를 가지고 있으며, 이를 이용하여 전력을 효율적으로 생산하는데 이용할 수 있다. 수도관 차압을 이용한 마이크로 소수력 발전은 지금까지 관로말단부에서 감압밸브 등에 의해 버려졌던 에너지를 바이패스시켜 회수하여 전기를 생산하는 방식으로 연중 내내 안정적인 낙차와 유량을 확보할 수 있고, 설치비용이 적게 들며, 버려졌던 에너지를 회수하는 친환경적인 에너지원이다. 상반전 발전기는 전단과 후단의 러너에 회전자와 고정자를 각각 연결하여 상호 역회전시켜 양단 러너의 회전수가 기존의 수차발전기의 2배가 되어 소형화 및 캐비테이션 대책에 유리하고, 고효율화가 가능하게 되는 방식이다. 본 논문에서는 수도관 차압을 이용한 튜블러형 상반전 수차를 대상으로 유량 및 낙차, 러너 베인의 갯수 및 개도, 그리고 디퓨저 설치 유무에 대하여 CFD를 통한 유동해석과 성능분석을 하였다. 그리고 그 결과를 유량 및 낙차의 변화에 따른 수차의 수력학적 성능특성을 비교 분석하여 수차의 설계를 위한 최적 파라미터를 도출하고 효율향상을 도모하는데 그 목적이 있다.

제 2 장 튜블러형 상반전 수차

2.1 튜블러형 상반전 수차의 구조

본 연구의 실험에 사용된 20kW급 튜블러형 상반전 수차의 형상은 Fig. 2.1에서 보이는 바와 같다. 관을 통해 수차로 물이 유입되는 입구는 왼쪽이며, 양단의 러너를 회전시키며 수차를 통과한 후 흡출관을 지나 오른쪽으로 빠져 나오게 된다. 발전기는 수차의 상단부에 위치하게 되며, 양단러너의 구동축 끝에 위치한 벨트폴리를 통해서 회전력을 발전기의 회전자와 고정자의 축에 전달하게 된다. 수차의 내부에는 전단과 후단 러너의 구동축이 각각 위치하고 있으며 원활한 구동을 위하여 볼베어링으로 구성되어 있다. 수차의 내부에는 러너 베인과 연결되는 구동축 또는 그 외 부품들이 설치되어 있는 케이스가 장착되어 있다. 입구부의 축소관은 러너부분에 유입되는 물의 속도를 높여 보다 많은 회전력을 얻기 위하여 설치 되었으며, 흡출관 부분에서 다시 확대관 형식을 취하는 것은 수차를 지난 물의 복잡한 유동을 완화시키기 위한 것이다.

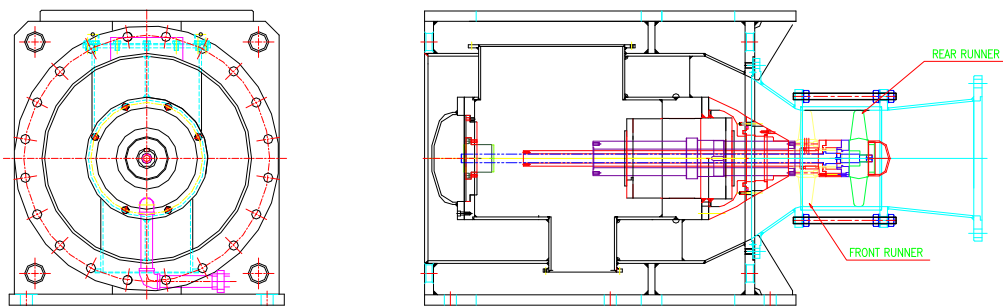


Fig. 2.1 Sectional drawing of counter-rotating tubular type micro-turbine

2.2 날개이론

수차의 중심으로부터 임의의 반경이 만드는 원주상의 수차 날개의 단면을 평면상에 배열하면 Fig .2.2에서 (a)와 같은 2차원 익렬(2-Dimensional cascade)이 된다. 또한, 만약 수차가 회전을 하고 있으며, 이 때 동력을 발생하고 있는 상태를 생각하게 되면 1개의 익형에 대한 속도삼각형을 (b) 와 같이 그릴 수 있다. 여기서 U 는 원주방향의 수차 날개 속도, V 는 물의 절대속도, W 는 속도 U 를 가진 익형에 대한 상대적인 물의 속도이며, 각 A 는 물의 절대속도 방향과 축방향이 이루는 각이다. 단위 익폭(unit span)을 가진 익형에서 발생된 양력 L , 항력 D 는 식 (1.1), 식(1.2)에 보이고 있다.

$$L = \frac{1}{2} C_L \cdot \rho \cdot W_m^2 \cdot C \cdot b \quad (1.1)$$

$$D = \frac{1}{2} C_D \cdot \rho \cdot W_m^2 \cdot C \cdot b \quad (1.2)$$

여기서, C : 익현[m]

C_L : 양력계수

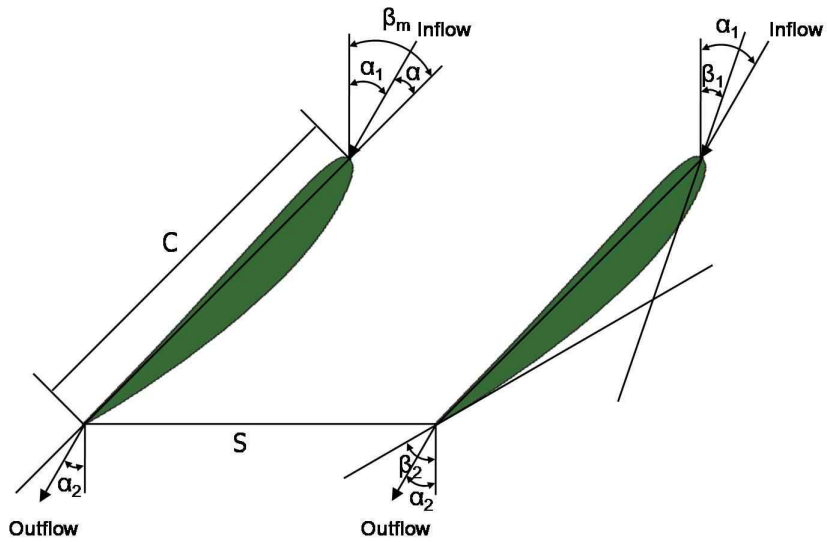
C_D : 항력계수

b : 단위 익폭 [m]

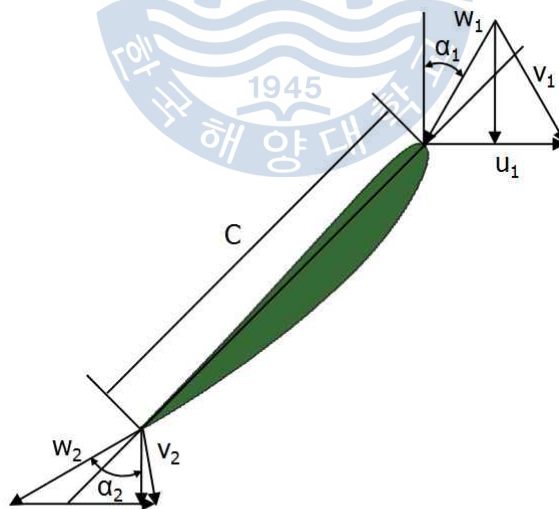
ρ : 물의 밀도 [kg/m^3]

W_m : 평균상대속도[m/s]

수차에서 날개는 수차성능에 매우 큰 영향을 미치므로 날개선정에 매우 신중해야 하며, 설계에 있어서 날개형상이 매우 중요하다. 이미 국외의 연구자들^{[19]-[22]}에 의해 수차날개형상 대한 설계파라미터에 의한 성능시험 검증이 많이 이루어진 상태이다.



(a) 2-dimensional cascade symbol



(b) Velocity triangle

Fig. 2.2 2-dimensional cascade symbol and velocity triangle

Fig. 2.3은 상반전 수차의 러너에 작용하는 속도 삼각형을 나타내고 있다. 축방향의 절대속도 V_1 이 전단 러너를 지나게 되면 원주방향의 속도를 가지고 V_2 로 빠져나가게 되므로 전단 러너는 가이드 베인의 역할을 동시에 하게 된다. 이 V_2 의 속도는 V_3 의 속도로 후단 러너를 지나면서 회전력을 준 후 축방향속도 V_4 로 빠져 나가게 된다.

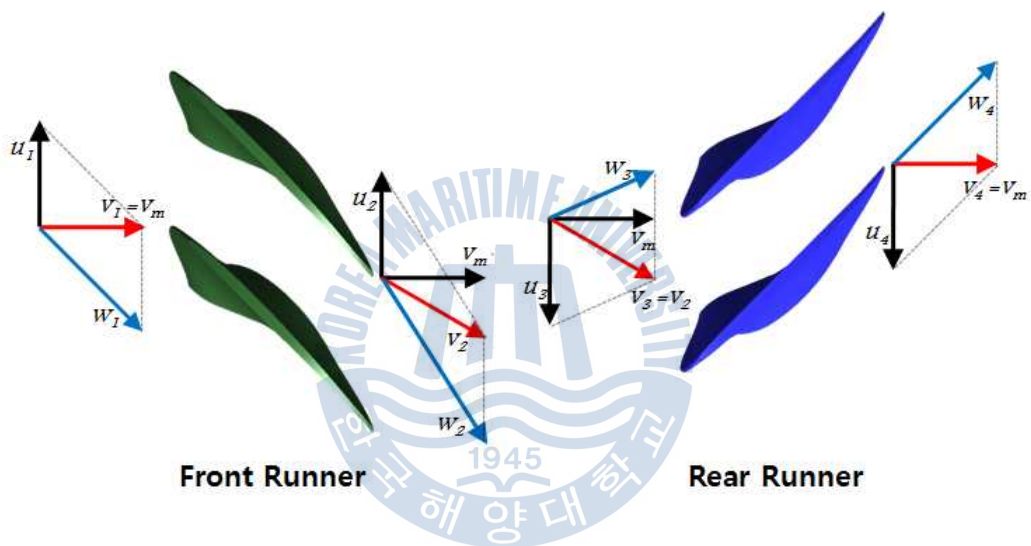


Fig. 2.3 Velocity triangle of counter-rotating tubular type micro-turbine

2.3 설계

국내에서의 튜블러형 수차에 대한 연구는 초기단계에 있으며, 수차설계 기술의 핵심 연구개발이 필요하다. 현재 제일 좋은 설계방법은 충분한 자료 및 경험을 바탕으로 설계 조건을 만족 시킬 수 있는 설계가 보다 나은 설계라 할 수 있다. 먼저, 설계유량의 결정이 필요한데 유효낙차, 효율 및 출력에 대한 값이 가정 하에 정해지면 유량이 정해질 수 있다.

수차의 종류에 따른 비속도는 매우 중요하다고 할 수 있으며, 식(2.1)에 보인다. 비속도는 설계회전수에 따라 결정되고 수차 직경 및 날개 수에 제한을 갖기 때문이다. 소수력발전의 종류는 매우 다양한데 Table 1에 보이는 바와 같이 수차의 종류에 따라 비속도의 크기가 정해진다. 프로펠러형 수차는 250~800으로서 본 튜블러형 상반전 수차의 비속도는 위의 범위 내에서 설계되는 것이 바람직하다. 그 이유는 회전속도가 작은 수차일수록 비속도가 낮아져서 날개수가 많아지나 수차 직경이 커지는 경향이 있기 때문에 소수력용으로 적합하지 않다. 또한 Fig. 2.4은 수차에 따른 비속도와 날개 직경의 관계를 나타낸 것이다. 보이는 것처럼 프로펠러는 비속도가 크면 클수록 날개직경은 감소하는 경향을 보인다. 이처럼 비속도와 직경은 반비례관계를 보이고 있음을 알 수 있다.

$$n_s = n \times \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.1)$$

Table 1 Turbine versus specific speed N_s

Hydraulic turbine N_s	Pelton	Francis				Propeller
		Low speed	Middle speed	High speed	superhigh speed	
N_s (m-kW)	10-25	50-120	120-180	180-360	360-430	250-800

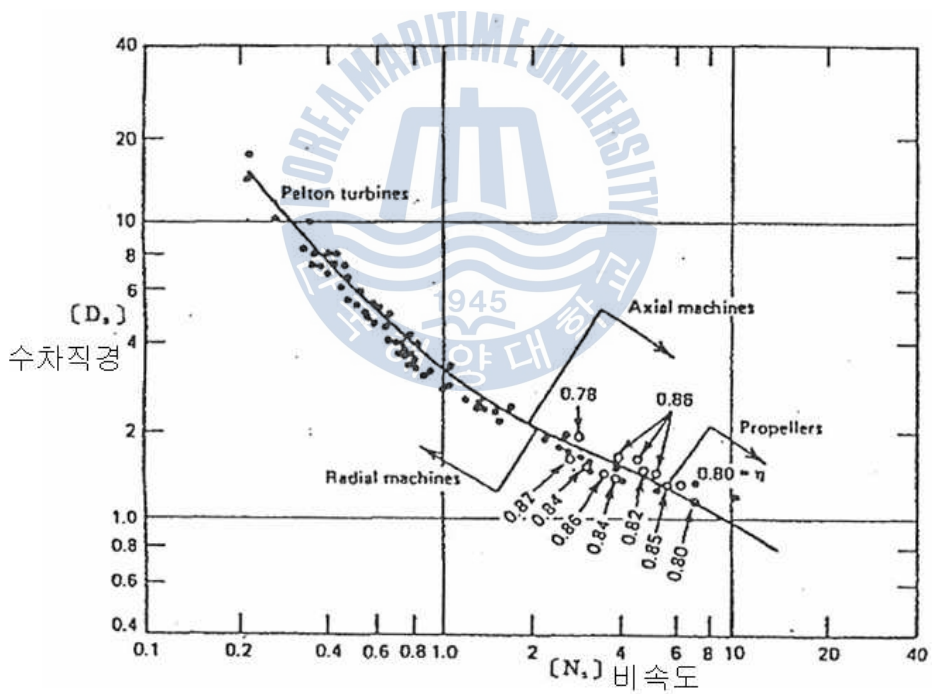


Fig. 2.4 $[N_s]$ - $[D_s]$ curves^[3]

제 3 장 튜블러형 상반전 수차의 성능시험

3.1 수차 실험 장치

Fig. 3.1에 실험장치를 보인다. 총 배관길이는 30m, 배관의 직경은 350A, 내부 순환으로 인한 이물질의 혼입을 방지하기 위하여 모든 배관 재는 SUS계열로 하였다. 물은 펌프에 의해 압송되며 8m의 배관을 지난 후 수차를 지나게 되고, 4m의 직선관을 지나 엘보우관 이후 5m의 직선관을 지난 후 유량계를 통과하게 되고 이후에 다시 수조로 돌아가게 된다. 확대 및 곡관으로 인한 손실을 최소로 하기 위한 구조로 선정하였다. 수차의 앞과 뒤쪽에 버터플라이 밸브를 설치하고 러너 베인 뒤에 주름관을 설치하여 러너 베인 교체가 쉽도록 하였다.



Fig. 3.1 Whole view of experimental apparatus



Fig. 3.2 Butterfly valve

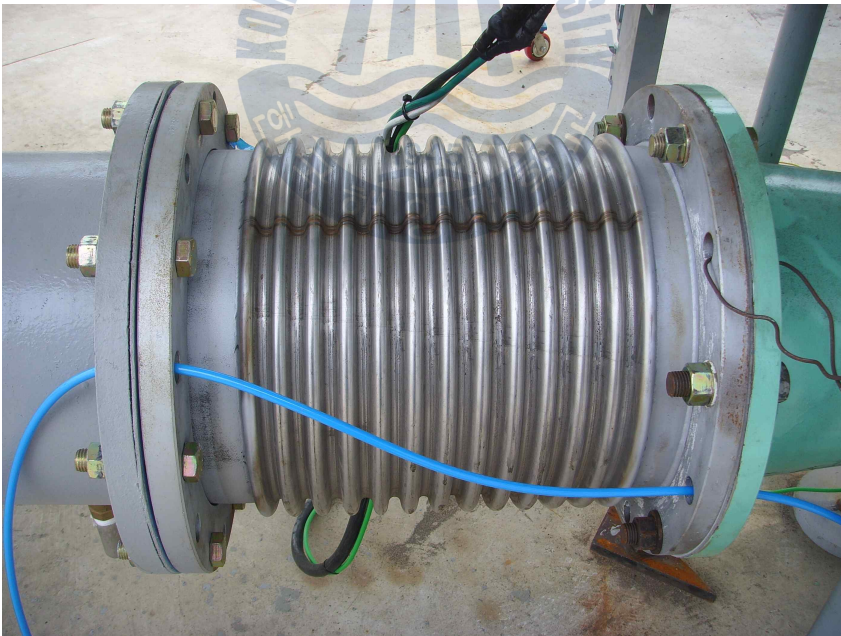


Fig. 3.3 Flexible pipe

3.1.1 러너베인

프로펠러 수차에 있어서 성능에 가장 큰 영향을 미치는 설계변수는 러너 베인이며, 날개의 형상이나 크기가 성능향상에 직접적인 큰 영향을 미치게 된다.

다음 Fig. 3.4, 3.5에서는 각각 전단과 후단 러너 베인의 실제 형상을 보여주고 있다. 먼저 Fig. 3.4의 경우 전단 러너 베인은 5매의 날개로 구성되었으며, 축소관 부분에 부착되어있다. 후단의 러너 베인은 3매의 날개로 구성되었으며, 날개의 직경은 279mm이며, 케이싱으로부터 tip clearance는 1mm이다. Fig. 3.5의 경우 전단 러너 베인은 5개의 날개로 구성되어있으며, 후단 러너 베인은 4매의 날개로 구성되어 있다.

Fig. 3.6에서는 수차의 모습을 볼 수 있으며, 러너 베인 부분은 내부관 찰이 용이하게 하기 위하여 아크릴로 제작된 케이싱으로 제작되었다. 그리고 전단과 후단의 러너 베인 사이에는 압력 측정구를 설치하여 전단과 후단의 유효낙차 산출과 성능평가를 위해 설치하였다.



(a) Front runner vane



(b) Rear runner vane

Fig. 3.4 Front and rear runner vane shape RA₅₄



(a) Front runner vane



(b) Rear runner vane

Fig. 3.5 Front and rear runner vane shape RB₅₃



Fig. 3.6 Assembled counter-rotating tubular type turbine

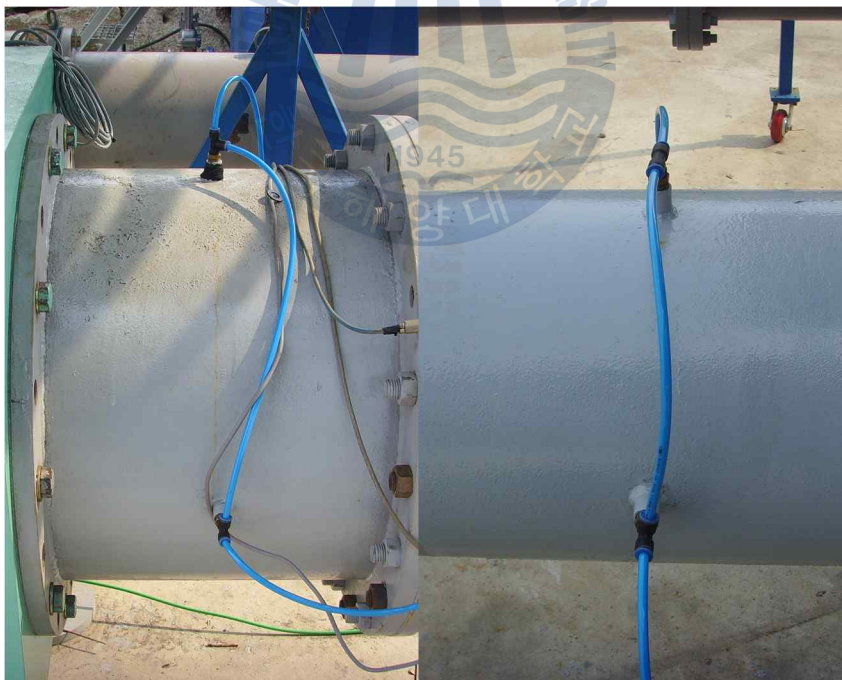


Fig. 3.7 Pressure measurement locations

3.1.2 펌프

수차의 낙차조건을 위해 펌프를 이용하여 관로 내 흐르는 물의 압력에너지를 만들어 수차를 가동시키는데 이용한다. Fig. 3.8에 수평축 상하 분할형 양쪽 흡입 벌류트 펌프를 보이고 있으며, 펌프는 DSN-3530의 청우펌프 제품으로서 구조는 임펠러의 흡입구가 양쪽에 있는 양쪽흡입, 케이싱을 축 평면에서 분할할 수 있는 구조인 상하분할, 수평토출 단단 펌프이다. 특징으로는 폭 넓은 유량 범위의 완전한 표준화, 배관 분배가 필요없는 간편한 유지보수를 위한 상하 분할형 케이싱 구조, 부품 공통화에 의한 최대의 호환성, 신뢰성 높은 단순하고 견고한 구조, 높은 효율, 낮은 유효흡입양정에 있다. 인버터 구동 방식으로 펌프의 사양은 구경이 350x300이고, 유량은 $13\text{m}^3/\text{min}$, 양정이 15m, 회전수는 880rpm이다.

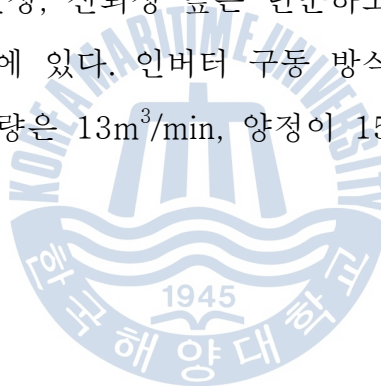




Fig. 3.8 Double suction axial split pump

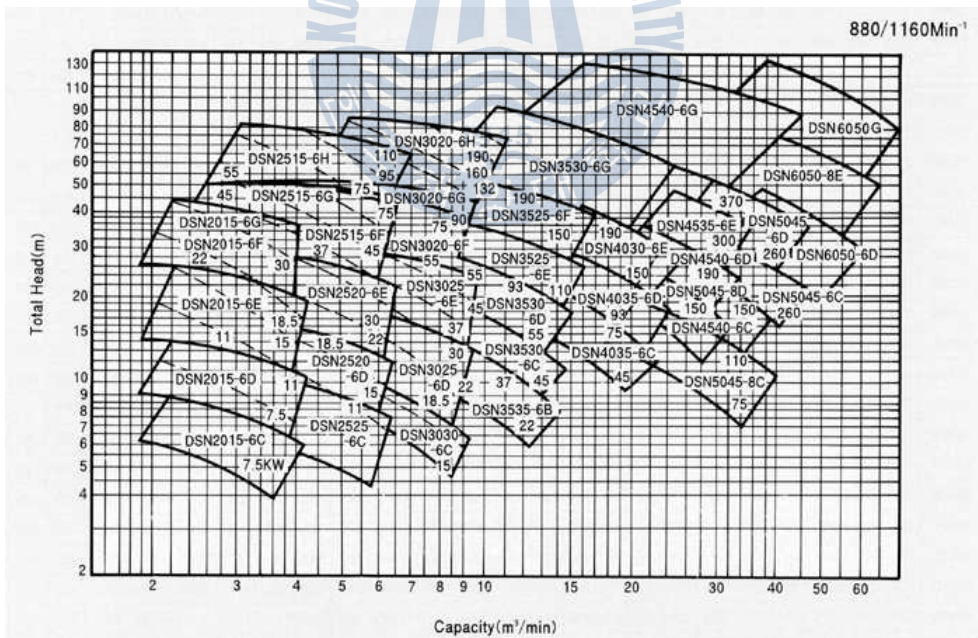


Fig. 3.9 [Capacity]–[Total Head] curves

3.1.3 발전기

튜브러형 상반전 수차에는 상반전 발전기가 사용되게 된다. 기존의 발전기와는 다르게 전단 러너 베인의 축은 발전기의 고정자에 연결이 되고, 후단 러너 베인의 축은 발전기의 회전자에 연결되어 진다. 전단과 후단에 각기 다른 축이 위치하며 기존의 발전기와는 다르게 상호 역회전시켜 전단과 후단 러너 베인의 회전수가 기존의 수차발전기의 2개가 되어 소형화 및 캐비테이션 대책에 유리하고, 고효율화가 가능하게 되는 방식이다. 수차는 수력에 의하여 러너 베인을 회전시키게 된다. 수력에 의해 회전하게 되는 러너 베인의 축은 상단에 위치한 발전기와 벨트풀리로 각각 연결되어 있다. Fig. 3.10에 발전기를 보이고 있으며, 6극 유도 발전기이며, 이제 개발단계에 있는 발전기로서 성능개선이 필요하다.

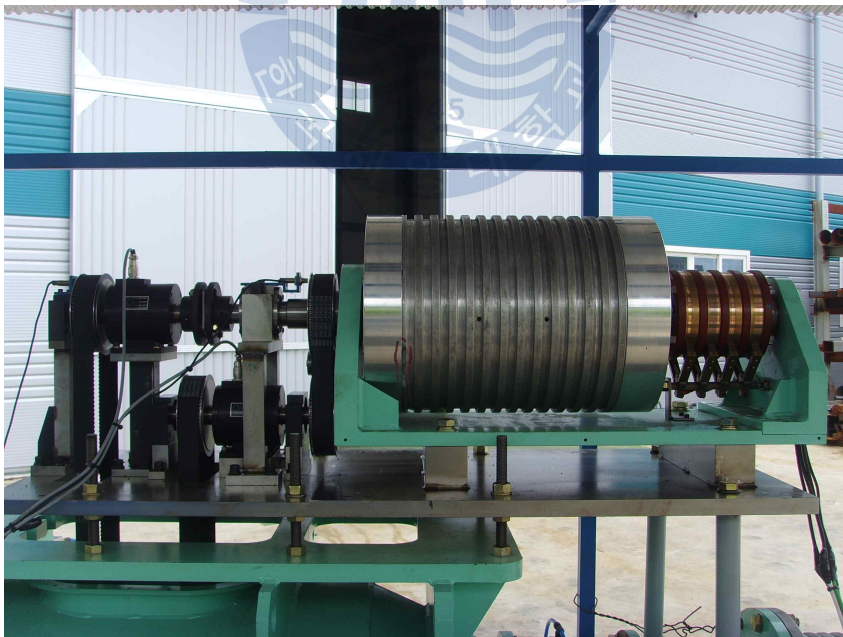


Fig. 3.10 Generator

3.1.4 발전기출력 및 효율

수차 실험의 발전기 출력 및 효율은 다음과 같은 아래의 식으로 계산된다.

$$\text{이론수력} : P_0 = \rho g Q H \quad (3.1)$$

$$\text{수차출력} : P_t = \rho g Q H \eta_t \quad (3.2)$$

$$\text{발전기 출력} : P_g = \rho g Q H \eta_t \eta_g \quad (3.3)$$

$$\text{발전기효율} : \eta_g = \frac{P_g}{P_t} \quad (3.4)$$

여기서, ρ : 작동유체밀도(kg/m^3)

g : 중력(kgf)

Q : 유량(m^3/s)

H : 유효낙차(m)



3.1.5 전자유량계

유량계(Flowmeter)는 일반적으로 배관상에서 손쉽게 사용되는 전자유량계를 선정하였다. 자장내 유체가 흐를 때 발생하는 기전력이 유속에 비례한다는 페러데이 법칙을 응용하여 발생된 기전력을 측정관내 설치된 전극에서 검출하여 순시치 누적유량을 표기해주고 유량값 등에 비례하는 신호로 출력하여 컨트롤 패널의 Indicator로 보내는 유량계를 선정하였다. 전자유량계는 출력 값이 4-20mA로 메인컨트롤 패널로 전송되며 설치지점에서도 출력 값을 확인 할 수 있도록 구성하였다.

이와 같은 조건에 근거하여 배관의 규격과 동일한 크기인 한국유량계공업의 KTM800-350A 사양을 선정하였으며 사용가능한 Flow Rate는 $103.86 \sim 3458.39 \text{ m}^3/\text{H}$ 으로 초기설정하여 선정하였다. 배관에서는 유량계의 설치시 제약조건인 전단=10X지름, 후단=5X지름 만큼의 직선구간을 확보할 수 있도록 구성하였다.



Fig. 3.11 Electro-magnetic water flow meter

3.1.6 전자압력계

수차의 효율 및 이론 발전량 계산을 위해서 4~20mA 출력 전송이 가능하고 고신뢰성(0.02%)의 압력계인 Sensys사의 PSHF0002KAAG를 선정하였다. 용량은 $0\sim 2\text{kgf/cm}^2$ 이며, 측정개소는 양단 러너의 중앙의 아크릴부, 수차의 입구측, 출구측 3개소이고, 동시에 측정이 가능하도록 구성하였다. 또한 측정위치의 이동이 가능하도록 다수의 위치에 이동 부착이 가능한 연결구를 부착하였다.



Fig. 3.12 Pressure gauge

3.1.7 토크센서 및 회전수측정센서

수차의 효율을 직접적으로 나타내주는 토크 및 회전수의 측정을 위해서는 토크메타와 회전수 계측장치를 설치해야 한다. 본 시험설비의 경우 수차의 회전축과 발전기가 직접연결 되지 않고 타이밍 벨트폴리 연결방식을 선택하고 있다. 이러한 타이밍 벨트폴리를 이용한 기동을 할 경우 발생하는 일방향 부하나 원심력에 의한 토크메타의 손상이 발생할 수 있다. 따라서 실제 수차의 예상 출력토크 값보다 5배 이상 큰 용량의 토크메타를 사용하도록 하였다. 본 실험에서 예상되는 최대 토크는 10kgf-m 이므로 실제로는 50kgf-m 용량의 기기를 선정하였으며, Fig. 3.13에 보인다. 그리고 회전수는 토크메타의 회전수를 측정하여 폴리 비율로 환산한 값을 사용하도록 하였다. 수차와 연결할 토크메타는 쉘텍에서 제작한 0.09% 정도를 가진 YDRA-50K이며, 데이터 전송을 위하여 YD3533 Indicator를 같이 장착하였다. 회전수 측정은 토크메타의 기어 회전수를 측정하기 위하여 Fig. 3.14에 보이는 바와 같다. 회전수는 토크메타의 회전수를 측정하여 폴리 비율로 환산한 값을 사용하도록 하였다. 일반적이고 정밀도가 좋은 근접센서를 사용하였으며, 신뢰도는 0.2%의 허용차를 가지는 AUTONICS사의 PRL-12-4DN을 선정하였다. 4~20mA의 출력이 가능하여 제어측에서 데이터의 취합이 가능하도록 하였다.



Fig. 3.13 Torque meter

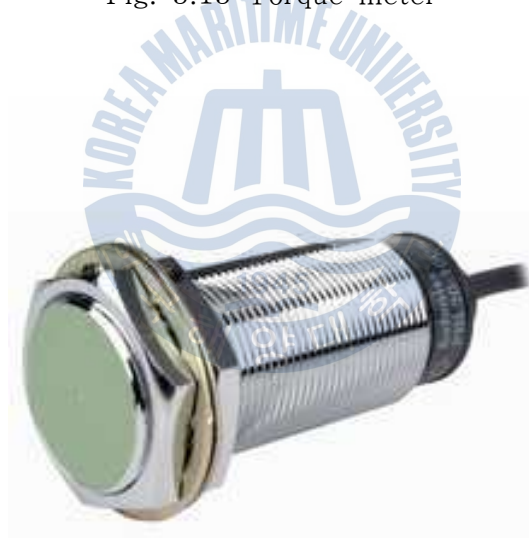


Fig. 3.14 Rotation speed meter

3.2 계측시스템

수차 실험은 Fig. 3.15에 보이는 바와 같이 크게 튜블러형 상반전 수차 본체와 발전기시스템, 저장탱크, 그리고 펌프로 구성되어 있다. 먼저, 펌프가 작동하면 물은 배관을 따라 흐르면서 전자유량계, 및 압력계를 거치게 된다. 물이 수차에 도달하게 되면 압력지시계를 통해 수차의 입구 부에서의 압력(낙차)을 알 수 있게 된다. 수차가 회전하여 일을 하게 되면 발전기에 토크 미터와 회전수 미터를 통해 그 수치를 확인할 수 있다. 그리고 수차에는 여러 개의 차압계가 설치되어 있어서 수차의 케이싱 위치별로 차압을 확인할 수 있다.

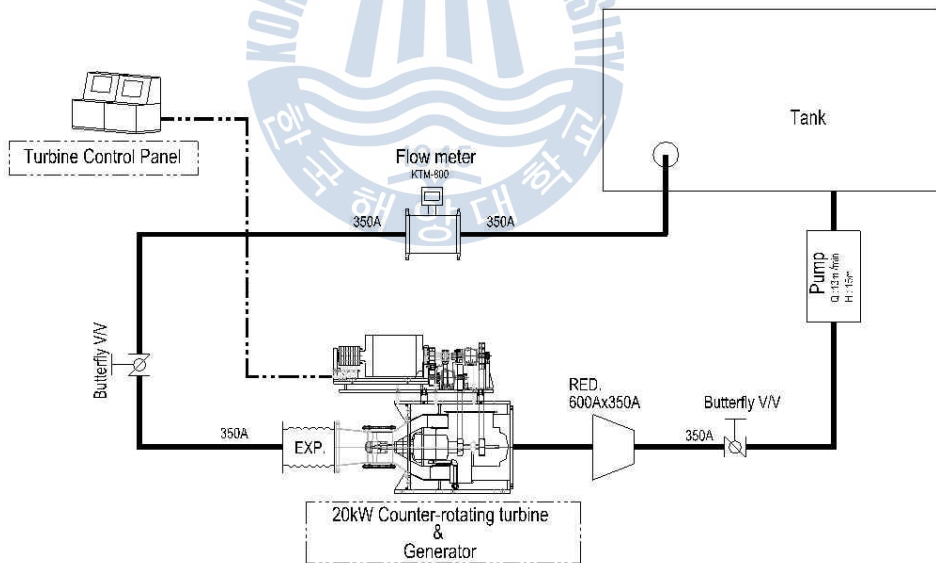


Fig. 3.15 Measurement system

3.3 실험장치 제어시스템

실험설비의 구성은 각종 측정기기와 수차를 동시에 제어하면서 효율적인 실험이 가능하도록 터치스크린을 이용한 제어 패넌을 구상하였다. 모든 출력 데이터는 터치스크린 상에서 그 값을 확인할 수 있으며, 인버터를 이용하여 펌프의 유량 조절 기능이 가능하도록 하였다.

3.3.1 디지털 멀티메타

멀티 메타는 Fig. 3.16에 보이고 있으며, 최대측정입력 사양은 다음과 같이 DC500V, AC500V, DC5A, AC5A의 전압, 전류사용이 가능하다. 또한 네 자리수로 표시되며, 최대 표시범위는 -1999~9999, AC 주파수 측정가능 범위는 0.1~9999Hz이다. 전압사양은 100-240VAC이다.



Fig. 3.16 Digital multi meter

3.3.2 인버터

인버터는 Fig. 3.17에 보이고 있으며, 본 인버터의 규격은 Table 2에 보이고 있다. LS산전의 iP5A(SV900iP5A-40)모델로서, Capacity는 90kW(125HP)이다. 직류 전력을 교류 전력으로 변환하는 장치로, 직류로 부터 원하는 크기의 전압 및 주파수를 갖은 교류를 얻을 수 있으므로 유도전동기의 속도제어는 물론이고 효율제어, 역률 제어등이 가능하며 예비전원, 컴퓨터용의 무정전 전원, 직류 송전등에 응용되고 있다. 인버터는 엄밀하게 말하면 직류전력을 교류전력으로 변환하는 장치이지만 우리가 쉽게 얻을 수 있으며, 전원이 교류이므로 교류전원으로 부터 직류를 얻는 장치까지를 인버터 계통에 포함시키고 있다.

인버터의 사용목적으로는 공정제어, 공장 자동화 및 에너지 절약에 사용하고 있다. 예로써, 가열로 송풍기의 경우 제품의 종류나 생산량에 따라 인버터로 송풍기의 속도를 조정함으로써 풍량 조절이 가능하여 가열로내의 온도를 최적의 온도로 조절함으로써 제품의 질적 향상을 꾀할 수 있을 뿐 아니라, 이 때 소요 동력은 풍량 감소의 3승에 비례하여 감소함으로써 커다란 에너지 절감 효과도 기대할 수 있다.



Fig. 3.17 Inverter

Table 2 Inverter specification

냉각방식		강제풍냉
제어	제어방식	V/F 제어, 슬립보상제어, 센서리스 벡터 제어, Easy Start
	주파수 설정 분해능	디지털 지령:0.01 Hz(100 Hz 미만), 0.1 Hz(100 Hz 이상) 아날로그 지령:0.01 Hz/60 Hz
	주파수 정도	디지털:최대 출력 주파수의 0.01% 아날로그:최대 출력 주파수의 0.1%
	V/F비	리니어, 2층 저장, User V/F
	과부하 내량	110% 1분, 120% 1분
	토크 부스트	수동 토크 부스트(0~15%설정), 자동 토크 부스트
	운전 방식	key/ 단자대, 통신 운전 선택가능
운전	주파수 설정	아날로그:0~12V/-12V~12V/0~20mA/Pulse/Ext-PID 디지털:로더사용
	입력 신호	시동신호 정회전, 역회전
		다단속 선택 최대 18속 설정가능(다기능 단자대 이용, JOG, DWELL포함)
		다단 가감속 시간 선택 0.1~6,000초, 각각 4종류까지 설정, 선택 가능9다기능 단자대 이용) 가감속 패턴: 리니어, U자, 8자 선택가능
		비상정지 인버터 출력을 순시차단
		조그 조그 운전
		이상 리셋 보호 기능 동작시 트립상태 해제
	출력 신호	운전 상태 주파수 검출, 과부하 경고, 스들중, 과전압, 저전압, 인버터 과열, 운전중, 정지중, 정소중, 상용 절체중, 속도 서치중
		이상 출력 점점 출력(3A, 3C, 3B)-AC250V 1A, DC30V 1A
		표시계 출력 주파수, 출력전류, 출력전압, 직류전압 중 2종류 선택 출력전압 0~10V
	운전 기능	
	직류제동, 주파수 리미트, 주파수 점프, 제2기능, 슬립 보상, 역회전 방지, 자동 재시동, 상용절체, 오토튜닝, PID제어, Flying Start, Saety Stop, Flux Braking, 누설 저감 운전, Pre-PID, Dual-PID, MMC, Easy Start, 수분 응축방지 Heater	
보호 기능	인버터 트립	과전압, 저전압, 과전류, 지락보호, 인버터 과열, 전동기 과열, 출력결상, 과부하 보호, 외부고장 1,2, 통신에러, 속도 지령 상실, 하드웨어 이상, 옵션이상 등
	인버터 경고	스톨방지, 과부하 경고, 온도센서 이상
표시	로더	운전정보 출력주파수, 출력전류, 출력전압, 주파수 설정값, 운전속도, 직류전압, 적산전력, 최종Trip경과시간, 전원투입시간, 운전 시간
		트립정보 보호 기능 동작시 이상내용을 표시, 고장이력 5회분 기억, 최종 고장시간

3.3.3 표시장치

표시장치는 Fig. 3.18에 보이고 있다. 메인메뉴에서 TOP Type과 통신 방식이 표시 되며, 버전 정보, 언어 설정, 시각 설정을 할 수 있다. 시각 설정과 언어 변경은 해당 표시 부분을 손끝으로 터치하면 변경 할 수 있다. 기본적으로 시각 데이터는 전원 인가 없이 내부 배터리가 장착되어 1년 이상 백업기간을 연장할 수 있다. 통신설정은 전송 속도, 데이터 비트, 패리티 비트, 정지 비트, 신호 레벨, 국번, 시리얼 타임아웃 SEND WAIT, 2포트 통신설정, N:1설정, Ethernet설정 등을 설정할 수 있다. 다음 초기설정은 Power On시 모드, 운전시 초기화면 번호, 화면 꺼짐 시간 설정, 부저음 설정, 래치 시작버퍼 설정, 래치 끝 버퍼 설정, 프린터 설정, 비밀번호, 터치키의 민감도, USB저장 및 전송, 설정 값을 Default값으로 초기화 등을 설정 할 수 있다. 시험 인쇄, 메모리 진단, 터치키 진단, 디스플레이 진단, 통신진단, 포트진단, CF-CARD진단을 할 수 있다. 본체의 시스템 버퍼에 대한 정보를 볼 수 있다. 시각 데이터를 제외한 모든 데이터는 운전을 종료 한 순간의 값이며, 데이터 형은 16 Bit HEX 이다.



Fig. 3.18 Display screen

3.4 실험방법

실험은 다음과 같은 순서로 진행이 된다. 수차의 운전은 펌프의 기동에 따라서 내부 압력 및 유량의 변화가 따르는 방식을 취한다.

인버터, 컨트롤 판넬, 콘덴서 메인, 계통투입 전원용 차단기의 ON 상태를 확인하고, 펌프를 이용한 수차의 구동 방향과 계통 투입시의 회전 방향의 일치여부를 확인 후, 각 센서들은 확인하고, 수차의 컨트롤 판넬의 로깅 준비를 한다. 펌프의 인버터 구동으로 수차의 총합 회전수가 발전기 회전수에 도달 했을때 계통연계 판넬에서 계통을 투입한다. 계통 투입후 수차의 설계 유량과 수두에 맞게 인버터를 조절하여 단기간에 목표치까지 증가 시킨후, 콘덴서를 이용하여 발전기의 역률을 증가 시킨다. 콘덴서를 하나씩 투입하여 역률을 확인해가며 추가 적으로 투입한다. 유량과 압력의 값에 따른 각각의 데이터 값을 기록한다.



Fig. 3.19 Operating condition of counter-rotating tubular type turbine

3.5 튜블러형 상반전 수차의 성능해석 결과

3.5.1 유량과 낙차 변화에 따른 성능해석

튜블러형 상반전 수차의 유량과 낙차에 따른 성능실험과 CFD를 통한 성능특성을 Fig. 3.26에 나타내었다. 그림에서 η 와 P , 그리고 H 는 Efficiency, Power, Head를 의미한다. 6극 유도발전기의 최대 회전수인 1200으로는 좋은 효율을 얻을 수 없어 발전기와 수차를 연결하는 벨트 풀리의 비를 1:1.6으로 변경하여 적용한 결과 보다 좋은 효율곡선을 얻을 수 있었다. 실험과 수치해석 모두 유량 $0.155\text{m}^3/\text{s}$ 에서 최고효율(BEP)을 보이고 있으며 비교한 결과 출력 및 유효낙차는 5%이내, 효율은 10%이내로 거의 일치 하였다. 최고효율은 72.59%이며, $P=11.47\text{kW}$, $\Delta H=10.43\text{m}$ 임을 알 수 있다.

Fig. 3.21과 Fig. 3.22은 튜블러형 상반전 수차의 내부 유동을 검토하기 위하여 속도분포와 압력분포를 나타내었다. 유량이 증가할수록 원주 방향 성분이 증가하여 후단 러너에 유입함으로써 전단 러너가 가이드 베인 역할을 하고 있음을 알 수 있으며, 후단 러너 후류에 복잡한 형태의 유동장이 발생하며 안정화를 위하여 허브 끝부분의 형상수정이 필요할 것이다. 전단 러너입구까지의 압력분포는 동일하나 유량이 증가할수록 유효낙차의 증가로 인하여 출력이 커지는 것을 알 수 있다. Fig. 3.23, Fig. 3.24, Fig. 3.25에서는 러너부의 10%, 50%, 90% 구간의 압력분포를 압력계수로 나타내었다.

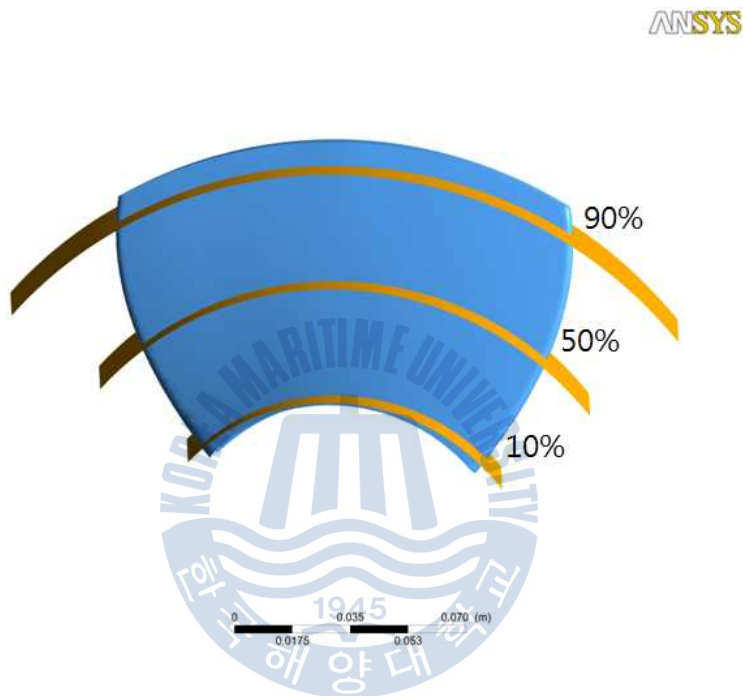
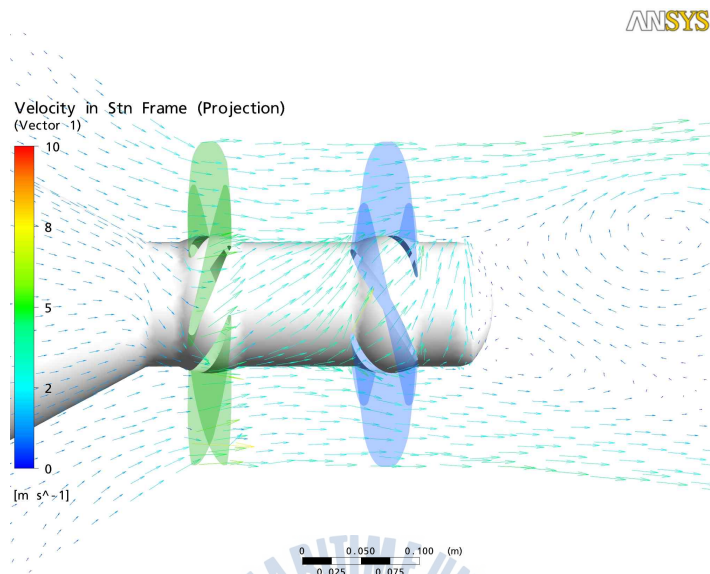
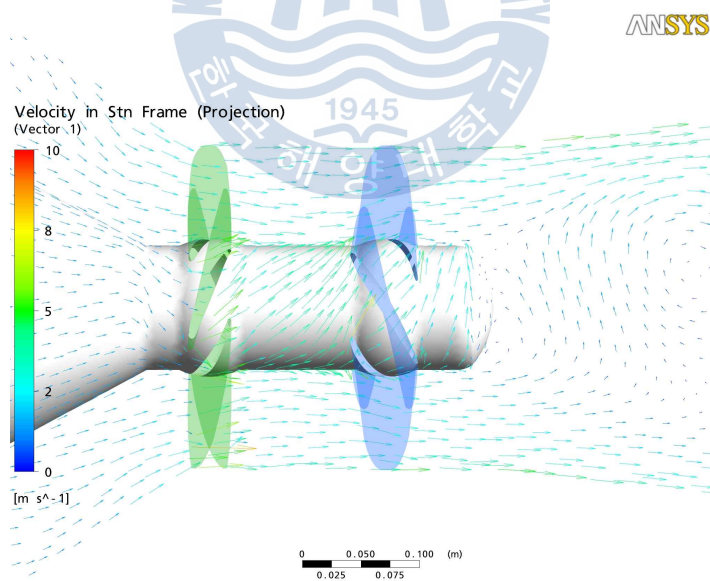


Fig. 3.20 Sectional arrangement of runner vane

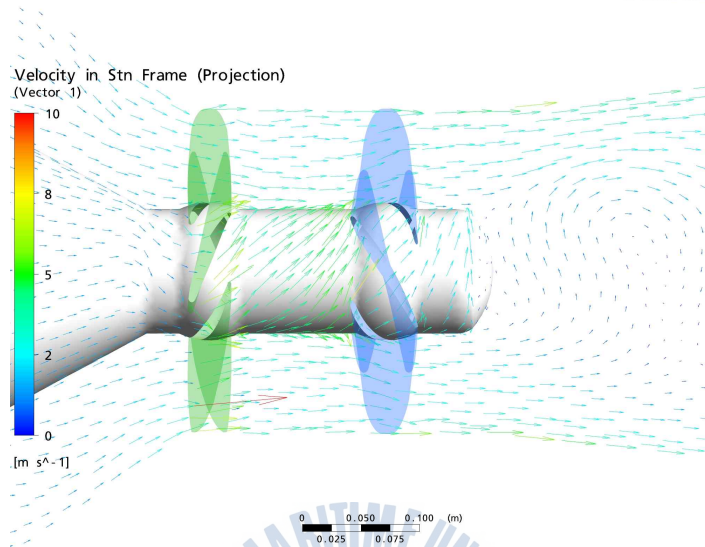
3.5.1.1 속도 및 압력분포



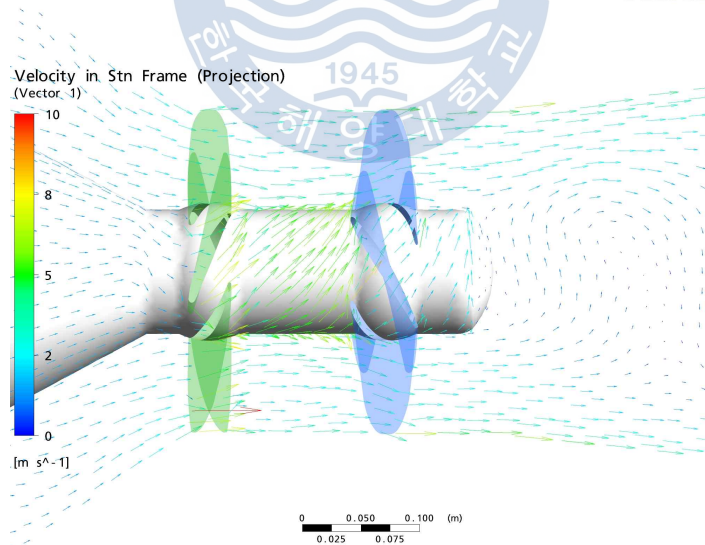
(a) $0.133\text{m}^3/\text{s}$



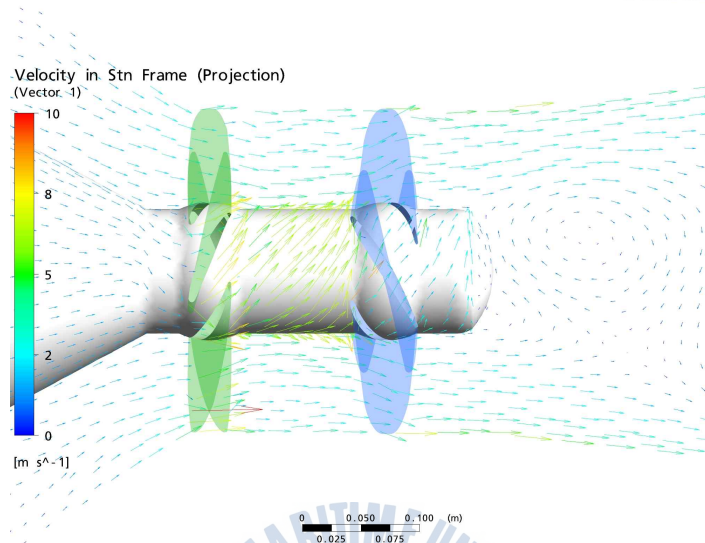
(b) $0.138\text{m}^3/\text{s}$



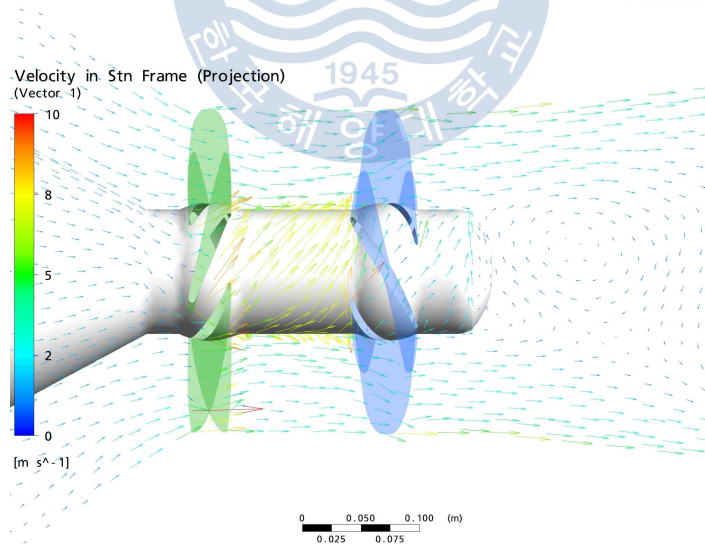
(c) $0.144 \text{ m}^3/\text{s}$



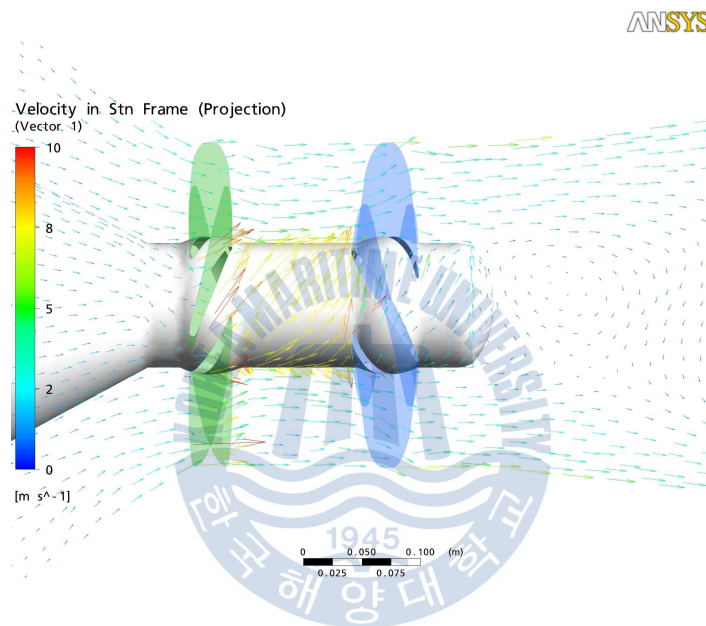
(d) $0.149 \text{ m}^3/\text{s}$



(e) $0.155 \text{ m}^3/\text{s}$

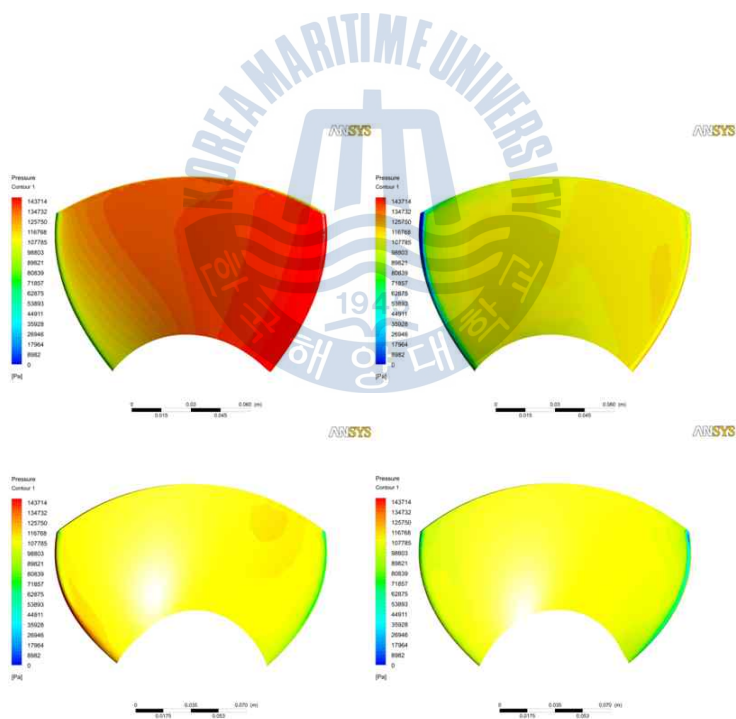
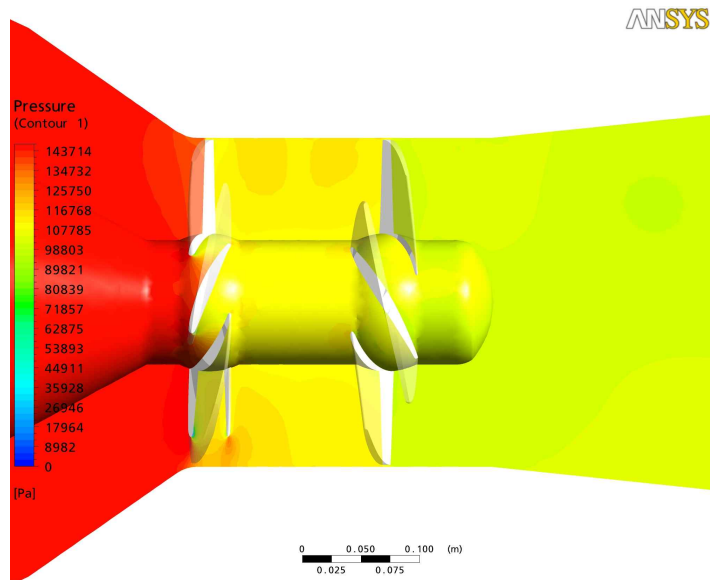


(f) $0.16 \text{ m}^3/\text{s}$

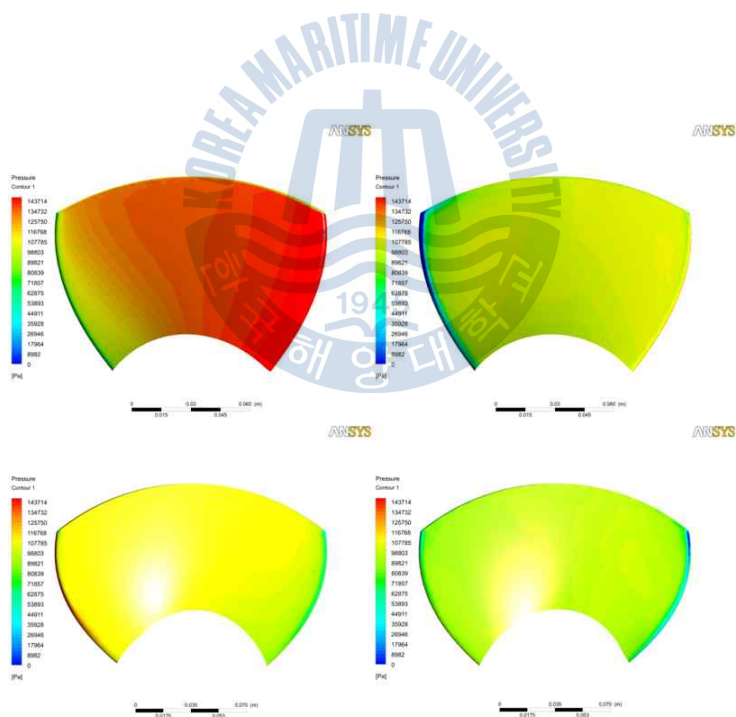
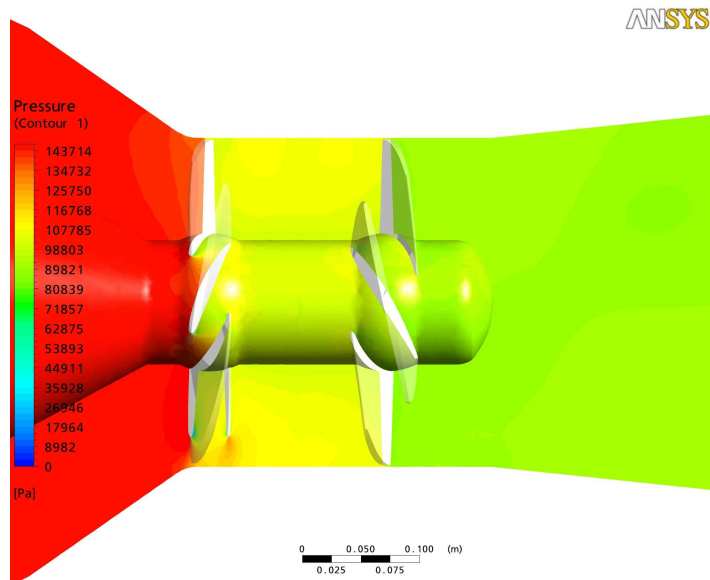


(g) $0.165 \text{ m}^3/\text{s}$

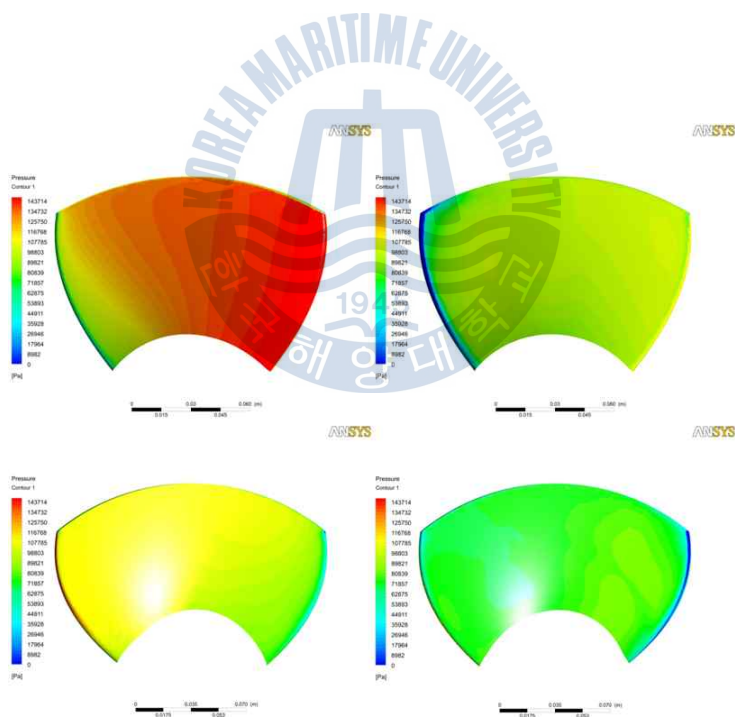
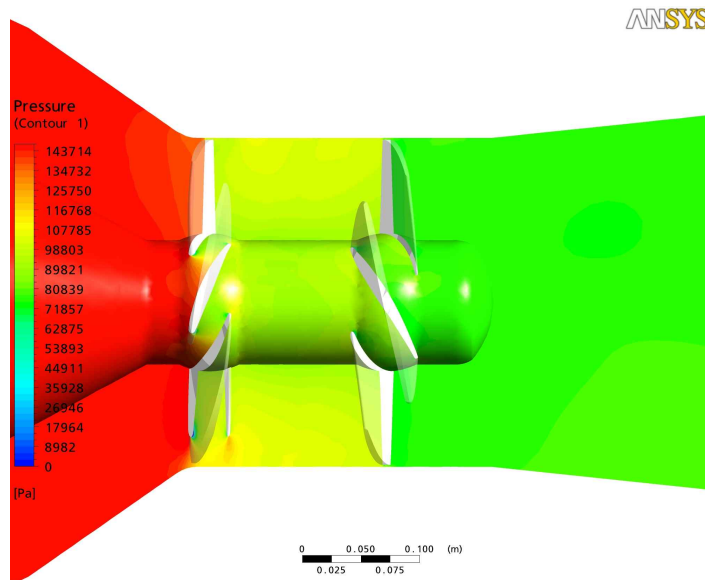
Fig. 3.21 Velocity distributions for turbine model RA₅₄ at different flow rate



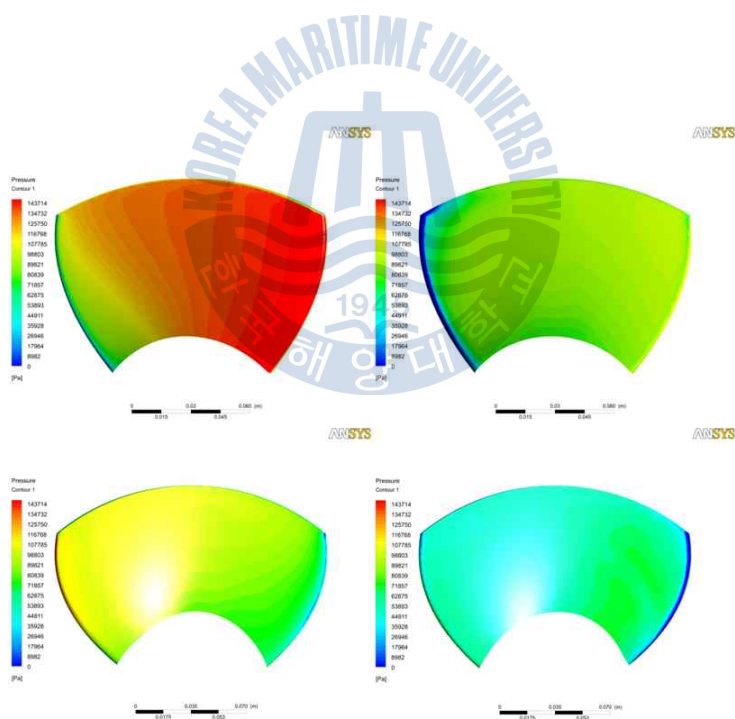
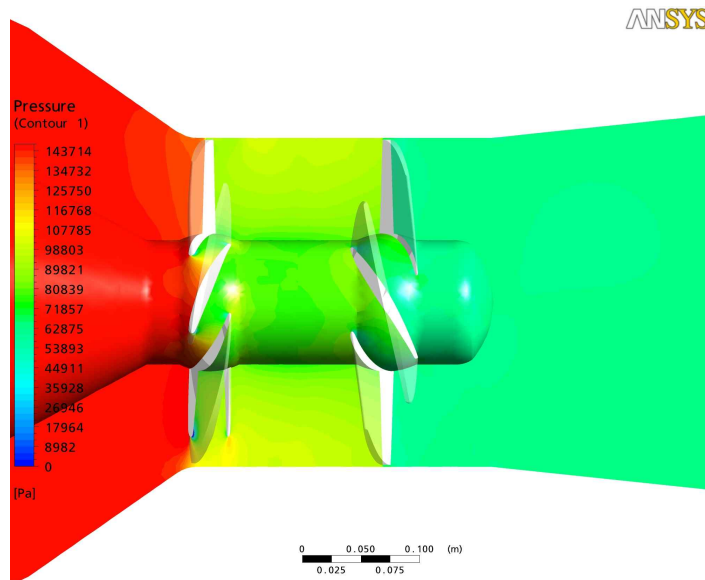
(a) $0.133\text{m}^3/\text{s}$



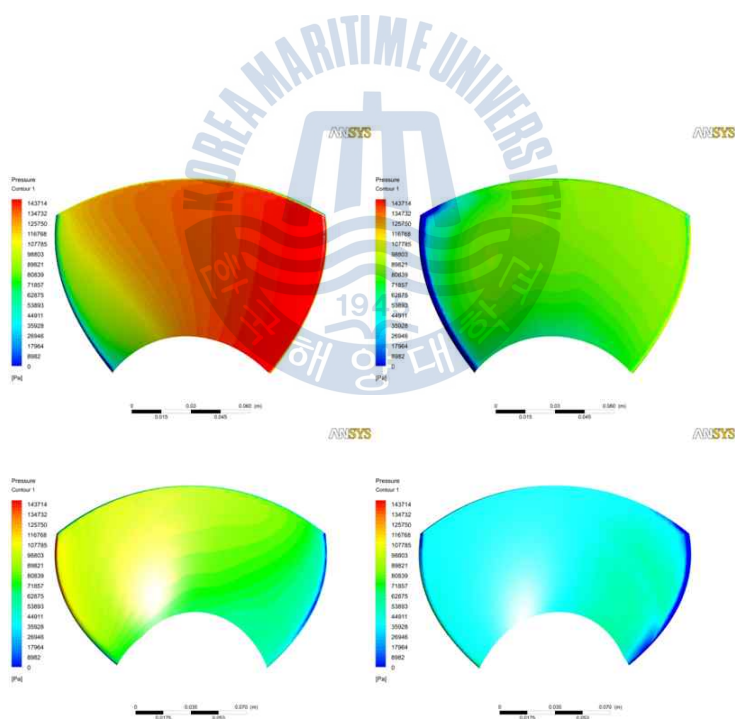
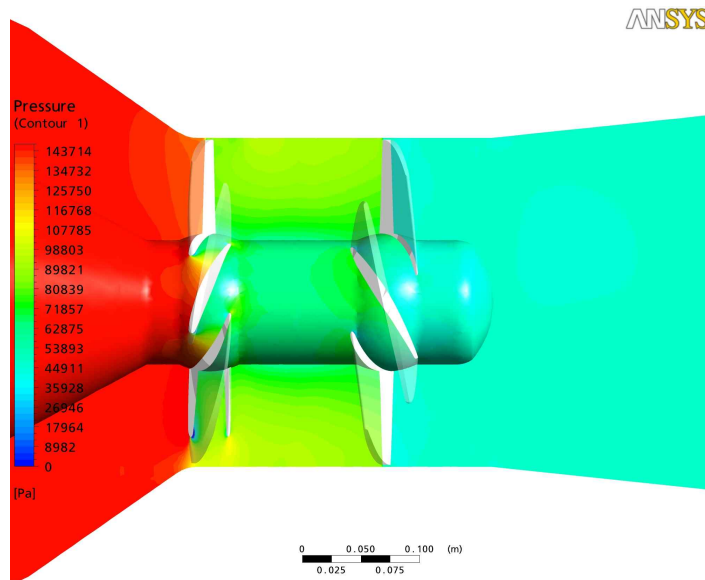
(b) $0.138 \text{ m}^3/\text{s}$



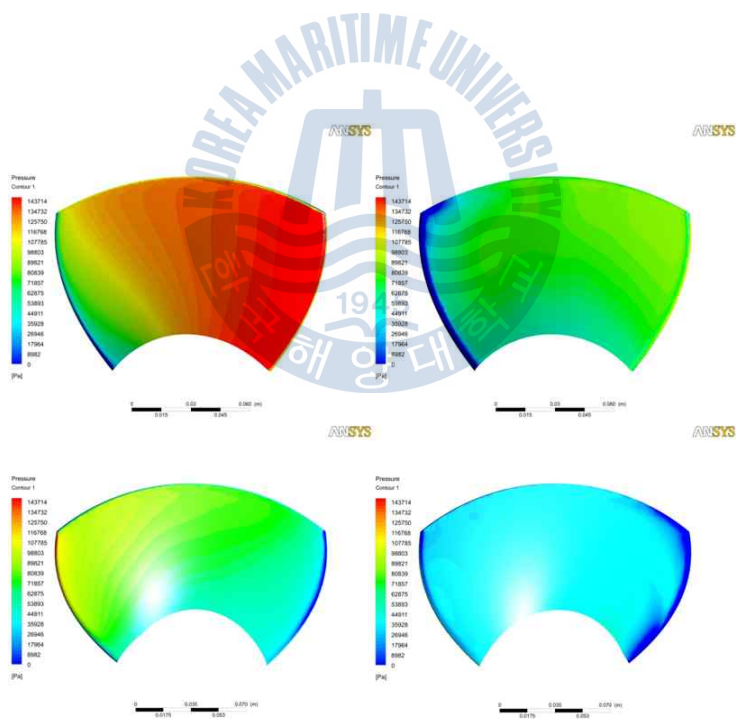
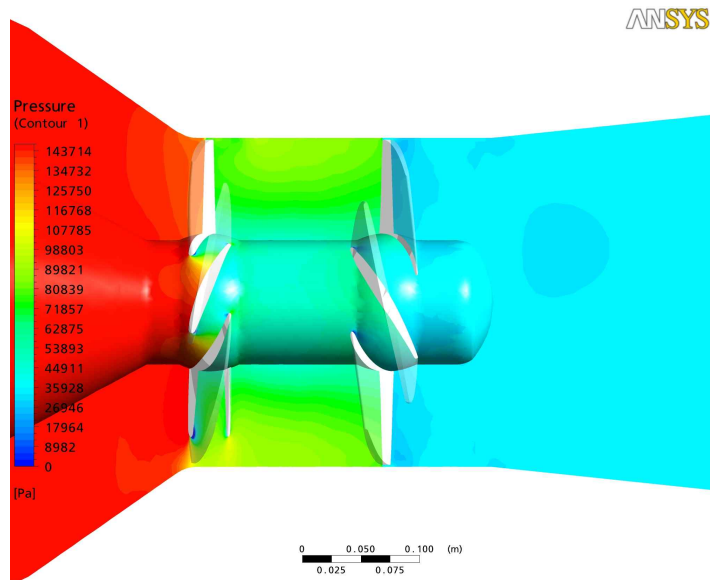
(c) $0.144\text{m}^3/\text{s}$



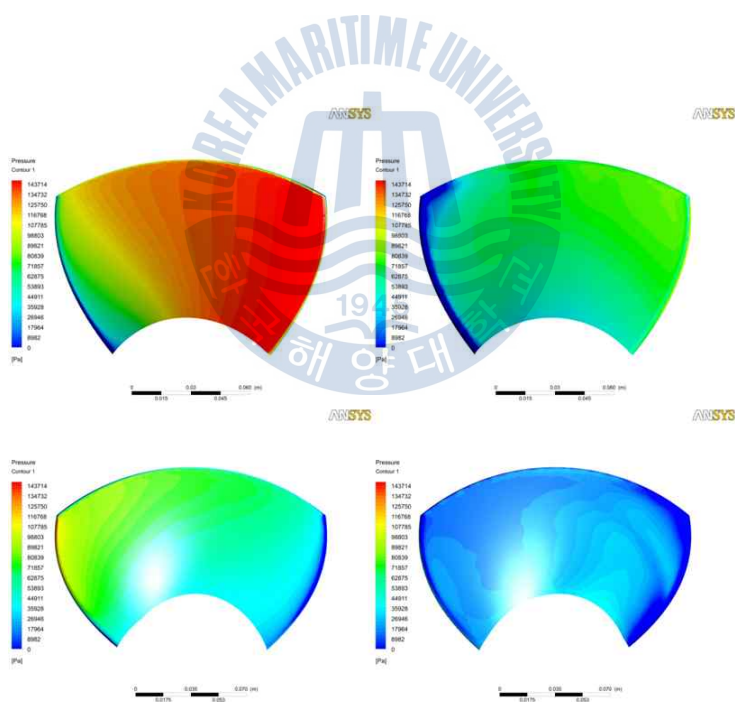
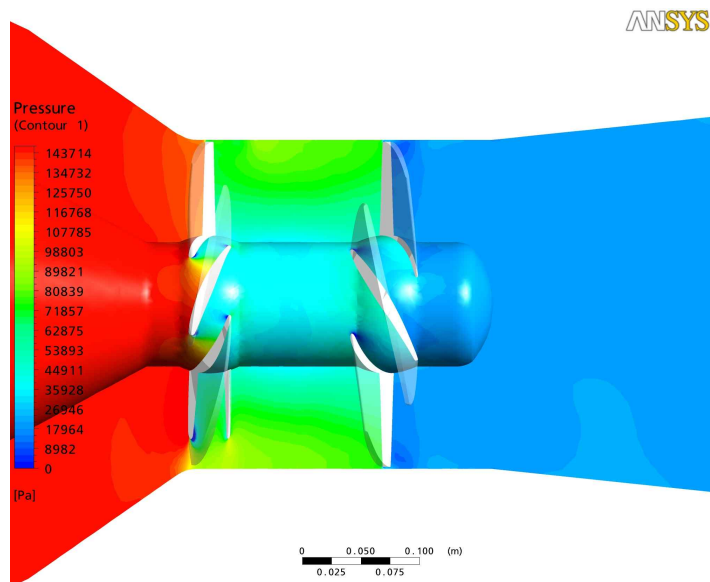
(d) $0.149 \text{ m}^3/\text{s}$



(e) $0.155\text{m}^3/\text{s}$

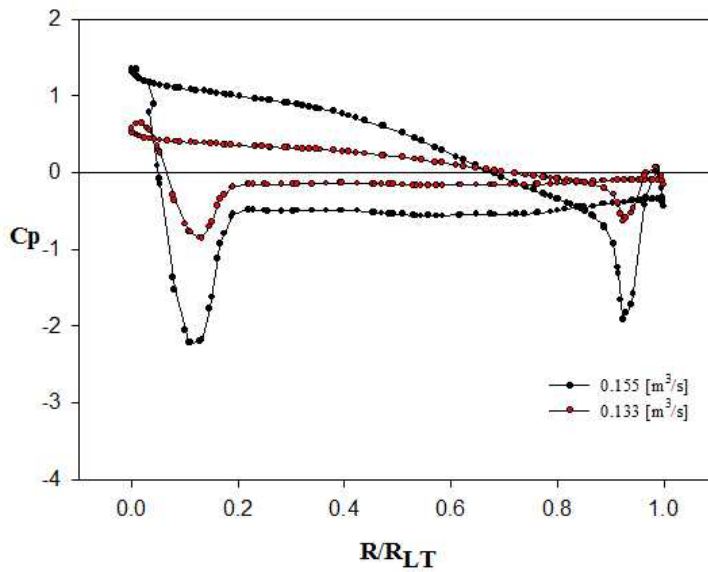


(f) $0.16\text{m}^3/\text{s}$

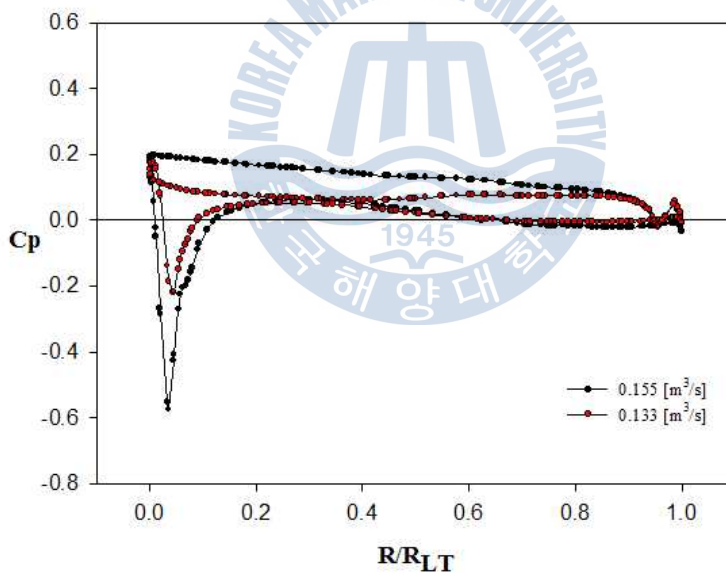


(g) $0.165\text{m}^3/\text{s}$

Fig. 3.22 Pressure distributions for turbine model RA₅₄ at different flow rate

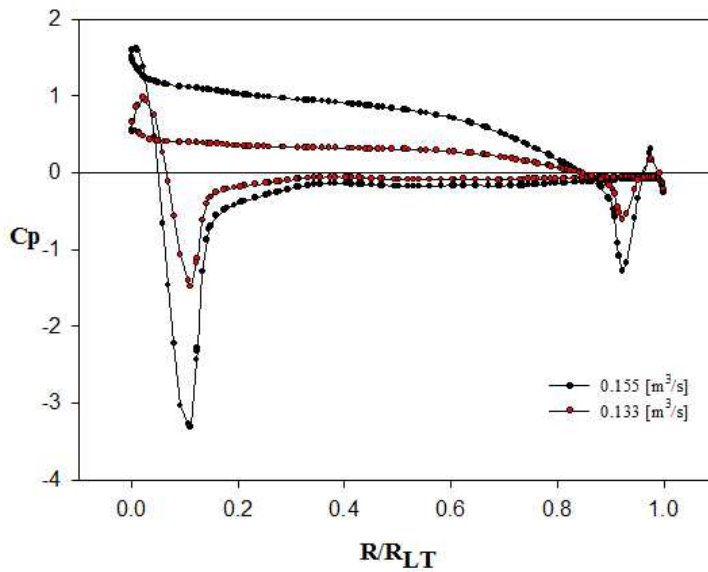


(a) Front runner

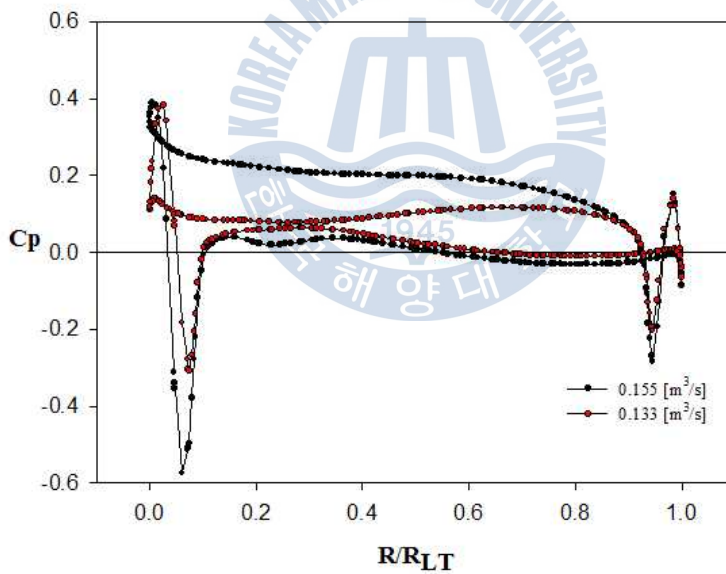


(b) Rear runner

Fig. 3.23 Pressure coefficient distributions along the upper and lower blade 10% section

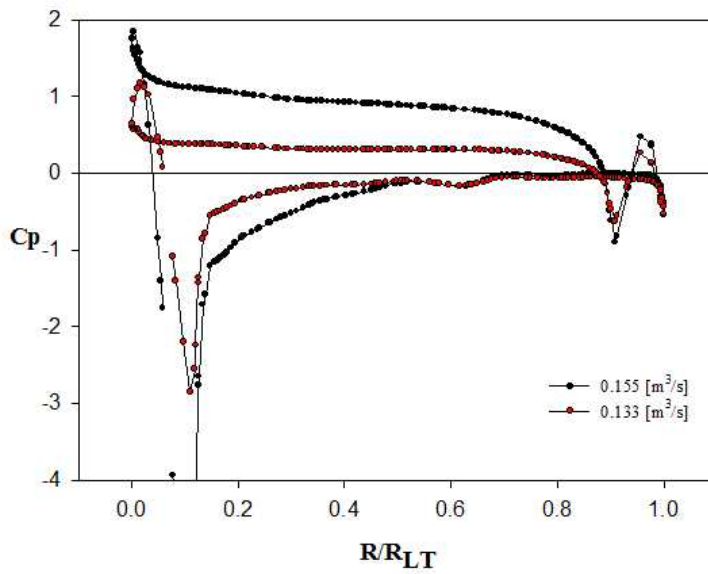


(a) Front runner

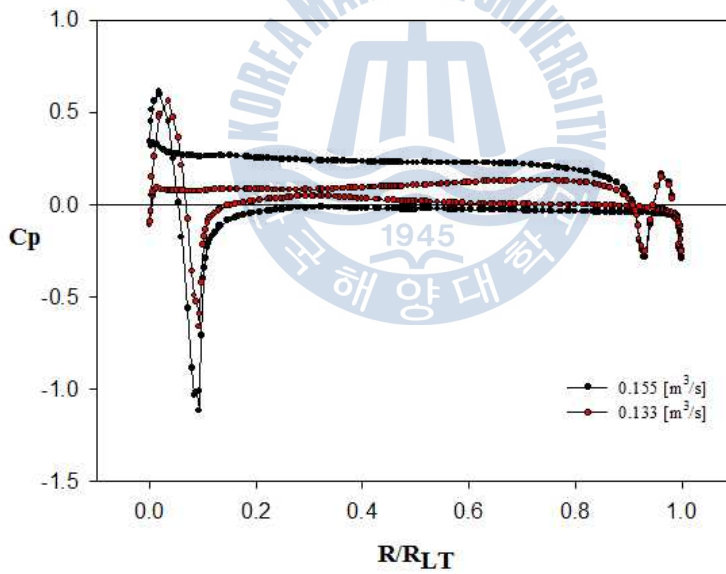


(b) Rear runner

Fig. 3.24 Pressure coefficient distributions along the upper and lower blade 50% section



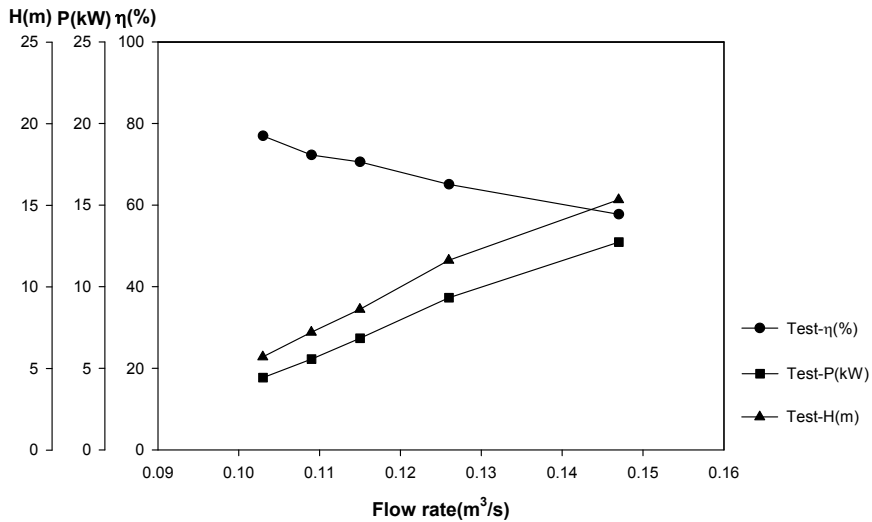
(a) Front runner



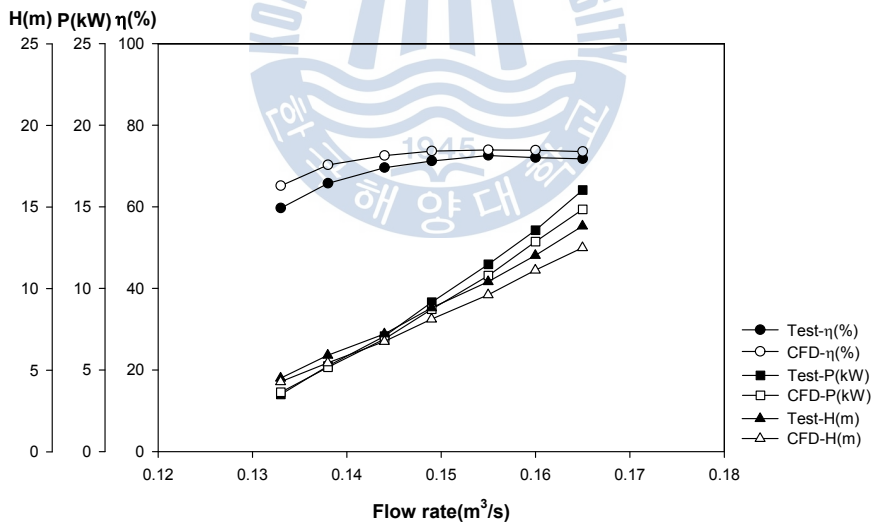
(b) Rear runner

Fig. 3.25 Pressure coefficient distributions along the upper and lower blade 90% section

3.5.1.2 효율 및 출력특성



(a) Gear ratio 1:1



(b) Gear ratio 1:1.6

Fig. 3.26 Experimental Performance characteristics curves for turbine model RA₅₄ at different flow rate

제 4 장 CFD에 의한 튜블러형 상반전 수차의 성능해석

4.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 보이는 상용 CFD코드 로인 CFX-11을 사용하였다.

일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, 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 유체 기계에서 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

맞는다.

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 유체기계상 서로 다른 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.



4.1.1 지배방정식

지배방정식은 유체의 흐름을 예측 할 수 있는 수학적이고 물리적인 방정식으로 구성되어 있다. 또한 상황에 맞는 수학적 방정식고 물리적인 알고리즘이 중요하기 때문에 다양한 방정식을 적절하게 사용해야 한다.

일반적인 유동에서 다루는 방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이고, 각각 식(4.1), 식(4.2), 식(4.3)과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i} \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ij}) + S_T \quad (4.3)$$

여기서, ρ : 밀도

u_i : 속도

P : 압력

μ : 점성계수

H : 전엔탈피

h : 정적엔탈피

T : 온도

τ_{ij} : 응력텐서

상태방정식 $\rho = \rho(P, T)$, 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력변형률 관계, 그리고, $h = h(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다. 난류유동은 와 점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 쓴다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.



4.1.2 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. 4.1에서 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 표면 적분(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. 4.1과 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(4.1), (4.2), (4.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량,

운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식은 각각 식(4.4), 식(4.5), 식(4.6)과 같다.

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (4.4)$$

$$\rho V \left(\frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{s_{ui}} V \quad (4.5)$$

$$\rho V \left(\frac{(H - P/\rho) - (H^0 - P^0/\rho)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{s_{\varnothing}} V \quad (4.6)$$

여기서, $(\Delta n_j)_{ip}$ 는 적분점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고 제한체 적의 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 Jespersen에 의해 기술된 방법과 유사하고, 식(4.7)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_P + \underline{\beta(\nabla \phi)_{ip}} \Delta \overline{r_{ip}} \quad (4.7)$$

식(4.8)과 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량 divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.

$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \quad (4.8)$$

밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산되고, 식(4.9)와 같다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \underline{\beta(\nabla \rho)_{ip}} \Delta \bar{r}_{ip} \quad (4.9)$$

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

Implicit 방법에서 중요한 것은 ρu 의 선형화이다. 먼저 ρu 는 Newton Raphson 선형화에 의해 확정되어 식(4.10)과 같다.

$$(\rho u) \approx \rho^n u^0 + \rho^0 u^n - \rho^0 u^0 \quad (4.10)$$

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

마지막으로, 식(4.11)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 함수로

구성된 ρ^n 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서 미분항 $\frac{a\rho}{aP}$ 를 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial P}(P^n - P^0) \quad (4.11)$$

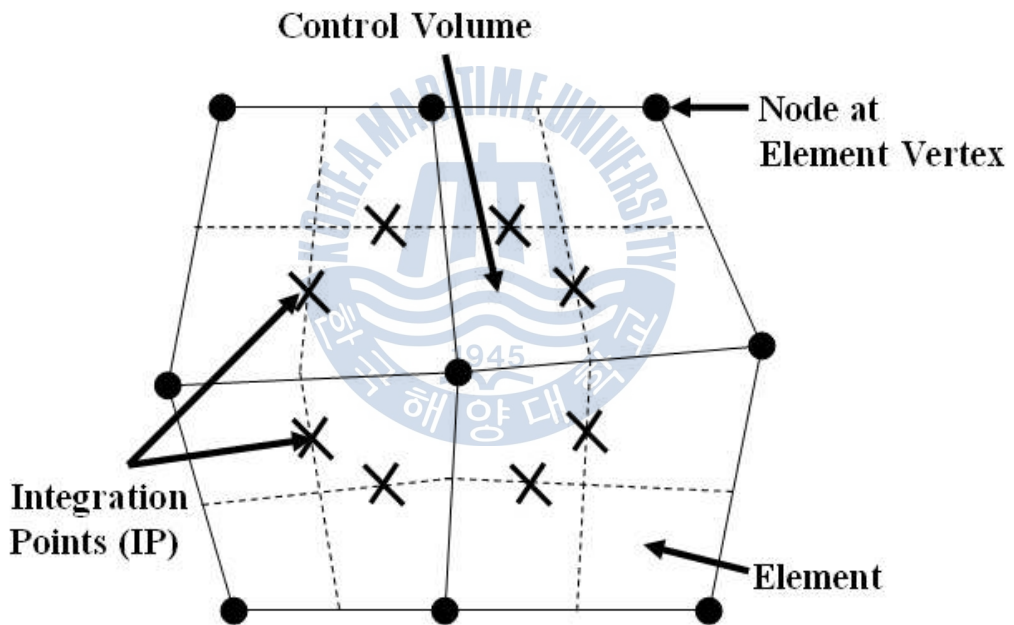


Fig. 4.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

4.1.3 난류모델링

유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 사용이라 할 수 있으며, 특히, 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역 y^+ 를 일정한 수준으로 유지 한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 작업이다. Wilcox model의 벽 근처 방정식에는 부가적인 viscous sublayer damping 함수가 필요치 않다.

일반적으로 Wilcox model의 단점으로 free stream에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX-10에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면 근처에서는 $k-\omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하는 BSL(BaselineModel)과 SST(Shear Stress Transport)모델을 지원한다. $k-\omega$ 모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동처리 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^+ 는 1의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리 기법은 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다. 유체기계 유동장은 상당히 복잡한 형태이므로 이러한 자동벽면처리 조건은 상당히 유용한 기능이다.

$k-\omega$ SST 모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 압력의 역 구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다. Wilcox 모델과 $k-\epsilon$ 모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, smooth 한 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에 실패하였다. 가장 주된 원인으로써 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그

결과 eddy viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 수송항은 식(4.4)와 같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (5.4)$$

여기서, ν_t : μ_t/ρ

F_2 : blending function

S : strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한하며 식(5.5)-(5.9)에 보이고 있다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (5.5)$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{w2} y^2}\right) \quad (5.6)$$

여기서, y : 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리

ν : 동점성계수

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{w2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (5.7)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (5.8)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{\sqrt[3]{k}}{\beta\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right) \quad (5.9)$$

SST 모델이나 BSL 모델은 $k-\varepsilon$ 과 $k-\omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. Wall scale 방정식은 식(5.10)과 같은 단순한 형태의 방정식으로 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \varnothing = -1 \quad (5.10)$$

여기서, $\varnothing$ 는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 (5.11)에 의해 wall scale로부터 계산된다.

$$\text{Wall Distance} = \sqrt{(|\nabla \varnothing|^2 + 2\varnothing) - |\nabla \varnothing|} \quad (5.11)$$



4.2 계산격자 및 경계조건

본 연구에서는 실물수차의 실험을 수행하기 이전에 내부유동특성에 대하여 알아보기 위해 CFD에 의한 유량 및 낙차, 러너베인 갭 수, 개도 및 디퓨저 설치 유무에 대한 해석을 선행적으로 수행하였다. Fig. 4.2에는 CFD 계산에 사용된 격자를 보이고 있으며, ICEM-CFD Ver.11을 이용하여 Tetra-prism으로 생성하였으며, 총 노드의 수는 3,044,212이다. 격자를 생성함에 있어서 케이싱부분 보다는 러너베인이 수차의 성능해석에 대한 핵심부분으로 격자의 비중을 주었다. 계산에 사용한 컴퓨터는 CPU 쿼드코어, RAM 4GB의 사양으로 3대를 병렬 연결하여 CFD해석을 수행하였다.

입구 경계조건으로는 전낙차에 대한 균일 전압조건을 적용하였고, 출구 경계조건은 균일 질량유량 조건으로 설정하였으며, RPM은 전단과 후단 모두 900으로 방향은 서로 다르게 설정하였다. 격자의 원활한 생성을 위해 여러 개의 도메인으로 나누어 생성하였고, 회전부와 정지부 사이의 경계면 처리를 위해 Frozen rotor 모델을 적용하였다. 튜블러형 상반전 수차의 성능과 내부유동을 파악하기 위하여 정상상태의 계산을 수행하였다.

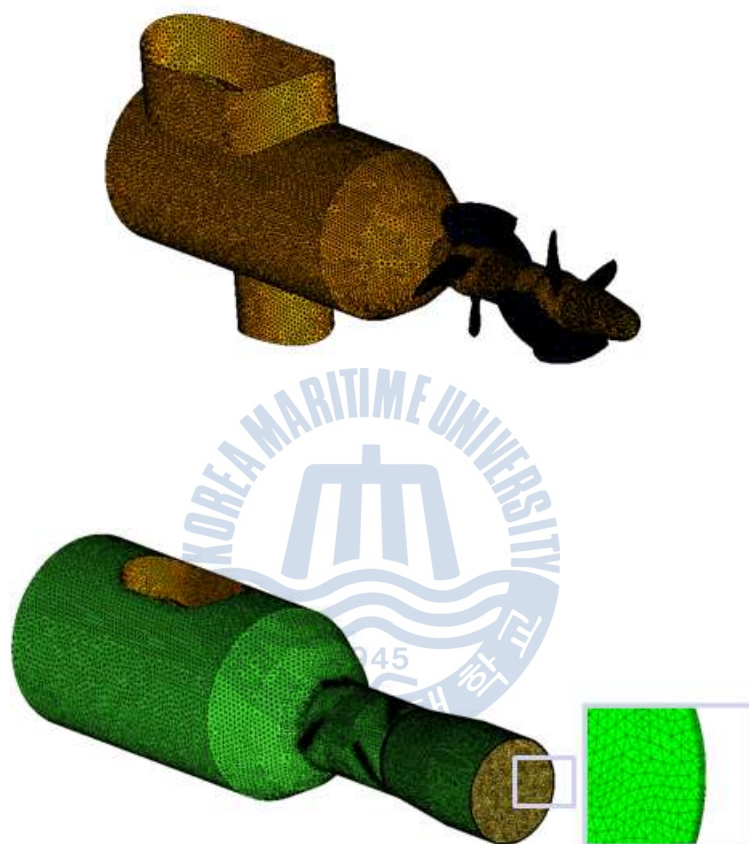


Fig. 4.2 Computational domain of the turbine model

4.3 튜블러형 상반전 수차의 성능해석 결과

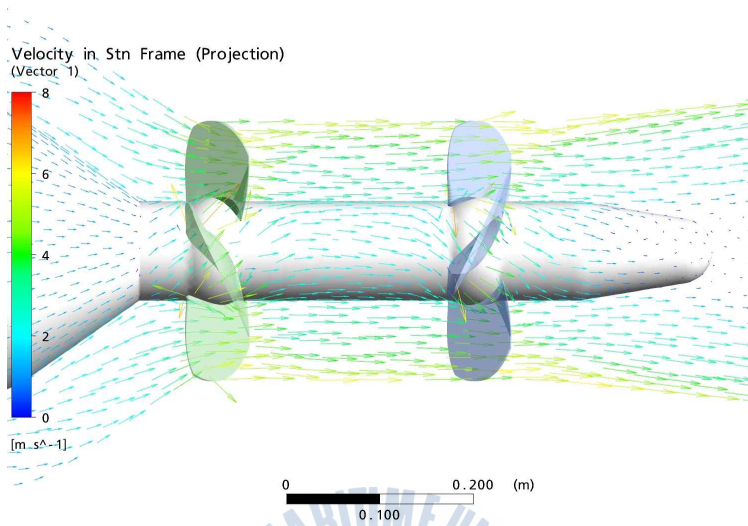
4.3.1 유량변화에 따른 성능해석

튜블러형 상반전 수차의 설계변수에 따른 수치해석을 하기 위하여 유량에 따른 기초 성능특성을 나타내었다. Fig. 4.7 RB₄₄(전단 깃 수 4매와 후단 깃 수 4매)일때의 성능곡선이고, Fig. 4.8는 RB₅₃(전단 깃 수 5매와 후단 깃 수 3매)일때의 성능곡선이다. 그림에서 F와 R은 Front runner, Rear runner를 의미한다. 그 결과 두 개의 수치해석 모두 유량 $0.25\text{m}^3/\text{s}$ 에서 최고효율(BEP)을 보이고 있음을 알 수 있다. 하지만 RB₄₄는 전·후단러너가 분담하는 토크차이가 큰 반면, RB₅₃은 전·후단러너에서 분담하고 있는 토크가 비슷하여 안정적인 모습을 볼 수 있다. 유량에 따른 성능특성은 유량이 커질수록 출력, 유효낙차는 증가하는 현상을 보이고 있으며, 효율은 증가하다가 유량 $0.25\text{m}^3/\text{s}$ 에서 최고효율을 보이다가 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이때 RB₅₃의 최고효율은 81.16%이며, $P=15.43\text{kW}$, $\Delta H=7.42\text{m}$ 임을 알 수 있다.

Fig. 4.3, 4.4, 4.5, 4.6은 튜블러형 상반전 수차의 내부 유동을 검토하기 위하여 절대속도벡터와 압력분포를 나타내었다. 유량이 증가할수록 절대속도의 원주방향 성분이 증가하여 후단 러너에 유입함으로써 전단 러너가 가이드 베인 역할을 하고 있음을 알 수 있다. 전단 러너입구까지의 압력분포는 동일하나 유량이 증가할수록 유효낙차의 증가로 인하여 출력이 커지는 것을 알 수 있다.

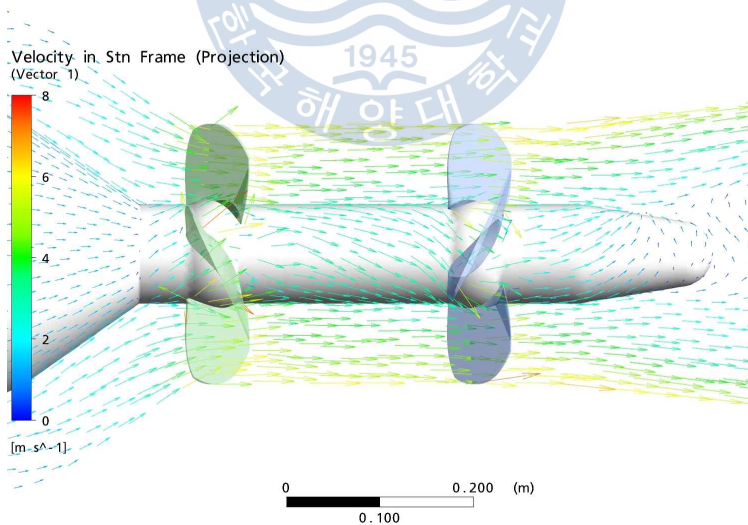
4.3.1.1 속도 및 압력분포

ANSYS

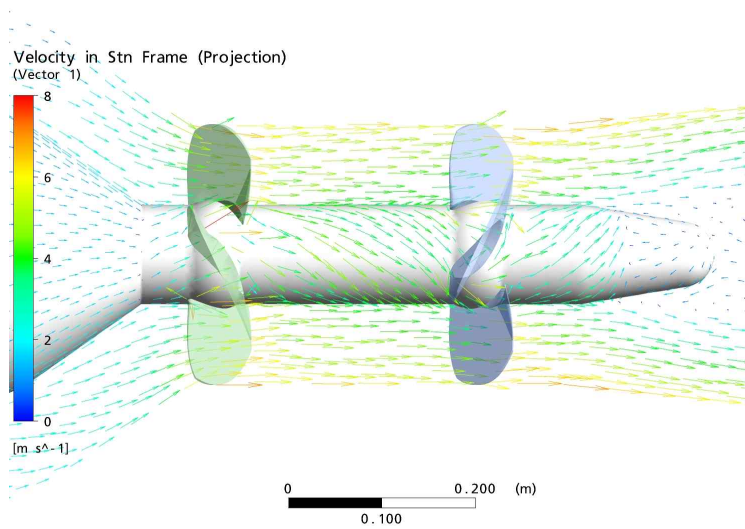


(a) 0.2m³/s

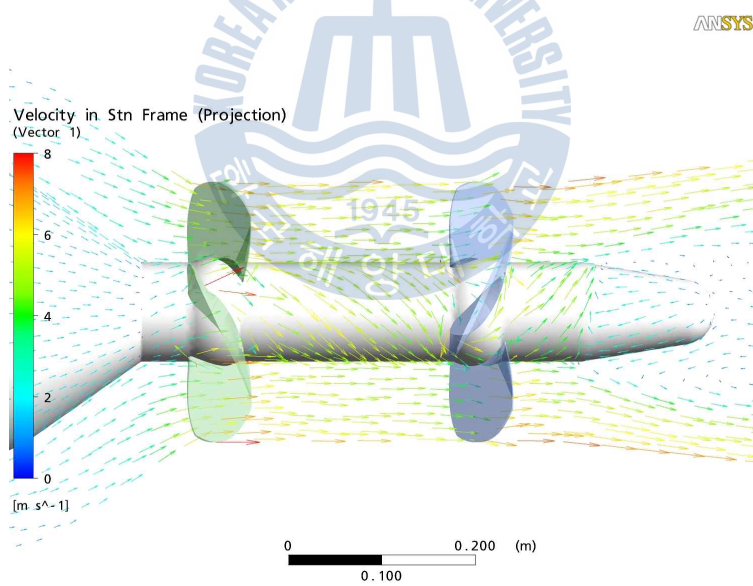
ANSYS



(b) 0.225m³/s

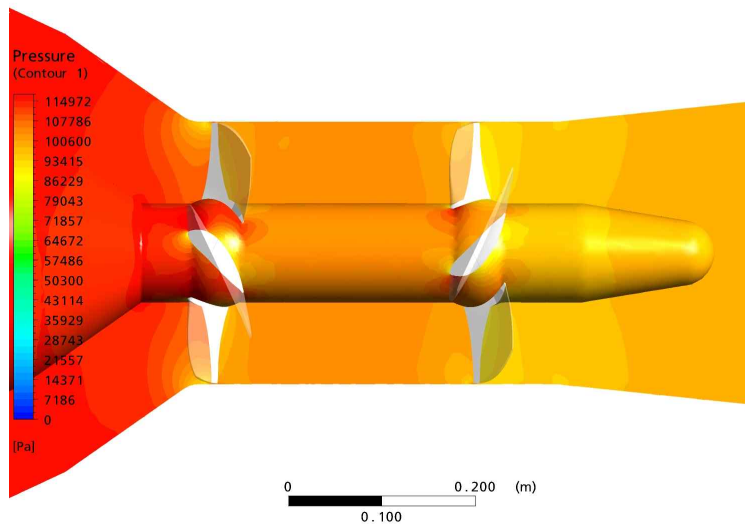
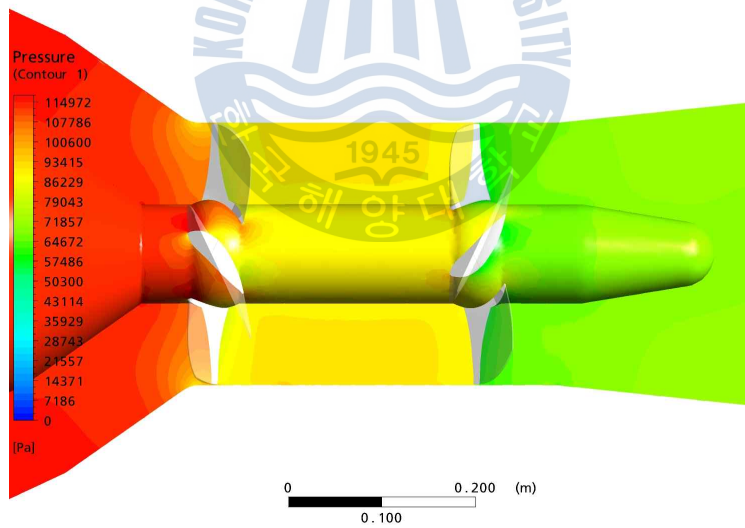


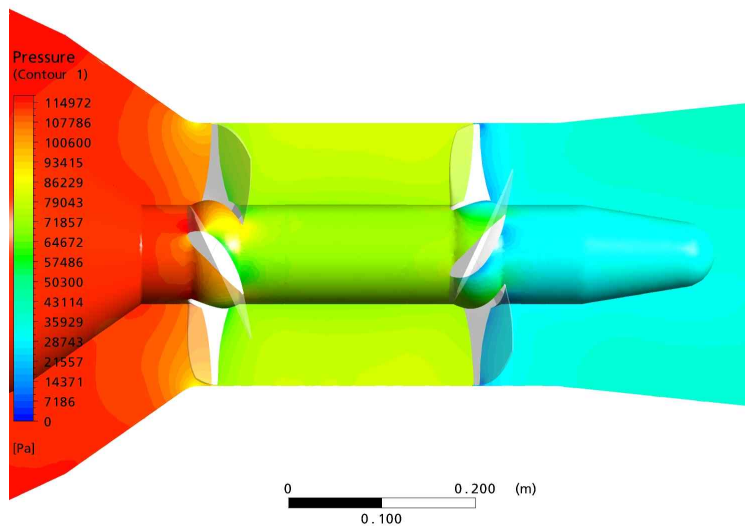
(c) 0.25m³/s



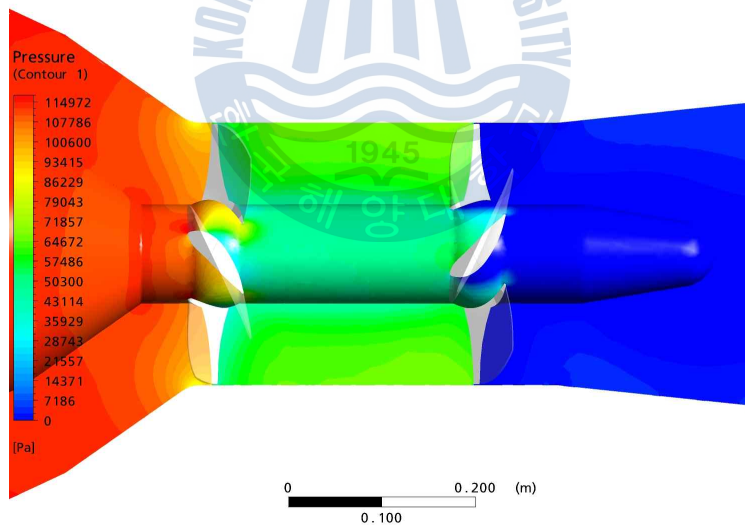
(d) 0.275m³/s

Fig. 4.3 Velocity distributions for turbine model RB₄₄ at different flow rate

(a) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ (b) $0.225\text{m}^3/\text{s}$

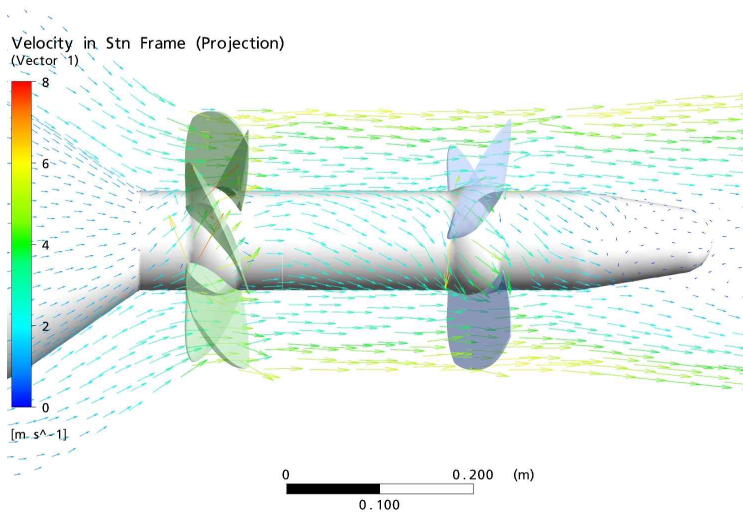
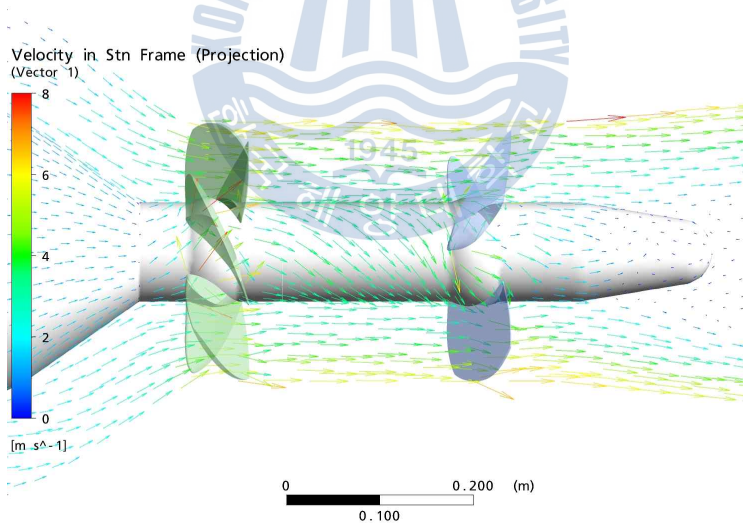


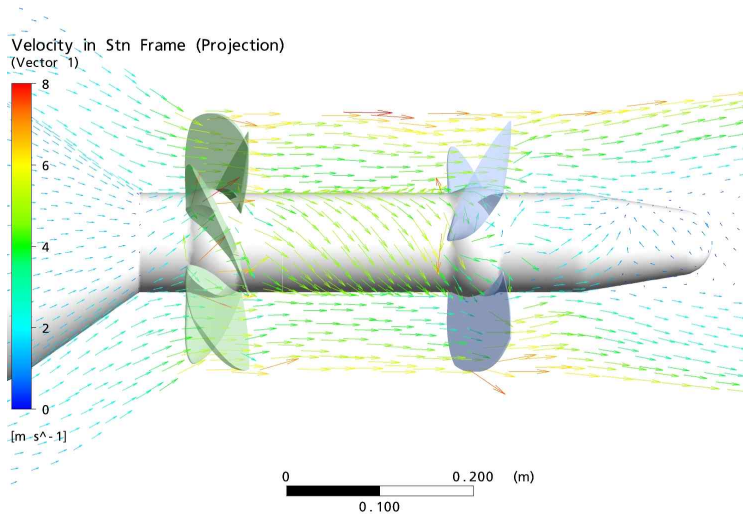
(c) $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$



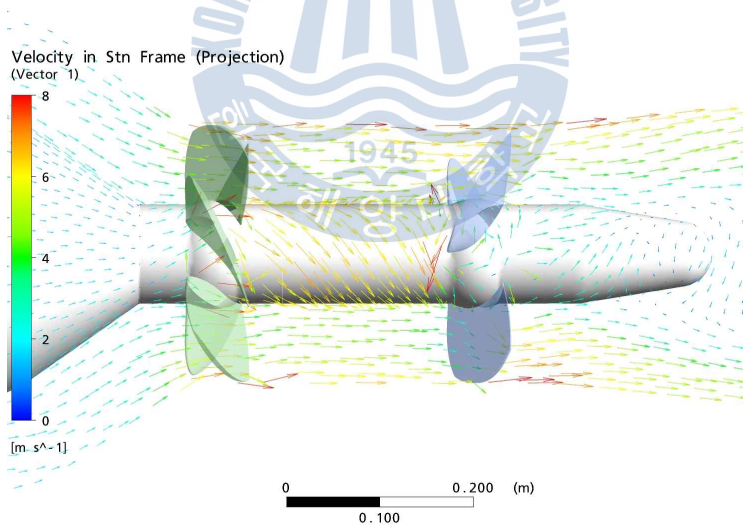
(d) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$

Fig. 4.4 Pressure distributions for turbine model RB₄₄ at different flow rate

(a) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ (b) $0.225\text{m}^3/\text{s}$

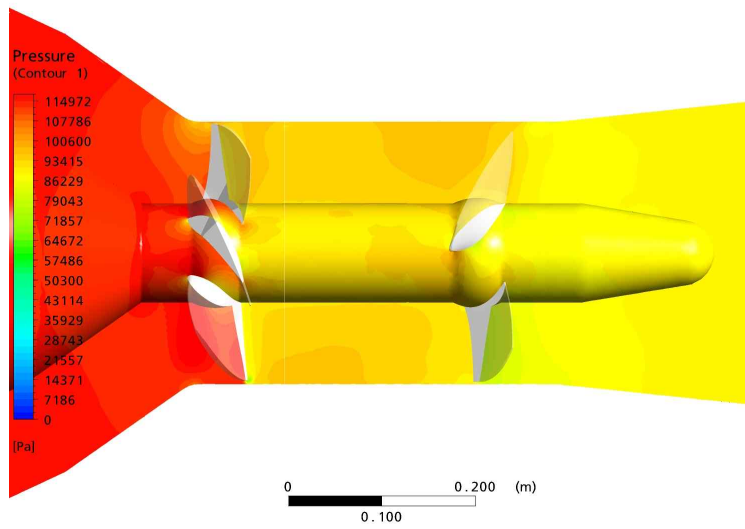
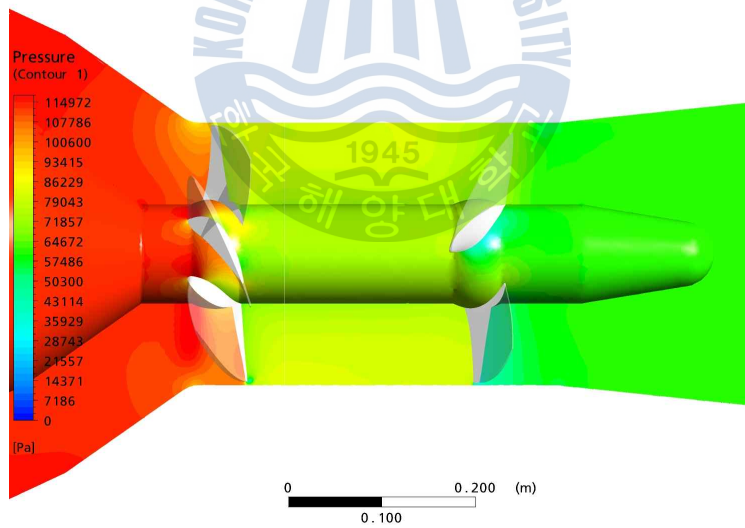


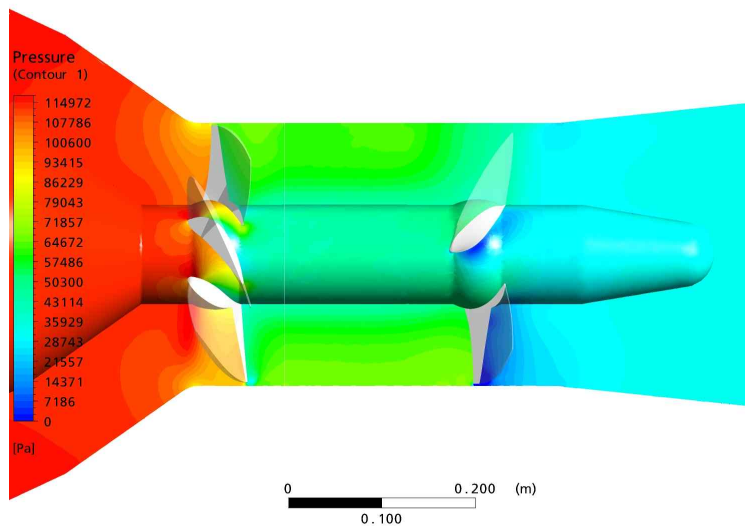
(c) $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$



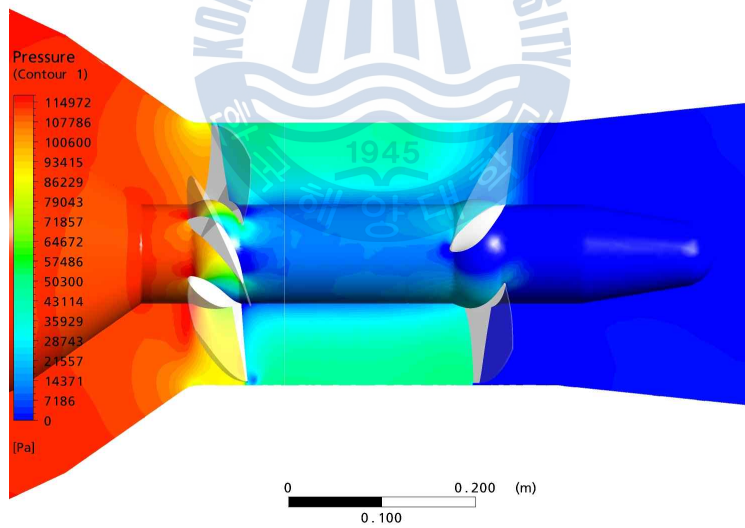
(d) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$

Fig. 4.5 Velocity distributions for turbine model RB₅₃ at different flow rate

(a) $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ (b) $0.225 \text{ m}^3/\text{s}$



(c) $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$



(d) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$

Fig. 4.6 Pressure distributions for turbine model RB₅₃ at different flow rate

4.3.1.2 효율 및 출력특성

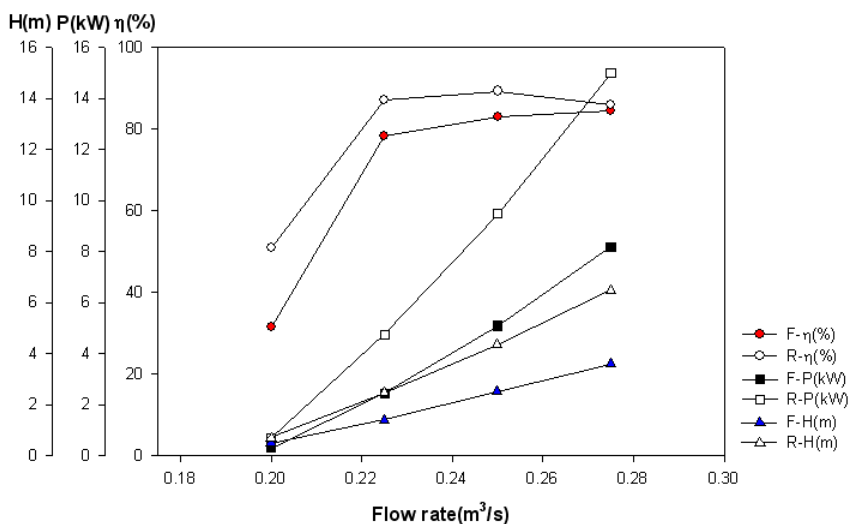


Fig. 4.7 Performance characteristics curves for turbine model RB₄₄ at different flow rate

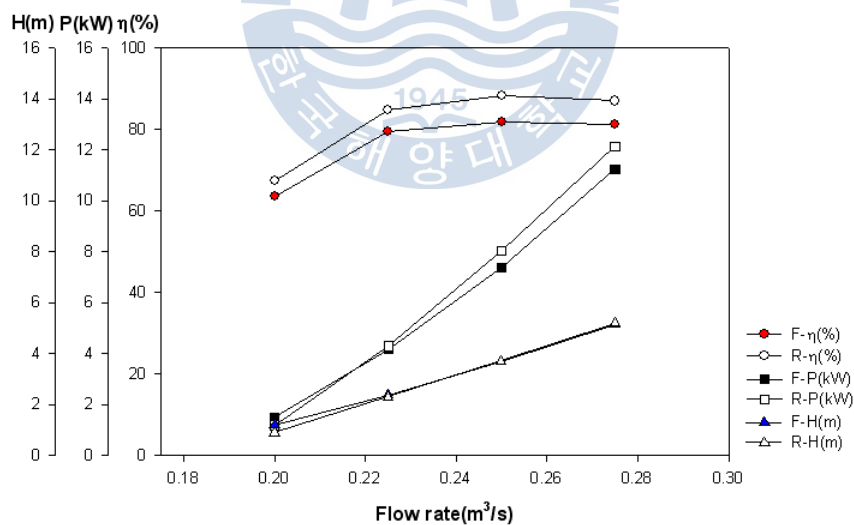


Fig. 4.8 Performance characteristics curves for turbine model RB₅₃ at different flow rate

4.3.2 전단 및 후단 러너베인 날개 수에 따른 성능해석

전단과 후단 러너베인 날개 수에 따른 CFD 성능 해석을 위한 모델형상을 Fig. 4.9에 보이고 있다. 먼저 수치해석을 위한 경계조건을 설정하기 위해 Fig. 4.8에서 보이는 바와 같이 최고효율(BEP)인 $Q=0.25\text{m}^3/\text{s}$ 의 유량조건을 고정하였다. 후단 날개 수를 2, 3, 4매로 고정하고 전단 날개 수를 변화 시켰을 때의 성능특성을 Fig. 4.16, 4.17, 4.18에 나타내었다.

전반적으로 전단 러너 베인의 깃 수가 증가할수록 전·후단 러너 베인 사이의 속도벡터와 압력분포가 비교적 균일하게 안정화 되었고, 후단 날개 수를 고정하고 전단 날개 수가 많아지면 출력이 증가하였다. 후단 러너 베인의 깃 수가 2매 일때 전단 러너 베인의 깃 수가 증가할수록 효율은 비슷하지만 출력과 유효낙차가 커지는 것을 알 수 있다. 후단 러너 베인의 깃 수가 3매 일때는 출력과 유효낙차의 차이가 줄어들며, 4매 일때는 차이는 일정하지만 전단과 후단 러너의 토크 분담의 차이가 발생한다. 토크 분담이 가장 비슷할 때는 전단과 후단 러너 베인의 깃 수가 RB₃₂과 RB₅₃인 것을 알 수 있다. RB₃₂는 낮은 낙차에 적합하고 RB₅₃는 조금 높은 낙차에 적합하다.

전·후단 러너 베인 날개 수의 변화에 따른 속도벡터와 압력분포를 Fig. 4.10, 4.11, 4.12, 4.13, 4.14, 4.15에 각각 나타내었다.

토크 분담은 RB₃₂과 RB₅₃ 모두 비슷하지만 전단 러너를 지난후의 절대 속도 V_2 의 원주방향성분이 클수록 유효낙차와 출력이 큰 것을 알 수 있다. 전단 날개 수가 5매이고, 후단 날개 수가 3매 일때 전·후단의 토크 분담이 가장 비슷하게 나타나며, 효율은 81.16%이며, $P=15.43\text{kW}$,

$\Delta H=7.42\text{m}$ 임을 알 수 있다. 상반전 수차에 있어 중요한 요소는 전단과 후단의 토크 분담이다. 서로 비슷한 토크 분담이 가지는 장점은 수차설치시에 회전모멘트의 지탱을 위한 단단한 지지대가 필요하지 않게 되는 것이다.

Front runner blade

Rear runner blade

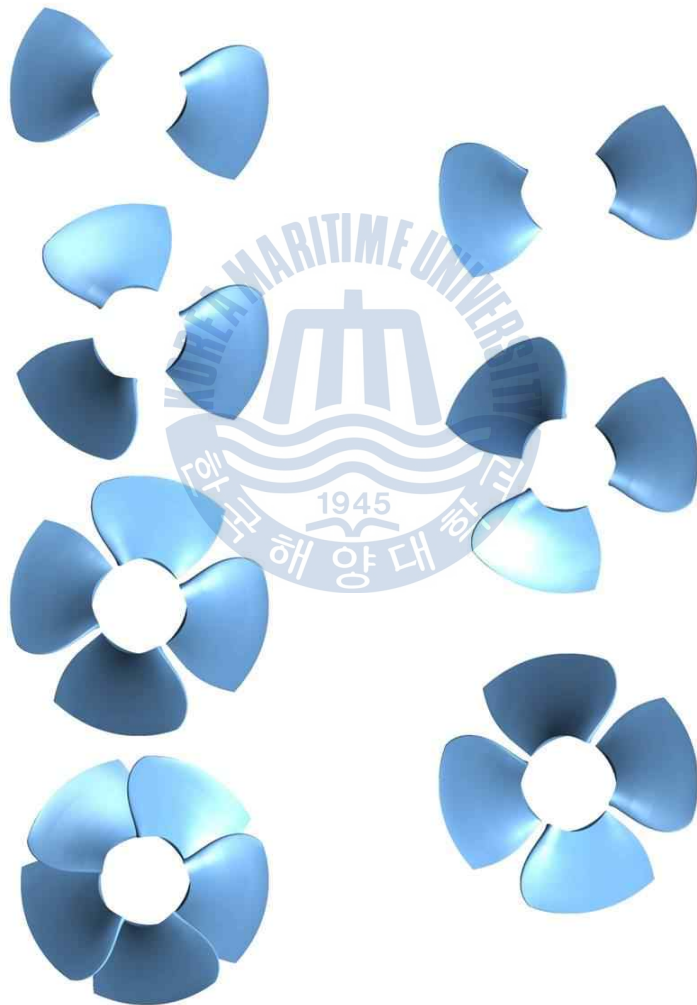
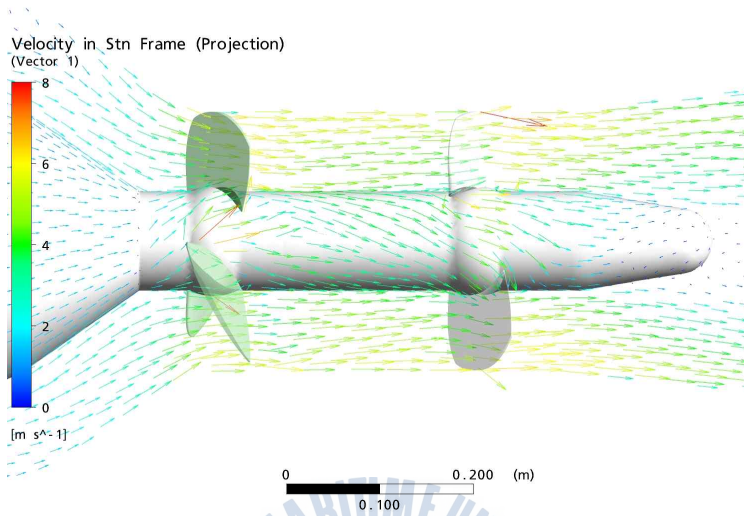


Fig. 4.9 Shape of propeller-type by the number of blades

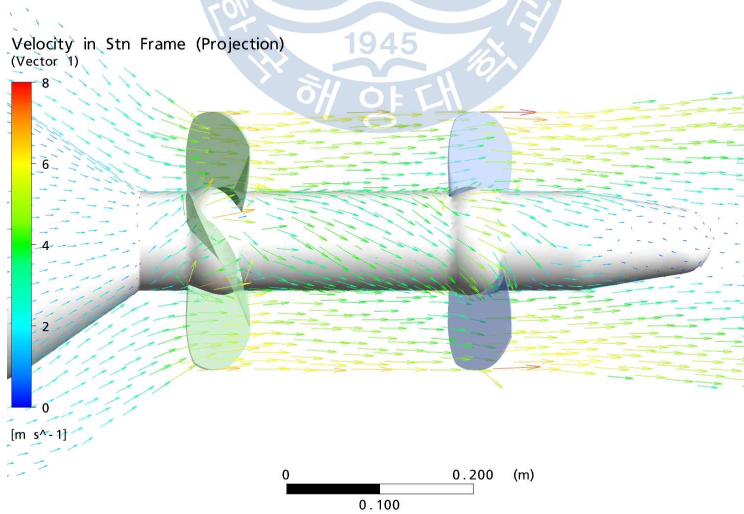
4.3.2.1 속도 및 압력분포

ANSYS

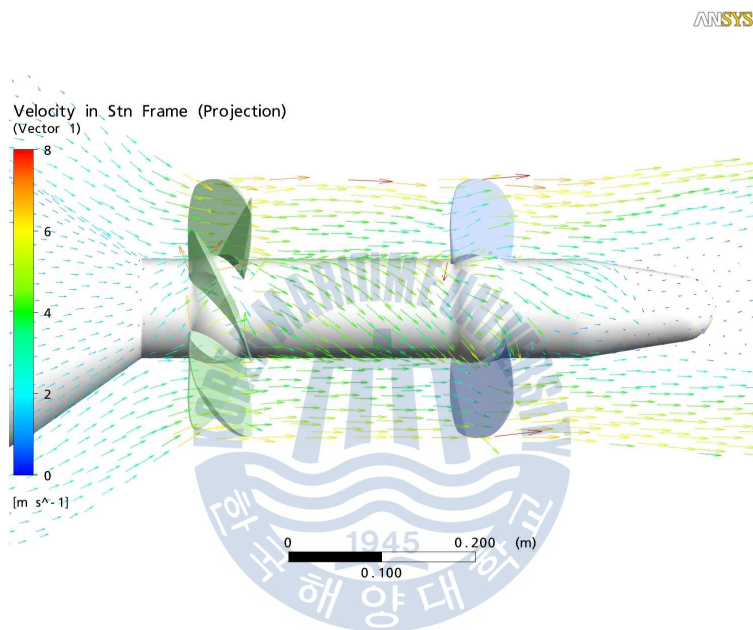


(a) RB₃₂

ANSYS

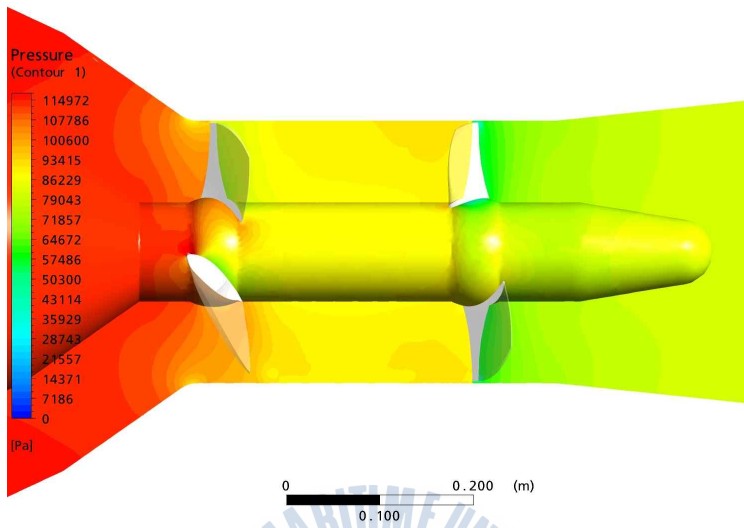
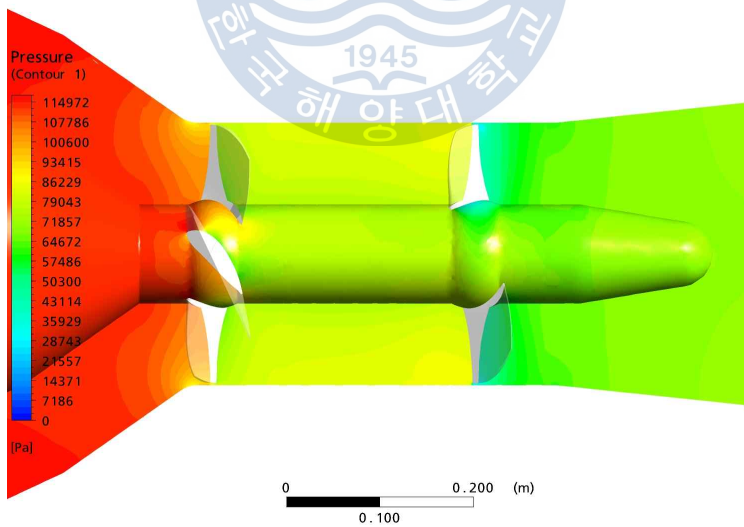


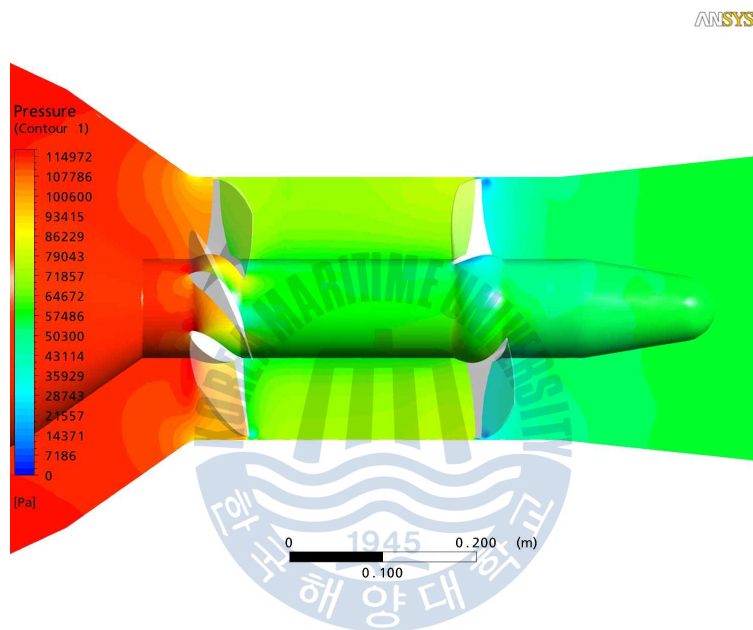
(b) RB₄₂



(c) RB₅₂

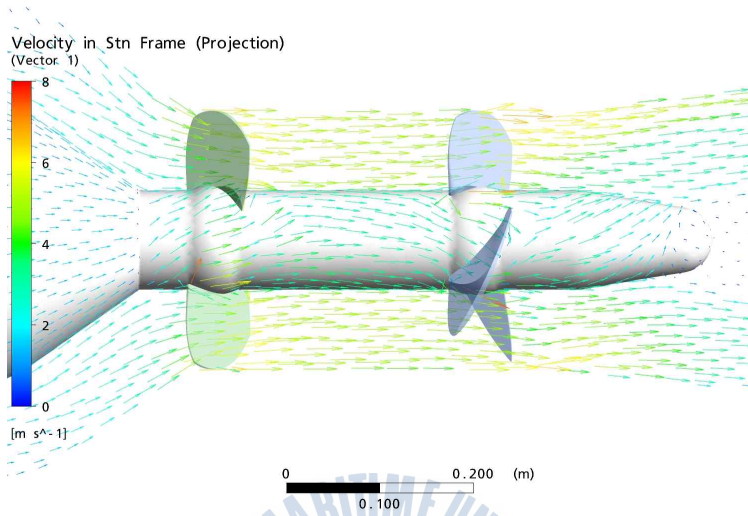
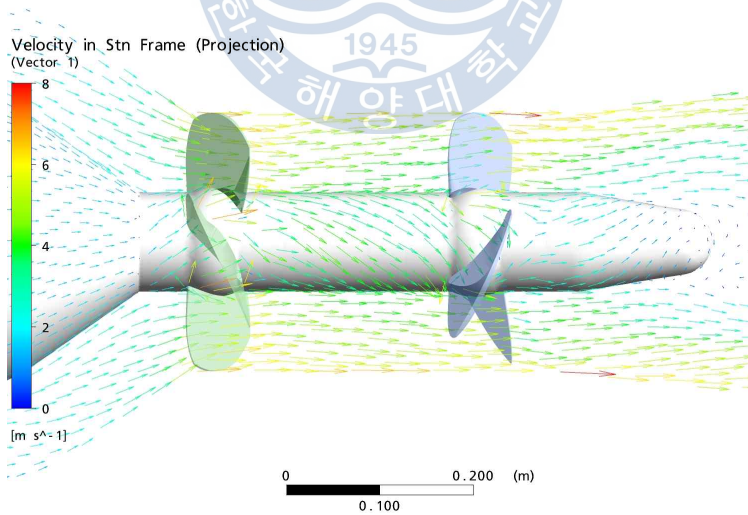
Fig. 4.10 Velocity distributions for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 2

(a) RB₃₂(b) RB₄₂



(c) RB₅₂

Fig. 4.11 Pressure distributions for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 2

(a) RB₂₃(b) RB₄₃

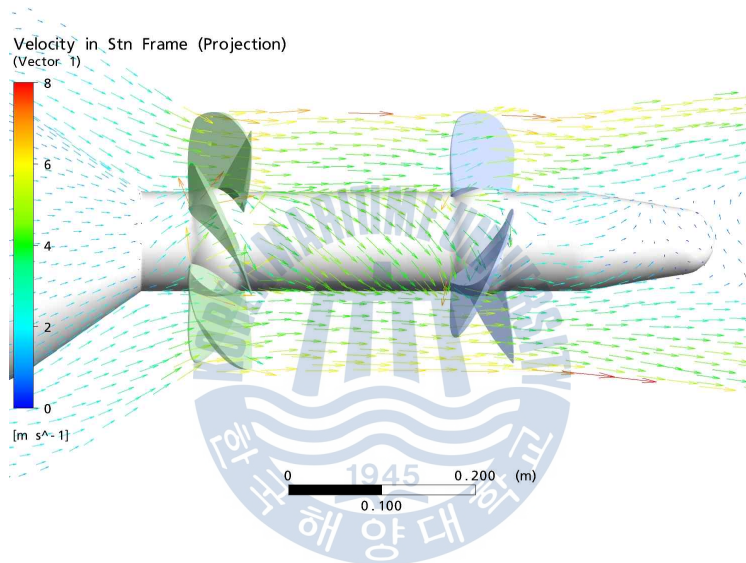
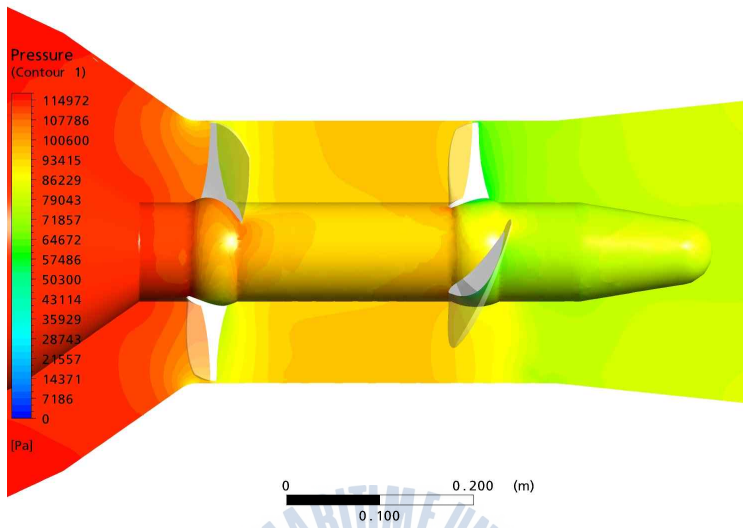
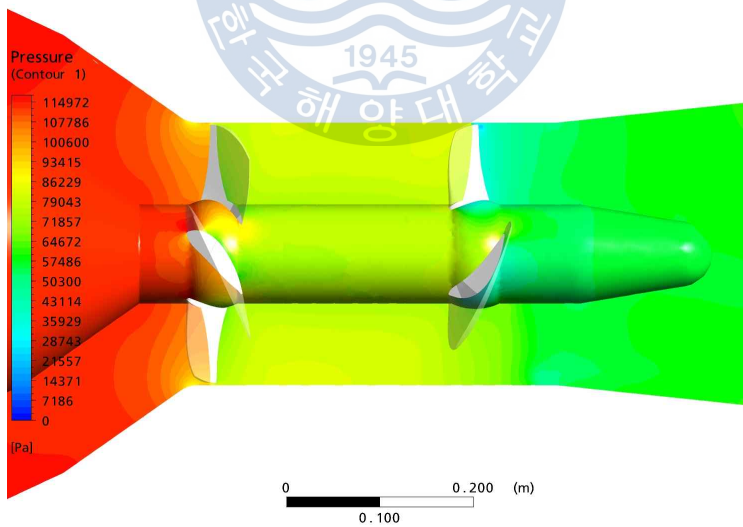
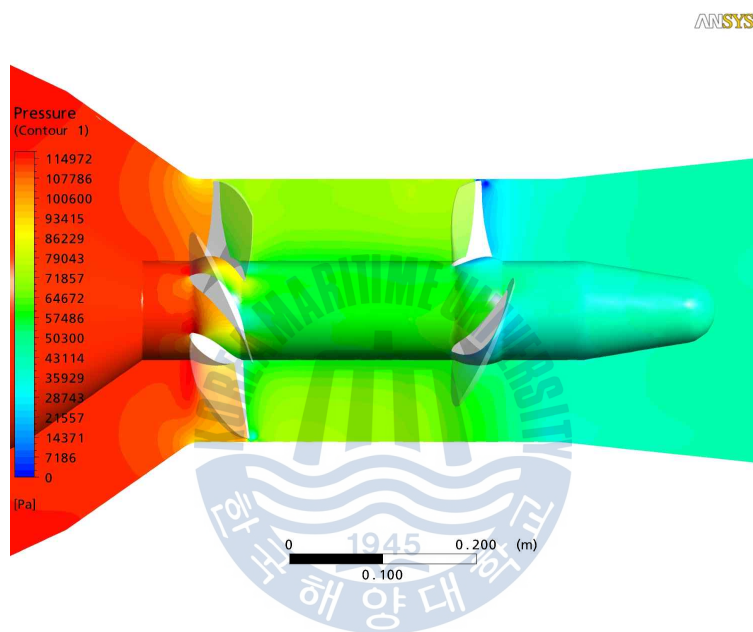
(c) RB₅₃

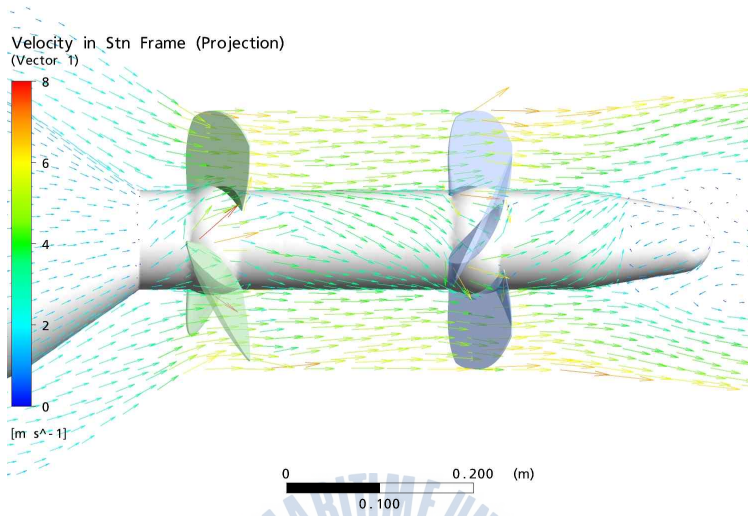
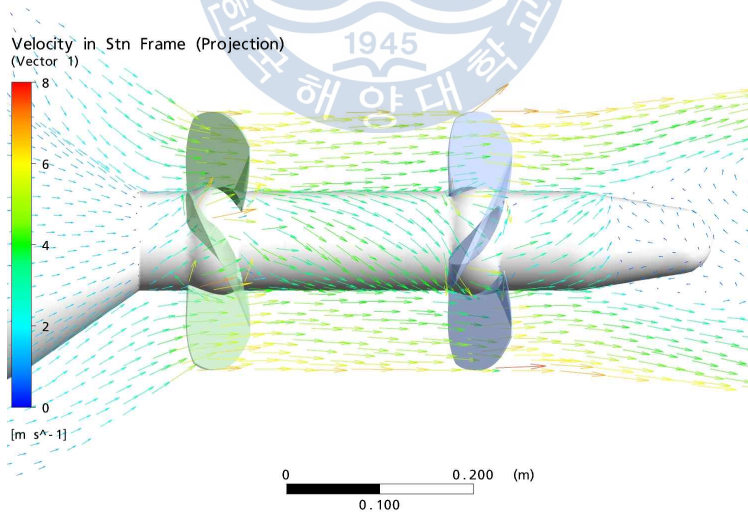
Fig. 4.12 Velocity distributions for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 3

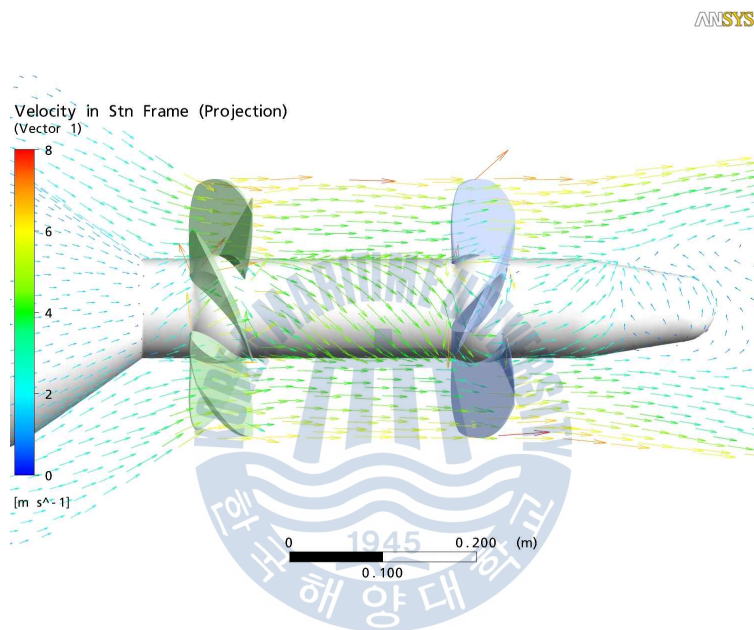
(a) RB₂₃(b) RB₄₃



(c) RB₅₃

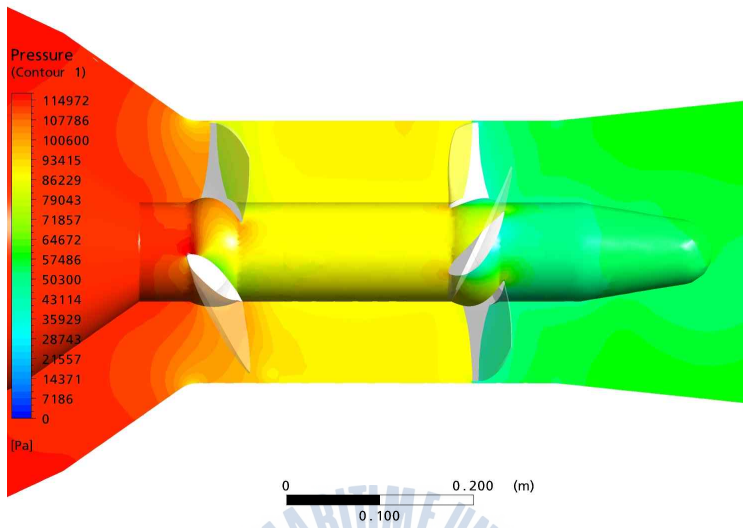
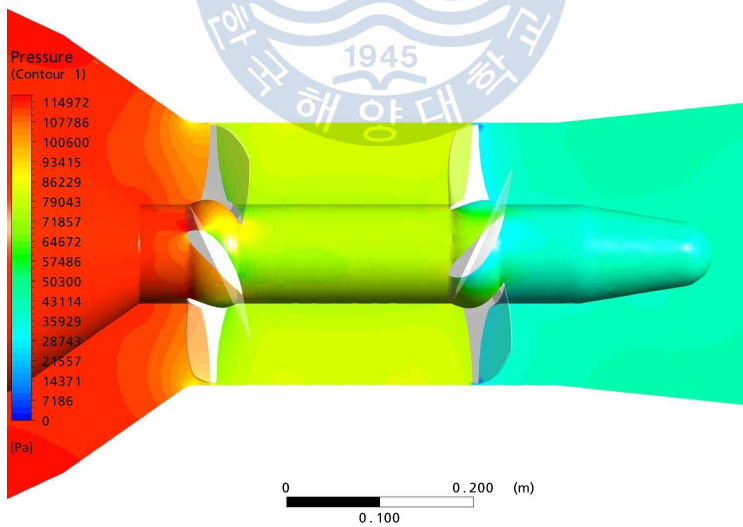
Fig. 4.13 Pressure distributions for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 3

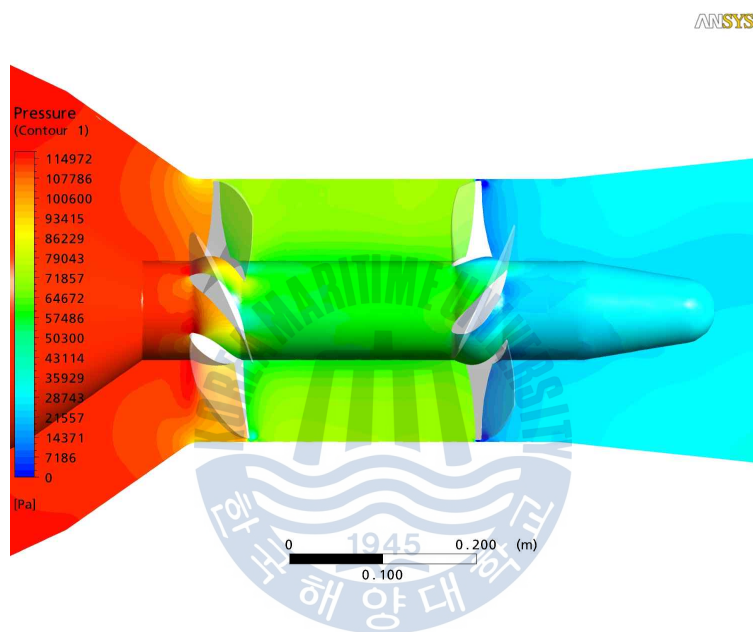
(a) RB₃₄(b) RB₄₄



(c) RB₅₄

Fig. 4.14 Velocity distributions for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 4

(a) RB₃₄(b) RB₄₄



(c) RB₅₄

Fig. 4.15 Pressure distributions for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 4

4.3.2.2 효율 및 출력특성

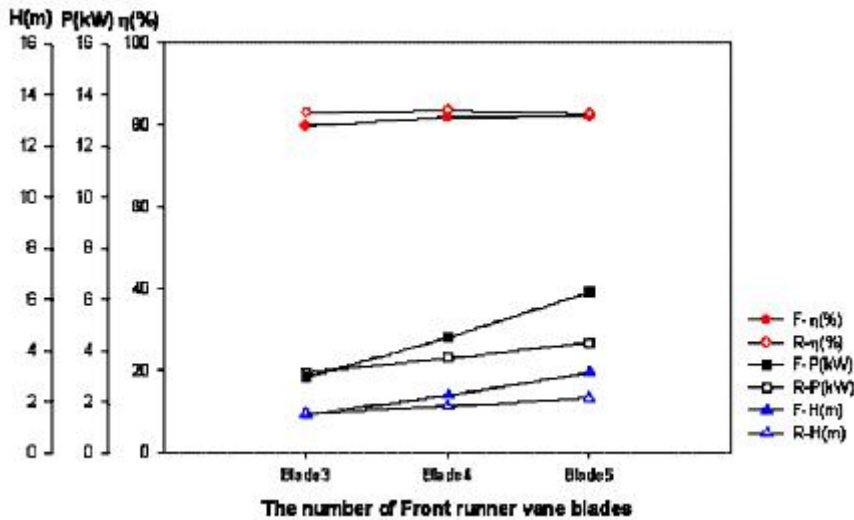


Fig. 4.16 Performance characteristics curves for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 2

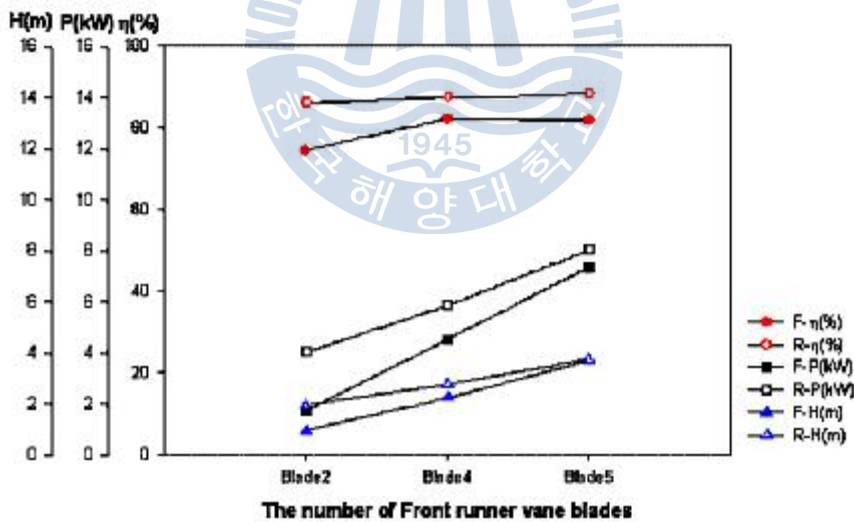


Fig. 4.17 Performance characteristics curves for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 3

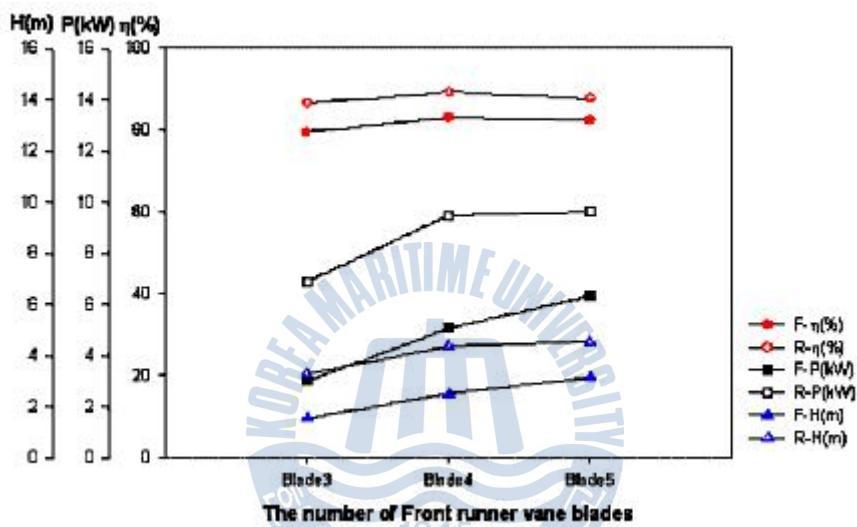


Fig. 4.18 Performance characteristics curves for different front runner blade number with rear runner blade fixed at 4

4.3.3 전단 및 후단 러너베인 개도에 따른 성능해석

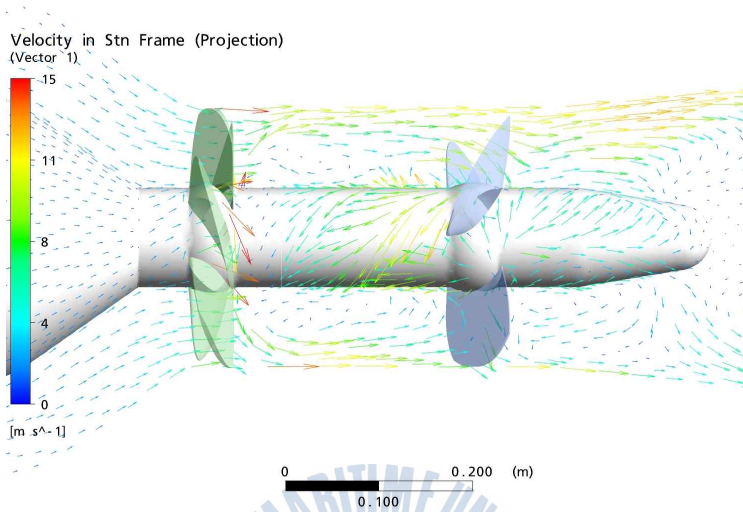
날개 수에 따른 성능해석을 통해 전단 날개 수가 5매이고, 후단 날개 수가 3매 일때 효율은 81.16%이며, $P=15.43\text{kW}$, $\Delta H=7.42\text{m}$ 임을 알 수 있었으며, 전단과 후단의 토크 분담이 가장 비슷하게 나타났다.

Fig. 4.23 및 Fig. 4.24에 각각 전단 및 후단 러너베인의 개도변화에 따른 특성곡선을 보인다. β_{fs} 및 β_{rs} 가 작아질 수 록 출력 및 낙차는 증가하고 있으며, $\beta_{fs}=25^\circ$, $\beta_{rs}=25^\circ$ 에서 최고효율을 보이고 있다. 즉, 두 성능특성곡선에서 공통적으로 전단 러너베인 25° , 후단 러너베인 25° , $Q=0.25\text{m}^3/\text{s}$ 에서 효율은 81.16%이며, $P=15.43\text{kW}$, $\Delta H=7.42\text{m}$ 임을 알 수 있다.

Fig. 4.19, 4.21는 중간유로 단면상의 절대속도벡터를 보이며, Fig. 4.20, 4.22는 각각 전단 및 후단 러너베인의 개도변화에 따른 압력분포를 보이고 있다. 전단 러너 베인 개도 β_{fs} 가 감소함에 따라 전단 러너 출구에서의 속도는 증가함을 알 수 있다. 그리고 러너 베인 개도에 따른 속도벡터는 선회류가 없는 최고 효율점인 BEP에 비해 β_{rs} 가 작은 경우에는 반시계 방향의 선회류가, β_{rs} 가 큰 경우에는 시계방향의 선회류가 발생하며 이것에 의해 효율이 저하함을 알 수 있다. 공통적으로 날개각도가 감소함에 따라 압력면과 부압력면의 압력차이가 상당히 커지고 있음을 알 수 있다. 전단 러너 입구부에서는 축소관의 형태를 띄고 있기 때문에 비교적 속도분포가 크게 나타나며, 출구부에서는 전단 러너가 가이드베인의 역할인 정류작용을 하여 균일한 속도분포를 보이고 있다. 그리고 후단 러너를 지난후 갈수록 균일하며, 안정적인 속도크기를 보이고 있다.

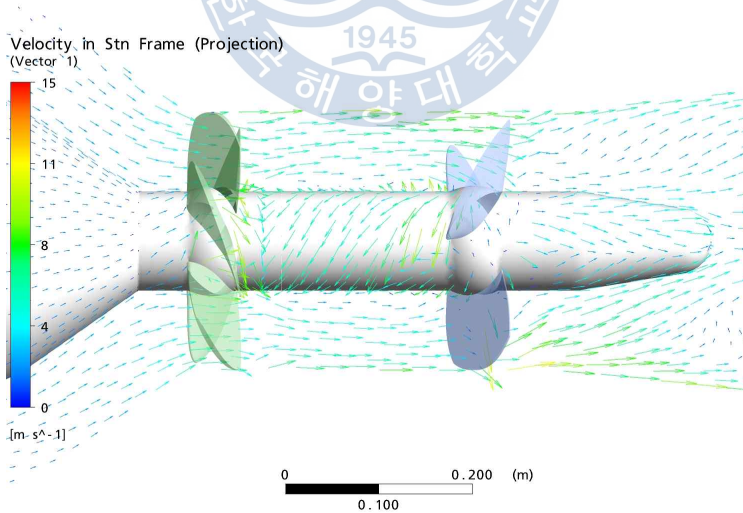
4.3.3.1 속도 및 압력분포

ANSYS

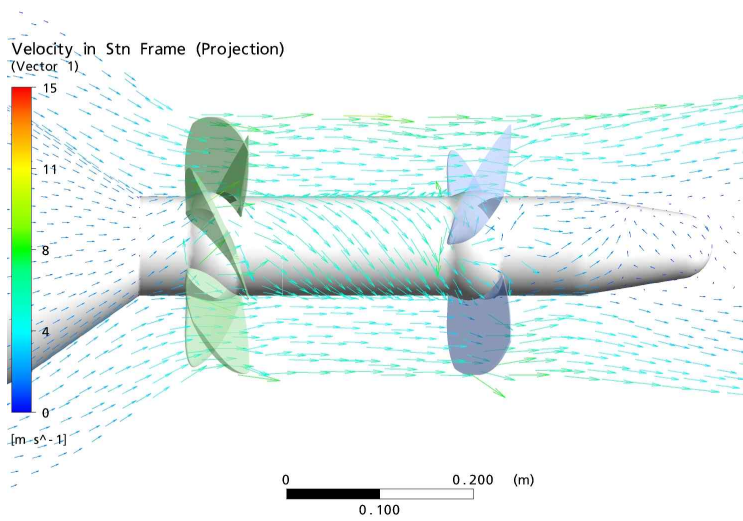


(a) $\beta_{fs} = 15^\circ$

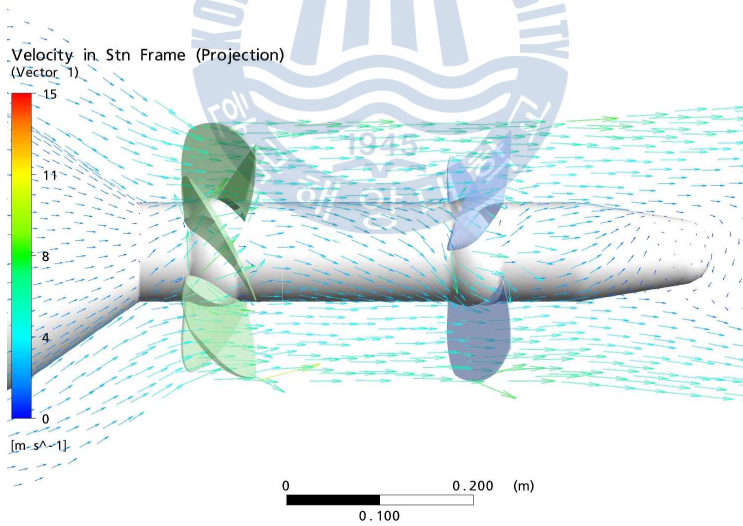
ANSYS



(b) $\beta_{fs} = 20^\circ$

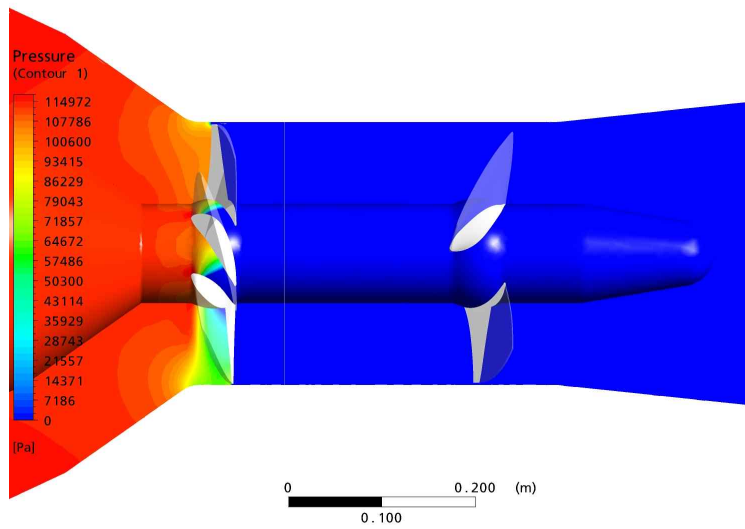
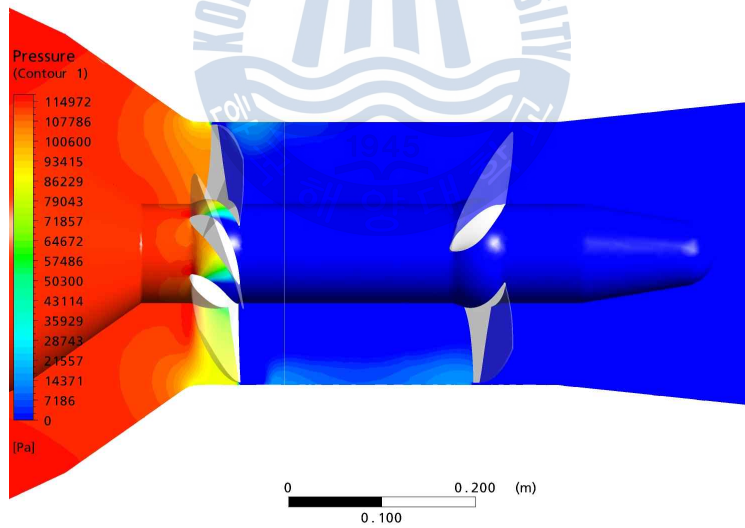


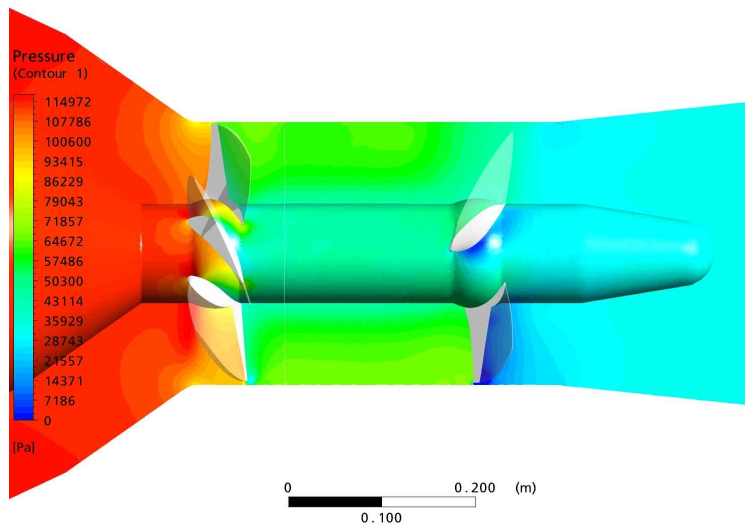
(c) $\beta_{fs} = 25^\circ$



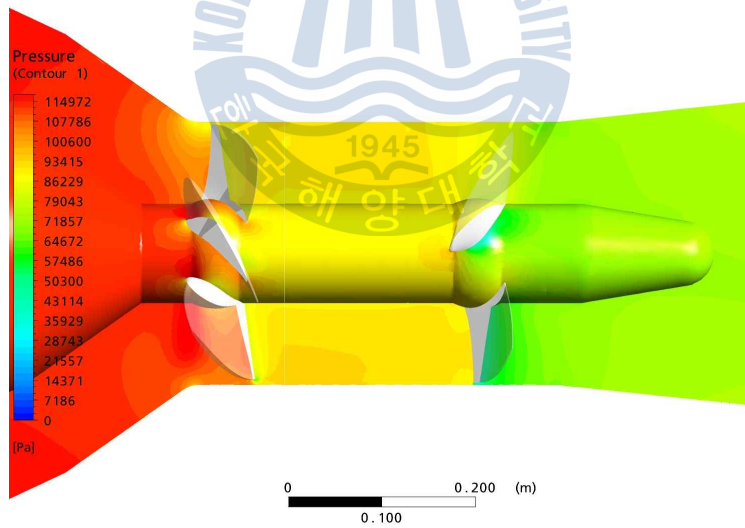
(d) $\beta_{fs} = 30^\circ$

Fig. 4.19 Velocity distributions for turbine model RB₅₃ at different front runner blade angle

(a) $\beta_{fs} = 15^\circ$ (b) $\beta_{fs} = 20^\circ$

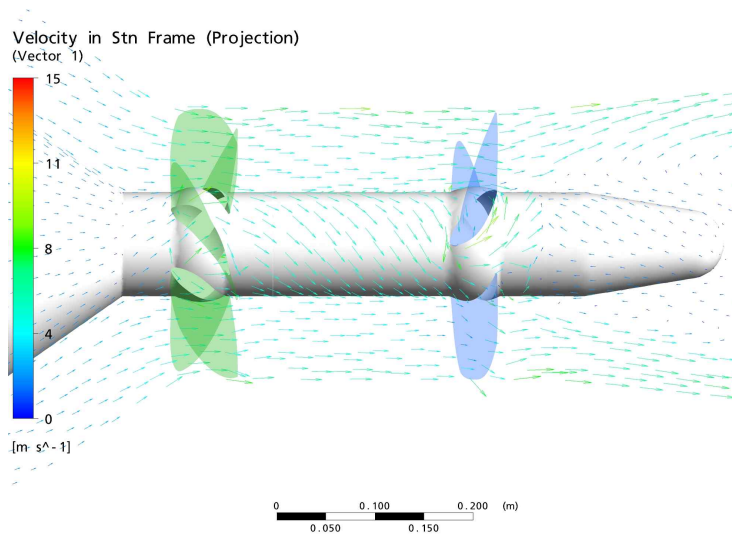


(c) $\beta_{fs}=25^\circ$

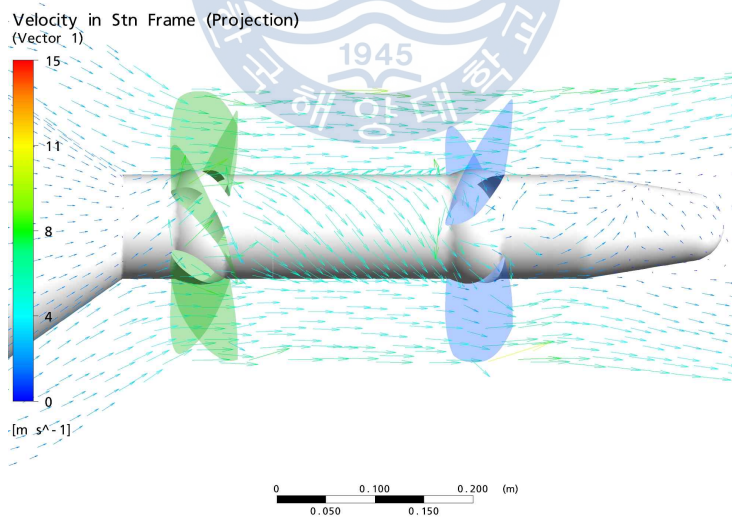


(d) $\beta_{fs}=30^\circ$

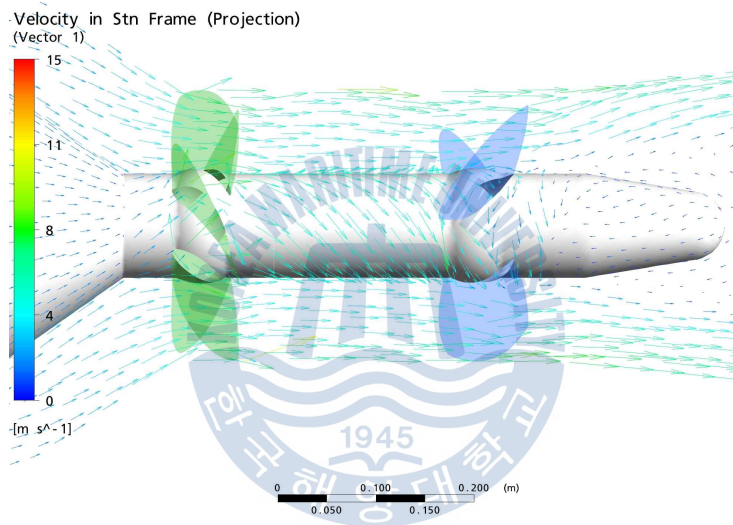
Fig. 4.20 Pressure distributions for turbine model RB₅₃ at different front runner blade angle



(a) $\beta_{rs} = 15^\circ$

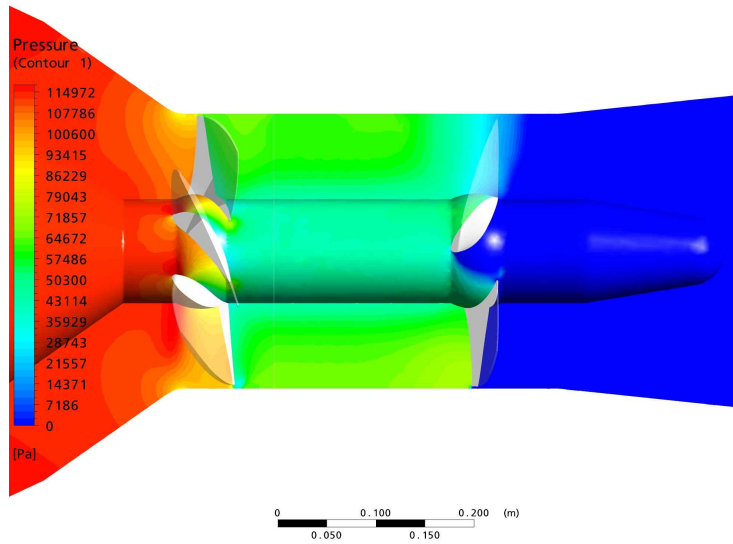


(b) $\beta_{rs} = 25^\circ$

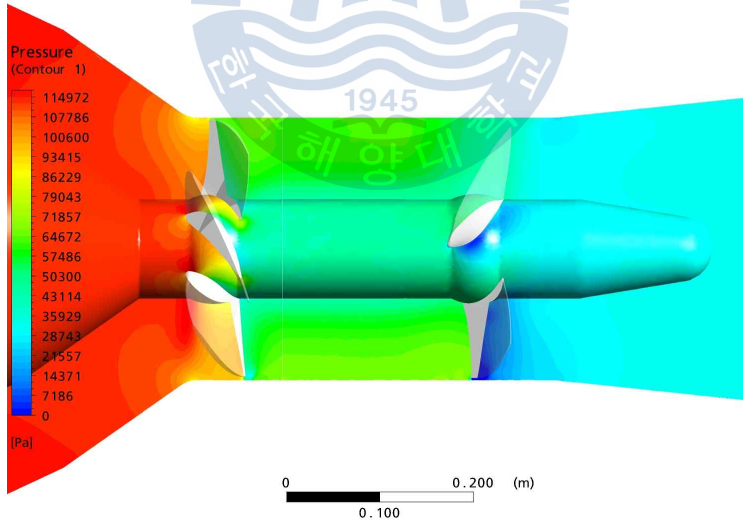


(c) $\beta_{rs}=35^\circ$

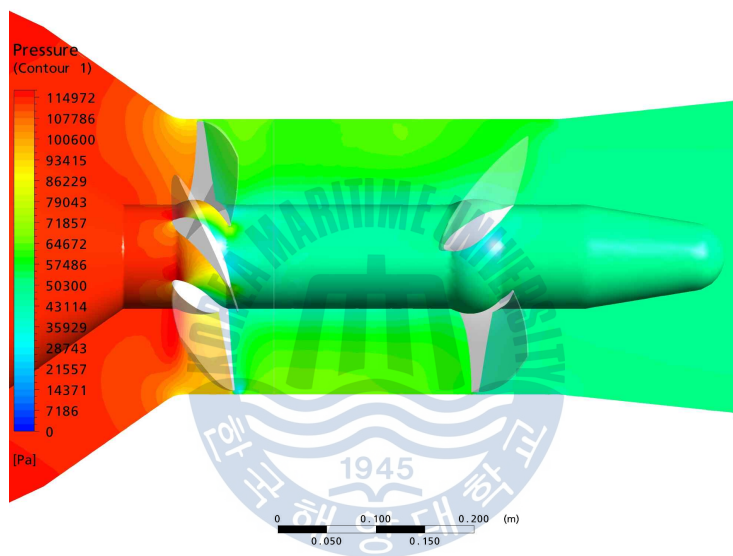
Fig. 4.21 Velocity distributions for turbine model RB₅₃ at different rear runner blade angle



(a) $\beta_{rs} = 15^\circ$



(b) $\beta_{rs} = 25^\circ$



(c) $\beta_{rs}=35^\circ$

Fig. 4.22 Pressure distributions for turbine model RB₅₃ at different rear runner blade angle

4.3.3.2 효율 및 출력특성

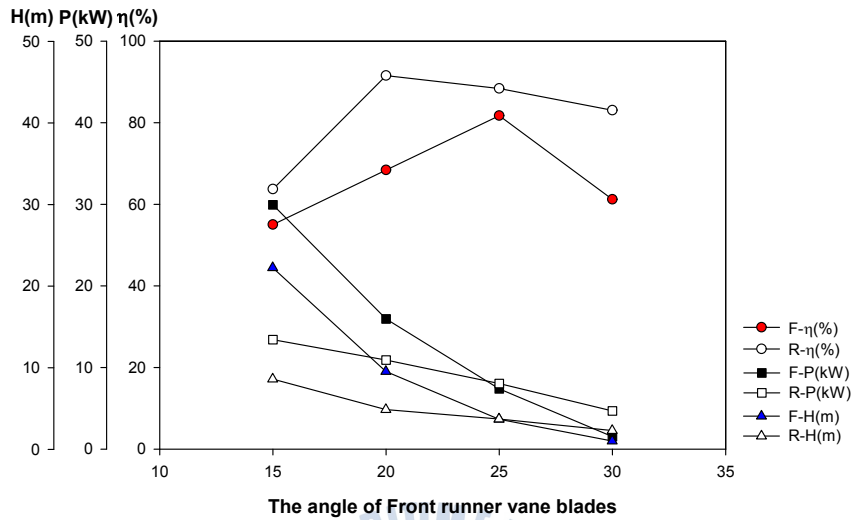


Fig. 4.23 Performance characteristics curves for turbine model RB₅₃ at different front runner blade angle

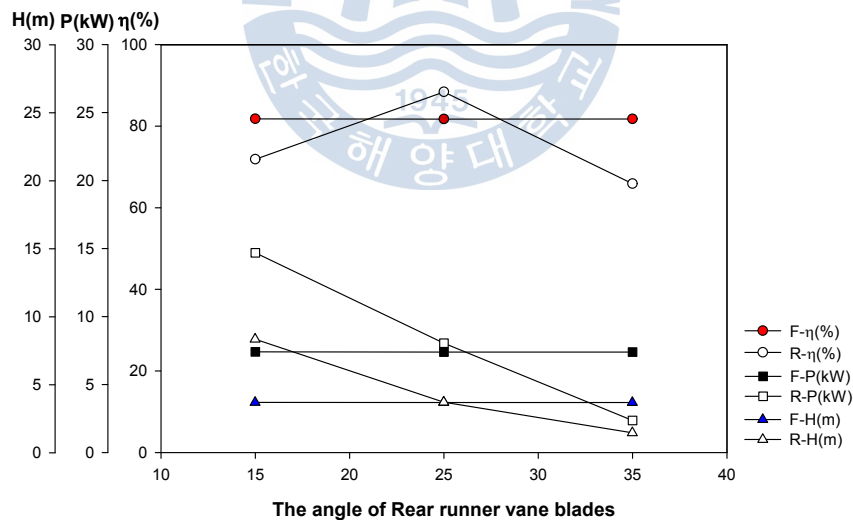


Fig. 4.24 Performance characteristics curves for turbine model RB₅₃ at different rear runner blade angle

4.3.4 디퓨저 유무에 따른 성능해석

Fig. 4.26와 Fig. 4.27은 디퓨저가 장착된 튜블러형 상반전 수차의 유량에 따른 속도분포와 압력분포를 나타낸다. 디퓨저의 설치와 관계없이 양단 러너 부분의 흐름 패턴은 변하지 않으며, 압력 강하는 디퓨저의 설치에 따라 작아진 것을 확인 할 수 있다.

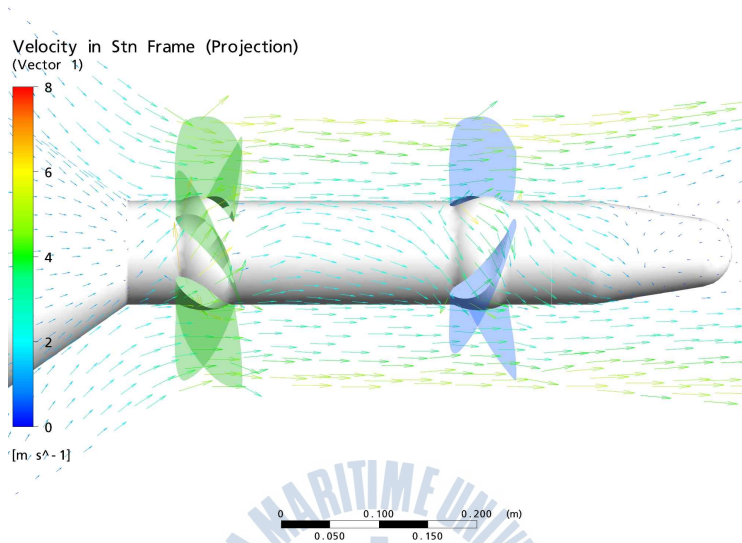
후단 러너 출구부 이후의 속도분포를 Fig. 4.28에 보인다. 속도분포에서의 원활한 흐름은 디퓨저가 적용되는 현상의 차이를 보여준다. $0.2\text{m}^3/\text{s}$ 의 낮은 유량에서는 디퓨저 설치시 복잡한 유동현상에 나타났고, 이후의 유량에서는 디퓨저에 의해 유동현상이 원활해 지는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 4.29는 터빈 모델 RB₅₃와 디퓨저와 RB₅₃에 대한 압력분포를 나타내고 있다. 압력분포에서는 디퓨저의 압력회복 효과를 더욱 잘 나타내고 있다.

Fig. 4.30는 디퓨저 설치시 유량변화에 따른 성능 특성을 보인다. 디퓨저 설치시 최고효율지점(BEP)은 $Q=0.25\text{m}^3/\text{s}$ 에서 얻을 수 있다. 이때의 $P=14.71\text{kW}$, $H=6.9\text{m}$, 그리고 $\eta=85.03\%$ 이다.

Fig. 4.31에서는 디퓨저에 설치 유무에 따른 성능특성을 하나의 그래프에 나타내 보았다. 낮은 유량에서는 디퓨저를 설치시 낮은 효율을 나타냈고, 그 이후의 유량에서는 디퓨저의 설치가 기존보다 높은 효율을 보였다. 디퓨저를 설치함으로써 출력 및 유효낙차는 다소 감소하였지만 효율은 약 4% 증가함을 확인 하였다.

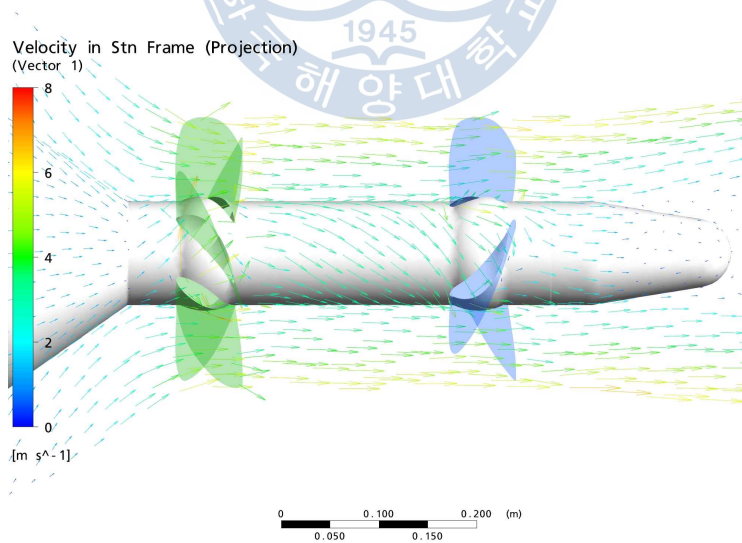
4.3.4.1 속도 및 압력분포

ANSYS

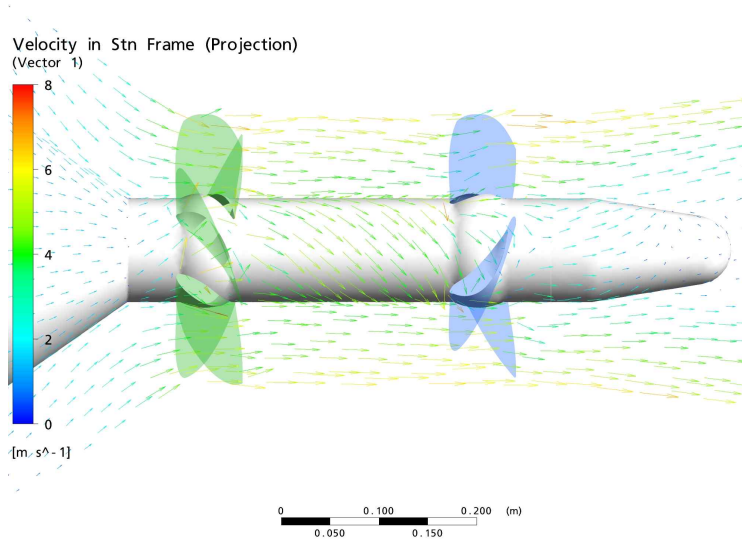


(a) $0.2\text{m}^3/\text{s}$

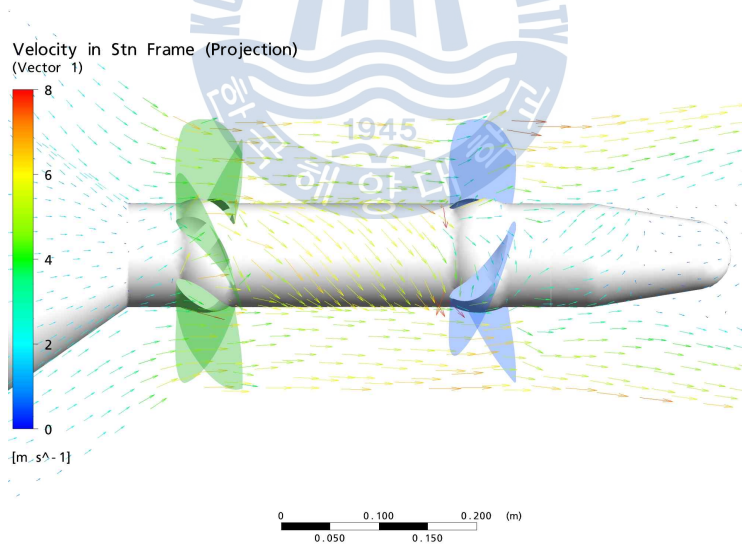
ANSYS



(b) $0.225\text{m}^3/\text{s}$

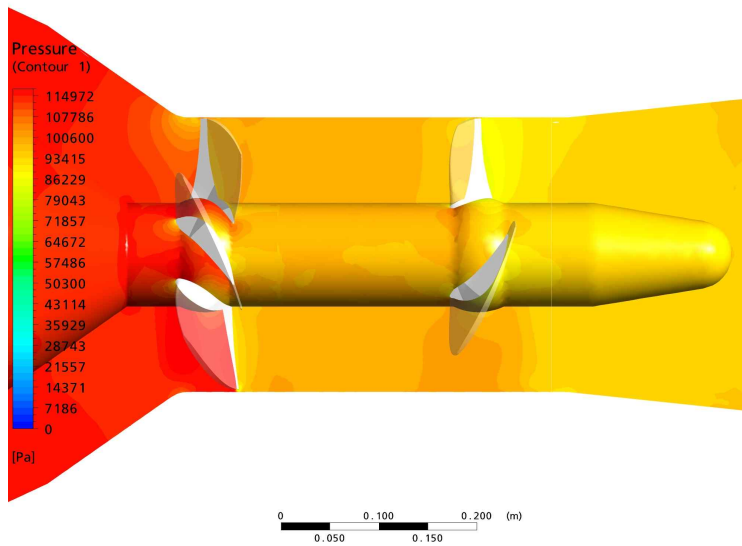
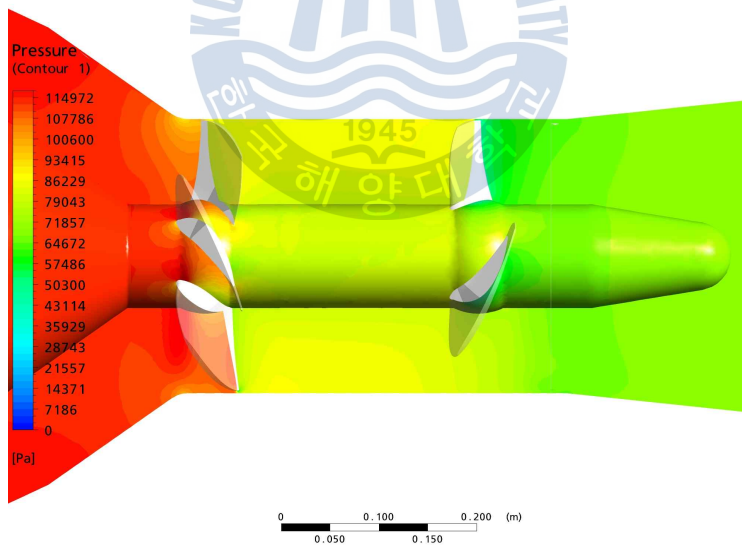


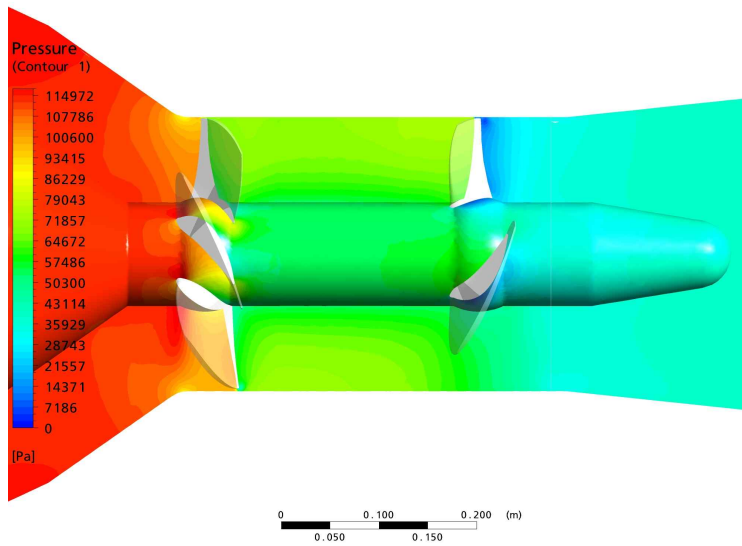
(c) $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$



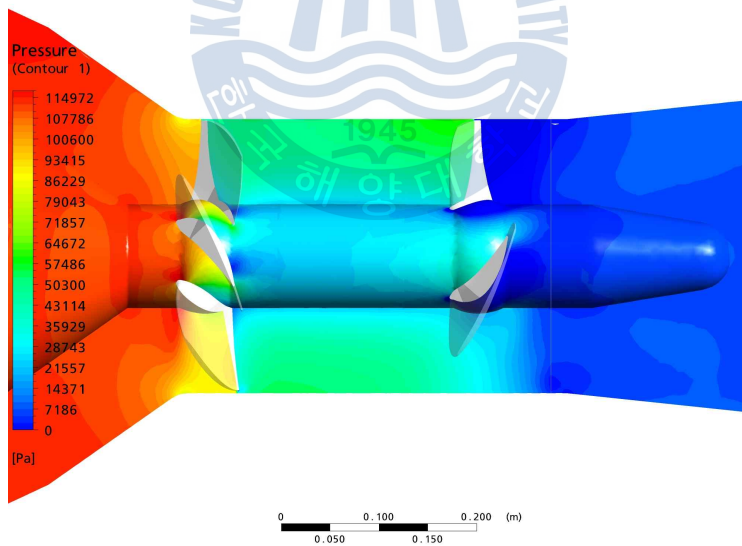
(d) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$

Fig. 4.26 Velocity distributions for turbine model RB₅₃ at different flow rate with diffuser

(a) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ (b) $0.225\text{m}^3/\text{s}$



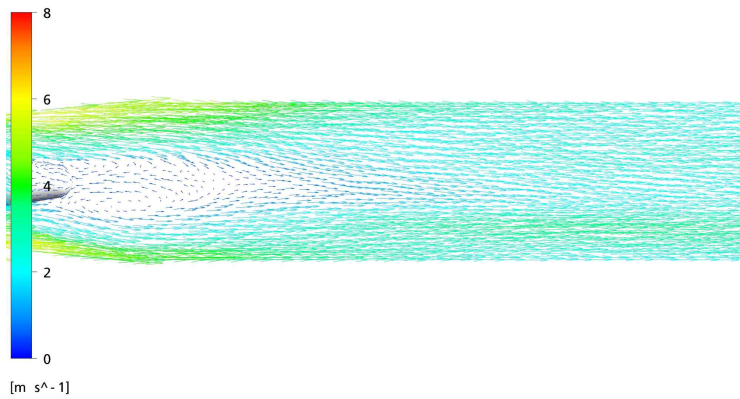
(c) $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$



(d) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$

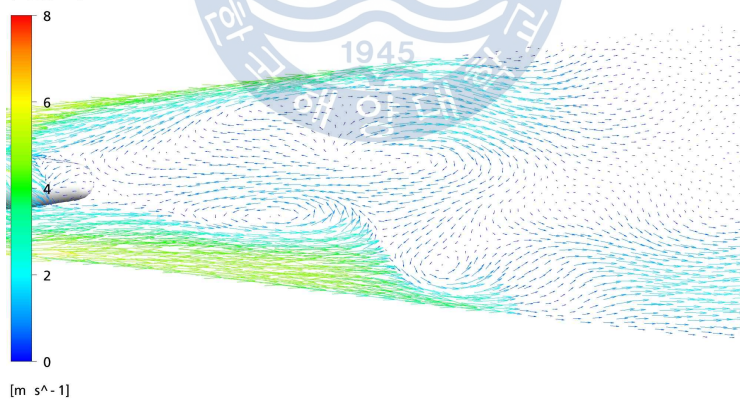
Fig. 4.27 Pressure distributions for turbine model RB₅₃ at different flow rate with diffuser

Velocity in Stn Frame (Projection)
(Vector 1)



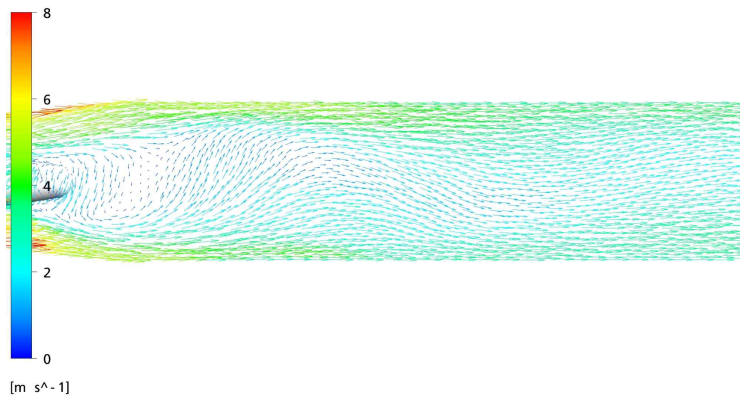
(a) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ – No diffuser

Velocity in Stn Frame (Projection)
(Vector 1)



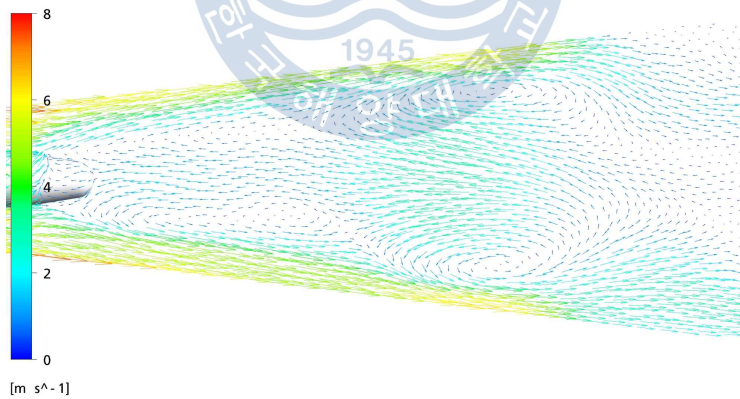
(b) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ – diffuser

Velocity in Stn Frame (Projection)
(Vector 1)



(c) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$ – No diffuser

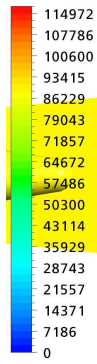
Velocity in Stn Frame (Projection)
(Vector 1)



(d) $0.275 \text{ m}^3/\text{s}$ – diffuser

Fig. 4.28 Velocity distributions for turbine model RB₅₃ at diffuser section

Pressure
(Contour 1)



[Pa]



(a) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ – No diffuser

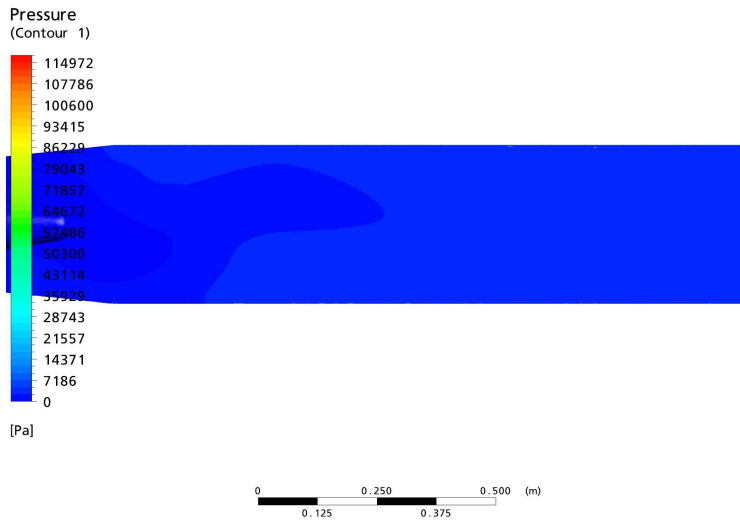
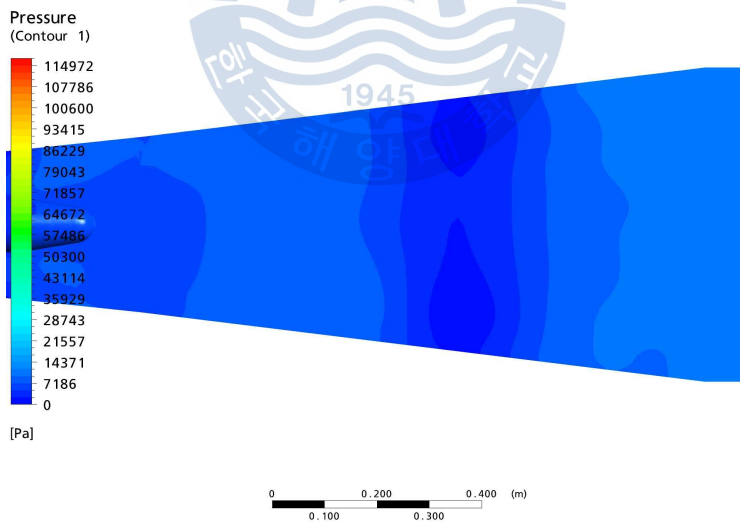
Pressure
(Contour 1)



[Pa]



(b) $0.2\text{m}^3/\text{s}$ – diffuser

(c) $0.275\text{m}^3/\text{s}$ – No diffuser(d) $0.275\text{m}^3/\text{s}$ – diffuserFig. 4.29 Pressure distributions for turbine model RB₅₃ at different flow rate with diffuser

4.3.4.2 효율 및 출력특성

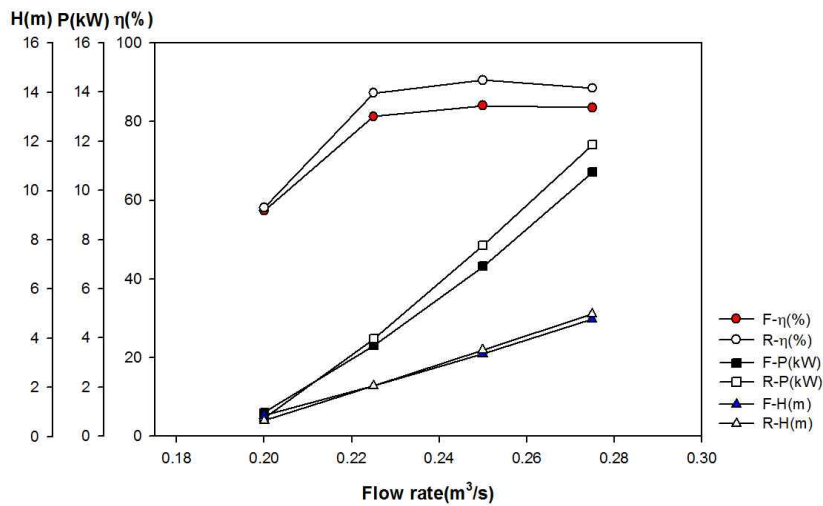


Fig. 4.30 Performance characteristics curves for turbine model RB₅₃ at different flow rate with diffuser

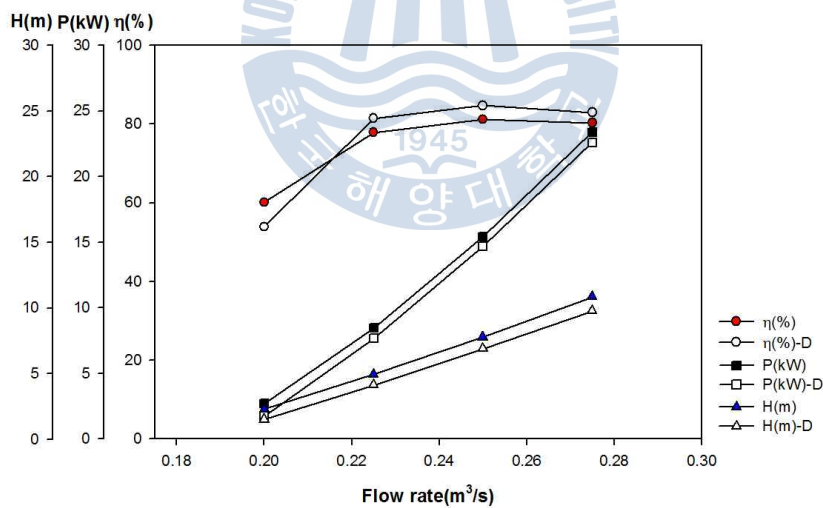


Fig. 4.31 Performance characteristics curves for turbine model RB₅₃ at different flow rate with and without diffuser

제 5 장 결 론

본 연구에서 튜블러형 상반전 수차의 유량 및 낙차, 러너 베인의 깃 수 및 개도, 그리고 디퓨저 설치 유무에 따른 성능특성을 CFD를 통해 분석하였고, 실험을 통하여 성능해석을 수행한 후 CFD를 이용하여 내부유동 특성을 분석 하였다. 튜블러형 상반전 수차의 성능해석을 통해 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

- (1) 수도관 차압을 이용한 튜블러형 상반전 수차를 대상으로 여러 가지 변수에 따른 성능특성을 실험 및 CFD를 통하여 분석하였다.
- (2) 유량이 증가할수록 전단 러너 후류에서 원주방향의 절대속도성분이 증가하여 후단 러너에 영향을 미친다.
- (3) 실험과 수치해석을 비교한 결과 5%이내의 오차로 거의 일치 하였고, $Q=0.155\text{m}^3/\text{s}$ 일때 RA_{54} 러너의 최고효율은 $\eta=72.59\%$ 이며, $P=11.47\text{kW}$, $\Delta H=10.43\text{m}$ 임을 알 수 있다.
- (4) CFD의 경우 RB_{53} (전단 러너의 깃 수가 5매, 후단 러너의 깃 수가 3매)일때 최고 효율점(BEP)은 양단 러너의 각도가 25° , $Q=0.25\text{m}^3/\text{s}$ 일때이며, 디퓨저 설치시 유효낙차와 출력은 조금 감소하였지만, 효율은 약 4% 증가하였다. 이때의 $\eta=84.72\%$, $P=14.69\text{kW}$, 그리고 $H=6.9\text{m}$ 이다.

참고문헌

- [1] http://korea.kr/newsWeb/pages/brief/partNews2/view.do?dataId=155784830&call_from=extlink&call_from=extlink
- [2] 국내 소수력 기술개발 현황과 전망(2005)
- [3] 소수력발전 특징과 도입시 고려되어야할 문제점(2008)
- [4] <http://www.munhwa.com/news/view.html?no=20110922010330371910020>
- [5] Toshiaki Kanemoto, Minoru Kaneko, Daisuke Tanaka and Tsutomu Yagi "Development of Counter-Rotating Type Machine for Water Power Generation(1st Report, Counter-Rotating Type Generator and Axial-Flow Runners)", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, NO.99-1158, 4-2000
- [6] Toshiaki Kanemoto, Keiichi Tominaga, Daisuke Tanaka, Tasuku Sato, Toshinori Kashiwabara and Mitsuo Uno, "Development of Counter-Rotating Type Machine for Water Power Generation(2nd Report, Hydraulic Performance and Potential Interference of Counter-Rotating Runners)", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, NO.02-0205, 12-2002
- [7] Daisuke Tanaka and Toshiaki Kanemoto, "Development of Counter-Rotating Type Machine for Water Power Generation(3rd Report, Design Materials for Solidity of Axial Flow Runners)", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, NO.05-0579, 03-2003

- [8] 이원용, “모형 실험에 의한 소수력용 튜블러 수차의 성능해석”, 석사 논문 1985. 2
- [9] 남상현, 김유탉, 최영도, 남청도, 이영호, 2007, “소형 하이드로터빈의 깃수의 영향”, 2007년도 전기학술대회 한국마린엔지니어링학회 논문집, pp. 211~212.
- [10] 남상현, 김유탉, 최영도, 남청도, 이영호, 2007, “러너베인 각도에 따른 튜블러 수차의 속도 및 압력분포”, 2007년도 춘계학술대회 대한기계학회 논문집 pp. 2378~2383.
- [11] 남상현, 김유탉, 최영도, 남청도, 이영호, 2007, “CFD에 의한 소형 튜블러 수차의 캐비테이션 기초해석”, 2007년도 추계학술대회 한국신재생에너지학회 논문집 pp. 408~411.
- [12] You-Taek Kim, Sang-Hyun Nam, Young-Do Choi, Young-Cheol Hwang, Chung-Do Nam, Young-Ho Lee, “Tubular-type Hydroturbine Performance for Variable Guide Vane Openingby CFD”, the Fifth International Conference on Fluid Mechanics, Aug.15-19, 2007, Shanghai, China pp. 424~427.
- [13] 이낙중, 박지훈, 황영호, 김유탉, 이영호, 2010, "CFD에 의한 튜블러형 상반전 수차의 기초성능해석", 2010년도 한국마린엔지니어링학회 공동학술대회 논문집, pp.367~368.
- [14] 박지훈, 이낙중, 황영호, 김유탉, 이영호, 2010, "튜블러형 상반전 수차의 러너베인 깃 수의 영향", 2010년도 한국동력기계공학회 춘계학술대회 논문집, pp.113~117.
- [15] 박지훈, 이낙중, 황영호, 김유탉, 이영호, 2010, "러너베인 깃수의 변화에 따른 튜블러형 상반전 수차의 성능해석", 2010년도 한국신·재

생에너지학회 춘계학술대회 논문집, pp.192.

- [16] Nak-Joong Lee, Ji-Hoon Park, Young-Cheol Hwang, You-Teak Kim and Young-Ho Lee, 2010, "CFD Performance Analysis of a Counter-rotating Tubular Type Micro-Turbine", The Renewable Energy 2010, O-SH-3-1.
- [17] Nak-Joong Lee, Ji-Hoon Park, Young-Ho Hwang, You-Teak Kim and Young-Ho Lee, 2010, "Performance Analysis of a Counter-rotating Tubular Type Micro-Turbine by CFD", International Symposium on Low Carbon & Renewable Energy Technology-ISLCT2010, pp.354, P-SH-002.
- [18] 이낙중, 박지훈, 황영호, 김유택, 이영호, 2010, "CFD에 의한 러너 베인 개도에 따른 튜블러형 상반전 수차 특성", 2010년도 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.111~112.
- [19] Arno G., Robin S., and Domink S., "Kaplan Turbine Runner Optimization by Numerical Flow Simulation (CFD) and Evolutionary Algorithm", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006
- [20] Torbjørn K. N., Johnny R., Jørgen R., and Ole G. D., "Propeller Turbine with Two Contra-Rotating Impellers and Built in Generators", Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006
- [21] Daisuke T., and Toshiaki K., "Experimental Study on Design Materials for Solidity of Counter Rotating Runners", Proceedings of

the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems
Yokohama, Japan, October 2006

- [22] Ales S., and Jiri O., “Shape Optimization of a Kaplan Turbine Blade”, Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems Yokohama, Japan, October 2006



감사의 글

공부를 더 해야겠다고 마음먹고 대학원을 진학한지 벌써 2년이라는 시간이 흘러 이렇게 결실을 맺게 되었습니다. 열심히 노력한 만큼 얻은 것이 많은 뜻 깊은 시간이었고 앞으로의 인생에 좋은 디딤돌이 되리라 생각합니다. 본 논문이 완성되기까지 항상 지도와 조언을 아끼지 않으시고 저에게 학문의 길을 열어 주신 이영호 지도 교수님께 진심으로 마음을 담아 감사드립니다. 부족한 논문이지만 바쁘신 와중에도 세심히 다듬어주신 정형호 교수님, 김유택 교수님께도 감사드립니다. 그리고 논문을 완성하고 학업에 진취할수 있었던 것은 항상 저를 많이 도와주시고 동고동락한 유동정보연구실의 식구들, 묵묵하고 든직한 김창구형, 이제는 취업하셔서 사회생활 하시는 최현준형, 김문오형, 실험실 동기인 김정윤형, 항상 든든한 마음의 후원자이자 친구 박지훈, 멀리 외국에서 공부하러온 Joji Wata, Anup KC, 이제 실험실 생활을 시작하는 후배 김인철, 김병하가 있었기에 가능했다고 생각합니다. 무엇보다 감사한 것은 부족한 저를 믿고 항상 저에게 힘을 주신 가족들, 아버지, 어머니, 그리고 동생에게 고맙다고 말하고 싶습니다. 배움에는 끝이 없고 때가 없다는 말이 있습니다. 아직 많이 부족하지만 끊임없는 노력과 패기가 있다면 이루지 못할 것이 없을 것이라고 생각합니다. 저에게 주셨던 따뜻한 마음들 잘 간직해서 세상이 더 아름답고, 풍요로워 질수 있도록 노력하는 공학자로서 살아가도록 노력하겠습니다. 진심으로 감사드립니다.