



## 저작자표시 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.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 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

CFD에 의한 선박폐열회수용 100kW급  
구심터빈의 성능해석에 관한 연구

A Study on the Performance Analysis of 100kW Class Radial  
Inflow Turbine for Ship's WHRS by CFD



2012년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

최 용 석

本 論 文 을 崔 容 碩 의 工 學 碩 士  
學 位 論 文 으 로 認 准 함

위원장 김 유 택 인  
위 원 이 영 호 인  
위 원 남 청 도 인



2011 년 12월 23일

한 국 해 양 대 학 교 대학원

# 목 차

Abstract .....	iii
기호설명 .....	v
제 1장 서론 .....	1
1.1 연구배경 및 필요성 .....	1
1.2 연구목적 .....	3
제 2장 증기터빈의 이론적 접근 .....	5
2.1 열사이클 .....	5
2.2 터빈 기본방정식 및 이론 .....	7
2.2.1 터보기계방정식 .....	7
2.2.2 속도삼각형 .....	9
2.2.3 등엔트로피 효율 .....	11
2.3 scroll casing 설계 .....	13
제 3장 수치해석 .....	17
3.1 수치해석 기법 .....	17
3.2 지배방정식 .....	19

3.2.1 수송방정식 .....	19
3.2.2 상태방정식 .....	20
3.3 이산화방법 .....	21
3.4 난류모델링 .....	25
제 4장 100kW급 구심터빈의 성능해석 .....	28
4.1 구심터빈 설계형상 .....	28
4.2 질량유량 및 회전수 변화에 따른 성능해석 .....	30
4.2.1 계산격자 및 경계조건 .....	30
4.2.2 결과 및 고찰 .....	32
4.3 스크롤케이싱 변화에 따른 성능해석 .....	55
4.3.1 계산격자 및 경계조건 .....	55
4.3.2 결과 및 고찰 .....	56
제 5장 결론 .....	85
참고문헌 .....	86

# A Study on the Performance Analysis of 100kW Class Radial Inflow Turbine for Ship's WHRS by CFD

Yongseok, Choi

*Department of Marine System Engineering  
Graduate School of  
Korea Maritime University*

## Abstract

The rising cost of energy and global warming in recent years have highlighted the need to develop advanced energy systems to increase efficiency and to reduce emissions. The availability of energy plays an important role in the development and prosperity of a nation. In recent years, waste heat recovery, renewable energy sources, cogeneration and combined cycle power generation systems are receiving a great deal of attention.

WHRS(Waste Heat Recovery System) generates electrical energy from a ship's exhaust gases. This could reduce the ship's fuel consumption and CO<sub>2</sub> emissions.

A turbine is a rotary machine that extracts energy from a fluid flow

and converts it into useful work. Axial flow turbines and radial inflow turbines are the two most common types of dynamic turbines. The radial inflow turbine stage is differentiated from an axial stage by having the fluid undergo a significant radius change in passing through the rotor. In other words, in the radial stage the fluid enters the rotor in the radial inward direction and leaves in the axial direction. The flow within the rotor passage is three dimensional and complex, hence the use of numerical methods such as computational fluid dynamics(CFD) is necessary. CFD is analysis of systems involving fluid flow, heat transfer and associated phenomena by means of computer-based simulation.

In this study, performance and internal flow of 100kW class radial inflow turbine were analysed. Three dimensional simulation was performed using commercial code of ANSYS CFX 12.1. The radial inflow turbine was comprised of vane nozzle with 18 blades and rotor with 13 blades. Performance analysis was made for the isentropic efficiency(total-static) and mechanical power covering a range of different massflow rate, turbine speed and area ratio of the scroll casing.

## Nomenclature

### Main symbols

$A$	:	area
$AR$	:	area ratio
$C$	:	absolute velocity
$C_p$	:	specific heat at constant pressure
$h$	:	enthalpy
$\dot{m}$	:	mass flow rate
$P$	:	pressure
$R$	:	gas constant
$r$	:	radius
$S$	:	source term
$s$	:	entropy
$T$	:	temperature
$t$	:	time
$U$	:	blade speed
$W$	:	power
$w$	:	relative velocity
$\alpha$	:	absolute flow angle
$\beta$	:	relative flow angle



$k$	:	specific heat ratio
$\eta$	:	efficiency
$\mu$	:	dynamic viscosity
$\nu$	:	kinematic viscosity
$\rho$	:	density
$\tau$	:	torque
$\omega$	:	angular speed

## Subscripts

ip	:	integration point
s	:	isentropic
t	:	total state
$\theta$	:	tangential component
$\psi$	:	azimuth angle
0	:	old time level
1	:	inlet
2	:	exit



# 제 1장 서론

## 1.1 연구배경 및 필요성

화석연료를 기반으로 성장한 현재의 산업은 심각한 환경오염 문제를 초래하였고, 또한 유한한 자원인 화석연료는 점차 고갈되어 가고 있는 실정이다. 이에 급격하게 상승하는 국제유가와 더불어 환경오염을 최소화 하기 위해 국제적으로 환경오염에 대한 규제를 강화하고 있음에도 불구하고 늘어가는 에너지 수요로 인해 에너지 사용량은 계속해서 증가하고 있다. 산업전반에 걸쳐 화석연료를 대체 할 수 있는 신재생에너지원이 개발되기 전까지는 신재생에너지 개발과 더불어 에너지 사용을 절감할 수 있는 방법의 연구도 지속되어야 한다.

1973년의 1차 석유위기를 계기로 효율적인 선박의 개발에 관심을 가지게 되었고 현재 여러 가지 기술개발의 결과로 선박용 주기관은 약 50%의 에너지 효율을 가지며 약 25%의 에너지는 배기가스로 대기 중에 방출된다.

폐열회수시스템(WHRS : Waste Heat Recovery System)은 선박의 주기관에서 발생하는 폐열을 이용해서 터빈을 구동시켜 발전에 이용하는 시스템을 말한다. 선박용 폐열회수시스템은 크게 PT(power turbine)과 ST(steam turbine)으로 분류할 수 있는데 PT는 배기가스 매니폴더에서 배기가스 일부를 터빈에 공급하여 직접 터빈을 구동하는 방식이며, ST는 배기가스의 폐열을 이용해 증발기에서 증기를 방생시켜 터빈을 구동하는 방식이다. 과거에는 배기가스와 파워터빈을 이용한 발전시스템이 주류를 이루어 왔으나 시스템의 효율 향상을 위해 점차 ST,

PT-ST(combined PT and ST)의 개발이 이루어지고 있다. [1]

이러한 실정에 힘입어 국내 조선소에서도 현재 친환경선박 건조에 박차를 가하고 있어 폐열회수시스템을 도입한 선박이 현재 건조 중에 있지만 정작 폐열회수장치는 고유한 기술력을 보유한 외국 메이커에서 사들이고 있으므로 국내 연구 개발이 시급하다고 할 수 있다. 특히 폐열회수시스템에서 가장 많은 비중을 차지하는 것은 터빈으로서 자체 설계 및 제작을 위해서는 성능 해석기법을 확립하는 것이 우선되어야 한다.



## 1.2 연구목적

선박폐열회수시스템의 발전효율을 향상시키기 위해 터빈, 응축기, 증발기, 펌프 등의 기계는 시스템에서 요구하는 조건을 충족하면서 각 부품별 효율을 극대화 하는 것이 필수적이다. 펌프나 응축기는 같은 성능 조건에서 적은 양의 전력을 소모하고, 터빈은 폐열로부터 가능한 많은 양의 전력을 생산할 수 있어야 하며 선박폐열회수시스템 중에 가장 핵심 부품이다.

구심터빈은 축류터빈에 비하여 단당 팽창비가 높은 특징이 있어서 소형 가스터빈이나 터보차저 등에 많이 사용된다. 구심터빈은 스크롤 케이싱과 베인노즐 그리고 로터로 구성된다.

스크롤 케이싱은 증발기(보일러 혹은 연소기)에서 발생된 고온, 고압의 작동유체를 효과적으로 터빈에 분사되게 하기 위한 연결유로로 베인노즐에 균일한 유동과 입사각 손실을 최소화 하는 역할을 한다. 원심 압축기에 사용되는 스크롤 케이싱은 많은 연구가 진행된 바 있다.[2,3] 특히 원심압축기의 AR(area ratio : 입구면적/출구면적)에 대한 스크롤 케이싱의 설계와 성능은 A.S Hassan[2]에 의해 연구된 바 있으나 구심터빈에 사용되는 스크롤 케이싱에 관한 연구는 그리 많지 않다. 구심터빈에서는 자유와류법(free vortex method)를 이용한 소형가스터빈용 구심터빈스크롤의 공기역학적 설계에 관한 연구[4]가 진행되었다. 하지만 터빈에서는 고속 회전체인 로터블레이드의 회전에 의한 유로폐쇄 현상이 발생하므로 작동점에서의 스크롤 케이싱의 해석은 터빈의 해석과 동시에 진행되어야 한다.

베인노즐은 고정되어 있으며 로터를 구동시키기 위해 작동유체를 가속

시키며 또한 반경방향의 속도성분을 생성하여 선회류를 형성하는 역할을 한다. 가속된 작동유체는 로터를 통과하면서 로터를 회전시켜 발전기를 구동하게 된다.

구심터빈의 노즐 내부유동은 CFD 및 실험으로 연구된 바 있다. 강정식 등[5]은 설계점 및 탈설계점에서의 노즐내부의 압력장을 측정하여 노즐 내부의 마하수 분포를 해석하였으며, Tamaki 등[6]은 노즐 내부 영역의 변화에 따른 영향을 분석하였다. 모장오 등[7,8]은 선박폐열회수용 100kW급 구심터빈의 공력설계 및 베인노즐 출구각도에 따른 구심터빈의 성능 및 내부 유동의 영향을 분석하였다. 터빈에서도 로터는 가장 중요한 부분으로 실제 로터내부의 유동은 비정상(unsteady), 3차원, 점성, 압축성 등을 포함하는 매우 복잡한 유동형태를 가지기 때문에 설계 및 해석에 많은 어려움이 있다.

선박폐열회수시스템의 전체 열효율을 향상시키기 위해서는 터빈의 효율을 향상시키는 것이 필요하며, 본 연구에서는 이를 위해 CFD 성능해석을 통해 시스템에 적용되는 터빈 최적 작동점과 설계 파라미터를 확인하고 터빈에 적합한 스크롤 케이싱을 모델링하여 터빈에 적용시켜 효율 향상을 극대화하는데 그 목적이 있다.

## 제 2장 증기터빈의 이론적 해석

### 2.1 열 사이클

증기 동력사이클의 이상적인 사이클인 Rankine 사이클은 펌프, 보일러, 터빈, 응축기로 구성되어 있다. 물은 펌프에 의해 압축되어 보일러에 보내어져 보일러에서 열을 받아 가열되어 포화증기를 거쳐 과열증기 상태로 터빈으로 들어간다. 이 과열증기는 등엔트로피적으로 팽창하면서 일을 발생시켜 발전기에 연결된 축을 회전시켜 발전을 하고, 이 과정동안 과열증기는 압력과 온도가 내려가 포화증기에 가까운 습증기 혹은 약간 과열된 증기상태가 되어 응축기에 들어가 응축된다. 수증기는 자신의 열을 주로 호수, 강 또는 공기와 같은 냉각 매체로 방출한다. 그리고 수증기는 포화된 액체 상태로 응축기에서 펌프로 들어감으로써 한 사이클이 완성된다.

폐열회수발전 시스템의 구성도는 Fig. 2.1과 같다. 기본 사이클 구성과 동일하게 펌프, 증발기, 터빈, 응축기로 구성되어 있으며, 터보차저를 지난 배기가스의 온도는 대략 280℃ 전후로, 이 배기가스의 일부를 사용하여 증발기에서 열교환을 거쳐 대기로 방출 시킨다.

Fig. 2.2의 T-s 선도에서 과정 2-3 곡선 하부영역은 보일러 내부에서 물로 전달된 열을 나타내고, 과정 4-1 곡선 하부영역은 응축기에서 방출한 열을 나타내는 것임을 알 수 있다. 이 두 영역의 차이, 즉 사이클 곡선에 의해 둘러싸인 영역은 곧 사이클 동안 생산된 정미 일이다.[9]

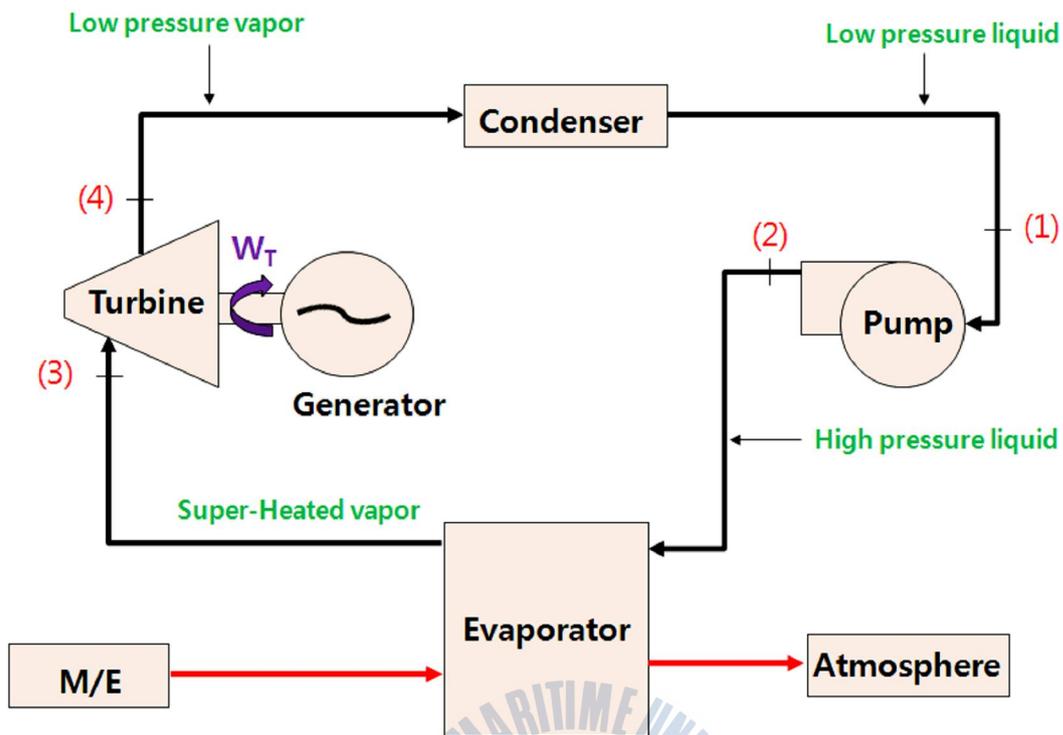


Fig. 2.1 configuration of WHRS

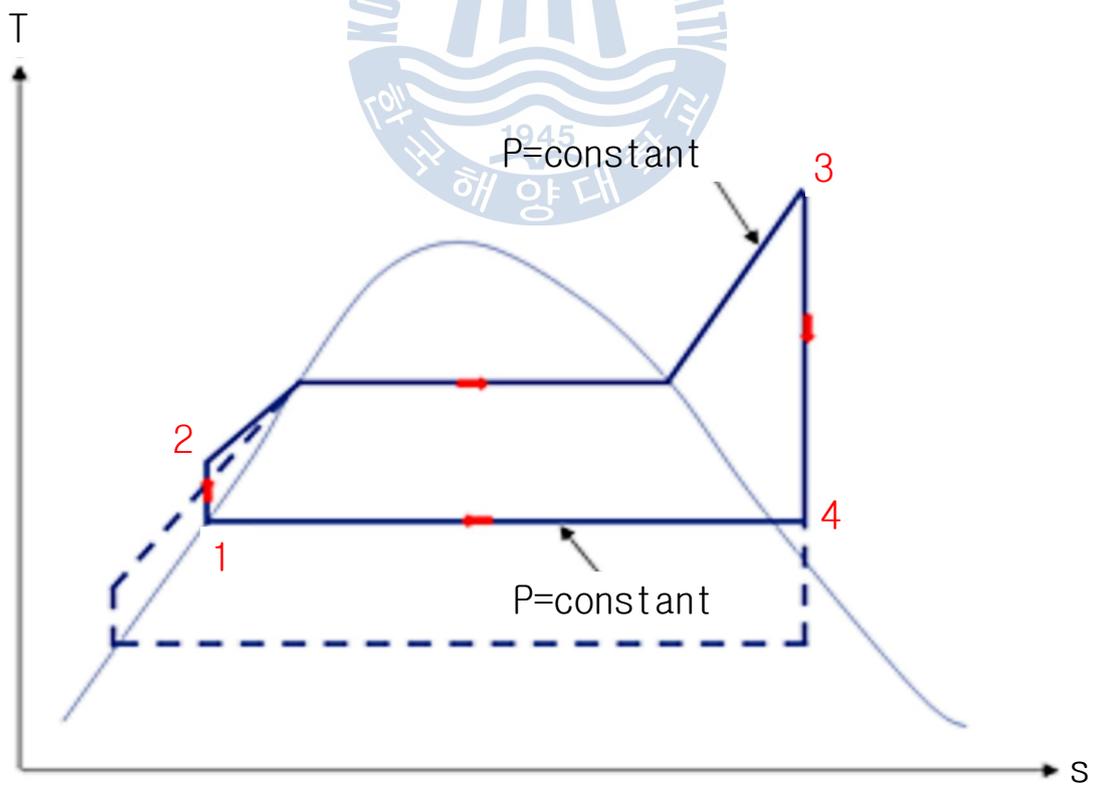


Fig. 2.2 T-s diagram of Rankine cycle

## 2.2 터빈 기본방정식 및 이론

### 2.2.1 터보기계방정식

뉴턴의 제 2법칙을 회전운동에 적용하면 토크값은 각운동량 변화율과 같다. 질량유량은 정상상태에서는 시간에 관계없이 일정하므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau = \frac{\Delta(\dot{m}rC_\theta)}{\Delta t} = \dot{m}\Delta(rC_\theta) = \dot{m}(r_1C_{\theta 1} - r_2C_{\theta 2}) \quad (2.1)$$

토크가 0인 유동에서는  $rC_\theta$ 는 일정하다. 이러한 유동을 자유와류(free vortex flow)라 한다.

로터에서는 유체와 축(shaft)간 일의 변환이 있기 때문에 단위질량당 에너지 변환율은 토크와 각속도의 곱으로 나타난다.

$$W = \frac{\tau\omega}{\dot{m}} = \omega(r_1C_{\theta 1} - r_2C_{\theta 2}) \quad (2.2)$$

이때 로터 블레이드의 속도  $r\omega$ 를  $U$ 라고 두고 단열과정에서 단위 질량유량당 일량은 전엔탈피 변화량으로 표현되는 에너지방정식에 대입하여 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$W = \Delta h_0 = h_{01} - h_{02} = U_1C_{\theta 1} - U_2C_{\theta 2} \quad (2.3)$$

이 식을 오일러의 터보기계방정식 (Euler's turbomachinery equation) 이라 한다. 이 식은 터빈, 펌프, 압축기 등 터보기계에 적용할 수 있다.[8]

오일러 터보기계방정식을 통해 최대출력을 얻기 위해서는 출구에서의 운동에너지가 최소값이 되어야 함을 알 수 있다. 이것은 절대속도  $C_2$ 의 접선방향 성분의 속도가 0이 되어야 한다. 즉,  $\alpha_2 = 0$  이며,  $C_{\theta 2} = 0$  이다.



### 2.2.2 속도삼각형

실제 터빈의 유로내부의 유동은 3차원이며 매우 복잡한 양상을 띠고 있지만 기본적인 해석을 위해 로터 블레이드의 입출구의 평균 속도 벡터를 이용하여 2차원으로 간략하게 표현한다. 로터 블레이드의 입출구의 속도 삼각형은 Fig.2.3와 같다.

입구에서의 속도관계식은 코사인 법칙에 의해 식(2.4)와 같이 표현되며,  $\cos \alpha = U_1 - C_{\theta 1}$  이므로 식(2.4)는 식(2.5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$C_1^2 = w_1^2 + U_1^2 - 2U_1w_1\cos \alpha \quad (2.4)$$

$$U_1C_{\theta 1} = \frac{1}{2}(U_1^2 + C_1^2 - w_1^2) \quad (2.5)$$

출구에서도 마찬가지로 표현가능하다.

$$U_2C_{\theta 2} = \frac{1}{2}(U_2^2 + C_2^2 - w_2^2) \quad (2.6)$$

식(2.5)와 식(2.6)을 오일러 터보기계방정식에 대입해서 최종적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W = \frac{1}{2}[(U_1^2 - U_2^2) + (C_1^2 - C_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)] \quad (2.7)$$

터빈에서의 최대 출력을 얻기 위해서는  $U_2$ ,  $C_2$ ,  $w_1$  가 최소값이 되어

야 한다.[9]

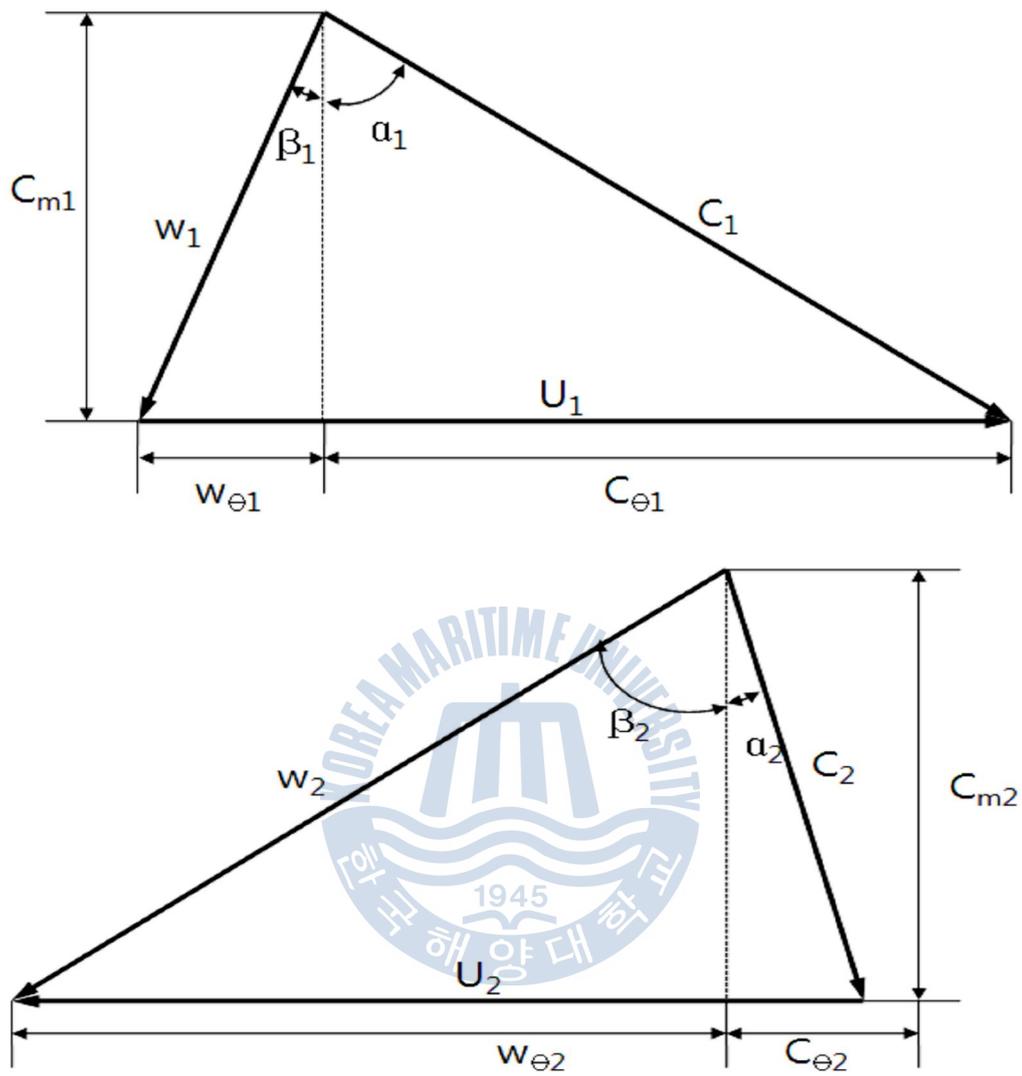


Fig. 2.3 rotor inlet and exit velocity diagram

### 2.1.3 터빈의 등엔트로피 효율

유체마찰과 주변으로의 열손실로 기인하는 비가역성으로 인해 실제 증기 동력사이클은 이상적 랭킨사이클과 다르다. 이러한 비가역성의 결과로 터빈은 이상적인 등엔트로피 조건에 비해 작은 출력일을 생산하게 된다. 실제 과정이 이상적인 등엔트로피 과정에 가깝게 근사할수록, 장치의 성능은 좋아진다. 실제 장치가 이상적인 장치에 가까운가를 양적으로 표현하기 위해 등엔트로피 효율(isentropic efficiency) 또는 단열 효율(adiabatic efficiency)을 사용한다.

터빈의 등엔트로피 효율은 입구 상태와 출구 압력 사이의 과정이 등엔트로피 과정일 때 얻어지는 터빈의 출력일에 대한 실제 출력일의 비로 정의되고 식(2.8)과 같이 표현된다.

$$\eta = \frac{\text{Actual turbine work}}{\text{Isentropic turbine work}} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_1 - h_{a2}}{h_1 - h_{s2}} \quad (2.8)$$

실제 출력일과 등엔트로피 과정일 때 얻어지는 출력일은 식(2.9)와 (2.10)으로 정의된다.

$$W_a = \tau\omega \quad (2.9)$$

$$W_s = \dot{m}(h_{t1} - h_{s2}) = \dot{m}C_p(T_{t1} - T_{s2}) \quad (2.10)$$

등엔트로피 과정일 때 얻어지는 출력일은 등엔트로피 관계식 식(2.11)을

대입하여 최종적으로 식(2.12)과 같이 표현된다.

$$\frac{T_{s2}}{T_{t1}} = \left( \frac{P_2}{P_{t1}} \right)^{(k-1)/k} \quad (2.11)$$

$$W_s = \dot{m} C_p T_{t1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_{t1}} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (2.12)$$

효율을 정의할 때는 주어진 조건에 적합한 상태를 적용해야 한다. 입구에서 운동에너지는 잠재적으로 이용가능 하므로 전압, 전온도를 사용하는 것이 일반적이나, 출구에서의 운동에너지는 사용되지 않고 버려지기 때문에 출구 상태를 적용할 때에는 전압, 전온도 대신 정압, 정온도를 사용하는 것이 더 적합하다고 볼 수 있다. 본 연구에서는 비교를 위해 total-static 효율과 total-total 효율을 같이 나타내었으나 total-static 효율을 기준으로 평가하였다.

터빈의 유량, 평균 정압비열, 입구전압, 압력차, 비열비가 클수록 터빈에서의 이용 가능한 동력이 커지게 된다. 하지만 터빈에서의 에너지 회수정도에 따라 효율은 상당한 차이가 발생하므로 설계점에서 에너지 회수능력이 뛰어난 터빈의 선정이 중요하다. [7]

## 2.3 Scroll casing 설계

터빈 스크롤 케이싱의 입구 플랜지로 유입된 증기는 스크롤 케이싱의 원주를 돌아서 터빈으로 유입되고 일부는 볼류트 혀(volute tongue)를 돌아서 다시 스크롤 케이싱의 주 유동과 혼합되는 유동형태를 가진다. 스크롤 케이싱의 성능은 터빈의 성능에 영향을 미치므로 최적 효율의 터빈을 설계하기 위해서는 스크롤 케이싱의 최적설계가 매우 중요하다고 볼 수 있다.

스크롤 케이싱의 최적 설계는 스크롤 케이싱의 원주방향에서 균일하게 터빈측으로 유동을 분사하기 위한 유로를 생성하는 과정으로, 만일 터빈으로 균일하게 유동을 분사하지 못하면 원주방향으로의 압력차가 발생하게 되고, 이는 터빈 블레이드의 진동을 야기하기도 한다. 따라서 설계된 스크롤 케이싱 내부의 유동장의 해석은 필수적이라 할 수 있다.[4]

본 연구에서 스크롤 케이싱의 설계는 자유와류법에 의해 수행되었다. 이 방법은 스크롤 케이싱 유동을 표현하는 가장 간단한 방법이며, 볼류트 혀에서 주유동과 혼합되는 재순환유동은 표현하지 못하는 단점이 있다.

$$rC_{\theta} = const = K \quad (2.13)$$

연속방정식에 의해 방위각  $\psi$ 에서의 스크롤 케이싱 단면 질량유량은 다음과 같이 표현되며

$$\dot{m}_{\psi} = \rho_{\psi} A_{\psi} C_{\theta\psi} \quad (2.14)$$

스크롤 케이싱의 출구에서 동일한 질량유량을 얻기 위해서는 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$\dot{m}_\psi = \dot{m} \left( 1 - \frac{\psi}{2\pi} \right) \quad (2.15)$$

따라서 스크롤 케이싱 출구에서 동일한 질량유량을 얻기 위한 스크롤 케이싱의 단면적과 반경의 비는 최종적으로 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{A_\psi}{r_\psi} = \frac{\dot{m}}{\rho_\psi K} \left( 1 - \frac{\psi}{2\pi} \right) \quad (2.16)$$

또한, 질량유량이 스크롤 케이싱 출구에서 원주방향으로 일정하다면 출구 유동각은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{\theta 2}}{C_{m 2}} \quad (2.17)$$

자유와류식과 연속방정식에 의해 스크롤 케이싱의 출구 속도성분은 다음과 같이 표현된다.

$$C_{\theta 2} = C_{\theta 1} \frac{r_1}{r_2} = C_1 \frac{r_1}{r_2} \quad (2.18)$$

$$C_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2} = \frac{\rho_1 A_1}{\rho_2 A_2} C_1 \quad (2.19)$$

식(2-17)과 식(2-18)을 식(2-16)에 대입하여 스크롤 케이싱의 출구 유동각을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tan \alpha_2 = \frac{\rho_2 A_2 / r_2}{\rho_1 A_1 / r_1} \quad (2.20)$$

스크롤 케이싱의 출구의 면적과 반경은 베인노즐에 의해 이미 정해져 있으므로 식(2.19)를 통해 출구 유동각은 전적으로 입구 면적과 반경에 의해 결정된다는 것을 알 수 있다.

본 연구에서는 Area Ratio(스크롤 케이싱 입구단면적/출구단면적, 이하 AR)를 사용하여 AR 0.5 ~ 2.0 범위의 스크롤 케이싱을 모델링하였다.

단면적의 형태는 원형의 대칭구조로 이루어져 있으며 본 연구에 사용되는 터빈의 경우 베인노즐의 외경에 비해 수직폭이 좁으므로, 스크롤 케이싱도 단면적에 비해 출구폭이 매우 좁게 설계된다. 이러한 경우 스크롤 케이싱에서 빠져 나가는 유동은 베인노즐의 입구측의 허브면과 슈라우드면에서 박리를 발생시킨다. 베인노즐의 입구측에서의 불안정한 유동유입을 감소시키고자 스크롤 케이싱 출구에 10 mm정도의 가이드 역할을 할 수 있는 부분을 추가하였다.



Fig. 2.4 modeling of scroll casing

## 제 3장 수치해석

### 3.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 보이는 CFX 12.1을 사용하였다. CFX는 압축기, 터빈 등 압축성 유동의 범위까지 다양한 마하수 영역에 걸쳐 작동하며, 상변화가 일어나는 다상유동문제나 스팀터빈, 냉매 압축기와 같이 일반적인 공기가 아닌 다른 작동유체의 해석 등 다양한 물리적 모델도 제공한다. 일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 공식으로부터 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. 압축성 유동의 해석에 많이 사용되고 있는 코드들은 일반적으로 오일러 방정식의 해법을 발전시킨 방법으로부터 개발되어져 온 밀도에 기초한 공식으로부터 만들어지며 충격파 해석 등에 최적화 되어 있다.[12]

유체기계의 정확한 해석을 수행하기 위해서는 점성저층(viscous sublayer)영역을 안정적으로 처리 할 수 있는 난류모델이 필요하다. 현재 상용코드에서 가장 보편적으로 사용되었던  $k-\epsilon$  모델과 벽함수의 조합은 유체기계에서 요구되는 해의 정밀도를 만족시키기 어렵다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비(aspect ratio)가 매우 커야 하며, 격자 밀집도 또한 충분히 높아야 한다. 이러한 요구 조건을 만족하는 수치해석 기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화이다. 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 가속시키며, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피하고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있기 때문에 필수적이다.

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 발달된 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다. 이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에서 차이가 있기 때문이다.

많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는 단지 전체 손실에 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.[12]

반면, 탈설계점 영역에서 운전되는 터빈을 해석하는 경우 2차유동, wake 등에 큰 영향을 받으며, 경계층 천이에 의한 블레이드 공력특성 변화가 발생하므로 이들 유동장에 대한 정확한 예측을 위해서는 완전한 물리적 모델과 고난도의 수치해석 기법이 요구된다. 이러한 2차 유동의 예측을 위해 RSM 모델과 SST 모델에 기초한 DES(Detached Eddy Simulation) 모델의 적용이 가장 적합하나, 비정상 해석을 통한 적용이 가능한 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 다양한 난류모델 중 유동박리의 크기와 발생시점을 비교적 정확하게 예측하는  $k-\omega$  based SST 모델을 적용하였다.

## 3.2 지배방정식

### 3.2.1 수송방정식(Transport Equation)

일반적인 유동에서 다루는 운동 방정식은 연속 방정식(continuity equation), 운동량 방정식(momentum equation), 에너지 방정식(energy equation)이며, 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \times u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho h_t)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u h_t) = \nabla \cdot (T \nabla T) + \nabla \cdot (u \cdot \tau) + u \cdot S_M + S_E \quad (3.3)$$

여기서  $\tau$ 는 응력텐서로서 전단변형률과 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\tau = \mu \left( \nabla u + (\nabla u)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot u \right) \quad (3.4)$$

### 3.2.2 상태방정식(State Equation)

본 연구에서는 과열증기의 실제유동을 잘 묘사할 수 있도록 이상기체 대신 실제기체 모델을 사용하였으며, Redlich Kwong 모델에서 개선된 Peng Robinson(Aungier Redlich Kwong)모델을 사용하였다. Peng Robinson 모델 또한 압력을 온도와 체적에 관한 함수로 풀게 되며 상태 방정식은 다음과 같다.[13]

$$P = \frac{RT}{v-b} = \frac{a(T)}{v^2 - 2bv + b^2} \quad (3.5)$$

여기서,  $v, P_c, T_c$  는 비체적, 임계압력, 임계온도

$$a(T) = a_0 \left(1 - n \left(1 - \sqrt{T/T_c}\right)\right)^2 \quad (3.6)$$

$$a_0 = \frac{0.45724R^2 T_c^2}{P_c} \quad (3.7)$$

$$b = \frac{0.0778RT_c}{P_c} \quad (3.8)$$

$$n = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26993\omega^3 \quad (3.9)$$

$$\omega = -\log_{10}\left(\frac{P_v}{P_c}\right) - 1 \quad (3.10)$$

### 3.3 이산화방법

CFX는 implicit pressure-based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립 변수들은  $(P, u_i, H)$ 이다. 일반적으로 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다. 밀도가 강하게 변하는 유동에 대해서는 적절한 압력과 속도의 연동을 보장해 주기 위한 계산이 추가된다.

Fig. 3.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell(element)이다. 실선으로 나타난 cell을 다시 나누어 점선으로 표시된 sub-element를 구성하며, 검사체적은 Fig. 3.1에서 음영으로 나타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element들로 구성되며 hex, tet, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드값으로 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 구배값(solution gradient)을 필요로 하며 따라서 element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM-based FVM 혹은 Element based FVM 방식이라 한다. Fig. 3.1에서와 같이 검사체적면의 적분점의 개수가 2D의 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에 비해 24개, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분점이 많아지므로 비교적 성긴

격자에서도 해석결과가 정확하다.

지배방정식 식 (3.1), (3.2), (3.3)을 검사체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동량, 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V \left( \frac{\rho - \rho_0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (3.11)$$

$$V \left( \frac{\rho u_i - \rho_0 u_0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{ui}} V \quad (3.12)$$

$$V \left( \frac{(\rho h_t - P) - (\rho_0 h_0 / \rho_0)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} h_{t,ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (3.13)$$

여기서  $(\Delta n_j)_{ip}$ 는 적분점(ip)위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고 검사체적의 적분점 표면을 통과하는  $m_{ip}$ 는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위해서 implicit하게 다루어지며, transient 항에는 1차와 2차 backward Euler 공식이 사용된다.

확산항은 element shape function의 미분형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇 가지 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high resolution 기법을 사용한다. high resolution 기법은 대류항에 대해 2차 정확도의 Upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth and

Jespersion에 의해 기술된 방법과 유사하다.

식(3.14)와 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해서, 질량 divergence항은 표면적분으로 변환된다.

$$\dot{m}_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} \quad (3.14)$$

밀도는 식(3.15)와 같이 다른 대류항들과 같이 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산된다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \beta (\nabla \rho)_{ip} \Delta \vec{r}_{ip} \quad (3.15)$$

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

implicit 방법에서 중요한 것은  $\rho u$ 의 선형화이다. 먼저  $\rho u$ 는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확장된다.

$$(\rho u) \approx \rho^n u^0 + \rho^0 u^n - \rho^0 u^0 \quad (3.16)$$

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

또한 식(3.17)과 같이 밀도에 대한 상태 방정식은 압력 항으로 구성된  $\rho^n$ 의 implicit 표현을 얻기 위해서 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서

미분항  $\frac{\partial \rho}{\partial p}$  를 계산한다.[12]

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial P}(P^n - P^0) \quad (3.17)$$

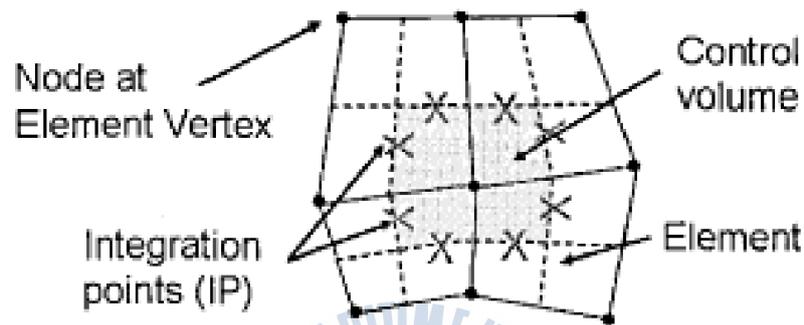
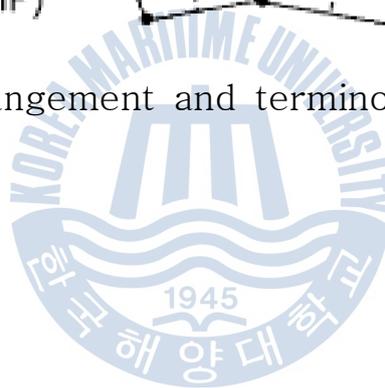


Fig. 3.1 mesh arrangement and terminology for dual mesh



### 3.4 난류 모델링

공학에서 직면하는 3차원 제트, 후류(wake), 배관 유동 및 평판 경계층(boundary layer)등의 모든 유동들은 특정 레이놀즈수 이상에서 불안정하게 된다. 레이놀즈수가 낮은 유동은 층류이고 높은 유동은 난류가 되는 것으로 관측된다. 난류 유동에서는 평균 속도성분에 대해 요동(fluctuation) 속도성분이 나타난다. 요동 성분은 온도, 압력, 밀도 등 다른 모든 변수들에서도 마찬가지로 나타나는데 이것은 시간에 관한 함수로 나타난다. 레이놀즈 분해(Reynolds decomposition)을 거쳐 속도는 평균 성분( $\bar{u}$ )과 요동 성분( $u'$ )의 합으로 표현된다. 이러한 시간 평균 개념을 Navier-Stokes equation에 적용한 식을 Reynolds Averaged Navier-Stokes equation(RANS)라 한다.

RANS에서는 시간 평균 연산의 결과로 6개의 새로운 미지수 항( $-\overline{\rho u'^2}, -\overline{\rho v'^2}, -\overline{\rho w'^2}, -\overline{\rho u'v'}, -\overline{\rho u'w'}, -\overline{\rho v'w'}$ )이 추가 되었는데 이 추가된 난류응력들을 레이놀즈 응력(Reynolds stress)라 한다. 난류 모델링의 주된 목적은 레이놀즈 응력과 스칼라 수송 항들을 예측하기 위한 충분한 정확도와 보편성을 갖는 연산 절차를 전개하는 것이다.[14]

난류 모델의 선정에서 특히 고려해야 할 사항 중 하나는 벽면 근처에서의 유동을 모사하는 것이다. Wilcox 의  $\omega$ 계열에서는 부가적인 viscous sublayer damping 함수가 필요치 않다. 이는 자동 벽면 처리기법(automatic near-wall treatment)을 사용하기 때문이다. 표준 viscous sublayer 모델들이 벽면 전단응력을 정확하게 해석하기 위해  $y^+ \approx 1$ 의 수준의 격자를 요구하는 반면 자동 벽면 처리기법은 성긴 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다. 유체기계 유동장은 상당히 복잡한

형태이므로 이러한 자동 벽면 처리 기법은 상당히 유용한 기능이다.

반면 Wilcox 모델의 단점으로 자유유선에 민감한 결과를 보이는 것들을 수 있는데 CFX 12.1에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면 근처에서는  $k-\omega$  모델을 사용하고 바깥쪽은  $k-\varepsilon$  모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST(Shear Stress Transport)모델을 지원한다.

$k-\omega$  based SST 모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 역압력구배하에 발생하는 유동박리의 크기와 발생 시점을 비교적 정확하게 예측할 수 있다. Wilcox 모델과  $k-\varepsilon$  모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, 매끄러운 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에는 실패하였다. 주된 원인으로서는 이전 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 적절한 수송 형태는 식(3.18)과 같이 eddy viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.[11]

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (3.18)$$

여기서,  $\nu_t = \mu_t / \rho$ ,  $F_2$  : blending function, S : strain rate

blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 함수는 표면과 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (3.19)$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad (3.20)$$

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

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (3.21)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (3.22)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (3.23)$$

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(3.24)와 같은 단순한 형태의 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (3.24)$$

여기서,  $\phi$ 는 wall scale 값을 의미하며 벽에서는  $\phi = 0$ 이다. 벽면거리는 식(3.25)와 같이 계산되어 진다.

$$Wall\ Distance = -|\nabla \phi| + \sqrt{|\nabla \phi|^2 + 2\phi} \quad (3.25)$$

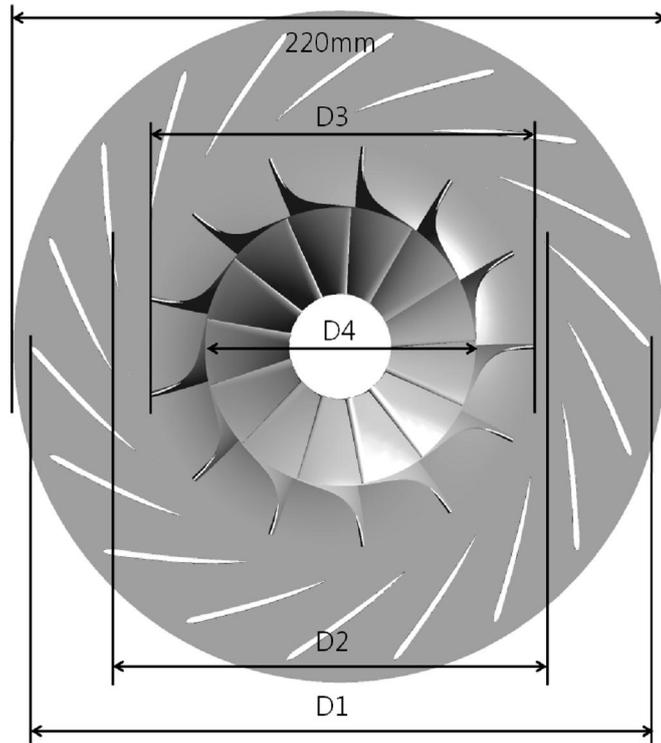
## 제 4장 100kW급 구심터빈의 성능해석

### 4.1 구심터빈의 설계형상

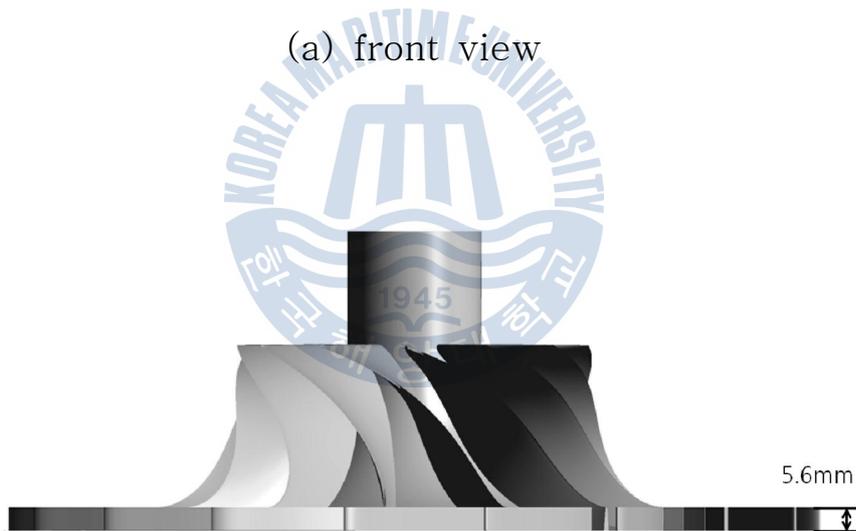
본 연구에 사용된 구심터빈은 18개의 베인 노즐과 13개의 로터 블레이드로 구성되어 있다. 공기역학적 반복설계를 통해 기본설계를 완성하였으며, 설계제원과 형상은 Table 4.1과 Fig. 4.1과 같다.

Table 4.1 dimensions of radial inflow turbine

Outer diameter of vane nozzle(D1)	200 mm
Inlet diameter of vane nozzle(D2)	148 mm
Outer diameter of turbine wheel(D3)	127 mm
Inlet diameter of turbine wheel(D4)	87 mm
Inlet angle of vane nozzle	47.4°
Outer angle of vane nozzle	64.9°
Inlet angle of rotor wheel	0
Outer angle of rotor wheel	-49.6° ~ -72.3°



(a) front view



(b) side view

Fig. 4.1 dimensions of radial turbine

## 4.2 질량유량 및 회전수 변화에 따른 성능해석

### 4.2.1 계산격자 및 경계조건

CFD를 이용한 해를 구하기 위해 필요한 첫 번째 단계는 적용되는 난류모델에 따른 원활한 수렴 및 신뢰성 있는 결과를 확보하기 위한 적절한 계산격자를 생성하는 것이다.

본 연구에서는 효율적인 격자생성 및 계산을 위해 베인노즐과 로터를 따로 나누어 Hexahedral 격자계를 생성하였다.

전체 도메인은 2개의 영역으로 존재하는데 정지영역은 베인노즐로 구성되어 있으며, 회전영역은 로터로 구성되어 있다. 정지영역과 회전영역이 혼합하여 존재하는 경우 그 경계면(interface)에서 해를 수렴시키는데 상당한 어려움을 겪게 된다. 따라서 베인노즐과 로터의 경계면 조건으로는 frozen rotor를 적용하였으며, 경계면에는 충분히 조밀한 격자를 생성시켰으며, 로터의 격자수는 약 140만개, 베인노즐의 격자수는 약 100만개로 구성하였으며, 격자생성 툴은 ICEM-CFD 12.1을 사용하였다.

경계조건으로 출구영역에 averaged static pressure, 대기압 조건을 부여하였고, 로터 블레이드를 포함한 모든 벽면은 No-slip 조건으로 처리하였으며, 선박의 메인엔진의 배기가스 온도를 고려하여 입구전온도는 523K를 부여하였다. 시스템 적용시 필요한 입구압력은 CFD계산값으로 구할 수 있으므로 입구조건으로는 질량유량 0.4, 0.5, 0.6kg/s 세가지 경우에 대한 계산을 수행하였으며 CFD 특성상 로터 블레이드의 회전수는 계산값으로 구하기가 어려우므로 각 질량유량당 회전수는 10,000 ~

100,000rpm 범위내에 5,000rpm 단위로 조건을 부여하여 계산을 수행하였다.

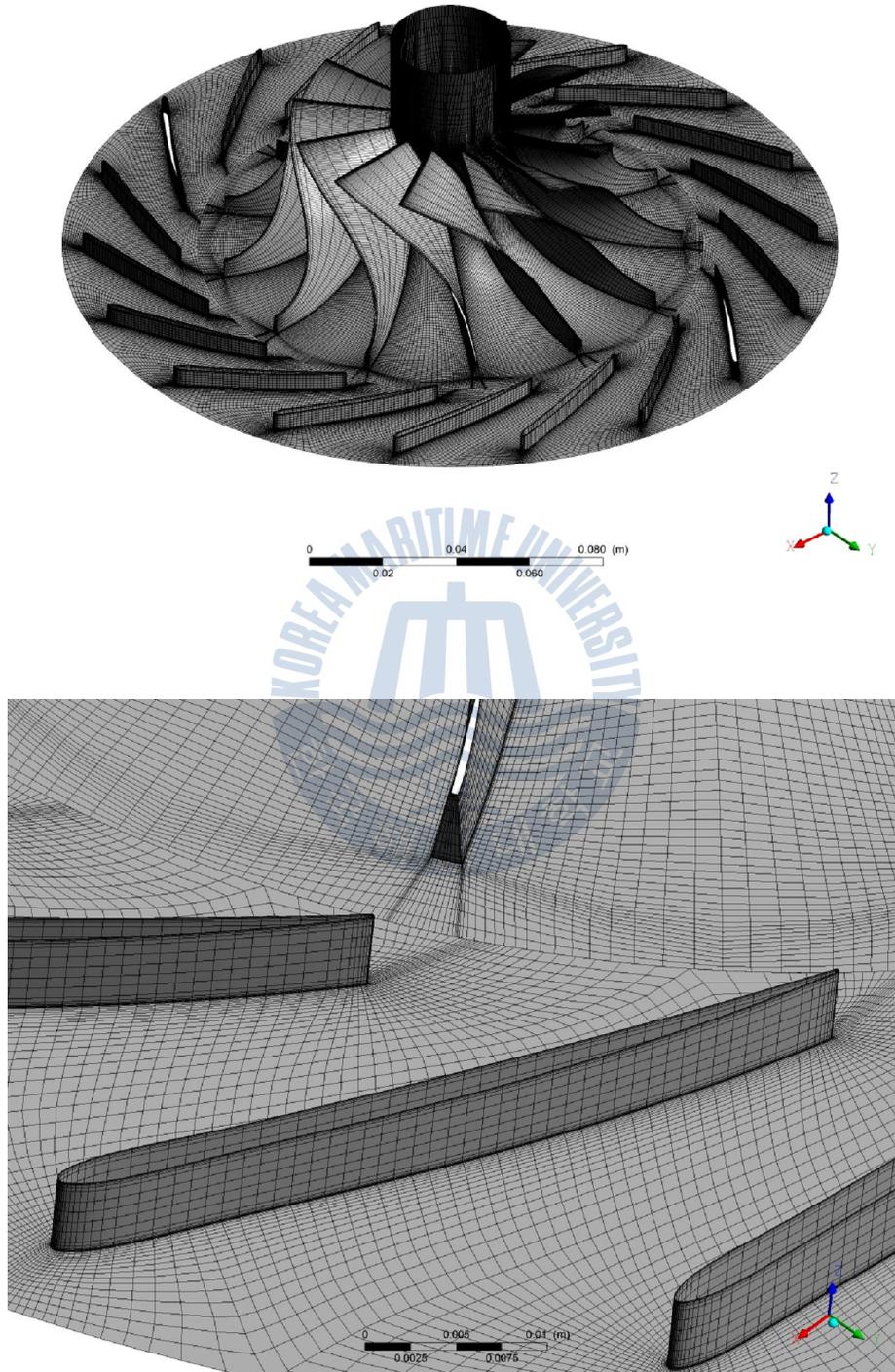


Fig. 4.2 hexahedral meshing of radial turbine

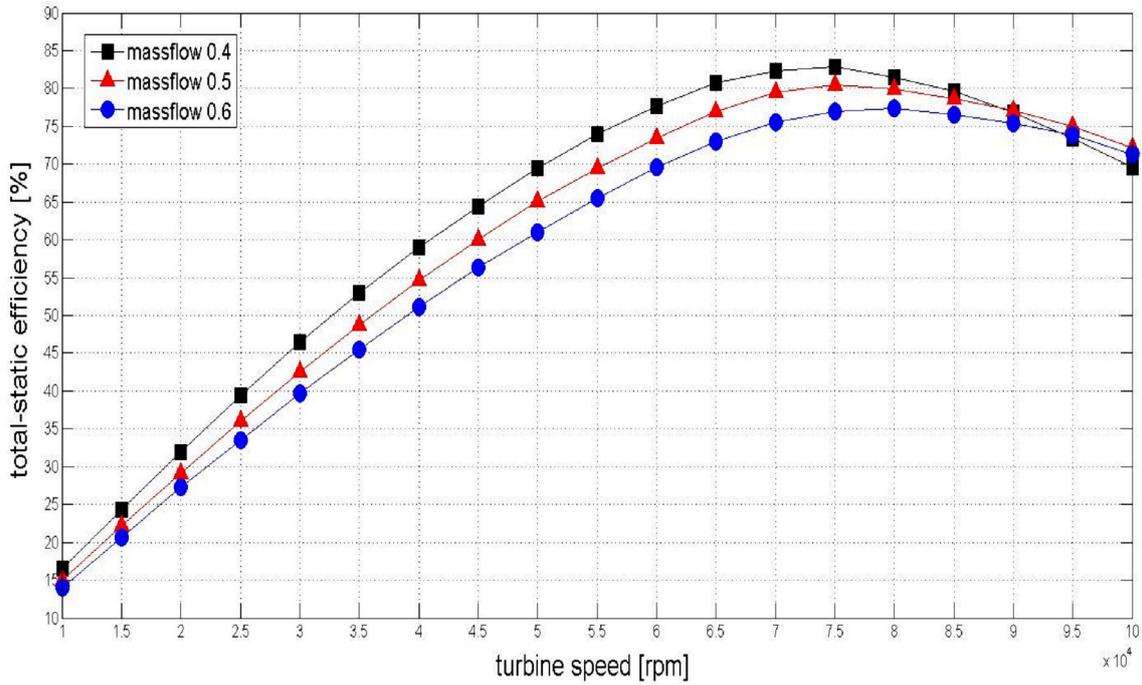
#### 4.2.2 결과 및 고찰

질량유량, 회전수에 따른 등엔트로피 효율 및 출력 변화는 Fig. 4.3, Fig. 4.4에 나타내었다. 토크값은 회전수 증가에 따라 감소하지만 출력은 회전수 증가에 따라 상승하는 경향을 보인다. 질량유량 0.4kg/s에서는 80,000rpm에서 최대출력 77.10kW를 내고, 질량유량 0.5kg/s에 85,000 ~ 90,000rpm에서 최대출력 109.20kW를 내며, 질량유량 0.6kg/s에 90,000rpm에서 최대출력 142.00kW를 낸다.

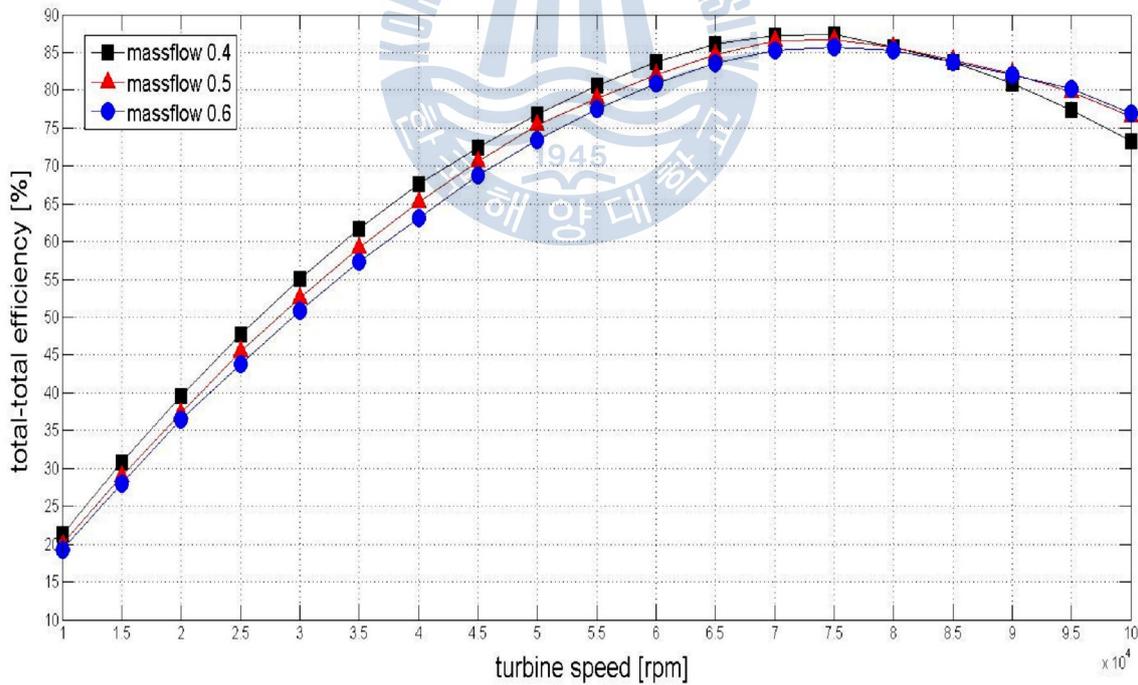
하지만 total-static 등엔트로피 효율은 질량유량 0.4kg/s에 70,000rpm에서 최대효율 82.92%, 질량유량 0.5kg/s에 75,000rpm에서 최대효율 80.41%, 질량유량 0.6kg/s에 80,000rpm에서 최대효율 77.35%를 낸다.

입구전압은 70,000rpm 이하에서는 더디게 상승하다 70,000rpm 이상에서는 급격하게 상승한다. 반대로 출구정온도는 80,000rpm 부근까지는 하강하다가 그 이상에서는 다시 소폭 상승하는 경향을 보인다. 질량유량이 증가할수록 출구온도는 감소하는 것은 질량이 클수록 유체팽창에 필요한 열에너지가 많기 때문이다.

등엔트로피 효율은 70,000~80,000rpm 부근에서 가장 높게 나타난다. 따라서, 본 터빈으로 입구온도 250°C의 증기를 작동유체로 사용하는 100kW급의 출력과 최대 효율을 얻기 위한 작동점은 입구전압 3.52bar, 회전수 75,000rpm, 질량유량 0.5kg/s임을 알 수 있다. 이때의 출구 정온도는 128.4°C에 이르는데 출구전압력 1.13bar에 해당하는 포화온도는 103.07°C이므로 출구에서는 과열증기 상태이므로 습증기 영역은 피할 수 있다.



(a) total-static efficiency



(b) total-total efficiency

Fig. 4.3 efficiency variations with turbine speed

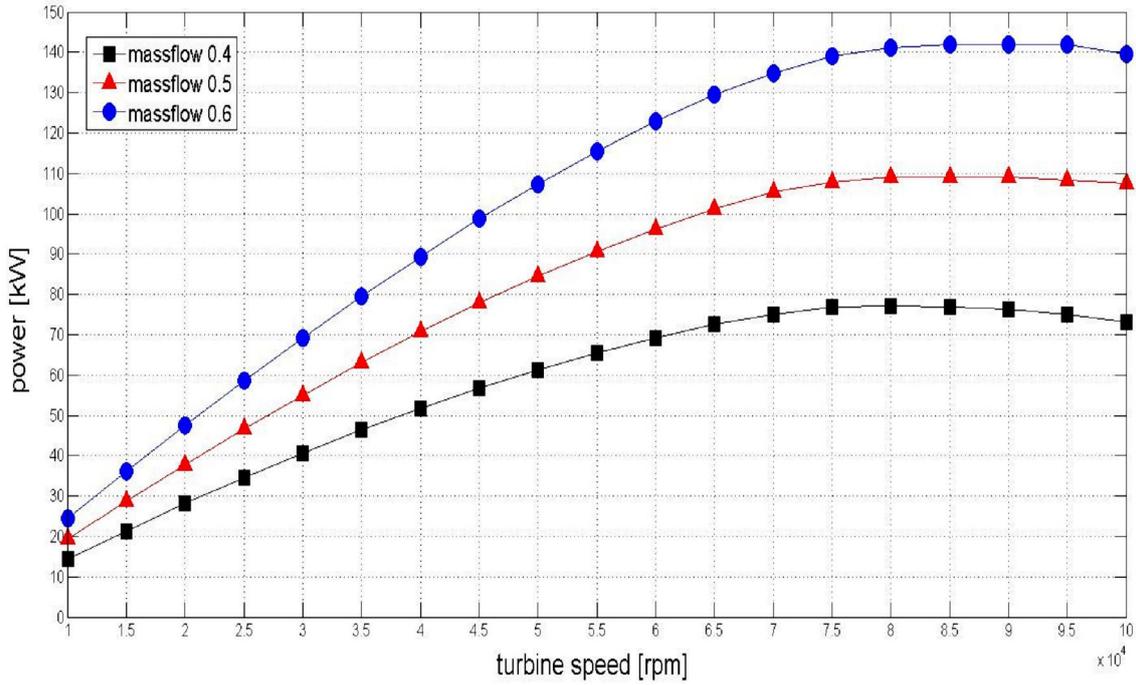


Fig. 4.4 power variation with turbine speed

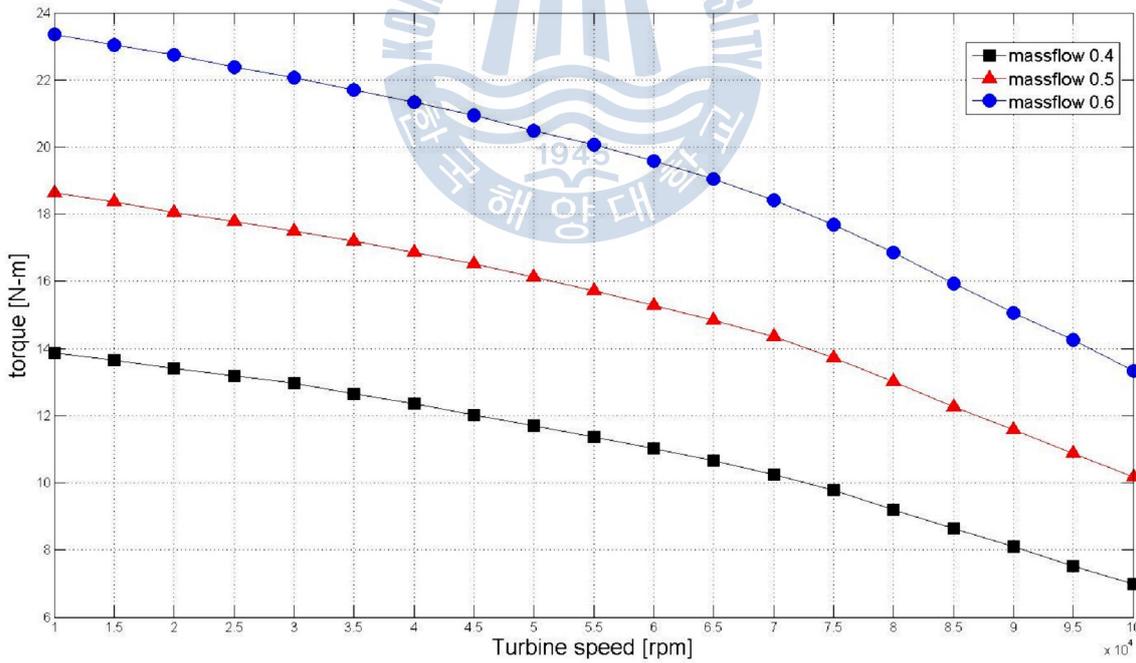


Fig. 4.5 torque variation with turbine speed

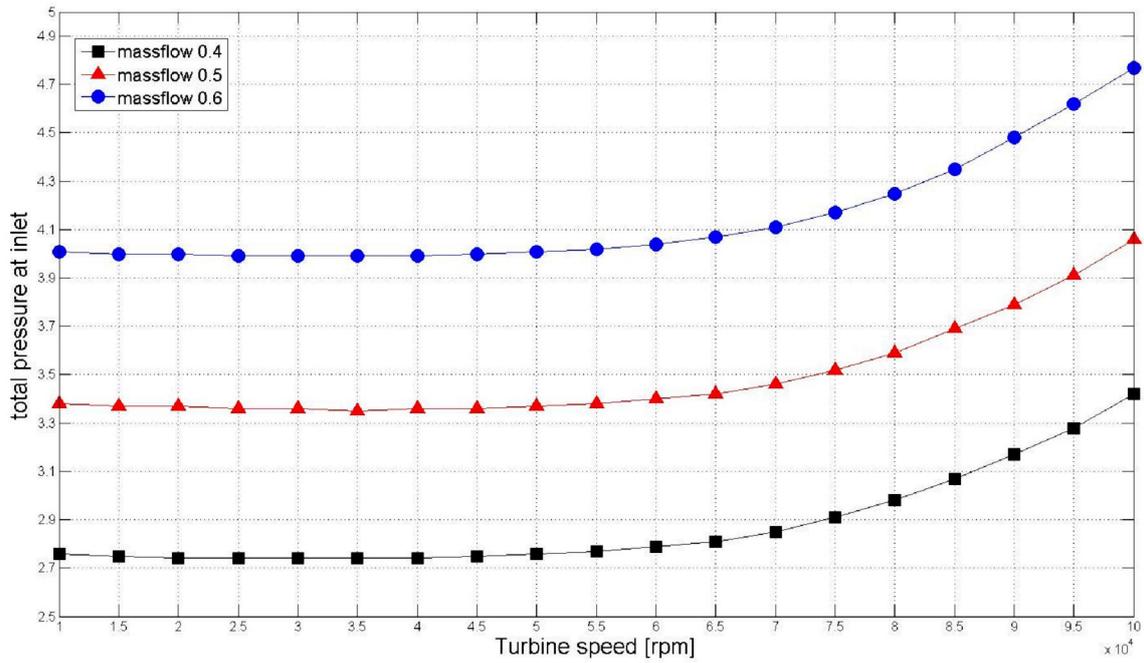


Fig. 4.6 inlet total pressure variation with turbine speed

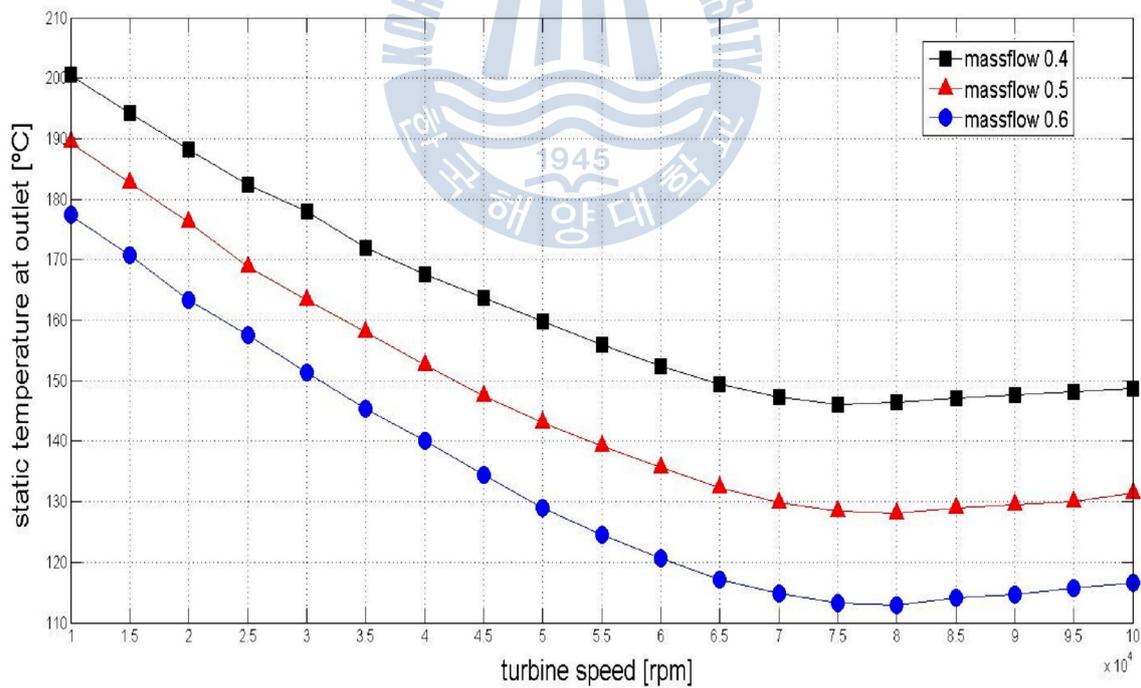


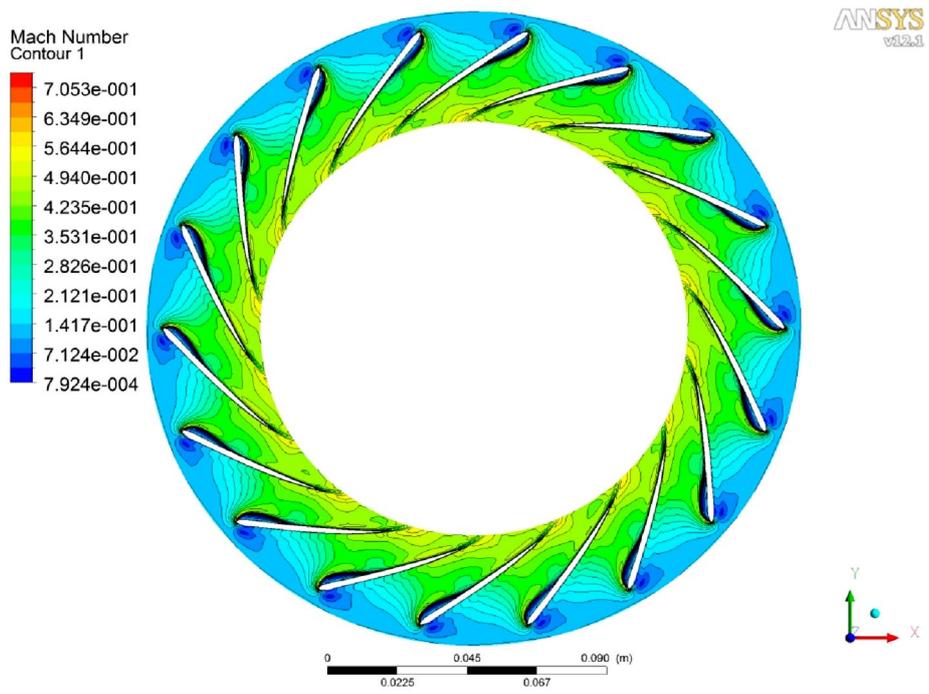
Fig. 4.7 outlet static temperature variation with turbine speed

Fig. 4.8과 4.9는 각각 질량유량 0.5kg/s, 회전수 75,000rpm에서의 베인노즐 허브와 슈라우드면, 그리고 mid span 지점에서의 마하수와 압력 분포를 나타내고 있다. 대체적으로 허브면과 슈라우드면에서의 마하수와 압력분포는 일치한다.

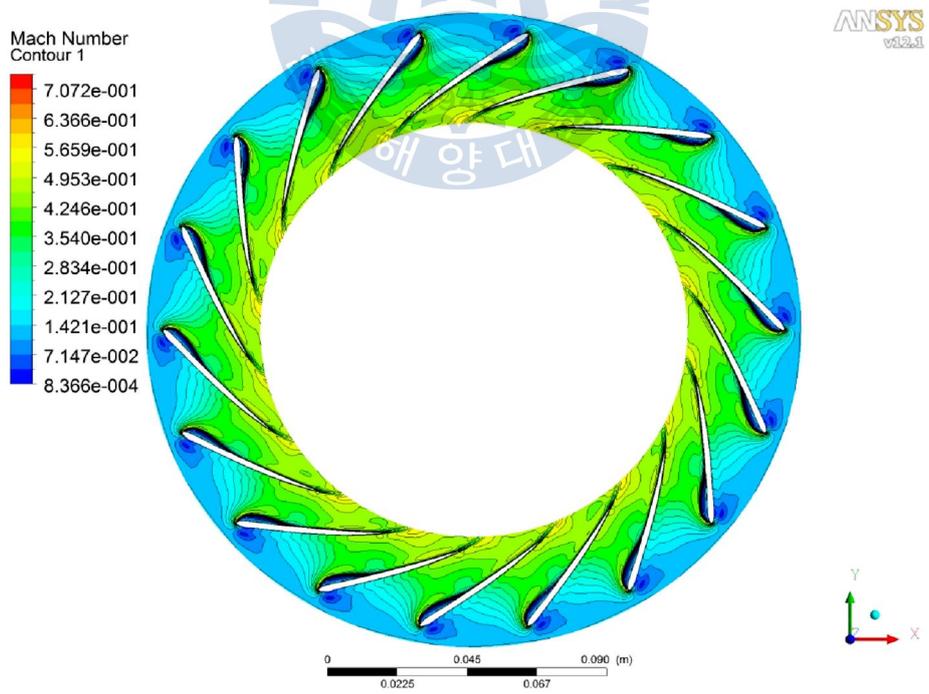
질량유량 0.4, 0.6kg/s 일 때, mid span에서의 마하수와 압력분포는 Fig 4.10~4.13에 나타내었는데, 질량유량 0.5kg/s에서 나타나는 분포형태와는 큰 차이가 없고 다만 질량유량 변화에 따른 마하수와 압력의 범위만이 차이가 난다.

노즐 유로에서의 마하수 분포는 대체로 압력면에서의 마하수가 낮고 흡입면에서 높게 나타나는데, 이것은 베인노즐에 의해 증기가 선회되면서 발생하는 현상이다. 이 유동은 베인노즐 내부로 들어갈수록 점차 압력면과 흡입면의 마하수와 압력이 비슷해지는데 이것은 노즐을 통해 유동이 효과적으로 선회되고 있음을 나타낸다. 유동은 노즐의 입구에서 목에 이르기까지 계속 가속되고 압력은 낮아진다. 노즐의 목에서는 베인노즐의 방향과 수직방향으로 압력장이 형성되었으나 노즐의 목 이후 부분부터는 점차 가속이 느려지면서 원주방향으로 압력장이 형성되며, 로터 블레이드의 입구에서는 원주방향으로 압력이 거의 균일해지며 질량 유량 0.5kg/s일 때, 마하수는 평균 0.76까지 가속된다.

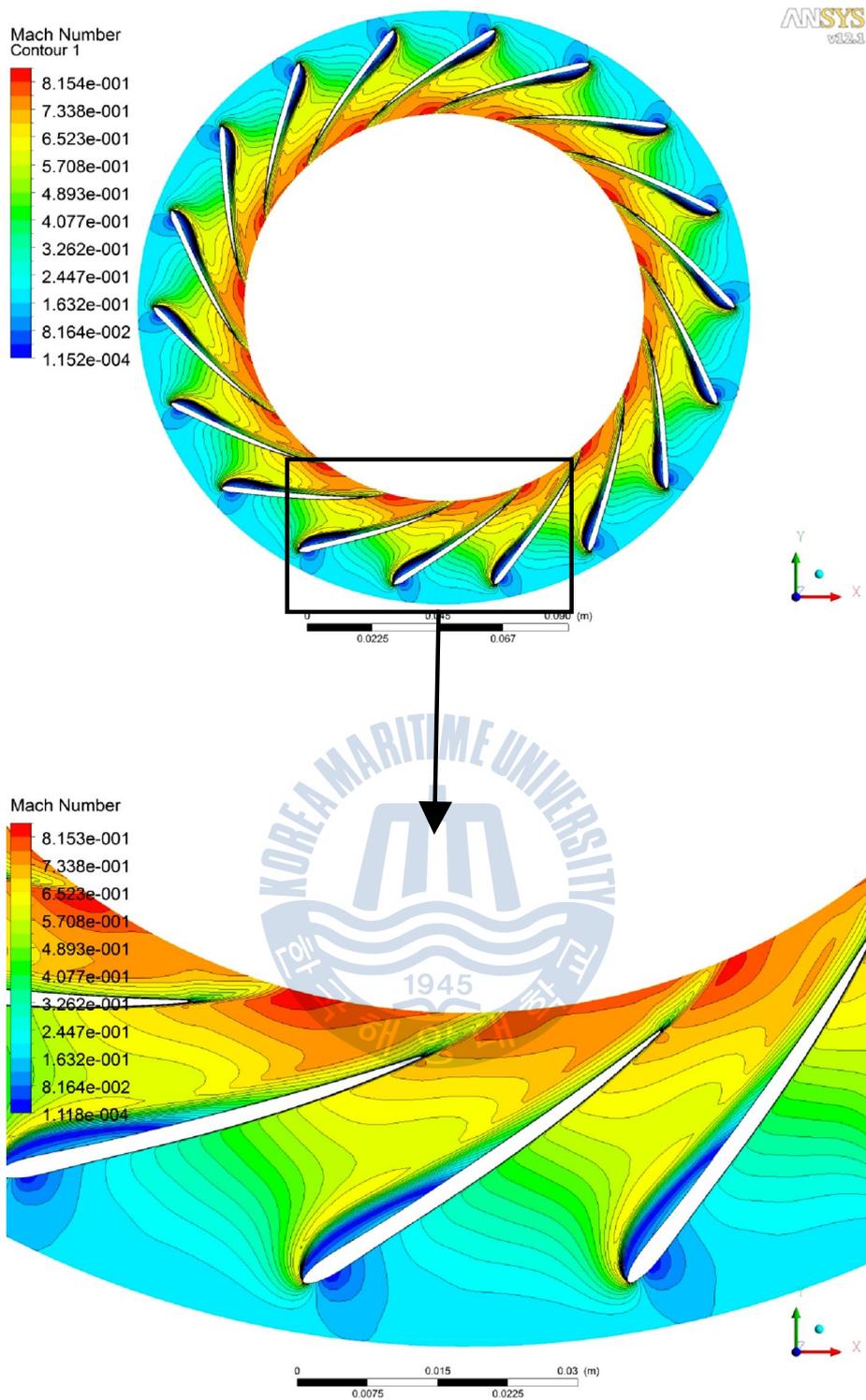
질량유량별 베인노즐에서의 속도벡터를 Fig. 4.14에 나타내었다. 유동 박리는 노즐의 전연부에서 시작하여 흡입면의 중간까지 이어지고 있다. 이것은 입구에서 유동각이 0인 유동이 유입되면서 유동각과 베인노즐의 입구각의 차이로 인해 발생하는 현상이다.



(a) hub side

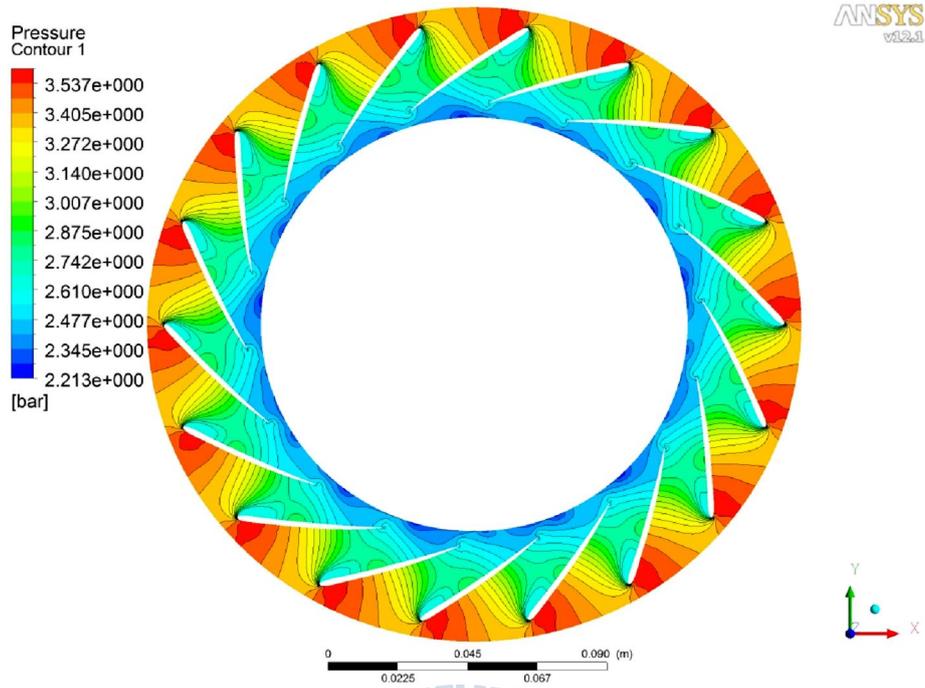


(b) shroud side

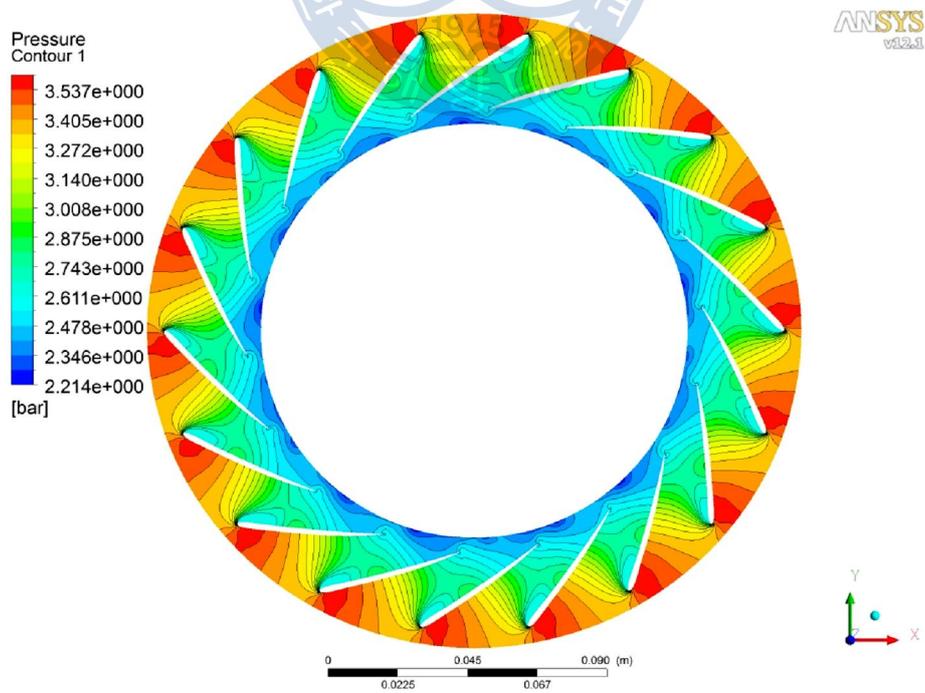


(c) mid span

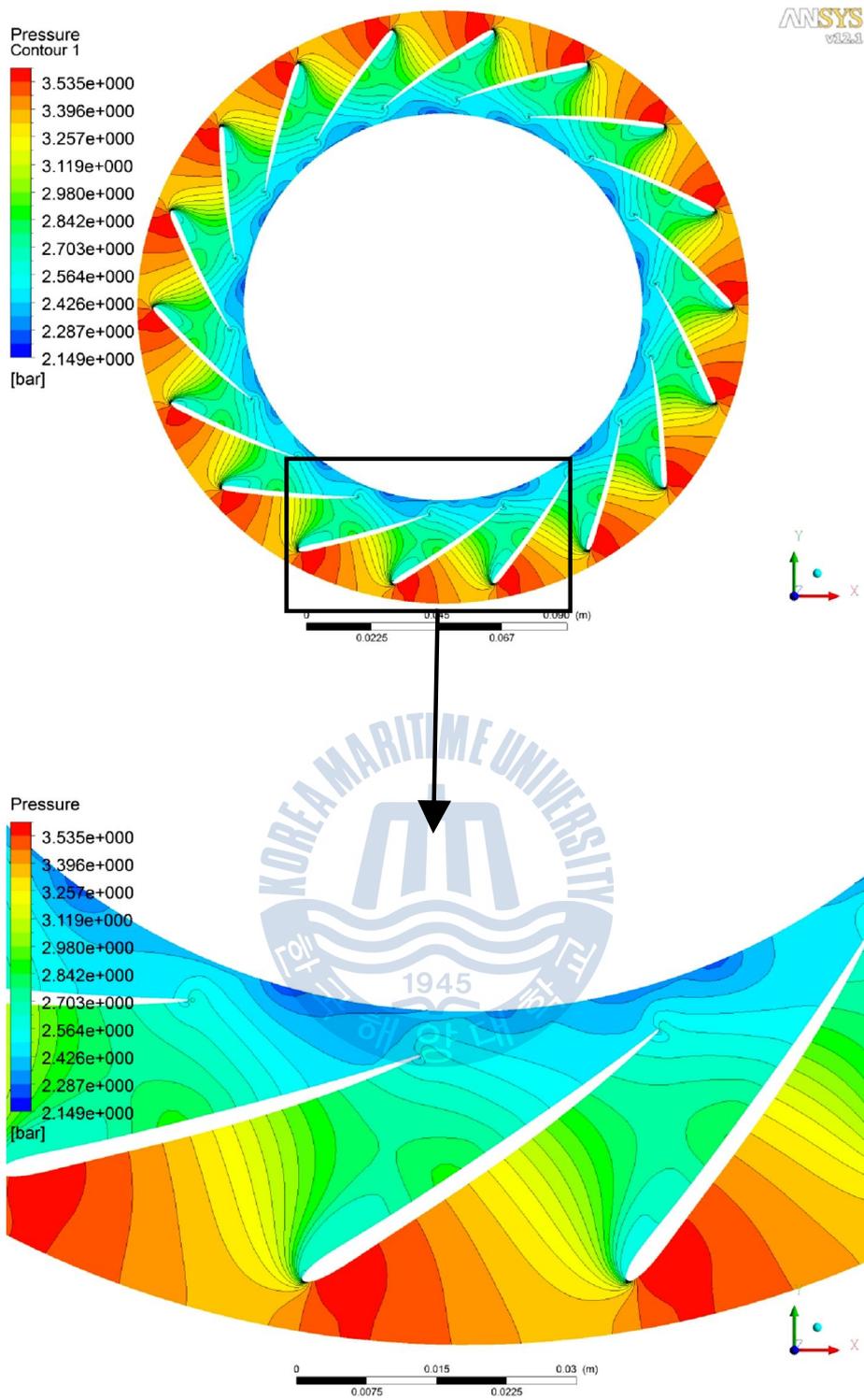
Fig. 4.8 Mach number distributions at the vane nozzle



(a) hub side



(b) shroud side



(c) mid span

Fig. 4.9 pressure distributions at the vane nozzle ( $\dot{m}=0.5\text{kg/s}$ )

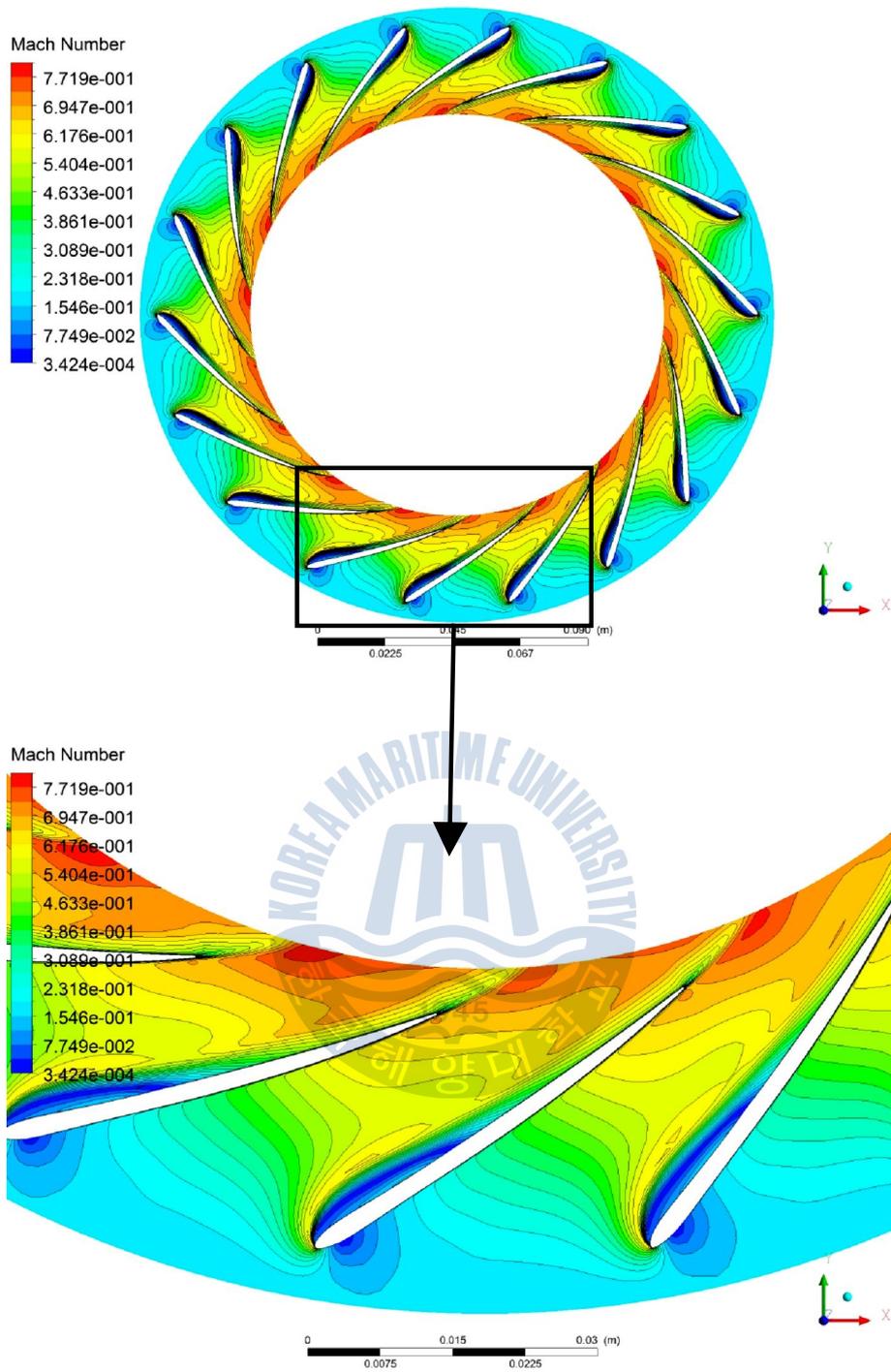


Fig. 4.10 Mach number distribution at mid span of the vane nozzle( $\dot{m}=0.4kg/s$ )

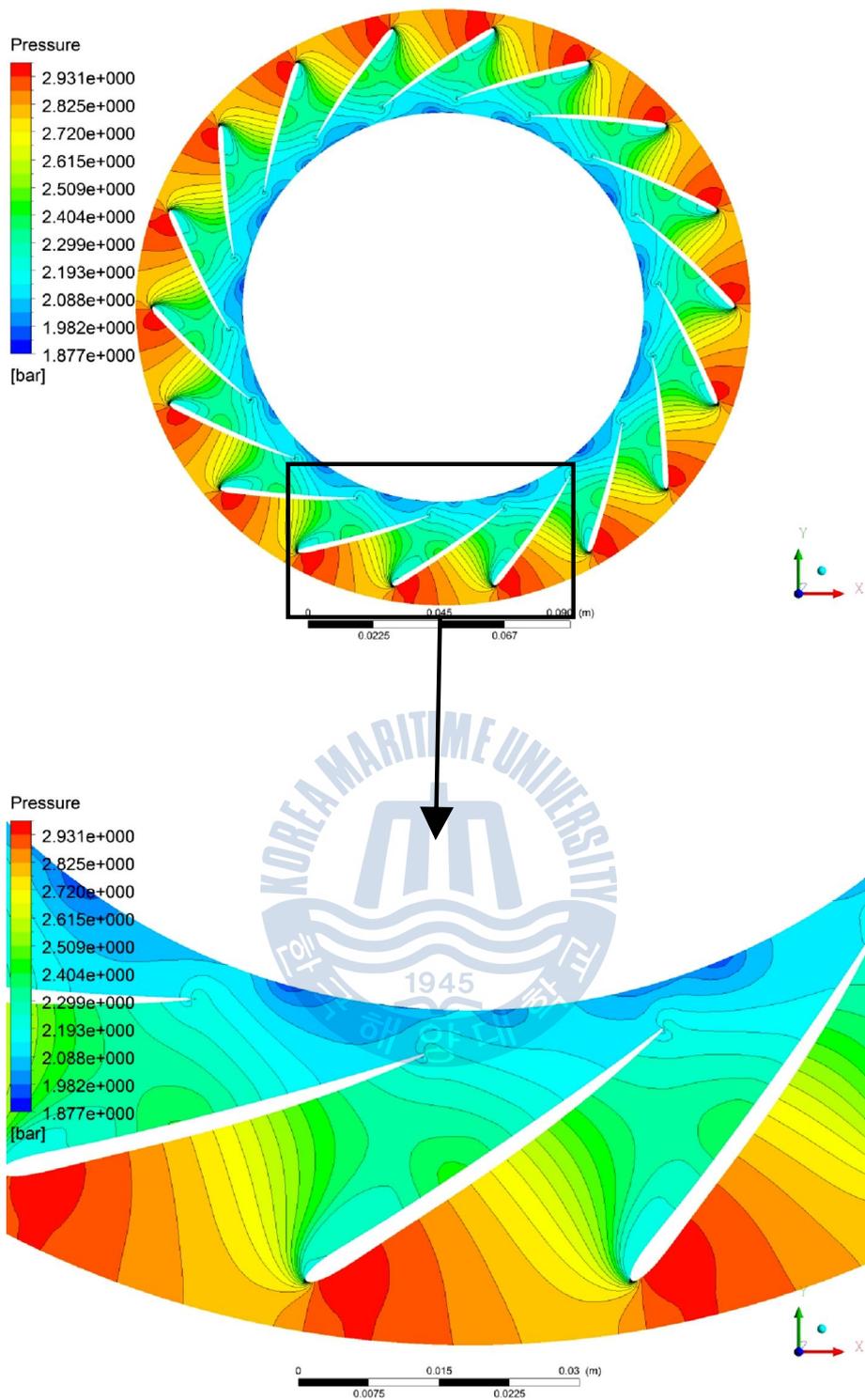


Fig. 4.11 pressure distribution at mid span of the vane nozzle( $\dot{m}=0.4kg/s$ )

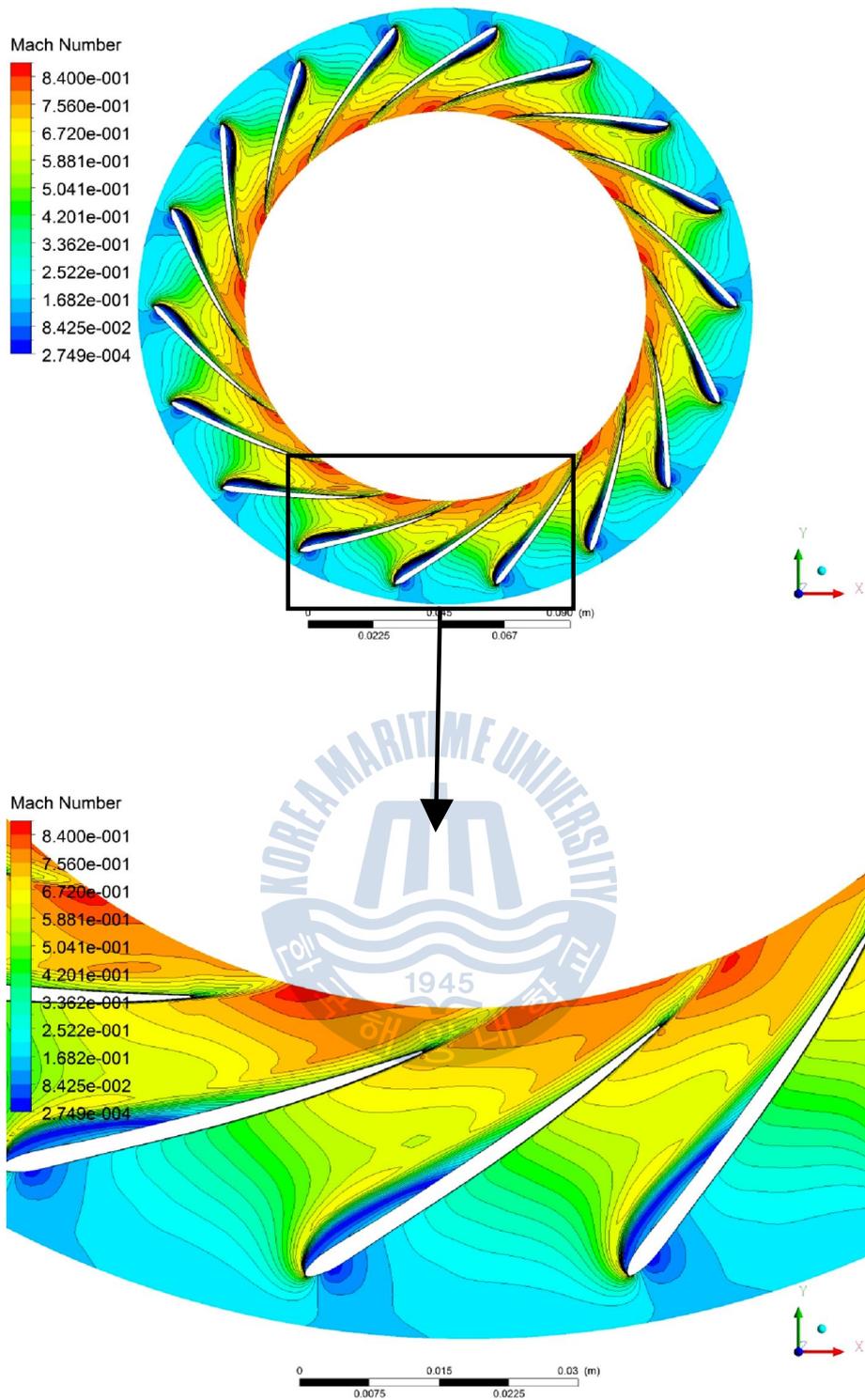


Fig. 4.12 Mach number distribution at mid span of the vane  
nozzle( $\dot{m}=0.6kg/s$ )

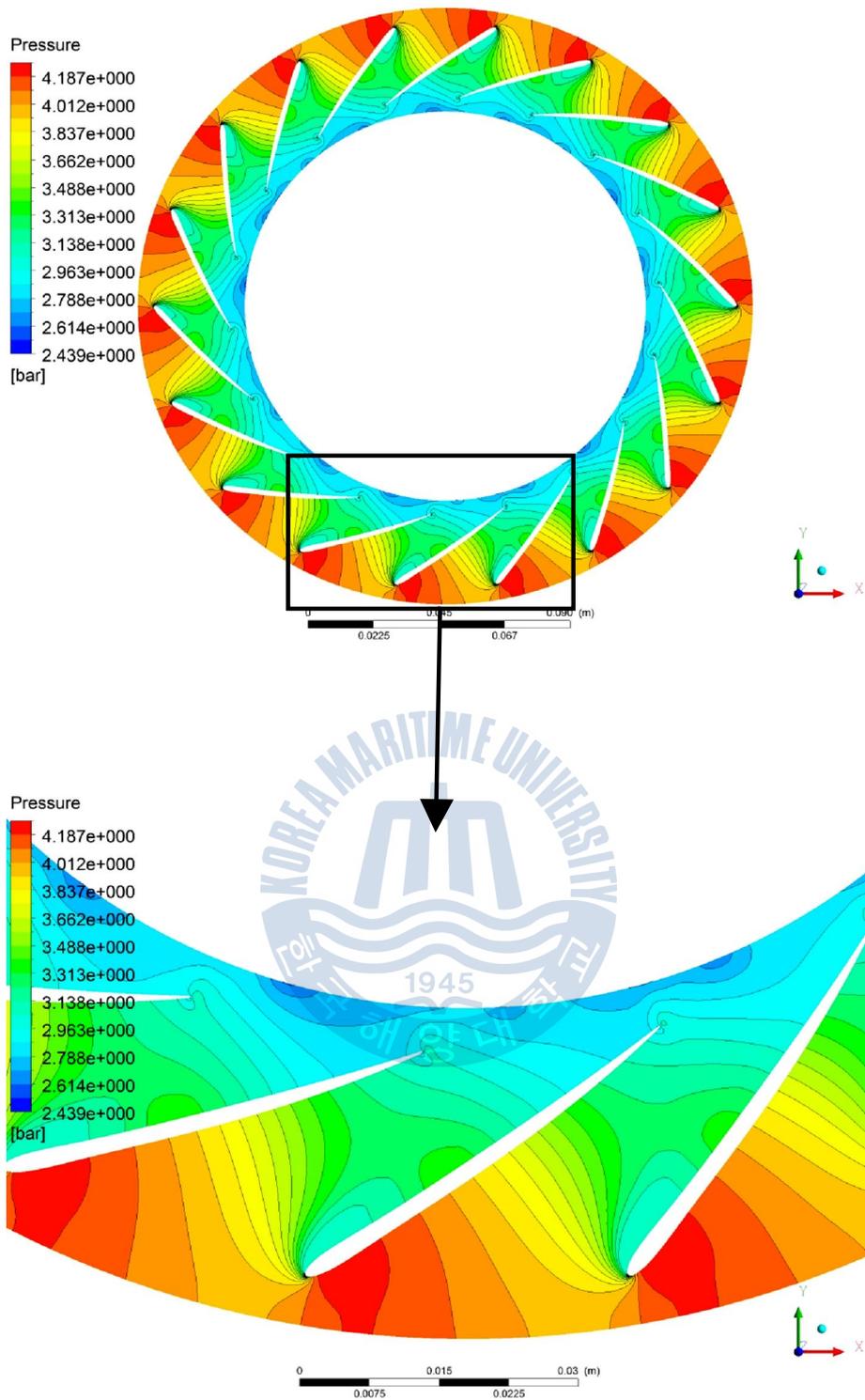
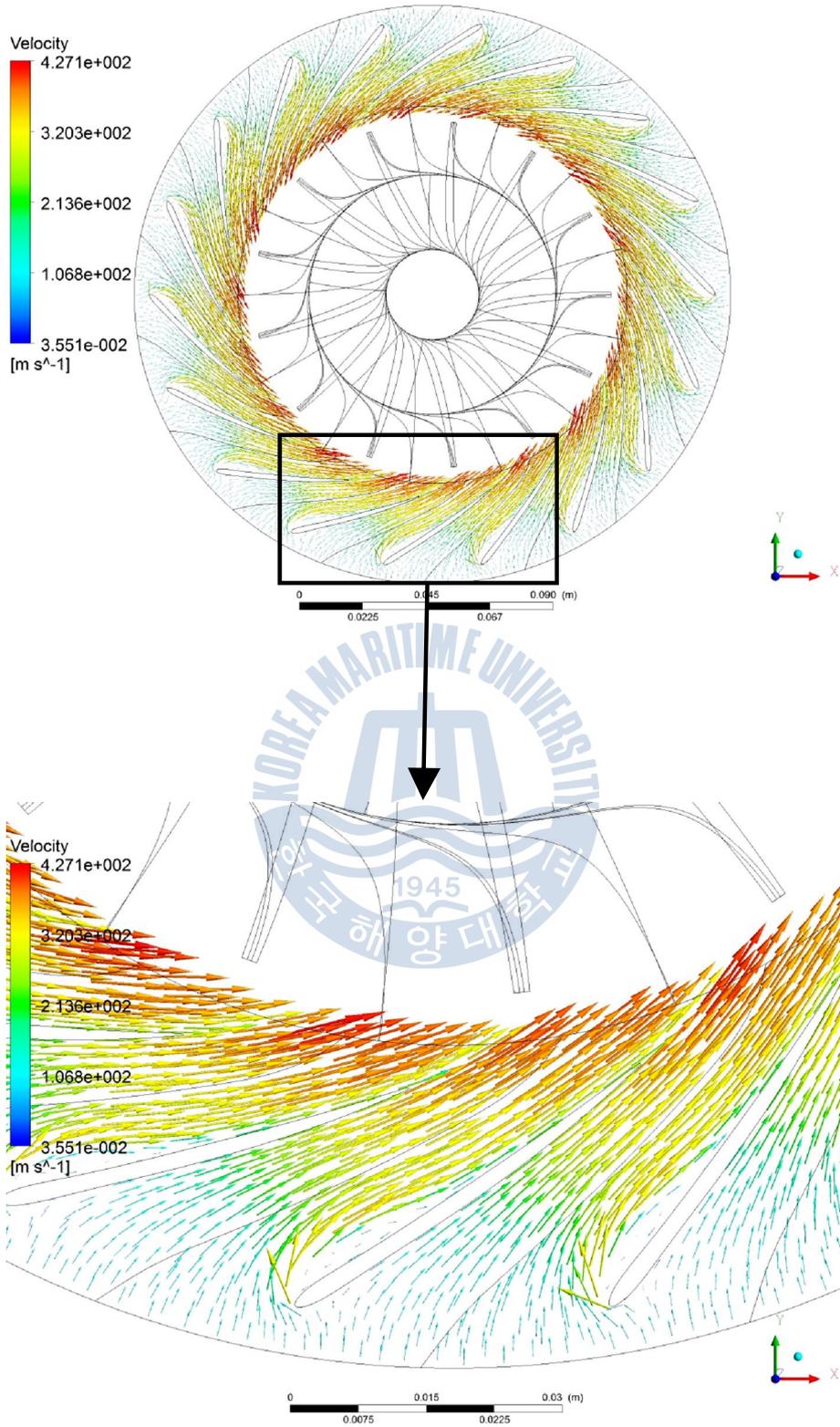
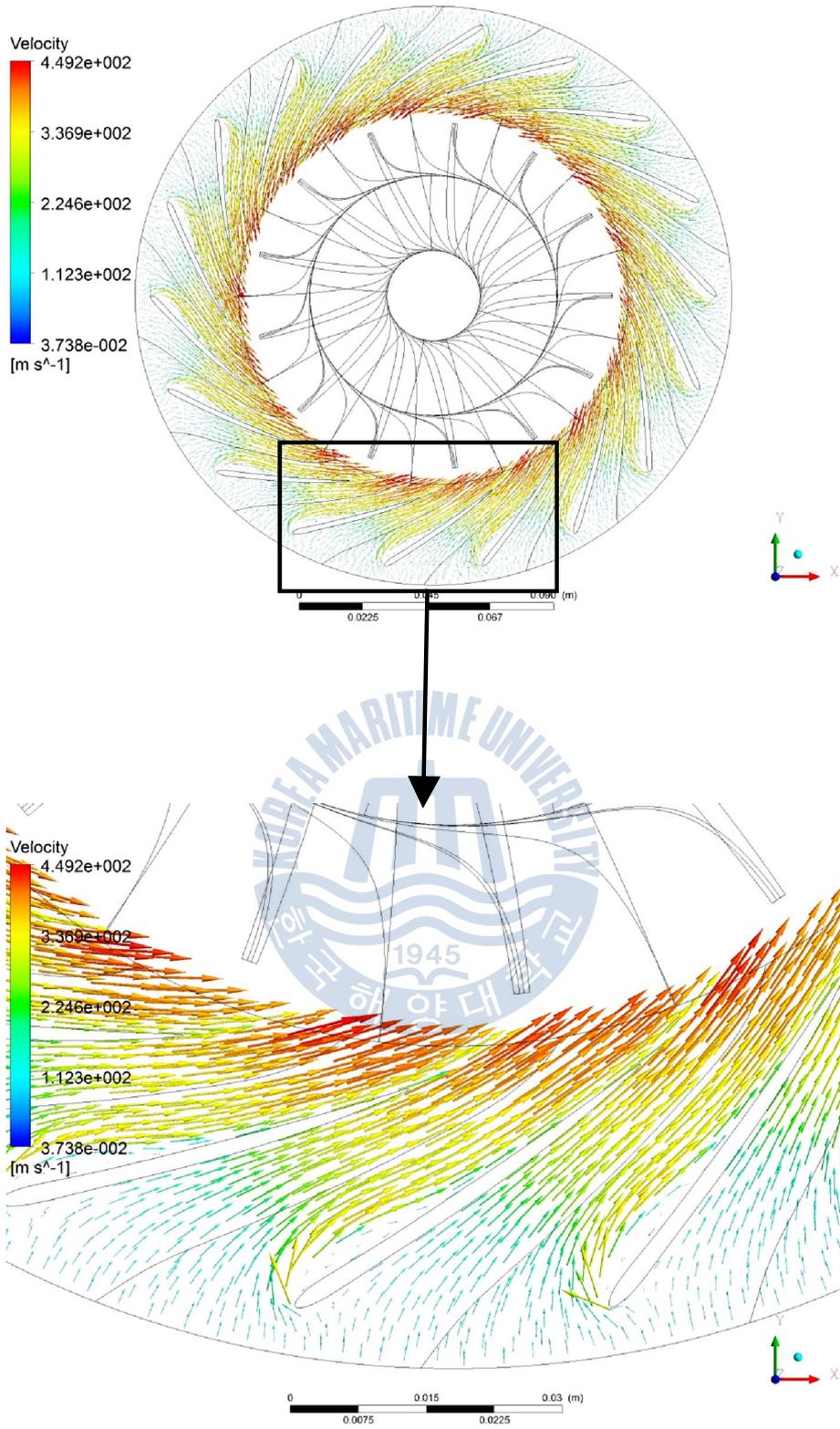


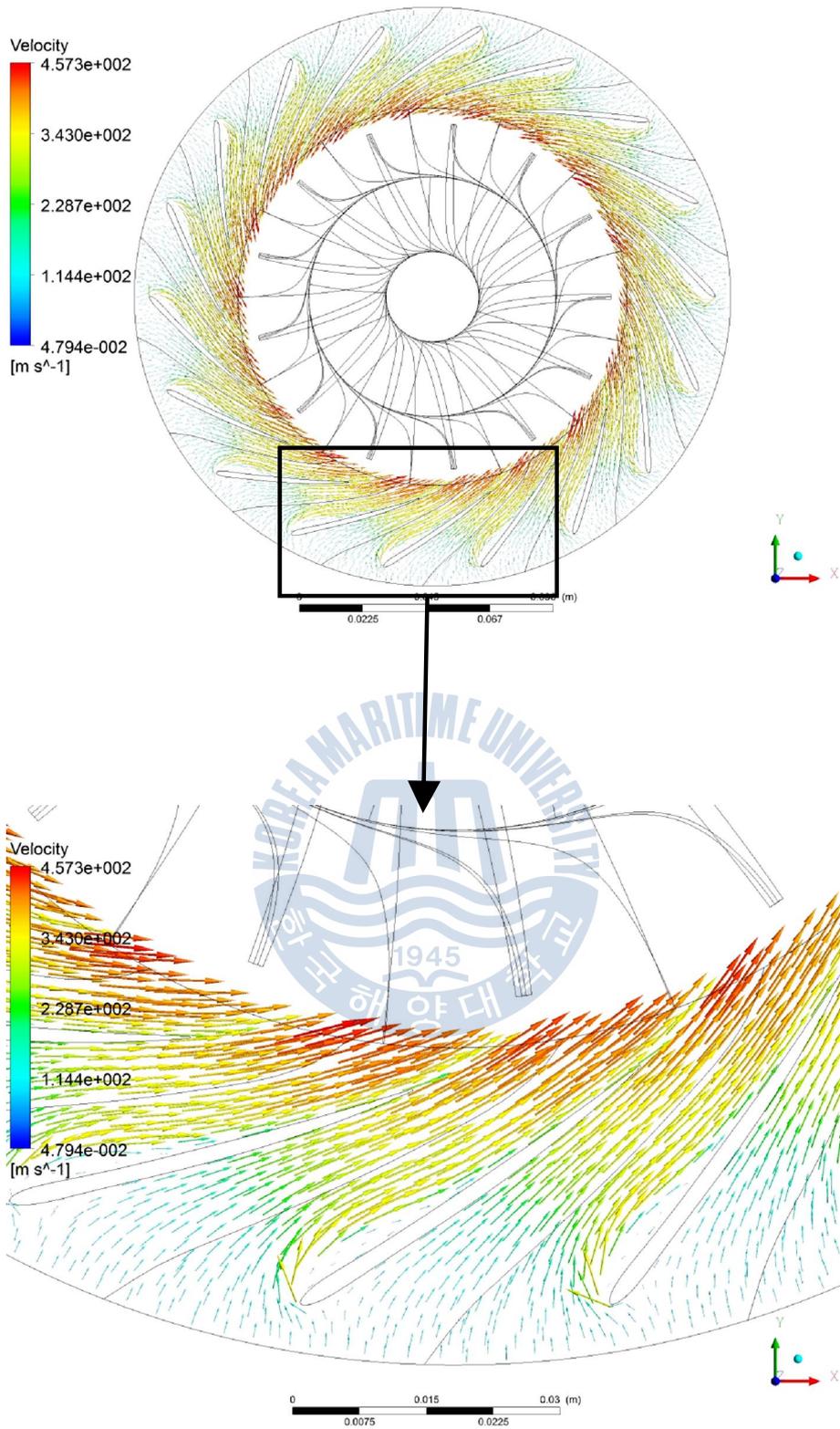
Fig. 4.13 pressure distribution at mid span of the vane  
nozzle( $\dot{m} = 0.6 \text{ kg/s}$ )



(a)  $\dot{m} = 0.4 \text{ kg/s}$



(b)  $\dot{m} = 0.5 \text{ kg/s}$



(c)  $\dot{m}=0.6kg/s$

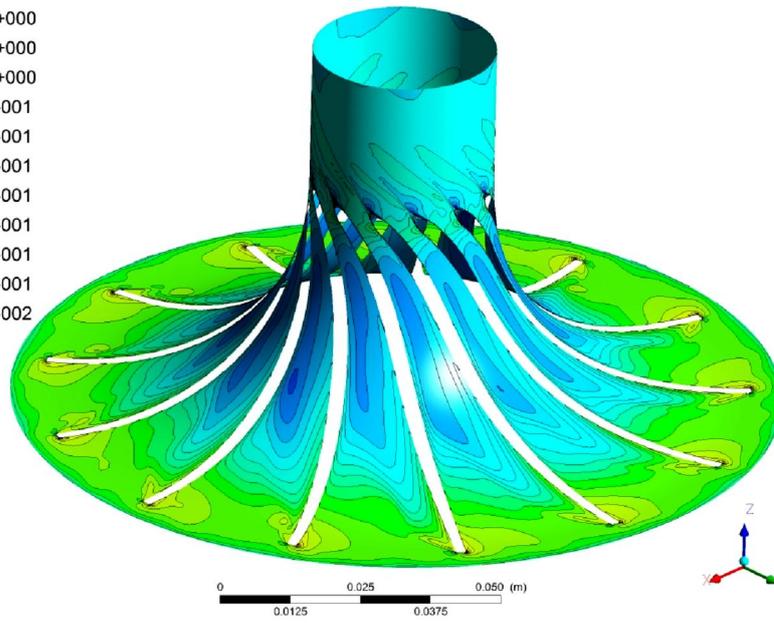
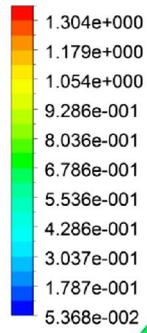
Fig. 4.14 velocity vectors at mid span of the vane nozzle

Fig. 4.15, 4.16, 4.17 은 각각 질량유량 0.5kg/s, 회전수 75,000rpm 에서의 로터 허브와 슈라우드면, 그리고 mid span 지점에서의 마하수, 정압력, 전압력 분포를 나타내고 있다.

마하수 분포를 살펴보면 로터 블레이드 흡입면 전연부에서 국부적으로 마하수 1.3이상의 값을 가진다. 이것은 로터 블레이드의 전연부 형상에 따른 현상으로 판단된다. 허브면의 마하수 분포를 보면 진행방향에 따라 블레이드 중간부까지 점차 감소하다가 로터 블레이드의 끝단에 이르러서는 다시 소폭 상승하고 그 이후에는 일정하게 유지되고 있다. 반면 슈라우드면과 mid span 지점에서는 로터 블레이드의 끝단에서는 마하수가 재상승하는 경향이 더디게 나타난다. 로터 블레이드 입구 반경에 대한 출구 반경이 슈라우드면에서 허브면으로 갈수록 줄어들기 때문에 출구 반경이 작은 허브면의 마하수의 상승이 두드러지는 것으로 보인다.

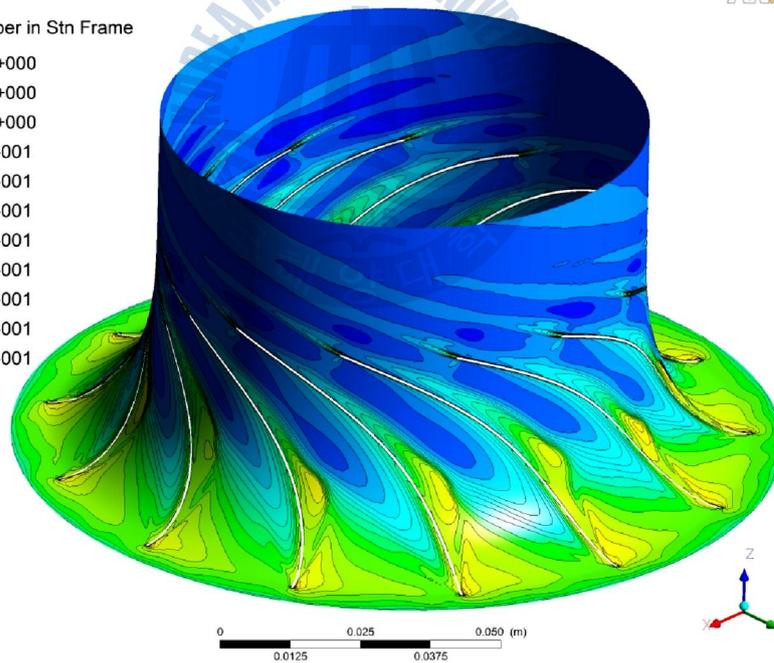
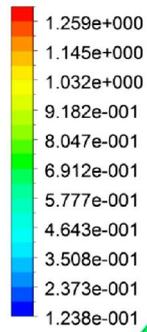
정압력 분포와 전압력 분포를 살펴보면 모두 진행방향에 따라 일정하게 감소하고 있다. 증기는 출구로 갈수록 유로폭이 넓어짐에 따라 팽창되며 블레이드의 회전에 따라 일로 전환되기 때문이다.

Mach Number in Stn Frame

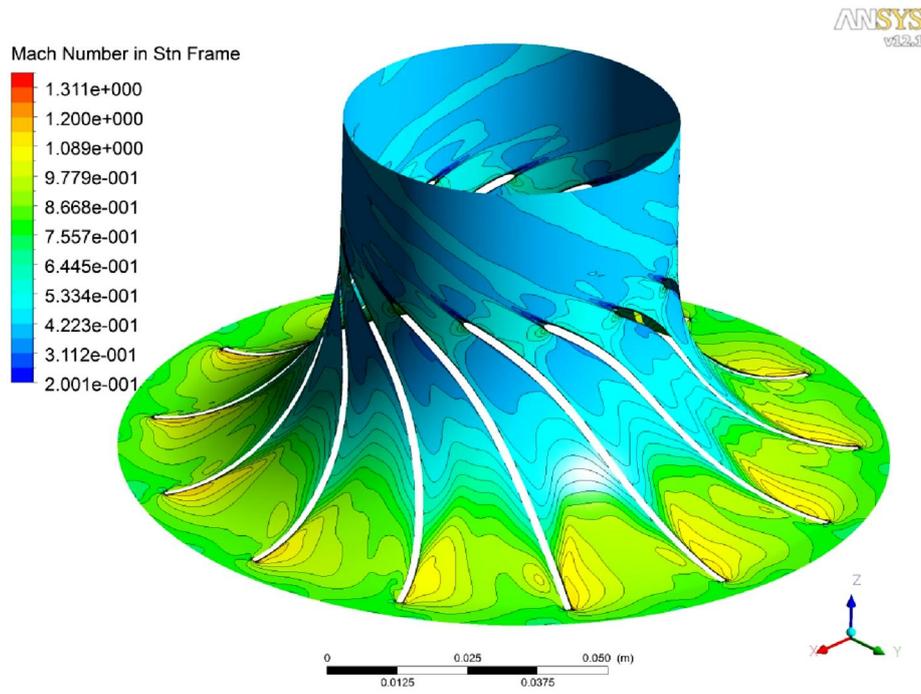


(a) hub side

Mach Number in Stn Frame

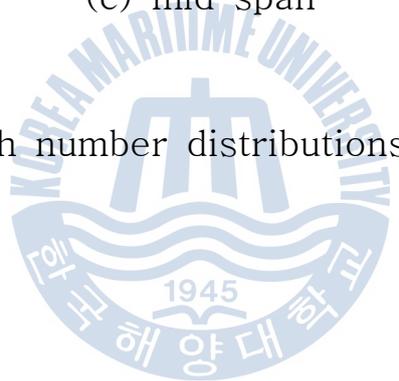


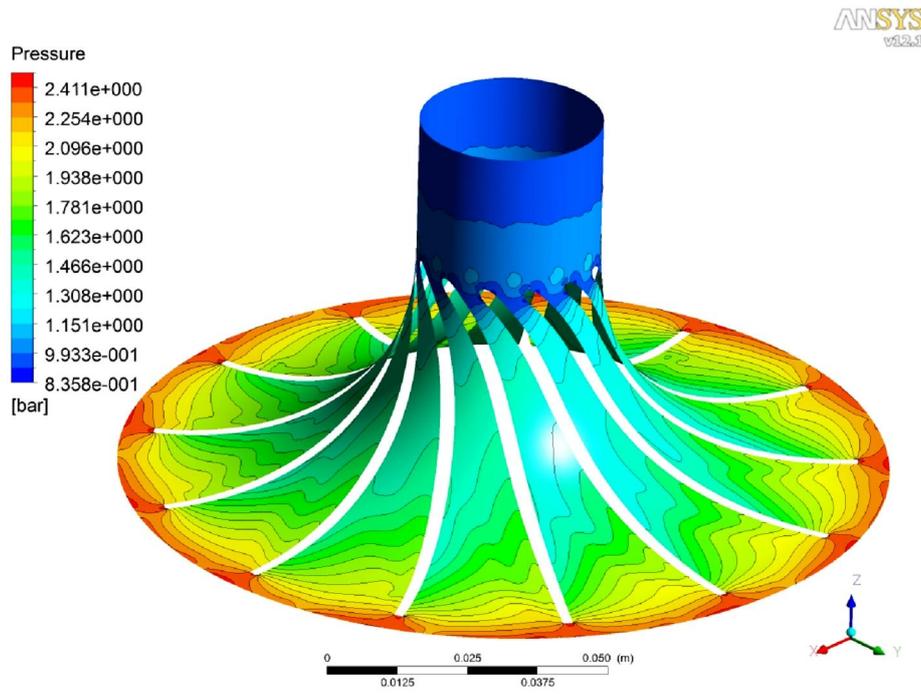
(b) shroud side



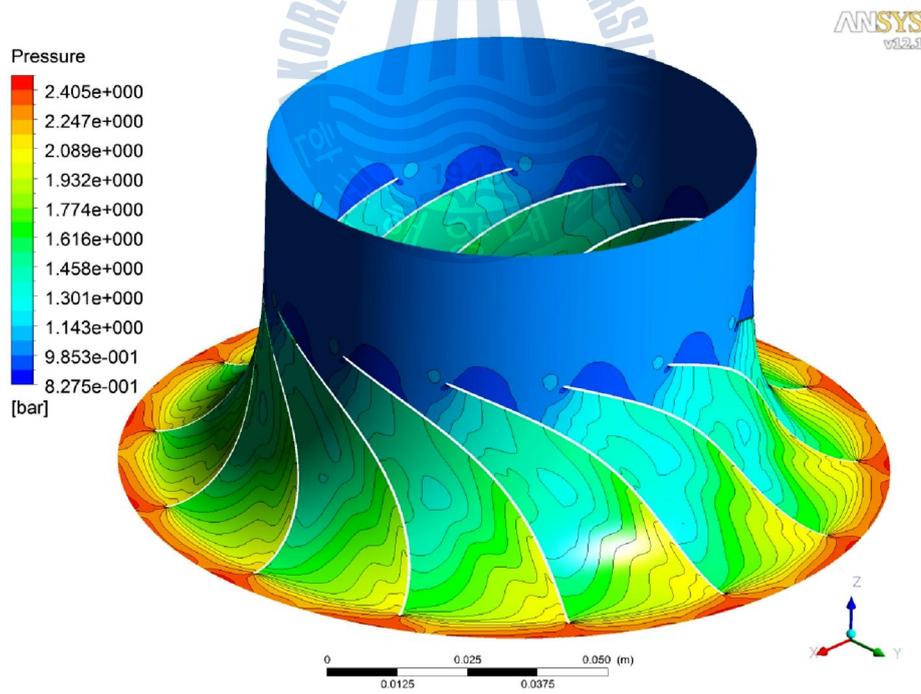
(c) mid span

Fig.4.15 Mach number distributions at the rotor

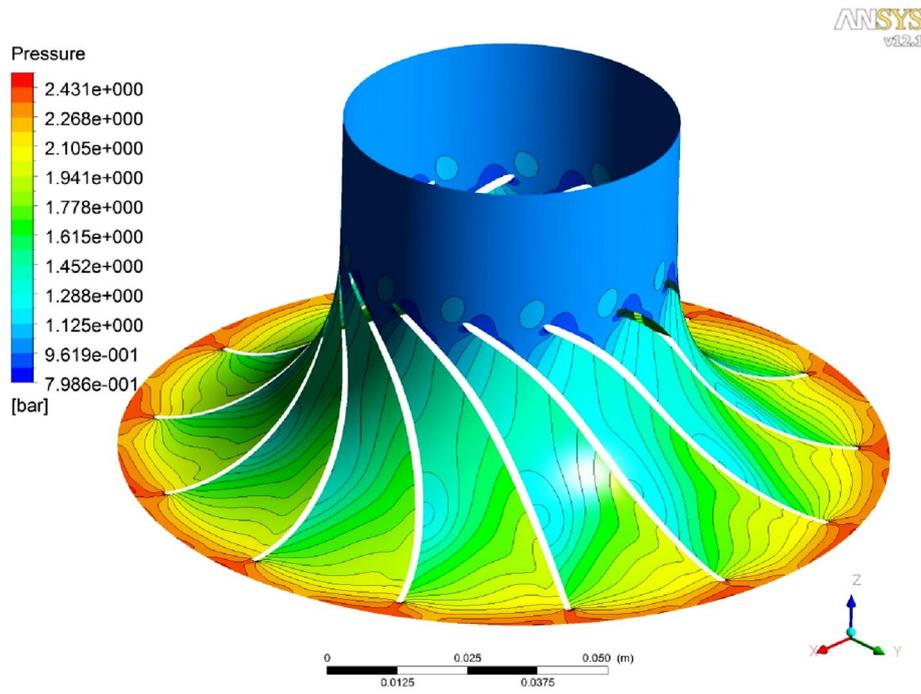




(a) hub side

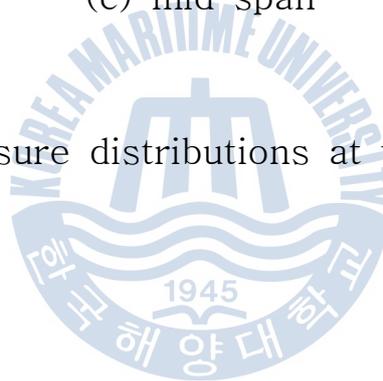


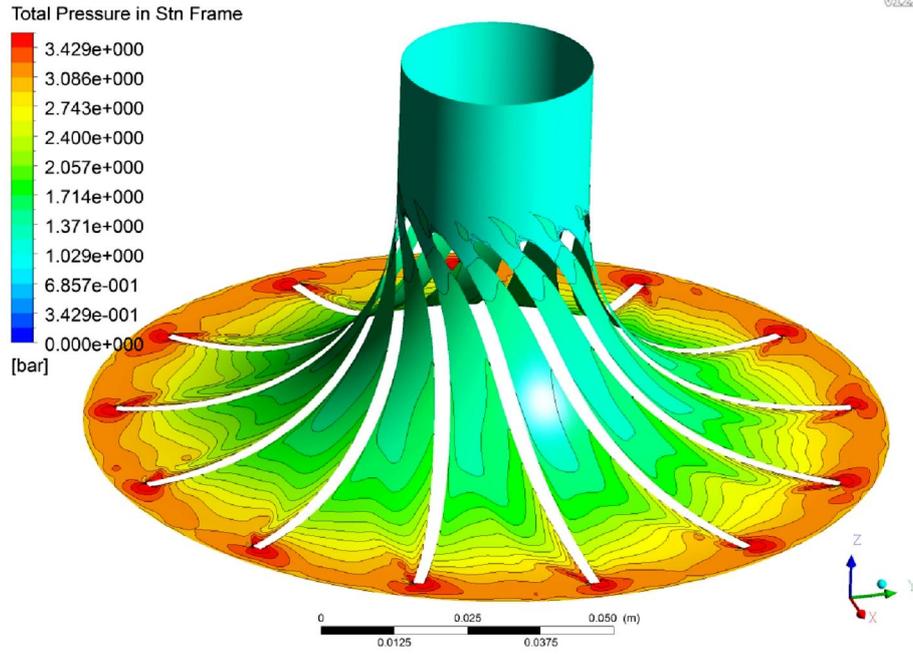
(b) shroud side



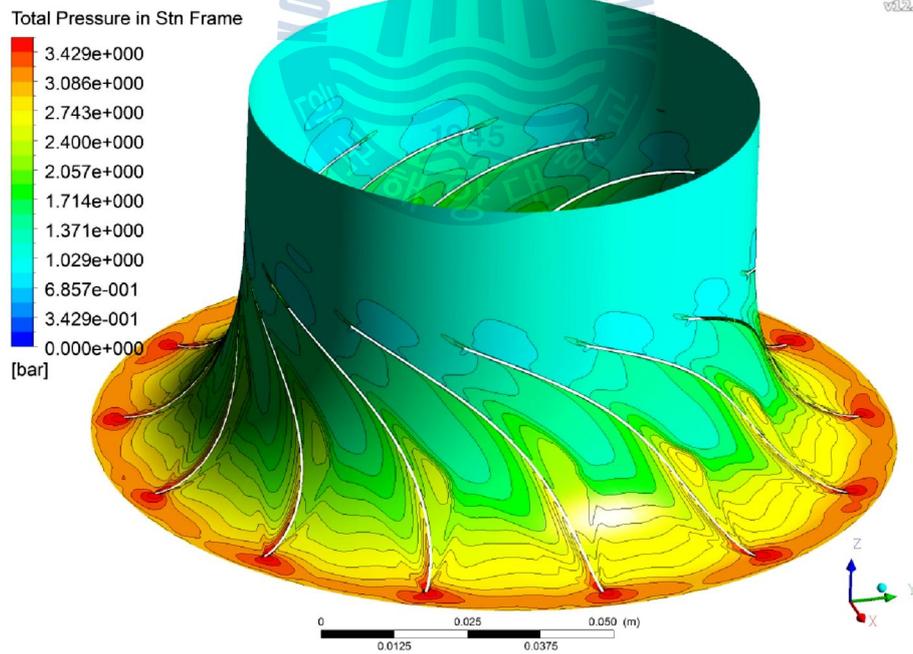
(c) mid span

Fig.4.16 static pressure distributions at the rotor( $\dot{m}=0.5\text{kg/s}$ )

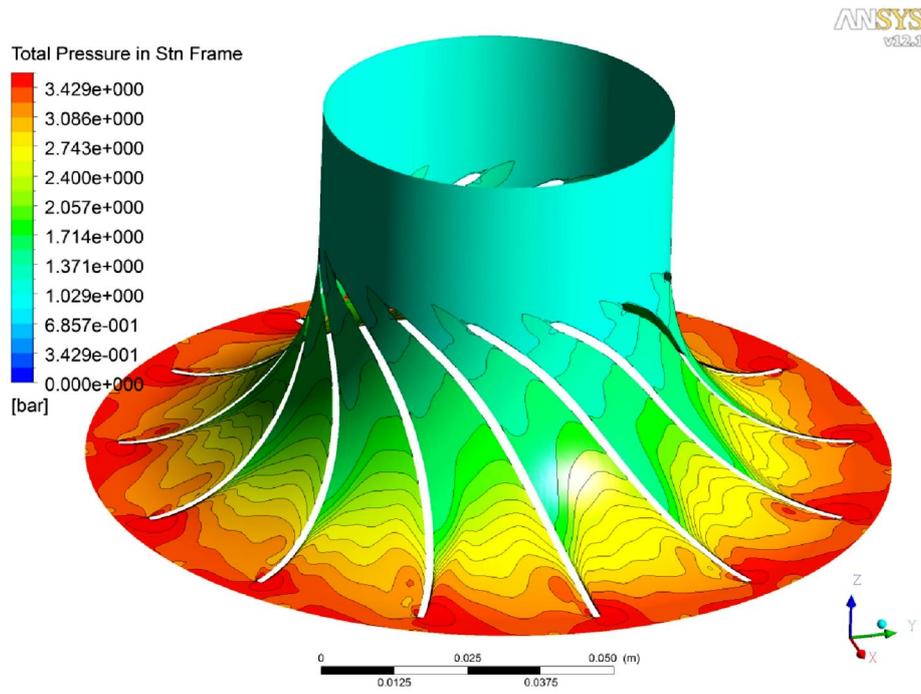




(a) hub side

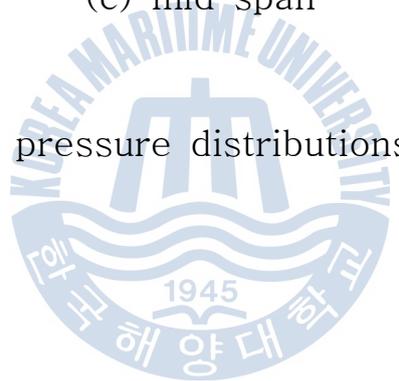


(b) shroud side



(c) mid span

Fig.4.17 total pressure distributions at the rotor



## 4.3 스크롤케이싱 변화에 따른 성능해석

### 4.3.1 계산격자 및 경계조건

베인노즐과 로터의 계산격자는 그대로 유지한채 스크롤 케이싱에는 Tetra-prism 격자계로 구성하였다. 이전 계산과 동일하게 스크롤 케이싱과 베인노즐은 정지영역으로 존재하고 로터는 회전영역으로 존재하게 되어 베인노즐과 로터사이의 경계는 Frozen rotor 조건을 적용하였다.

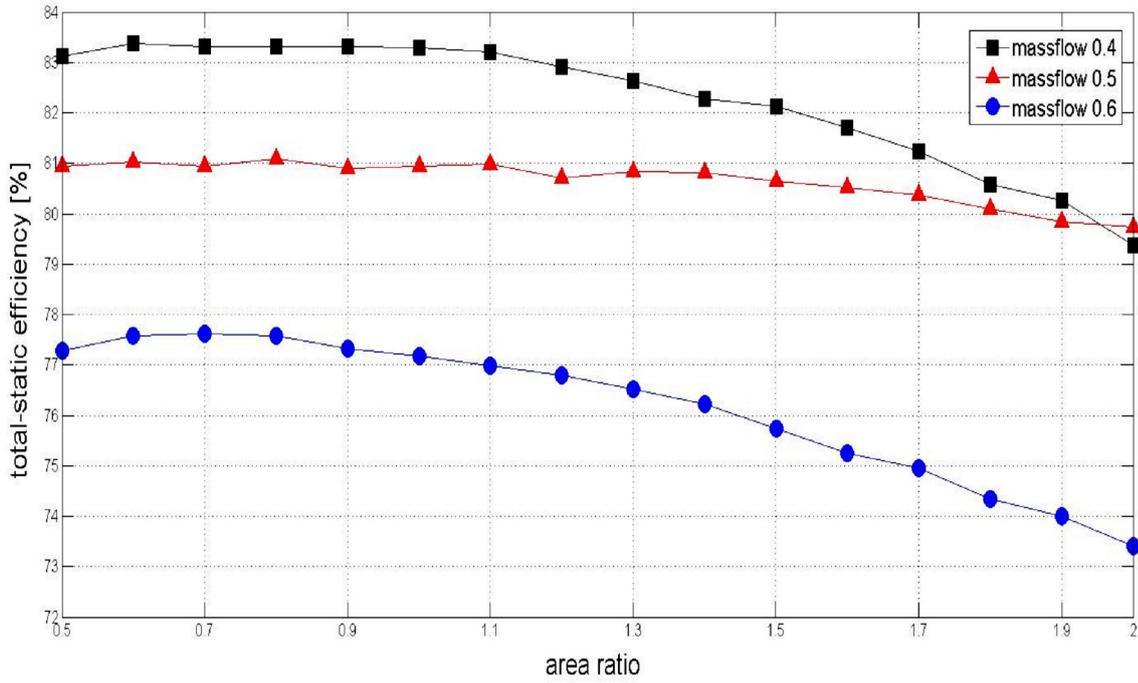
경계조건으로 출구영역에 Averaged static pressure으로 대기압 조건을 부여하였고, 로터 블레이드를 포함한 모든 벽면은 No-slip 조건으로 처리하였으며, 입구전온도는 523K를 부여하였다. 회전수는 이전 계산에서 구해진 최고 효율 회전수인 75,000rpm을 부여하였다.

질량유량은 0.4, 0.5, 0.6kg/s 세가지 경우로 나누어 각 질량유량에 따라 스크롤 케이싱 AR 0.5~2.0 범위의 계산을 수행하였으며, 블류트 혀부분을 처리한 스크롤 케이싱 AR 0.5~1.5 범위의 계산을 수행하였다.

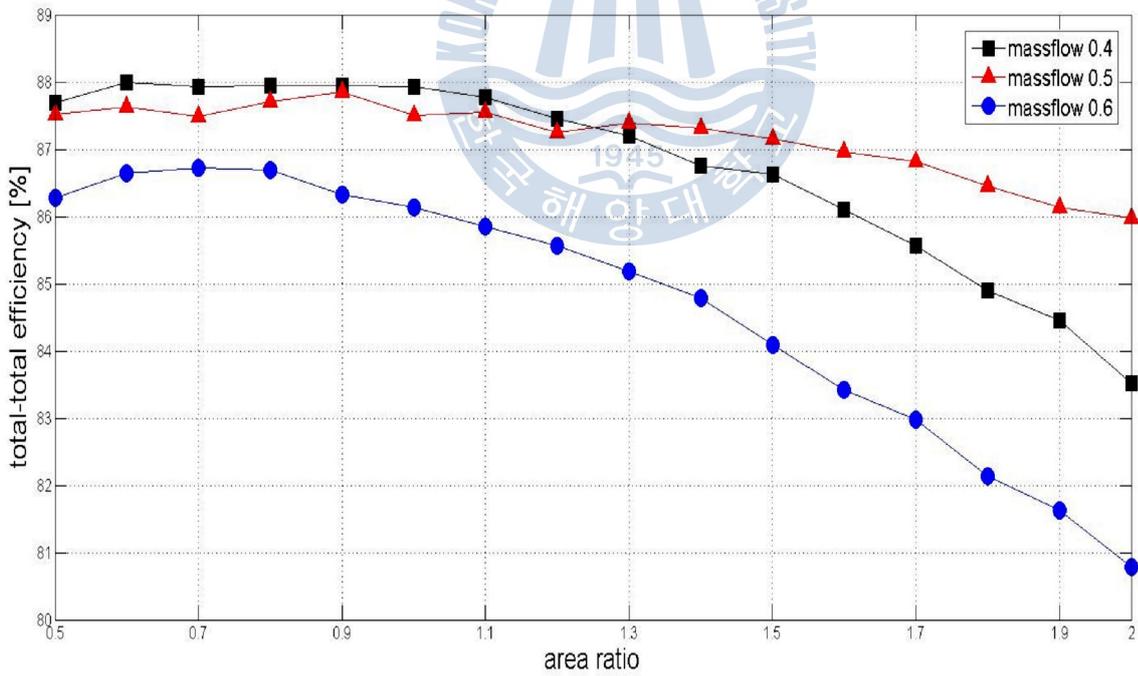
#### 4.3.2 결과 및 고찰

그림4-19는 질량유량별 AR에 따른 total-static, total-total 효율을 나타내었다. 질량유량 0.5kg/s, AR 0.8에서 total-static 효율은 81.09%로 스크롤 케이싱이 없는 경우와 비교해서 약 0.68%의 효율상승을 보여준다. 그리고 전체적으로 AR 0.6~1.1 에서는 비슷한 효율을 보이나 AR 1.2 이후로는 서서히 효율이 감소하는 경향을 보인다. 그리고 설계유량인 질량유량 0.5kg/s에서는 다른 질량유량에 비해 AR에 대한 영향이 비교적 적은 것으로 보인다.





(a) total-static efficiency



(b) total-total efficiency

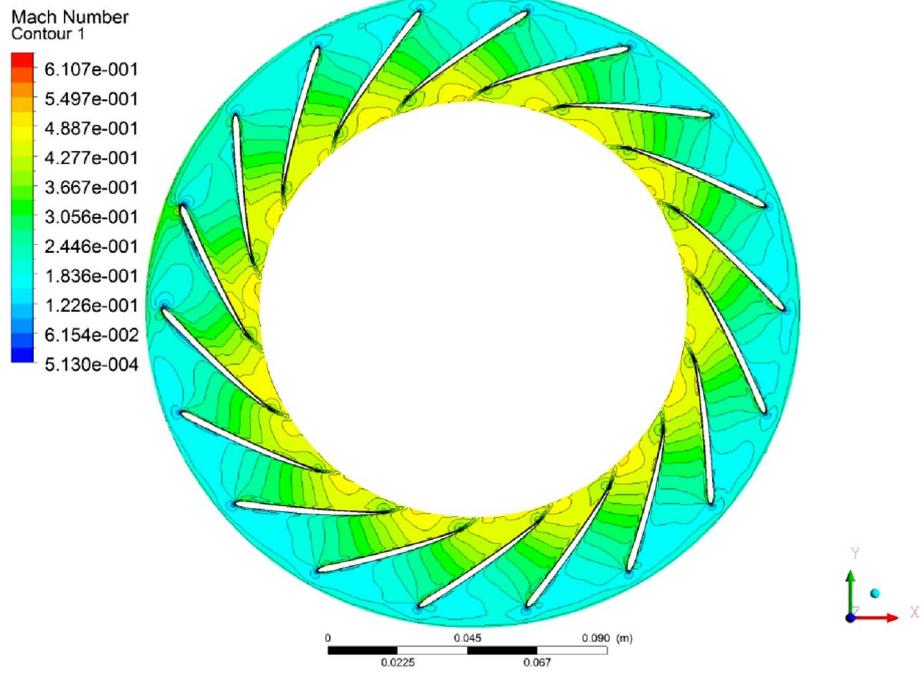
Fig. 4.19 efficiency variations with area ratio of the scroll casing

Fig. 4.20, Fig. 4.21의 AR 0.8 스크롤 케이싱과 베인노즐 내부의 마하수와 압력 분포 살펴보면 스크롤 케이싱이 없는 경우와 비교해서 노즐 전연부에서 발생하는 박리영역이 제거됨을 알 수 있다. 이것은 유입되는 증기의 입사각이 노즐의 입구각도에 맞게 입사되기 때문이다.

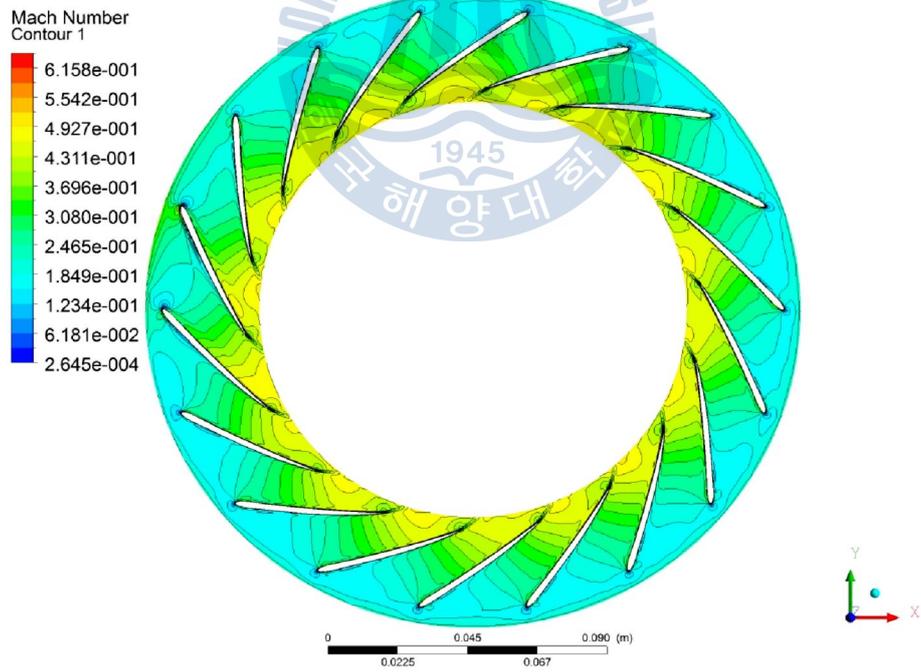
노즐 입구로 균일한 유동이 유입되어 스크롤 케이싱이 없는 경우와 비교해서 노즐의 유로에서 유동 방향과 수직인 방향으로 균일하게 마하수와 압력이 분포되고 있다. 스크롤 케이싱을 통과한 증기의 선회류가 그대로 유지되면서 가속되고 있음을 알 수 있다. 베인노즐을 통과한 증기는 로터 블레이드로 유입되기 전에 마하수가 평균 0.75에 이른다.

스크롤 케이싱 내부의 유동을 보면 전반적으로 원주방향을 통해 균일한 유동이 토출되고 있으나, 스크롤 케이싱의 끝단에서 비교적 높은 마하수와 낮은 압력이 분포되고 있다. 이것은 스크롤 케이싱 끝단에서 남은 유동을 볼류트 혀를 통해 주유동과 혼합하여 재순환 시켜 주어야 하는데 이 과정이 생략되었기 때문이다.

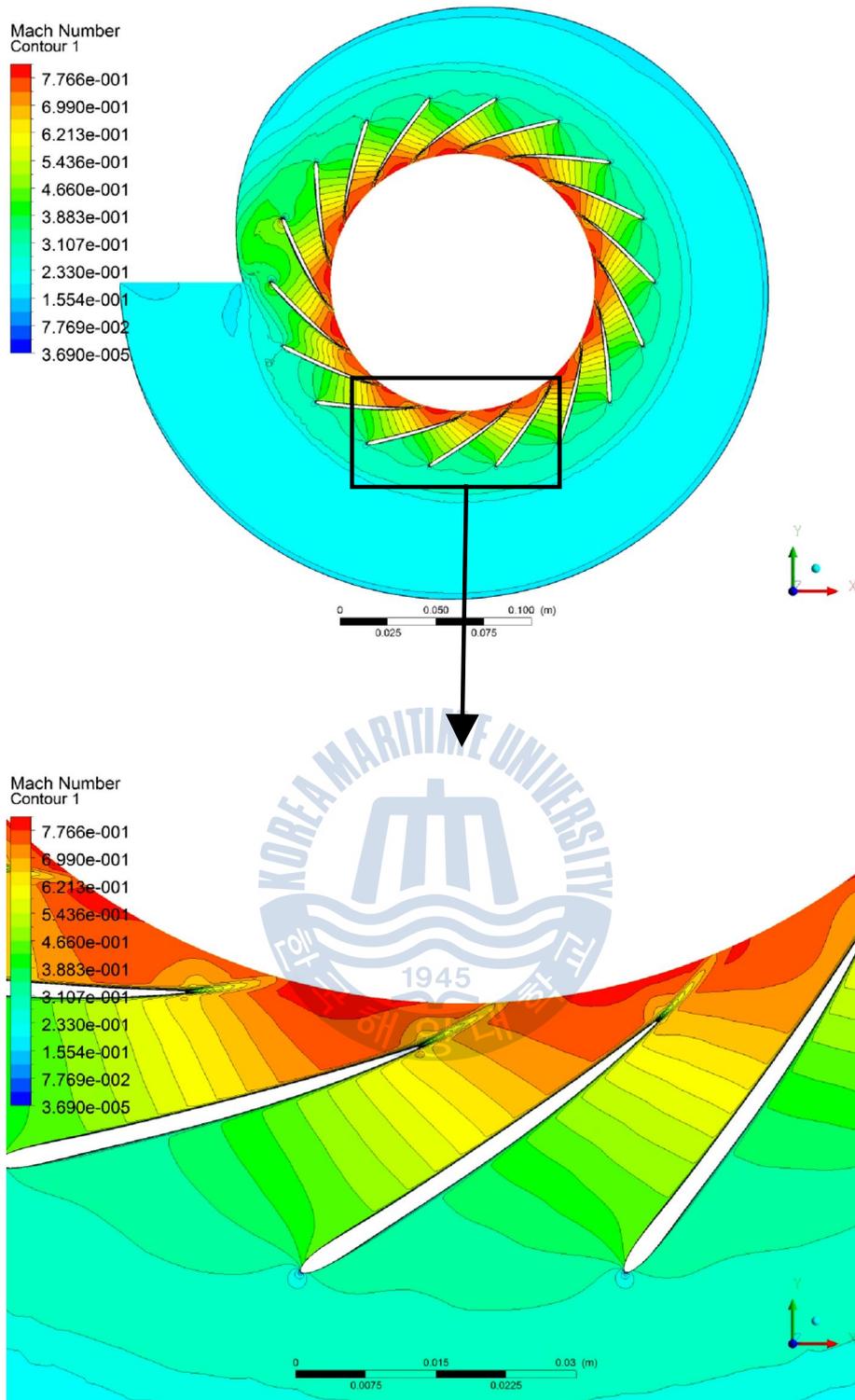
Fig. 4.22 ~ 4.25는 각각 AR 0.5, 2.0 스크롤 케이싱과 베인노즐 내부의 마하수와 압력분포를 나타내었다. AR 0.5 스크롤 케이싱의 경우 스크롤 케이싱의 끝단부의 노즐에서 심한 유동박리가 일어나고 있으며, 전체적으로는 전연부 압력면에 국소적으로 유동박리가 발생하고 있다. AR 2.0 스크롤 케이싱의 경우 이와는 반대로 전연부 흡입면에 국소적인 유동박리가 발생하고 있다. Fig. 4.26 ~ 4.28 은 각각 AR 0.5, 0.8, 2.0의 스크롤 케이싱과 베인노즐 내부의 속도벡터를 나타내었다. 속도벡터를 통해 스크롤 케이싱을 통과한 유동의 입사각을 확실히 알 수 있다. 자유와류법에서 유도한대로 유동의 입사각은 입구면적에 관계된다는 것을 확인할 수 있었다.



(a) hub side

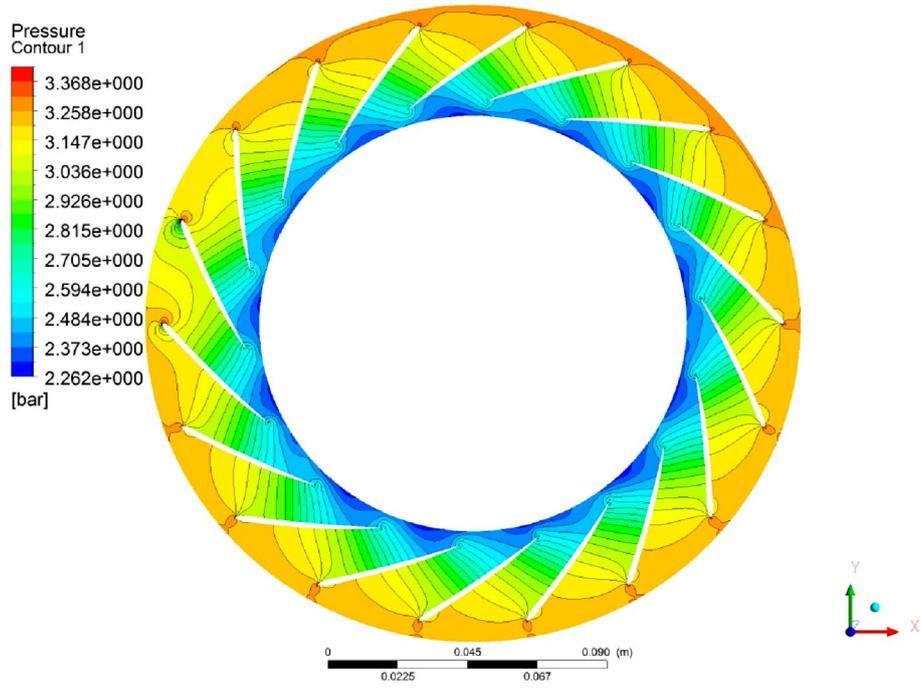


(b) shroud side

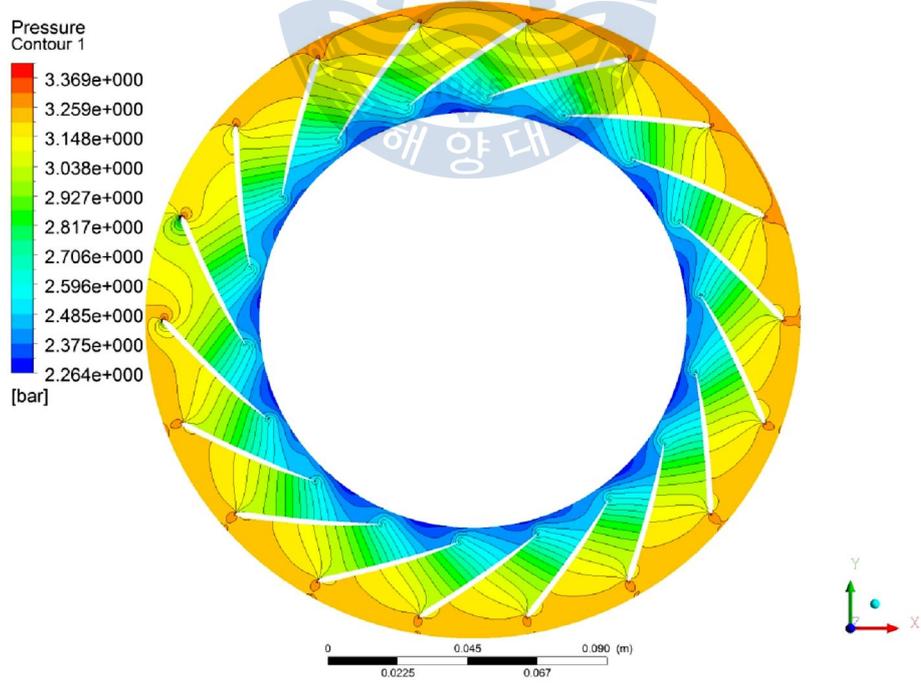


(c) mid span

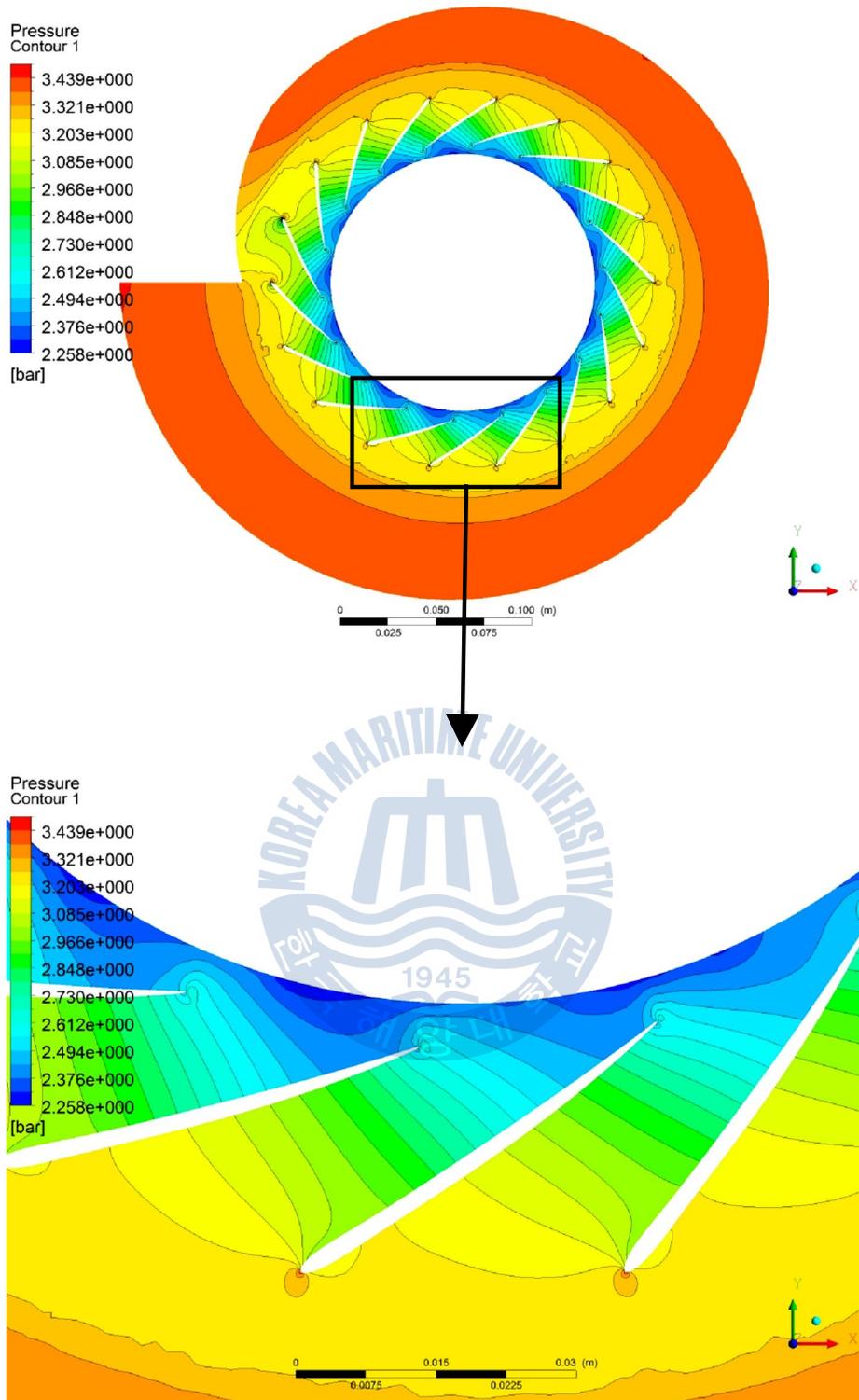
Fig. 4.20 Mach number distributions at the vane nozzle with the scroll casing( $AR=0.8$ )



(a) hub side



(b) shroud side



(c) mid span

Fig. 4.21 pressure distributions at the vane nozzle with the scroll casing (AR=0.8)

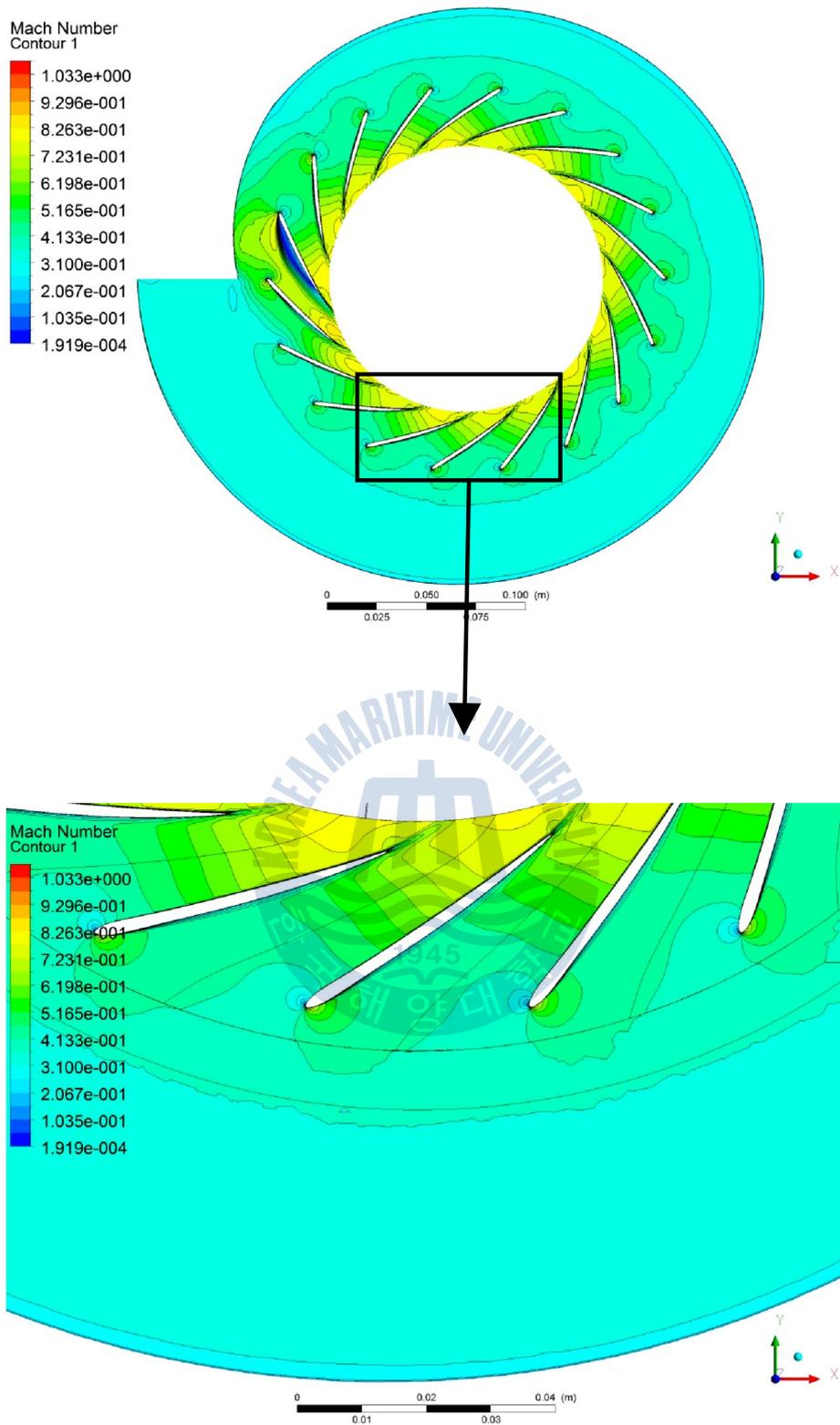


Fig. 4.22 Mach number distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR=0.5)

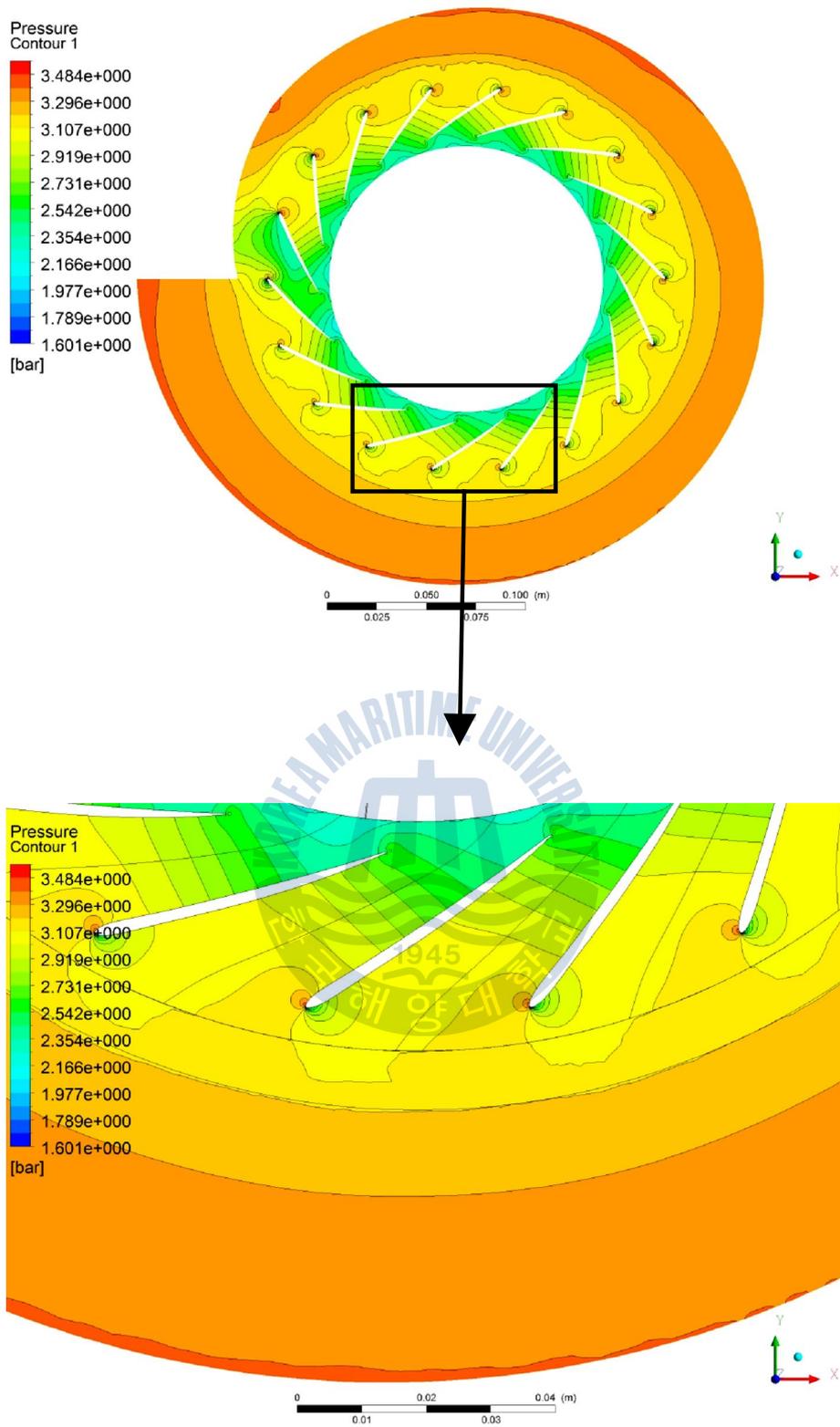


Fig. 4.23 pressure distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR=0.5)

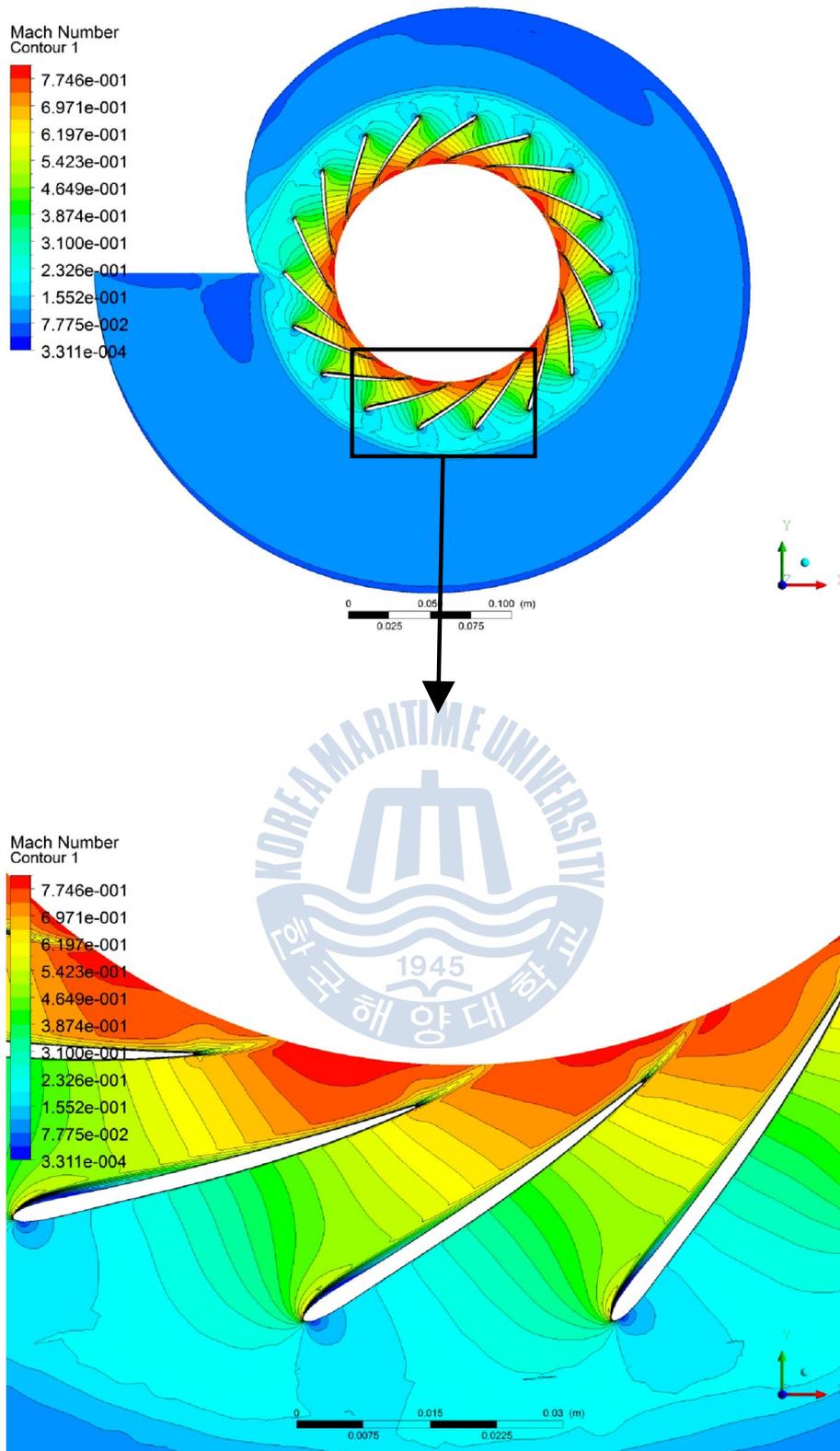


Fig. 4.24 Mach number distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR=2.0)

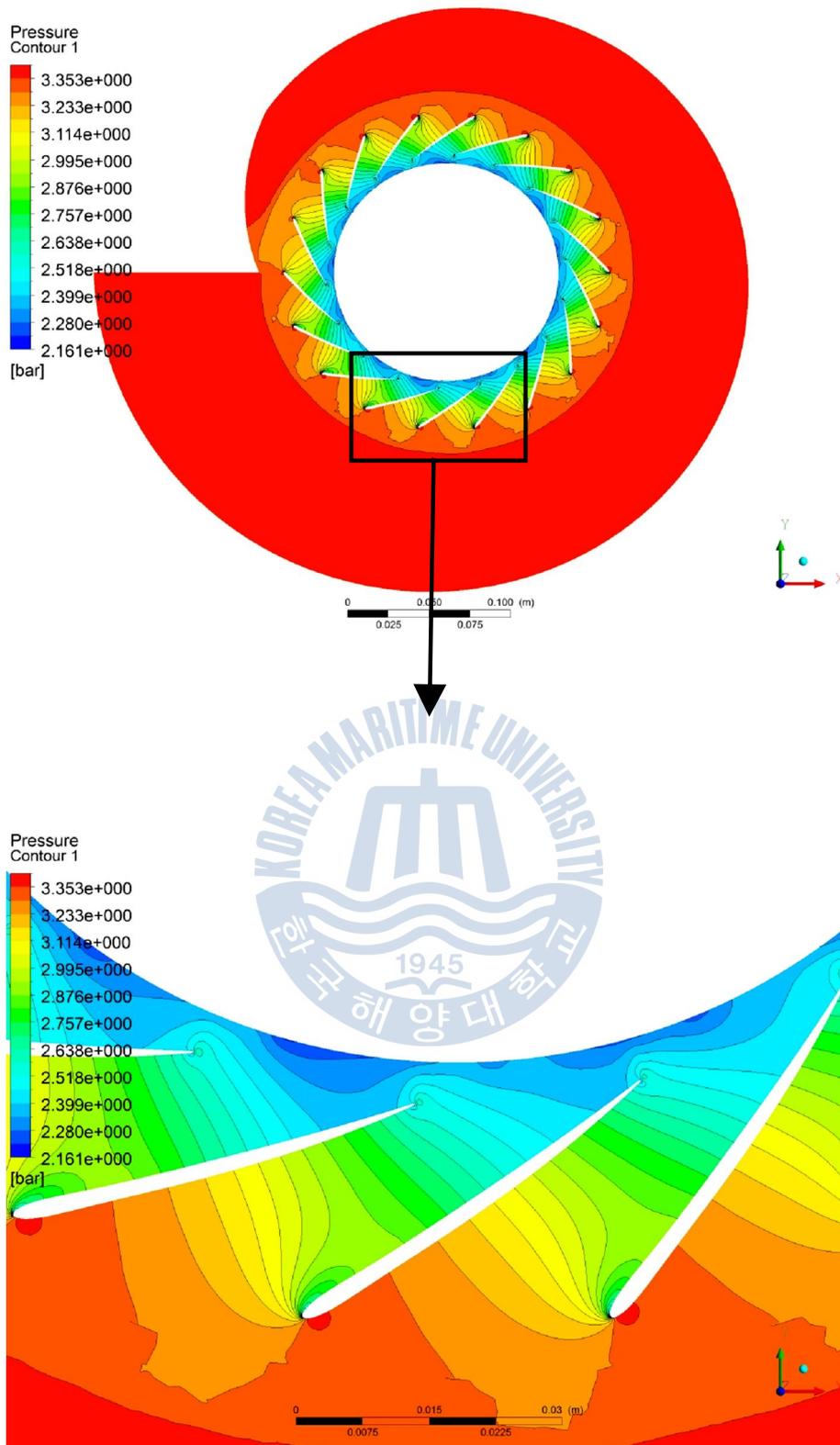


Fig. 4.25 pressure distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR=2.0)

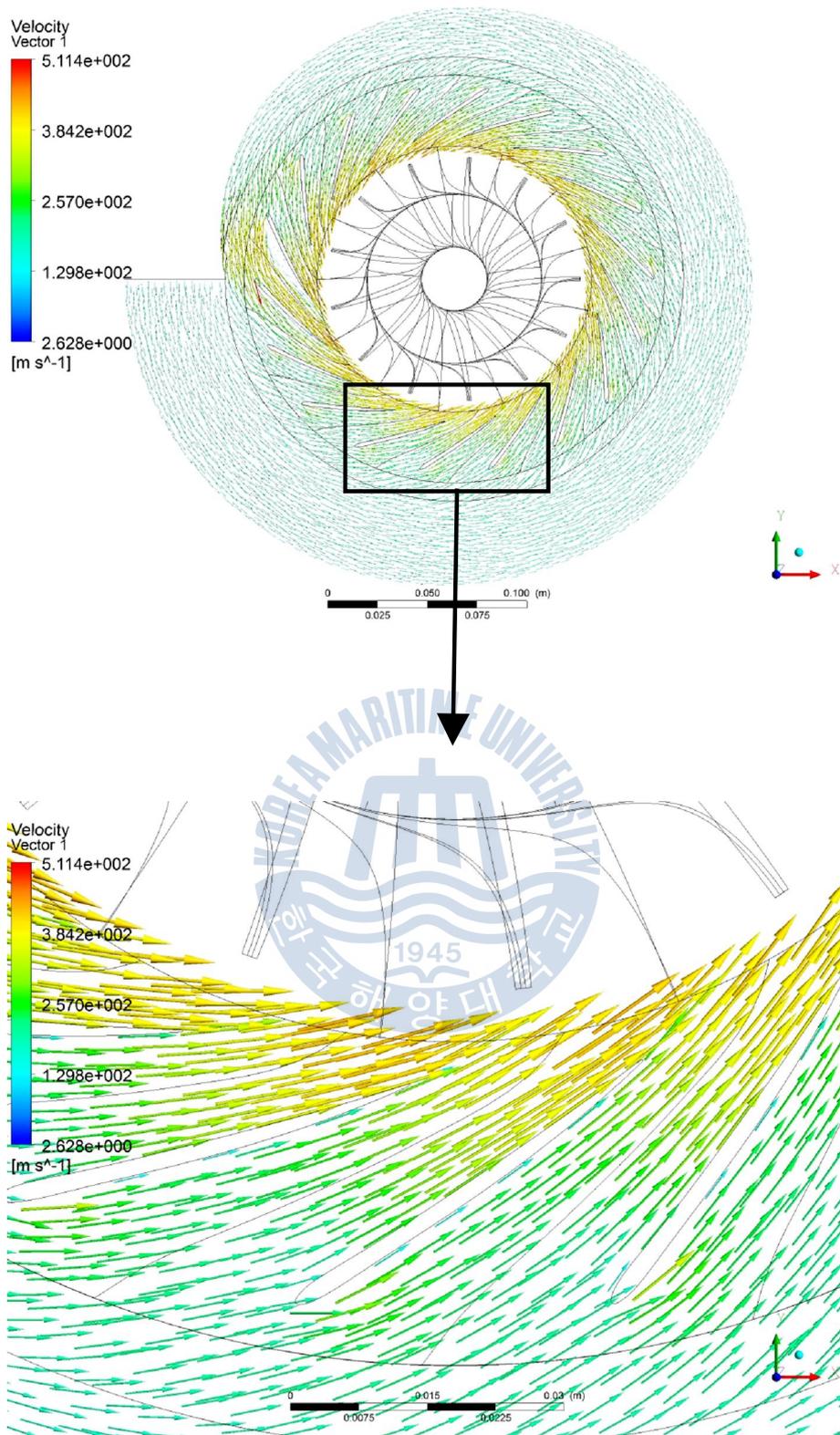


Fig. 4.26 velocity vector at the vane nozzle with the scroll casing (AR 0.5)

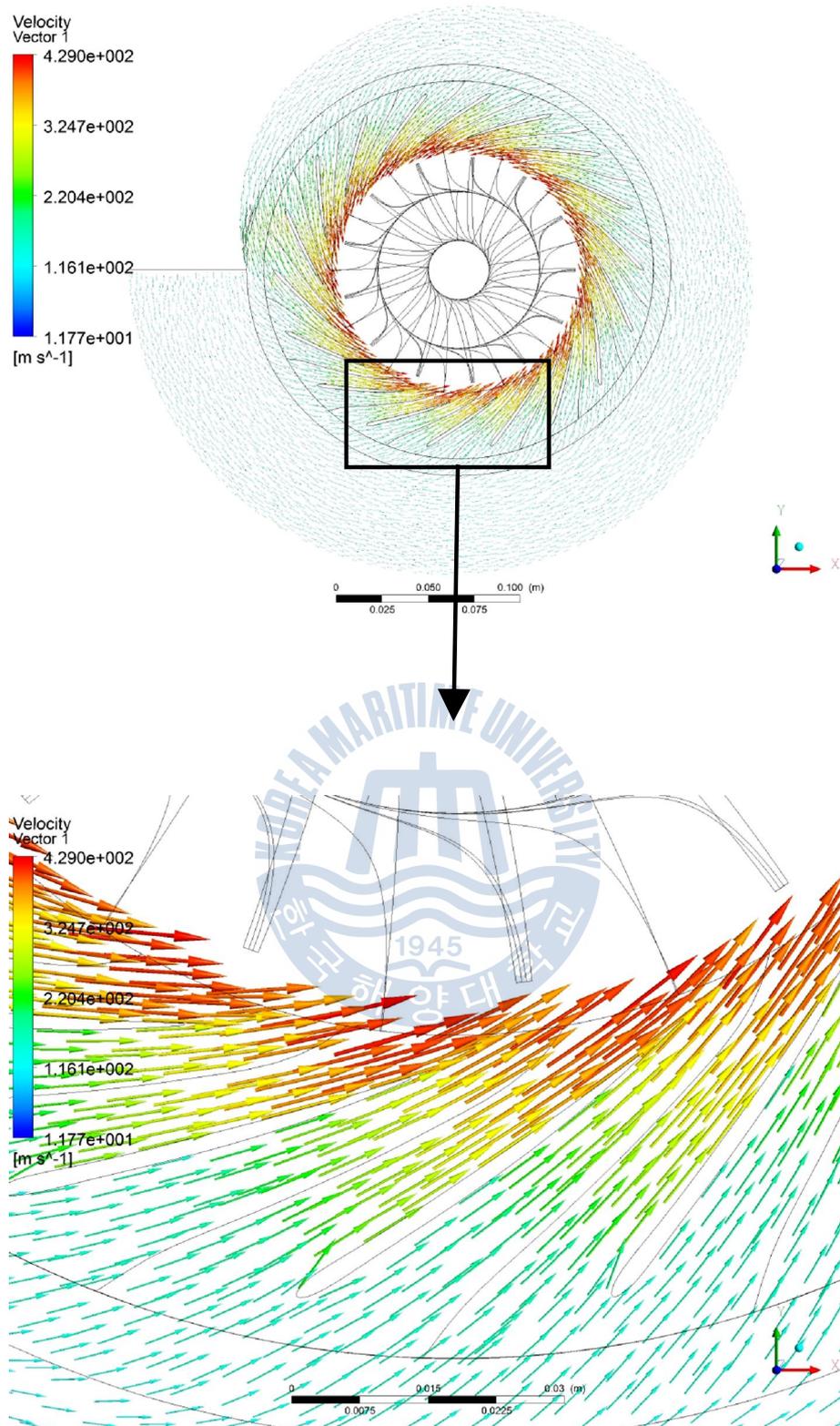


Fig. 4.27 velocity vector at the vane nozzle with the scroll casing(AR 0.8)

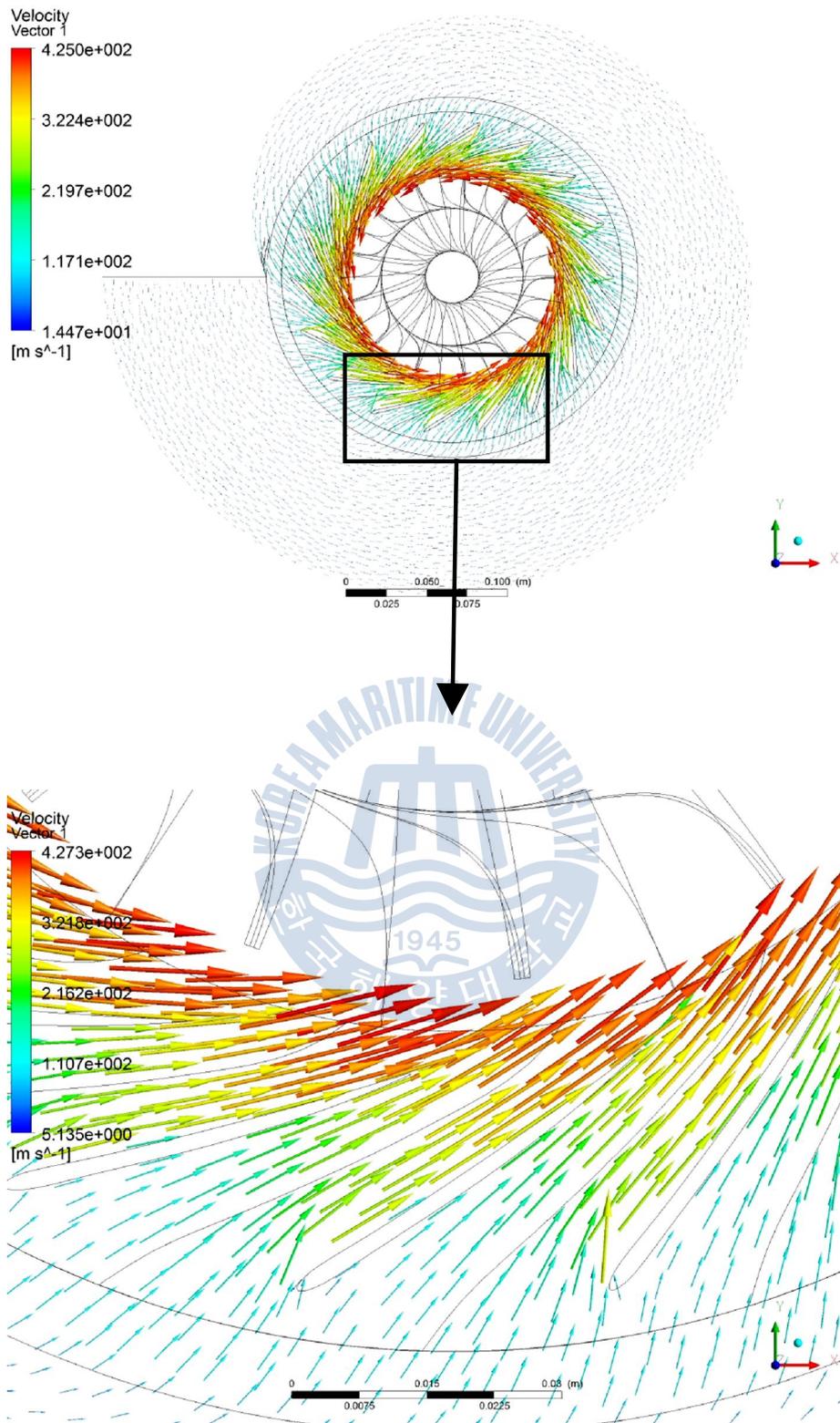
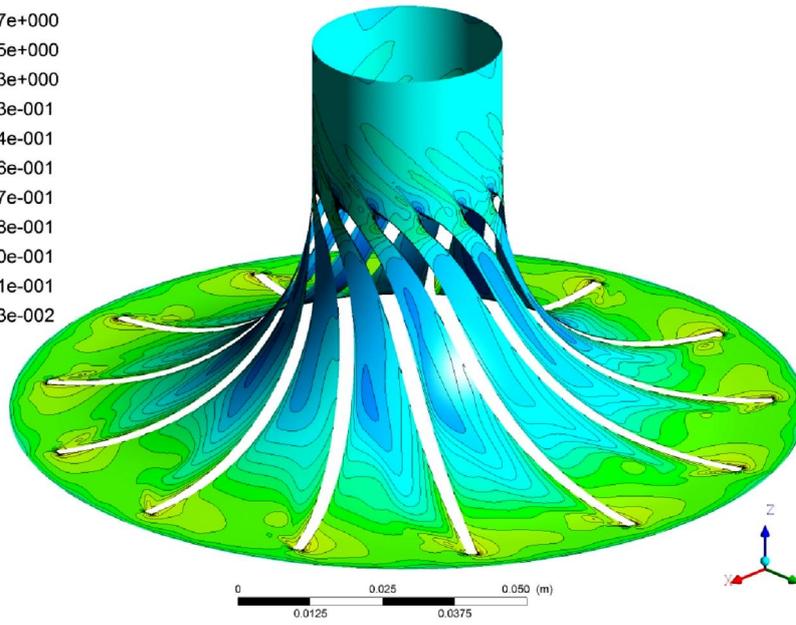
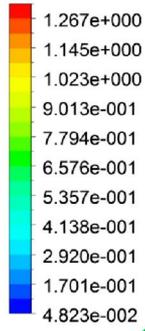


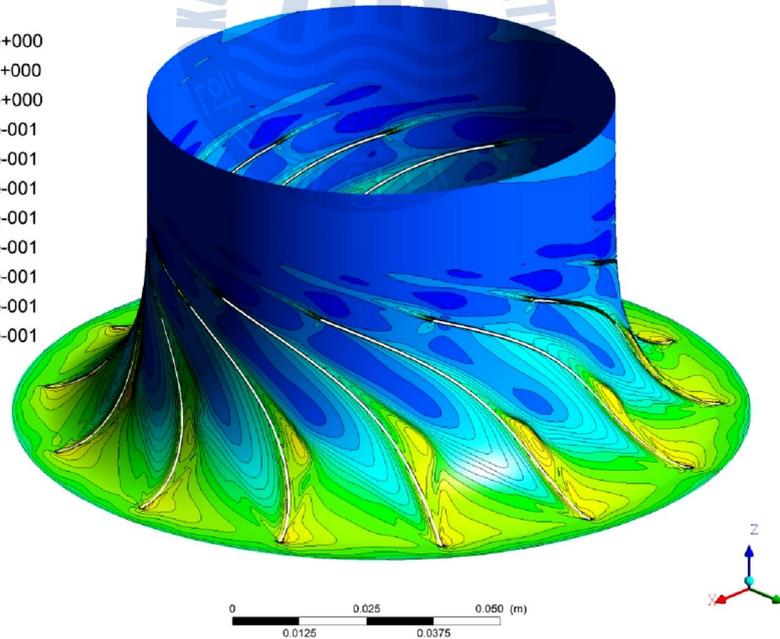
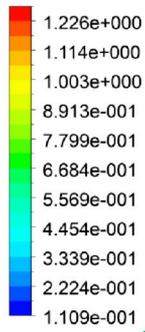
Fig. 4.28 velocity vector at the vane nozzle with the scroll casing(AR 2.0)

Mach Number in Stn Frame  
Contour 1

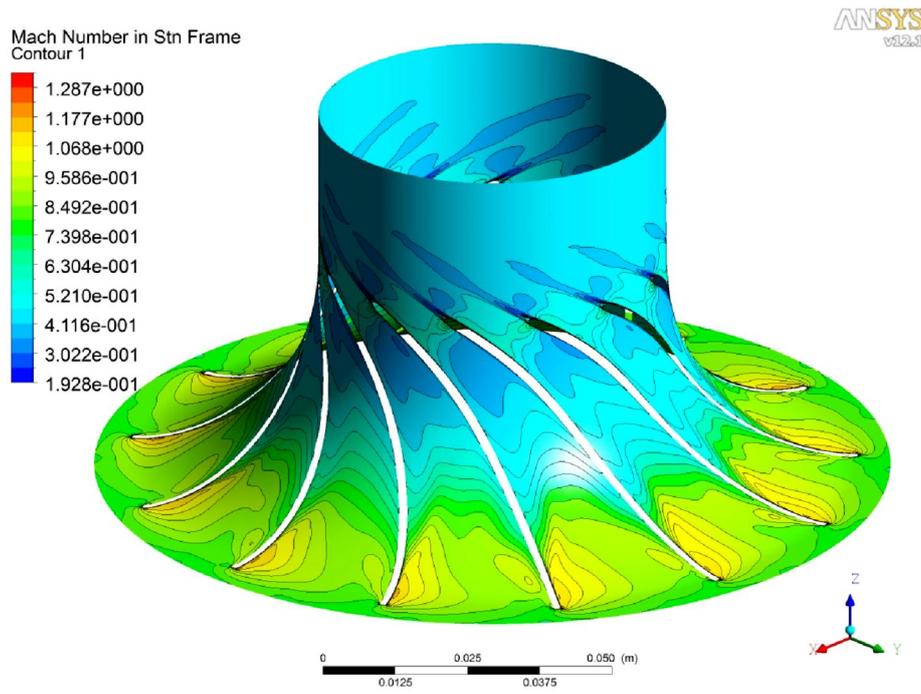


(a) hub side

Mach Number in Stn Frame  
Contour 1

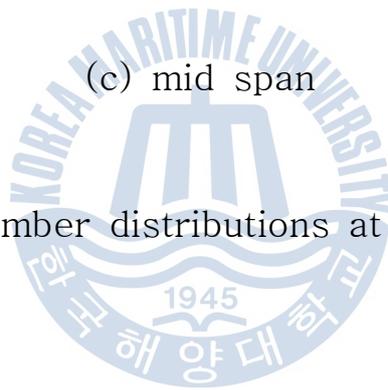


(b) shroud side

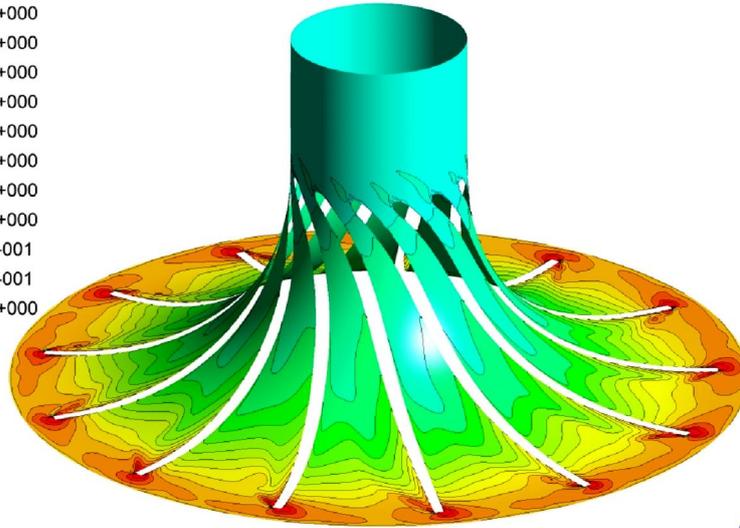
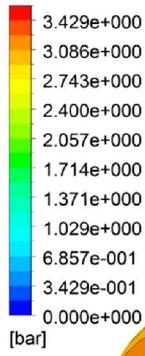


(c) mid span

Fig.4.29 Mach number distributions at the rotor(AR 0.8)

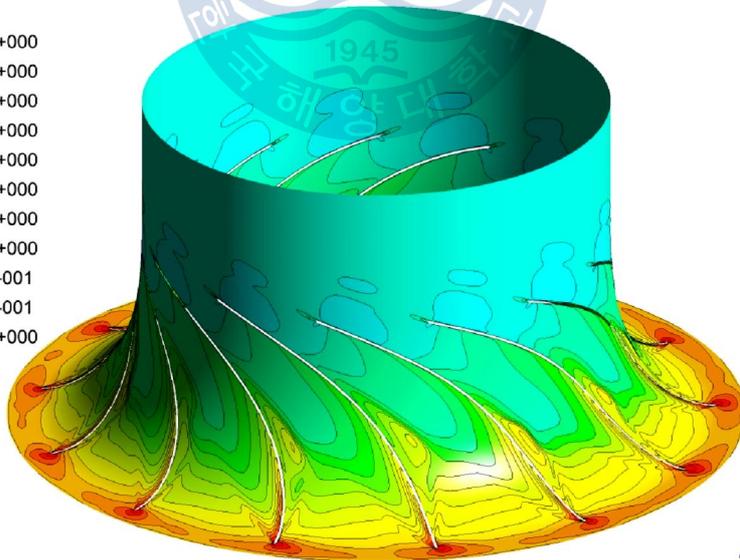
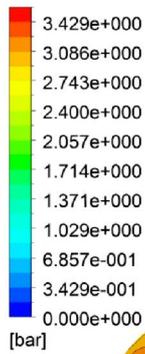


Total Pressure in Stn Frame  
Contour 1

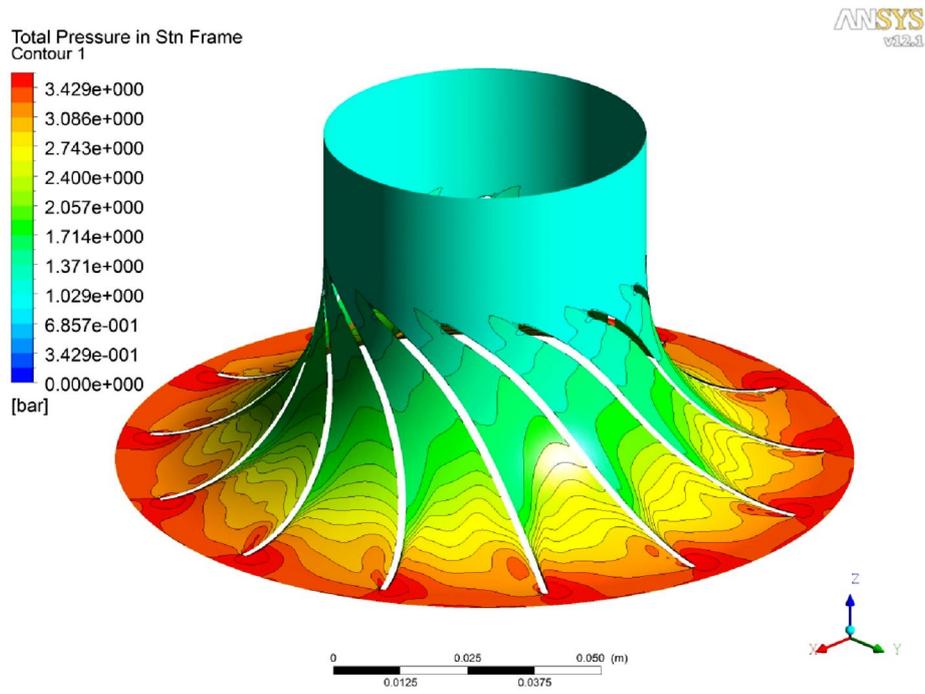


(a) hub side

Total Pressure in Stn Frame  
Contour 1



(b) shroud side



(c) mid span

Fig.4.30 total pressure distributions at the rotor(AR 0.8)

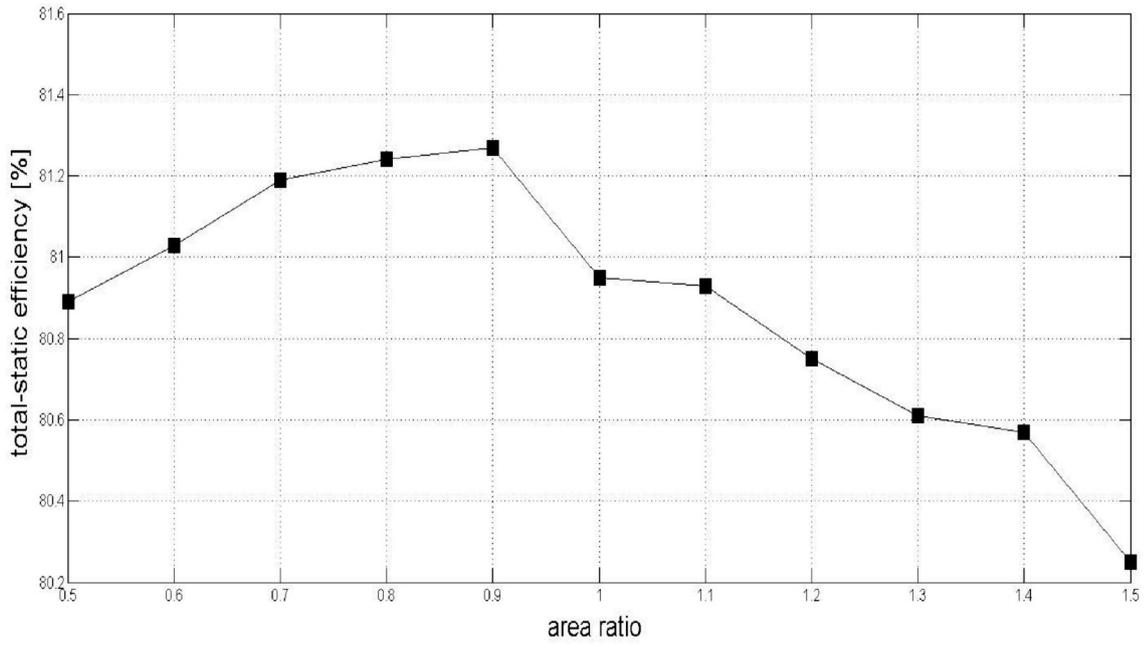
블류트 혀를 고려한 스크롤 케이싱의 total-static, total-total 효율은 Fig. 4.31에 나타내었으며, total-static 효율은 AR 0.9 일때 81.27%로 가장 높았다. 이때 스크롤 케이싱을 고려하지 않은 경우보다 효율은 0.86% 가량 상승했다.

Fig. 4.32 ~ 4.37은 각각 AR 0.9, 0.5, 1.5 스크롤 케이싱의 mid span 에서의 마하수 분포와 압력분포를 나타내었다. 원주방향 전체적으로 고른 마하수와 압력 분포를 확인 할 수 있다.

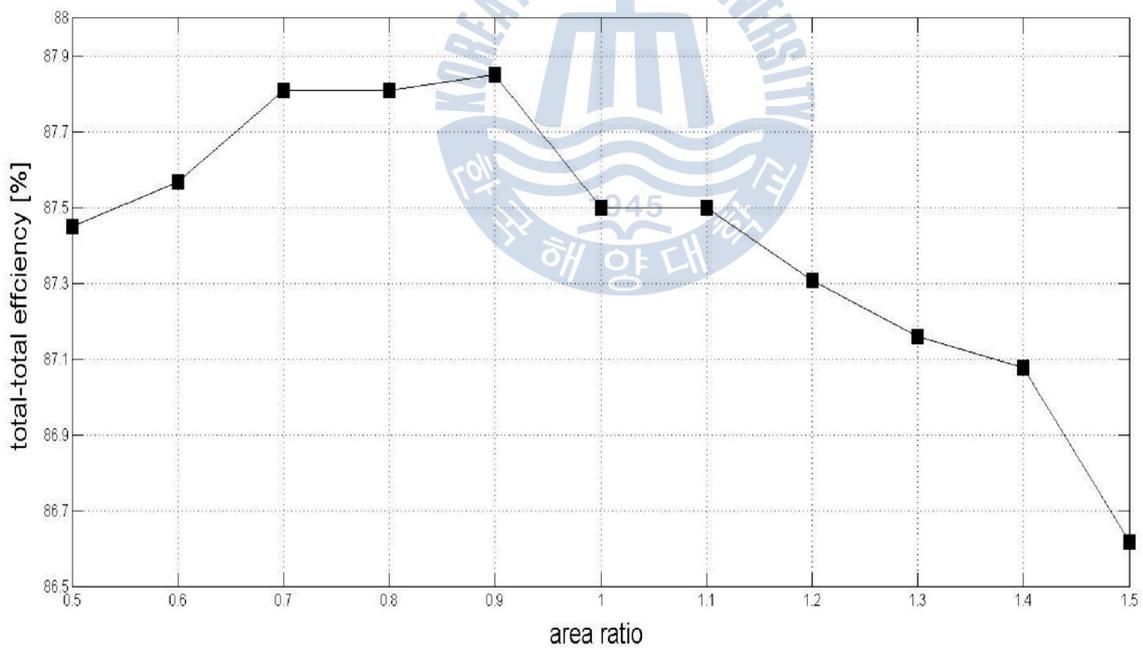
Fig. 4.38은 스크롤 케이싱 단면의 압력 분포를 나타내었다. 스크롤 케이싱의 최외곽에서 가장 높은 압력이 측정되고 있으며 출구로 갈수록 차츰 압력이 낮아지고 있다. 이것은 스크롤 케이싱 내부에서 안정적으로 유동이 토출되고 있음을 나타낸다.

스크롤 케이싱 출구 mid span 에서의 원주각에 따른 속도분포를 보면 블루트 혀를 고려하지 않은 경우보다 속도 변동값의 폭이 줄어든 것을 알 수 있다.

Fig. 4.39는 mid span에서 원주각에 대한 스크롤 케이싱의 출구속도 및 원주각에 대한 베인노즐의 출구속도이다. 스크롤 케이싱의 끝단부에서 높은 속도를 가진다. 로터 블레이드로의 이러한 불균형한 유동의 유입은 로터의 진동과 소음을 유발하는 원인이 되니 최대한 속도 변동값을 줄일 수 있는 방안이 필요하다.



(a) total-static efficiency



(b) total-total efficiency

Fig. 4.31 efficiency variations with the area ratio of scroll casing with the volute tongue

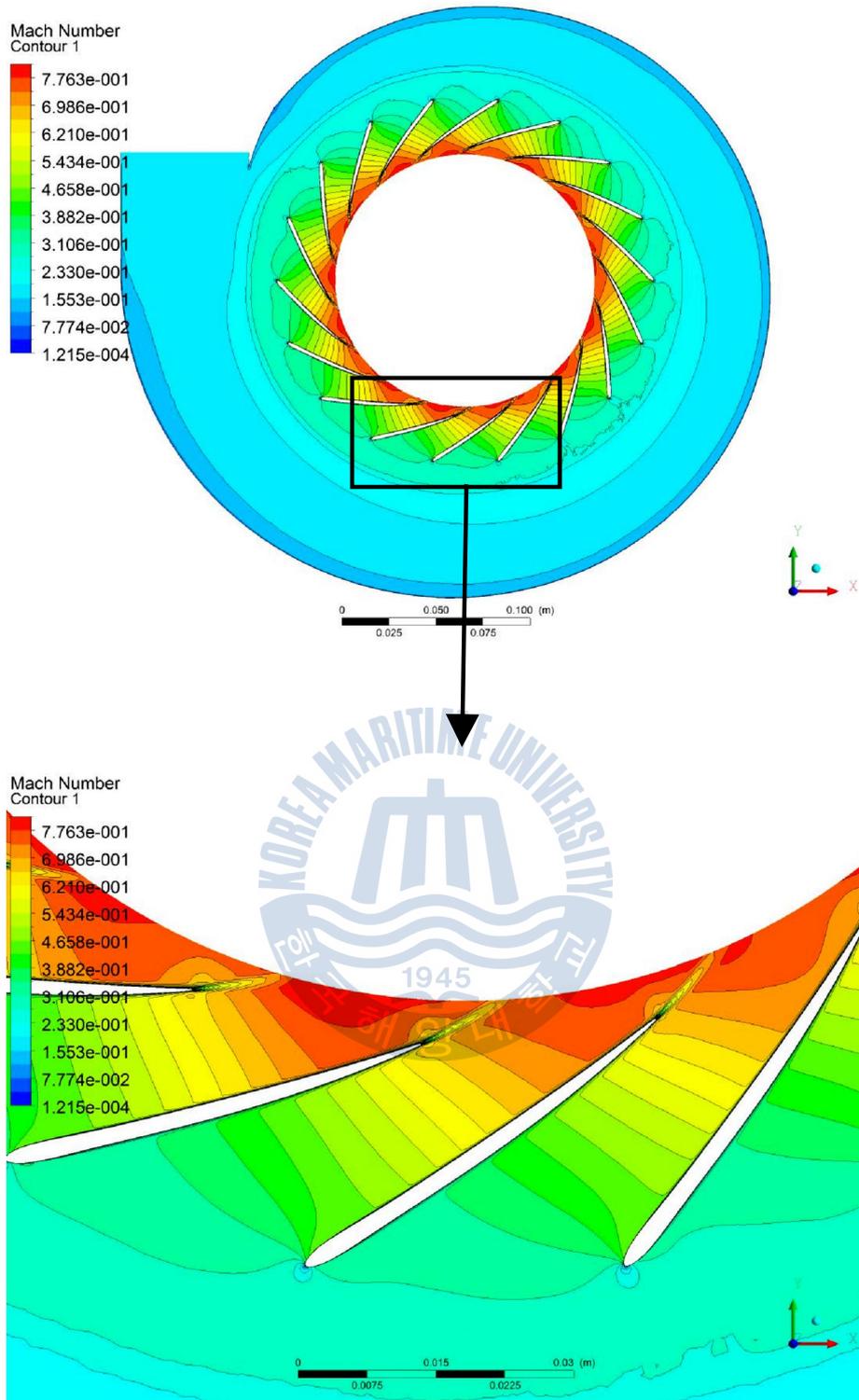


Fig.32 Mach number distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR 0.9)

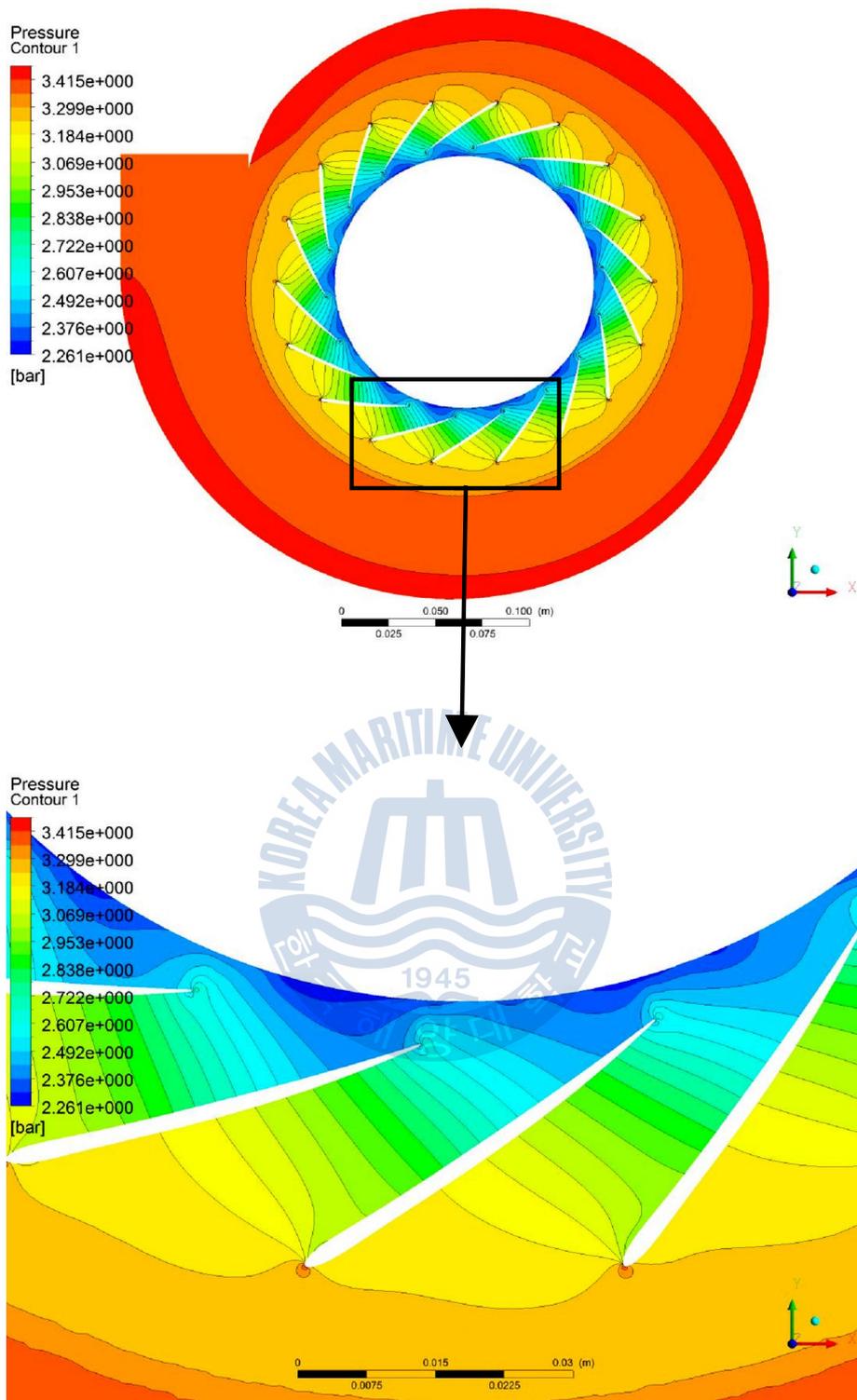


Fig. 4.33 pressure distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR 0.9)

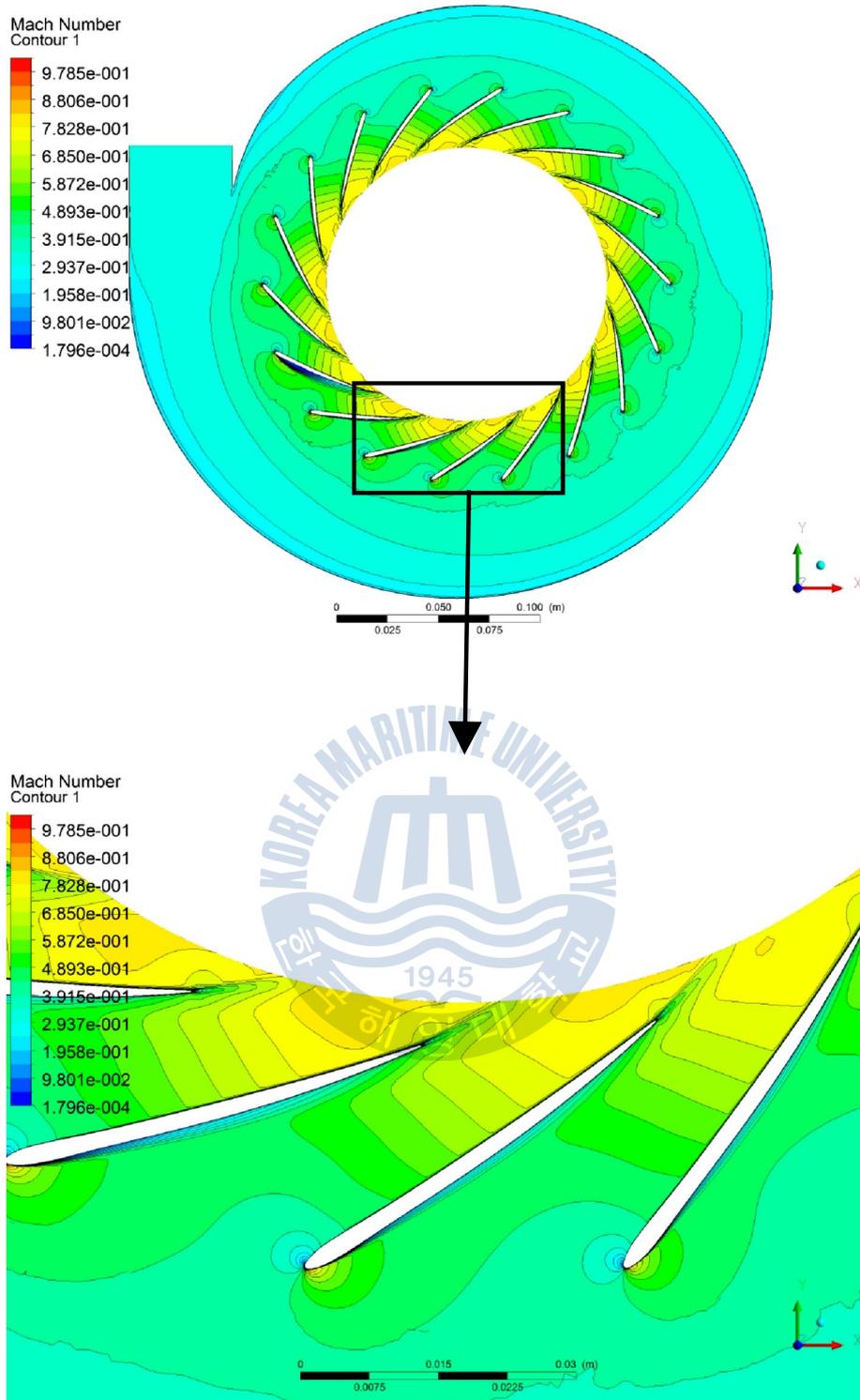


Fig. 4.34 Mach number distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR 0.5)

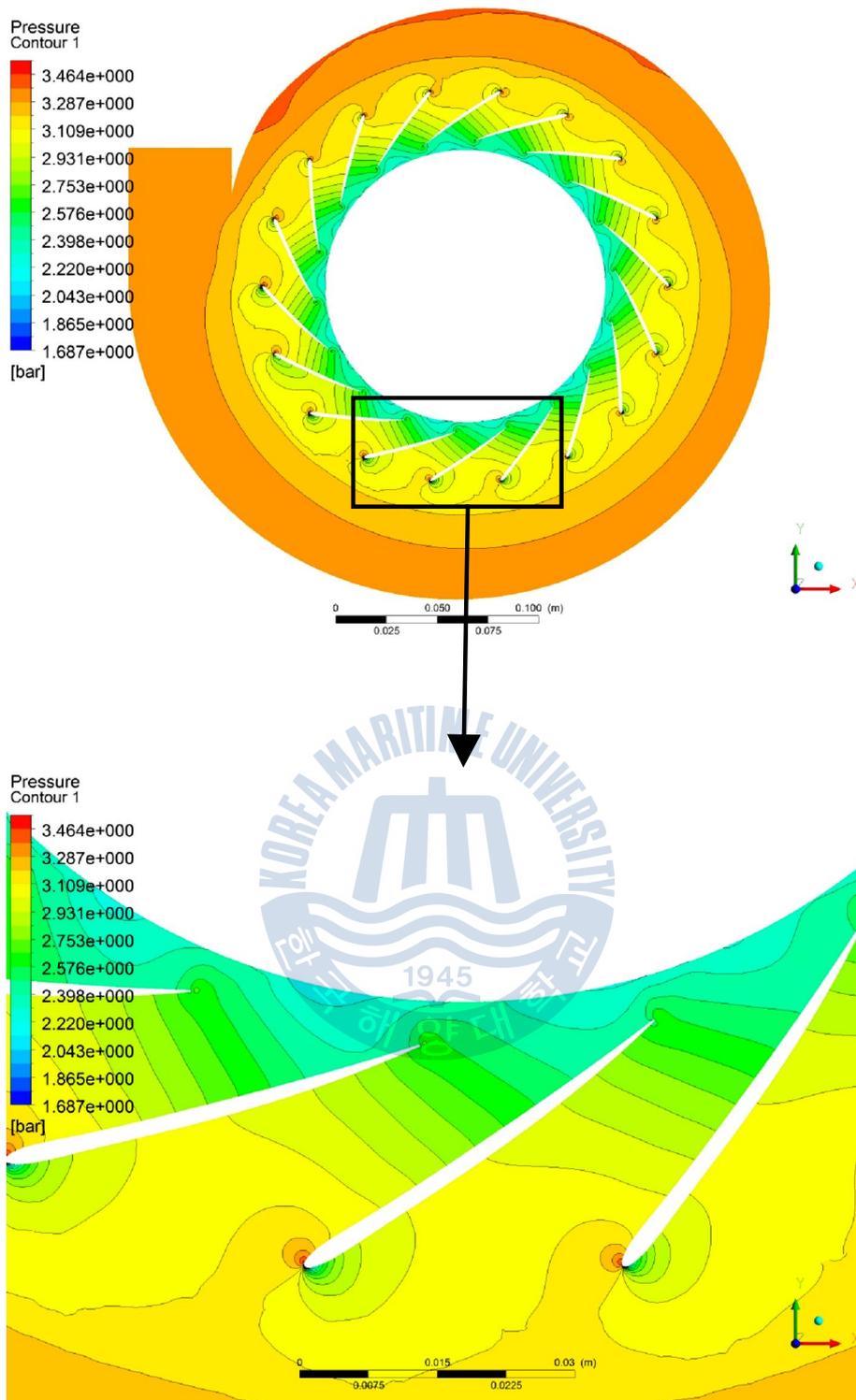


Fig. 4.35 pressure distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR 0.5)

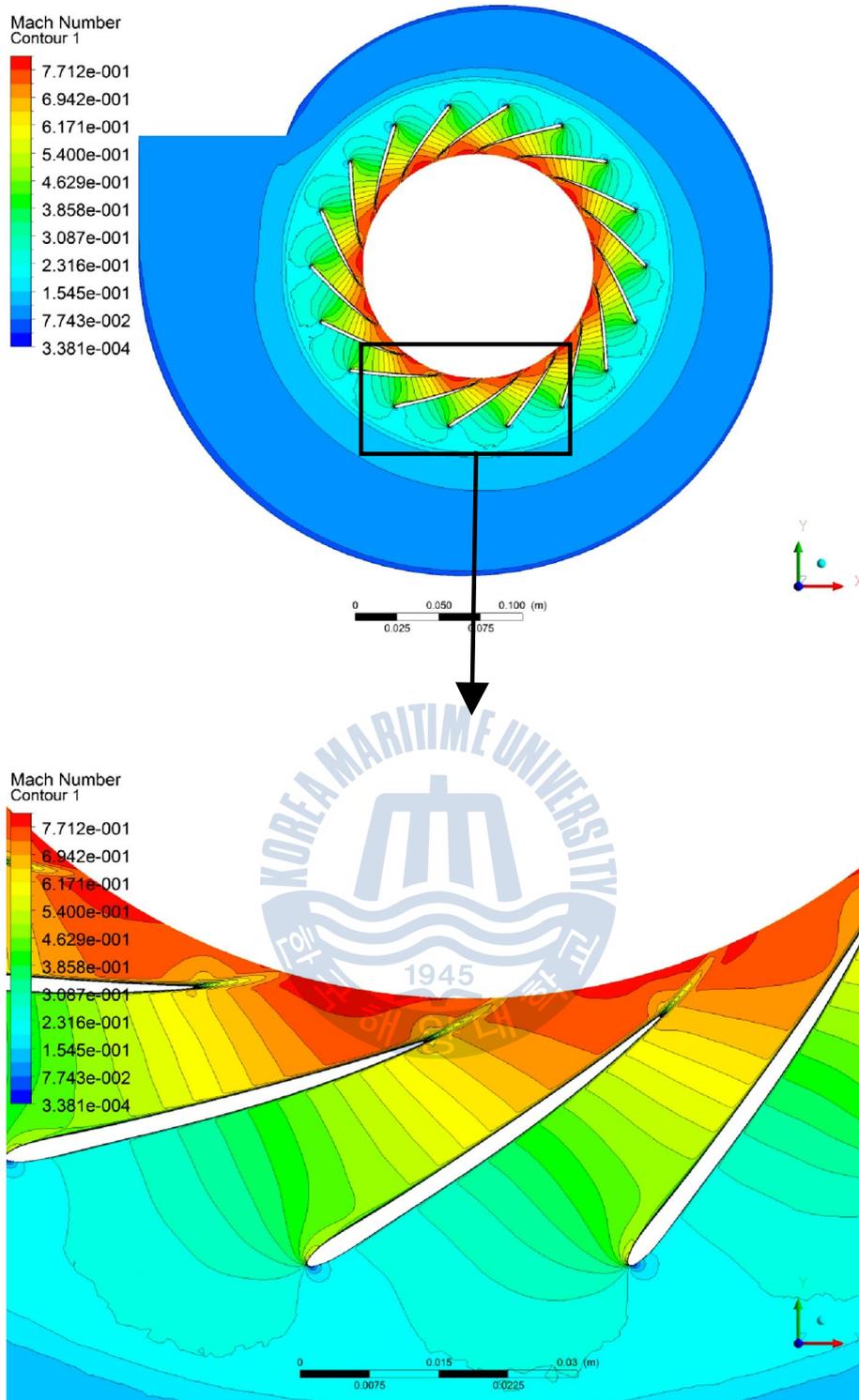


Fig. 4.36 Mach number distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR 1.5)

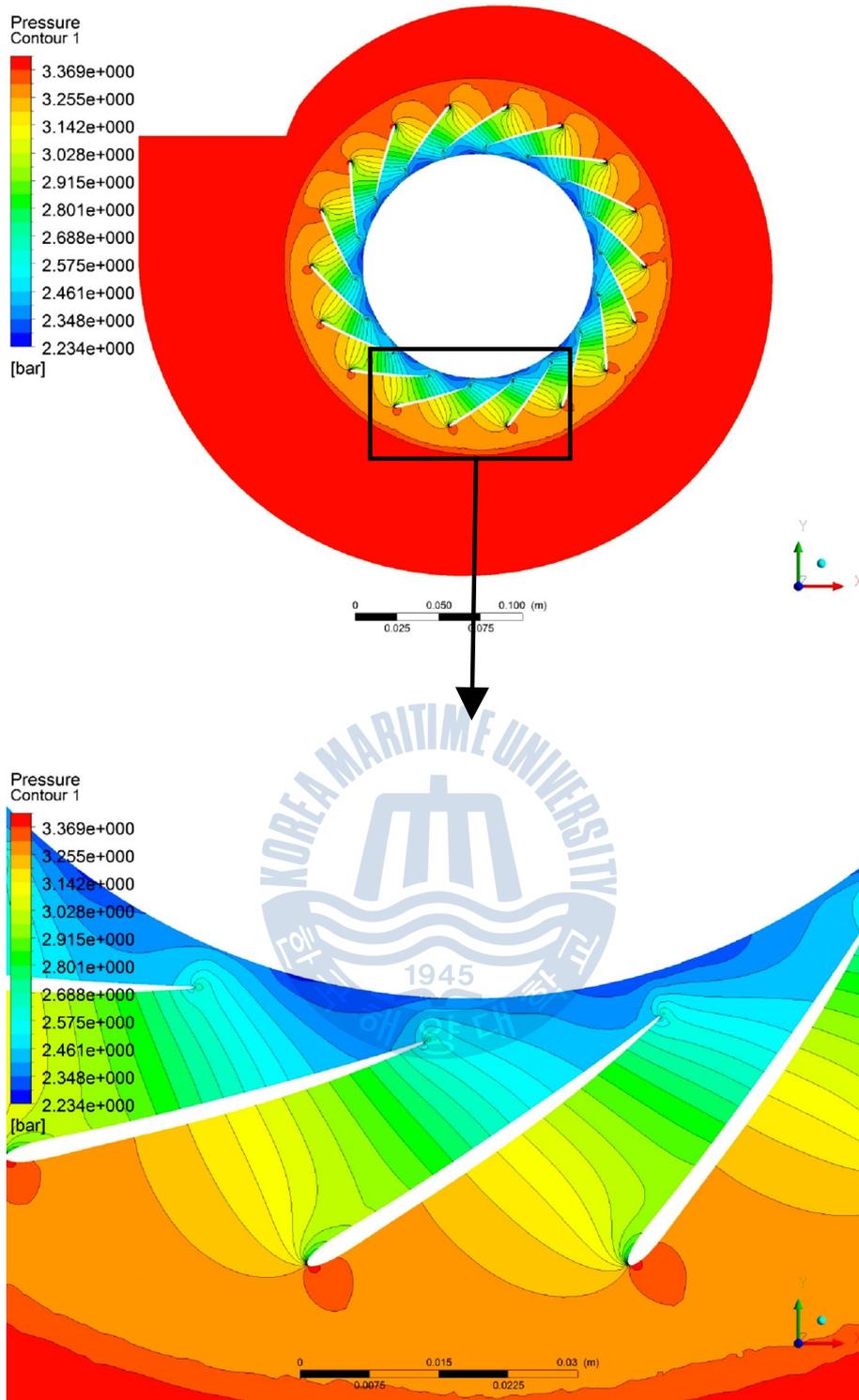
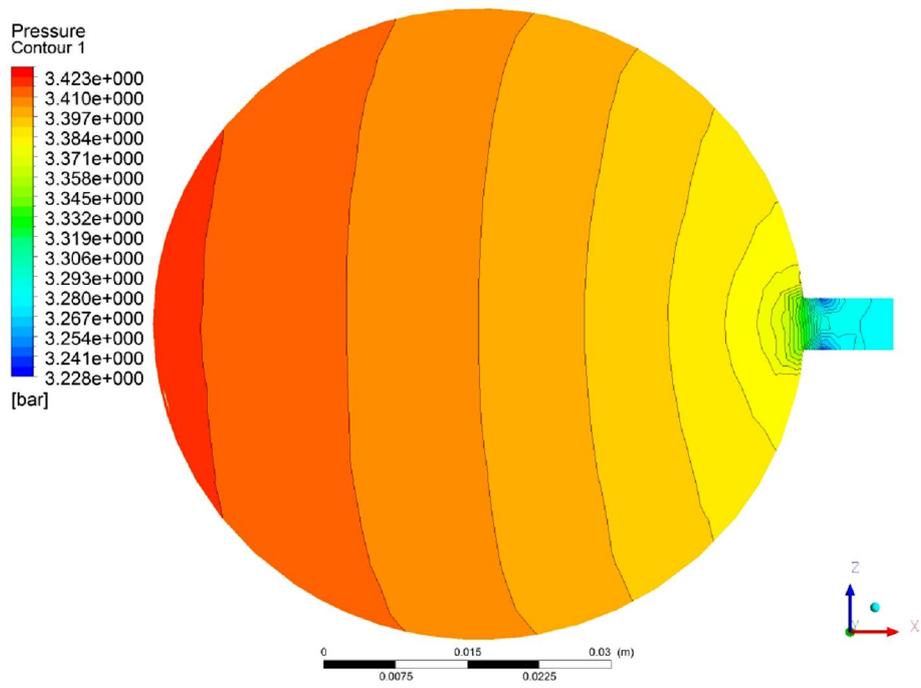
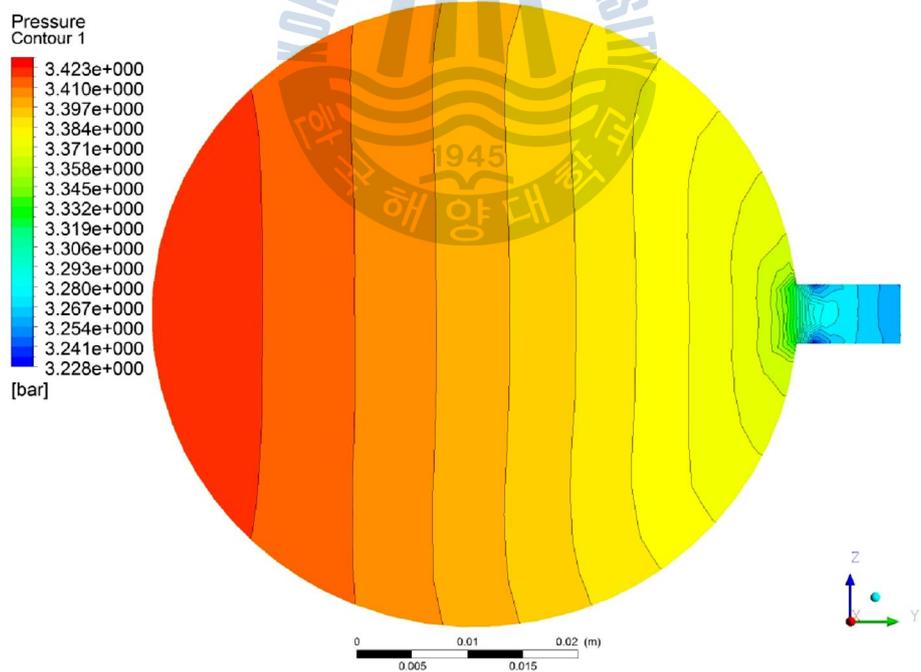


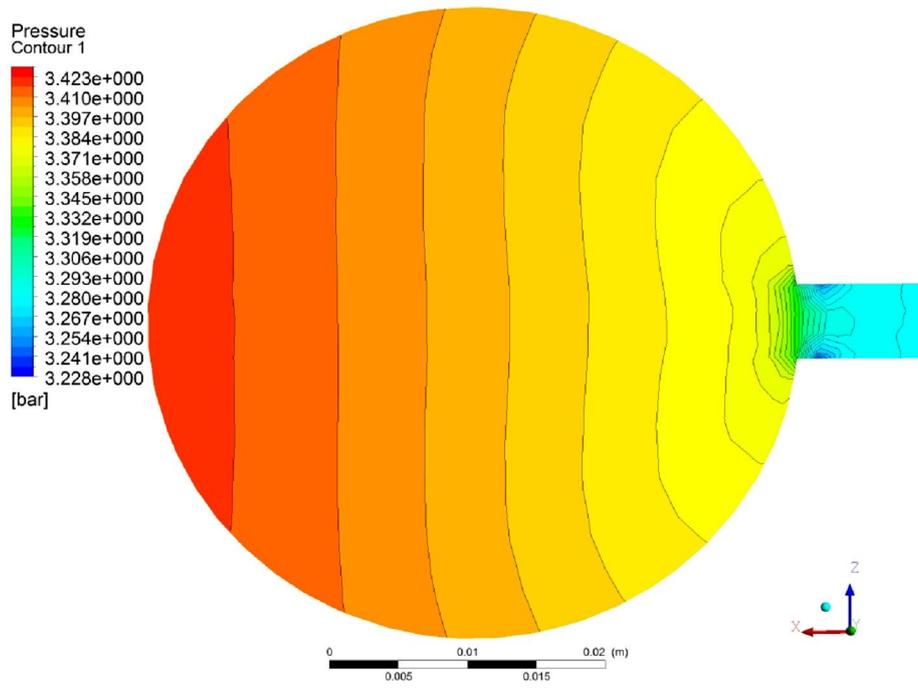
Fig. 4.37 pressure distribution at the vane nozzle with the scroll casing(AR 1.5)



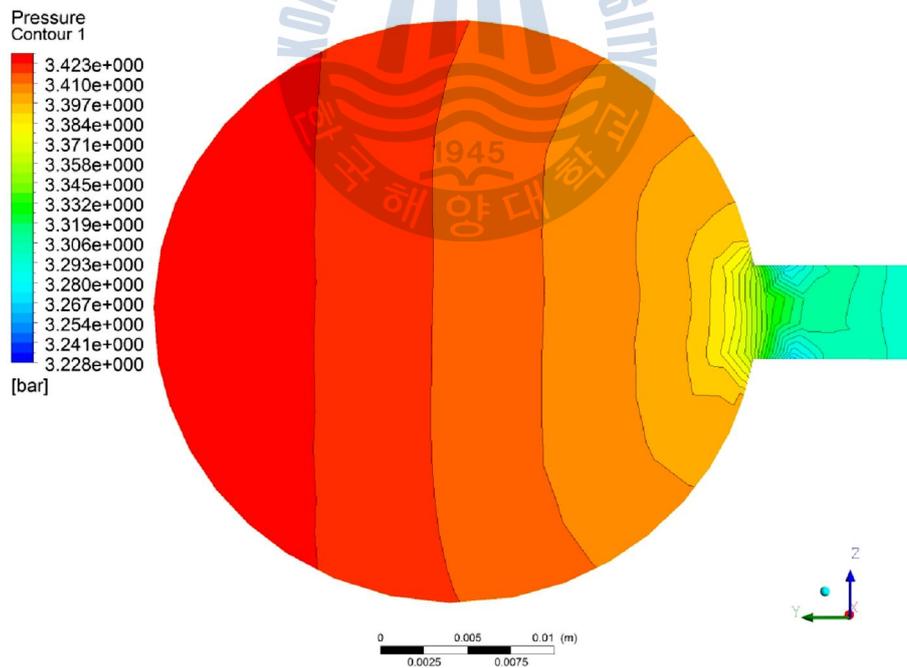
(a)  $\psi=360^\circ$



(a)  $\psi=270^\circ$

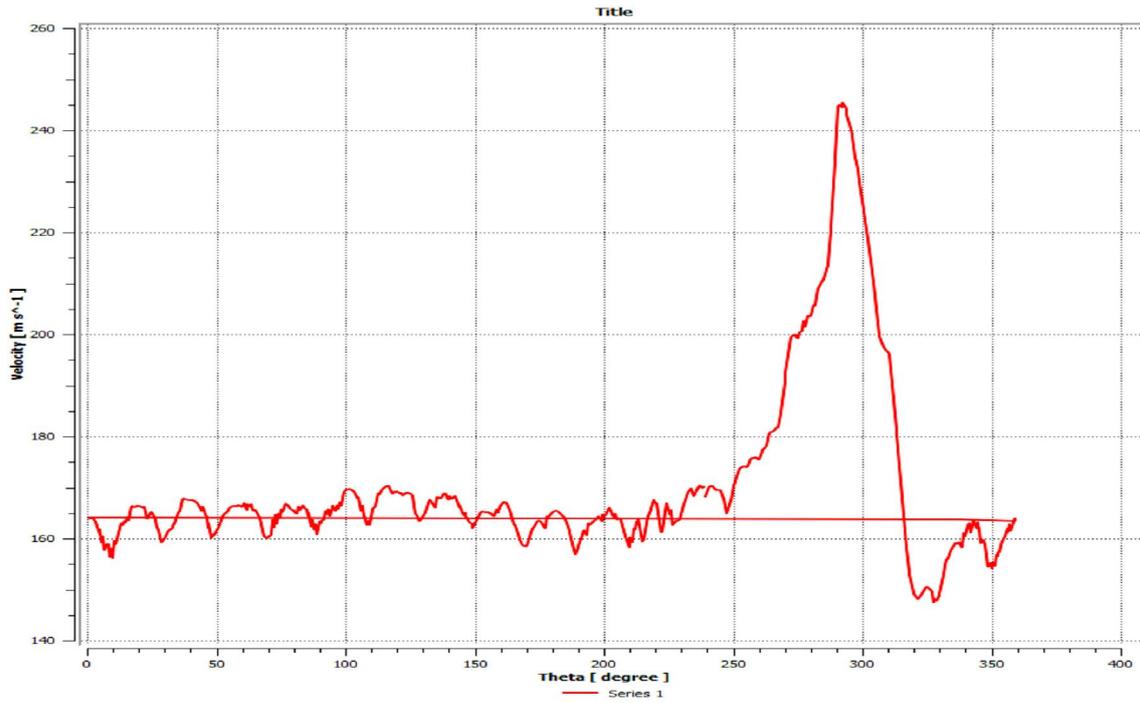


(c)  $\psi=180^\circ$

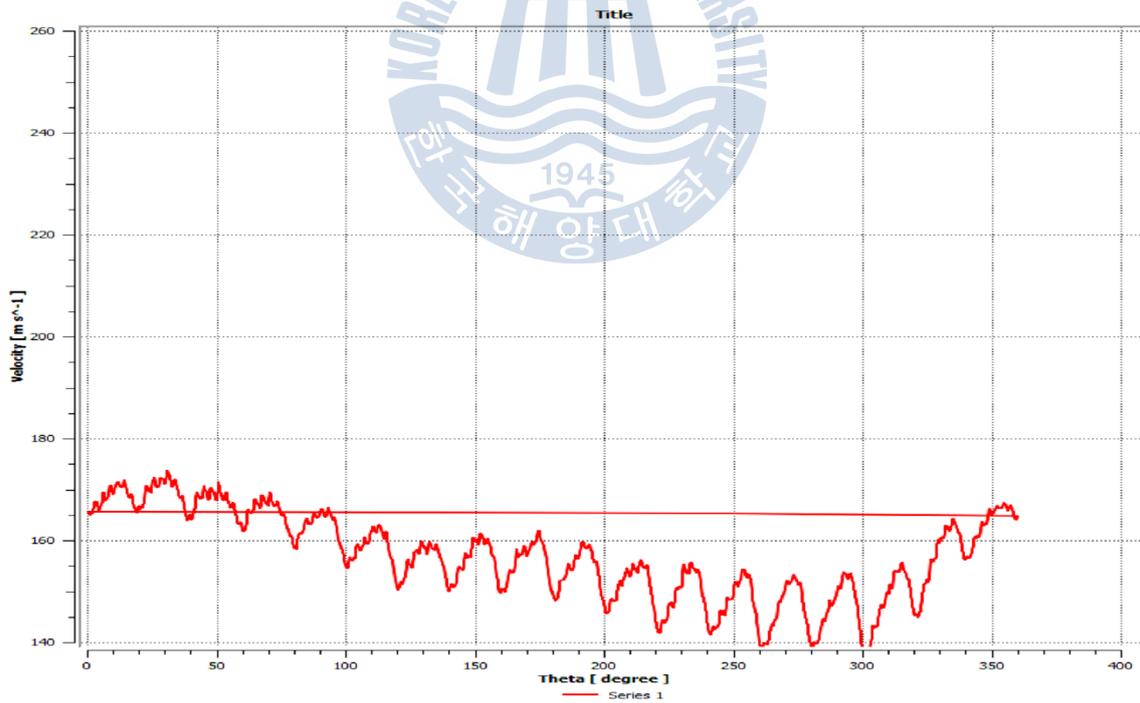


(d)  $\psi=90^\circ$

Fig. 4.38 pressure distributions on cross section of the scroll casing



(a) without volute tongue(AR 0.8)



(b) with volute tongue(AR 0.9)

Fig. 4.39 velocity at scroll casing's outlet

## 제 5장 결론

본 연구에서는 선박폐열회수시스템용 구심터빈을 적용하기 위해 CFD를 이용하여 작동조건에 따른 성능을 분석하였으며, 이를 토대로 최적의 작동조건을 도출하였다. 그리고 성능향상을 위해 구심터빈에 적합한 스크롤 케이싱을 설계하여 유동해석을 통해 스크롤 케이싱 및 볼류트 혀에 따른 영향을 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 질량유량과 회전수 변화에 따른 터빈의 성능을 분석하였다. 질량유량이 클수록 출구온도는 감소하고 입구압력과 출력은 증가하며 적정회전수 이상에서는 출력은 감소한다.
2. 스크롤 케이싱은 자유와류법에 따라 AR을 변수로 설계되었다. 스크롤 케이싱을 포함한 터빈의 해석을 수행한 결과 최적의 AR은 0.8~0.9이며, 이때의 증기 입사각은 베인노즐의 입구각과 거의 일치한다.
3. 스크롤 케이싱 끝단에서의 유동은 볼류트 혀를 통해 주유동과 혼합되어 재순환하는 과정을 거치는데 이를 통해 스크롤 케이싱의 출구 압력과 속도를 균일하게 맞출 수 있다.
4. 최종 시스템에 적용되는 터빈의 작동조건은 질량유량 0.5kg/s, 회전수 75,000rpm, 입구전압력 3.47bar, 입구전온도 250℃이다. 이때 터빈의 출력은 107kW이며 효율(total-static)은 81.27%이다.

## 참고문헌

- [1] (사)한국선급, "에너지 절약형 선박 기술 및 선박발생 CO<sub>2</sub> 포집기술 개발을 위한 연구", 기획연구보고서, 2009
- [2] A S Hassan, "Influence of the volute design parameters on the performance of a centrifugal compressor of an aircraft turbocharger", IMechE, Vol 221, 2007
- [3] Sunsheng Yang, Fanyu Kong, Bin Chen, "Research on pump volute design method using CFD", International Journal of Rotating machinery, 2011
- [4] 홍용주, 박병규, 조수용, "소형가스터빈용 구심터빈스크롤의 공기역학적설계", 1999년도 공기조화 냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp.1128~1132
- [5] 강정식, 임병준, 안이기, "구심터빈의 노즐 내부 유동에 대한 시험 연구", 유체기계저널, 제13권, pp.35~41, 2010
- [6] Tamaki Hideaki, Unno Masaru, Iwakami Akira, Ishii Shinnosuke, "Study on flow fields in variable area nozzles for radial turbines", IHI Engineering Review, Vol 40, 2007
- [7] 모장오, 김유탉, 김만응, 오철, 김정환, 이영호, "선박 폐열을 이용한 100kW급 구심터빈 공력설계 및 CFD에 의한 성능해석", 한국마린엔지니어링학회지, 제 35권, pp.175~181, 2011
- [8] 모장오, 김유탉, 오철, 이영호, "베인노즐 출구각도에 따른 100kW급 구심터빈의 성능 및 내부유동의 영향", 한국마린엔지니어링학회지, 제 35권, pp.757~764, 2011

- [9] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, 김덕줄 외 옮김 "기본 열역학", McGraw-Hill Korea, 2004
- [10] A.Whitfield, "Design of radial turbomachines", Longman Scientific & Technical, 1990
- [11] Roger Scott Earls Rosborough, "An Experimental assessment of different vaned and vaneless stators for a radial inflow turbine", PD thesis, Queen's University, Belfast, 2003
- [12] 이용갑, 육진환, 강만호, "CFX의 Pressure-Based Coupled과 다양한 난류모델을 이용한 유체기계의 유동해석", 유체기계저널, 제 7권, 2004
- [13] ANSYS CFX 12.1 Theory Guide
- [14] H K Versteeg, W Malalasekera, "Computational fluid dynamics", PEARSON Prentice Hall, 2007
- [15] Ronald H. Aungier, "Turbine aerodynamics", AMSE PRESS, 2006
- [16] Hany Moustapha, Mark F. Zelesky, Nicholas C. Baines, David Japikse, "Axial and radial turbines" Concepts NREC, 2003
- [17] C.J. Butcher, B.V. Reddy, "Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 50, 2007
- [18] Hua Chen, "A discussion on volute design method for radial inflow turbines", Proceedings of ASME Turbo Expo, 2009