

RRSML 기반 1MW급 스팀 생성 히트펌프용 2단 원심 압축기의 공력 최적 설계

김병곤*†

Aerodynamic Optimization of a Two-stage Centrifugal Compressor for a 1MW-class High-temperature Steam-generating Heat Pump using Reactive Response Surface Machine Learning

Byungkon Kim*†

Key Words : Centrifugal compressor(원심 압축기), High-temperature steam heat pump(고온 스팀 생성 히트 펌프), Inverse design method(역해법 설계법), Reactive response surface machine learning(RRSML; 반응형 응답표면 머신 러닝 기법), AI-assisted aerodynamic optimization(AI기반 공력 최적설계)

ABSTRACT

This study presents the optimal design of a 1MW-class two-stage centrifugal compressor for high-temperature steam generation heat pump using an AI-assisted design framework based on reactive response surface machine learning (RRSML). The baseline configuration was obtained using an inverse design method, where the compressor flow was first determined by meanline and meridional design, and the three-dimensional blade geometry was subsequently generated by prescribing blade loading distributions and spanwise stacking conditions. High-fidelity CFD simulations were combined with RRSML-based Kriging surrogate model and adaptive sampling, enabling efficient exploration of the design space and rapid identification of optimal aerodynamic configurations.

The optimized compressor achieved an overall efficiency of 85.3% while maintaining a surge margin of 38%, indicating both high performance and robust operational stability. These results confirmed that the AI-driven RRSML optimization framework provides an effective design methodology for designing high-performance centrifugal compressor for high-temperature steam generation systems.

1. Introduction

근 산업 공정에서 발생하는 폐열을 효율적으로 활용하고 탄소 배출을 저감하기 위한 기술로 고온 히트펌프 시스템이 주목받고 있다. 특히 약 80~120°C 수준의 고온 스팀을 생성할 수 있는 산업용 히트펌프 시스템은 화학 공정, 식품 산업, 제지 산업 등 다양한 분야에서 화석연료 기반 스팀 생산을 대체할 수 있는 유망한 기술로 평가되고 있다.

Arpagaus 등은 고온 히트펌프 기술의 시장 동향과 기술 발전 현황을 분석하고 산업 폐열 회수 분야에서의 적용 가능

성을 제시하였다⁽¹⁾. 고온 히트펌프 시스템에 관한 연구는 주로 수십 kW에서 수백 kW급 시스템을 중심으로 수행되어 왔다. Wang 등은 약 100kW급 히트펌프 시스템을 이용하여 약 120°C 수준의 스팀을 생성하는 실험 연구를 수행하여 고온 히트펌프 기술의 가능성을 제시 하였다⁽²⁾. 또한, Kim 등은 산업 폐열을 활용한 히트펌프 시스템의 성능 특성을 분석하였으며⁽³⁾, Cho 등은 산업 폐열 회수를 위한 고온 히트펌프 시스템의 운전 특성을 분석하였다⁽⁴⁾. 그러나 이러한 연구들은 대부분 수백 kW 이하 규모의 시스템을 대상으로 수행됐으며 산업 현장에서 요구되는 메가와트급 고온 히트펌프 시

* (주)태양전기(Taeyang Electric Co., LTD)

† 교신저자, E-mail : bkkim@taeyange.com

시스템에 관한 연구는 상대적으로 제한적인 상황이다.

메가와트급 고온 히트펌프 시스템에서는 높은 압력비를 달성하기 위해 고속 원심 압축기가 일반적으로 사용된다. El Samad 등은 고온 히트펌프용 압축기 기술에 관한 연구에서 고온 히트펌프 시스템에서 압축기의 성능과 신뢰성이 시스템 전체 성능을 결정하는 핵심 요소임을 지적하였다. 특히 높은 압력비를 요구하는 고온 히트펌프 시스템에서는 다단 원심 압축기 구조가 효과적인 해결 방안으로 제시되고 있다⁽⁵⁾.

본 연구에서 고려한 압축기는 약 25,000rpm 수준의 고속 회전과 개방형 임펠러형의 2단 원심 압축기(two-stage centrifugal compressor)이다. 이러한 고속 터보 기계에서는 로터 시스템을 안정적으로 지지하고 마찰 손실을 최소화하기 위해 자기부상 베어링(active magnetic bearing)이 일반적으로 사용된다. 자기부상 베어링은 오일(oil) 윤활이 필요 없는 무 급유 운전(oil-free operation)을 가능하게 하며 고속 회전 조건에서도 안정적인 로터 동역학 특성을 확보할 수 있다는 장점이 있다. 따라서 본 연구에서 고려한 고속 원심 압축기 시스템에서도 마그네틱 베어링을 적용한 로터 지지 구조를 전제로 설계가 수행되었다.

그러나 고속으로 운전되는 다단 원심 압축기에서는 임펠러와 디퓨저 및 단계 간 유동 상호작용에 의해 매우 복잡한 공력 현상이 발생한다. 특히 임펠러 출구와 디퓨저 입구 영역에서는 강한 속도 구배와 유동 왜곡이 발생할 수 있으며 이러한 현상은 압축기 내부 유동의 강한 비선형 공력 특성(non-linear aerodynamic behavior)을 유발한다. 이러한 비선형 유동 특성은 압축기 성능 예측 및 공력 최적 설계를 더욱 어렵게 만드는 요인으로 작용한다.

터보 기계의 공력 설계 분야에서는 inverse design 방법이 널리 사용되어 왔다. Zangeneh는 블레이드 로딩분포를 기반으로 터보 기계 블레이드 형상을 직접 설계할 수 있는 역해법 설계 기법(inverse design method)을 제안하였으며 이후 다양한 터보 기계 설계에 적용되어 왔다⁽⁶⁾.

최근 컴퓨터 계산 능력의 발전과 CFD 기반 수치해석 기술의 발달로 복잡한 유체기계 설계 문제에 최적 설계기법이 널리 적용되고 있다. surrogate model 기반 최적 설계 방법이 터보 기계 설계 분야에서 널리 활용되고 있다. Jones 등은 Kriging 기반 대리 모델을 이용한 효율적인 전역 최적화 방법을 제안하였으며 이후 다양한 공학 설계 문제에 적용되었다⁽⁷⁾. Samad와 Kim은 원심 압축기 설계에 surrogate 모델과 다목적 최적화 기법을 적용하여 공력 성능 향상 가능성을 제시하였다⁽⁸⁾.

최근 Kim은 inverse design 방법과 반응표면 기반 최적화 기법을 결합하여 양수발전용 펌프수차 시스템의 성능 향상 설계를 수행하였다⁽⁹⁾. 이러한 연구는 물리 기반 설계 방법과 데이터 기반 최적 설계 방법을 결합한 설계 접근법의 가능성을 보여주었다.

그러나 기존 surrogate 기반 최적 설계 방법은 일반적으로 균일한 DOE 기반 샘플링을 이용하여 대리 모델을 구축하기 때문에 설계 공간 내의 강한 비선형 영역을 효율적으로 탐색하는 데 한계가 있을 수 있다. 특히 고속 다단 원심 압축기와 같이 복잡한 비선형 유동 구조가 존재하는 경우 설계 변수와 성능 변수 사이의 관계가 매우 복잡하게 나타나며 이러한 경우 기존 surrogate 모델의 예측 정확도가 충분하지 않을 수 있다.

이에 본 연구에서는 고속 2단 원심 압축기의 공력 최적 설계를 위해 능동형 반응표면 머신러닝(RRSML) 기반 최적 설계 구조를 적용하였다. 제안된 방법에서는 DOE 기반 CFD 해석을 통해 Kriging surrogate model을 구축하고 다목적 유전 알고리즘을 이용하여 설계 공간을 탐색한다. 또한 surrogate 모델의 예측 오차와 설계 공간의 민감도를 기반으로 trigger 기반 adaptive resampling 전략을 적용하여 설계 공간의 중요한 영역을 집중적으로 탐색하도록 하였다.

본 연구의 핵심은 단순히 메가와트급 고온 스팀 생성 히트펌프용 2단 원심 압축기의 절대 성능을 제시하는 데 있는 것이 아니라, 고속·고압 비 다단 압축기에서 나타나는 강한 비선형 공력 특성을 효과적으로 처리할 수 있는 RRSML 기반 적응형 공력 최적 설계 프레임 워크의 유효성을 제시하는 데 있다. 특히 메가와트급 고온 히트펌프용 2단 원심 압축기는 강한 설계 점 및 탈 설계 점 절충, surge와 choke 민감성 및 단간(inter stage) 유동 상호작용이 동시에 나타나는 대표적인 비선형 공력 시스템으로, 기존의 정적 반응 표면 모델기반 최적화 기법만으로는 Pareto 최적 공력 경계 영역을 충분히 재구성하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 역설계 기반 공력 설계 방법론과 RRSML 기반 데이터 중심 최적화 기법을 통합함으로써, 산업적으로 요구되는 메가와트급 고온 스팀 생성 히트펌프용 고압 비 2단 원심 압축기에 적용 가능한 practical aerodynamic optimization framework를 제시하였다. 즉, 본 연구의 산업적 의의는 메가와트급 압축기 설계 적용성에 있으며, 학술적 핵심 기여는 nonlinear aerodynamic behavior를 효과적으로 탐색할 수 있는 RRSML 기반 적응형 최적화 방법을 제안하고 검증하였다는 데 있다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 제2장에서는 고온 스팀 생성 히트펌프 시스템 layout와 설계 요구조건, 압축기의 설계 요구조건을 설명하고, 제3장에서는 압축기 설계 방법론을 제시한다. 제4장에서는 압축기의 기본 3차원 형상 설계 과정을 기술하며, 제5장에서는 CFD 해석 방법을 설명한다. 제6장에서는 최적화 결과와 압축기의 공력 성능을 분석하고, 마지막으로 제7장에서 본 연구의 결론을 제시한다.

2. Heat pump system and compressor specification

2.1 Heat pump system

본 연구에서 고려한 시스템은 산업 공정에서 발생하는 저온 폐열을 활용하여 고온 스팀을 생산하기 위한 스팀 생성용 히트펌프 시스템이다. Fig. 1은 본 연구에서 고려한 히트펌프 시스템의 개략적인 구성을 나타낸다. 시스템은 2단 원심 압축기, 열교환기, 팽창장치, 작동 유체 순환계로 구성된다.

시스템의 작동 유체는 폐열원에서 열을 흡수한 후 압축기를 통해 고온 고압 상태로 압축되며, 이후 응축 열교환기에서 열을 방출하면서 물을 가열하여 고온 스팀을 생성한다. 이 과정에서 응축기는 실질적인 스팀 발생기 역할을 한다. 응축 과정 이후 냉매는 팽창장치를 통과하면서 압력이 감소하고 온도가 낮아진다. 이후 열교환기에서 외부 폐열원으로부터 열을 흡수하여 다시 기화된다. 이와 같은 사이클을 반복한다.

본 연구에서 고려한 히트펌프 시스템은 약 1 MW급 스팀

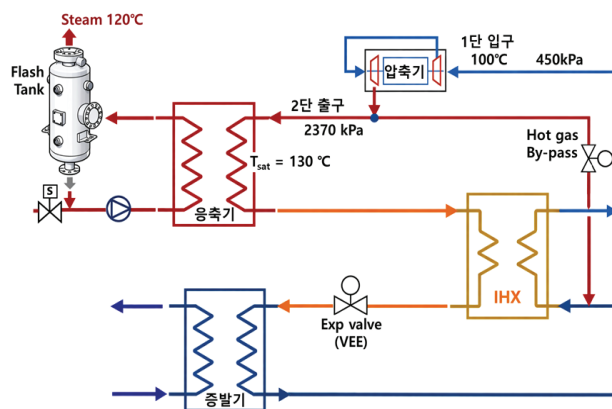


Fig. 1 System configuration of the 1MW steam generation heat pump with a two-stage centrifugal compressor

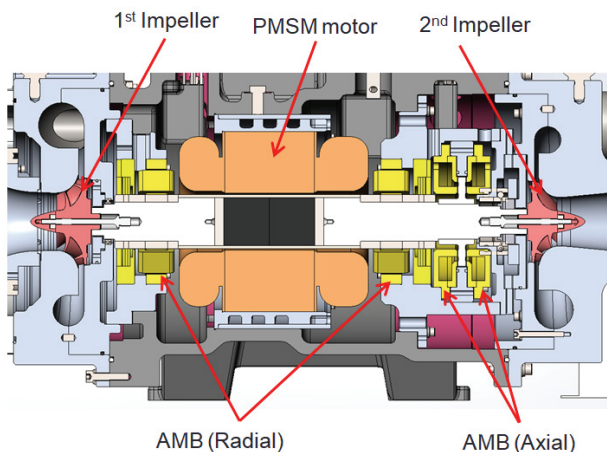


Fig. 2 Configuration of the two-stage compressor

Table 1 Design parameters of the two-stage centrifugal compressor

Item	Value
Working Fluid	R245fa
Mass Flow Rate	7kg/s
Compressor Type	Centrifugal
No. of Stage	2
Pressure Ratio	5.27(~ 2.88 (1st) / ~ 1.84 (2nd))
Impeller Efficiency	$>88\%$
Diffuser Type	Low solidity vaned diffuser
Motor Type	Permanent magnet synchronous motor
Motor Efficiency	$>97.5\%$
1st stage Inlet Condition	4.5bar / 100°C
2nd stage Outlet Condition	23.7bar
Bearing Type	Active magnetic bearing
Speed	$\sim 24,000\text{rpm}$ (max. 25,000)
Motor Power	350kW
Surge Margin	Can be operated at $<65\%$ of rated flow rate at the rated pressure ratio
Choking Margin	7.7kg/s

생성 능력을 갖추는 산업용 시스템을 대상으로 하였다.

따라서 본 연구에서는 히트펌프 시스템의 핵심 구성 요소인 원심 압축기의 공력 설계 및 최적화에 초점을 두었다.

2.2 Compressor design specification

본 연구에서는 Fig. 2와 같이 1MW급 스팀 생성 히트펌프 시스템에 적용하기 위한 2단 원심 압축기(two-stage centrifugal compressor)를 설계 대상으로 하였다. 압축기는 높은 압력비와 안정적인 운전 특성을 확보하기 위하여 2단 압축 구조로 구성하였다.

Table 1은 본 연구에서 고려한 압축기의 주요 설계 조건을 나타낸다.

3. Design Methodology

본 연구에서는 고온 스팀 생성용 히트펌프 시스템에 적용되는 원심 압축기의 설계를 위하여 Fig. 3과 같이 예비 설계, 3차원 형상 생성, 수치해석 및 RRSML 기반 학습형 최적화 과정을 통합한 체계적인 설계 방법론을 적용하였다.

Fig. 3은 역해법 설계 기법 기반 기본 형상 설계와 DoE를 거쳐 Kriging surrogate를 구축하고 MOGA로 구성된 반응형 응답 표면 러닝 머신(RRSML) 최적화 과정을 통합한 전체 설계 절차를 나타낸다.

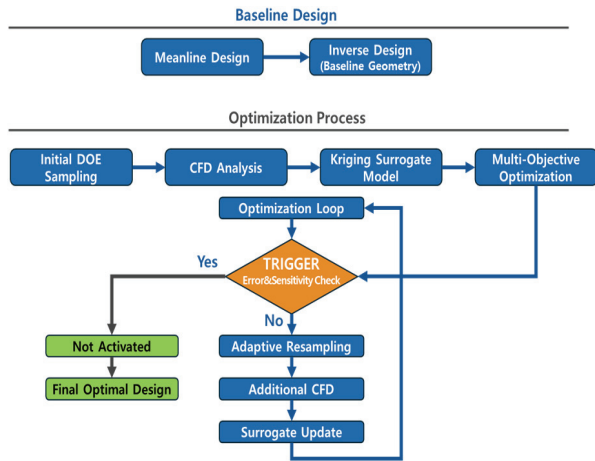


Fig. 3 Design methodology integrating inverse design baseline configuration and RRSML-based surrogate optimization framework

3.1 Meanline analysis

먼저 스팀 생성 히트펌프 시스템의 열역학적 운전 조건을 기반으로 압축기의 전체 설계 요구조건을 설정하였다.

시스템 수준의 요구 성능으로부터 평균선(mean line) 해석을 통해 압축기의 유로 중심선을 따라 1차원 유동 방정식을 적용하여 주요 성능과 기하학적 설계 변수를 예측하여 1단과 2단 압축기의 기본 공력 설계를 각각 수행하였다.

각단의 유동 조건과 역할이 상이 하여, 각각의 단별 최적 공력 설계를 독립적으로 확보하기 위해 1단과 2단의 압축기의 평균선 해석을 별도로 수행하였다. 1단 압축기의 평균선 해석은 Fig. 4와 같이 유량, 회전수 및 압력비 분배를 포함한 전체 압축기 설계의 기준을 결정하는데 기준이 된다.

상기 Fig. 4에서처럼, 1단 압축기의 성능 결과는 회전수가 22,500 rpm일 때 압축비가 2.95, 최고 효율이 91%인 것을 알 수 있다.

반면, 2단 평균선 해석은 Fig. 5에서 나타낸 것처럼 1단 출구 유동과의 정합을 기준으로 최종 압력비와 성능을 완성하는 단계로, stage 간 매칭 및 전체 효율에 큰 영향을 미칠 수 있다.

2단 압축기의 평균선 해석 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 임펠러 회전수가 22,500 rpm일 때 압력비는 1.86, 최고 효율은 92%이다. 전체 압축비는 $2.95 \times 1.86 = 5.487$ 로 약 5.49를 달성할 수 있어 설계 개념의 타당성을 보여준다. 1단이 주요 압력 상승을 담당하고, 2단이 이를 완성하는 구조로 압력비가 잘 분배된 것으로 사료된다.

3.2 Inverse design method

본 연구에서는 3차원 2단 원심 압축기의 baseline 형상을

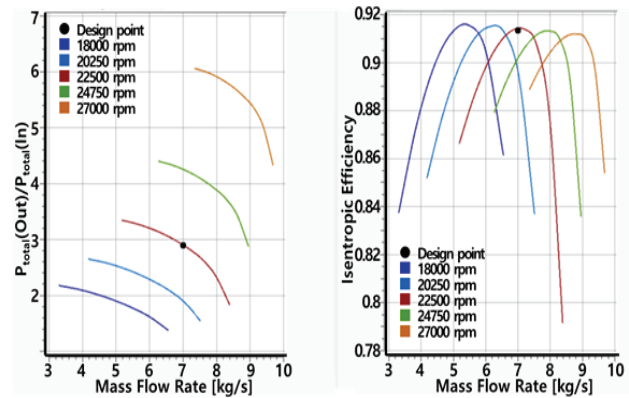


Fig. 4 Performance map of the first-stage compressor

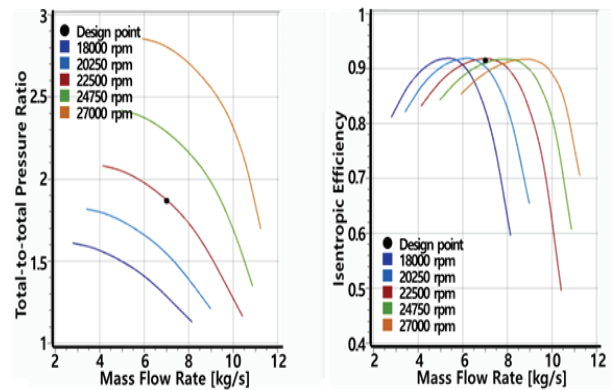


Fig. 5 Performance map of the second-stage compressor

생성하기 위하여 역해법 설계기법을 적용하였다. 역해법 설계기법은 목표 성능을 만족하는 유동 장을 먼저 정의한 후, 이를 만족하는 블레이드 형상을 역으로 도출하는 접근법으로, 전통적인 직접 설계법과 차별화된다.

전술한 바와 같이, 평균선 해석을 통해 각 단(stage)의 에너지 분포, 속도 삼각형, 반경 방향의 기본 치수(허브 및 슈라우드 반경)를 결정한 후, 연속 방정식을 만족하도록 유로 단면적 분포를 설정함으로써 정의된다. 이후 오일러 방정식에 따른 일 분포를 반영하여 반경 방향 형상을 조정하고, 곡률을 완만하게 설계하여 유동 박리를 방지한다. 곡률 분포를 통해 유동의 가속 및 감속 특성을 제어한다.

다음 단계에서는 오일러 터보 기계 방정식에 근거하여, 흐름 방향(streamwise)에 따라 블레이드 로딩 분포(loading distribution)를 정의하였다. 해당 로딩분포는 원주 속도 성분 변화(ΔV_t)를 통해 유체에 전달되는 에너지 분포를 직접적으로 규정하며, 이는 블레이드 표면에서의 압력 분포를 결정하는 주요 인자이다. 유로 방향 로딩은 블레이드 전연(leading edge), 중간부 및 후연(trailing edge) 영역으로 구분하여 각 구간에서의 로딩분포를 설계 변수로 정의함으로써 압력 상승의 분포를 제어하였으며, 동시에 스펠 방향(spanwise) 로딩분포를 정의하여 블레이드 높이 방향에서의 에너지 분포를 제어하였다. 이를 통해 허브(hub)와 슈라우드

(shroud) 간의 work input 분배를 반영하도록 설정하여 3차원 유동 구조를 제어할 수 있도록 하였다.

또한, 블레이드 두께 분포는 구조적 안정성과 공력 성능을 동시에 고려하여 정의하였고, stacking condition은 span 방향에서의 블레이드 형상 정렬을 제어하여 secondary flow 및 유동 왜곡을 최소화할 수 있도록 하였다. 이러한 설계 과정을 통해 평균선 해석에서 도출된 설계 목표를 만족하는 3차원 baseline 형상을 구축하였다.

이처럼 평균선 해석과 자오면 설정과 로딩분포 제어를 통한 3D 1단 압축기의 baseline 형상을 생성하였으며, 각 구성 요소(임펠러, 디퓨저, volute)의 설계 절차와 형상을 Fig. 6에 나타내었다.

먼저, 임펠러 형상은 자오면 형상, 블레이드 두께 분포, stacking 조건, 그리고 로딩분포를 통해 정의되었다. 또한, 블레이드 로딩분포는 spanwise 및 streamwise 방향으로 각각 정의되었다. Spanwise rV_t^* 분포는 반경 방향 에너지 분포를 제어하여 허브 슈라우드 간 유동 균일성을 확보하며, streamwise 로딩분포는 블레이드 통로를 따라 압력 상승의 분포를 결정한다.

Splitter blade는 main blade에 의해 형성된 유동장의 로딩 불균형을 완화하기 위해, 즉 채널 blockage 최소화, wake interaction 감소, 상대속도 분포 균일화의 조건을 만족하도록 조절한다. 특히, 두 블레이드 사이의 상대속도(W) 분포가 다음 조건을 만족하도록 하여야 한다.

$$\frac{\partial W}{\partial \theta} \approx 0 \quad (1)$$

즉, circumferential 방향 속도 기울기를 최소화하여 유동 균일성을 확보한다. 그다음은 오일러 방정식 기반의 streamwise 및 spanwise loading distribution을 재정의한 후 전술한 역해법 기법으로 형상을 도출하였다. 일반적으로 Splitter 시작 위치는 다음과 같이 정의된다.

$$x_s = \alpha \cdot c \quad (0.3 \leq \alpha \leq 0.5) \quad (2)$$

여기서, c는 mean blade chord length이다.

임펠러 블레이드와 splitter 다음에는 디퓨저 설계이다.

본 연구에서 고려한 압축기는 약 23,500rpm 수준의 고속 회전 조건에서 운전되는 고속 원심 압축기이다. 이러한 고속 운전 조건에서는 임펠러 출구에서 강한 속도 기울기와 비 균일 유동(non-uniform flow)이 발생할 수 있으며, 이러한 유동 특성은 디퓨저 성능에 큰 영향을 미친다.

따라서 본 연구에서는 임펠러 출구 유동의 비균일성을 고려하여 LSVD(low solidity vane diffuser)를 적용하였다.

LSVD는 상대적으로 낮은 solidity를 가지는 디퓨저 구조로서 임펠러 출구에서 발생하는 비 균일 유동에 대해 높은 유동 수용성(flow tolerance)을 가지며 비교적 넓은 운전 범위를 확보할 수 있다는 장점이 있다. 또한, LSVD는 고속 원심 압축기에서 안정적인 압력 회복 특성을 확보하는 데 유리한 구조로 알려져 있다. LSVD는 자오면 형상과 블레이드 두께 분포를 기반으로 설계되었으며, streamwise 로딩분포는 유동 감속 과정에서의 압력 회복 성능을 제어하도록 설정되었다. 특히 디퓨저에서는 급격한 확산을 방지하고, 박리 발생을 최소화하는 것이 주요 설계 기준으로 적용되었다.

Volute는 casing 형상과 원주 방향 단면적 분포로 정의되었으며, 이는 유량 증가에 따라 단면적이 점진적으로 증가하도록 설계되었다. 이를 통해 원주 방향으로 균일한 압력 분포를 유지하고, 유속 감소를 통해 압력 회복을 극대화하였다. 또한, 단면 평균 유속 분포를 제어하여 비대칭 유동 및 추가 손실을 최소화하도록 설계되었다.

Fig. 6의 가장 하단그림은 역해법 설계법을 통해 생성된 1단 임펠러의 3차원 형상과 함께, 자오면 방향에 따른 Mach number 분포 및 블레이드 각도 분포를 나타낸다.

우선, 3차원 임펠러 형상을 살펴보면, 블레이드는 backward swept 형태를 가지며, 이는 압력 상승 효율을 확보하고 유동 안정성을 향상하기 위한 대표적인 설계이다. 블레이드 형상은 허브에서 슈라우드로 갈수록 적절한 twist를 가지며 이는 spanwise 로딩분포를 반영한 결과로 해석된다.

자오면 방향 Mach number 분포를 보면, 입구에서 비교적 큰 값에서 시작하여 블레이드 중간 영역에서 감소한 후 출구 근처에서 다시 증가하는 경향을 나타낸다. 이는 임펠러 내부에서 에너지를 전달받으며 속도 성분이 재분배되는 전형적인 특성을 반영한다.

블레이드 각도 분포는 자오면 방향을 따라 점진적으로 변화하며, 입구에서는 상대적으로 큰 각도를 유지하다가 중간 영역에서 감소하고, 출구에서 다시 증가하는 형태를 보인다. 이러한 분포는 유입 유동과의 정합(inlet matching) 및 출구 swirl 형성을 동시에 고려한 결과이며, Euler 방정식에 따른 일(work) 분포를 만족하도록 설계된 것이다.

$$w = \Delta h_0 = U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1} \quad (3)$$

여기서, w : 단위 질량당 일

Δh_0 : 전 엔탈피 증가량

U : 블레이드 원주 속도

V_t : 절대 속도의 원주 방향 성분

하첨자 1, 2 : 각각 입구와 출구

흐름 방향에 따른 국소 work 분포는 다음과 같이 정의될 수 있다.

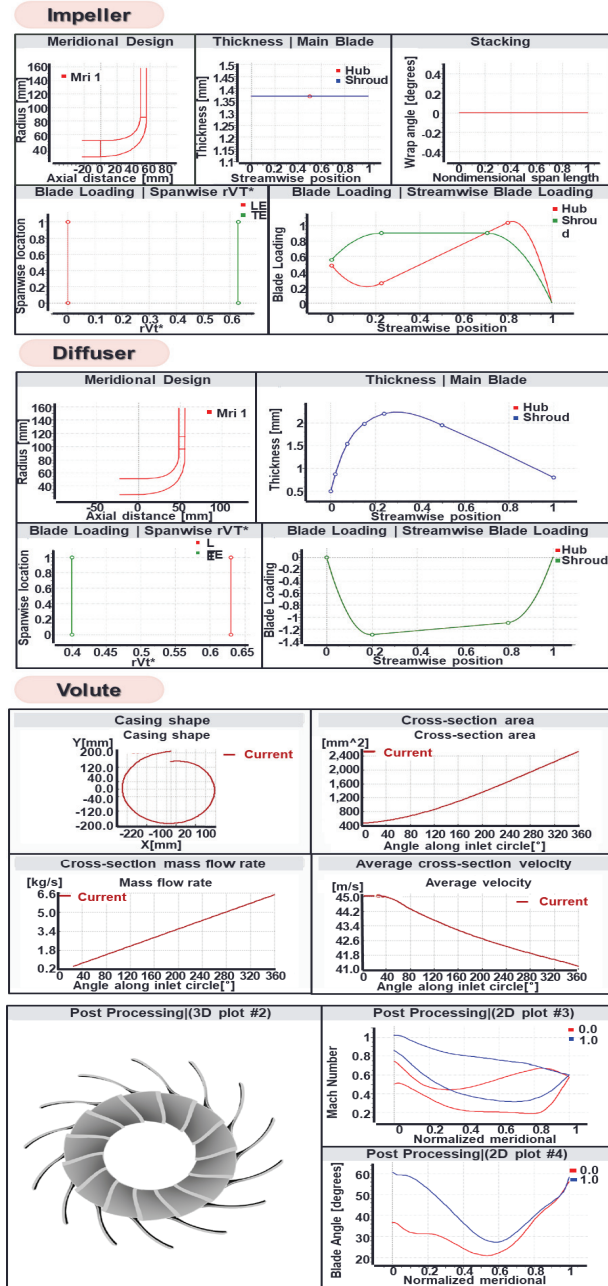


Fig. 6 Baseline configuration of the first-stage compressor

$$\frac{dw}{ds} = U \Delta V_t \quad (4)$$

따라서, streamload distribution은 본질적으로 블레이드 통로를 따라 유동의 swirl 변화량이 어떻게 변화하는가를 나타낸다.

전술한 1단 압축기의 기본 형상 설계 절차와 동일 절차를 적용하여, 2단 압축기의 기본 형상 역시 Fig. 7과 같이 구축하였다.

기본 형상 설계 결과, 1단 및 2단 압축기 모두에서 임펠러는 8개의 메인 블레이드와 8개의 스플리터로 구성되었으며, 디퓨저는 압력 회복 성능과 운전 안정성 사이의 균형을 달성

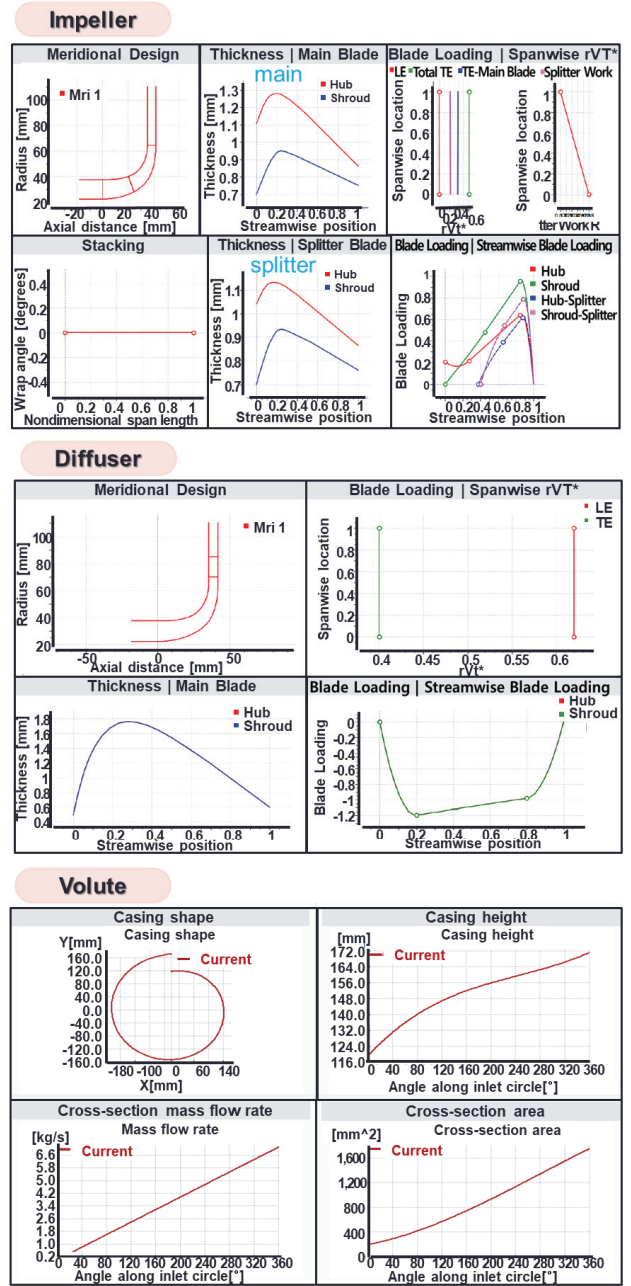


Fig. 7 Baseline configuration of the second-stage compressor

하기 위하여 low solidity vaned diffuser(LSVD)를 채택하였다. LSVD는 상대적으로 낮은 솔리디티(solidity)를 가지

는 디퓨저 구조로서 임펠러 출구에서 발생하는 비균일 유동에 대해 높은 유동 수용성(flow tolerance)을 가지며 비교적 넓은 운전 범위를 확보할 수 있다는 장점이 있다.

또한, Volute 설계는 디퓨저 출구 유동 조건을 기반으로 시작하며, free vortex 가정을 적용하여 각도 방향 유량 증가에 따라 단면적 분포를 결정한다. Volute 설계 시 사용된 입구 경계조건의 예는 Table 2와 같다.

이후 tongue 형상 및 단면 형상을 포함한 초기 형상을 생성하고, Baseline volute는 Fig. 8처럼 비대칭 외부형 구조로 형성됨을 확인하였다.

역해법 설계 법에 의해 생성된 1단 압축기 baseline 형상의 공력 성능을 검증하기 위하여 3차원 CFD 해석을 수행하였다. 해석 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 회전수 23,500rpm의 설계 점 조건에서 1단 압축기는 압력비 3.02와 효율 87.8%를 나타내어, baseline 형상이 설계 목표를 전반적으로 만족하는 양호한 성능을 확보하고 있음을 확인하였다. 또한, 유

Table 2 Example of boundary conditions used for designing a volute(stage 1)

Boundary condition	Value
Radial velocity at inlet(m/s)	15.96
Tangential velocity at inlet(m/s)	45.25
Total pressure at inlet(Pa)	1374780
Total temperature at inlet(K)	408.93

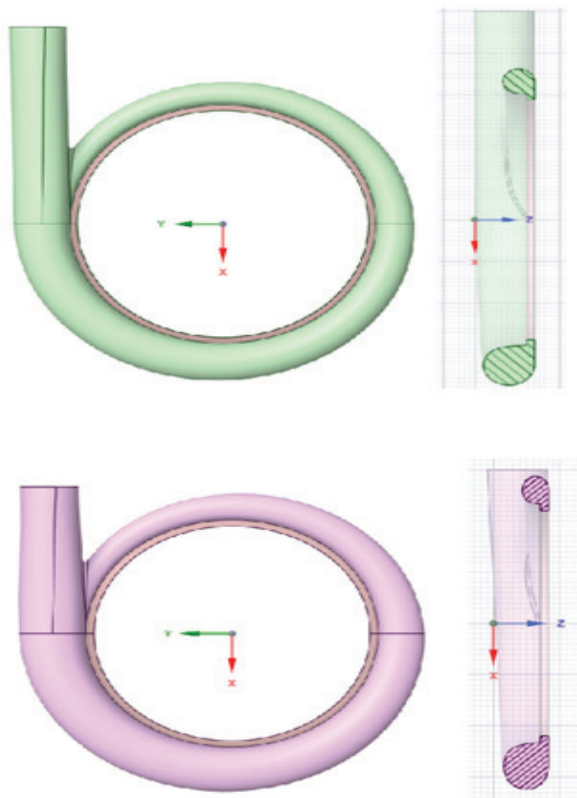


Fig. 8 Baseline volute designs: stage 1(top) and stage 2(bottom)

량에 따른 성능 분포를 분석한 결과, 임펠러 압력비는 저 유량 영역에서 상대적으로 큰 값을 보이다가 유량 증가에 따라 점진적으로 감소하였으며, 디퓨저 및 volute를 포함한 후 단 구성 요소에서도 유사한 경향이 관찰되었다. 효율은 설계 점 부근에서 최대값을 나타내었으나, 과 유량 영역으로 갈수록 감소하는 특성을 보였다.

특히 손실 계수와 압력회복계수의 변화를 통해, 설계 점 부근에서는 디퓨저가 비교적 안정적인 압력 회복 성능을 확보하고 있으나, 1.05 이상의 고 유량 영역에서는 손실이 급격히 증가하고 압력 회복이 크게 저하됨을 확인할 수 있었다. 이는 고 유량 조건에서 디퓨저 및 volute 입구 부근의 유동 비균일성이 증가하고, 결과적으로 Choking에 근접한 유동 특성이 형성됨을 시사한다.

종합적으로 1단 baseline 형상은 설계 점에서 우수한 압력비와 효율을 달성하였으나, 오프 디자인(off-design) 특히 고 유량 영역에서는 손실 증가와 압력 회복 저하가 뚜렷하게 나타났다.

실제 오프 디자인(off-design) 상태에서의 유동 특성을 Fig. 10과 Fig. 11에 Mach number contour와 static entropy streamline을 각각 나타내었다.

먼저, Fig. 10을 보면, 1단 baseline 형상은 오프 디자인 조건에서 뚜렷한 유동 한계를 나타내는 것을 확인할 수 있다. 특히, 과 유량 조건(약 110% 유량)에서는 mid-span 영역을 중심으로 Mach number가 1에 근접하는 고속 유동이 형성되며, 이는 choking 현상이 발생하고 있음을 명확히 보여준다. 해당 영역에서는 유동이 음속에 도달함에 따라 추가적인 유량 증가가 제한되고, 압력 회복 성능이 저하되는 특성이 나타난다.

반면, Fig. 11에서처럼, 부분 부하 조건(80% 유량)에서는 static entropy 분포를 보면, 붉은색 영역(고 엔트로피 영역)이 임펠러 출구에서 디퓨저 입구에 집중된 것이 관찰된다. 즉, 디퓨저 입구 부근에서 국소적인 고 엔트로피 영역이 형성되는 것이 관찰된다. 이는 임펠러 출구 유동과 디퓨저 설계 유동 각 간의 불일치로 인해 입사각이 증가하고, 그 결과 디퓨저 내에서 강한 역 압력 구배에 의해 유동이 정상적으로 확산하지 못하고 경계층 박리가 발생한 것으로 판단된다. 또한, 유선이 매끄럽지 못하고 휘어짐과 일부 구간에서 유선이 뭉치는 현상을 보이는데 이는 재순환 영역(recirculation zone)이 존재한다는 것이다. 이러한 경계층 박리로 인한 재순환 영역은 혼합 손실을 유발하며, 국소적인 엔트로피 증가로 나타난다고 사료 된다. 따라서 본 조건에서 유동 불안정성은 디퓨저 stall의 전형적인 특성으로 판단된다.

이러한 유동 불안정은 압력비 및 효율 저하를 초래하며, 압축기의 안전운전 범위를 제한하는 주요 원인으로 작용한다. 따라서, 본 1단 baseline 형상은 설계 점에서는 양호한 성능을 보이나, 과 유량 영역에서는 choking, 80% 부분 부

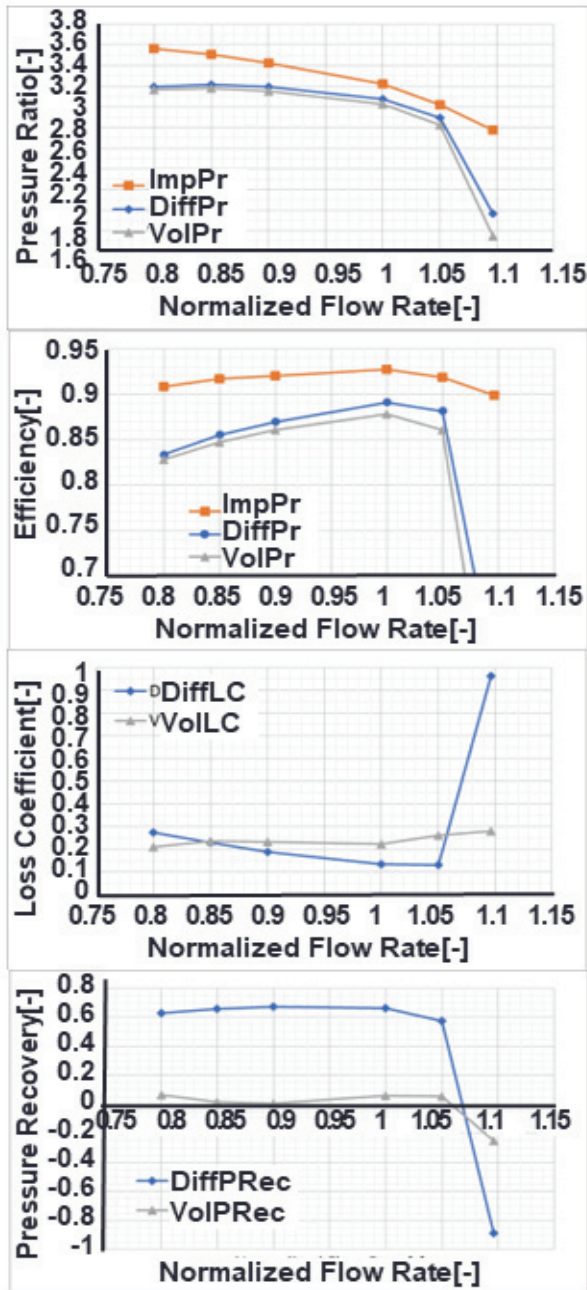


Fig. 9 Performance results of the baseline first-stage compressor

하에서부터 stall이 발생하여 운전 범위가 제한됨을 확인할 수 있다. 따라서, 실제 압축기의 주 운전 영역인 부분 부하 영역의 stall margin을 확보하고 성능 개선과 과부하 영역에서의 choking margin을 확보하기 위해 전술한 RRSML 기반의 최적화를 수행하였다.

2단 baseline 압축기(임펠러, 디퓨저, volute)의 성능(압축비, 효율, 손실 계수 그리고 압력 회복)을 Fig. 12에 과유량(110% 유량)에서의 Mach number contour와 부분 부하(80% 유량)에서의 static entropy streamline 선도를 Fig. 13과 Fig. 14에 각각 나타내었다.

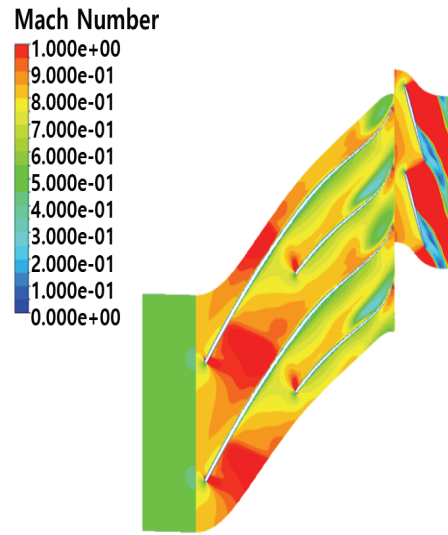


Fig. 10 Mach number contour of the baseline first-stage compressor at 110% flow rate(mid span)

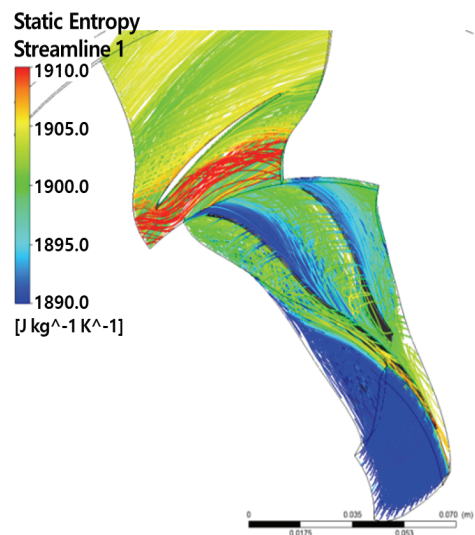


Fig. 11 Static entropy streamline of the baseline first-stage compressor at 80% flow rate(mid span)

Fig. 12의 2단 baseline 압축기 형상의 성능 곡선을 보면, 설계 점 부근에서는 비교적 양호한 효율과 압축비를 나타내었으나, 유량 변화에 따른 성능 변화가 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 특히, 고유량 영역에서는 압축비와 효율이 급격히 감소하였으며, 이는 디퓨저에서의 choking 및 압력 회복 실패에 기인하는 것으로 판단된다. 손실 계수(loss coefficient)는, 고유량 영역에서 디퓨저 손실이 급격히 증가하는 반면 volute 손실은 상대적으로 완만하게 변화하는 것으로 나타나, 전체 성능 저하의 원인이 디퓨저임을 확인할 수 있다.

또한, 압력 회복 계수(pressure recovery coefficient)는

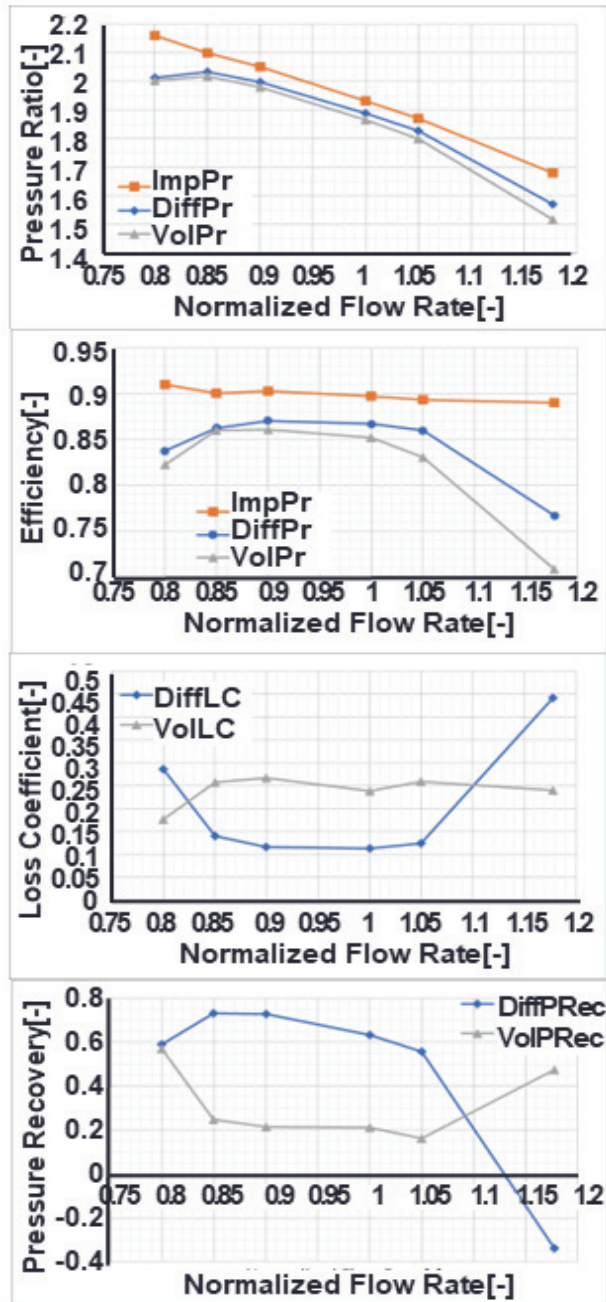


Fig. 12 Performance results of the baseline second-stage compressor configuration

고유량 조건에서 급격히 감소하며 일부 영역에서는 음의 값을 나타내며 유동 붕괴가 발생했음을 보여준다.

이러한 결과는 2단 baseline 형상이 설계 점에서는 적절한 성능을 나타내지만, off-design 조건에서는 유동 안정성이 부족함을 의미하며, 특히 디퓨저 형상 및 throat 설계의 개선이 필요함을 시사한다.

1단 baseline 형상의 성능 검증과 같은 방법으로 과유량과 부분 부하에서의 유동 상태를 점검하였다. Fig. 13에 정격 유량의 118% 조건에서 mid-span 위치의 Mach number contour를 나타내었다. 그림에서처럼 디퓨저 베인 사이의

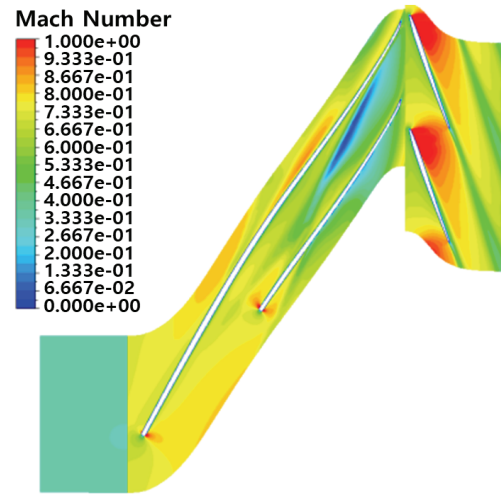


Fig. 13 Mach number contour of the baseline second-stage compressor configuration

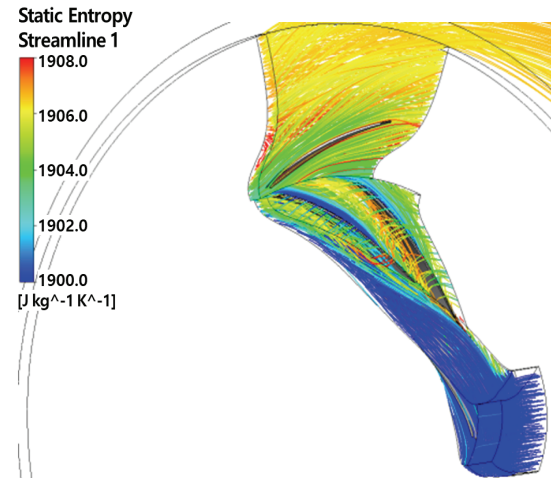


Fig. 14 Static entropy streamline of the baseline second-stage compressor

throat 부근에서 Mach 수가 1에 근접하는 고속 영역이 형성되는 것을 확인할 수가 있다. 이는 증가된 질량 유량으로 인해 유동이 국부적으로 sonic condition에 도달했음을 의미하며, 디퓨저가 choking 지배 상태에 도달했음을 나타낸다.

또한, vane passage 내부에서는 유동이 감속되지 않고 오히려 가속되는 경향이 나타나고 있으며, 이는 디퓨저가 본래의 압력 회복 기능을 수행하지 못하고 있음을 시사한다. 이러한 현상은 고유량 영역에서 관찰된 압축비 감소 및 효율 저하와 일치하며, diffuser throat 면적 부족 및 과도한 유동 가속에 기인하는 것으로 판단된다. 따라서, 2단 baseline 형상의 고유량 성능 저하는 디퓨저에서의 choking 및 압력 회복 실패가 원인임을 확인할 수 있다.

2단 baseline 형상의 저유량 특성을 분석하기 위하여 약 80% 유량 조건에서 static entropy contour를 Fig. 14에 나타내었다. 검토 결과 디퓨저 베인 입구 및 suction side 부근

에서 높은 엔트로피 영역이 형성되는 것을 확인할 수 있다. 이것은 강한 유동 박리에 기인한 것으로 판단된다. 특히, 베인 통로 내부에서는 엔트로피가 불균일하게 분포하며 streamline이 크게 왜곡되는 양상이 나타나며, 이는 재순환 및 국부적인 유동 차단 현상을 시사한다.

이러한 현상은 저유량 조건에서 증가된 입사각으로 인해 디퓨저 입구에서 유동이 베인 표면을 따라가지 못하고 분리되면서 발생한 것으로 해석된다. 또한, 1단 출구 유동의 비균일성이 2단 입구로 전달되면서 유동 왜곡이 더욱 증폭된 것으로 판단된다. 따라서 2단 baseline 형상의 저유량 성능 저하는 주로 디퓨저 입구에서의 유동 박리와 이에 따른 재순환 구조 형성에 기인한 것으로 판단된다.

1단 및 2단 baseline 형상의 성능 결과를 분석한 결과, 설계 점에서는 비교적 양호한 성능을 나타내었으나, off-design 조건에서 뚜렷한 성능 저하가 발생하는 것을 확인하였다.

따라서 본 연구에서는 이러한 한계를 극복하고, 설계 공간 탐색 효율을 향상하기 위하여 RRSML 기반의 적응형 최적화 기법을 적용하였다.

4. Optimization

Baseline 형상의 성능 개선을 위하여 본 연구에서는 1단과 2단을 각각 독립적인 최적화 대상으로 설정하였다. 이는 각단이 서로 다른 기하학적 크기, 블레이드 로딩 특성, 압축비 분담, 그리고 유동 불안정 메커니즘을 가지기 때문이다. 우선, 1단 최적화의 목적은 오프 디자인(off-design) 운전 영역에서의 공력 성능과 운전 안정성을 개선하는 것이다. 이를 위해 1단 임펠러 형상은 Table 3과 같이 20개의 설계 변수로 정의하였다. 블레이드 로딩 분포(streamwise and spanwise)와 자오면 형상은 baseline과 Fig. 15처럼 차이를 나타내었다. 최적화 순서는 다음과 같은 순서로 진행하였다.

DoE → CFD 해석 → Surrogate model 구축 → MOGA를 결합한 RRSML 기반 최적화

4.1 Design variable definition

Baseline 형상을 기초로 총 20개의 형상 변수로 정의되었으며, 각 변수에 대해 물리적으로 허용하는 상한 및 하한을 설정하였다. 설계 변수 벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$X = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_{20}\}^T \quad (5)$$

여기서, 각 x_i 는 해당 기하학적 변수이며,

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, i = 1, \dots, 20 \quad (6)$$

Table 3 Main geometric parameters and variations limit of the first-stage impeller

	Name	Lower bound	Value	Upper bound	Units
1	LE Loading Hub	0.2	0.290991	0.45	-
2	LE Loading Shroud	0	0.212433	0.4	-
3	Slope Hub	0.25	0.631966	0.9	-
4	Slope Shroud	0.2	0.918885	1.6	-
5	SP Slope Hub	-0.5	1	1.8	-
6	SP Slope Shroud	-1	0.439819	2	-
7	SP LE Loading Hub	0	0	0.3	-
8	SP LE Loading Shroud	0	0.122149	0.4	-
9	rVt* Shroud TE	0.67	0.695	0.7	-
10	SP Work Ratio Hub	0.36	0.38	0.41	-
11	SP Work Ratio Shroud	0.34	0.36	0.39	-
12	M4_SPLITTER_LE_HUB	-0.115	-0.07484	0	-
13	M4_SPLITTER_LE_SHROUD	-0.065	-0.046	0	-
14	M4_SECTION_WIDTHS_[0]	23	24.18963	26	mm
15	M4_SECTION_WIDTHS_[2]	16	17.39727	19	mm
16	M4_REF_YPOINTS_[3]	85	85.51714	87.5	mm
17	M4_SECTION_WIDTHS_[6]	6.5	7.22764	8	mm
18	M4_REF_XPOINTS_[6]	55	59.58614	70	mm
19	Wrap angle[Shroud]	-5	0	5	degrees
20	Number of Blades	7	0	9	-

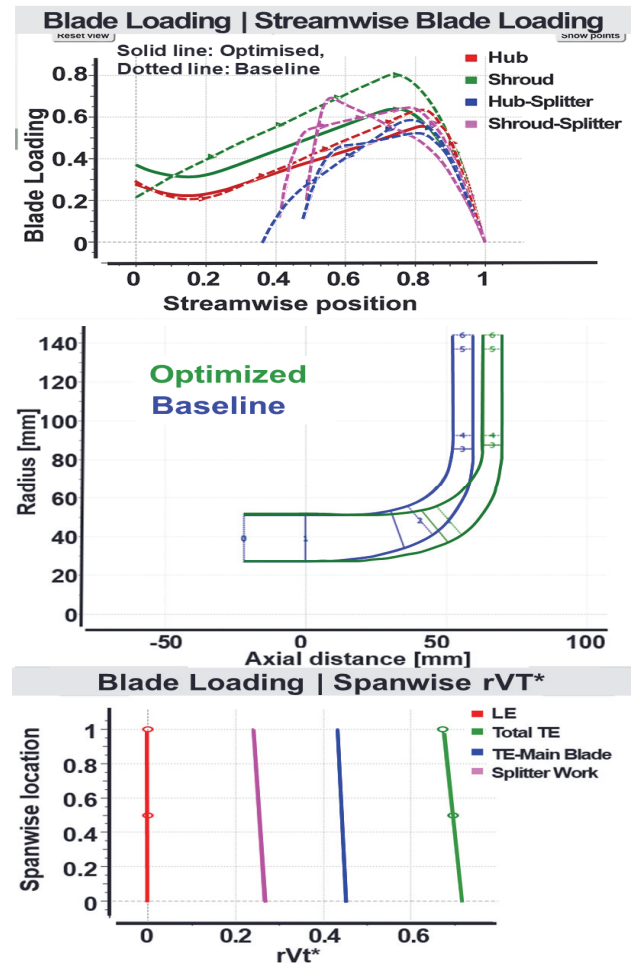


Fig. 15 Comparison of loading distributions and meridional geometries between the baseline and optimized first-stage designs

을 만족한다. 이때 x_i^L 및 x_i^U 는 각각 Table 3에 주어진 하한과 상한이다.

4.2 Design of Experiments(DoE) using LHS

설계 공간을 효율적으로 탐색하기 위하여 Latin Hypercube Sampling(LHS)을 이용하여 초기 DoE matrix는 다음과 같은 형태로 표현된다.

$$X = \begin{bmatrix} x_1^{(1)} & \dots & x_{20}^{(1)} \\ x_1^{(2)} & \dots & x_{20}^{(2)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_1^{(N)} & \dots & x_{20}^{(N)} \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서, N은 초기 DoE 샘플 수이다. 본 연구에서는 초기 surrogate model 구축을 위해 N=60 샘플을 사용하였다.

4.3 High-fidelity CFD analysis

LHS로 얻어진 각 설계 점($X^{(j)}$)은 형상 생성기(geometry generator)에 입력되어 새로운 3차원 블레이드 형상으로 변환한다. 이렇게 생성된 각 DoE 샘플 형상에 대해 3차원 CFD 해석을 수행하여 성능 응답 값을 계산하였다.

$$Y^{(j)} = \{\eta^{(j)}, \Pi^{(j)}, m, \dot{\Phi}, \dots\} \quad (8)$$

여기서, 응답 변수는 다음과 같다.

η : stage efficiency

Π : 압력비($P_{t,2}/P_{t,1}$)

$\dot{m}$: 질량 유량

따라서 최종 CFD database는 다음과 같은 입력, 출력 쌍의 집합으로 구성된다.

$$D = \{(X^{(1)}, Y^{(1)}), (X^{(2)}, Y^{(2)}), \dots, (X^{(N)}, Y^{(N)})\} \quad (9)$$

4.4 Kriging surrogate model construction

고비용 CFD 해석을 대체하기 위하여 Kriging 기반 surrogate model을 구축하였다. Kriging model은 설계 변수의 성능 지표 사이의 비선형 관계를 다음과 같이 표현한다.

$$Y(X) = \mu + \mathcal{Z}(X) \quad (10)$$

여기서, μ 는 global mean, $\mathcal{Z}(X)$ 는 평균이 0이고 공분산 구조를 가지는 Gaussian random process이다.

두 설계 점 $X^{(p)}$ 와 $X^{(q)}$ 사이의 상관 함수는 다음과 같이

정의된다.

$$Y(X) = \mu + r^T(X) R^{-1} (Y - 1\mu) \quad (11)$$

여기서,

R : 기존 샘플 간의 상관행렬, $r(X)$: 새 점 X 와 기존 샘플 간 상관 벡터, Y : CFD로부터 얻어진 응답 값 벡터, μ : 추정된 평균값이다.

4.5 RRSML-based optimization

Kriging surrogate model이 한번 구축되면, 그 위에서 다목적 최적화를 수행하여 Pareto 후보군을 얻는다. 그러나 초기 DoE만으로는 모든 비선형 유동 현상, 특히 stall, choke, diffuser separation과 같은 국소적 특성을 충분히 반영하기 어렵다. 따라서, RRSML 에서 surrogate의 예측 오차가 클 것으로 예상되는 영역 또는 Pareto front 주변의 민감한 영역에 대해 추가 sampling을 수행한다.

Table 4는 2단 압축기 최적화를 위한 임펠러 및 자오면 형상을 구성하는 총 20개의 기하학적 설계 변수와 각 변수의 허용 범위(lower and upper bound)를 제시한다. 각 변수는 baseline 형상을 기준으로 설정되며, DoE(LHS)를 통해 sampling되어 CFD 해석 그 다음 Kriging surrogate, 이 대리 모델을 대상으로 RRSML 최적화의 입력으로 사용된다. 이처럼 Table 4는 단순 변수 나열이 아니라 RRSML 관점에서 고차원 비선형 설계 공간을 정의하는 핵심 입력이다.

Table 4 Main geometric parameters and variations limit of the second-stage impeller

	Name	Lower bound	Value	Upper bound	Units
1	LE Loading Hub	0.1	0.206166	0.4	-
2	LE Loading Shroud	0	0	0.3	-
3	Slope Hub	0.3	0.702311	1.1	-
4	Slope Shroud	0.2	1.5	1.8	-
5	SP Slope Hub	0	1	1.6	-
6	SP Slope Shroud	-0.5	1.5	2	-
7	SP LE Loading Hub	0	0	0.3	-
8	SP LE Loading Shroud	0	0	0.3	-
9	rVt* Shroud TE	0.675	0.7	0.71	-
10	SP Work Ratio Hub	0.36	0.38	0.41	-
11	SP Work Ratio Shroud	0.35	0.37	0.4	-
12	M4_SPLITTER_LE_HUB	-0.103	-0.07332	-0.053	-
13	M4_SPLITTER_LE_SHROUD	-0.047	-0.03677	0	-
14	M4_SECTION_WIDTHS_[0]	14.5	15.17172	16.7	mm
15	M4_SECTION_WIDTHS_[2]	10.8	11.49966	13.2	mm
16	M4_REF_YPOINTS_[3]	67	67	69	mm
17	M4_SECTION_WIDTHS_[6]	5.9	6.43581	7	mm
18	M4_REF_XPOINTS_[6]	40	41.76956	50	mm
19	Wrap angle[Shroud]	-5	0	5	degrees
20	Number of Blades	7	8	9	-

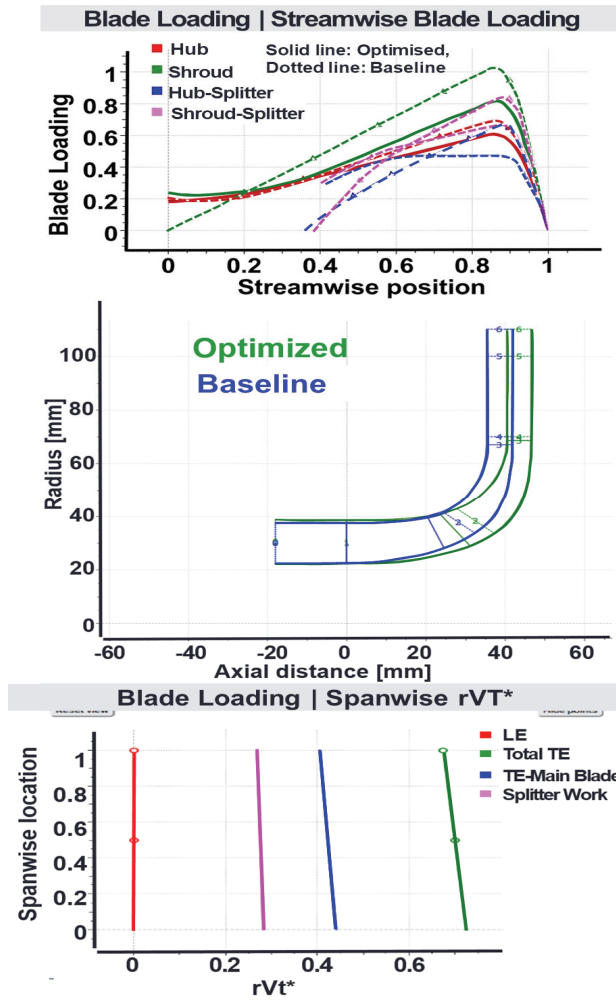


Fig. 16 Comparison of blade loading distributions and meridional geometries between the baseline and optimized second-stage impellers

Table 5 Comparison of blade loading distributions and meridional geometries between the baseline and optimized second-stage impellers

No	Name	Direction
1	OP2 Stage Efficiency	Maximum
2	OP4 Stage Pressure Ratio	Maximum
3	OP3 Stage Pressure Ratio	Maximum

Table 6 Constraints condition for the first-stage impeller optimization

No	Name	Lower bound	Value	Upper bound	Units
1	LELean	0	6.449358	12	degrees
2	LEBowRatio	0	12.97087	14	-
3	LELeanSp	0	6.528028	12	degrees
4	OP1 Mass Flow Rate	7.72	7.7801	7.9	kg/s
5	OP2 Stage Pressure Ratio	2.8	2.86823	3	-

먼저 stage 1과 2의 목적 함수를 Table 5와 6처럼 설정한 후 제약 조건을 Table 7과 8처럼 설정하였다.

Table 5에 나타난 것처럼, 1단 압축기에서는 아래의 식 (12)와 같이, 목적 함수는 부분 부하 영역(OP2)에서의 효율을 최대화, diffuser stall을 억제하고, 동시에 OP3 및 OP4 조건에서 압축비를 유지하도록 설정하였으며, 기계적 안정성과 설계 점 성능을 위하여 Table 6처럼, 형상 제약 조건과 유량 및 압축비 제약 조건을 동시에 부여하였다.

$$F(x) = \max[\eta_{OP2}(x), \Pi_{OP4}, \Pi_{OP3}] \quad (12)$$

여기서,

η_{op2} : OP2 조건(정격 조건), Π_{op3}, Π_{op4} : OP3(80% 정격 유량), OP4(75% 정격 유량) 조건에서의 압축비

Table 5는 Stage 1의 다목적 최적화 전략을 정의하며, 중간 유량 조건(OP2)에서의 효율과 저유량(OP3) 및 surge 근점(OP4) 조건에서의 압축비를 동시에 최대화하도록 구성되어 있다.

2단 압축기의 형상 최적화는 1단 압축기와 같은 절차에 따라 수행하였으며, 다만 2단의 운전 특성을 반영하여 목적 함수와 제한 조건을 Table 7과 Table 8과 같이 정의하였다. 목적 함수는 각 운전 점에서의 단 효율 및 압력비를 최대화하도록 설정하였다. 또한, 기계적 안정성 및 설계 점 성능 유지를 위하여 throat 면적, leading edge 형상 변수, 그리고 설계 점 압력비에 대한 제한 조건을 함께 부여하였다.

$$F(x) = \max[\eta_{OP2}(x), \Pi_{OP3}(x), \Pi_{OP4}(x), \Pi_{OP1}(x)] \quad (13)$$

여기서,

Table 7 Objectives of the second-stage impeller optimization

No	Name	Direction
1	OP2 Stage Efficiency	Maximum
2	OP3 Stage Pressure Ratio	Maximum
3	OP4 Stage Pressure Ratio	Maximum
4	OP1 Stage Pressure Ratio	Maximum

Table 8 Constraint of the second-stage impeller optimization

No	Name	Lower bound	Value	Upper bound	Units
1	Throat	1,500	1,585.576	1,750	mm ²
2	ThroatSp	1,500	1,576.688	1,750	mm ²
3	LELean	0	3.918438	12	degrees
4	LEBowRatio	0	12.95282	14	-
5	LELeanSp	0	2.06702	12	degrees
6	OP1 Stage Pressure Ratio	1.76	1.78229	2.1	-

Table 9 Optimization setting of genetic algorithm

	Name	Value
1	Population Size(multiple of 2)	100
2	Number of generations	100
3	Crossover Probability	0.9
4	Mutation Probability	0.088
5	Initial DoE Size	60
6	Point Added Per Iteration	10
7	Number Of Iterations	4

η_{OP2} : OP2 운전 점(85% 정격유량)에서의 2단 효율

Π_{OP3} : OP3 운전 점(80% 정격유량)에서의 2단 압력비

Π_{OP4} : OP4 운전 점(75% 정격유량)에서의 2단 압력비

Π_{OP1} : OP1 운전 점(정격유량)에서의 2단 압력비

즉, 2단 압축기는 OP1에서 요구되는 압력비 범위를 만족 하면서, 다른 운전 점에서의 효율 및 압력비를 동시에 향상 하도록 최적화되었다.

1단과 2단 모두 최적화에는 유전자 알고리즘 기반의 다목적 최적화 기법을 적용하였으며, 주요 설정값은 Table 9와 같다.

Table 9는 본 연구에서 적용한 유전 알고리즘 기반 최적화 과정의 주요 설정값을 정리한 것이다. 다목적 공력 최적화를 수행하기 위하여 population size를 100으로 설정하였으며, 이는 설계 공간의 다양성을 충분히 확보하면서도 계산 비용을 과도하게 증가시키지 않기 위한 절충 값으로 선정되었다. 또한, generation 수 역시 100으로 설정하여 Pareto front의 수렴성과 안정적인 해 탐색이 가능하도록 하였다. Crossover 확률은 0.9로 설정하여 우수한 설계변수 조합이 다음 세대로 효과적으로 전달될 수 있도록 하였으며, mutation 확률은 설계변수 개수(n)에 기반을 두어 일반적으로 사용되는 $1/n$ 수준을 고려하여 결정되었다.

초기 DoE 샘플 횟수(N)는 $60(N=3n)$ 으로 설정하였으며, 이는 설계변수 수와 대리 모델의 초기 안정성을 고려한 결과이다. 이후 trigger-based adaptive resampling 과정에서는 iteration마다 10개의 추가 샘플을 선택적으로 생성하여 대리 모델을 반복적으로 보완하였다. 총 iteration 수는 4회로 설정하였으며, 이를 통해 초기 DoE 60개와 adaptive resampling 40개를 포함하여 총 100개의 CFD sample database를 구축하였다⁽¹⁰⁾.

Trigger function을 이용한 resampling 방법은 계산 비용과 수렴 안정성 등을 고려하여 과도하게 복잡한 형태로 정의하기보다, Kriging surrogate model의 예측 불확실도(predictive uncertainty)와 Pareto front의 국부 곡률(local curvature)을 기반으로 다음과 같이 단순화하였다.

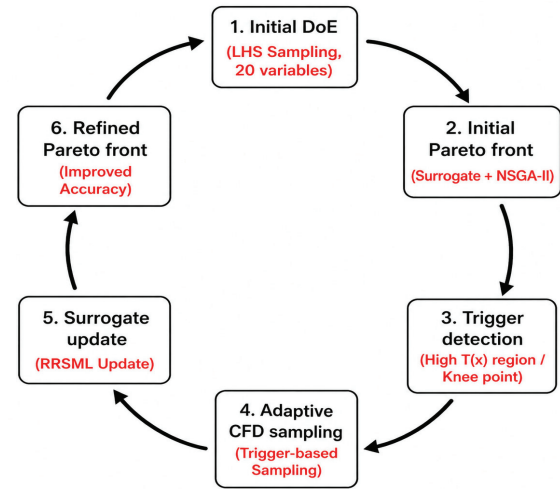


Fig. 17 Trigger-based adaptive resampling procedure of the RRSML optimization framework

$$T(x) = \alpha \frac{\sigma(x)}{\sigma_{\max}} + (1 - \alpha) \kappa_{Pareto} \quad (14)$$

$T(x) \geq T_{th}$, 이면 Trigger on(추가 sample)

여기서, $\sigma(x) = \sqrt{\sigma^2(x)}$: Kriging predictive uncertainty, α : weighting factor(=0.5)로서 adaptive sampling strategy의 탐색, 활용 균형 계수, κ_{Pareto} : Pareto front의 local curvature, T_{th} : Trigger threshold value(=0.5).

본 연구에서 적용된 trigger-based adaptive resampling 기반 RRSML framework의 전체 절차를 Fig. 17에 나타내었다.

Fig. 17은 고차원 공력 최적 설계를 위한 제안된 RRSML framework의 전체적인 trigger 기반 적응형 재샘플링 절차를 나타낸다. 먼저, 20개의 설계변수에 대해 Latin Hypercube Sampling(LHS) 기반의 실험계획법(DoE)을 수행하여 초기 CFD 데이터베이스를 기반으로 대리모델(surrogate model)을 구축하였다. 이후, 구축된 CFD 데이터를 기반으로 Kriging surrogate model을 구축한다. 이후 NSGA-II를 적용하여 초기 Pareto front를 생성하였다. 이때 각 Pareto 후보 점 또는 설계 공간 내 후보 점 x에 대해 식 (14)를 통한 trigger function을 계산한다. Trigger 조건은 다음과 같이 정의된다.

$T(x) \geq T_{th}$, 이면 Trigger on(추가 sample)

해당 조건을 만족하면 그 설계 점은 추가 CFD 계산이 필요한 영역으로 판단되며, adaptive CFD sampling이 수행된다.

즉, 단순히 무작위로 샘플을 추가하는 것이 아니라, 대리 모델이 불확실하거나 Pareto front의 비선형성이 강한 영역에 선택적으로 CFD sample을 배치한다.

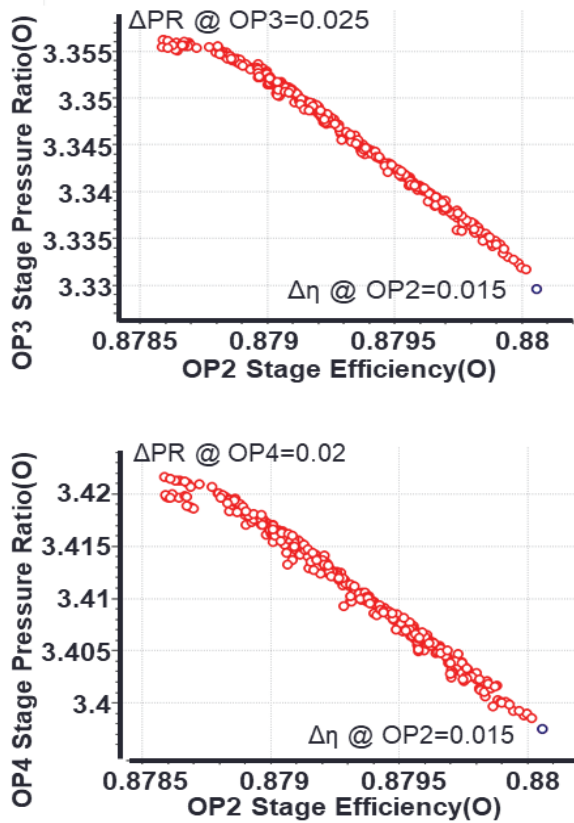


Fig. 18 Pareto solutions of the first-stage impeller optimization

본 연구에서는 이러한 reactive resampling 과정을 총 4 회 반복하였다. 이 과정을 통해 Pareto front가 점진적으로 재구성된다.

Fig. 17의 과정을 통해 도출된 1단 압축기 임펠러 형상 최적화 최종 Pareto front의 2차원 분포는 Fig. 18과 같다.

Fig. 18은 Stage 1 임펠러 최적화 과정에서 도출된 Pareto front를 나타내며, 단 효율(OP2)과 단 압력비(OP3 및 OP4) 사이에 존재하는 본질적인 상충관계를 명확하게 나타낸다. 상단 그래프는 OP3 조건, 하단 그래프는 OP4 조건에서의 압축비 변화를 나타낸다. 두 그래프 모두에서 효율증가에 따라 압력비는 거의 선형적으로 감소하는 경향이 관찰된다. 이는 효율 향상을 위해 유동 손실을 최소화하는 방향으로 설계가 이루어질 경우, 유체에 전달하는 에너지 증가가 제한되어 압력 상승 능력이 감소함을 의미한다.

특히, OP3 조건에서는 압축비 변화량($\Delta PR \approx 0.025$)이 상대적으로 크게 나타나지만, OP4 조건에서는 $\Delta PR \approx 0.02$ 수준으로 다소 완만한 변화를 보인다. 이는 운전 조건에 따라 효율, 압축비 trade-off의 민감도가 달라질 수 있음을 시사한다. 또한, 효율 변화 폭은 $\Delta \eta \approx 0.015$ 수준으로 제한적임에도 불구하고 압축비는 비교적 뚜렷한 변화를 보이므로, 설계 시 압축비 성능이 효율보다 더 민감한 응답을 보이는 것을 확인할 수 있다.

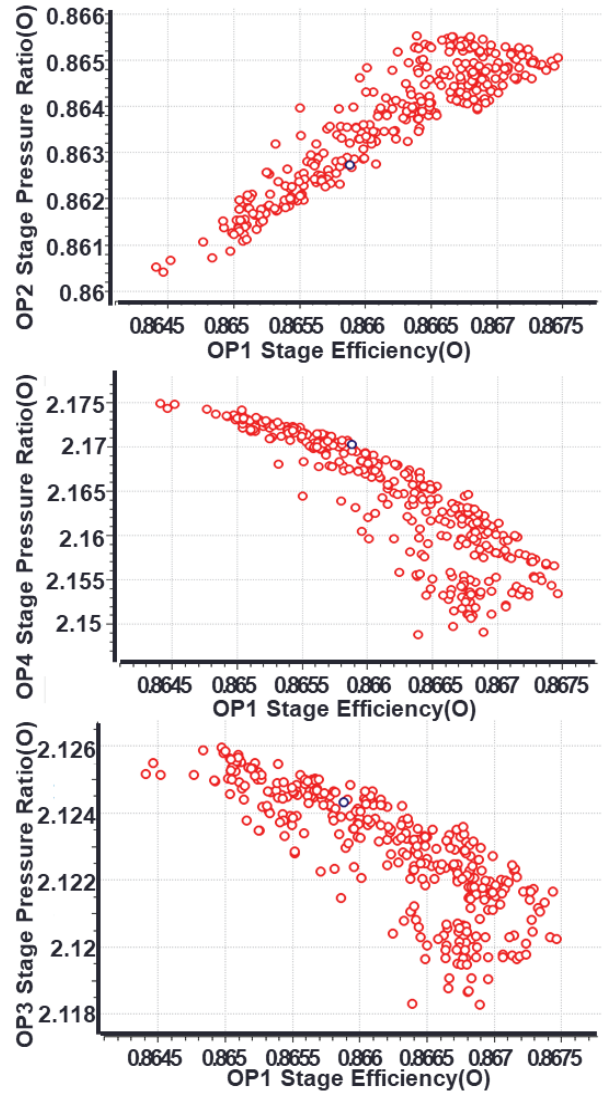


Fig. 19 Pareto solutions of the second-stage impeller optimization

2단 압축기 임펠러 형상 최적화를 통해 도출된 Pareto front의 2차원 분포는 Fig. 19와 같다.

그림에서 나타난 바와 같이, 2단 압축기의 Pareto front는 OP1 조건에서의 단 효율과 OP2, OP3, OP4 조건에서의 단 압력비 사이의 상충관계를 명확히 보여준다. 각 Pareto front 상의 점들은 서로 지배되지 않는 최적 설계안으로 구성되며, 효율과 압력비 간의 trade-off 관계를 형성한다.

특히, OP3 및 OP4 압력비는 효율증가에 따라 감소하는 경향을 보이며, OP1과 OP2 효율 간에는 강한 양의 상관관계가 존재함을 보여준다. 이는 압축기에서의 에너지 전달과 손실 메커니즘 간의 상호작용에 기인한다.

이처럼 압력비와 효율은 각각 에너지 전달과 손실 mechanism에 의해 지배되므로, 두 성능 지표 간에는 본질적인 상충관계가 존재하므로 이는 Pareto front를 통해 명확히 확인된다.

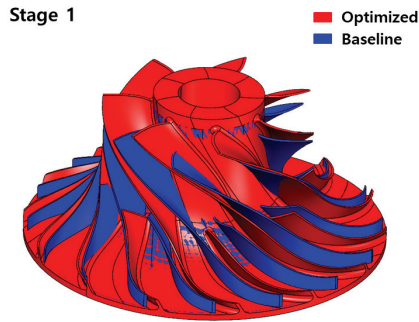


Fig. 20 Comparison of baseline and optimized impeller geometries for the first stage.

Table 10 Comparison of geometric parameters between the baseline and optimized first-stage impeller

First-stage impeller	Baseline	Optimized
Blade number	main: 8 splitter: 8	main: 7 splitter: 7
Stacking angle	0 °	2.65 °
Diameter(mm)	171	175
Axial length(mm)	59.6	69.8

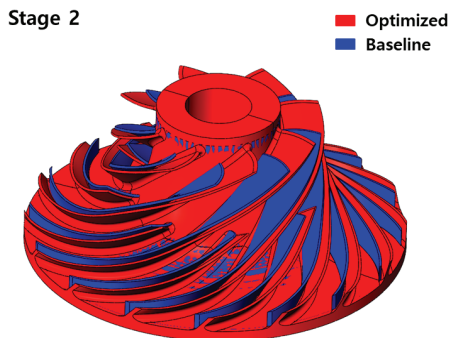


Fig. 21 Comparison of baseline and optimized impeller geometries for the second stage.

Stage 1의 baseline 형상에서 최적화 후 임펠러 형상 변화를 Fig. 20에 나타내었다.

Fig. 20은 Stage 1 임펠러 baseline 형상과 RRSML 기반 최적화 형상을 비교하여 나타낸 것이다. 최적화 형상은 블레이드의 sweep 및 blade loading distribution이 조정되면서 유동 정렬이 개선되도록 설계되었으며, 특히 임펠러 출구 부근에서의 유동 tuning 현상과 디퓨저 유입 조건을 향상하는 방향으로 변화하였다.

최적화 전후의 임펠러 형상에 대한 주요 제원에 대한 정량적 변화는 Table 10에 나타내었다.

최적화 전후의 임펠러 블레이드 수 감소는 blade loading 분포를 재조정하여 blade-to blade passage 내의 유동 간섭 및 마찰 손실을 완화하기 위한 것으로 판단된다. 반면 stacking angle 증가와 axial length 증가는 impeller 출구

Table 11 Comparison of geometric parameters between the baseline and optimized second-stage impeller

Second-stage impeller	Baseline	Optimized
Blade number	main: 8 splitter: 8	main: 8 splitter: 8
Stacking angle	0 °	5 °
Diameter(mm)	134	137.2
Axial length(mm)	41.9	46.6

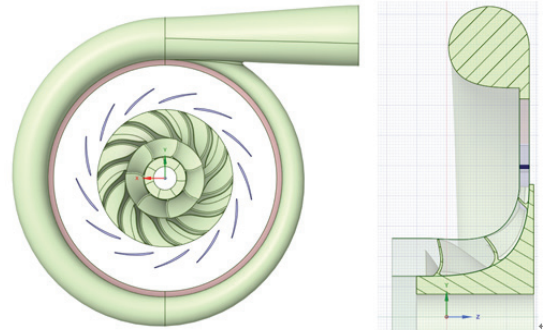


Fig. 22 Configuration of the optimized first-stage compressor

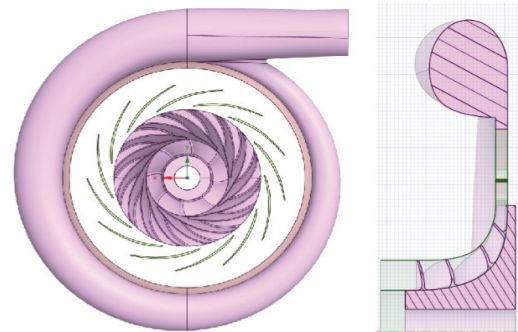


Fig. 23 Configuration of the optimized second-stage compressor configuration

유동의 tuning 특성과 flow alignment를 개선하여 디퓨저 유입 조건을 안정화하는 데 이바지한 것으로 해석된다.

Stage 2의 baseline 형상에서 최적화 후 임펠러 형상 변화를 Fig. 21에 제원특성을 Table 11에 각각 나타내었다.

Stage 2는 이미 높은 압축 상태의 냉매를 추가 압축하는 구간이므로, Stage 1에 비해 보다 안정적인 유동 제어와 디퓨저 유입 조건 확보가 중요하다. 따라서, blade number 변화보다는 impeller 직경 및 축 방향 길이 조정을 통해 blade loading 분포와 출구 유동 tuning 특성을 개선하는 방향으로 최적화가 수행된 것으로 판단된다.

디퓨저는 Stage 1과 2 모두 11개에서 13개로 최적화되었다. Stage 1의 임펠러 최적화 과정과 같이 1단의 디퓨저, volute 최적화 과정을 거쳐서 최종적으로 최적화된 1단 압축

기 형상을 Fig. 22에 나타내었다.

Fig. 22는 최적화된 2단 원심 압축기 임펠러 블레이드, splitter, LSVD, 그리고 Volute를 나타낸다.

Fig. 23에서 확인할 수 있듯이, 디퓨저 영역에서는 LSVD가 적용되어 있으며, 베인 간격이 비교적 넓고 solidity가 낮은 구조를 형성하고 있다. 최적화된 1단 원심 압축기와 같이 블레이드, splitter 수는 각각 7개로 변경되었다. 슈라우드에서의 stacking angle은 5도이며, 슈라우드에서 rV_i 값은 평균선 해석 값보다 작아졌다. 그리고 축 방향 길이는 1단과 같이 길어졌다는 것을 확인할 수가 있다.

5. Numerical analysis method

본 연구에서는 고온 스팀 생성 히트펌프용 2단 원심 압축기의 개발을 위해 최적화, 성능 예측, 손실 메커니즘 규명, 안전운전 범위 확보를 평가하기 위하여 3차원 전산 유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD) 해석을 수행하였다.

5.1 Computational domain and boundary condition

본 연구에서는 해석 목적에 따라 세 가지 수준의 계산 영역을 단계적으로 구성하였다.

먼저 Fig. 24에 나타난 바와 같이 임펠러 및 베인리스 디퓨저로 구성된 단일 유로(single passage) 모델을 사용하여 형상 최적화를 수행하였다. 해당 모델은 주기 경계조건을 적용함으로써 계산 비용을 최소화하면서 임펠러 내부의 주요 유동 특성을 효과적으로 반영할 수 있도록 구성되었다.

이후 Fig. 25와 같이, Low solidity vaned diffuser(LSVD)와 volute를 포함한 단일 stage 모델을 구성하여 각 stage 독립적인 성능을 더욱 현실적으로 평가하였다. 이 단계에서는 압력 회복 및 손실 특성을 정밀하게 분석할 수 있다.

마지막으로 Fig. 23에 제시된 바와 같이, 두 개의 stage를 stage간 배관으로 연결한 전체 2단 압축기 모델을 구성하여 최종 성능 평가를 수행하였다.

해당 통합 모델은 실제 시스템과 유사한 유동 경로를 반영하며, stage간 상호 작용 및 누적 손실 효과를 포함한 전체 압축기 성능을 정량적으로 평가할 수 있다.

이처럼 단계적으로 구성된 계산 영역은 계산 효율성과 물리적 정확성 간의 균형을 확보하기 위한 전략으로, 초기 설계단계에서는 단순화 모델을 사용하고, 최종 단계에서는 시스템 수준의 통합 해석을 수행함으로써 전체 압축기 성능을 신뢰성 있게 예측할 수 있도록 한다.

Fig. 24는 최적화를 위해 구성된 단일 유로(single passage) 기반의 임펠러와 베인리스(Vaneless) 디퓨저 계산 영역을 나타낸다.

계산 영역은 임펠러 출구부터 diffuser 출구까지를 포함하

며, 전체 유동 장의 주기성을 고려하여 하나의 블레이드 passage만을 모델링(modeling)함으로써 계산 비용을 효율적으로 절감하였다.

입구 경계조건으로는 전압(total pressure)과 전 온도(total temperature)가 부여되었으며, 출구에서는 질량 유량이 지정되었다. 또한, 임펠러 영역은 설계 회전수에 해당하는 회전 좌표계에서 해석되었고, diffuser 영역은 정지 좌표계에서 해석되었다. 두 영역 사이의 인터페이스는 frozen rotor 방식으로 처리되어 상대적인 위치 관계를 유지한 상태에서 유동 정보를 전달하도록 설정하였다.

모든 고체 벽면에서는 유체속도가 0이 되도록 no-slip 조건을 적용하였으며, 기하학적 성능 평가에 주목하기 위해 열 전달 효과는 고려하지 않는 단열 조건(adiabatic condition, $Q=0$)을 적용하였다.

Fig. 25에 제시된 계산 영역은 임펠러, LSVD, 그리고 volute를 포함하는 단일 stage 모델로, 실제 압축기 유동을 반영하기 위해 다음과 같은 경계조건을 적용하였다. 입구에

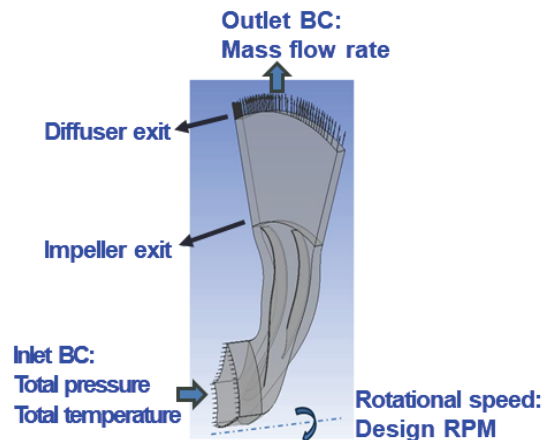


Fig. 24 Single passage impeller and vaneless diffuser domain for optimization

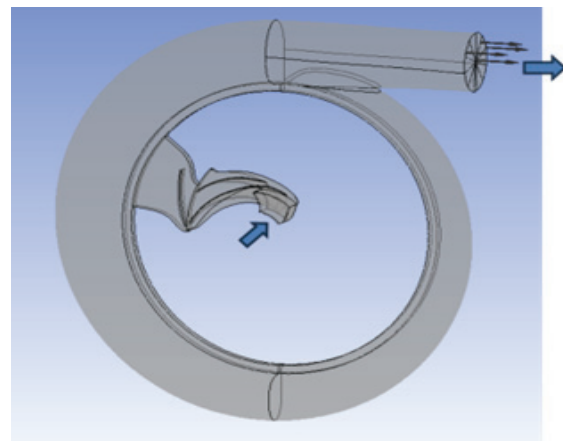


Fig. 25 Impeller, LSVD and volute domain used for individual stage performance evaluation

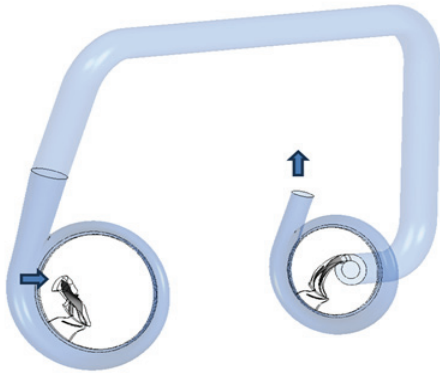


Fig. 26 Combined two-stage domain used for final performance evaluation

서는 유체의 열역학적 상태를 정의하기 위해 전압(total pressure: P_0) 및 총 온도(total temperature: T_0)를 부여하였다. 출구 경계조건으로서, volute 출구에서 정압 조건을 부여함으로써, 압축기 내부에서 생성된 압력 상승이 외부 시스템 조건과의 상호 작용 하에서 자연스럽게 결정되도록 하였다. 이러한 정압 조건은 실제 압축기가 연결된 후단 시스템(열교환기, 배관 등)에 의해 출구 압력이 지배되는 물리적 상황을 모사하기 위한 것이다.

그리고 임펠러는 회전 좌표계로, LSVD 및 Volute 영역은 정지 좌표계로, 회전 영역과 정지 영역 사이에서는 frozen rotor 방식을 적용하였다. 이는 회전 및 정지 영역 간의 상대 위치를 고정된 상태에서 평균적인 유동 전달을 모사하는 방법이다. 해당 방법은 계산 안정성과 효율성을 유지하면서도, 다만 압축기 해석에서 요구되는 유동 연계성을 충분히 확보할 수 있는 것으로 알려져 있다. 임펠러 벽면 조건은 Fig. 24의 경우와 같다. Volute 내부 벽면은 모두 no-slip 조건을 적용하여 점성 효과에 의한 경계층 형성과 손실을 고려하였다. Fig. 25에서 모델은 volute를 포함한 비대칭 구조로 Fig. 24와 달리 주기 경계조건을 적용하지 않았다.

Fig. 26에 나타난 계산 영역은 두 개의 압축기 stage 간 배관으로 연결된 전체 시스템 모델로, 실제 운전 조건을 반영하기 위해 다음과 같은 경계조건을 적용하였다. 입구 경계조건은 Stage 1 입구에 Fig. 25에서처럼 total pressure와 total temperature 조건을 적용하였다. 최종 출구에서는 정압 조건을 부여하여 전체 시스템의 압력비가 자연스럽게 형성되도록 하였다. 회전 및 정지 영역과 rotor-stator 인터페이스는 앞의 경우와 같다.

5.2 Grid system

본 연구에 사용된 계산 격자는 Fig. 27과 같다. Fig. 27은 2단 원심 압축기의 전 영역에 적용된 격자 시스템을 나타낸다. 각 구성 요소의 기하학적 특성과 유동 특성을 고려하여



Fig. 27 Grid system of two-stage compressor

서로 다른 격자 전략이 적용되었다.

임펠러 영역에서는 블레이드 형상과 곡률이 큰 유동 경로를 정확히 해석하기 위해 구조 격자(structured mesh)가 적용되었으며, 블레이드 표면 및 팁 간 극 영역에서는 격자를 국부적으로 세분화하여 경계층 및 누설 유동을 정밀하게 포착하도록 하였다.

디퓨저 및 LSVD 영역에서는 유동 확산 및 분리 현상을 정확히 예측하기 위해 벽면 근처에 inflation layer를 적용하여 경계층 해상도를 확보하였다. 특히, LSVD 구조에서는 유동 박리 및 재부착 현상을 고려한 격자 분포가 중요하게 반영되었다.

Volute 영역은 비대칭 형상과 단면적 변화가 큰 특성을 가지므로, 유동의 비균일성을 반영하기 위해 비균일 구조 격자를 적용하였다. 또한, 유동 방향에 따른 격자 정렬을 통해 수치 확산을 최소화하였다.

Stage 간 배관 영역에서는 곡관 형태의 유동 경로를 따라 격자를 배치하여, 1단 출구 유동이 2단 입구로 전달되는 과정에서 발생하는 손실 및 유동 왜곡을 정확히 반영하도록 하였다.

본격적인 수치해석에 앞서 격자 의존성을 검증하기 위하여 다양한 시스템 메시 구성에 사용된 수치 실험의 예를 Table 12에 나타내었다.

Table 12 Mesh size parameter

Grid		1	2	3	4
Global size factor	Impeller	0.8	1	1.2	1.4
	Diffuser	0.8	1.1	1.3	1.5
Spanwise element count	Both blades	37	55	73	91
Inlet streamwise element count	Impeller	12	24	36	48
Total element counts for stage	Impeller + Diffuser in millions	~0.38	~0.943	~1.74	~2.73

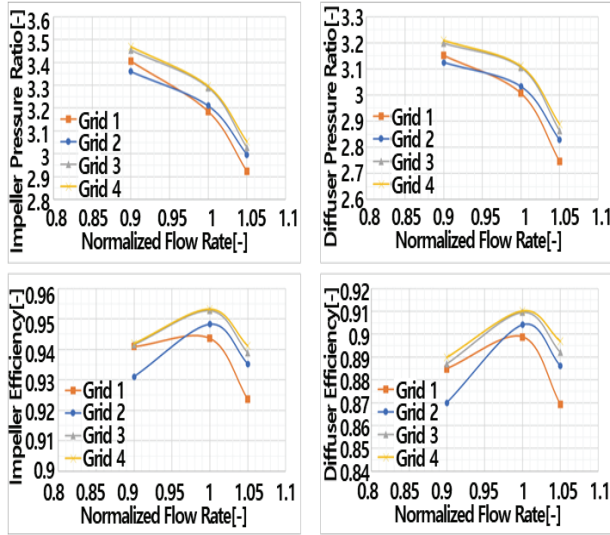


Fig. 28 Comparison of performance curves between different mesh sizes

서로 다른 격자 수를 적용하여 압축기 성능을 비교하였으며, 일정 수준 이상의 격자 수에서는 계산 결과의 변화가 미미함을 확인하였다. 격자 수에 따른 압축기 성능 변화는 Fig. 28에 나타내었다.

전체 격자 수가 174만개 와 273만 개의 요소를 결합한 임펠러와 디퓨저 격자 수는 성능 면에서 눈에 띄는 차이가 없으므로 모든 설계 반복 평가에서 174만 개의 요소로 구성된 더 작은 격자 크기가 선택되었다. 최적화를 위해 임펠러 메시에는 1e-6m의 첫 번째 셀 높이가 사용되었으며, 전체 stage 분석 격자의 높이는 5e-7m이다.

5.3 Governing equations

압축기 내부 유동은 점성, 압축성, 난류 유도이므로, 지배 방정식으로 3차원 정상상태 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식을 사용하였다. 질량 보존식은 다음과 같다⁽¹¹⁾.

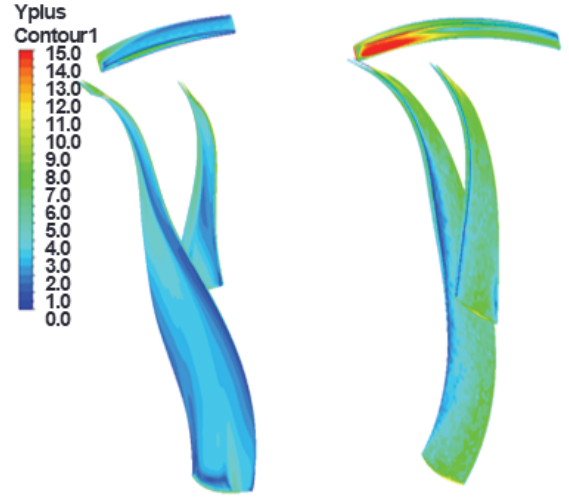


Fig. 29 y+ contours on impeller and vaned diffuser of stage 1(left) and stage 2(right)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (15)$$

운동량 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right] + S_i \quad (16)$$

여기서 S_i 는 회전 좌표계에서 작용하는 원심력 및 Coriolis force에 해당하는 source term이다. 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_j (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j}) + u_i \tau_{ij,eff} \right] \quad (17)$$

여기서, ρ : 밀도, u_i : 속도 성분, p : 정압, E : 총 에너지, k_{eff} : 유효 전단 응력 텐서

난류 모델로는 SST k- ω 모델을 적용하였다⁽¹²⁾. 이 모델은 벽면 근처의 유동과 자유 전단 유동 영역을 모두 안정적으로 예측할 수 있는 장점이 있어 터보 기계 유동 해석에 널리 사용되는 모델이다.

SST k- ω 모델의 near-wall 성능을 충분히 활용하기 위하여 벽면 첫 셀의 무차원 거리 y+ 분포를 조사하였다.

y+ 는 다음과 같이 정의된다.

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (18)$$

여기서, y : 벽면으로부터 첫 번째 셀 중심까지의 거리, μ : 점도, u_τ : 마찰속도

Fig. 29는 stage 1과 stage 2 임펠러 및 디퓨저 표면에서의 y^+ 분포를 나타낸다. stage 1의 경우, 임펠러 블레이드 표면 전반에 걸쳐 y^+ 값이 비교적 균일하게 분포하고 있으며, 특히 블레이드 중앙부에서는 y^+ 값이 10 이하로 유지되어 경계층 해석이 안정적으로 수행되고 있음을 확인할 수 있다. 이는 초기 설계단계에서 격자 분포가 적절히 설정되었음을 의미한다.

반면 stage 2에서는 디퓨저 입구 블레이드 leading edge 부근에서 y^+ 값이 국부적으로 증가하여 최대 약 15 수준까지 나타나는 영역이 관찰된다. 이러한 경향은 1단에서 전달된 유동이 2단 입구에서 상대적으로 높은 속도 및 난류 강도를 가지기 때문이며, 국부적으로 속도 구배 증가로 인해 벽면 전단 응력이 증가한 결과로 해석된다.

또한, 디퓨저 통로에서는 유동 감속에 따른 경계층 두께 증가가 발생함에도, 전반적으로 y^+ 값이 허용 범위 내에서 유지되어 유동 박리 및 재부착 현상을 신뢰성 있게 포착할 수 있는 수준임을 확인하였다.

전체적으로 대부분 영역에서 y^+ 값이 약 5~15 범위 내에 분포하고 있으며, 이는 SST $k-\omega$ 난류 모델 적용에 적합한 벽면 해상도를 확보하고 있음을 의미한다.

이와 같은 수치해석 조건을 기반으로 baseline 압축기 형상 및 최적화 설계 형상에 대한 CFD 해석을 수행하여 압축기의 공력 성능을 평가하였다.

6. Results and Discussion

본 연구에서는 약 120°C 고온 스팀을 생성하는 1MW급 히트펌프 시스템용 2단 원심 압축기의 공력 성능 향상을 위하여 RRSML 기반 최적 설계를 수행하였다. 본 장에서는 baseline 압축기의 성능 분석 결과와 함께 RRSML 기반 최적화 과정 및 최종 최적 설계 결과를 비교 분석하였다.

6.1 Performance Comparison of the baseline and optimized designs

Fig. 30은 설계 유량 조건에서 stage 1의 baseline 및 최적화 형상에 대한 정적 엔트로피 분포를 비교한 것으로, 각 형상에 대해 블레이드 높이 방향 90% span(상단)과 50% span(하단)에서의 유동 특성을 나타낸다.

전체적으로 baseline 형상에서는 디퓨저 입구 및 통로 내부에서 높은 엔트로피 영역(적색)이 광범위하게 분포하고 있으며, 이는 유동 분리 및 강한 손실 발생을 의미한다. 특히 90% span 영역에서는 블레이드 상부에서의 tip leakage 및 2차 유동 영향으로 인해 국부적인 엔트로피 증가가 뚜렷하게 나타난다.

반면, 최적화 형상에서는 동일 위치에서의 고 엔트로피 영

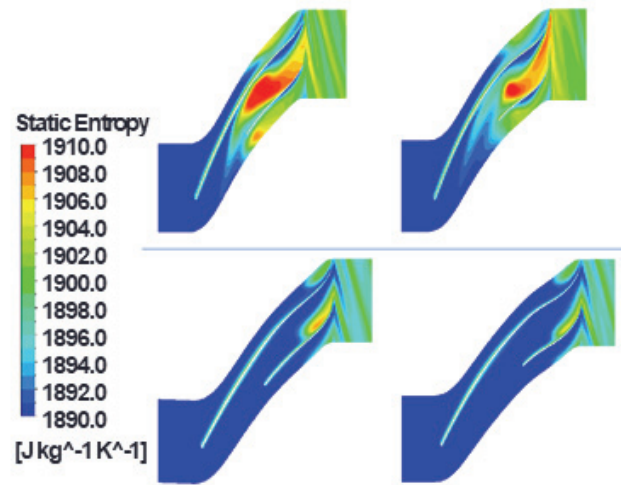


Fig. 30 Static entropy contours of the baseline(left) and optimized(right) first-stage compressors at the design flow condition(top: 90%, bottom: 50% span)

역이 현저히 감소하고, 엔트로피 분포가 더 균일하게 나타난다. 이는 유동 분리가 억제되고, 디퓨저 내에서의 유동 확산이 더 안정적으로 이루어졌음을 의미한다.

특히, 50% span에서는 baseline 형상 대비 최적화 형상에 엔트로피 증가가 감소하고, 이는 블레이드 중앙 영역에서의 유동 정렬(flow alignment)이 개선되고 손실이 효과적으로 저감되었음을 나타낸다.

임펠러-디퓨저 인터페이스에서의 유동 정렬은 원심 압축기의 공력 성능을 지배하는 핵심 인자이다. 이는 유입 유동의 방향이 임펠러 또는 디퓨저 블레이드의 설계 입구 각 및 통로 방향과 잘 일치하는 상태를 의미한다. 이러한 정렬이 확보되면 입사각이 최소화되어, 블레이드 선단에서의 박리가 감소하고, 2차 유동의 발달이 억제되며, 압력 회복 성능이 향상된다. 반면, 유동 정렬이 저하될 경우 국부적인 유동 박리와 엔트로피 생성이 증가하며, 이는 디퓨저 실속을 유발하고 압축기의 안정성을 크게 저하할 수 있다.

Fig. 31은 Stage 1에서 baseline 형상과 RRSML 기반 최적화 형상의 성능을 정규화 유량에 따라 비교한 결과를 나타낸다. 해당 그래프는 압축비, 하단 그래프는 효율을 각각 나타내며, 임펠러와 LSVD의 성능을 동시에 비교하였다.

먼저, 압축비 분포를 보면, 전 유량 영역에서 최적화된 임펠러와 LSVD 모두 baseline 대비 전반적으로 높은 압축비를 유지하는 경향을 보인다. 이는 최적화 과정에서 유동 회전력 증가 및 에너지 전달 효율이 개선되었음을 의미한다. 반면, 과 유량 영역에서는 모든 형상에서 압축비가 급격히 감소하는데, 이는 diffuser choking 또는 유동 박리 증가에 기인한 것으로 해석된다.

효율 분포를 보면, 최적화된 형상은 baseline 대비 전 유량 영역에서 일관되게 높은 효율을 나타낸다. 특히 부분 부하 영역에서 효율 개선 폭이 크게 나타나며, 이는 기존

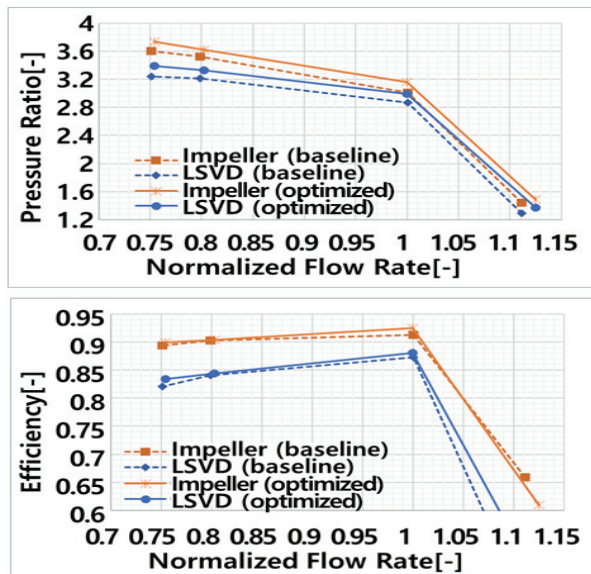


Fig. 31 Performance comparison between the baseline and optimized first-stage compressor design

baseline 형상에서 존재하던 diffuser stall 및 국부 재순환 영역이 최적화 과정에서 효과적으로 억제되었기 때문으로 판단된다.

또한, LSVD의 경우 baseline에서는 임펠러 대비 상대적으로 낮은 효율을 보이나, 최적화 이후에는 임펠러와의 성능 차이가 줄어들며 전반적인 유동 매칭이 향상된 것을 확인할 수 있다. 이는 Stage 1의 impeller-diffuser coupling 최적화가 성공적으로 수행되었음을 의미한다.

다음으로 Stage 2의 baseline과 최적화된 형상의 성능 결과에 대한 비교 분석이다.

먼저, Fig. 32는 stage 2에서 baseline 형상과 최적화 형상의 정적 엔트로피 분포를 비교한 결과를 나타낸다. 전체적으로 stage 2는 stage 1을 통과한 후의 비 균일(non uniform)하고 높은 난류 강도의 유입 유동을 받기 때문에, baseline 형상에서는 디퓨저 입구 및 블레이드 통로에서 강한 엔트로피 증가가 나타난다. 특히, 90% span 영역에서는 디퓨저 입구 부근에서 고 엔트로피 영역이 집중적으로 분포하며, 이는 1단에서 전달된 비정상 유동과 tip leakage 유동이 결합 되어 강한 혼합 및 손실이 발생한 결과로 해석된다. 이러한 현상은 유동 분리 및 국부적인 재순환 영역의 형성과 밀접한 관련이 있다.

반면, 최적화 형상에서는 동일 영역에서 고 엔트로피 영역이 현저히 감소하고, 엔트로피 분포 형태가 좀 더 연속적이고 균일한 형태를 보인다. 이는 디퓨저 입구에서의 유동 정렬이 개선되고, 유동 확산 과정이 더 안정적으로 이루어졌음을 의미한다.

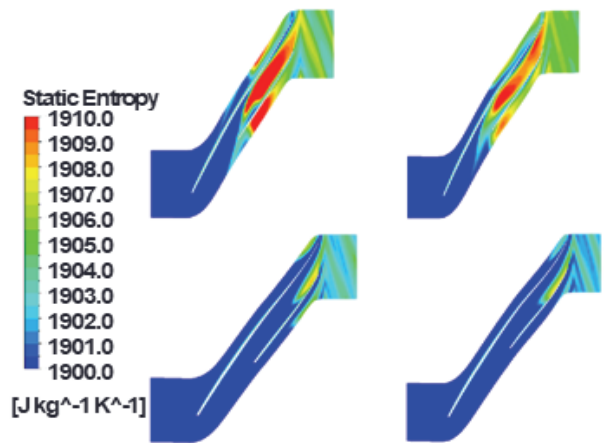


Fig. 32 Comparison of static entropy contours between baseline(left) and optimized(right) designs for stage 2 at the design flow condition, shown at 90% span(top) and 50% span(bottom) at design flow at 90% span(top) and 50% span(bottom)

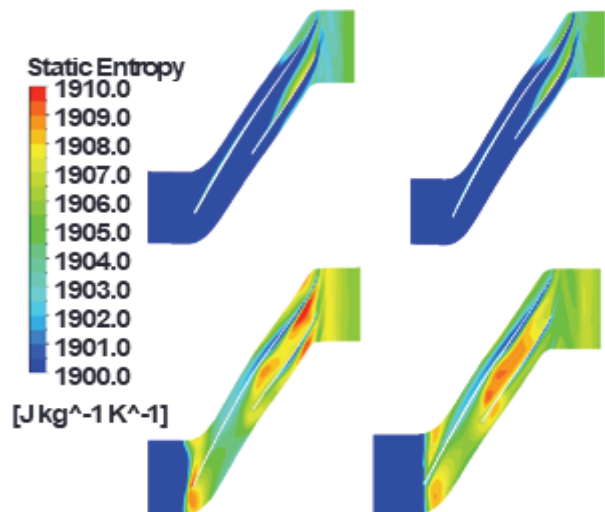


Fig. 33 Static entropy contours of the baseline(left) and optimized(right) second-stage compressors at the 75% flow condition(top: 90% span, bottom: 50% span)

또한, 50% span 영역에서도 baseline 대비 최적화 형상에서 엔트로피 증가가 전반적으로 감소하며, 이는 블레이드 중간 영역에서의 2차 유동 및 mixing loss가 효과적으로 억제되었음을 나타낸다.

부분 부하 상태의 Stage 2 baseline과 최적화된 형상의 정적 엔트로피 선도 비교를 Fig. 33에 나타내었다.

먼저, 90% span 영역에서 baseline 형상은 디퓨저 입구 및 베인 표면을 따라 비교적 높은 엔트로피 영역이 형성되는 것이 관찰된다. 이러한 고 엔트로피 분포는 tip leakage flow와 secondary flow의 영향으로 유동이 비 균일하게 분포하고, LSVD channel 내에서의 유동 arrangement가 저하

된 결과로 해석된다. 특히 압력 면 방향으로 유동이 편향되며 국부적인 손실 증가가 발생하는 특징을 보인다. 반면, 최적화된 형상에서는 전체적으로 낮은 엔트로피 수준이 유지되며, tip 근처에서도 고 엔트로피 영역이 감소한 것이 확인된다. 이는 유동이 vane passage를 따라 보다 균일하게 정렬되었다는 것이라고 판단되며, 결과적으로 shroud 부근에서의 손실이 다소 억제된 것으로 판단한다.

한편, 50% span 영역에서는 baseline 형상에서 디퓨저 내부를 따라 넓은 고 엔트로피 영역이 형성되어 있으며, 이는 유동 박리 및 재순환 영역의 존재를 나타낸다. 이러한 구조는 diffuser stall의 전조 현상으로 해석될 수 있으며, 부분 부하 조건에서 유동 안정성이 저하되는 주요 원인으로 작용한다. 이에 반해 최적화된 형상에서는 고 엔트로피 영역이 감소하고 국소적으로 제한되며, 유동이 vane를 따라 보다 부드럽게 흐르는 것이 확인된다. 이는 박리 영역의 축소와 함께 재부착 특성이 개선되었음을 의미하며, 결과적으로 디퓨저 내부의 손실이 감소한 것으로 해석된다.

Stage 2의 baseline 형상과 최적화 형상의 성능을 비교한 결과를 Fig. 34에 나타내었다.

Stage 2의 baseline 형상과 최적화 형상의 성능 비교를 Fig. 31에 표시하였다. 상단은 압축비, 하단은 효율 분포를 나타내며, 임펠러와 LSVD 각각의 유량 변화에 따른 성능 변화를 동시에 제시되어 있다.

먼저 압축비 분포를 살펴보면, 최적화된 형상은 전 유량 영역에 걸쳐 baseline 대비 일관되게 높은 압축비를 유지하는 경향을 보인다. 특히 부분 부하 영역(정규화 유량 약 0.75~0.9)에서 그 차이가 뚜렷하게 나타나며, 이는 최적화 과정

에서 임펠러의 에너지 전달 능력과 디퓨저의 압력 회복 성능이 동시에 향상되었음을 의미한다. 유량이 증가함에 따라 압축비가 점진적으로 감소하는 일반적인 경향은 baseline과 최적화 형상 모두에서 같게 나타나지만, 최적화 형상은 동일 유량 조건에서 항상 더 높은 압력 상승을 제공한다는 점에서 성능 개선이 확인된다.

효율 분포를 보면, baseline 형상은 부분 부하 영역에서 비교적 낮은 효율을 보이며 유량 증가에 따라 완만하게 변화하는 반면, 최적화 형상은 전 유량 영역에서 전반적으로 향상된 효율을 나타낸다. 특히 부분 부하 조건에서 효율 증가가 두드러지며, 이는 Fig. 31에서 확인된 바와 같이 디퓨저 내부의 유동 박리 및 재순환 영역이 감소하고, 유동 정렬이 개선된 결과로 해석된다. 설계 점 부근에서도 최적화 형상은 baseline 대비 소폭 높은 효율을 유지하며, 이는 손실 저감과 함께 임펠러-디퓨저 간 유동 매칭이 향상되었음을 의미한다. 또한, LSVD의 경우 baseline에서는 임펠러 대비 상대적으로 낮은 성능을 보이나, 최적화 이후에는 임펠러의 성능 격차가 감소하는 경향을 보인다. 이는 디퓨저 설계가 임펠러 출구 유동과 더 잘 연계되도록 개선되었음을 나타내며, 전체 Stage 2시스템 관점에서의 성능 향상으로 이어진다.

종합적으로, Fig. 34는 RRSML 기반 최적화가 Stage에서 압축비와 효율을 동시에 향상하고, 특히 부분 부하 영역에서의 성능 개선에 크게 이바지함을 보여준다. 이는 강한 비선형 유동 특성을 갖는 원심 압축기에서 기존의 정적 샘플링 기반 방법(RSM)보다 RRSML 접근법이 더 효과적으로 작동함을 뒷받침하는 결과이다.

6.2 Integrated two-stage compressor performance

본 연구에서는 인터스테이지 배관이 포함된 2단 원심 압축기 전체 시스템에 대해 3차원 CFD 해석을 수행하였다. 임펠러 및 디퓨저와 같은 블레이드 열은 단일 유로 기반 주기

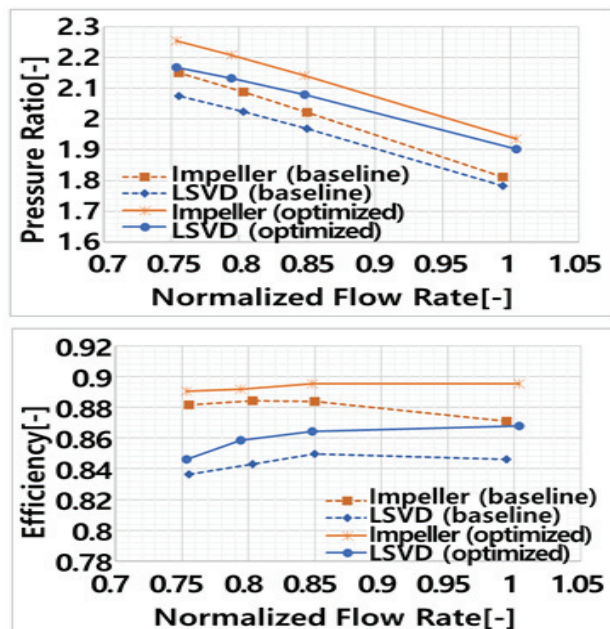


Fig. 34 Performance comparison between the baseline and optimized second-stage compressor designs

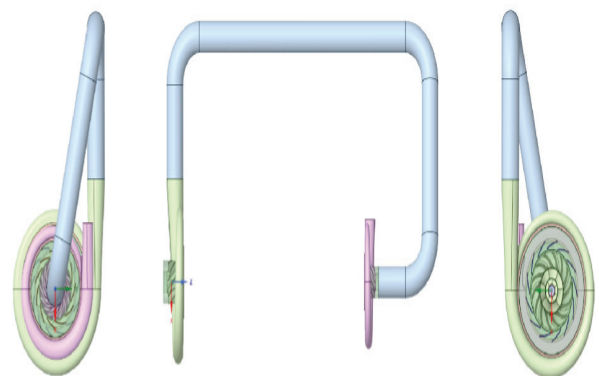


Fig. 35 The stages are connected by interstage piping; the green one with a larger volute is stage 1 and pink one with a smaller volute is stage 2

경제조건인 섹터 모델을 적용하였으며, volute 및 인터스테이지 배관은 전체 영역으로 modeling하였다. 이러한 접근은 계산 비용을 효율적으로 제어하면서도, 시스템 수준의 유동 상호작용을 반영하기 위함이다. 표면 거칠기 효과는 제외하여 순수 공력 성능에 집중하였다.

개별적으로 개발한 각단별 압축기를 인터스테이지 배관을 통해 연결된 2단 원심 압축기의 통합구성을 Fig. 35에 나타내었다. 그림에서 상대적으로 큰 volute를 갖는 녹색 형상은 Stage 1을 의미하며, 작은 volute를 갖는 분홍색 형상은 Stage 2를 나타낸다. 이는 각 단에서의 압력 및 밀도 증가에 따라 유동 체적이 감소하는 압축기 설계 특성을 반영한 것이다.

Stage 1에서 압축된 유동은 인터스테이지 배관을 통해 Stage 2로 전달되며, 이 과정에서 유동 방향이 변화하고 일부 압력 손실이 발생할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 단일 최적 치 결과뿐만 아니라, 두 단을 연계한 통합 시스템 관점에서의 성능 평가를 수행하였다. 인터스테이지 구간에서 발생하는 압력 손실 및 유동 왜곡과 같은 영향은 두 단을 연결하는 배관을 포함한 CFD 해석을 통해 자연스럽게 반영되었다. 따라서 단간 상호작용은 통합 성능 평가 결과에 바로 포함된다.

이러한 인터스테이지 배관은 단순한 연결 요소일 뿐만 아니라, 유동의 방향 변화 및 혼합 과정에 영향을 미치며, 그 결과 다음 단으로의 유입 조건을 변화시킬 수 있다. 주요 제한은 다음과 같다.

Pipe diameter: 77.45mm, bend ark radius : 2.37 mm, horizontal pipe length: 978.5mm, vertical length after stage 1 volute: 978.5mm, vertical length before stage 2

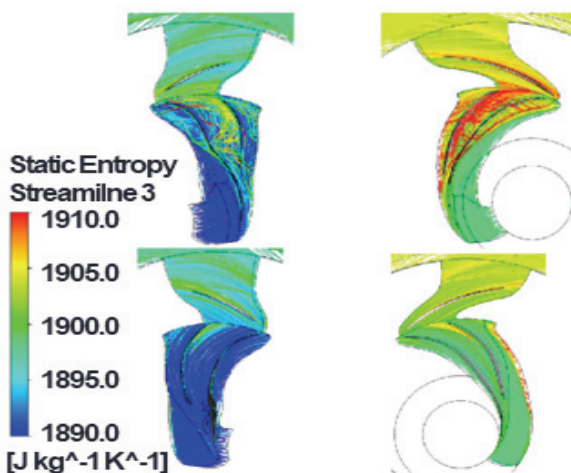


Fig. 36 Streamlines colored by static entropy for the integrated two-stage compressor at 23,500 [rev/min] and a mass rate of 7kg/s(Normalized flow rate = 1.0): first stage(left) and second stage(right)

inlet: 387mm, horizontal pipe length before stage 2 inlet: 128mm

압축기의 실제 운전 조건은 설계점에 국한되지 않고 상당한 부분이 부분 부하에서 운전하므로, 2단 압축기의 stall 한계나 설계 점에서 목표 압력 대비 탈 설계 성능 분석을 평가하기 위해 정격 회전수뿐만 아니라 회전수를 감소시킨 조건에서도 해석을 수행하였다.

Fig. 36은 설계 조건(23,500rpm, 7Kg/s)에서 2단 원심 압축기의 정적 엔트로피 분포를 streamline에 따라 나타낸 것이다. 그림의 좌측은 1단, 우측은 2단이다.

본 그림은 서로 다른 형상 비교가 아니라, 각 단 내부에서의 공간적 유동 구조와 손실 분포를 분석하기 위해 서로 다른 단면에서의 유동 상태를 시각화한 결과이다. 좌측은 1단 압축기의 전면 및 후면 단면에서의 유동 구조를 나타내며, 우측은 2단 압축기의 hub side 및 후면 단면에서의 유동 특성을 보여준다.

1단의 경우, 전체적으로 낮은 엔트로피 영역(청색 계열)이 지배적으로 분포하고 있으며, 유선이 비교적 매끄럽게 형성되어 유동이 안정적으로 유지되고 있음을 확인할 수 있다. 이는 설계 점에서 임펠러 및 디퓨저 내 유동이 큰 박리 없이 잘 발달 되어 있음을 의미하며, 공력 손실이 제한적인 상태임을 시사한다. 다만, 블레이드 후연(trailing edge) 부근 및 디퓨저 입구 영역에서는 국부적인 엔트로피 증가가 관찰되는데, 이는 유동 감속 과정에서 발생하는 점성 손실 및 적은 유동 비균일성에 기인한 것으로 판단된다.

반면, 2단 압축에서는 상대적으로 높은 엔트로피 영역(황색 및 적색 계열)이 광범위하게 분포하고 있으며, 특히 블레이드 흡입면(suction side), 허브 근처, 그리고 디퓨저 입구 영역에서 손실이 집중되는 경향을 보인다. 이러한 현상은 2단이 1단 대비 높은 압력비를 추가로 형성해야 하므로 유동 감속 및 압력 회복 과정에서 더욱 강한 역 압력 구배(adverse pressure gradient)가 형성되기 때문으로 해석된다. 결과적으로 1단에 비해 2단에서 공력 손실이 더욱 많이 발생하고 있음을 알 수 있다.

압축기의 성능 특성은 주로 질량 유량과 회전수에 의해 결정되며, 실제 시스템에서는 열부하 변화에 따라 압축기의 운전 점이 계속 변하게 된다. 이러한 부하 변동은 압축기의 작동 유량 및 압력 조건의 변화를 수반하며, 결과적으로 성능 곡선상에서 운전 점 이동으로 나타난다.

본 연구에서는 이러한 부하 변동 사항을 직접 재현하기보다는, 임펠러 회전수를 변화시키는 방식으로 다양한 운전 조건을 모사하였다. 즉, 회전수를 감소시키는 경우에는 실제 시스템에서의 부분 부하 운전 상태를 간접적으로 반영하게 되며, 반대로 회전수를 증가시키는 경우에는 과부하 운전 조건을 재현할 수 있다.

Fig. 37은 부분 부하 조건(22,200rpm, 4.34 Kg/s, 정규

화 유량 0.62)에서 2단 원심 압축기의 정적 엔트로피로 색상 표시한 유선 분포를 나타낸다. 그림의 좌측은 1단, 우측은 2단을 나타낸다. 본 조건은 stall 한계에 근접한 운전 영역으로, 유동 불안정성과 손실 구조를 분석하기 위한 대표적인 상태이다.

부분 부하 조건에서 1단 압축기의 경우, 블레이드 전연 및 흡입 면 부근에서 상대적으로 높은 엔트로피 영역(황색 및 적색 계열)이 나타나며, 유선의 굴곡 및 국부적인 비정상 흐름이 관찰된다. 이는 유량 감소에 따라 상대 유입 각이 증가하고, 그 결과 블레이드 전연에서 유동 박리가 발생하기 때문이다. 특히 디퓨저 입구에서는 유동 감속과 함께 역 압력 구배가 강화되며, 이로 인해 손실이 더욱 증가하는 경향을 보인다. 이러한 현상은 stall 발생의 전형적인 전조로 해석된다.

2단 압축기에서는 이러한 경향이 더욱 심화 되어 나타난다. 전체적으로 높은 엔트로피 영역이 광범위하게 분포하고 있으며, 특히 블레이드 흡입 면과 허브 근처 영역, 그리고 디퓨저 입구에서 강한 손실 집중이 확인된다. 유선은 뚜렷한 왜곡을 보이며 일부 영역에서는 재순환 및 국부적 분리 구조가 형성된 것으로 판단된다. 이는 1단에서 이미 비 균일해진 유동이 인터스테이지 배관을 통해 완전히 회복되지 못한 상태로 2단에 유입되기 때문이며, 결과적으로 2단 임펠러 입구에서 입사가 왜곡과 함께 더욱 강한 유동 불안정성이 유발된다. 특히 주목할 점은, 부분 조건에서 발생하는 손실 증가가 단순히 한 단(stage)에 국한되지 않고, 다단 시스템 전체에서 점점 더 증폭된다는 것이다. 1단에서 시작된 박리 및 비 균일 유동 구조는 2단에서 더욱 확대되며, 이는 전체 압축기 성능 저하의 주요 원인으로 작용한다.

Fig. 37에서 제시된 정적 엔트로피 분포와 바로 연계하여 손실 발생 메커니즘(mechanism)을 규명하기 위해, Fig. 38과 같이 속도 벡터 분포와의 비교 분석을 수행하였다.

먼저 1단 압축기의 경우, 블레이드 전연 및 흡입 면 부근에서 속도 벡터가 벽면을 따라 부착되지 못하고 이탈하는 현상이 관찰된다. 특히 일부 영역에서는 벡터 방향이 국부적으로 반전되거나 순환하는 형태를 보이며, 이는 명확한 유동 박리 및 재순환 구조의 존재를 의미한다. 이러한 유동 구조는 Fig. 34에서 동일 위치에 나타난 고 엔트로피 영역과 정확히 대응되며, 부분 부하 조건에서 증가한 입사각으로 인해 전연에서 유동이 정상적으로 부착되지 못하고 분리되었음을 보여준다. 따라서 1단에서의 엔트로피 증가는 주로 입사각 증가에 따른 전연 박리에서 기인하는 것으로 해석된다.

2단 압축기에서는 이러한 현상이 더욱 심화되어 나타난다. 속도 벡터 분포를 보면, 블레이드 흡입 면을 따라 유동이 크게 편향되며, 디퓨저 입구에서는 유속이 급격히 감소하면서 일부 영역에서 재순환 또는 저속 정체 영역이 형성된 것이 확인된다. 특히 허브 근처 및 흡입 면 부근에서는 벡터가

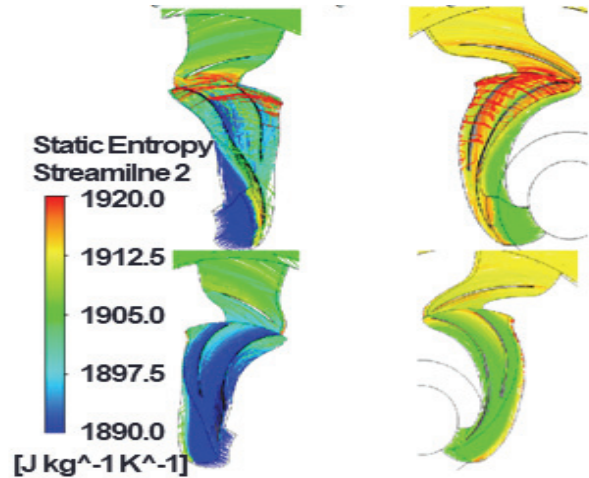


Fig. 37 Streamlines colored by static entropy for the integrated two-stage compressor at 22,200 [rev/min] and a mass rate of 4.34kg/s (Normalized flow rate = 0.62): first stage(left) and second stage(right)

복잡하게 얽힌 형태를 보이며, 이는 강한 유동 불안정성과 함께 비정상적인 유동 구조가 형성되었음을 뜻한다. 이러한 영역 역시 Fig. 37에서 관찰된 고 엔트로피 영역과 일치하며, 2단에서 손실이 집중적으로 발생하고 있음을 명확히 뒷받침한다.

이와 같은 결과는 부분 부하 조건에서의 유동 특성이 단순히 유량 감소에 의한 현상이 아니라, 입사각 증가에서 전연 박리 그리고 재순환 발생과 디퓨저 내 유동 붕괴로 이어져 엔트로피 증가로 이어지는 일련의 비선형 과정임을 보여준다. 특히 2단에서는 인터스테이지를 통해 전달된 유동 비균일성이 완전히 회복되지 않은 상태에서 추가적인 압력 상승을 요구받기 때문에, 유동 박리와 재순환 구조가 더 심화하는 것으로 판단된다.

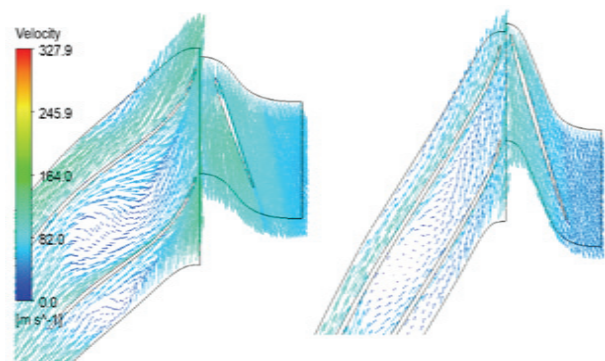


Fig. 38 Velocity vectors colored by velocity magnitude for the integrated two-stage compressor at 22,200 [rev/min] and a mass flow rate of 4.34kg/s flow (normalized flow rate = 0.62): first stage(left) and second stage(right)

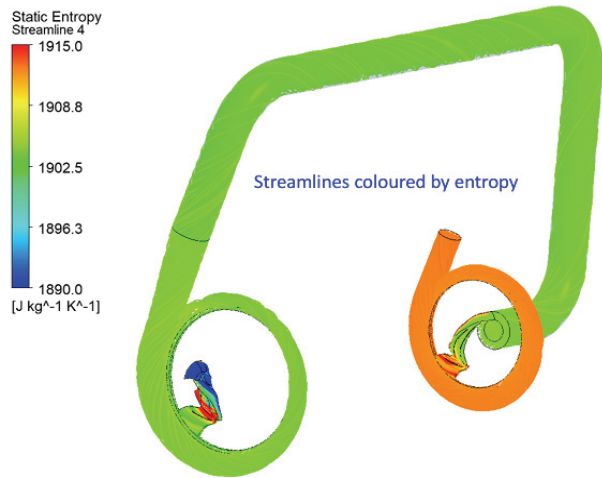


Fig. 39 Entropy-colored by streamline through the inter-stage piping and compressor flow passage

Fig. 39는 Fig. 37–38과 같은 부분 부하 조건에서 2단 원심 압축기의 인터스테이지 배관을 포함한 전체 유동 구조를 정적 엔트로피로 색상 표시한 유선 분포로 나타낸 것이다.

1단 출구에서는 임펠러 및 디퓨저를 통과한 이후에도 유동이 완전히 균일화되지 않고, 높은 엔트로피 영역(황색 및 적색 계열)이 국부적으로 분포하고 있음을 확인할 수 있다. 특히 일부 유선은 강한 곡률을 가지며 배관 내로 유입되고, 이 과정에서 속도 분포 및 방향이 비 균일한 상태로 유지된다. 이는 1단에서 발생한 유동 박리 및 손실 구조가 완전히 회복되지 않은 상태로 하류로 전달되고 있음을 의미한다.

인터스테이지 배관 내부에서는 유동이 곡관(curved pipe)을 따라 이동하면서 원심력에 의해 외측 벽면으로 편향되며, 이로 인해 단면 내 속도 및 압력 분포의 비균일성이 더욱 강화된다. 또한, 일부 구간에서는 약한 재순환 또는 저속 영역이 형성되며, 이는 추가적인 엔트로피 증가로 이루어진다. 즉, 인터페이스 배관은 단순한 유로가 아니라, 유동을 완전히 균일화시키기보다는 일정 수준의 비균일성을 유지하거나 때에 따라 증폭시키는 역할을 한다.

이러한 비 균일한 유동은 2단 임펠러 입구에서 더욱 큰 영향을 미친다. Fig. 36의 우측에서 확인할 수 있듯이, 2단 입구에서는 이미 왜곡된 유동이 유입되며, 그 결과 블레이드 전면에서 입사각이 국부적으로 크게 변화한다. 이에 따라 흡입 면 부근에서 유동 박리 및 재순환 구조가 형성되고, 이는 Fig. 37 및 Fig. 38에서 관찰된 고엔트로피 영역과 직접적으로 연결된다.

결과적으로, Fig. 39는 다단 압축기에서 인터스테이지 배관이 단순한 연결 요소가 아니라, 유동 비균일성을 전달 및 재분배하는 핵심 요소임을 명확히 보여준다. 특히 부분 부하 조건에서는 이러한 비균일성이 2단에서 더욱 증폭되어 전체 성능 저하를 유발하는 주요 원인으로 작용한다. 따라서, 다단 압축기의 성능 향상을 위해서는 단일 stage 최적화뿐만

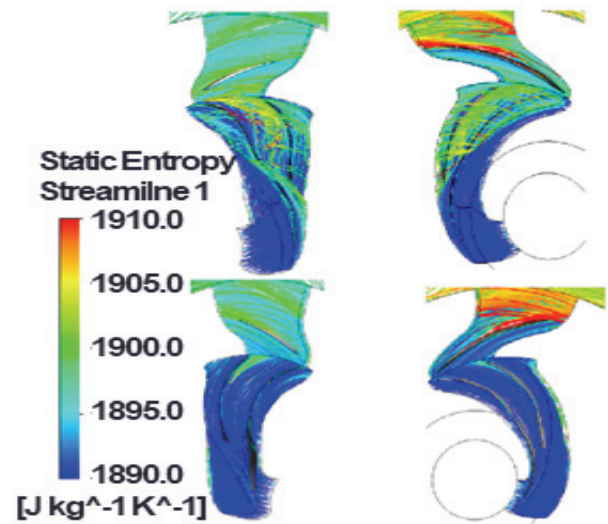


Fig. 40 Streamlines colored by static entropy for the integrated two-stage compressor at 24,500 [rev/min] and a mass flow rate of 7.26kg/s flow (normalized flow rate = 1.04): first stage(left) and second stage(right)

아니라, 인터스테이지 유동 균일화를 고려한 시스템 수준의 설계 접근이 필요함을 시사한다.

Fig. 40은 최적화된 형상에 대해 과부하 조건(정규화 유량 1.04, 24,500rpm) 조건에서 2단 원심 압축기 내부유동을 정적 엔트로피로 나타낸 streamline 분포를 보여준다. 좌측은 1단, 우측은 2단 유동 구조를 나타내며, 각 경우 결과를 각각 보여준다.

1단의 경우, 과 유량 조건으로 인해 임펠러 출구에서 높은 유속 성분이 유지되며 디퓨저 입구로 유입되지만, 전반적으로 유동은 비교적 안정적으로 유지된다. 특히, 임펠러 출구 유동의 방향이 디퓨저 입구각과 비교적 잘 일치하는 유동 정렬 상태가 유지되면서, 입사각 증가에 따른 박리 현상이 억제되고, 엔트로피 증가 또한 국부적인 수준에 머무르는 것을 확인할 수 있다.

반면 2단에서는 상류 단에서 전달된 유동 비균일성과 과 유량 조건에 따른 추가적인 유동 가속 효과로 인해, 디퓨저 입구에서의 유동 정렬이 상대적으로 저하되는 경향을 보인다. 이에 따라 블레이드 전면 부근에서의 입사각 증가가 발생하며, 이는 국부적인 유동 박리와 혼합 손실을 유발하여 압력 면 및 통로 외측을 따라 고 엔트로피 영역이 더 뚜렷하게 형성된다.

이러한 결과는 과부하 운전 조건에서 임펠러-디퓨저 인터페이스에서는 유동 정렬 상태가 단별 유동 손실 분포를 지배하는 주요 인자임을 보여주며, 특히 다단 압축기에서는 단간(inter-stage) 유동 비균일성이 누적되면서 하류 단에서의 유동 정렬 저하와 이에 따른 손실 증가로 이어질 수 있음을 시사한다. 이러한 유동 정렬은 분리와 손실을 감소시키는 궁

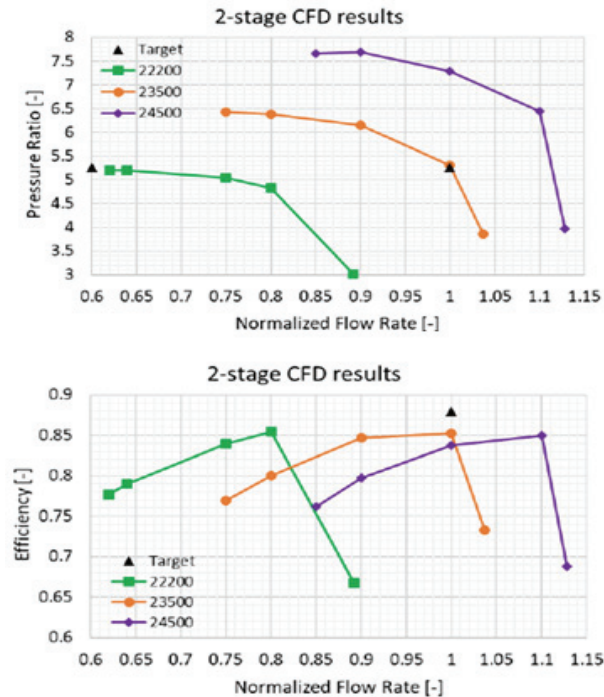


Fig. 41 Performance characteristics of the final two-stage compressor at different rotational speeds

정적인 효과를 가지지만, 동시에 최소 유로 단면(throat)에서의 유동 가속을 유발한다. 그 결과 국부 Mach 수가 증가하여 임계조건($M=1$)에 도달하게 되며, 결국 choking 현상이 발생하게 된다. 따라서, 과부하 조건에서의 유동 정렬은 choking으로 이어지는 전 단계로 해석될 수 있다.

따라서, 최적화된 형상이라 하더라도 과부하 조건에서는 단단 유동 정렬 유지 및 비균일성 제어가 전체 성능 및 안정성 확보를 위한 중요한 설계 요소로 작용한다.

Fig. 41은 최종 설계된 2단 원심 압축기의 회전수별 CFD 성능 특성을 나타낸다. 상단 그래프는 정규화 유량에 따른 압력비 변화를, 하단 그래프는 동일 조건에서의 효율 변화를 보여준다.

회전수가 증가함에 따라 팁 속도의 증가로 인해 압력비 수준이 전반적으로 상승하는 경향을 보인다. 모든 조건에서 유량이 증가할수록 압력비는 감소하는데, 이는 체류 시간 감소 및 확산 능력 저하에 기인한다.

한편 고 유량 영역에서는 압력비와 효율이 급격히 감소하는 구간이 나타나며, 이는 choking 현상의 발생을 의미한다. Choking 발생 지점은 회전수가 증가할수록 더 높은 유량 영역으로 이동하며, 이는 압축기가 더 많은 유량을 수용할 수 있음을 나타낸다. 또한, 효율 곡선은 설계 점 부근에서 최대값을 가지며, 저유량(stall) 및 고유량(choking) 영역에서 감소하는 전형적인 압축기 특성을 보인다.

효율 곡선은 전형적인 압축기 특성을 보이며, 설계 유량 부근에서 최대값을 나타낸다. 저 유량 영역에서는 유동 박리

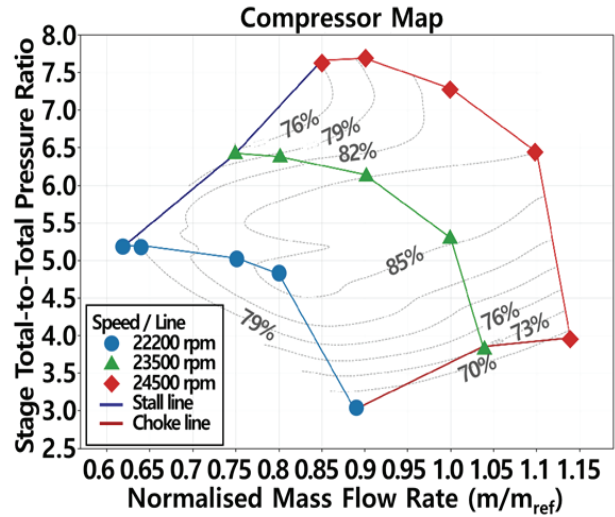


Fig. 42 Performance map of the final two-stage compressor design

및 stall로 인해 효율이 감소하고, 고유량 영역에서는 유동 박리 및 stall로 인해 효율이 감소하고, 고유량 영역에서는 손실 증가 및 choking으로 인해 효율이 다시 감소하는 경향을 보인다.

Fig. 42는 최종 설계된 2단 원심 압축기의 성능 map을 나타내며, 정규화 유량과 전압 비 사이의 관계를 회전수별로 비교한 결과이다.

이 그림은 좌측의 stall line과 우측의 choke line으로 둘러싸인 압축기의 전체 운전 가능 영역을 명확히 보여준다.

물리적으로 stall line은 저 유량 조건에서 임펠러 출구 및 디퓨저 입구에서의 입사각 불일치와 경계층 내에서의 역 압력 구배가 증가하면서 발생하는 유동 박리(separation)와 속도 에너지를 압력 에너지로 변환하는 확산(diffusion) 과정의 실패로 발생하는 유동 불안정의 시작 경계를 의미하며, choke line은 임펠러 또는 디퓨저 유로 내부에서 유동이 음속 조건에 근접함에 따라 발생하는 최대 유량 수용 한계를 의미한다. Baseline 압축기의 surge margin은 33.2%, choking margin은 정격유량 대비 약 105% 수준으로 나타났다. 반면, 최적화된 압축기는 surge margin 38%와 정격유량 대비 110% 이상의 choking margin을 동시에 확보함으로써, 저유량 영역에서의 유동 안정성과 고유량 영역에서의 운전 가능 범위를 모두 향상된 것으로 나타났다.

회전수가 증가함에 따라 임펠러 팁 속도가 증가하여 유체에 전달하는 에너지가 증가하고, 이에 따라 전체 압력비 수준이 상승하는 경향을 나타낸다.

효율 등고선은 설계 유량 부근에서 약 85% 수준의 최대 효율 영역이 형성됨을 보여준다. 저 유량 영역에서는 유동 박리 및 stall 발생으로 인해 효율이 감소하며, 고유량 영역에서는 choking 및 손실 증가로 인해 효율이 다시 감소한다.

특히 회전수가 증가할수록 choke 한계가 고유량 방향으로

이동하여 운전 영역이 확장되는 특징을 보인다. 그러나, choke 근처에서는 압력비와 효율이 급격히 저하되는 경향이 나타난다.

결론적으로 본 연구에서는 다단 압축기 최적화 문제의 높은 차원성과 계산 비용을 고려하여 1단과 2단을 우선 독립적으로 최적화하였다. 그러나 최종 성능 평가는 단순 단독 단(stage-isolated), 조건에서 수행된 것이 아니라, 최적화된 1단과 2단을 인터스테이지 배관으로 연결한 통합 2단 시스템에 대해 전체 CFD 해석을 수행하였다. 따라서 논문에서 제시된 최종 성능에는 단간 유동 비균일성, swirl redistribution, pressure distortion 및 인터스테이지 손실 효과가 이미 포함되어 있다. 또한, 통합 해석 결과, 최적화 형상은 baseline 대비 2단 입구에서 더 균일한 속도 분포와 개선된 flow alignment 특성을 나타내었으며, 이에 따라 incidence mismatch와 diffuser separation이 감소하였다. 이러한 유동 안정화 효과는 엔트로피 생성 감소 및 안전운전 영역 확대에 이바지한 것으로 분석된다.

Table 13 Comparison between CFD results and the predictions obtained the RRSML-based surrogate model

		OP4 (75%)	OP3 (80%)	OP1(100% flow)
Stage Pressure Ratio[-]	CFD	2.169	2.133	1.903
	RRS	2.164	2.123	1.898
	Error(%)	0.24	0.45	0.24
Stage Efficiency(%)	CFD	-	-	86.82
	RRS	-	-	86.64
	Error(%)	-	-	0.18

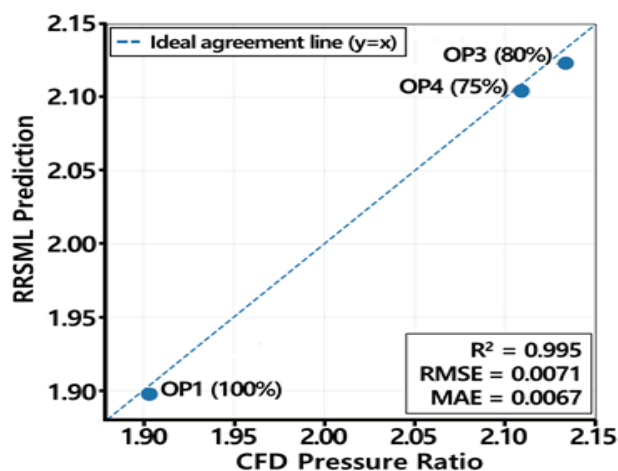


Fig. 43 Validation of the surrogate model by comparing the predicted pressure ratios with the corresponding CFD results at different operating points

6.3 Effectiveness of the RRSML-based optimization framework

본 연구에 제안된 RRSML 기반 최적화 기구는 설계 점 및 부분 부하 조건 전반에 걸쳐 높은 예측 정확도를 달성한다. 또한, trigger 기반 적응형 샘플링을 통해 강한 비선형 설계 공간에서도 조기 수렴 없이 안정적인 탐색이 가능하다. 더 나아가 CFD 수준의 정확도를 유지하면서 계산 비용을 획기적으로 절감할 수 있다.

RRSML 기반 최적화의 유효성은 Table 13의 정량적 결과를 통해 검증된다. 우선, Table 13의 결과는 제안된 RRSML 기반 최적화 구조의 유효성을 명백히 입증한다. 모든 운전 조건에서 단 압력비 예측 오차는 0.5% 이하로 유지되며, OP4(75% 유량), OP3(80% 유량), OP1(100% 유량)에서 각각 0.24%, 0.45%, 0.24%의 매우 낮은 오차를 보인다. 이는 RRSML 구조가 설계 점뿐만 아니라 부분 부하 영역을 포함한 넓은 운전 범위에서의 비선형 공력 특성을 정확히 반영하고 있음을 의미한다.

또한, 정격조건(OP1)에서 단(stage) 효율 예측 오차는 0.18%에 불과하여, 압력뿐만 아니라 손실 및 2차 유동에 민감한 효율 예측에서도 매우 높은 정확도를 유지함을 알 수 있다.

Fig. 43은 다양한 운전 점(OP 1, OP3, OP4)에 대해 CFD 해석 결과와 RRSML 대리모델 예측값을 비교한 검증 결과를 나타낸다.

그림에서 점선으로 나타낸 $y=x$ 선은 이상적인 일치 선(ideal agreement line)으로 모든 데이터가 이 선위에 위치할수록 대리 모델의 예측 정확도가 높음을 의미한다.

특히 이러한 일치성은 설계 점(OP1)뿐만 아니라 부분 부하 조건(OP3, OP4)에서도 일관되게 유지되어, 모델의 우수한 일반화 성능을 확인할 수 있다.

정량적 지표를 통해 대리 모델의 예측 정확도를 더 명확히 해석할 수 있다. 먼저, R^2 는 결정 계수(coefficient of determination)로서 모델이 데이터 변동을 얼마나 설명하는지를 나타내는 값으로 0과 1 사이 값이다. 본 연구의 $R^2 = 0.995$ 로서 대리 모델의 CFD 결과의 변동성을 99.5% 수준까지 설명하고 있음을 의미하며, 이는 두 결과 간의 상관성이 거의 완벽함을 나타낸다. 또한, RMSE(root mean square error)는 예측값과 실제값 사이의 평균적인 오차 크기를 나타내는 것으로 $RMSE = 0.0071$ 은 예측값과 CFD 값 사이의 평균적인 편차가 전반적으로 매우 작은 오차(약 0.7% 수준) 범위 내에서 값을 재현하고 있음을 보여준다. 한편, MAE(mean absolute error)는 예측값과 실제값의 평균 절대 오차로서 $MAE = 0.0067$ 은 개별 데이터 포인트에서의 평균 절대 오차가 매우 작음을 나타내며, 특정 운전 조건에서의 큰 오차 없이 예측 성능을 유지하고 있음을 의미한다.

결과적으로, 이러한 지표들은 본 RRSML 기반 대리 모델이 설계 점뿐만 아니라 부분 부하 조건까지 포함한 전 운전 영역에서 높은 정확도와 신뢰성을 확보하고 있다는 것을 확인할 수 있다.

7. Conclusion

본 연구에서는 약 120°C 고온 스팀을 생성하는 1MW급 히트펌프 시스템용 2단 원심 압축기의 공력 최적 설계를 위해 RRSML(Reactive Response Surface Machine Learning) 기반 최적 설계 구조를 적용하였다. 평균선 설계와 역해법 설계 방법을 통해 baseline 형상을 생성하고, DOE 기반 CFD 해석을 통해 Kriging surrogate model을 구축하였다. 이후 trigger 기반 adaptive re-sampling 전략을 적용하여 최적 설계를 수행한 결과는 다음과 같다.

- 1) 제안된 RRSML 기반 최적화 방법은 고속 2단 원심 압축기에서 나타나는 강한 비선형 공력 특성을 효과적으로 처리할 수 있는 설계 방법임을 확인하였고, Trigger 기반의 적응형 샘플링을 통해 대리 모델의 예측 정확도를 향상했다. 이를 통해 설계점 뿐만 아니라 부분 부하 조건에서도 신뢰성 있는 성능 예측이 가능함을 확인하였다.
- 2) 일반적으로 기존의 고압 비 2단 원심 압축기는 강한 비선형 공력 상호 작용, 디퓨저 박리 및 choke 제한 등의 영향으로 인해 전체 효율이 약 78-83%, surge margin은 약 15~25% 수준으로 보고되고 있다. 반면, 본 연구에서 최적화된 압축기는 총 효율 85.3%, surge margin 38%, 그리고 정격 유량 대비 110% 이상의 choking margin을 동시에 달성하였다.
- 3) 본 연구에 적용된 임펠러는 open-type 임펠러는 틱 간극(tip clearance)에 의해 발생하는 leakage flow로 인해 일정 수준의 혼합 손실(mixing loss)과 엔트로피 생성(entropy generation)이 발생할 수 있다. 일반적으로 원심 압축기에서 tip leakage loss는 전체 공력 손실의 약 20-30% 수준을 차지하는 것으로 알려져 있으며, closed-type 임펠러 적용 시 이러한 leakage loss 감소를 통해 전체 효율이 약 1% 이상 추가로 향상될 가능성이 있는 것으로 판단된다.

따라서 본 연구에서 제안한 RRSML 기반 공력 최적 설계 구조는 메가와트급 고온 히트펌프용 원심 압축기뿐만 아니라 고속 터보 기계의 공력 최적 설계 문제에도 효과적으로 적용될 수 있을 것으로 기대된다.

References

- (1) Arpagaus, C., Bless, F., Uhlmann, M., Schiffmann, J., and Bertsch, S. S., 2018, "High Temperature Heat Pumps: Market Overview, State of the Art, Research Status", Refrigerants, and Application Potentials, Energy, Vol. 152, pp. 985~1010.
- (2) Wang, E., Na, S. I., and Lee, G., 2018, "Experimental Study on Heating Performance Characteristic of 100 kW Heat Pump to Generate 120 °C Steam", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 100~106.
- (3) Kim, J. H., Lee, S. Y., and Park, C. H., 2019, "Performance Characteristics of an Industrial Waste Heat Recovery Heat Pump System", Energy Conversion and Management, Vol. 196, pp. 1175~1185.
- (4) Cho, H. J., Kim, Y. S., and Lee, D. H., 2021, "Operating Characteristics of a High-Temperature Heat Pump System for Industrial Waste Heat Recovery", International Journal of Refrigeration, Vol. 129, pp. 1~10.
- (5) El Samad, T., Żabnieńska-Góra, A., Jouhara, H., and Sayma, A. I., 2024, "A Review of Compressors for High Temperature Heat Pumps", Thermal Science and Engineering Progress, Vol. 51, 102603.
- (6) Zangeneh, M., 1994, "Inviscid-viscous interaction method for three-dimensional inverse design of centrifugal impellers", Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 280~290.
- (7) Jones, D. R., Schonlau, M., and Welch, W. J., 1998, "Efficient global optimization of expensive black-box functions", Journal of Global Optimization, Vol. 13, pp. 455~492.
- (8) Samad, A., and Kim, K. Y., 2008, "Multi-Objective Optimization of a Centrifugal Compressor Using Surrogate Models", ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 130, 031012.
- (9) Kim, B. K., 2025, "Development of high-performance 1MW-class pump-turbine system", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 28, pp. 86~102.
- (10) Forrester, A. I. J., Sobester, A., & Keane, A. J., 2008, "Engineering Design via Surrogate Modelling: A practical guide", Wiley.
- (11) Launder, B. E., and Spalding, D. B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269~289.
- (12) Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, Vol. 32, pp. 1598~1605.