

대한기계학회 주최

제11회 전국학생설계경진대회(2021년)

설계 최종 보고서

참가부	대학부 (○)				
참가분야	공모주제 (○) / 자유주제 ()				
참가팀명	STeam				
설계제목	숫불의 폐열회수와 스텔링엔진을 이용한 국소 배기 시스템				
지도교수/교사	(소속) 국민대학교 기계공학부 (성명) 안준				
대표자 (신청인)	성명	소속	연락처 (휴대폰)	E-mail	주소
	주승민	국민대학교 기계공학부			

참가팀원 인적사항

NO	성명	소속 / 학년	E-MAIL
1	주승민	국민대학교 기계공학부 / 3학년	
2	김지호	국민대학교 기계공학부 / 3학년	
3	서형석	국민대학교 기계공학부 / 3학년	
4	이경인	국민대학교 기계공학부 / 3학년	
5	정연우	국민대학교 기계공학부 / 3학년	
6	김소희	국민대학교 나노전자물리학과 / 3학년	

설계 요약문

참가분야	공모주제 (○) / 자유주제 ()
참가팀명	STeam
설계제목	숯불의 폐열회수와 스팀링엔진을 이용한 국소 배기 시스템
대표자명	주승민
요약문	<p>우리 STEam 팀은 에너지 절약의 공모주제에 대해서 스팀링엔진을 이용한 폐열회수 환풍 시스템을 고안하였다.</p> <p>일반적으로 고깃집에서 사용하는 환풍 시스템은 하나의 중앙 환풍기의 동력을 사용하여 각 테이블 후드를 통해 연기를 흡입한다. 테이블이 늘어날수록 중앙 환풍기에서 요구하는 동력은 커진다. 따라서 고기를 굽는 과정에서 발생한 숯의 폐열을 열원으로 구동하는 스팀링엔진과, 코안다 효과가 적용된 덕트를 결합하여 연기 흡입 보조 장치를 제작하였다.</p> <p>숯불의 폐열을 고온부로 받아 스팀링엔진이 구동하면, 연결된 블로워를 통해 덕트 내부로 공기가 들어간다. 코안다 효과가 적용된 덕트 형상을 거치면 유체의 속력이 증가해 불판의 연기를 흡입하게 된다.</p> <p>시스템에 사용된 스팀링엔진은 열역학적으로 높은 열효율을 가지며, 연소할 때 폭발행정이 없어 진동과 소음이 적다. 다른 사이클과는 다르게 열교환기나 응축기 등이 필요하지 않아 설계단가가 매우 저렴하고, 폐열을 회수하는 소형 발전에서 매우 적합하다.</p> <p>해당 국소 배기 시스템은 중앙 환풍기의 역할을 대신하거나 중앙 환풍기의 효율을 극대화할 수 있다. 고깃집에 상용화된다면, 중앙 환풍기의 가동 전력을 줄여 많은 양의 에너지와 비용을 아낄 수 있다.</p>
설계프로젝트의 입상 이력	해당사항 없음

숯불의 폐열회수와 스티어링엔진을 이용한 국소 배기 시스템

주승민* 김지호* 서형석* 이경인* 정연우* 김소희** 안 준*†

*국민대학교 기계공학부 · **국민대학교 나노전자물리학과

Local Exhaust Ventilation System Using Stirling Engine with Recovery Wasted Heat of Charcoal Fire

Seung-Min Joo*, Ji-Ho Kim*, Hyeong-Seok Seo*, Kyoung-In Lee*, Yeon-Woo Chung*,
So-Hee Kim** and Jun An**†

* School of Mechanical Engineering, Kookmin University

** School of Nano Electronic Physics Kookmin University

(Received April 26, 2021 ; Revised July 3, 2021 ; Accepted September 27, 2021)

Key Words: Stirling Engine(스티어링엔진), Wasted Heat of Charcoal Fire(숯불 폐열), Coanda Effect(코안다 효과), Flow Rate Analysis(유속 분석), Energy-saving mechanical systems(에너지 절약형 기계 시스템)

초록: 해당 시스템은 숯불의 폐열을 열원으로 가동하는 스티어링엔진을 이용한 국소 배기 시스템이다. 높은 열효율을 가지는 스티어링엔진과, 코안다 효과와 베르누이 원리가 적용된 덕트가 결합한 연기 흡입 보조 장치를 제작하였다. 스티어링엔진 특성상 소음과 진동이 적어 해당 시스템이 실제 고깃집 환풍 시스템에 적용되기에 충분하다. 에너지 절약 및 재사용이 중요해진 현 상황에서 본 제품은 경제적·환경적·연구적인 측면에서 의미를 가질 것으로 예상된다.

Abstract: It is the local ventilation system which uses a Stirling engine with high thermal efficiency that runs the waste heat of the charcoal fire as a heat source. The ventilation fan was manufactured with a Stirling engine that combines ducts, applying the Coanda effect and Bernoulli principle to increase the flow velocity. This is a very efficient ventilation fan system, such as fan of barbecue restaurant, because Stirling engines have the advantage of low noise and vibration. In an Earth where energy conservation and reuse are significant, it would be economical and environmental. Not only this, it is also expected to have a positive meaning in terms of research implication.

1. 서론

산림청 기준 전국의 백탄 생산량은 지난 2015년~2018년 기준 236.5t - 510t - 573.5t - 500.5t으로, 우리나라의 숯불 이용량은 백탄 생산량에 따라 대체로 증가해왔다. 백탄 생산량의 증가 추세에 따라 숯불을 이용하는 식당에서의 숯 사용량도 증가하고 있다.

† Corresponding Author, jahn@kookmin.ac.kr

© 2021 The Korean Society of Mechanical Engineers

년도	2015	2016	2017	2018
백탄 생산량 [t]	236.5	510.0	573.5	500.5

Table.1 White coal production from 2015 to 2018⁽¹⁾

주로 식당에서 사용하는 숯은 800℃~1,100℃에서 달궈낸 백탄으로, 고열의 숯에서 소모되는 열량 중 일부만이 고기를 굽는 데 사용된다. 숯이 착화하고, 고기를 굽는 동안 낭비되는 폐열의 양이 상당하다. 따라서 이 폐열을 이용하여 에너지를 공급하는 방법을 고안하였다.

대다수 숯불을 이용한 식당은 ‘에어 덕트’ 라고 불리는 통로로 음식을 조리할 때 나오는 연기를 흡입한다. 해당 설비는 숯불의 폐열을 열원으로 가동하는 스팀링엔진을 이용한 국소 배기 시스템이다. 스팀링엔진을 동력원으로 하는 블로워와, 코안다 효과가 적용된 덕트가 결합한 연기 흡입 보조 장치로, 해당 시스템은 에너지 회수 및 재사용 추진을 목표로 한다.

2. 설계 핵심 내용

2.1 설계 문제 정의 및 해결방안

2.1.1 설계 문제 정의

1. 공기조화

환기장치는 크게 전체 환기장치와 국소 배기장치로 구분된다. 전체 환기는 오염물질을 희석시키는 것을 목적으로, 이미 실내에 퍼져 있는 오염물질의 농도를 감소시키는 장치이다. 반대로, 실내에 오염물질이 퍼지기 전에 발생원에 환기장치를 설치해 오염물질을 제거하는 것을 국소 배기장치라고 한다. 육류를 숯불에 익혀 먹을 때, 불완전 연소에 의한 다환방향족 탄화 수소(PAH)인 벤조피렌(benzopyrene)과 테로사이클릭아민류(Heterocyclic amines) 등의 발암물질이 생성된다. 따라서 고깃집에서는 항상 이러한 공기조화 문제가 따르기 때문에, 공조 시스템의 역할이 매우 중요하다.

2. 소음 및 진동

국소 배기장치에서 후드의 개수가 늘어날수록 송풍기에 요구되는 동력이 커진다. 따라서 동력이 커질수록 송풍기의 소음과 진동은 커질 수밖에 없는데, 이러한 소음과 진동이 건물 외벽을 타고 올라가 주위 가구원이나 상가에 피해를 미친다. 실제 현장에서 이러한 문제 때문에 소송이 잇따르고 있다. 이러한 소음과 진동 문제 또한 공학적으로 해결해야 할 중요한 문제이다.

2.1.2 설계 방법

연기를 흡입하는 덕트 내부를 스팀링엔진의 고온부로 설정하고 덕트 외부를 저온부로 설정한다. 화로

(1) Statistics Korea (2020) Charcoal and Pyrolygneous acid production_Production method Number by installed capacity

의 숯불 열은 고기를 구운 후 그 역할을 다하는데, 고기를 구운 후 환풍구로 전달되는 숯불의 폐열을 활용해 스텔링엔진의 고온부 실린더를 가열한다. 가열된 실린더 내의 기체가 팽창하여 피스톤을 밀어낸 후 저온부로 이동하고, 저온부의 기체가 수축하는 힘으로 피스톤이 당겨짐과 동시에, 냉각된 기체가 고온부로 이동하는 스텔링 사이클이 반복된다.

적절한 링크를 적용해 블로워의 임펠러와 연결된 스텔링엔진의 원판이 피스톤의 왕복운동에 따라 움직이며 블로워의 임펠러는 회전한다. 임펠러에서 발생한 바람이 코안다 형상이 적용된 덕트를 타고 들어가, 코안다 효과에 의해 연기를 흡입하게 된다. 기존의 전기에너지를 이용해 돌리던 환풍 시스템을 보조하며, 에너지를 회수하고 재사용한다.

2.2 설계 과정

2.2.1 설계 메커니즘

1. 메커니즘

1-1. 스텔링엔진의 선정 및 배치

스텔링엔진은 서로 다른 온도에서 닫힌 공간 안의 가스를 팽창 또는 압축시켜 열에너지를 운동에너지로 바꾸는 장치이며, 열역학 이론에서 가장 높은 열효율을 가진다. 또한, 연소할 때 폭발행정이 없어 엔진의 소음과 진동이 적다. 더불어 외연기관이기 때문에 화석연료뿐 아니라 태양열, 천연가스를 비롯하여 공장 폐열, 석유 등의 모든 열원을 동력원으로 이용 가능한 열기관이다. 여러 스텔링엔진 종류 중에서 우리는 알파형 스텔링엔진으로 설계하였다.

- 알파(α)형 스텔링엔진

: “디스플레이서 없이 두 개의 파워 피스톤으로 스텔링 사이클을 구성하며, 두 피스톤 간의 동작 차를 위상각이라 하고, 두 피스톤의 위상각을 이용하여 스텔링 사이클에 필요한 팽창, 압축, 작동 유체의 이동을 구성한다. 한 피스톤은 저온부 실린더에, 한 피스톤은 고온부 실린더에 위치하며 일반적으로 2개의 실린더에 2개의 피스톤이 존재한다.(2)”

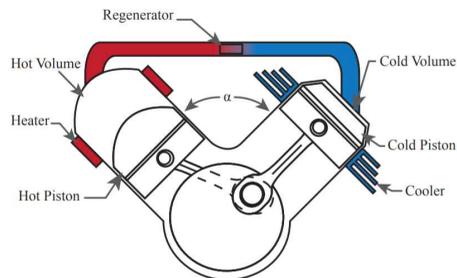


Fig.1 Alpha Stirling Engine⁽³⁾

(2) 스텔링 기관. (2021,May,30). retrieved June 26, 2021, from Wikipedia

(3) Salvatore Ranieri, Gilberto A. O. Prado and Brendan D. MacDonald. (2018). Efficiency Reduction in Stirling Engines Resulting from Sinusoidal Motion. Energies 2018, 11, 2887

- 알파(α)형 스텔링엔진 설계 결정 근거

알파, 베타, 감마, 더블 액팅 이 네 가지 스텔링엔진 중, 감마형 스텔링엔진이 비교적 구조가 간단하고 설계가 용이하며, 저온에서도 구동이 가능한 특징이 있다. 하지만 구조적으로 실린더와 크랭크 간 거리가 멀어지고 최소 구조에서는 병렬화에도 유리하지 못하다는 단점이 있다.

위의 스텔링엔진 중에서 우리 팀 설계에 가장 알맞은 형태는 알파(α)형 스텔링엔진이다. 알파형 스텔링엔진의 구조가 다른 스텔링엔진에 비해 간단한 것은 아니지만, 블로워 내부에 있는 임펠러가 구동될 때, 저온부와 고온부가 확실하게 구분되기 위해서는 90°의 위상차를 이루며 고온부는 덕트 내부에 저온부는 덕트 외부에 있는 형태로 설계가 진행되어야 한다. 이러한 이유로 구조적으로 가장 적합하다고 판단하였다. 또 알파형 스텔링엔진은 다른 스텔링엔진에 비해서 압력비와 압축비를 높이기 쉽고, 고출력을 얻기에 용이하다.⁽⁴⁾ 이를 이용하여 에어덕트와 연결된 스텔링엔진을 도면화하면 Fig.2와 같은 형태로 나타낼 수 있다.

특히 엔진의 구조를 단순화할 수 있는 장점이 있는데 이러한 것들을 종합하여 열효율을 높일 수 있다고 판단하였다. 또 고온부와 저온부의 온도 차이를 측정 한 결과, 고온부는 대략 300~500℃의 온도를 나타내었고 열전도성이 높은 재질을 사용한다면 온도는 더욱 올라갈 것으로 예측된다. 저온부는 최대 50℃로, 고온부와 저온부의 온도 차이가 유의미하게 나타나고 있다. 따라서 감마형이나 링봄 엔진의 형태가 아닌, 알파형 스텔링엔진을 사용하는 것이 구조적, 열적으로 이득이라는 결론을 도출하였다.



Fig.2 Modeling with Stirling Engine and Duct and Blower

고온부에 연결되는 피스톤이 상하 운동을 하므로, 해당 피스톤 직경에 맞춰 덕트에 구멍을 뚫었다. 추가적으로 고온부와 연결되는 재생기 부분은 재생기와 고온부 간의 열전달을 최소화하기 위해, 고무 튜브로 제작하였다.

일반적으로 고깃집에서 사용하는 에어덕트의 크기는 연통(연기가 올라가는 통로) 90mm~100mm, 후

(4) Ki-Bum Kim (2012) Solar Power Generation System Using A Small-Sized Stirling Engine, Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society Vol. 13, No. 8 pp. 3339-3344

드(연기를 바로 빨아들이는 머리 부분) 150mm~200mm 정도의 직경을 가진다. 우리 설계에서는 후드 내에 고온부를 위치시키고, 일정량 이상의 유량을 확보해야 한다. 따라서 연통은 기존 고깃집 덕트와 비슷한 크기의 직경으로, 후드는 직경 250mm 확장하였다.

1-2. 제약 조건 및 해결방안

1) 날개(Fan) 삭제

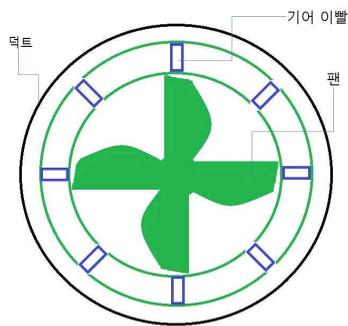


Fig.3 Geometry of Fan with Bevel Gear

날개(Fan)가 없는 형태로 설계를 변경하였다. 기존에는 Fig.3과 같이 베벨기어에 결합한 팬을 스텔링 엔진이 구동하는 형식으로 설계했었다. 그러나 우리가 설계하고자 하는 환풍 시스템이 요구하는 유량을 가지려면, 덕트 내의 베벨기어의 크기와 잇수가 매우 커지게 된다. 큰 기어를 덕트 내에 넣기 위해선, 덕트의 크기도 커질 수밖에 없다. 이는 미관상으로도 좋지 않으며, 청소·소음·공간 효율·가공과정·비용의 측면에서 모두 적합하지 않다고 판단되었다.

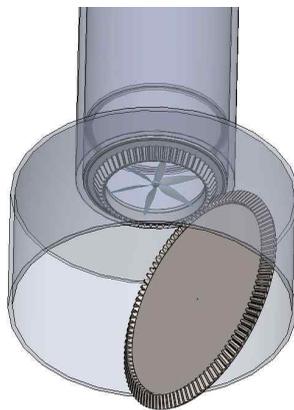


Fig.4 Duct with Bevel Gear in Gear Ratio 2:1

이전 설계에서 요구하는 팬 rpm은 4000rpm으로, 이를 충족시키려면 기어비 2:1을 가져야 하는데, 이는 Fig.4와 같은 모양이 된다. 따라서 기존에 팬이 결합한 기어에서 팬과 기어를 모두 없앤 '날개 없는 흡입기' 형상으로 설계를 결정하였다. 다음 그림에서의 설계는 코안다 효과와 베르누이 원리가 적용된 덕트 형상이다. 2000rpm의 임펠러로 우리가 원하는 흡입 효과를 볼 수 있으며, 스텔링엔진과의 배치도 더욱 간편해졌다. 이에 대한 자세한 내용은 '2.2.2 형상 설계 과정'에서 다루고 있다.

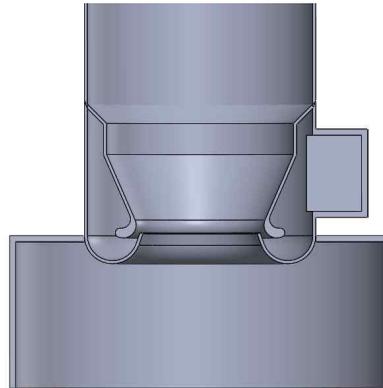


Fig.5 Duct with Bladeless Absorber

2) 스텔링엔진과 덕트의 결합

고기를 구울 때 나오는 연기를 효과적으로 흡입 및 방출하기 위해서는, 공기의 흐름을 방해하는 요소들을 최대한 덕트 내에서 없애는 것이 중요하다. 유체의 흐름이 방해되면 유속이 감소하고 난류가 발생하므로 효과적인 연기의 배출을 기대하기 어렵다. 따라서 스텔링엔진과 덕트의 결합은 중요하다.

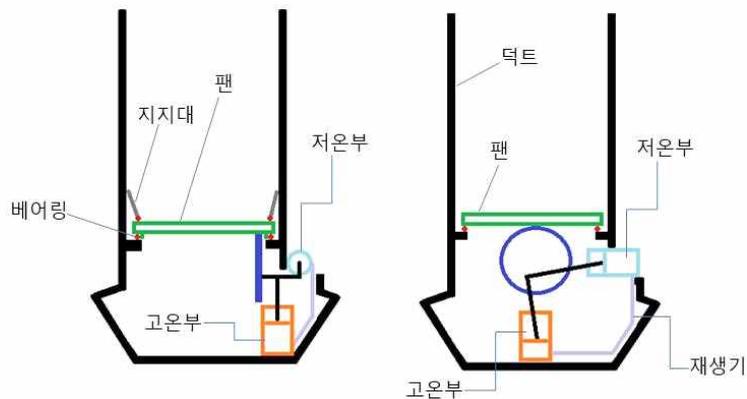


Fig.6 Duct with Stirling Engine (front view, right side view)

기존 설계 당시, 팬이 결합한 기어의 위치를 덕트 중앙부로 고정한 후 스텔링엔진을 배치하였다. 그러나 Fig.6과 같이 재생기가 덕트 내부로 위치해야 한다는 점과, 저온부의 배치로 인해 덕트의 밀폐가 보장되지 않는 점 등 비효율적인 구조로 배치되었다. 무엇보다도 덕트 중앙에 위치하는 팬(기어)의 크기가 매우 커, 연기를 흡입하는 데 방해된다는 문제점이 발생하였다.

그래서 우리는 팬(기어)을 없앴고 동시에, 덕트와 스텔링엔진이 서로 간섭이 일어나지 않고 최대의 효율을 발휘할 수 있는 배치를 고안하였다.

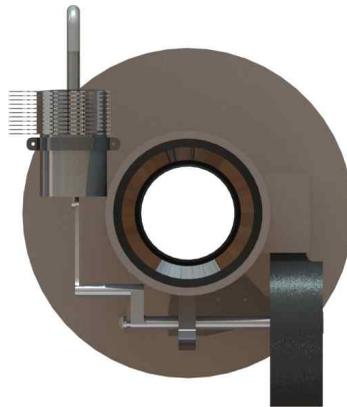


Fig.7 SolidWorks Modeling of Stirling Engine with Duct

2. 재질 결정

2-1. 스텔링엔진 재질

스털링엔진과 같은 열역학적 동력 장치는 재질에 따라 효율이 달라진다. 숯불의 열을 이용하는 해당 제품에서는 열에너지 전달량이 팬 작동 효율에 큰 영향을 끼친다.

스털링엔진의 5가지 주요 부품인 ‘실린더, 피스톤, 피스톤 Seal, 핀(fin), 재생기’의 재질을 다음과 같은 근거로 결정하였다.

1) 실린더 : 스테인리스

해당 스텔링엔진의 고온 실린더는 열원인 숯불로부터 열을 전달해 작동 유체를 가열하는 역할을 한다. 실린더는 외벽과 숯불 사이의 대류 및 복사, 실린더 내부에서의 전도, 실린더 내벽과 작동 유체 사이의 강제대류 열전달 현상을 통해 열 교환을 진행한다.

다음의 Table.2에서는 열전달에 있어서 주로 사용하는 재질의 특징을 비교하고 있다.

재질	특징	경제성 순위
아연도금	주로 사용하는 덕트 재질	2
스테인리스	주방, 실험실, 화학 공정 배기 등에 사용 부식 환경 사용 가능 청결도 유지 용이	1
PVC	부식 방지 내식성 좋음, 강도 약함 (정압, 큰 풍량에 못 견딤)	3
FRP	열기, 직사광선, 충격에 강함	4

Table.2 Comparison of Material Properties

고기 불판 위에 위치하는 실린더는 부식에 강하고 청결도 유지에 용이해야 한다. 따라서 경제성도 고려하여, Table.2의 결과를 바탕으로 실린더 재질을 ‘스테인리스’로 결정하였다.

2) 피스톤 : 알루미늄

실린더 내부에서 작동 유체와 직접적으로 접촉하는 부분은 피스톤으로, 피스톤의 재질을 결정하는 데 다음과 같은 조건이 요구된다.

- 피스톤 재질 결정 조건⁵⁾

- ① 밀도가 낮아야 한다. (무게가 가벼워 관성력이 작아야 한다.)
- ② 고온에서도 강도가 높아야 한다.
- ③ 열팽창계수가 낮아야 한다.
- ④ 열전도성이 좋아야 한다.
- ⑤ 마찰계수가 작아야 한다.
- ⑥ 내마멸성이 좋아야 한다.

피스톤 재질 결정 조건에 따라 알루미늄 합금제로 결정하였다. 알루미늄 합금제는 철에 비해 가볍고, 열전도율이 높아 피스톤 재질로 주로 사용되고 있다. 열팽창 계수가 철의 약 2배로, 열에 대한 변화가 크기 때문에 실리콘의 함량을 높여 열팽창을 줄여 사용하기도 한다. 그러나 우리의 설계에서는 ‘알루미늄’만으로도 충분한 강성을 가진다고 판단하였고, 상용화 측면에서 경제성을 고려하여 상대적으로 저렴한 ‘알루미늄’ 재질로 결정하였다. 알루미늄 종류 중 Al6061을 사용하였다.

(5) 최신자동차공학시리즈: 자동차기술리기관(오토기관): 피스톤.(2012,September,3). retrieved June 23, 2021, from Naver

3) 피스톤 Seal : O-Ring

피스톤 헤드에 있는 Seal은 스텔링엔진에 있어서 중요한 역할을 한다. 엔진의 출력은 엔진 내부의 압력 차에 의해 결정되므로, 작동 공간에서 압력 보전을 위해 상당한 하중을 Seal이 견뎌야만 한다. 또, 작동 유체가 실린더 외부로 방출되는 것을 방지해야 하므로 누설에도 강해야 한다. 그리고 고온, 고압의 작동 유체 환경에서 피스톤이 거동하므로 마찰과 마모에 대한 성능 또한 요구된다. 윤활을 하기 위해서 피스톤과 내벽에 오일을 넣는 것은 사이클에 영향을 준다. 또 피스톤은 고온으로 반복운동을 하므로 오일의 증발, 실린더 오염 등의 이유로 오일은 사용하지 않는다.

따라서 우리는 실린더에 홈을 판 후 오링(O-ring)을 끼워 실링을 잡았다. 제작에 사용된 오링은 품명 G40으로, 내경은 39.5mm, 두께는 3.1mm이며 재질은 NBR이다.



Fig.8 Attaches an O-ring to a manufactured cylinder

4) 핀(fin) : 알루미늄

해당 제품에서는 열전달 효과 증대를 위해 실린더 외벽에 핀을 부착해 전열면을 넓혔다. 핀을 부착한 실린더에 불판 열기가 전달되므로, 핀의 열전도도에 따라 엔진의 작동 효율이 달라진다. 즉, 열전도도가 높은 재질을 사용해야 한다. 또한 스텔린스 실린더와의 결합성도 좋아야 하며, 세척과 관리가 용이한 재질이어야 한다. 이러한 특성을 고려해 우리는 핀의 재질을 알루미늄으로 결정하였다.

동일 온도에서 알루미늄의 열전도율은 구리의 열전도율의 60%인 196kcal/℃ 값을 가진다. 그러나 구리는 산화의 가능성이 커 불판과 맞닿아있는 우리의 설계에 적합하지 않다. 또한 알루미늄은 용접, 납땀 등 다른 재료와의 접합이 용이해, 실린더에 붙이기에 간편하다. 세척과 가공, 그리고 비용적인 측면에서 모두 알루미늄이 적합하다고 판단해 핀의 재질을 '알루미늄'으로 결정하였다.

5) 재생기 : 스틸 울

스텔링엔진에서 재생기는 저온부와 고온부의 사이 유체 이동관에 위치하며 처음 압축 피스톤이 유체를 고온부로 밀어내고 작동 유체는 재생기에서 열을 얻으며 팽창 피스톤으로 이동하고, 팽창 피스톤에 고온의 열원으로부터 열을 얻어 작동 유체는 팽창하며 다시 압축 피스톤과 팽창 피스톤에 의해 다시 저온

부로 재생기에서 열을 빼앗기며 이동한다.

이때 가장 중요한 것은 재생기의 성능으로, 이는 재생기 축열재의 전열 성능, 유동 마찰 손실 이 두 가지에 주된 영향을 받는다. 이는 축열재의 기하학적 형상과 재질의 종류에 기인한다.(6)

축열재의 재질로서 스테인레스 스틸, 구리, 알루미늄, 모넬 메탈 중, 가장 적절한 것은 스테인레스 스틸로 알려져 있다.(7) 재생기의 축열재는 지속적인 빠른 속도로 왕복운동 하는 작동 유체의 대량의 열을 축적하거나 그 열을 방열하여야 한다. 경제성과 전열 성능 등의 조건을 고려하여 우리는 ‘스틸 울’을 재생기로 사용하였다.



Fig.9 Regenerator(Steel Wool)

(6) Oh, D. G., & Kim, T. H. (2005) Basic Study on the Regenerator of Stirling Engine (IV) - Heat Transfer and Flow Friction Characteristic of the Regenerator with Steel Wire Matrix, Journal of Biosystems Engineering, 30(4), 202-209.

(7) Ramla Gheith, Fethi Aloui, Sassi Ben Nasrallah (2012). Study of the regenerator constituting material influence on a gamma type Stirling engine. Journal of Mechanical Science and Technology 26 (4) 1251-1255

2.2.2 형상 설계 과정

1. 스티어링엔진 구조 설계

1) 스티어링엔진 값 설정

스티어링엔진 설계에 있어서 체적과 온도, 위상각을 결정하였다. 우리가 목표로 하는 블로워 유량을 발생시키기 위해선 2000rpm의 임펠러 rpm이 필요하다. 후드 위에 스티어링엔진을 부착하게 되므로, 후드 직경 250mm에 맞추어 엔진의 팽창·압축 체적을 계산하였다.

배기 체적	팽창 피스톤	97.78
	압축 피스톤	97.78
사체적	팽창 공간	30.03
	압축 공간	30.03
	재생기	30.03
가스 온도	팽창	498
	압축	30

[단위: cm^3 , $^{\circ}C$]

Table.3 Stirling Engine Setting Value1

위상각	90
평균 압력	101.3
엔진 속도	2000

[단위: $^{\circ}$, kPa, rpm]

Table.4 Stirling Engine Setting Value2

2) 슈미츠 이론을 이용한 동력 계산(8)

스털링엔진의 동력을 계산하기 위해 <Schmidt theory for stirling engines> 논문에서 실린 엔진의 성능 추정 방법을 통해 동력을 계산하였다. 엔진 안의 체적, 작동유체, 질량, 온도가 결정되었을 때 이상기체 방정식을 이용하여 압력을 구한다.

동력 계산에 있어 다음의 조건을 가정하였다.

-가정

- ① 열교환기들 안에서 압력 손실이 없고 내부 압력 차이는 없다.
- ② 팽창 과정과 압축 과정의 변화들은 등온적이다.
- ③ 작동 가스의 조건들은 이상적인 가스로 변화한다.
- ④ 재생은 완전하다.
- ⑤ 사이클 동안에 팽창 공간의 사체적은 팽창 가스 온도 T_E 로 유지되고, 압축 공간의 사체적은 압축가스 온도 T_C 로 유지된다.
- ⑥ 재생기의 가스 온도는 팽창 가스 온도 T_E 와 압축가스 온도 T_C 의 평균이다.
- ⑦ 팽창 공간 V_E 와 압축 공간 V_C 의 변화들은 사인 곡선들을 따른다.

슈미츠 이론을 통해 팽창부와 압축부의 지시에너지를 계산할 수 있다.

기호	단위	의미
P_{mean}	Pa	평균 압력
P_{min}	Pa	최소 압력
V_{SE}	m^3	팽창 공간 행정체적
V_E	m^3	팽창 공간 체적
X_R	non-dimension	재생기 사체적 비
X_{DC}	non-dimension	수축 공간 사체적 비
X_{DE}	non-dimension	팽창 공간 사체적 비
v	non-dimension	온도 비
t	non-dimension	배기 체적 비
dx	deg	크랭크 각
W_E	J	지시 팽창에너지
W_C	J	지시 압축에너지
W_i	J	한 사이클 당 지시에너지

Table.5 Value

(8) KOICHI HIRATA, 1997, 'Schmidt Theory for stirling engines', Musashino-ijutaku 6-103, Gakuen 2-36-1, Musashimurayama, Tokyo 208, Japan, pp. 1-6.

- 그 외 계수(coefficient)

$$a = \tan^{-1} \frac{v \cdot \sin dx}{t + \cos dx}$$

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC}$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2tv\cos dx + v^2}$$

$$c = \frac{B}{S}$$

- 지시에너지 계산

$$W_E = \oint PdV_E = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi c s \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{min} V_{SE} \pi c s \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \times \sqrt{\frac{1 - c}{1 + c}}$$

$$W_C = \oint PdV_C = - \frac{P_{mean} V_{SE} \pi c t \times \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = - \frac{P_{min} V_{SE} \pi c t \times \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \times \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}}$$

$$\left(\sqrt{\frac{1 - c}{1 + c}} = \frac{P_{min}}{P_{mean}} \right)$$

$$W_i = W_E + W_C$$

∴ 동력 $L_i = W_i n$ (W_i : 지시에너지, n : 엔진의 rps)

슈미츠 이론을 이용해 해당 온도에서의 엔진 압력과 순간 체적, 지시 에너지, 동력을 구한 값은 다음과 같다.

크랭크 각	엔진 압력 (P)	순간 체적 (V)
0°	108.605kPa	$V_E = 30.03cm^3$ $V_C = 78.92cm^3$
60°	157.614kPa	$V_E = 54.48cm^3$ $V_C = 36.58cm^3$
120°	124.599kPa	$V_E = 103.37cm^3$ $V_C = 36.58cm^3$
180°	79.556kPa	$V_E = 127.81cm^3$ $V_C = 78.92cm^3$
240°	64.797kPa	$V_E = 103.37cm^3$ $V_C = 121.26cm^3$
300°	72.718kPa	$V_E = 54.48cm^3$ $V_C = 121.26cm^3$
360°	108.605kPa	$V_E = 30.03cm^3$ $V_C = 78.92cm^3$

Table.6 Engine pressure and the instantaneous volume for the crank angle

rpm	지시 에너지 (W_i)	동력 (L_i)
1500	3.89J	97.25W
2000	3.89J	129.67W
2500	3.89J	162.08W

Table.7 Instruction energy and power for rpm

3) 스텔링엔진의 배치 및 메커니즘

① 배치

알파형 스텔링엔진의 위상차가 $85^{\circ} \sim 95^{\circ}$ 사이에 위치할 때 최적의 스텔링엔진의 형태가 된다는 연구 보고서 결과를 이용하였다.⁽⁹⁾ 알파형 엔진의 경우 위상각이 변하면 압축비가 따라 변하는 특성이 있는데, 위상각 90° 를 기준으로 90° 이상이 되면 압축비가 증가하고 90° 이하가 되면 압축비가 감소한다.



Fig.10 Ducts including Stirling Engine

Fig.10은 덕트를 포함한 스텔링엔진의 모델링 사진이다. 우리가 설계한 형상의 경우, 위상각이 90° 가 아닐 때 엔진 형식이 수직 형식이 아닌 V 형식이 되어 고온부와 저온부를 덕트 부분에 고정하는 데 어려움이 있다. 또 스텔링엔진이 운동할 때 V 형식일 경우 진동이 X축과 Y축으로 퍼져나가, 덕트가 흔들리는 문제가 발생한다. 따라서 이러한 사항들을 모두 고려하여 본 연구에서는 90° 의 위상각을 설정하였다.

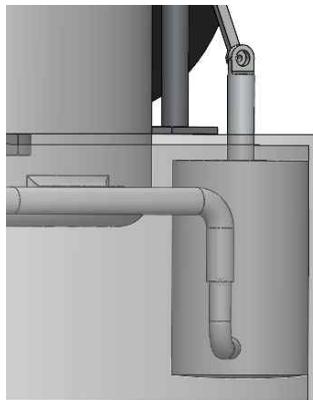


Fig.11 High temperature combined with Hood

(9) 이춘식 외 8명 The R & D on a Stirling Engine pp.48-49

② 메커니즘

우리의 작품에 사용된 스텔링엔진의 메커니즘 해석은 다음과 같다.

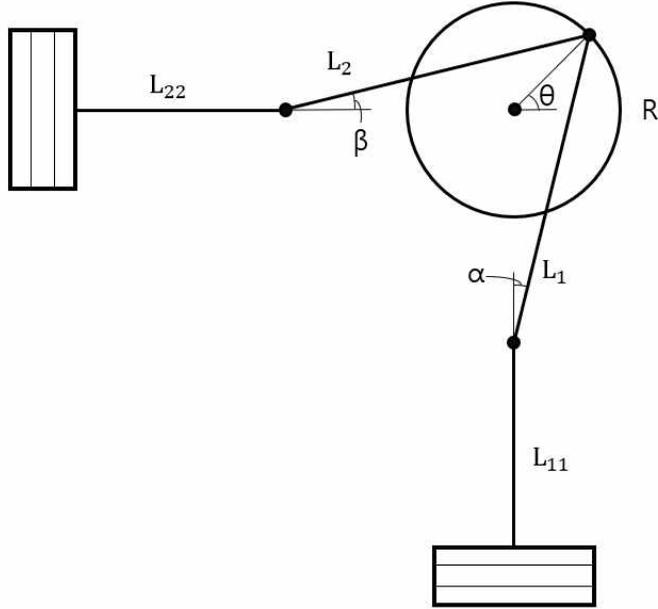


Fig.12 schematic of stirling engine mechanism

회전축을 기준좌표로 잡고 고온부 피스톤(Hi)과 저온부 피스톤(Lo)의 변위는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Hi_y = -(R^* \sin(\theta) - L_1^* \cos(\alpha) + L_{11})$$

$$Lo_x = -(R^* \cos(\theta) - L_2^* \cos(\beta) + L_{22})$$

피스톤의 속도를 구하기에 앞서 스텔링엔진의 각속도는 다음과 같다.

$$\omega = \frac{2\pi * n}{60} \quad (n \text{은 회전수 [rpm]})$$

우리 작품의 스텔링엔진 회전수는 2000rpm이므로 각속도는 209.44rad/s가 된다. 따라서 피스톤의 속도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{Hi} = -(R\omega^* \cos(\omega t) + L_1 \sin(\sin^{-1}(\frac{R^* \cos(\omega t)}{L_1}))) * \frac{-R\omega^* \sin(\omega t)}{L_1 \sqrt{1 - (\frac{R}{L_1} \cos(\omega t))^2}}$$

$$V_{Lo} = -(-R\omega^* \sin(\omega t) + L_2 \sin(\sin^{-1}(\frac{R^* \sin(\theta)}{L_2}))) * \frac{R\omega^* \cos(\omega t)}{L_2 \sqrt{1 - (\frac{R}{L_2} \sin(\omega t))^2}}$$

t는 시간으로 $\theta = \omega t$ 를 만족하며 시간에 따른 고온부 피스톤과 저온부 피스톤의 속도를 구할 수 있게 된다.

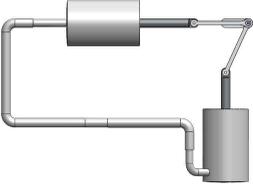
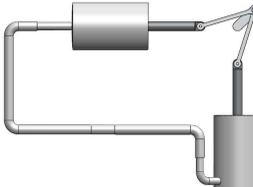
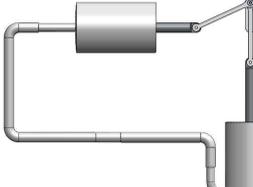
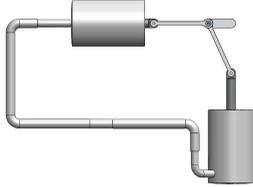
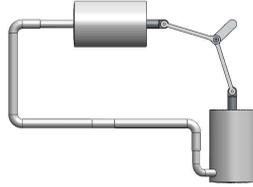
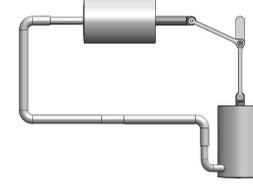
0°	45°	90°
		
x속도: 0.000m/s	x속도: -3.702m/s	x속도: -5.236m/s
y속도: 5.236m/s	y속도: 3.702m/s	y속도: 0.000m/s
저온부 최상단	저온부와 고온부 최대 체적	고온부 최상단
180°	225°	270°
		
x속도: 0.000m/s	x속도: 3.702m/s	x속도: 5.236m/s
y속도: -5.236m/s	y속도: -3.702m/s	y속도: 0.000m/s
저온부 최하단	저온부와 고온부 최소 체적	고온부 최하단

Table.8 mechanism of stirling engine and velocity of rotating shaft (2000rpm)

2000rpm으로 임펠러가 회전할 때, 스텔링 엔진의 운동은 Table.8의 결과와 같다.

4) P-V 선도

엔진의 성능은 열역학적으로 P-V 다이어그램으로 계산될 수 있다. 엔진 안의 체적은 내재된 기하학적 구조를 이용하여 쉽게 계산되며 압력은 이상기체 방정식으로 계산된다.

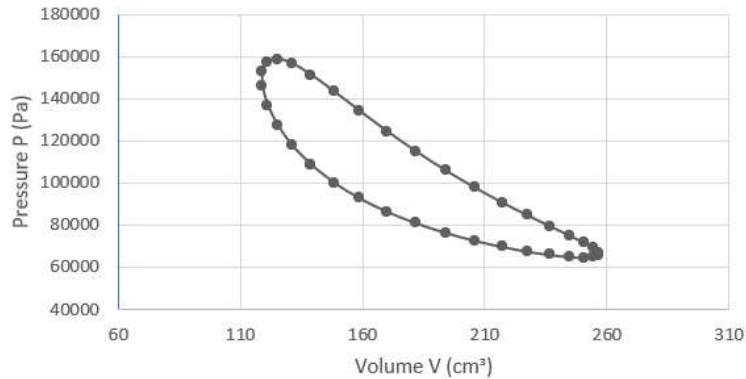


Fig.13 P-V Diagram

5) 카르노 효율

스털링엔진 실린더 온도	
저온부 온도(T_C)	고온부 온도(T_E)
303.15	771.15

[단위: K]

Table.9 Temperature of compression cylinder(T_C) and expansion cylinder(T_E)

실린더의 저온부와 고온부의 온도를 측정한 결과, 468K의 온도 차이가 발생했다. 스텔링 효율은 카르노 효율로 대체할 수 있으므로 Table.9의 값을 이용해 카르노 효율을 구하면 다음과 같다.

$$\eta_{th, stirling} = \eta_{th, carnot} = 1 - \frac{T_C}{T_E}$$

카르노 효율 η
0.607

Table.10 Carnot thermal efficiency η

그러나 실제 효율은 여러 손실로 인해 카르노 효율보다 낮을 수밖에 없을 것이다.

6) 실린더 열전달량

- 솥에서 고온부 실린더까지의 열전달

일반적으로 고깃집에서 사용하는 솥은 종류에 따라 600℃~1100℃까지 가열된다. 이때 스텔링엔진의 고온부 실린더까지 전달되는 열을 계산해야 하는데, 적외선 온도계로 덕트 하단의 표면 온도를 측정해 봤을 때 498℃가 측정되었다.

이제 두 가지 방향으로 들어가는 열전달량을 계산하고자 한다. 첫 번째는 실린더 밑면으로 전달되는 열전달량, 두 번째는 실린더의 옆면으로 즉, 반지름계 방향으로 들어오는 열전달량이다.

우선 고온부 실린더의 내부 표면 온도를 구해야 하는데, 외부 표면 온도가 방사율 보정 수치로 300도 일 때 복사열전달에서 반사, 흡수, 투과되는 열량을 구해야 한다.

<3차원 연소장 내의 스텔링엔진 열교환기 설계를 위한 수치해석 연구> 논문을 보면, 스텔인리스 1mm 두께로 얇게 했을 시에 열전도에 의한 온도차는 매우 작은 편이고, 핀의 경우에 두께가 2.5mm까지는 오히려 열효율이 증가한다. 이에 따라 두께 2mm인 고온부 실린더의 외부 표면과 내부 표면 온도는 같다고 가정한다.

① 실린더 밑면에서의 열전달

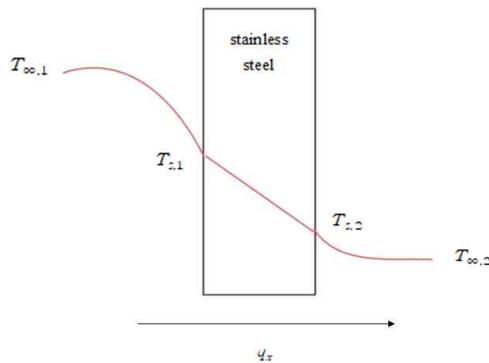


Fig.14 Heat Transfer at Stainless Steel

이제 실린더 내부에서의 전도 열전달과 대류 열전달을 계산한다.

$T_{s,2}$	$T_{\infty,2}$	L	A
771.15K	303.15K	80mm	1885.7mm ²

Table.11 Static Value

- 전도 열전달

$$q = kA \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{L} \quad (k: \text{열전도율}, A: \text{실린더 밀면 면적}, L: \text{실린더의 길이})$$

작동 유체	k	q
수소	$294.26 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$	4.122W
헬륨	$236.8 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$	3.317W

Table.12 k and q when working fluid is hydrogen and helium at 771.15K

- 대류 열전달

자연대류 기체 열전달 계수는 $6 \sim 30 (W/m^2 \cdot K)$ 이다. 열전달계수는 유속에 비례하므로 스텔링엔진이 작동하기 전 밀폐공간에서의 열전달계수는 6으로 가정한다.

$$q = hA(T_{s,2} - T_{\infty,2})$$

$$\therefore q = 5.294W$$

② 반지름계 열전달

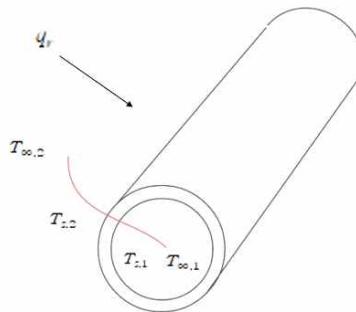


Fig.15 Heat Transfer at Cylinder

- 대류 열전달

$$q_r = h_1 2\pi r_1 L (T_{\infty,1} - T_{s,1}) \quad (r_1: \text{작은 원 반지름} = 24.5\text{mm})$$

$$\therefore q_r = 27.23 W$$

③ 총 열전달률

작동 유체	q
수소	36.646W
헬륨	35.841W

Table.13 Total Heat Rate when working fluid is hydrogen and helium

실린더 내부의 두 열전달률을 더하면 수소의 경우 36.646W, 헬륨의 경우 35.841W가 나온다. 대류 열전달의 경우 스텔링엔진이 작동하기 전에는 매우 적은 수치가 나오지만, 엔진이 작동되고 피스톤의 움직임에 의해 고속도의 강제대류가 발생하면 열전달계수가 유속에 비례해 $25\sim 300 W/m^2 \cdot K$ 로 상승하기 때문에 고온부에 충분한 열에너지를 공급할 수 있다.

2. 핀 형상 설계

1) 핀(Fin) 형상



Fig.16 Fin Figure

전체 가로 32.9mm, 세로 11mm, 높이 23.2mm이며, 핀(Fin) 각 1pc는 가로 4.6mm, 세로 0.9mm, 높이 21.1mm이다. 재질은 알루미늄이다.

2) 핀(Fin) 부착 시 열전달 증가량

스털링엔진은 카르노사이클에 따라 효율이 결정된다. 고온부의 경우 가장 먼저 열에너지가 유입되어 등은 팽창 과정을 진행하는 시작점인데, 핀을 이용해 실린더의 표면을 확장함으로써 열에너지를 효율적으로 흡수할 수 있다.

저온부의 경우도 고온부에서 팽창 과정이 진행될 때, 재생기를 통해 저온부에서 고온부로 유체가 압축된다. 이때 이상기체 상태방정식에 따라 온도가 올라가는 현상이 발생하는데, 저온부에 부착한 핀을 통하여 외부로 빠르게 열을 방출해 주고, 고온부 실린더에서 재생기를 통해 들어온 고온 유체를 빨리 식혀주어야 스텔링엔진 효율이 향상된다.

① 핀 있을 때 열전달률

$$q = \sqrt{hPkA}(T_0 - T_\infty) \frac{\sinh mL + (h/mk)\cosh mL}{\cosh mL + (h/mk)\sinh mL}$$

P: perimeter: $2(w + t) = 2(2 + 4.8) = 13.2mm$

A: $31046.4mm^2$

L = 21mm

h: 공기 열전달계수 = $100 W/m^2 \cdot K$ (293.15K)

k: 스테인리스 열전도율 = $45 W/m \cdot K$

$m = \sqrt{hP/kA} = 0.9720m^{-1}$

$T_0 = 390.818K$ (저온부 평균 온도), $T_\infty = 298.15K$ (대기 온도)

$$\therefore q = 287.50 W$$

② 핀 없을 때 열전달률

$$q = hA(T_s - T_\infty)$$

$$A = 2\pi rL * (81.6/50.8\pi) * (35/80) = 6815.40mm^2$$

$$T_s = 390.818K$$

$$\therefore q = 63.16W$$

③ 열전달률 비교

핀	q	열전달률 증가량
유	287.50W	4.55배 증가
무	63.16W	

Table.14 Heat Rate when presence or absence of Fins

저온부 실린더를 기준으로 핀의 유무에 따라 열전달률의 차이를 확인해 보았을 때 1초당 224.34J만큼 열에너지를 더 전달하는 것으로 계산되었다. 이는 저온부 실린더 내부 유체를 더 빨리 식혀줄 수 있는 것을 의미하며 스텔링엔진 효율이 향상된다는 것을 나타낸다.

3. 코안다 노즐 설계

1) 코안다 효과

고기를 구울 때 발생하는 연기 흡입의 효율을 높이기 위해 공기 블로어와 흡입구의 형상 등을 최적화하는 방법을 택하였다. 특히 수직 방향으로 연기를 흡입하는 덕트의 경우, 중앙과 끝단에서의 유동이 일정하지 않기 때문에, 흡입구에 유속 조절을 해주는 장치가 필요하다. 이때, 우리는 ‘코안다 효과’를 활용한 덕트 형상(이하 ‘코안다 노즐’)을 고안해냄으로써 연기의 흡입 효율을 극대화하였다.

코안다 효과(Coanda Effect)는 곡면에 접선 방향으로 분사된 제트 유동이 물체의 곡면을 따라 표면에 밀착되어 흐르는 현상을 말한다.⁽¹⁰⁾ 코안다 효과는 내부의 형상을 통해 유동이 일어나는데, 이 과정에서 압력 변화가 일어나 입구 속도에 비해 출구 속도가 커지게 된다. 이를 덕트에 적용하면 팬(fan)이 없이도 연기를 흡입할 수 있게 된다.

2) 코안다 노즐 전산유동해석

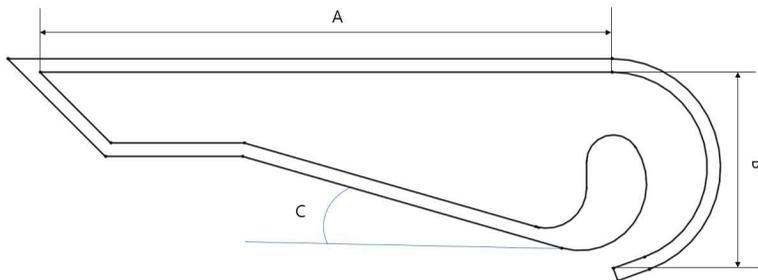


Fig.17 Plane Geometry of Coanda Nozzle

덕트 단면을 Fig.17과 같은 형상으로 설계하면, 기존 일자 형상의 덕트에 비해 가운데 연기가 지나가는 유동 통로의 면적이 줄어들게 된다. 따라서 변수 A, B, C를 우리가 설계할 덕트의 전체적인 크기에 맞추어 설정해야 한다.

A	B	C
80	25.43	19°

[단위: mm]

Table.15 Final Shape Size Applied to Design

우리의 설계에선 A, B, C의 값을 각각 80mm, 25.43mm, 19°로 결정하였다. 이는 <Numerical Study of Aeroacoustic Sound on Performance of Bladeless Fan> 논문의 Geometry Investigation Parameters 파트를 참고하여 코안다 형상 설계에 있어 고려해야 할 변수 A, B, C를 설정하였다.⁽¹¹⁾ 해

(10) Wootae Jeong (2017) Flow control of air blowing and vacuuming module using Coanda Effect, Korea Academy Industrial Cooperation Society, 18(3), 2017.03, 115-121(7 pages)

(11) Mohammad Jafari Chin.J.Mech.Eng(2017) Numerical Study of Aeroacoustic Sound on Performance of Bladeless Fan

당 논문에서는 A의 값을 100mm, B와 C의 값을 각각 15~40mm, 8°~26.5°로 변경하며 코안다 효과를 분석하였다. Fig.17 형상의 내부 부피가 작을수록 압력의 변화가 큰 난류가 잘 형성된다는 결론을 내고 있다. 그러나 C의 각이 8° 정도로 내부 부피가 너무 작아지는 경우보단 16°~26.5°의 적당한 값을 가져야 코안다 효과가 발생한다고 기술하고 있다. 또 B의 값은 A 값에 따라 변화하는데 해당 논문의 실험 결과를 참고하여 A:B의 비율을 1:0.3으로 설정하였다.

우리는 이러한 결론에 따라 A의 값을 100mm, 120mm, B의 값을 30mm, 38.15mm, C의 값을 16°, 19°, 23.5°로 설정하여 비교하였다. SolidWorks의 Flow Simulation을 통해 각 변수에 따른 유동해석 결과를 통해 최적의 A, B, C의 값을 각각 120mm, 38.15mm, 19°로 결정하였다.

그러나 우리의 설계에 있어서 해당 값을 사용하게 되었을 때, 덕트 입구의 직경이 50mm로, 매우 작은 크기를 갖게 된다. 따라서 코안다 형상의 성능은 유지하고, 덕트 입구 직경을 일반 고깃집 덕트의 직경인 70mm로 늘리기 위해 상사법칙을 적용하여 수치를 축소하였다. 2/3배 축소해 Table.15의 수치로 결정하였다.

다음은 SolidWorks의 Flow Simulation으로 변수에 따른 코안다 효과를 분석한 결과이다. 블로워에서 코안다 형상으로 들어오는 공기 유량 $0.005\text{m}^3/\text{s}$ 를 경계조건으로 설정하고 해석하였다. 해당 프로그램 상에서 격자 수 78,000, 작동 유체는 Air로 설정하였다.

	A	B	C	체적 유량
1	100	30	16°	0.0145
2	100	30	19°	0.0147
3	100	30	23.5°	0.0147
4	120	38.15	16°	0.0116
5	120	38.15	19°	0.0149
6	120	38.15	23.5°	0.0143

[단위: mm, m^3/s]

Table.16 Flow Velocity according to Duct Geometry with Coanda Effect

Table.16의 전산유동해석 결과를 그림으로 비교하면 다음과 같다.

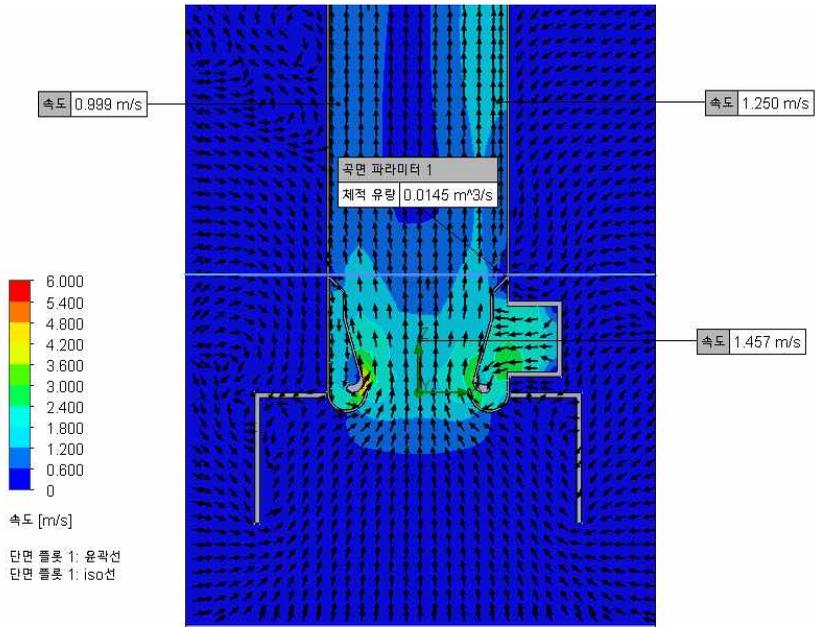


Fig.18 Flow Geometry of Experiment 1

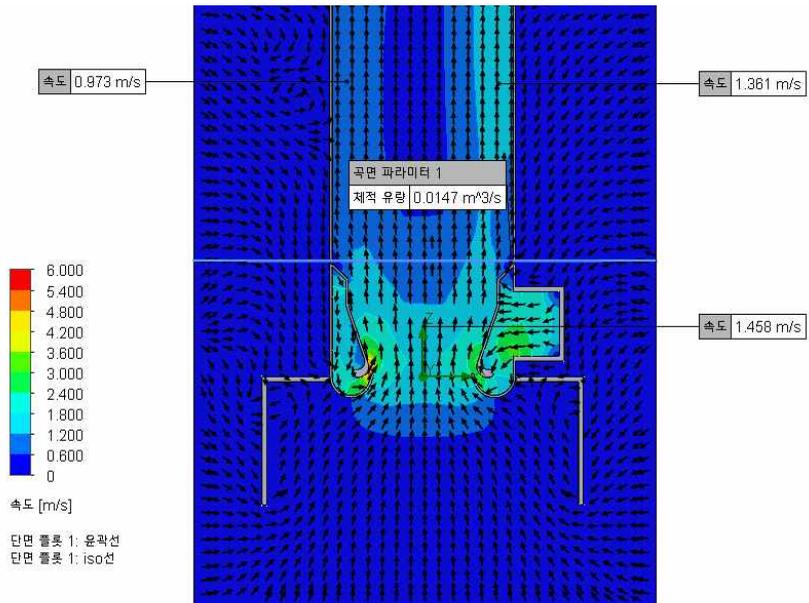


Fig.19 Flow Geometry of Experiment 2

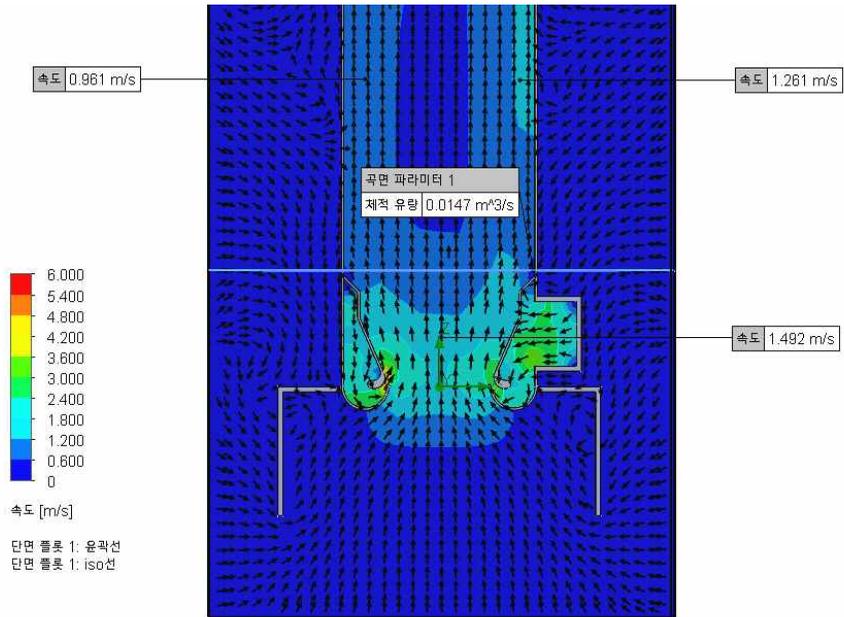


Fig.20 Flow Geometry of Experiment 3

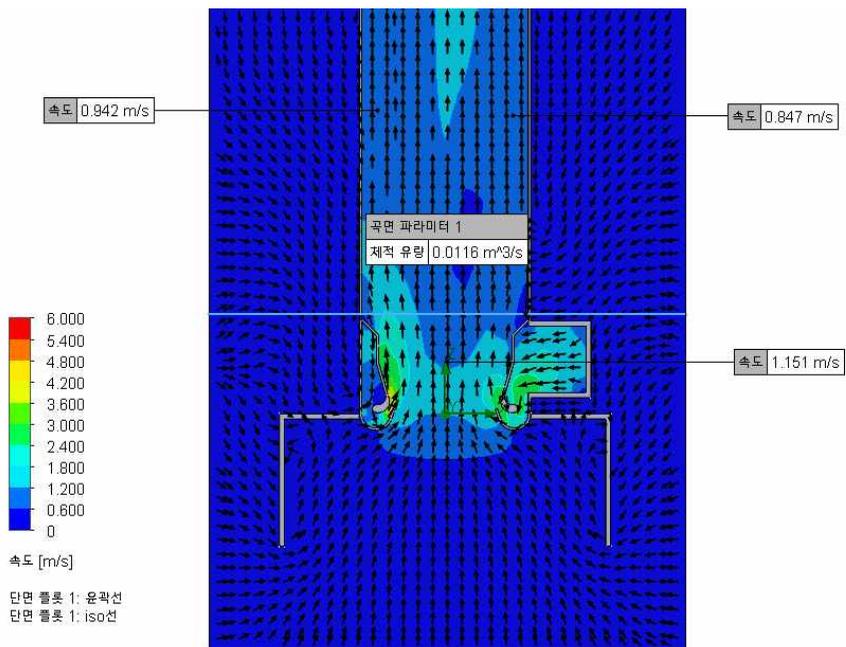


Fig.21 Flow Geometry of Experiment 4

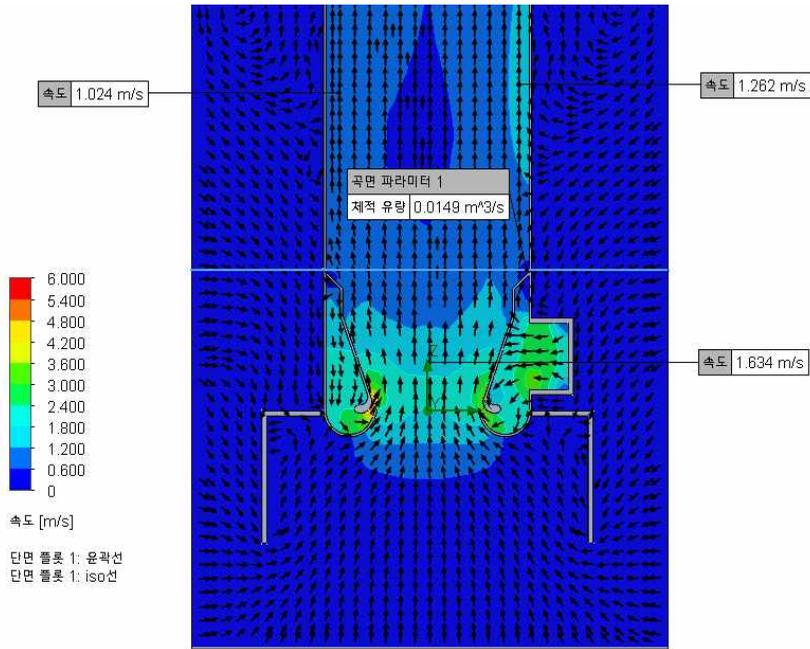


Fig.22 Flow Geometry of Experiment 5

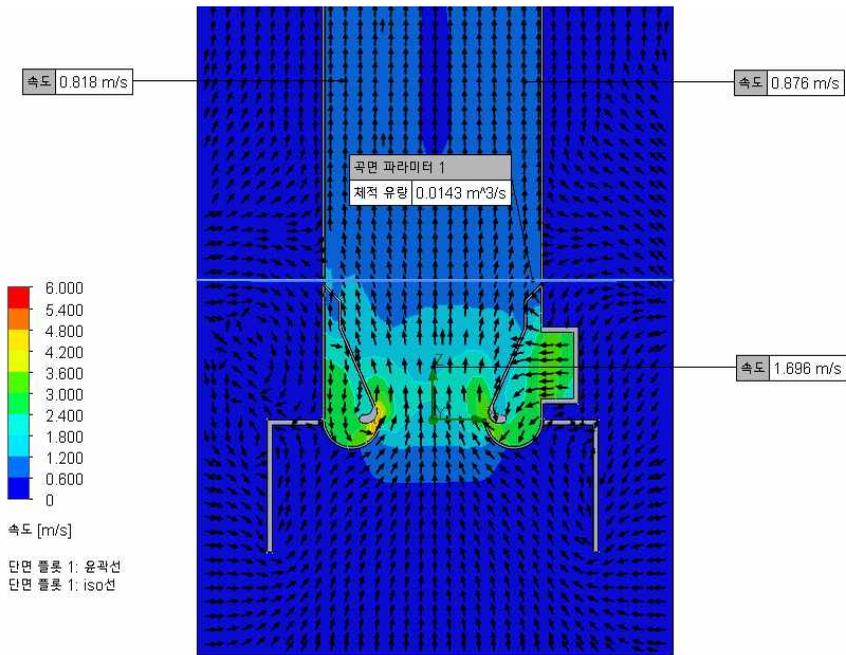


Fig.23 Flow Geometry of Experiment 6

변수의 값을 결정할 때 코안다 형상 이후 체적 유량을 우선순위로 두었다. 국소 배기 시스템의 역할을 하기 위해서는 동일 면적에서 일정 이상의 유속이 발생해야 하기 때문이다. Table.16과 Fig.18~23의 결과를 통해 실험5(Fig.22)에서 가장 큰 코안다 효과가 적용되는 것을 확인할 수 있다. 따라서 덕트 내부의 체적 유량이 가장 크게 나타난 A, B, C 각각 120mm, 38.15mm, 19°의 수치로 결정하였고 이를 2/3배 축소한 80mm, 25.43mm, 19°로 결정하였다.

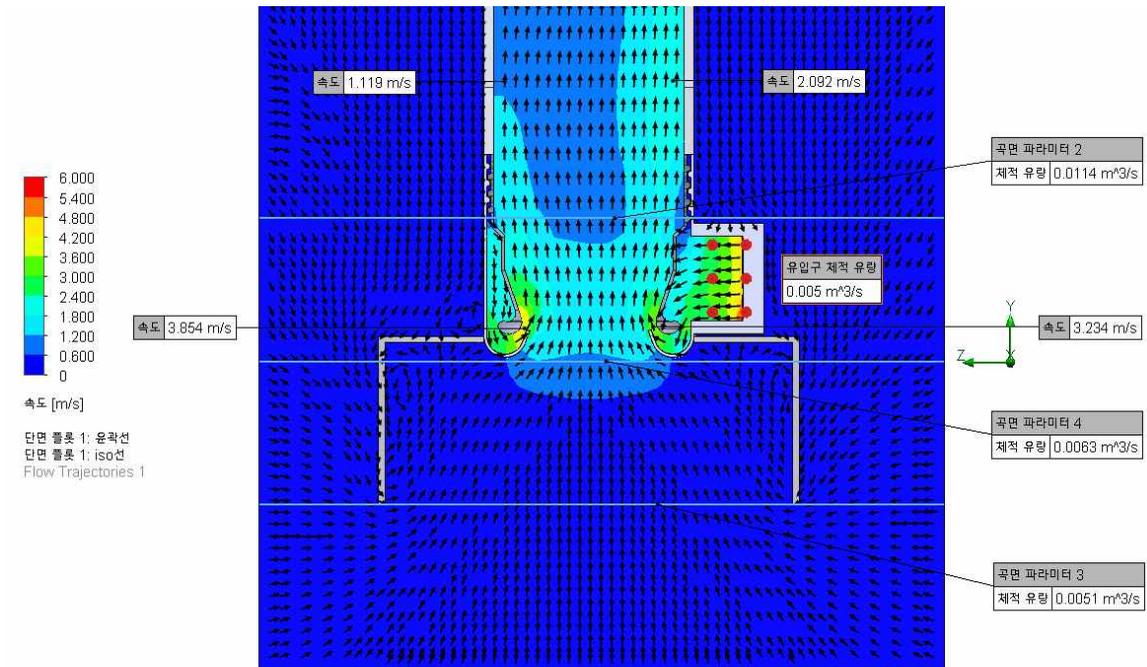


Fig.24 The Final Flow Geometry of the Coanda Nozzle

Fig.24는 우리가 설계한 최종 코안다 노즐의 코안다 효과를 확인하기 위해 실행한 전산유동해석 결과이다. 유입구 체적 유량을 $0.005\text{m}^3/\text{s}$ 을 경계조건으로 설정했을 때, 후드 가장 아랫부분(곡면 파라미터 3)에서의 체적 유량이 $0.005\text{m}^3/\text{s}$ 의 값을 가진다. 이는 코안다 효과가 확실히 발생했다는 증거이며, 코안다 노즐로 흡입 효과를 낼 수 있음을 보여준다.

3) 코안다 노즐 유무에 따른 흡입 효과 비교

코안다 노즐로 유의미한 유량을 발생시킬 수 있다는 것을 위에서 보였다. 다음은 코안다 형상의 유무가 덕트의 흡입 효과에 얼마나 큰 차이를 내는지 비교한 결과이다. 코안다 노즐에 있어선 유속이, 덕트 전체적으로는 유량이 중요한 비교군이 된다. 국소 배기 시스템의 역할을 위해선 동일 시간 내에 많은 유량을 흡입해야 하기 때문이다.

다음은 SolidWorks의 Flow Simulation을 통해 해석한 결과이다. 눈에 띄는 차이를 확인하기 위해, 덕트의 위쪽에 연결되는 중앙환풍기의 유량 $0.1571\text{m}^3/\text{s}$ (유속 5m/s , 면적 0.03142m^2) 경계조건으로 주고 해석하였다. 동일한 면적 내에서의 평균 유속과 유량은 다음과 같다.

코안다 형상 적용 유무	평균 유속	평균 유량
무	0.7627	0.1159
유	0.9427	0.1433

[단위: m/s m^3/s]

Table.17 Average Flow Rate with or without Coanda Geometry

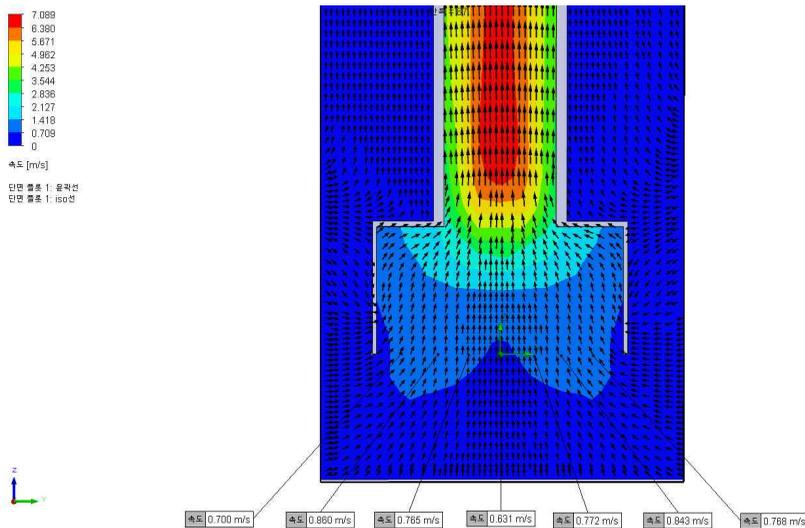


Fig.25 Flow Geometry of Duct without Coanda Effect

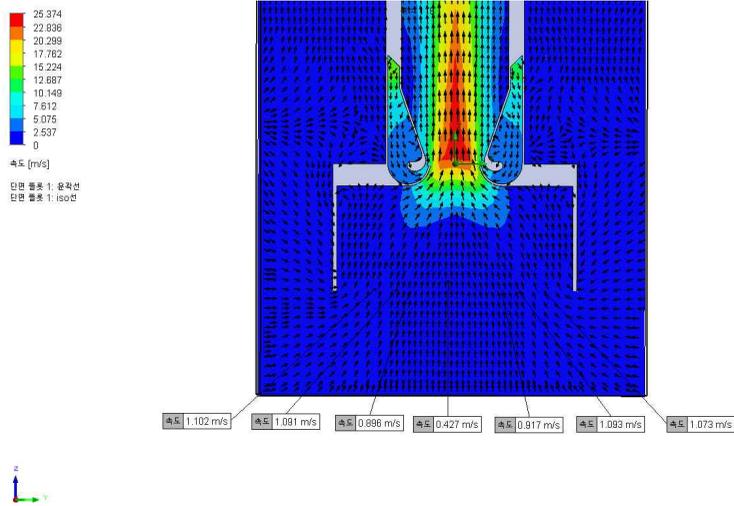


Fig.26 Flow Geometry of Duct with Coanda Effect

덕트의 입구 부분에서의 평균 속도가 코안다 형상이 없을 땐 0.7627m/s, 코안다 형상이 있을 땐 0.9427m/s로 약 1.275배의 유량 차이가 발생한다. 이는 코안다 노즐이 우리 설계의 목적인 보조 연기 흡입 장치의 역할을 함을 보여준다.

4. 블로워 형상 설계

1) 시스템 곡선

블로어를 선정에 있어서 먼저 시스템 요구 곡선을 파악해야 한다. 배관 설계에서 시스템에 걸리는 손실에 따라 요구되는 임펠러의 형상과 rpm이 다르기 때문이다. 블로어와 시스템 요구 곡선이 교차하는 지점이 작동점으로, 설계하기 전 예상 토출 유량을 확인할 수 있다. 코안다 효과는 좁은 노즐에서 많은 유량을 내야 하기 때문에 시스템 요구 곡선이 중요하다. 배관의 경우 현장에서 많이 사용하는 동압법을 통해 쉽게 손실을 파악할 수 있지만, 공기가 코안다 노즐을 지나는 경우의 손실은 파악하기 어렵다. 따라서 전산유체해석 프로그램인 Solidworks Flow Simulation을 통해 손실을 알아보았다.

유동 해석방법과 경계조건은 코안다 노즐 입구에 $0.001m^3/s$ 부터 $0.0095m^3/s$ 까지 0.0025 간격으로 유량을 흘려보내고, 코안다 노즐 토출 부분과 유입구의 전압을 측정하고 둘의 차를 계산한다. 벽 조건으로는 스테인레스 표면 거칠기의 평균값인 $0.2\mu m$ 를 적용하였다. 유량은 완전발달유동 조건으로 기본 Solidworks 프로그램에 내장된 Air를 사용하였다.

Flow rate Q [m^3/s]	pressure loss [pa]
0.001	0.57
0.0025	3.15
0005	6.25
0.0065	13.72
0.008	20.76
0.0095	30.18

Table.18 Pressure loss for different values of the Flow rate

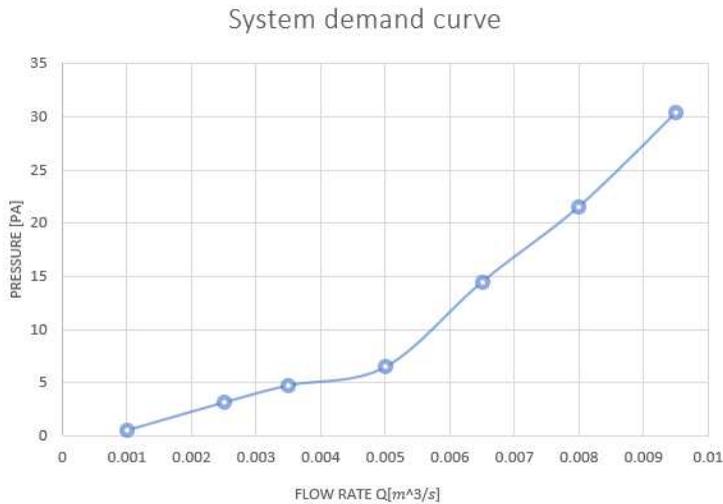


Fig.27 System demand curve

앞서 우리가 제작한 노즐 입구에 유량 $0.005m^3/s$ 을 주었을 때 코안다 효과가 나타나고, 동시에 상승 기류를 증폭시키는 것을 확인했다. 따라서 유량 $0.005m^3/s$ 와 $0.01m^3/s$ 의 사이에 작동점을 목표로 두고, 우리 시스템의 후드 크기와 스텔링엔진의 rpm을 고려해볼 때, 75mm 직경의 임펠러가 적절하다고 판단되어 75mm 수준의 임펠러의 최적 형상을 전산해석을 통해 살펴보았다.

2) 블로워 형상

송풍기의 성능은 우리가 설계한 국소 배기 시스템에 성능을 결정하는 중요한 인자이다. 송풍기 종류에는 원심력으로 공기를 축 방향에 수직으로 이동시키는 원심형 송풍기와, 공기 흐름이 축 방향으로 이송시키는 축류형 송풍기가 있다. 우리는 원심형 송풍기를 선택하였다. 축류 송풍기는 적은 압력차에 의한 구동 환경에서 적합하고, 원심형 송풍기는 많은 압력차가 필요할 때 사용되는데, 코안다 노즐에서는 높은 압력이 필요하므로 원심형 송풍기가 적합하다고 판단하였다.

원심형 송풍기는 날개짓에 따라 전향, 후향, 방사, 익형 4가지로 구분된다. 그중에서 우리는 후향 날개 형인 터보 송풍기를 선택하였다. 코안다 효과를 내기 위해 유체가 작은 노즐을 통과해야 하고 그 사이에서 큰 손실이 일어날 수 있어서 높은 송풍기의 정압이 필요하기 때문이다. 터보 송풍기는 다른 송풍기보다 고풍압으로 구동이 가능하다. 따라서 우리는 임펠러를 후향식으로 결정하였다. 전향식인 시로코팬이나 익형식은 블레이드에 따른 최적 설계에 대한 논문은 많이 있지만, 후향 임펠러 블레이드 형상의 최적설계에 대해서는 연구가 부족한 실정이다.

시스템에 적용되는 임펠러의 다양한 형상들을 전산유동해석을 통해서 결정하였다.

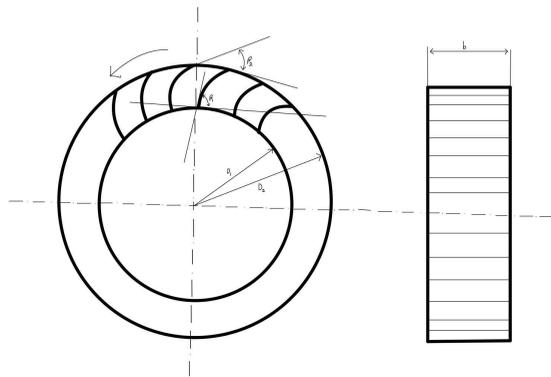


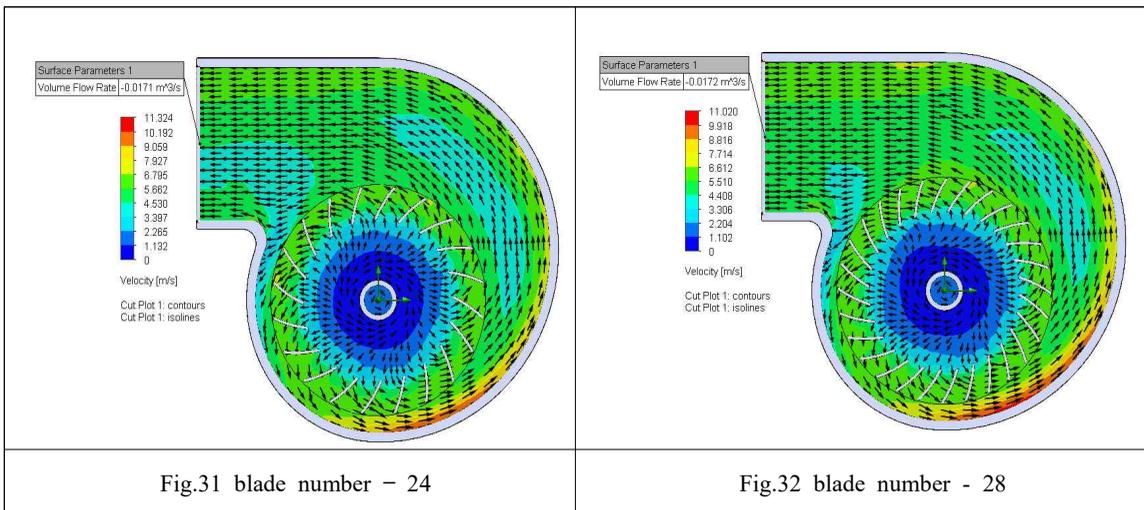
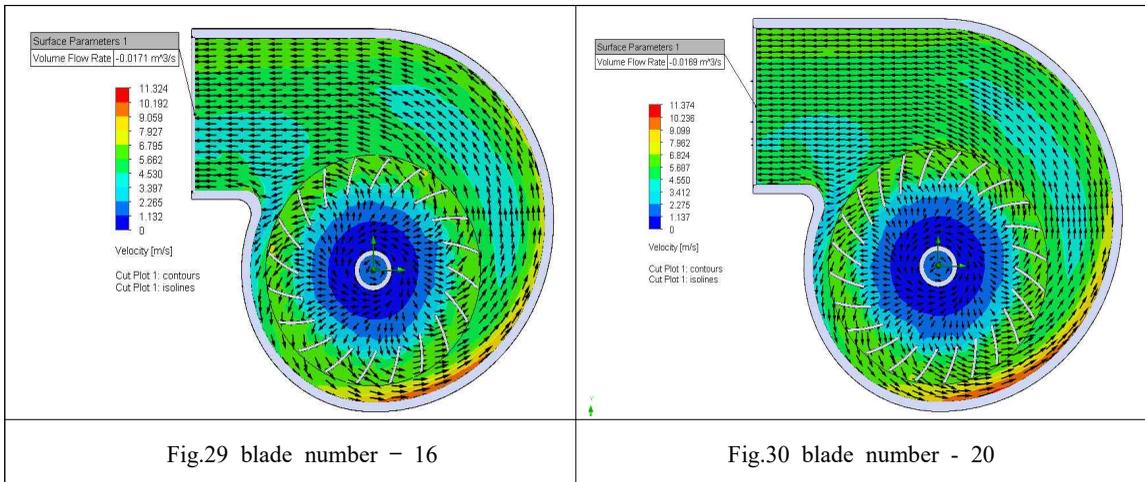
Fig.28 Graphical illustration of the geometrical parameters

임펠러 형상에는 많은 설계 요소들이 있다. 모든 설계 요소들을 고려하여 최적의 임펠러 형상을 결정해야 한다. 다양한 파라미터들을 다음과 같은 조건에서 Solidworks Flow Simulation을 통해 전산유동해석을 실행하였다. 후향각의 각을 고정하고, 블레이드 수를 각각 16, 20, 24, 28로 변경하며 시뮬레이션하였다. 벽 조건은 스텔레스 평균 거칠기인 $0.2\mu m$ 으로 설정하고, 격자수는 약 70,000수준으로 설정하였다.

고정 인자는 다음과 같다. 각각 형상의 변수에 따라 유량을 비교한다. 또한, 블로어 출구형상에 리드(Lid)를 설치하여 임펠러가 원심력으로 형성한 블로어 내부의 압력을 측정하였다.

β_1	70°
β_2	70°
t(blade thickness)	1mm
b(impeller thickness)	74mm
속도	2000rpm

Table.19 Fixed Values of impeller geometry



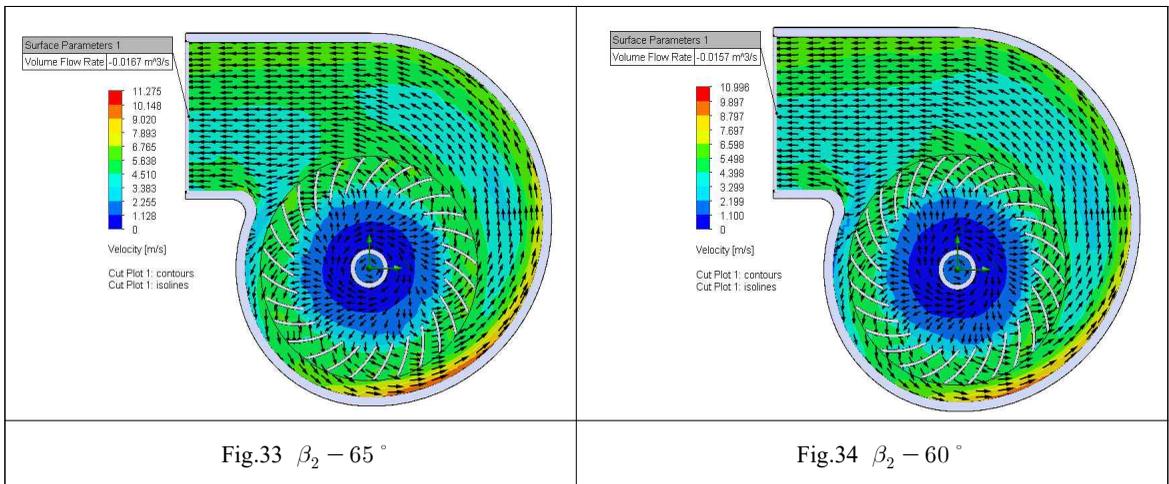
blade number	$Q(m^3/s)$
16	0.0171
20	0.0169
24	0.0171
28	0.0172

Table.20 Flow rate for different values of the blade number

blade number	Static pressure(pa)
16	101367.56
20	101360.00
24	101360.32
28	101370.15

Table.21 Static pressure for different values of the blade number

전산해석 결과, 블레이드 수가 28개일 때 이송 유량은 $0.0172m^3/s$ 로 가장 우수하였다. 또 블로워가 만들어내는 정압이 101370.15pa로, 네 개의 비교군 중에서 가장 우수하였다. 임펠러 후향각에 따른 해석을 하기 위해 후향각을 각각 65° , 70° , 75° 로 설정하였다.



β_2	$Q(m^3/s)$
70°	0.0172
65°	0.0167
60°	0.0157

Table.22 Flow rate for different values of the blade angle

β_2	Static pressure(pa)
70°	101370.15
65°	101364.11
60°	101365.31

Table.23 Static pressure for different values of the blade angle

$\beta_2 - 70^\circ$ 에서 가장 높은 이송유량 $0.0172m^3/s$ 을 보였으며, 다른 블레이드 각보다 최대 $0.0015m^3/s$ 차이가 남을 관측할 수 있다. 또 블레이드의 개수보다 블레이드 각이 유량에 많은 영향을 끼침을 발견하였다. Static Pressure은 $101370.15pa$ 로 가장 높았다. 다음은 D_2/D_1 비를 통하여 해석한 결과이다.

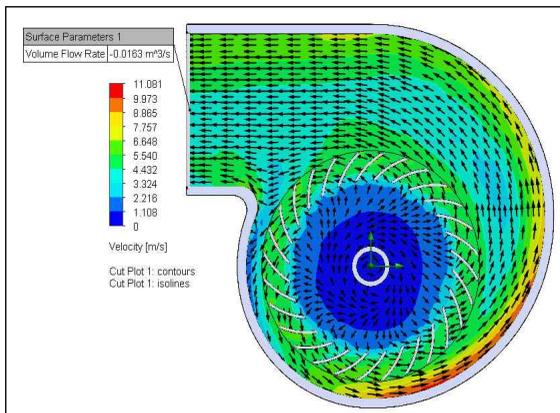


Fig.35 $D_1/D_2 - 0.707$

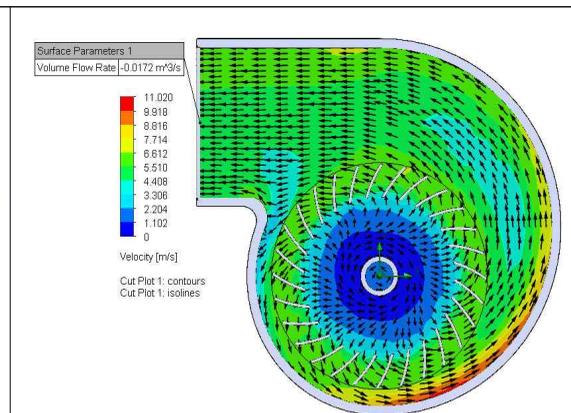


Fig.36 $D_1/D_2 - 0.76$

D_1/D_2	$Q(m^3/s)$
0.707	0.0163
0.76	0.0172

Table.24 Flow rate for different values of the blade angle

D_1/D_2	Static pressure(pa)
0.707	101364.83
0.76	101370.15

Table.25 Flow rate for different values of the blade angle

블레이드의 크기 또한 임펠러 성능 결정에 있어서 중요하다. $D_1/D_2 = 0.76$ 일 때 이송 유량은 $0.0172m^3/s$ 로 가장 높았다.

임펠러 형상이 블로워의 이송 유량에 미치는 영향을 전산유동해석을 통해 알아보았다. $D_2 = 75mm$ 에서 최고의 효율을 내기 위해 다음과 같은 형상이 선정되었다.

β_1	70°
β_2	70°
D_1	53mm
D_2	75mm
t	1mm
b	74mm

Table.26 The final values of impeller geometry

3) 블로어의 성능곡선

블로어의 풍량 만큼 시스템의 손실압력에 대응하여 원하는 유량을 내주는 것도 중요하다. 즉, 풍압도 중요한 고려 대상이다. 우리가 설계한 블로어의 성능곡선을 구하여 시스템 곡선과 맞추면 작동점을 알아낼 수 있다. 블로어의 성능곡선을 구하는 방법 또한 Solidworks Flow Simulation으로 구하였다. 벽 조건을 Real Wall 조건으로 주고, 임펠러의 rpm을 2000으로 설정한다. 격자 수는 76,000수준으로 설정했다. 블로어 출구에 전압을 5pa 간격으로 증가시킨 뒤 나오는 유량을 측정한 결과이다.

Pressure level [pa]	Flow rate Q [m^3/s]
0	0.0172
5	0.0145
10	0.0137
15	0.0124
20	0.0083
28	0.0007

Table.27 Flow rate for different values of the Pressure level

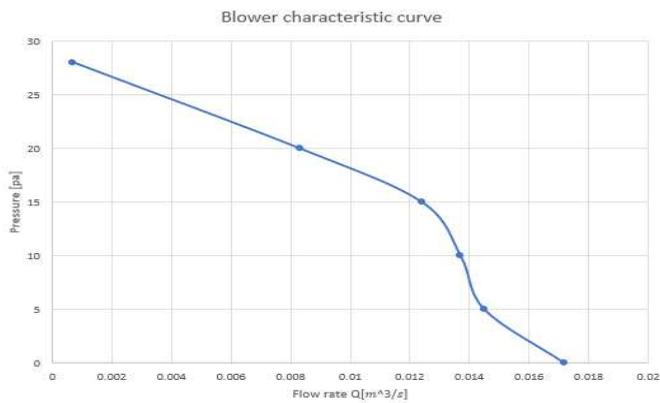


Fig.37 System demand curve

4) 시스템 요구 곡선과 성능곡선

시스템 요구 곡선과 성능곡선의 교차점이 해당 시스템의 작동 유량이 된다. 우리 시스템에서 작동 유량은 $0.0078m^3/s$ 이다. 하지만 실제 블로어와 노즐을 연결했을 때 체결방식이나 유입각 등, 여러 변수로 인해 실제 작동점에 도달하지 못하게 된다. 이를 실제로 판단하기 위해 Solidworks Flow Simulation으로 블로어와 코안다 노즐을 연결해 해석하였다.

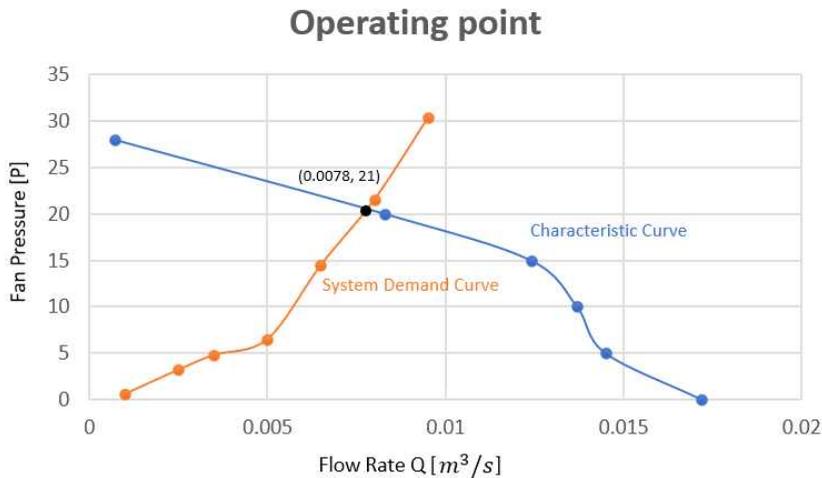


Fig.38 Operating point

5) 코안다 노즐과 블로어 결합

블로어와 코안다 노즐과의 연결방식은 임펠러의 형상을 분석하는 것만큼 중요하다. 관의 형상에 따라 수두 손실이 발생하듯이 블로어의 유동을 코안다 노즐 내부로 흘러보내는 방식에 따라 많은 부차 손실이 발생할 수도 있기 때문이다. Lee 등⁽¹²⁾은 유입구 형상에 따른 유동 안정화 및 질량 유량 이송 형상을 관찰하였다. 압축공기가 단일 유입구에서 나선형 형상을 그리면서 이송될 때 가장 안정적인 유동이 관측되었다. 따라서 위 연구에 근거하여 노즐과 블로어의 결합을 하였다.

Fig.39와 같이 결합한 후 Solidworks Flow Simulation을 통해서 유체의 흐름을 관찰하였다. 유동해석을 위해 다음과 같은 경계조건을 삽입하였다. 블로어의 경우, 벽 조건을 REAL WALL 조건으로 설정하였고, 코안다 노즐은 스테인레스 평균 거칠기인 $0.2\mu m$ 을 적용하였다. 격자 수는 58,000이며 유체모델은 프로그램에 내재된 기본 Air를 적용하였다. 임펠러의 회전수는 2000rpm으로 고정하였다.

(12) Lee, J. M., Kang, H. S., & Kim, Y. J. (2016). Flow Characteristics of Mass Flow Amplifier with Various Geometrical Configurations. The KSFM Journal of Fluid Machinery, 19(2), 36-42.

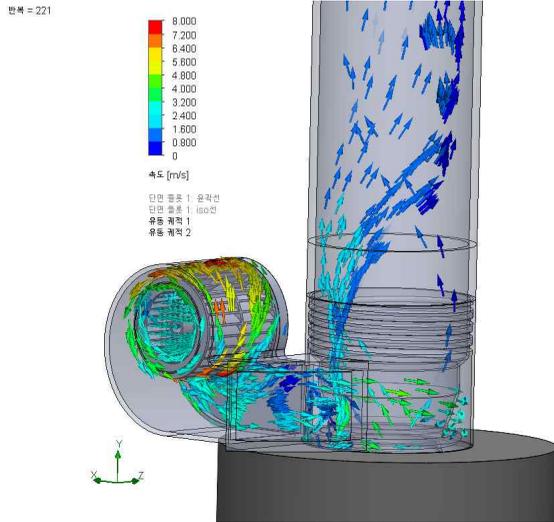


Fig.39 Coanda nozzle combined with blower

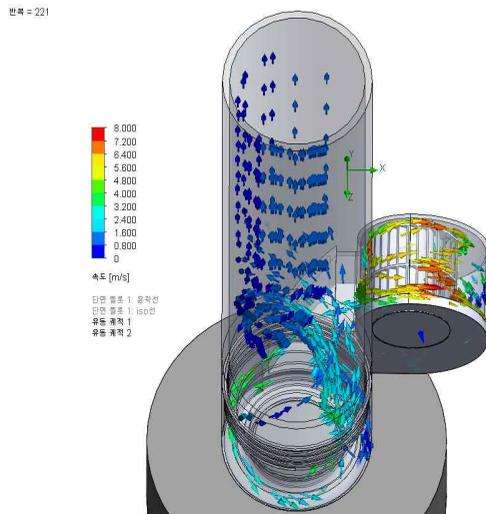


Fig.40 Coanda nozzle combined with blower

다음과 같이 임펠러의 원심력에 의해 이송된 공기는 코안다 노즐로 나선형을 그리면서 이송된다. 나선형을 그리면서 이동한 공기는 코안다 노즐 내부에서 와류를 일으키지 않고 노즐 밖으로 나가는 형태가 관측되었다.

블로어가 실제 작동할 때, 코안다 노즐로 토출되는 유량을 알아보기 위해 노즐 출구에 리드를 부착하고 유출되는 유량을 측정하였다.

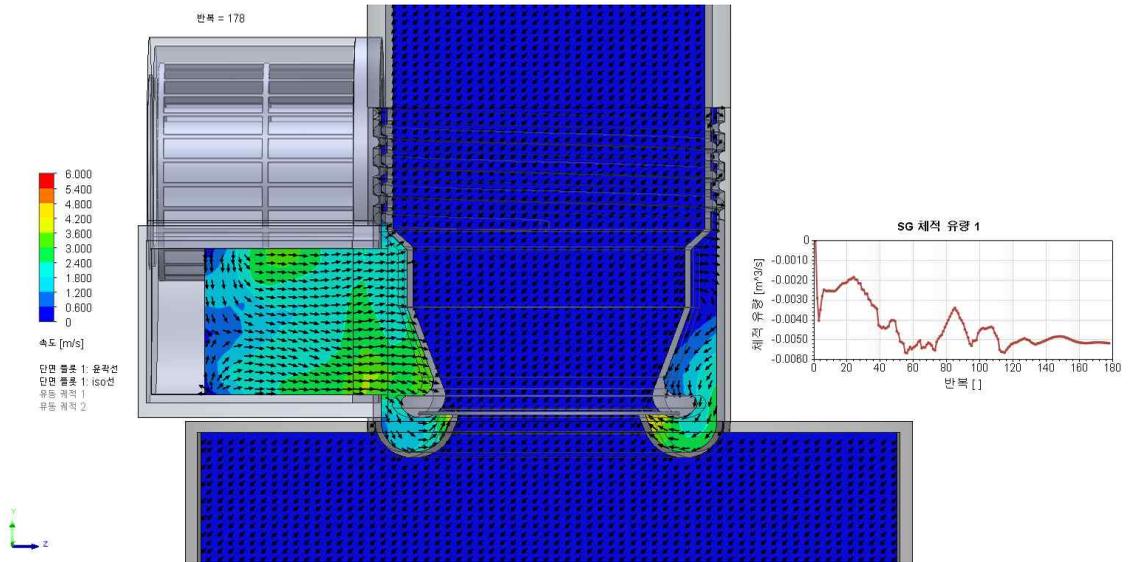


Fig.41 Flow rate of a coanda nozzle

블로어와 코안다 노즐이 결합된 시스템을 구성하여 전산유체해석을 실행하였다. 노즐로 토출된 유량은 성능곡선의 작동점인 $0.0075m^3/s$ 보다 $0.0025m^3/s$ 작은 $0.005m^3/s$ 가 나왔다. 하지만 '3. 코안다 노즐 설계'에서 $0.005m^3/s$ 으로도 공기 이송의 효과가 충분히 나타났음을 확인했으므로, 만족할만한 수치로 판단하고 블로워를 설계하였다.

2.2.3 타 제품, 특허, 논문, 표준에 대한 분석 및 회피전략

1. 코안다 효과

특허정보 사이트 KIPRIS에서 우리의 설계와 비슷하게 코안다 효과를 이용한 발명품을 찾아본 결과, 현재는 취하되었지만, 신규 기술로 인정받은 특허가 있다.

공개특허 10-2018-0104976 제품의 단면도를 보면 이너 후드, 아우터 후드, 상기 아우터 후드, 송풍기, 코안다 효과 형상의 배치는 비슷하다고 볼 수 있으나 청구항 3을 보면, 상기 외부 공기를 흡입하는 사이드 팬에 관하여 어떤 원리를 이용하여 팬을 구동할 것인지에 관하여 설명이 부족해 이에 관한 이 특허의 권리 범위가 좁게 해석될 수밖에 없다.

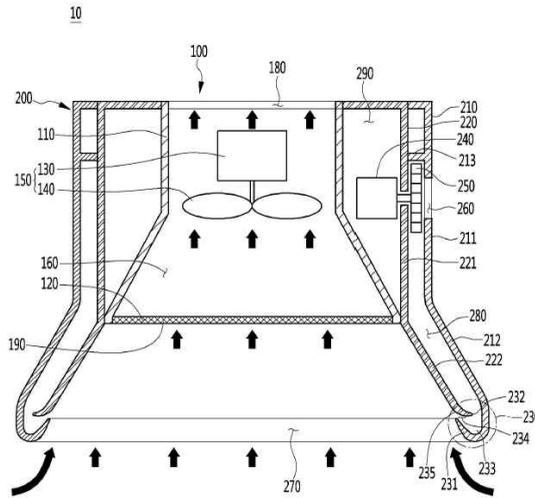


Fig.42 Cross-Sectional Diagram of Patent 10-2018-0104976

우리의 설계에서는 이미 시중에 알려진 송풍기(Blower)의 효과를 이용한다. 우리가 사용하는 스틸링엔진의 출력을 앞서 슈미츠 이론(Schmidt Theory)을 근거로 임펠러를 구동할 수 있는 동력과 rpm을 계산하였고, 이를 이용해 풍압, 유량에 가장 적절한 임펠러 형상을 선택하였다. SolidWorks Flow Simulation을 활용하여 우리의 제품이 이론적으로 얼마나 흡입에 도움이 되는지 2.2절에서 보았다.

또 청구항 1에 상기 흡입되는 실내 공기를 정화하는 필터의 유무도 우리 제품과의 차이점이다. 본 특허에서는 일반 가정집에서 사용하는 후드를 목표로 제작하여 주거환경을 고려해 음식 냄새 제거 필터를 장착하는 것에 의미를 두었다. 반면 우리의 제품은 고깃집 후드의 효율을 높이는 것으로, 일반적인 고깃집 특성상 냄새 제거보단 덕트의 흡입 효율과 저소음 발생에 중점을 두고 있다.

2. 스텔링엔진

마찬가지로 스텔링엔진을 키워드로 특허 714개를 찾아본 결과 우리의 제품과 유사한 특허들을 분석 및 비교하였다. 다음은 스텔링엔진의 원리를 이용한 향 분사장치(특허번호 10-1930787)이다.

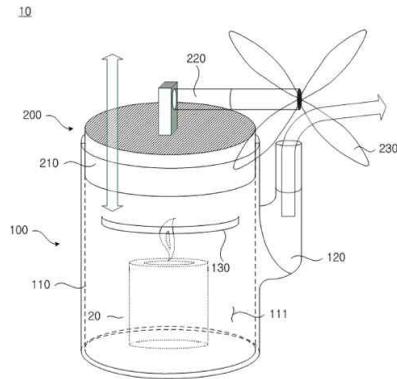


Fig.43 Diagram of Patent 10-1930787

이 분사 장치는 스텔링엔진을 갖추어 피스톤의 상하 운동을 프로펠러의 회전운동으로 전환하는 운동 방향 전환부를 가지며, 향을 외부로 유출하여 프로펠러 회전에 의해 전방으로 분사되는 장치이다. 스텔링엔진의 동력을 이용하여 유체의 흐름을 변경하여 활용하는 점은 유사하지만, 스텔링엔진의 기본 메커니즘에서 크게 벗어나지 않는다. 활용 방안이나 용도도 우리의 제품은 숯불의 폐열을 이용하는 점과 특히 청구항 1에서 제품의 구성이 전혀 다른 점을 고려하면 청구항 해석상 우리의 제품과 기술이 중복될 정도로 넓게 해석될 수 없다.

위의 내용들을 종합하면 우리 제품의 차별성은 다음과 같다.

- 1) 공기 유속을 주는 방식을 블로워의 임펠러로 정하였다.
- 2) 냄새 제거보단 덕트 내부 유속의 효율과 저소음에 중점을 두었다.
- 3) 에너지를 숯불 폐열로 한다.

3. 결과 및 토의

3.1 최종 모델링 및 작동 원리

3.1.1 작동 원리

우리가 설계한 국소 배기 시스템은 다음과 같은 원리로 작동한다.

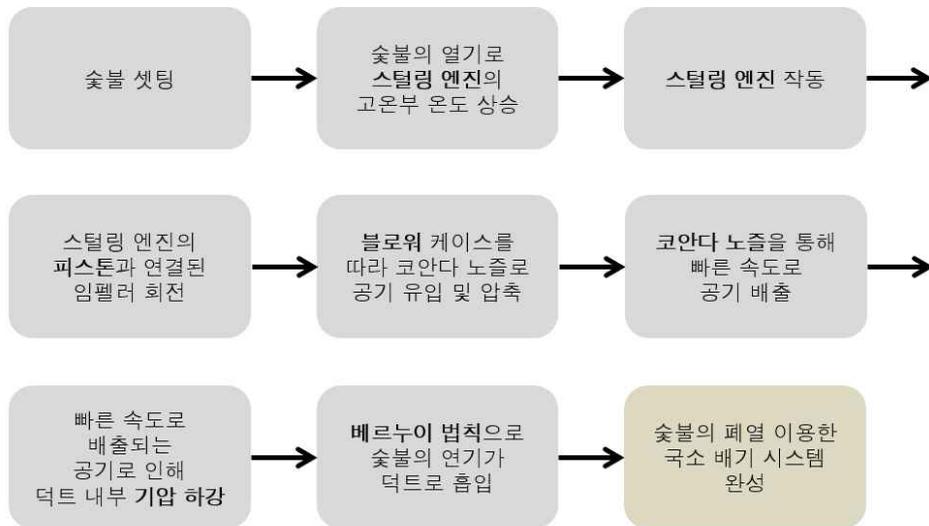


Fig.44 Diagram of How it works

우리의 국소 배기 시스템은 스텔링엔진의 4가지 프로세스를 통해 피스톤이 상승 하강을 반복하며 블로워의 임펠러를 회전시킨다.

고깃집에서 세팅한 숯불의 열로 스텔링엔진의 고온부 온도가 상승하게 된다. 고온부 온도와 저온부의 약 470℃ 온도 차로 인해 스텔링엔진이 작동해 스텔링엔진의 피스톤과 연결된 회전축이 회전하게 된다. 이 회전축의 끝에는 임펠러가 연결되어있고 임펠러는 회전하며 블로워 내부로 외부 공기를 유입시킨다. 유입된 공기는 블로워의 출구를 통해 코안다 노즐의 내부로 들어가게 되고, 유입된 공기는 코안다 노즐의 내부에서 압축된다. 코안다 노즐의 얇은 출구를 통해 압축된 공기가 뿜어져 나오게 되고 이는 덕트 내부 압력을 낮아지게 한다. 낮아진 덕트 내부 압력으로 인해 외부의 공기 즉, 숯불의 연기를 덕트로 흡입해 최종 국소 배기 시스템이 작동되게 된다.

3.1.2 최종 모델링 및 각 부의 특징

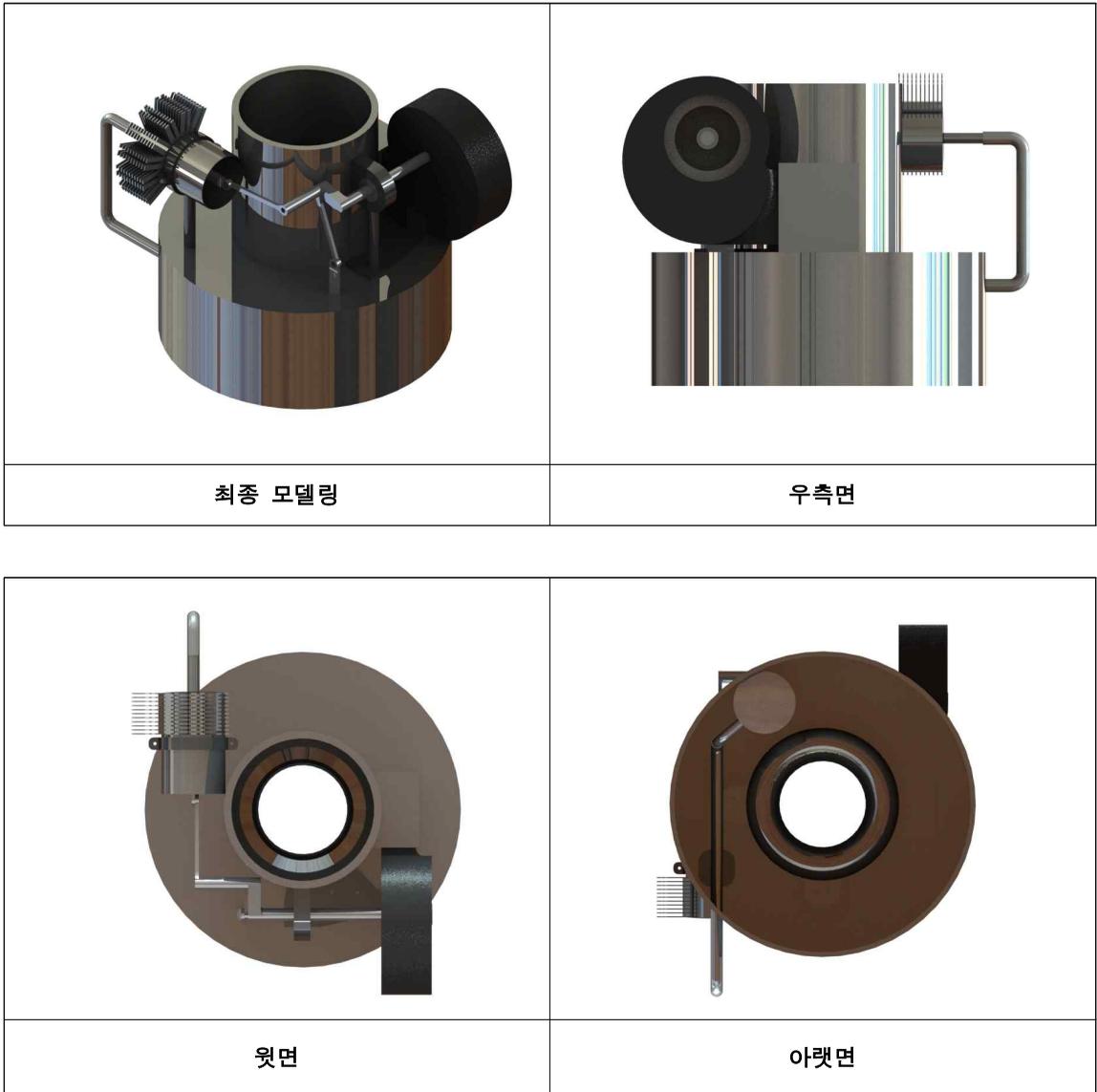


Fig.45 Final Modeling

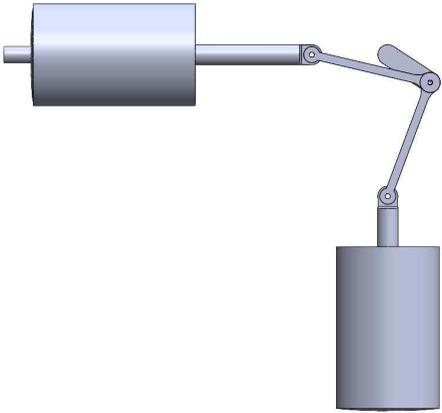
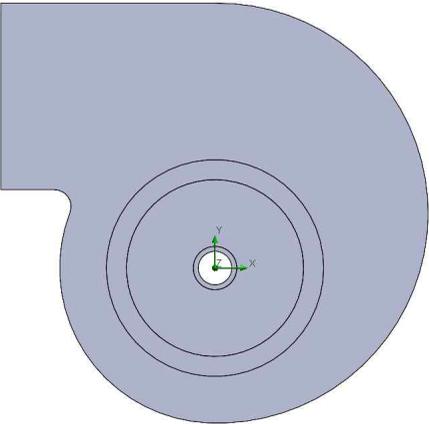
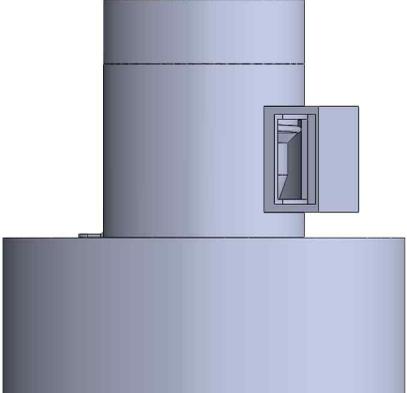
파트	모델링 사진	수치
스털링엔진		<p>실린더: R50 H80 피스톤: R49 H90 행정 거리: 50mm</p>
블로워		<p>블로워 케이스 : W127.88 H126.00 D80</p> <p>임펠러: R75 H73</p>
덕트		<p>덕트 헤드: R250 H70 코안다 노즐: R125 H165</p>

Table.28 Modeling of Critical Parts

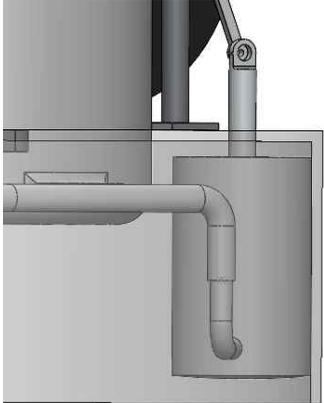
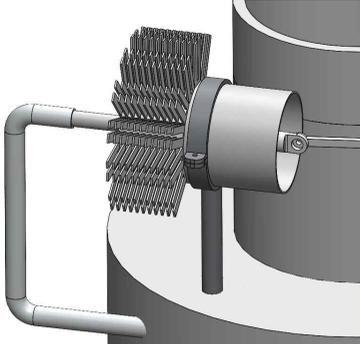
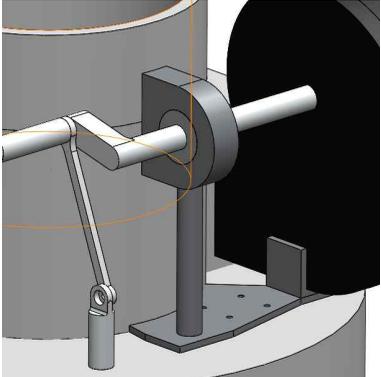
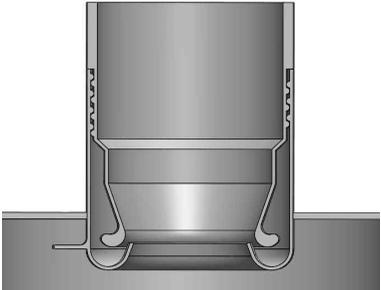
파트	모델링 사진	역할
고온부		<p>덕트 헤드의 아래쪽에 위치해 숯불의 폐열을 온전히 받아 고온을 유지한다.</p>
저온부		<p>덕트 헤드의 위쪽에 별도의 지지대에 연결되어 저온을 유지한다.</p>
회전축 지지대		<p>베어링으로 스텔링엔진의 피스톤과 연결되어있는 회전축의 이탈을 방지하고 회전성을 높여준다.</p>
코안다 노즐		<p>2개의 부품으로 구성되었으며 코안다 형상 내부로 공기가 유입되면 공기가 압축되고 얇은 원형의 출구를 통해 공기가 뿜어져 나온다.</p> <p>2개의 부품으로 구성돼있는 덕분에 체결, 분리의 용이성이 더해져 덕트 세척이 간편하다.</p>

Table.29 Modeling of Separated part

3.2 실제 모델

3.2.1 최종 결과물 사진

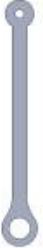
1. 최종 결과물



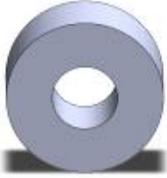
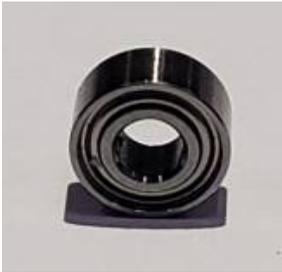
Fig.46 Modeling of Separated part

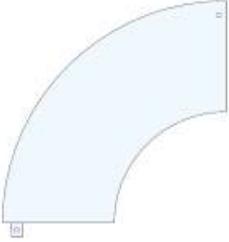
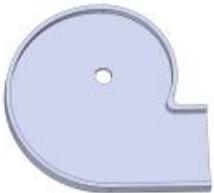
최종 결과물은 3d 프린터와 금속 가공을 통해 제작하였다. 3d 프린터는 주형을 제작하지 않고도 원하는 형상을 제작할 수 있고, 시제품이나 소량 제작 시에 간편하다는 장점이 있어, 덕트와 후드를 3d 프린터로 대체해 출력하였다. 금속 3d 프린터는 경제적인 한계 때문에 실행하지 못하였다. 그러나 코안다 노즐의 효과를 실험하기에는 3d 프린팅 재질인 PLA도 충분하다고 판단하여, 이로 대체해 실험하였다.

2. 부품 사진

부품번호	모델링	실제형상	품명
100			실린더(고온부)
101			실린더(저온부)
102			피스톤
103			링크

104			고무 튜브 (유동관)
105	-		Steel Wool (재생기)
106			회전축
107			회전축 연장부
108			M2.5 8mm 볼트

109			B682ZZ 베어링
110			방열판
111			저온부 거치대 하부
112			저온부 거치대 상부
200			덕트 외부

201			덕트 내부
202			덕트 헤드(고온부)
203			덕트 헤드(일반부)
300			블로워 상부
301			블로워 하부

302			임펠러
400			블로워 거치대
401			블로워 베어링 고정대

Table.30 Diagram of Parts

3.2.2 실물 테스트



Fig.47 real test

우리가 설계한 코안다 노즐의 코안다 효과를 확인하기 위해, 상용 블로워로 유량을 넣어주었다.

기체의 가시성을 높여주기 위해 물과 드라이아이스를 담은 플라스틱 상자 위에 해당 제품을 배치하였다. 아래의 Table과 같이 승화된 이산화탄소 기체가 코안다 노즐을 따라서 덕트 내부 벽면을 타고 올라오는 것이 관측되었다. 지속적으로 발생하는 이산화탄소 기체를 효과적으로 흡입하는 결과를 통해 우리의 코안다 노즐이 작동됨을 실제로 확인할 수 있었다.

실린더의 실링과 링크의 강성을 높이고, 전체 제품을 설계한 재질로 가공하면 더욱 확실한 효과가 나타날 것으로 예측된다.

1		
2		
3		
4		

Table.31 Experiment Process of Coanda Nozzle

3.3 장단점 및 의의

3.3.1 장점 및 필요성

1) 에너지 회수

우리의 설계 결과물은 배기를 위한 외부 전력을 필요로 하지 않고, 공기 중으로 흩어지는 숯불의 폐열로 스텔링엔진을 작동시킨다. 이는 전력을 소비하는 기존 중앙 환풍 장치를 보조하여 전기를 절약하는 역할을 한다. 버려지는 에너지에 불과한 숯불의 폐열을 유의미한 에너지원으로 사용하여 고품질 에너지 자원인 전기에너지를 절약할 수 있기에 해당 설계는 기존 음식점에서 사용되는 에어덕트를 대체할 수 있는 에너지 절약형 기계 시스템이다.

2) 전력 이득

- 단위 : KWH(킬로와트시), WH(와트시),

- 전력량 = 전력(W) × 시간(H) = 전압 (V) × 전류(I) × 시간(H)

앞서 구한 동력을 전력에 대입하고, 이 전력과 시간을 곱한 값이 발생하는 전력량이다. 동력의 크기가 129.67W이고, 식당에서 18시부터 22시까지 4시간 동안 15개의 덕트를 가동한다고 가정한다.

가동한 에어덕트 개수	발생하는 전력량
1대	518.58WH
15대	7780.2WH

Table.32 Power Saving per air duct

한 달(30일)동안 해당 기구를 이용한다고 가정했을 때, 총 233406 WH 즉, 233.4 KWH의 전력량을 발생시키게 된다. 하지만 현재 개발된 스텔링엔진 중 실제로 가장 높은 효율을 보이는 것이 40% 효율을 보이는데, 우리의 작품은 20~30%의 실제 효율을 낸다고 가정하고 이의 중간값인 25%의 효율로 계산해 보면 58.35KWH의 전력량을 발생시킨다고 볼 수 있다.

3) 상용화 가능성

국소 배기 시스템의 설계에 있어서 설계 초기부터 상용화 가능성을 염두에 두었다. 기존 고깃집에서 사용하는 덕트의 기본 형태에서 크게 벗어나지 않는 형상으로 설계했기 때문에 전체 환기 시스템을 교체하지 않고 덕트 하단부의 교체만으로도 사용할 수 있도록 했다. 기존 식당에 설치되어있던 환풍 배관을 유지한 채, 덕트 하단부의 교체만으로도 바로 사용할 수 있어 상용화 가능성이 크다.

3.3.2 단점

1) 소음 및 진동

스털링엔진이 가동될 때 작동 소음과, 후드 위에 설치된 구조 특성상 진동이 발생할 수 있다. 그러나 소음 문제 측면에서는, 피스톤의 윤활 방식 선정을 통해 마찰 소음을 줄일 수 있다. 또 고기 불판 위에서 작동하는 제품인 만큼, 후드 위에서의 무게중심과 균형을 맞추어 진동을 최소화하는 방안을 고안해야 한다.

2) 초기 동력 전달

스털링엔진의 특성상 초기 구동을 위해, 수동으로 동력을 한 번 전달해줘야 한다. 그러나 소형 스텔링엔진인 만큼, 작은 힘으로도 작동을 시작할 수 있다.

3) 가공비

우리가 설계한 코안다 노즐 결합 방식은 스크루 결합으로, 병뚜껑처럼 여닫을 수 있어 청결도 유지에 용이하다는 장점이 있다. 그러나 해당 결합 방식으로 덕트를 제작하기 위해선, 금속 3d 프린터를 사용해야 한다. 물론 스테인리스 재질의 가격은 저렴한 편이나, 금속 3d 프린팅의 가격이 상당한 편이다.

3.3.3 차별성 및 기대효과

- 에너지 변환

특허청에 출원된 스텔링엔진을 활용한 시스템들은 주로 ‘발전’을 목표로 한다. 열 에너지원에서 얻은 열을 전기에너지로 변환하는 것이다. 그러나 우리가 설계한 국소 배기 시스템의 경우에는, 열 에너지가 운동에너지로 변환된다. 즉, 전기에너지로의 변환 없이, 바로 운동에너지를 만들어 해당 시스템의 구동에 사용할 수 있다.

- 폐열 회수

해당 제품은 숯불의 폐열을 열원으로 에너지를 회수하고 재사용한다. 우리의 설계에서는 고깃집의 숯불의 폐열만을 다뤘지만, 고온의 폐열이 발생하고 환기가 필요한 곳이면 어디든 활용할 수 있다. 같은 구동 원리로, 배치를 다양하게 변경하며 더 많은 폐열 발생원에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

4. 결 론

본 논문에서는 백탄 사용량 증가에 따른 숯불 이용 증가에 따라, 고깃집에서 소모되는 숯불 폐열을 회수하는 방안을 고안하였다. 폐열을 동력원으로 하는 스텔링엔진과, 코안다 노즐이 결합한 연기 흡입 장치로 배기 시스템의 효율을 높일 수 있음을 수치해석과 전산유동해석 결과를 통해 보여주었다. 해석 결과와 실험을 바탕으로 한 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 위상각 90° 의 알파형 스텔링엔진을 사용했을 때, 최적의 카르노 효율을 가짐을 확인하였다.
- 2) 코안다 노즐의 형상에 따라 흡입 효율이 변한다는 것을 확인하고, 전산유동해석을 통해 최적화된 코안다 노즐 형상을 설계하였다.
- 3) 블로워의 임펠러 날개 수와 크기, 유입구 직경에 따라 코안다 노즐에 들어가는 유량이 달라짐을 확인하고, 해당 설계에 맞는 블로워 형상을 선정하였다.
- 4) 해석을 통해 시스템 요구 곡선을 구한 후, 이에 맞는 성능 곡선을 가지는 블로워를 설계하였다.
- 5) 스텔링엔진과 블로워 그리고 코안다 노즐이 결합한 최종 덕트가 연기 흡입 효과가 있음을 해석을 통해 보였다.
- 6) 해당 시스템은 에너지 회수 및 재사용의 과정으로, 폐열이 발생하고 환기가 필요한 다양한 분야에 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

대략 6개월 동안 이번 프로젝트를 진행하면서, 프로젝트를 한다는 것 그 이상의 것을 얻을 수 있었습니다. 에너지 절약이라는 주제는 학교에서 배운 4대 역학 모두를 접목해야 이뤄낼 수 있는 주제라는 것을 알게 되었습니다.

프로젝트를 진행하면서 팀원 각자가 자신의 강점을 살릴 수 있는 분야를 찾아가고 팀원 간 이를 공유하면서, 집단 지성을 통해 어려움을 해결할 수 있었습니다.

프로젝트 과정에서 예상과 다른 결과가 나오거나, 막히는 부분도 있었지만 포기하지 않고 끝까지 마무리하는 과정에서 자신감을 얻었습니다. 설계의 목표값에 도달하기 위한 수많은 시도가 모여 최종적으로 지금의 시스템을 구현할 수 있었습니다. 당시의 성취감은 말로 표현하기 어려울 만큼 가슴이 벅차올랐습니다.

이는 공학도로서 한 걸음 더 성장할 수 있는 소중한 경험이 되었습니다.

함께 노력해준 팀원 모두에게 고마움을 느꼈고, 이런 의미 있는 대회를 개최해 주신 대한기계학회에도 감사함을 전합니다.

참고문헌

- (1) Statistics Korea (2020) Charcoal and Pyrolygneous acid production_Production method Number by installed capacity
- (2) 스텔링 기관. (2021,May,30). retrieved June 26, 2021, from Wikipedia
- (3) Salvatore Ranieri, Gilberto A. O. Prado and Brendan D. MacDonald. (2018). Efficiency Reduction in Stirling Engines Resulting from Sinusoidal Motion. *Energies* 2018, 11, 2887
- (4) Ki-Bum Kim (2012) Solar Power Generation System Using A Small-Sized Stirling Engine, *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society* Vol. 13, No. 8 pp. 3339-3344
- (5) 최신자동차공학시리즈: 자동차가솔린기관(오토기관): 피스톤.(2012,September,3). retrieved June 23, 2021, from Naver
- (6) Oh, D. G., & Kim, T. H. (2005) Basic Study on the Regenerator of Stirling Engine (IV) - Heat Transfer and Flow Friction Characteristic of the Regenerator with Steel Wire Matrix, *Journal of Biosystems Engineering*, 30(4), 202-209.
- (7) Ramla Gheith, Fethi Aloui, Sassi Ben Nasrallah (2012). Study of the regenerator constituting material influence on a gamma type Stirling engine. *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (4) 1251-1255
- (8) KOICHI HIRATA, 1997, 'Schmidt Theory for stirling engines', Musashino-jjutaku 6-103, Gakuen 2-36-1, Musashimurayama, Tokyo 208, Japan, pp. 1-6.
- (9) 이춘식 외 8명 The R &D on a Stirling Engine pp.48-49
- (10) Wootae Jeong (2017) Flow control of air blowing and vacuuming module using Coanda Effect, *Korea Academy Industrial Cooperation Society*, 18(3), 2017.03, 115-121(7 pages)
- (11) Mohammad Jafari Chin.*J.Mech.Eng*(2017) Numerical Study of Aeroacoustic Sound on Performance of Bladeless Fan
- (12) Lee, J. M., Kang, H. S., & Kim, Y. J. (2016). Flow Characteristics of Mass Flow Amplifier with Various Geometrical Configurations. *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, 19(2), 36-42.