

17CTAP-C
096424-03

CO2
free
친
환
경

냉
온
열
전
력

삼
중
에
너
지

생
산

시
스
템

공
동
개
발

최
종
보
고
서

2018

국
토
교
통
부

국
토
교
통
과
학
기
술
진
흥
원

보안 과제(), 일반 과제(O) / 공개(O), 비공개()
국토교통기술촉진연구사업 제3차 연도 최종보고서

R&D / 17-CTAP-C096424-03

CO2 free 친환경 냉온열전력 삼중에너지 생산 시스템 공동 개발 최종보고서

2018. 12. 13.

주관연구기관 / 한국에너지기술연구원
참여기관 / CanmetENERGY
(주) 탑솔
(견고도 15.5p)

국토교통부

(전문기관) 국토교통과학기술진흥원

제 출 문

국토교통과학기술진흥원장 귀하

‘CO2 free 친환경 냉온열전력 삼중에너지 생산 시스템 공동 개발’(연구개발 기간 : 2015. 04. 26~ 2018. 10. 25) 과제의 최종보고서 10부를 제출합니다.

2018 . 12 . 13 .

주관연구기관명 :	한국에너지기술연구원	(대표자)	(인)
협동연구기관명 :	(주) 탑솔	(대표자)	(인)
국제공동연구기관명 :	CanmetENERGY	(대표자)	



주관연구기관책임자:	이 의 준
협동연구기관책임자:	류 남 진
참여기관책임자:	Evgueniy Entchev

국토교통부소관 연구개발사업 운영규정 제29조에 따라 최종보고서 열람에
동의합니다.

보고서 요약서

과제 고유 번호	#17CTAP-C096 424-03	해당 단계 연구 기간	2015.06.26.~ 2018.10.25.	단계구분	1단계/1단계
연구사업명	중사업명				
	세부사업명	국토교통기술촉진연구사업			
연구과제명	대과제명				
	세부과제명	CO2 free 친환경 냉온열전력 삼중에너지 생산 시스템 공동 개발			
연구책임자	이의준	해당단계 참여 연구원 수	총: 15명 내부: 13명 외부: 2명	해당단계 연구개발비	정부:809,000천원 기업:274,200천원 정부 외: 천원 계:1,083,200천원
		총 연구기간 참여 연구원 수	총: 15명 내부: 13명 외부: 2명	총 연구개발 비	정부:809,000천원 기업:274,200천원 정부 외: 천원 계:1,083,200천원
연구기관명 및 소속 부서명	한국에너지기술연구원			참여기업명 : (주)탑솔	
국제공동연구	상대국명: 캐나다			상대국 연구기관명: CanmetENERGY	
위탁연구	연구기관명:			연구책임자:	

9대 성과 등록 · 기탁번호

구분	논문	특허	보고서 원문	연구시설 · 장비	기술요약 정보	소프트 웨어	화합물	생명자원		신품종	
								생명 정보	생물 자원	정보	실물
등록 · 기 탁 번호											

국가과학기술종합정보시스템에 등록된 연구시설 · 장비 현황

구입기관	연구시설 · 장비명	규격 (모델명)	수량	구입연월일	구입가격 (천원)	구입처 (전화)	비고 (설치장소)	NTIS 등록번호

요약(연구개발성과를 중심으로 개조식으로 작성하되, 500자 이내로 작성합니다)

보고서 면수

국문 요약문

연구의 목적 및 내용	친환경 열병합 에너지 생산을 목표로 화석연료 미사용 CO₂ free 친환경 삼중 에너지(온열, 냉열, 전력) 생산 시스템 기술을 개발하고, 실증 건물에 적용을 위한 시스템 설계 기술 및 양방향 인공지능 제어 기술을 개발하여 실험 건물을 대상으로 에너지 및 온실가스 절감량 30% 이상 달성을 구현함. - o 열-전기 복합 생산 단위 모듈 설계/개발 및 성능평가 수행 - o 지열-태양(Geo-Solar) 삼중에너지 열병합 생산 시스템 설계/해석 - o 냉온열전력 삼중에너지 생산 시스템 연성능 평가용 프로그램 및 검증 기술 개발 - o 삼중에너지 생산 시스템 AI(Artificial Intelligent) ANN(Artificial Neural Network) 및 퍼지 제어 기술 개발 - o 9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실증 적용 - o 삼중에너지 생산 시스템 설계 및 시공, ICX(시운전 검증 기술) 방법 개발 - o 국제호환형 RETScreen 경제성(EPI; Energy Performance Index) 및 온실가스 저감 성능(CPI; CO₂ performance Index) 평가 기술 개발 - o 삼중에너지 생산 시스템 기반의 SBS(Site, Building, System)에 따른 지열-태양 하이브리드 삼중에너지 시스템 통합 최적 설계 및 SIS0(System Integration System optimization) 기술 개발				
연구개발성과	- o SCI/SCIE 논문 게재 2건 및 추가 2건 진행 중 - o 국내 논문 게재 4건 - o 국제학회 발표 22건 - o 특허출원 8건 및 등록 진행 중 - o DB 프로그램 등록 1건 - o 신기술 등록 1건 진행 중 - o 국제협력 MOU 체결 1건				
연구개발성과의 활용계획 (기대효과)	- o 친환경 열병합 에너지 생산을 위한 지열, 태양열, 태양광 ICT 융복합 이용 기술 확보 - o 건물통합형 열-전기 복합 생산 단위 모듈 국산화 - o 지열 등의 재생열원 이용 히트펌프 시스템 난방 COPh 10% 개선 - o 9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실증 현장 확보 - o 국제호환형 경제성 및 온실가스 저감 성능 평가 RETScreen 프로그램 확보 - o 삼중에너지 생산 시스템 기반의 SBS(Site, Building, System) SIS0 통합화 ICX 및 AI 제어 기술 확보 - o 제 4차 산업혁명 4.0 Energy/Energy Cloud 기술 기반 사전 구축				
국문핵심어 (5개 이내)	삼중에너지 생산 시스템	태양열광	공기열 히트펌프	제로에너지 건물	에너지 4.0

※ 국문으로 작성(영문 핵심어 제외)

영문 요약문

Purpose & Contents	The purpose of this project is to develop and demonstrate a BITG(Building Integrated Tri Generation) system producing electrical power 3 kW_e, cooling capacity 6 kW_c and heating capacity 9 kW_h. A pretest analysis model, test and post-test verified models of Tri-Generation IET(Integral Effect Test) system with three key SET (Separate Effect Test) components (Air Water Heat Pump, PVTair and Ground Air Heat Exchanger). The IPMVP(International Performance Measurement Verification Protocol) compatible TRNSYS Tri-Generation model with AI(Artificial Intelligent) function will be developed and demonstrated more than 30% energy savings compared with the reference gas heating and electric cooling systems case. The contents of the project are ,therefore, the followings: - o Pretest analysis, test and post-test model for PVT, GAHX and AWHP module - o Pretest analysis, test and post-test model for BIGS and Tri-Generation System Integration and System Optimization (SISO) - o Develop and demonstrate of Tri-Generation 3kW_e,6kW_c,9kW_h demo system (CCTH, TTC, House/Office) - o Develop and demonstrate of Tri-Generation AI system - o Develop design, analysis and ICX technology based on Manufactured Performance data - o Develop a global harmonized method of EPI and CPI prediction with RETScreen - o Site Building System specific SISO technology development of Tri-Generation system				
Results	- o 2 SCI/SCIE journal paper and 2 paper proceeding - o 3 Korean journal papers - o 22 conference papers - o 8 IP applied and processing - o 1 Program DB - o 1 New technology proceeding - o 1 international MOU				
Expected Contribution	- o Key hybrid design, analysis and demo technology of Tri-Generation with geo and solar will be expected and applied for near zero building and community design and demo. - o Domestic development of BIPVT, PVTair and GAHX and AWHP module - o COP_h more than 10% enhancement Key hybrid technology developed with the Geo and solar module - o 9 kW_h Tri-Generation demo facility will be developed - o International compatible RETScreen model to predict EPI and CPI will be developed and applied for further new energy business. - o SBS specific Tri-Generation SISO model with ICX and AI control will be developed and further applied for ZEB new industries. - o Industrial revolution 4.0 energy/energy cloud technology pre-develop				
Keywords	Tri-Generation	PVT (Photovoltaic Thermal)	AWHP (Air Water Heat Pump)	ZEB (Zero Energy Building)	Energy 4.0

목 차

제 1 장	과제의 개요	1
제 1 절	연구배경	1
제 2 절	개발기술의 중요성 및 필요성	3
제 2 장	국내외 기술 개발 현황	6
제 1 절	태양열광(PVT) 기술소개 및 선행연구 분석	6
제 2 절	공기식 지중열교환기(GAHX) 기술소개 및 선행연구 분석	13
제 3 장	연구 수행 내용 및 결과	31
제 1 절	태양열광(PVT) 단위모듈 개발	31
제 2 절	공기식 지중열교환기(GAHX) 단위모듈 개발	47
제 3 절	9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 개발	78
제 4 절	9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 구축	103
제 5 절	9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실험	119
제 6 절	삼중에너지 생산 시스템 AI(ANN, FL) 제어 기법	133
제 7 절	삼중에너지 생산 시스템 경제성 및 온실가스 저감 평가	149
제 8 절	소 결	173
제 4 장	연구목표 달성도 및 성과	175
제 5 장	연구개발 성과 활용 계획	177
제 6 장	연구개발과제 수행에 따른 연구실 안전 조치 이행 실적	178
제 7 장	연구개발과제의 대표적 연구 실적	182
[참고문헌]		185

제 1 장 과제의 개요

제 1 절 연구배경

우리나라의 부문별 최종에너지 소비 추이에 따르면, 건축물 에너지 소비 비율은 전체 에너지 소모량 중 25%를 차지하고 있으며, 해마다 높은 증가율을 나타내어 건축물 에너지 수급이 심각한 실정임. 이러한 상황을 극복하기 위해 건축물 분야에서 에너지 저감을 위해 지금까지 국내의 연구진들이 많은 노력을 해왔음.

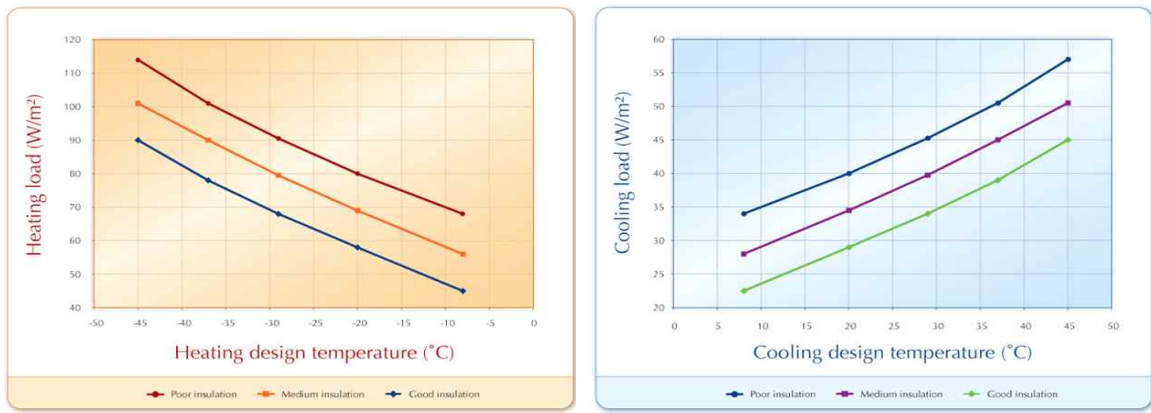
2000년대 이전에는 주로 고단열이나 고성능 창호와 같은 건물에너지 절약 요소기술에 의존적이었으나 기후변화 협약과 신재생에너지 이용 의무화 시행 이후, 최근 일련의 연구 및 실행 방향은 제로에너지 건물, 탄소 중립 건물, 친환경 건물 등 건물에너지의 대부분을 자립하는 에너지 자립형 건물에 초점이 맞춰지고 있음. 이에 따라 신재생에너지 이용 시스템의 개발 및 보급이 활발히 이루어지고 있으나, 획기적인 에너지저감 및 기술 확산에는 이르지 못하고 있음. 따라서 국가 온실 가스 저감 목표(2035년 30%) 및 국가 신재생에너지 보급 목표에 대응할 수 있는 기술이 필요함.

국가 R&D 지침에 따르면 에너지 패러다임은 단위기술·공급중심·중앙집중 기술에서 융복합기술·수요중심·분산전원 기술로 급변하고 있으며, 특히 에너지기술 선진국들은 미래 에너지시장 선점과 안정적인 공급을 통한 경제성장을 목표로 융합·혁신·시장지향성을 강화하고 있음. [그림 1-1]

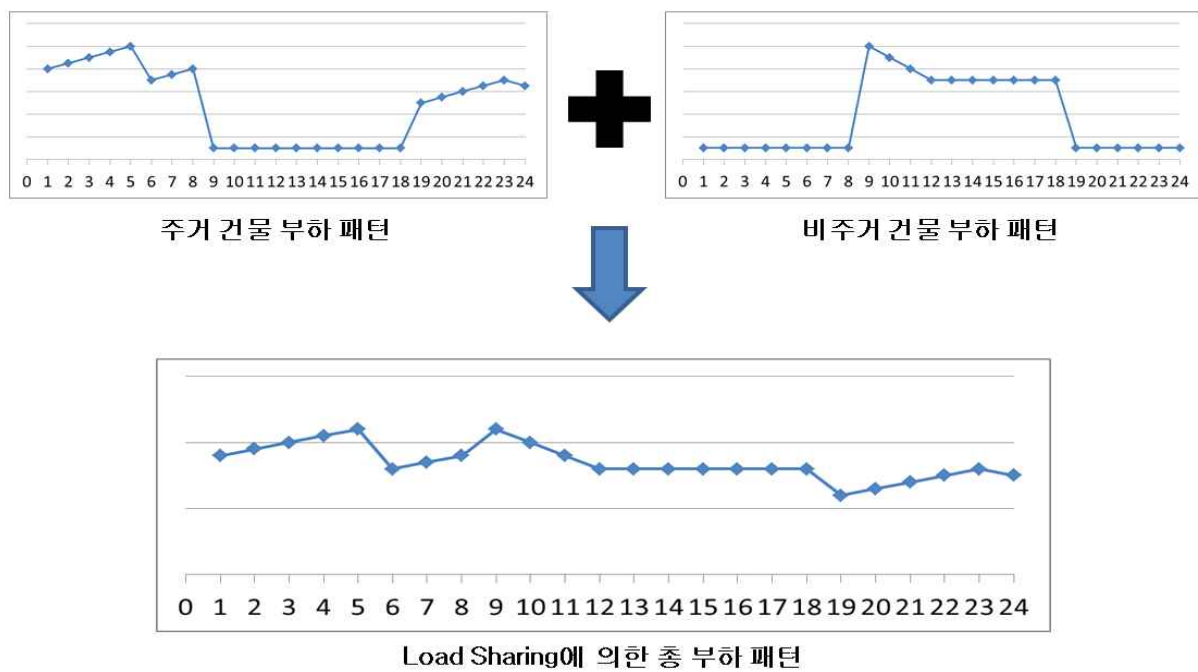


[그림 1-1] 에너지기술 패러다임 변화 방향(20130926)

- 건물 에너지는 적용지역의 기상이나 입지조건, 건물 규모 및 용도 등에 따라 에너지 부하 패턴이 서로 달라 동일한 시스템을 적용하였다 하더라도 시스템 효율이나 경제성이 달라지므로 주어진 현장 조건, 건물 특성 및 시스템 특성에 따른 스마트한 에너지 이용과 Load Sharing에 대한 최적설계가 필요함. [그림 1-2, 1-3]

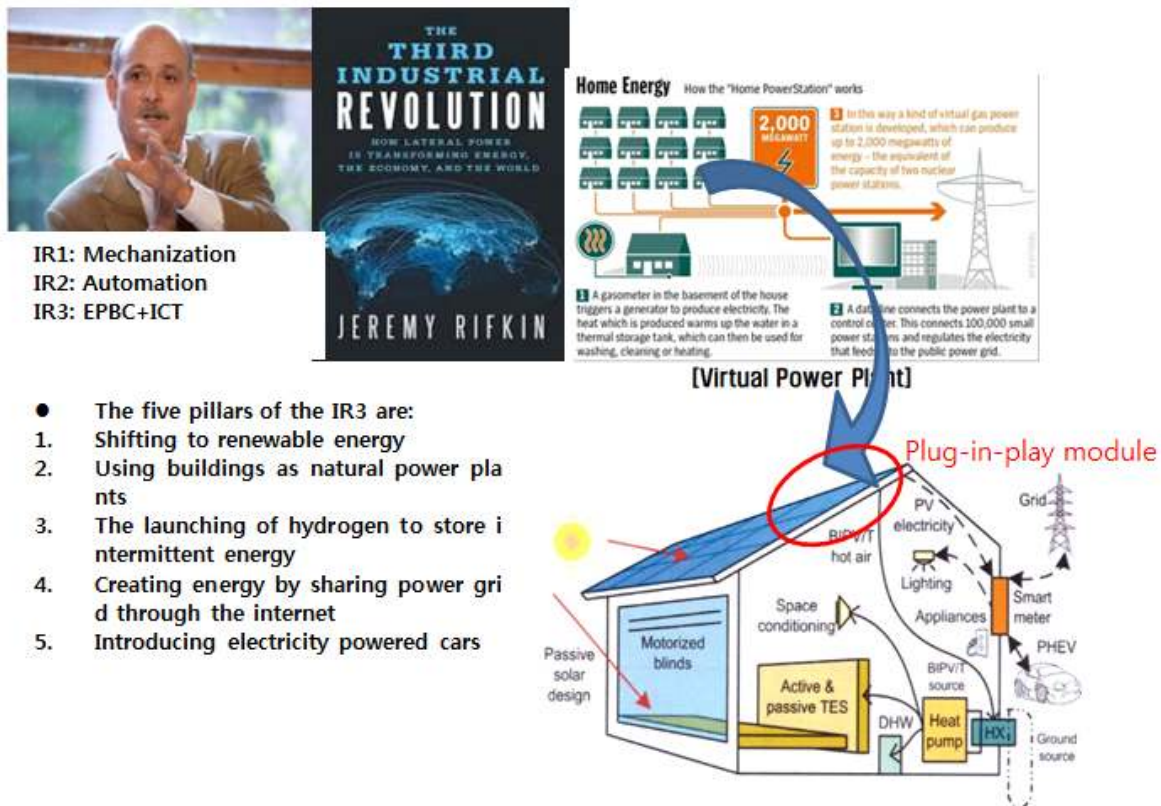


[그림 1-2] 건물 단열 상태에 따른 냉난방 부하 패턴



[그림 1-3] 주거건물 + 비 주거건물 Load Sharing 패턴 분석

- 미래의 건축은 제로 에너지 건물(ZEB; Zero Energy Building)을 넘어서서 에너지 생산이 가능한 에너지 플러스 건축이 될 것으로 예상되며(Jeremy Refkin), 특히 2016년도에 도입 예정이었던 재생에너지 의무화제도(Renewable Heat Obligation, RHO)와 같은 국가 정책에 능동적으로 대응할 수 있는 수요자 중심의 기술 개발이 요구됨. [그림 1-4]



- The five pillars of the IR3 are:
 1. Shifting to renewable energy
 2. Using buildings as natural power plants
 3. The launching of hydrogen to store intermittent energy
 4. Creating energy by sharing power grid through the internet
 5. Introducing electricity powered cars

[그림 1-4] 미래학자 Jeremy Rifkin의 에너지 생산 커뮤니티 기술 개념

- 국가과학기술위원회(현안인 ZET 보급 확대(140717) 에너지 생산 커뮤니티 구현을 위한 지열-태양에너지 중심의 융합 시스템 설계 및 적용 기술이 필요하며, 이를 위해서는 지역 에너지 공급 조건, 건물 규모, 용도, 부하 패턴, 시스템 용량 및 성능 등의 유용한 정보를 수집하여 건축물 에너지 소비를 최소화할 수 있는 양방향 통신 및 스마트 제어 기술이 필요한 실정임.

제 2 절 개발기술의 중요성 및 필요성

선진국을 중심으로 신재생에너지에 대한 수요는 증가하고 있지만 개별 단위 기술의 투자 대비 성능 및 신뢰성 확보가 문제시 되고 있는 실정임. 따라서 신재생에너지원인 지열에너지와 태양에너지를 보다 효율적으로 통합하여 이용할 수 있는 재생에너지 융복합 이용 기술 개발이 요구되고 있음. 태양광(PV)에서 생산하는 전기에너지에 비해 태양광열(PVT) 기술은 전기와 열에너지를 동시에 생산할 수 있으며, 따라서 시스템 효율도 기존 PV에 비해 3~5배 더 높게 나타남. 또한 태양광(PV)의 배면 온도가 낮을수록 발전효율은 0.3~0.5%/°C 정도가 향상되며, 태양광(PV)에서 회수된 열을 재활용함으로써 태양으로부터 열-전기 에너지 생산 효율을 50%이상 높일 수 있음.

- 본 기술에서는 지열과 태양열을 통합 활용함으로써 히트펌프 시스템의 난방성능을 향상시키고, 이로 인해 시스템 용량을 최소화하여 초기투자비를 감소시킬 수 있으며, 지열-태양열 광 하이브리드 기술에 양방향 스마트 제어 기술을 접목함으로써 건축물에서의 에너지 절감

효과를 기대할 수 있음.

- 최근 제로에너지빌딩(ZEB), 신재생에너지의무화(RPS), 신재생에너지의무화(RHO) 등 국가적으로 신재생에너지 보급을 위한 노력이 꾸준히 이뤄지고 있으며, 특히 재생에너지원 간의 융복합 기술을 권고하고 있는 실정임. 이에 기존의 PV 태양광 발전 산업은 열에너지를 복합 생산하는 PVT 산업으로 전환하고 있으며, 유럽의 선진국에서는 이미 이러한 PVT 기술이 상용화 되고 있음. 2011년에 지식경제부와 캐나다 천연자원부 양국의 에너지부문 간의 지속가능한 에너지 이용과 보급을 촉진하기 위한 청정에너지 기술 협력 강화를 위한 양해각서를 체결하였고, 한국에너지기술연구원은 캐나다 천연자원부 산하기관이 Canmet ENERGY와 신재생에너지 분야에서의 국제공동연구 개발을 수행하고자 노력하여 왔음. 한국에너지기술연구원의 지열-태양열광 복합 시스템 기술과 캐나다 CanmetENERGY에서 주도하는 IEA EBC Annex 54 후속 사업인 삼중에너지(Tri-Generation) 생산 기술을 통합하는 양국간 공동연구가 필요함.
- 본 기술을 통하여 신재생에너지 융복합 및 효율 향상을 위한 에너지 생산 기술을 개발함으로써 건축물 에너지 소모를 최소화하고, 국가 에너지 보급 목표 달성 및 국제 시장에서의 경쟁력을 확보할 수 있음. 특히 정부는 미래성장동력을 위한 9대 전략산업 및 4대 기반산업을 제시하고 목표 달성을 위한 기술 개발 및 투자를 확충하고 있으며, 특히 복지-산업 동반성장을 위한 신재생에너지 융합 시스템과 빅데이터 기반의 스마트 제어 기술로서 본 기술의 활용 가치가 매우 높음. [그림 1-5]
- 제 4차 산업혁명은 IT시대에서 DT시대로 변화하는 과정(Jack Ma)으로 정보화와 더불어 지능형 시스템의 개발이 필요하며, 이러한 시대에 정보화기술(IoT)이 융합된 신재생에너지 기술의 개발이 필요함. [그림 1-6]



[그림 1-5] 미래성장동력 기획위원회 13대 전략산업(20140210)

Information Technology

Data Technology

“IT 시대 저물고 향후 30년간은 DT 시대 온다”



*“이제 20년간 지속돼온 IT의 시대가 저물고 앞으로 30년간
DT(Data Technology)혁명에 기반한 새로운 인터넷시장이 열릴 것이다
이제는 방대한 고객 데이터를 활용해
개별 고객의 요구에 부응할 줄 아는 기업이 성공하는 'DT시대'다”*

— Jack Ma

조선일보 2015.5.20

58

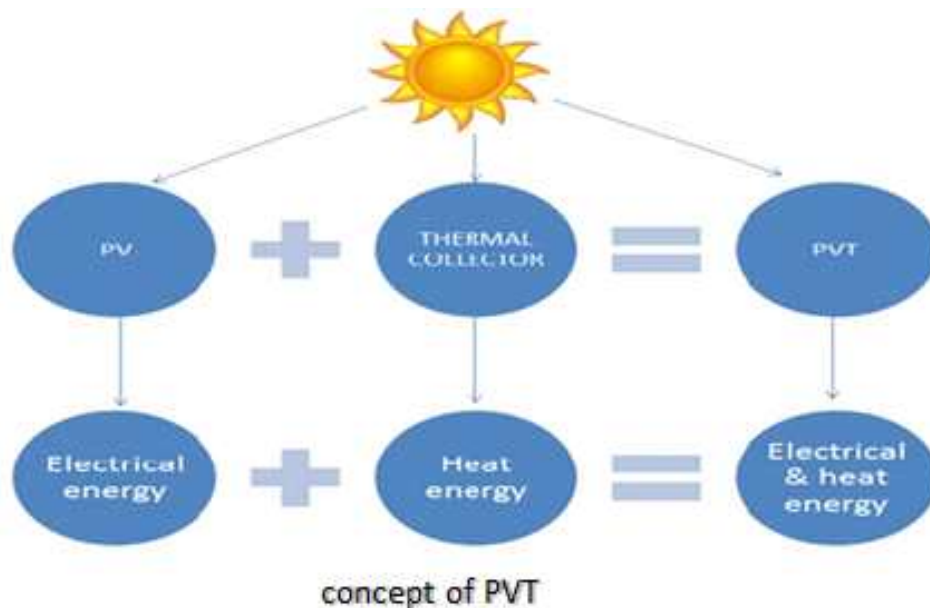
[그림 1-6] 제 4차 산업혁명(IT 시대에서 DT 시대로)

- 본 기술은 지열, 태양열, 태양광 등의 다양한 신재생에너지 열원을 융합하여 건축물을 대상으로 삼중에너지(온열, 냉열, 전력)를 생산하고, 양방향 스마트 제어에 의한 건물에너지 소비 절약을 획기적으로 도모하고자 함. 본 기술은 공기식 태양열광(PVT-air) 융합 기술과 지열 히트펌프(Geothermal heat pump) 이용 기술, 태양+지열 시스템 통합형 양방향 제어 및 스마트 제어에 의한 에너지 소모 최소화 기술 등을 개발함으로써 건축물 내에서의 에너지 효율을 극대화할 수 있는 최적 설계 기술을 기반으로 에너지 저감을 30% 달성을 목표로 하며, 신재생에너지 융복합 및 효율 향상을 위한 에너지 생산 기술을 개발함으로써 건축물 에너지 소모를 최소화하고, 국가 에너지 보급 목표 달성 및 국제 시장에서의 경쟁력을 확보할 수 있는 중요한 기술임.

제 2 장 국내외 기술 개발 현황

제 1 절 태양열광(PVT) 기술소개 및 선행연구 분석

PVT(Photovoltaic Thermal)는 기존의 태양광모듈인 PV(Photo Voltaic)와 태양열 집열기를 복합 구성한 시스템으로 PV 모듈 본연의 기능인 전기 생산을 수행하며 PV 모듈 후면의 태양열 집열기에서 수집된 태양열을 열원으로 이용하여 건물의 환기용 난방에너지 및 온수를 생산하는 열병합 발전시스템임. 이러한 PVT 시스템은 기존 PV시스템에서 나타나는 과열 문제를 해결하여 발전효율을 높이는 기술로써 PV 모듈의 열전변환 성능을 기존 PV 단위모듈 대비 획기적으로 개선할 수 있는 시스템이라 할 수 있음.

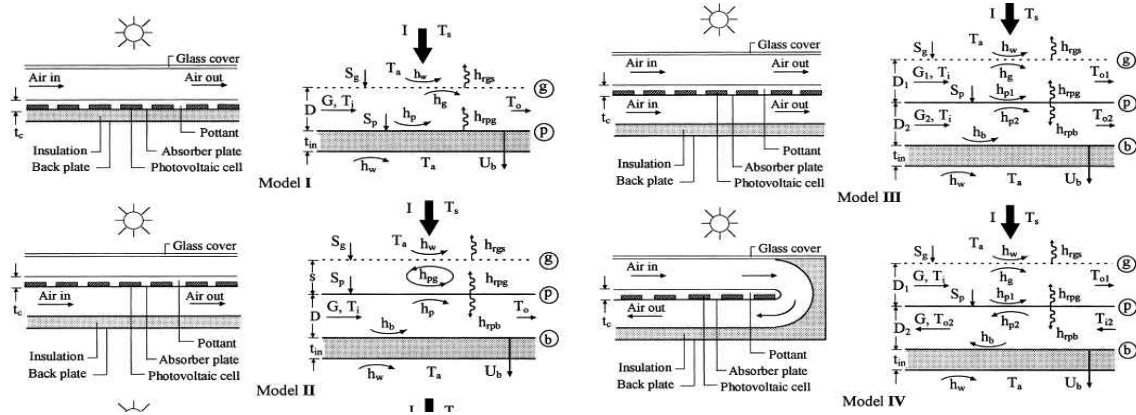


[그림 2-1] PVT 시스템의 개념 (NURUL ATAILLAH RAHIM 2010)

- 태양광모듈 (Photovoltaic module)의 표면 온도의 상승은 발전효율 감소 및 시스템 수명 단축의 원인됨.
- 태양열광 복합 시스템 (PVT hybrid system)은 태양광 모듈에서의 전기 생성 과정에서 발생하는 열의 흡수가 용이하여 온도 상승에 따른 효율 감소 문제점 등의 보완과 동시에 단위면적당 에너지의 효율적 활용을 통한 성능 향상이 가능함.
- 기존의 건물일체형 태양광(BIPV: Building Integrated PV) 시스템의 기술을 적극적으로 활용하여 건물에서의 난방 에너지원으로 이용하여 건물의 에너지 사용량을 대폭 줄이는 것이 가능함.

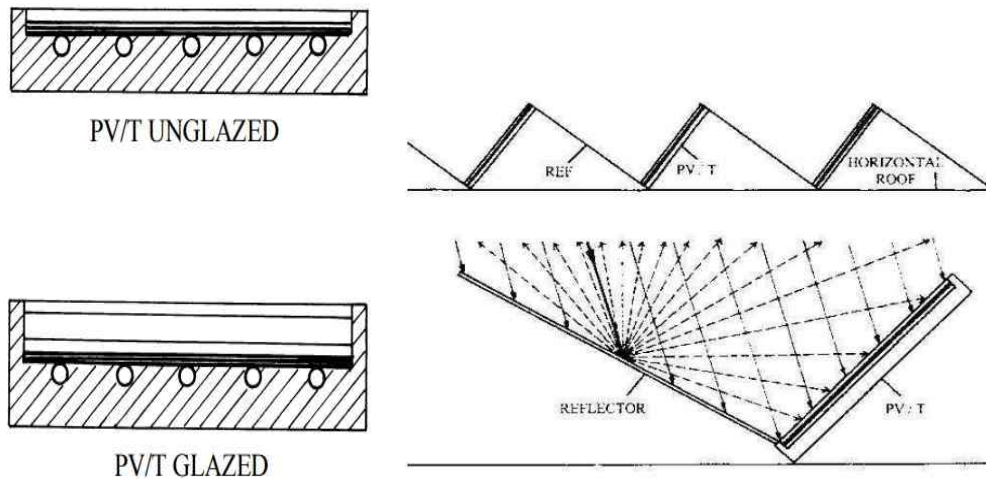
1. 국외 연구동향

- 태양열광(PVT) 관련 연구는 1970년대 이후 PVT 시스템에 대한 연구가 시작되어 2000년대 들어서 다양한 변수 및 요인 등 효율 향상을 위한 연구가 활발히 진행되고 있음.



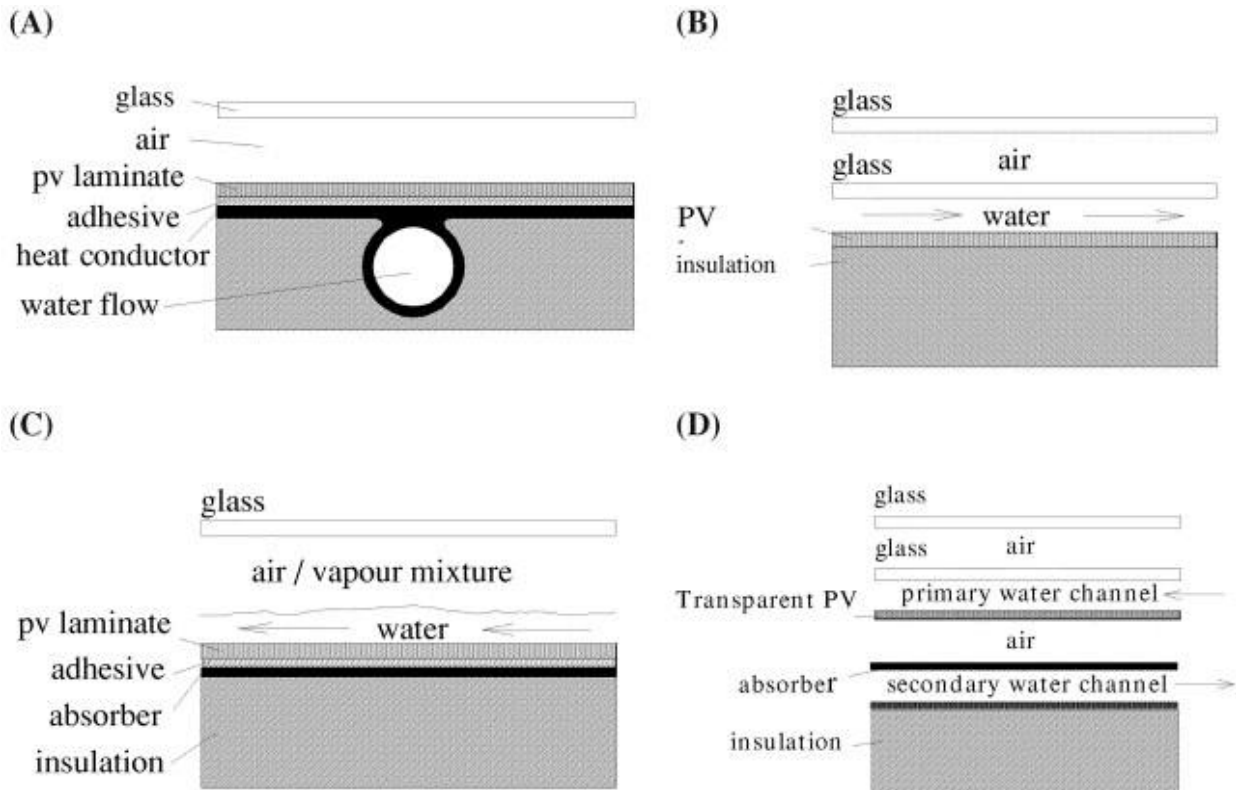
[그림 2-2] 4가지 PVT 모듈의 개념도

- 초기의 PVT 관련 연구로서, [그림 2-2]와 같이 A.A Hegazy(2000)는 4가지의 공기식 PVT 모듈을 이용하여 종합적인 PVT 성능에 대한 연구를 수행.



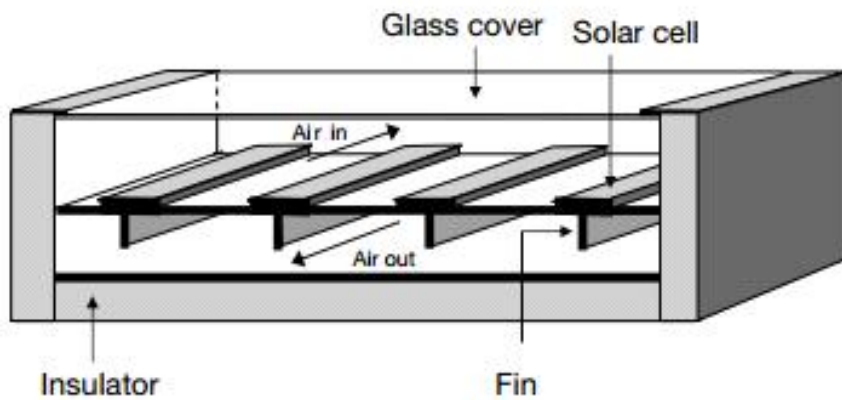
[그림 2-3] Unglazed/Glazed 모델과 Reflector의 설치 개념도

- Y.Tripanagnostopoulos.(2001)은 [그림 2-3]과 같은 구조의 Glazed PVT와 Unglazed PVT의 에너지 성능을 비교함. 유리 커버가 있는 Glazed PVT 시스템의 열효율이 29% 이상 높은 반면, 전기효율은 16%가 낮았음. 또한 유리 커버에 알루미늄 시트의 반사재를 이용하는 경우, 기본 유형보다 열효율이 45% 정도 향상됨.
- M.J.M. Jong (2002)은 공기식 PVT와 물식 PVT의 장단점과 성능을 비교분석 하였음. 공기식 PVT는 물식 PVT에 비해 열효율이 낮기 때문에 추가적인 열펌프가 필요하다고 제시함.
- H.A Zondag (2003)는 [그림 2-4]와 같이 4가지 PVT 시스템을 제안하고, 각 모듈의 에너지 성능을 시뮬레이션을 통해 분석함. (D) Insulated type에서 가장 높은 열효율 39%를 보였고, 전기 효율은 sheet-and-tube가 7.6%로 가장 높다는 결과가 나타남.



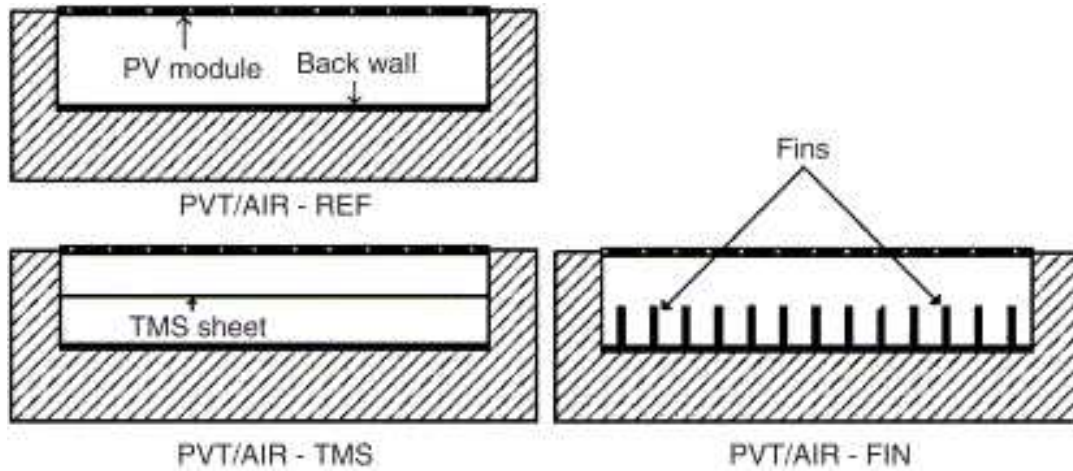
[그림 2-4] 4가지 집열기 개념도 : (A) sheet-and-tube PVT, (B) channel PVT, (C) free flow PVT, (D) two-absorber PVT(insulated type)

- J.S Coventry (2005)는 CHAPS라는 집광형의 PVT 시스템을 개발하여 성능 실험연구를 수행함.
- M.Y Othman(2006)은 공기식 PVT 시스템의 열효율을 개선하기 위하여 [그림 2-5]와 같이 이중으로 공기층을 만들고 방열 핀을 부착한 형태와 방열 핀에 집광판(CPC)을 적용한 디자인을 제안하고 성능을 비교분석함.



[그림 2-5] Finned double-pass PVT solar air heater의 개념도

- J.K. Tonui(2007)는 [그림 2-6]과 같은 세 가지 공기식 PVT를 제안하고 각각의 성능을 실험하였음. 그 결과 방열 핀을 부착한 모델에서 열효율이 30%로 가장 높다는 결과를 얻었음.



[그림 2-6] PVT/AIR Collector 모델의 단면도

- o T.T. Chow(2007, 2009)는 주거이용을 위한 PVT 시스템에 대해 에너지 성능을 평가하였음. 박스 형태의 다중 알루미늄으로 만들어진 흡열판은 열손실이 없는 상태에서 열효율이 40%가 됨. 또한 2009년 연구에서 유리 커버의 유·무에 따른 PVT 시스템 에너지성능을 열역학적 관점에서 여섯 가지 작동 파라미터들의 영향에 대해 연구함.

[표 2-1] 국외 연구동향에 대한 정리

저자(발표년도)	연구 내용
A. A. Hegazy(2000)	열전달계수에 따른 4가지 공기식 PVT 모델의 종합적인 성능비교분석
Y. Tripanagnostopoulos(2001)	유리커버가 없는 액체식, 공기식, 유리커버가 있는 액체식, 공기식 4가지 모델의 성능비교분석
M. J. M. Jong(2002)	온탕과 온열을 공급해주는 PVT 시스템과 히트펌프의 유무에 따른 4가지 모델의 성능비교분석
H. A. Zondag(2003)	공기와 물을 열매체로 동시에 사용하는 4가지 PVT모델에 대한 성능비교분석
J. S. Conventry(2005)	집광형PVT 시스템(CHAPS)을 개발하고 성능실험을 통해 에너지성능분석. 열효율 58%, 전기효율 11%, 전체효율 60%를 달성
M. Y. Othman(2006)	공기식 PVT 시스템에 V-Groove, Double-pass, CPC를 적용한 건조시설을 중심으로 성능비교실험
J. K. Tonuil(2007)	공기식 PVT 3가지 모델(기본, 금속시트, 방열판)을 대상으로 성능비교분석
T. T. Chow(2007)	홍콩지역에서 4가지모델(SWH, PV, Side-by-side, PVT)의 에너지성능과 경제성을 비교분석
T. T. Chow(2009)	Flat-box-absorber 형태의 Glazed PVT와 Unglazed PVT 시스템의 PV셀 효율, 주입량, 유량, 일사량, 외기온도, 풍속에 따른 에너지 성능비교

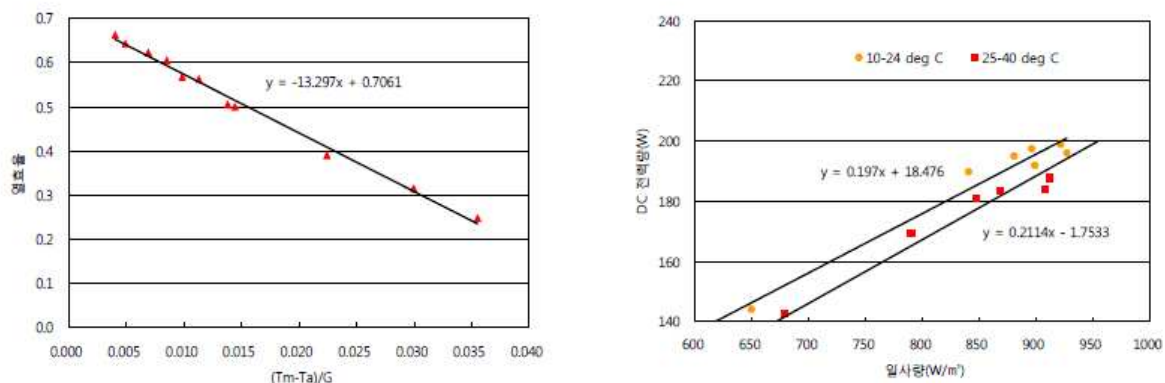
출처 : “태양열광(PVT)복합 시스템의 연구 동향 분석”, (사)한국그린빌딩협의회 김상열, 2014

[표 2-2] 국외 상용화 PVT 제품 (액체식, EUROSUN 2016)

Manufacturer	Product	Glue-Free	Test Method	PV Mode	Test Lab at	Efficiency
Anaf Solar, IT	H-NRG	N/A	SST, glazed	OC	Eurofins	0.48
CGA Technologies, IT	SIP403023	no	SST, unglazed	MPP	Eurofins	0.486
F.D.E. Solar, IT	FDE-Hybrid	yes	SST, unglazed	MPP	Eurofins	0.536
Fototherm, IT	FTC250Cs	no	SST, glazed	MPP	Eurofins	0.559
Meyer Burger, Ch	FS-Hybrid 290_900	no	NO Solar Keymark	-	-	-
Nelskamp, DE	MS 5 2Power	yes	QDT, unglazed	MPP	TZS ITW	0.404
PA-ID Process, DE	HM 1000 Mono Black	yes	QDT, unglazed	MPP	TZS ITW	0.471
Poly Solar Solutions, CH	PIK Kombi Solar	no	SST, unglazed	N/A	SPE	0.596
SOLAIRE 2G, FR	Dualsun Ds 250M	yes	SST, unglazed	MPP	TÜVRL	0.578
Solator C. Bösch, AT	PVTHERMAUF 260	yes	QDT, glazed	MPP	AIT	0.274
SolarzentrumAllgäu, DE	Wiosun PV-Therm	yes	SST, unglazed	OC	ISFH	0.715

2. 국내 연구동향

- 김진희(2008)는 다년간의 액체형 PVT 성능 실험을 통하여 PVT 복합 모듈의 열성능은 유수 입구온도가 낮을수록, 전기성능은 유수 입구온도와 외기온도가 낮을수록 전기효율은 증가한다는 결과를 얻었고, 더 나아가 열 성능은 일사량보다 유수입구온도와 외기온도가 더 큰 영향을 끼치며, 전기성능은 일사량에 지배적인 영향을 받는다고 결론을 얻음. [그림 2-7]

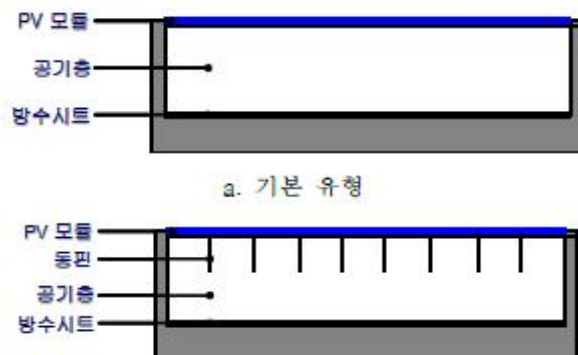


[그림 2-7] PVT 모듈의 열성능, PVT 모듈의 일사량과 유체평균온도에 따른 전력생산량

- 강준구(2009)는 평판형 액체식 Glazed PVT 복합모듈을 설계 및 제작하고 성능에 영향을

주는 요소 중 입구온도, 외기온도, 일사량의 변화에 따른 시스템의 에너지 성능을 분석함. 그 결과, 전기성능은 일사량에 지배적인 영향을 받지만 PV모듈 후면온도를 결정하는 주요 원인은 유수입구 온도와 외기온도라고 분석됨.

- PVT와 PV를 비교하는데 있어 PV 모듈의 온도특성을 제외한 실험의 결과는 PVT의 전기효율이 기존 PV모듈 효율대비 최대 19%, 평균 약 14% 높은 것으로 분석되었음. 그리고 평판형 Unglazed PVT와 PV모듈의 온도특성과 함께 전기성능을 비교분석한 실험에서는 PVT가 PV모듈보다 0.4%가 더 높아 약 3%의 전기효율이 향상되었음. 표면온도는 PV모듈이 PVT보다 2~8°C가 높아 평균 4°C가 높은 것으로 분석되었음. 이것은 동일한 일사조건에도 불구하고 PVT복합 모듈의 표면온도가 순환유체의 냉각효과에 의해서 시스템 성능이 개선되었음을 보여주고 있음.
- 양영원(2007)은 지붕과 통합된 PV 시스템의 후면의 열을 팬에 의해 집열하는 모델을 제작하고 에너지성능을 분석하였음. 그 결과, 열적 성능은 일사량에 가장 크게 좌우되며, 외기온도도 약간의 영향을 준다고 연구하였음.
- 김진희(2008)는 공기식 PVT 지붕시스템 모델을 설계 및 시제작하고 [그림 2-8]과 같이 PV모듈에 방열 동핀과 방열 알루미늄판을 부착하여 집열 효율을 높인 개선유형에 대해 에너지 성능을 비교분석을 수행결과 공기식 PVT 지붕 시스템의 전기효율이 8~15% 더 높게 나타났고 집열효율은 약 22~53% 향상된 것으로 분석됨.

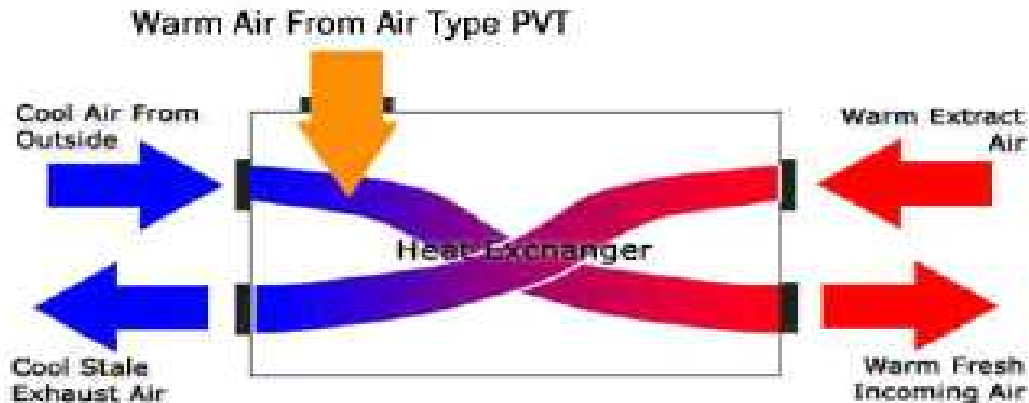


[그림 2-8] 공기식 PV/T 기본 유형 및 동핀부착 유형

- 박세현(2013)은 태양전지 후면에 환기 구조를 갖는 공기식 PVT 컬렉터를 옥외에 설치하여 시스템의 성능을 분석함. 일사량 $400W/m^2$ 일 때, PV모듈 온도는 12~32°C, 출구공기온도는 3.5~14°C로 나타났으며, 일사량이 $700W/m^2$ 일 때, 열효율은 21~23%로 분석되었음. 또한 일사량이 $750W/m^2$ 에서 전기효율이 16%, 약 220W의 최대출력을 나타냈음. 공기식 PVT는 온도 상승에 따른 전기적 효율감소를 방지하는 데 효과적인 것으로 확인되었으며, 집열된 공기열원은 주거용 온수 등에 사용하여 건물 난방에너지 절감에 도움을 줄 수 있다 하였음.
- 방아영(2013)은 단결정 셀을 적용한 공기식 PVT 컬렉터를 시제작하여 옥외 실험을 통해 성능을 분석하고 건물통합형 PV(BIPV)시스템과의 전기성능을 비교분석을 수행함. 그 결과, 열손실이 없는 경우 열효율은 25%, 최대 전기효율은 17%로 분석되었음. 또한 일사량 $650W/m^2$ 에서 BIPV 시스템의 전기효율은 최대 약 13.5%, PVT의 전기효율은 최대 약

14.5%의 결과를 얻음.

- 박세현(2012)은 TRNSYS를 이용하여 [그림 2-9]와 같은 공기식 PVT의 열원을 이용한 폐열회수 환기시스템의 모델링을 수행하고 동절기 동안 외기를 도입하는 일반적인 폐열회수 환기시스템과 PVT컬렉터를 예열원으로 이용하는 환기시스템에 대해 각각 실내 공급온도, 온도효율, PVT 모듈의 성능을 분석함. 시뮬레이션 결과 겨울철 공기식 PVT 모듈로부터 데워진 외부공기 열원에 의해 실내 공급 온도를 높일 수 있으며, 온도교환효율도 일반 폐열회수환기 시스템보다 평균 7% 높은 효율을 보였음. PVT 모듈의 전기효율은 평균 18%로 분석되었고, 동절기에 일사량 $400\text{W}/\text{m}^2$ 이상 일 때 평균 열효율은 25%로 분석됨.



[그림 2-9] 공기식 PVT를 이용한 폐열회수 환기시스템 개념도

- 나선익(2013)은 PVT 모듈과 히트펌프를 융합한 형태의 PVT-히트펌프 통합기술을 제시함. 공기식 PVT와 공기 열원 히트펌프의 각 장비의 실험 데이터를 토대로 하나의 시스템으로 융합되어 상호작용을 할 경우에 대한 시뮬레이션 모델을 개발하고, 이를 통해 하이브리드 시스템의 성능을 예측 및 분석함. PVT 모듈의 전기와 열 생산량은 인공태양으로 조성한 실험 조건에서 측정했는데 그 결과, 열량은 239W, 전력량은 70W가 동시에 생산됨. 또한 최저일사량 $325\text{W}/\text{m}^2$ 일 때 전기효율은 13.2% $500\text{W}/\text{m}^2$ 일 때 열효율은 47.7%로 나타남. 시뮬레이션을 통한 결과로는 PVT 모듈을 열원으로 활용하면 공기열원히트펌프의 COP가 1.58%향상하고, PVT에서 생산된 전력을 자급하면 시스템의 COP는 기존 대비 13.56%가 향상한다고 분석됨.
- 최근에는 건물의 에너지 성능을 향상시키고 태양에너지 시스템의 효율을 극대화하여 건물에 필요한 열원과 전기를 동시에 확보할 수 있는 건물 일체형 태양열광 복합 시스템(BIPVT)에 대한 연구가 진행되고 있음. 그리고 최근 PVT 컬렉터에 대한 에너지 효율 분석과 함께 시스템의 회수기간을 평가한 경제성 평가와 분석에 관한 연구도 활발하게 이루어지고 있음. 뿐만 아니라, 태양열광-지열시스템처럼 두 가지 이상의 신재생에너지를 이용하여 시스템의 효율 개선과 신재생에너지의 융·복합을 위한 통합 하이브리드 시스템에 대한 연구가 새롭게 시작되고 있는 추세임.

제 2 절 공기식 지중열교환기(GAHX) 기술소개 및 선행연구 분석

공기식 지중열교환기(GAHX)는 저에너지 건물에서 기계식 환기 시스템에서 유입되는 외기를 지중에 설치된 관을 통하여 유입하도록 함으로서, 외기를 예열하거나 예냉하는 역할을 수행하여 냉난방에 필요한 에너지를 절감하는 공기식 지중열교환기의 활용이 크게 증가하고 있음. 저에너지 건물은 넷 제로에너지하우스(Net Zero Energy House)나 제로카본하우스(Zero Carbon House) 등 여러 가지 명칭이나 개념으로 불리고 있으며, 그 중에서 전 세계에서 가장 널리 알려진 독일의 패시브하우스 연구소(Passivhaus Institut)의 표준인 PHPP(Passivhaus Planning Package)에서 공기식 지중열교환기가 단열, 창호 등과 함께 주요한 구성요소로 채택되고 있음. 또한, 친환경 건물의 인증제도의 하나인 미국의 LEED 인증에서도 'Platinum'등의 높은 등급을 획득하기 위하여 다양한 저에너지 소비 기술과 더불어 공기식 지중열교환기의 채택이 최근 증가하고 있음. 공기식 지중열교환기는 건물의 에너지소비를 최적화하는 동시에 친환경건물의 중요한 요소인 실내공기질(IAQ) 분야에서 환기에 관한 요구사항을 동시에 만족시킬 수 있어서 매우 효과적인 선택사항이라 할 수 있음.

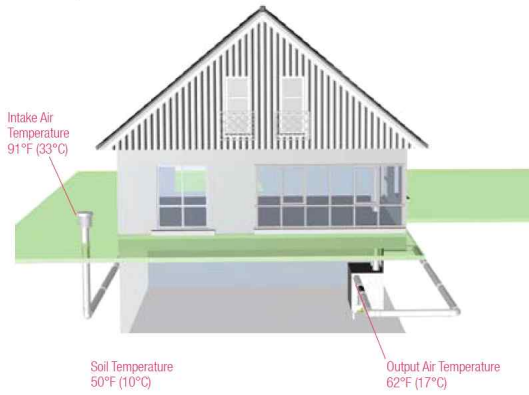
지중의 온도는 외기 온도에 비하여 지표면에서부터 깊이 들어갈수록 연중 온도변화가 적고 안정적임. 여름철에는 지중온도가 외기온도보다 낮으므로 공기식 지중열교환기를 통하여 예냉효과를 얻을 수 있으며, 겨울철에는 지중온도가 외기온도 보다 높으므로 예열효과를 얻을 수 있음. 이러한 장치는 국내에서 널리 불리는 '쿨 튜브'라는 명칭 이외에도 '지중관', 'EAHE(Earth Air Heat Exchanger)'등 여러 가지 명칭으로 불리고 있음.

본 연구에서는 공기식 지중열교환기(GAHX; Ground Air Heat Exchanger) 기술을 바탕으로 PVT 시스템과 통합하여 건물의 냉난방 부하를 저감시키기 위한 최적의 공기식 지중열교환기 설계 및 실증현장 적용을 목표로 하고 있음. PVT 시스템에서 발생하는 열을 공기식 지중열교환기를 통해 흡수하여 PVT 모듈의 발전효율을 향상시키고, 건물 내부 냉난방 부하 감소 효과를 기대할 수 있음.

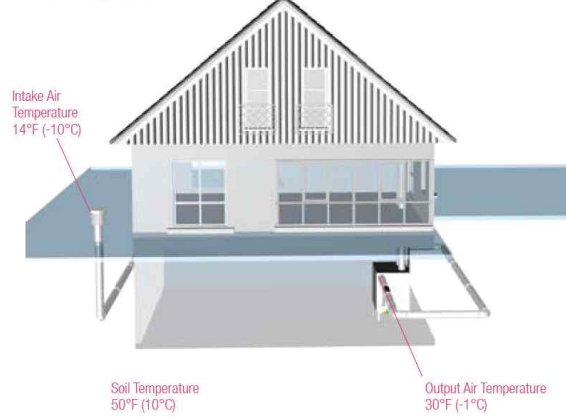
1. 국외 연구동향

- 현재 시중에 있는 공기식 지중열교환기는 대부분 주거용, 상업용 건물의 냉난방과 환기를 위해 사용되고 있음.
- 독일 Rehau사의 Ecoair 제품은 공기식 지중열교환기를 사용해 여름과 겨울의 냉난방 부하를 감소시키며 또한 건물 내 환기작용을 통해 열회수 환기장치(HRV)의 역할도 수행함. 냉방 시 외기온도 33°C, 지중온도 10°C의 환경에서 토출온도가 17°C이며 난방 시 외기온도 영하 10°C, 지중온도 10°C의 환경에서 토출온도 영하 1°C의 성능을 보여줌.
- 폴란드 Zdzeszowice 시의 TESCO Supermarket에 설치된 Ecoair는 3,250m²의 건물에 기존 공조기기 대비 난방시 20,500kWh/year, 냉방시 10,700kWh/year의 냉난방용 에너지를 절약함.

Heat Exchange In Summer

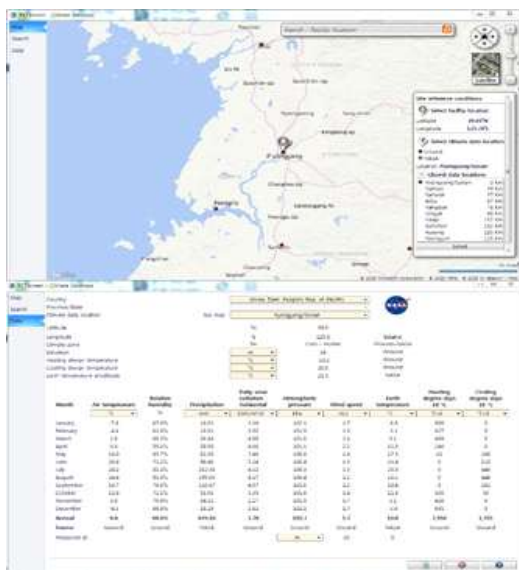


Heat Exchange In Winter

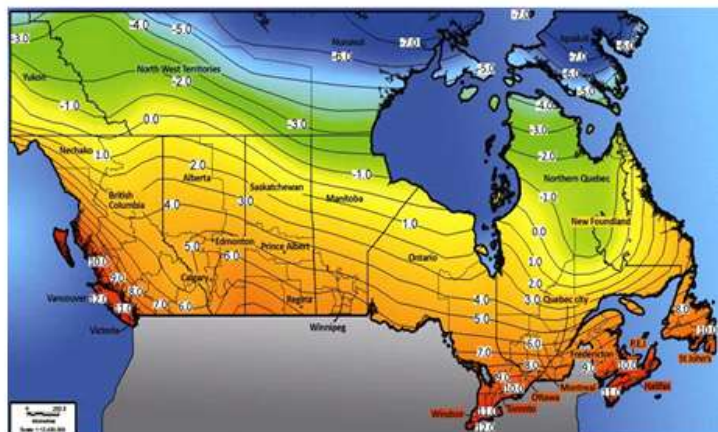


[그림 2-10] Rehaus Ecoair 제품의 냉난방시 외기온도와 토출온도

- 이미 국외에선 공기식 지중열교환기를 제로에너지빌딩(ZEB)에 적용하기 위한 많은 연구가 수행되었음. EAHE(Earth Air Heat Exchanger), UAT(Underground Air Tunnel), Earth cooling/warming tube 등 명칭은 다르지만 같은 주제의 연구들을 많이 찾아볼 수 있음.
- Ahmet Yildiz(2011) 연구를 통해 PV 시스템과 공기식 지중열교환기를 함께 사용하여 에너지와 엑서지 효율을 증대시킬 수 있음을 확인하였음. 낮 시간동안 기존대비 9%의 PV 엑서지 효율이 증가한 4.94%이고, 평균 공기식 지중열교환기(GAHX)의 엑서지 효율은 56.3%로 나타남. 실험기간동안 EAHE입구온도는 27.3~47.6°C, 출구온도는 27.3~35.1°C, 태양복사열은 514~836 W/m²로 나타남. 평균 입출구 온도와 상대습도는 입구에서 40.5°C, 39.0% 출구에서 32.6°C, 57.3%임. 입구와 출구의 온도 차이는 평균 약 8°C로 나타남.
- 기상데이터를 통한 지중온도 측정 및 지중온도 분포도는 많은 연구가 진행되어 [그림 2-11]과 같은 다양한 선행 연구를 볼 수 있음.



New Correlations for the Prediction of the Undisturbed Ground Temperature



[그림 2-11] 지중열 기상데이터 사례 및 지중온도 분포도 사례

2. 국내 연구동향

- 본 연구와 같이 공기식 지중열교환기를 PVT 시스템의 냉각에 사용된 예는 찾아볼 수 없었으며 특히 국내에선 이러한 공기식 지중열교환기에 대한 연구가 소수에 불과함.
- 김준호(2012)는 별도의 환기장치에 연결하지 않고 차압에 의해 구동되는 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템을 연구함. 별도의 기계식 환기장치를 사용하지 않고 시스템을 운용하였을 때, 하루 중 22:00~7:00에 입구/출구 온도차가 가장 높음. 또한 외기 온도가 낮을수록 입구/출구 온도차는 크게 나타났음. 출구온도는 12월에 약 17.5°C, 1월에 약 14.5°C로 거의 일정한 온도를 실내로 공급함. 또한 실내온도와 공기식 지중열교환기(GAHX)의 출구 온도차가 약 4°C 정도의 차이로, 공기식 지중열교환기(GAHX)가 실내의 열환경에 영향을 끼치며, 지중열교환으로 인한 예열로 에너지 절약의 효과가 있음을 알 수 있음.
- 공기식 지중열교환기(GAHX)는 동절기 실내의 예열 효과를 가져왔으며, 외기온도가 낮을수록 효과가 크게 나타남. 동절기의 일일 중 가장 낮은 온도대인 22:00~7:00에 크게 실내 환경에 영향을 준 것으로 보아, 친환경주택에 공기식 지중열교환기(GAHX)를 기계식 환기장치와 연결하지 않고 차압(연돌효과 등)을 이용한 지중열교환 환기가 실내 열환경에 영향을 줄 수 있으며, 에너지 절약적 측면으로 적용이 가능함.



[그림 2-12] 공기식 지중열교환기(GAHX) 입·출구 부위

- 이윤규(2001)는 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템의 최적화 설계방법을 연구하였음. 부산에 위치한 전공조 방식의 대학 도서관 신축건물에서 요구풍량 3,000CMH 규모의 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템을 최적설계 하는 조건으로, 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템의 성능평가에 SUMMER 2.0 Earth 프로그램을 사용하였음.
- 설계변수 최적화 시뮬레이션 및 연간성능 평가 결과, 제안된 3,000CMH 총 풍량을 충족시키기 위한 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템의 주요 설계변수 최적안을 요약하면 [표

2-3]과 같음.

[표 2-3] GAHX 시스템 최적설계안의 요약

설계변수	내용
총풍량	3000CMH
매설관반경	0.2m PVC관
매설관의 개수	5개
1관의 풍량	600 CMH
관내유속	1.33m/sec
매설관 연장길이	140m
매설깊이	지표면에서 2.5m

- 이외에도 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템이 건물에 적용되어 최고의 성능을 발휘하고 성공적으로 운영되기 위해서는 공기식 지중열교환기(GAHX) 유출공기의 습도예측, 배관내 결로 문제, 동절기 및 하절기 냉난방 에너지원별 순절감량 비교 평가 문제, 건물 적용 시 절감량 대비 초기투자비의 경제성 검토 문제 등을 종합적으로 고려해야 함.

3. 적용사례 분석 및 특허조사

가. Cool Tube System(독일 Rehau)

(1) 개요

신선한 외기를 지하의 매설된 관에 유입시켜 지하의 열원과 열교환함으로 예냉/예열하여 공기 조화기에 공급해 건축물의 냉난방부하를 저감시켜 에너지를 절약하는 시스템

(2) 장점

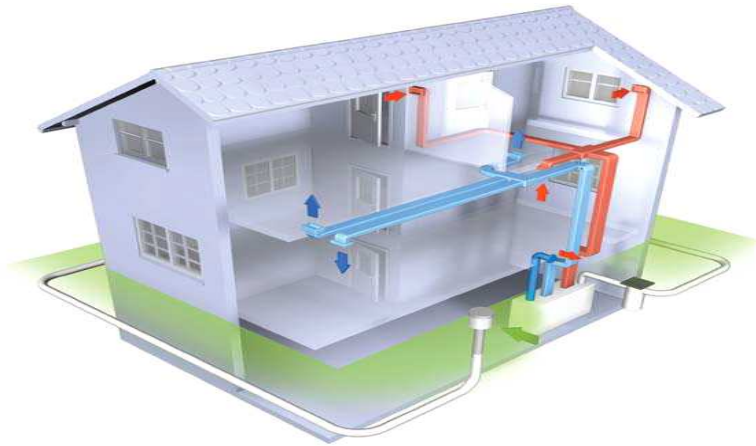
- 재생가능하고 지속 가능한 에너지원
- 일년 내내 사용 가능하며, 기후와 계절로부터 독립
- 가열 : 75%, 냉각 : 85% 에너지 절감
- CO 배출량 감소

(3) 단점

- 실패(누수) 위험성이 높음
- 하절기 - 지중 덕트에서 박테리아 번식으로 냄새 발생
- 정밀 시공이 되지 않으면 오히려 건강과 공기질 개선에 나쁜 결과 초래
- 빈 파이프 속에 물이 고이면 곰팡이 등 불결한 공기가 실내 유입

(4) 작동원리

- 통합 에어필터와 공기 입구 타워에 신선한 공기를 흡입
- 파이프를 통해 신선한 공기와 지열에너지의 열원이 이동
- 팬을 이용하여 선택적으로 열회수 환기를 통과한 후 공기 덕트내로 이동
- 덕트를 이용하여 신선한 공기를 각 방으로 배포
- 방에 오래된 공기를 반환 통풍구를 통해 제거 및 배출
- 배기 팬을 이용하여 선택적 열회수 환기로 건물 내의 공기 배출



[그림 2-13] 독일 Rehau사 Cool Tube System
작동원리도

(5) 효과

- 여름철 : 신선외기를 지하에 매설된 관(Cool Tube)에 유입시켜, 지하의 지열과 열교환시켜 예냉된 공기를 공조기에 보내어 외기부하를 감소
- 겨울철 : 동절기에는 지열에 의해 예열된 공기를 건물 이중외피의 하부에 공급하여 외피부하의 일부를 처리하도록 함으로써 건물의 난방에너지를 저감

(6) Cool Tube 성능에 미치는 요소

· 외기 온도	· 관의 직경	· 관 길이	· 매설 깊이
· 흡의 열전도율	· 공기유량	· 지중의 수분 함유율	

(7) Cool Tube System 최적 설계치

- 매설 길이 : Cool Tube의 길이는 최소 50m이상 되어야 하며, 70~100m이상이 되도록 하는 것이 바람직함.
- 매설 깊이 : Cool Tube의 매설 깊이는 3m 정도로 하되, 깊이의 기준은 건립대상 건물의 바닥면으로 함.
- 곡관 부분 : Cool Tube가 곡관을 이루어 마찰저항이 크게 예상되는 곳의 반경은 최소 300mm이상으로 함.

- 응축수 탱크 및 서브 펌프(sub-pump)의 설치 : 관 내부에 온도 차에 의한 결로가 발생하여 응축수가 발생하므로 건물 인접부분에 출입이 가능한 규모로 응축수 탱크를 설치하도록 하며, 일정 규모의 응축수가 발생되면 이를 제거할 수 있도록 서브 펌프를 설치함.
- 침하 방지 : Cool Tube의 길이가 최소 50m로 길기 때문에 부동침하로 인해 관의 변형이 되지 않게 지반 다짐을 철저히 함.
- 헤더(Header)의 재료 및 설계 : 헤더의 재료는 Cool Tube와 같이 스테인리스로 열 분배가 효율적으로 이루어지도록 함.
- 구배(Slope) : Cool Tube 의 구배는 1/500으로 하여 설치된 응축수 탱크에 모이도록 함.

(8) Cool Tube System 시공지침

- 건물과 각 파이프의 간격은 최소 1m 이상.
- 최소 1.5m 이상의 깊이에 매설.
- 200 CMH 기준 : 내경 200mm 관을 35m 이상 길이로 매설.
- 응축수의 배출을 위하여 최소 2% 이상의 기울기로 매설.
- 토양은 단단한 토질이 좋으며 설치 후 땅을 단단하게 다짐.
- 관과 관의 연결기구는 SUS밴드, 나사조임식, KP소켓, 용착소켓을 사용.
- 오염된 공기의 흡입을 막기 위해 흡입되는 입구에 프리필터를 설치.
- 열교환기에 프리필터용 탄소필터 채용.
- 봄과 가을에 1회씩 청소할 수 있도록 관의 양쪽 끝, 또는 최소 한 쪽에 청소구를 설치.
- 열교에 의한 응축수를 배수하기 위해 관의 기울기를 2% 이상으로 하며, 배관의 끝, 또는 중앙에 U트랩 드레인을 설치하여 역류되는 공기를 막음.
- 관 중앙에 응축수 배수장치를 설치할 경우 배수펌프 또는 자연배수를 위한 장치 설치



[그림 2-14] 독일 Rehau사 공기 흡입 타워

나. 공기식 지중열 교환기 관련 연구

(1) “하절기 쿨튜브의 열적성능에 관한 실험적 연구”, 창원대학교, 학위논문, 2014년 12월

- 연구 목적 : 쿨튜브에 대한 성능을 파악하기 위하여 실물 모델을 통한 실험을 수행하여 지중온도분포 및 외기와 출구온도의 차이 즉 하절기 온도 감소폭 및 쿨튜브를 통과한 공기에 대한 습도변화도 함께 조사하여 쿨튜브의 열적성능을 파악.

[표 2-15] 대상 모형 실험실 개요

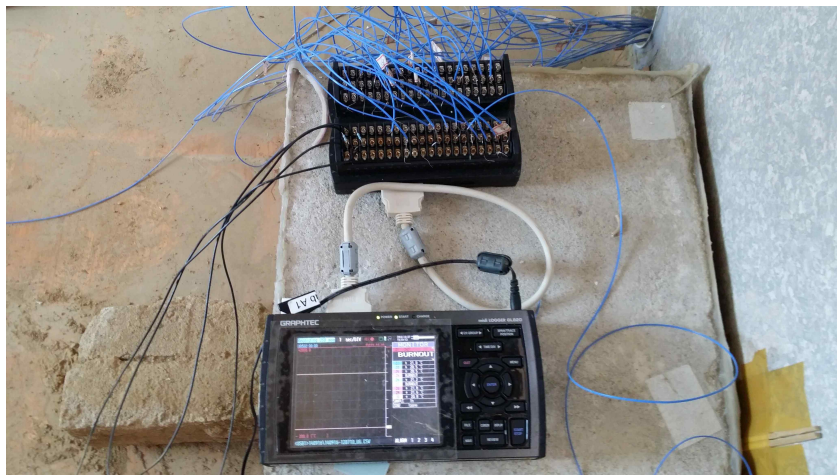
분 류	내 용
매설 깊이	3.0m
매설 길이	60m
관 경	100mm(유속 및 환기횟수를 고려한 직경 선정)
측정 포인트	4개 지점
배관 재질	PVC
모형 실험실(컨테이너)	3.9m(W) × 2.8m(D) × 2.25m(H) (기계실 별도)
적용 장소	경상남도 창원시 의창구 창원대학로 20(창원대학교)

o 지중 온도 측정 개요 및 기기

- ① 일시 : 2014년 09월 04일 10:00 ~ 09월 05일 18:00 (32h 측정)
- ② 간격 : 5분 간격으로 측정
- ③ 지점 : 지중 4개 지점
- ④ 데이터로그 : GL-820 Date Logger
- ⑤ 열전대 : K-type
- ⑥ 저장장치 : USB(휴대용)



[그림 2-16] 열교환기 시공 모습



[그림 2-17] 지중온도 측정 장치

○ 측정 분석 결과

- ① 쿨튜브를 매설한 깊이인 3m 지점의 경우, 온도편차가 타 깊이와 비교하여 작은 폭의 변화를 지니고 있고, 외기의 영향을 적게 받음.
→ 지중 깊이가 깊어질수록 온도편차가 줄어드는 것을 확인
- ② 지표면과의 온도 차이가 큰 지점이므로, 이 깊이를 설정하여 튜브를 매설하는 것은 타당하다는 결과 도출.
→ 위 논문에서 지중온도 측정 시간은 36시간이며, 장기적인 측정이 이루어진다면 월별/시간대별 온도편차를 보다 정확한 데이터를 구할 수 있을 것으로 판단됨.

[표 2-5] 지중 깊이별 온도 분포도

구 분	지중 깊이				
	외기온도	지표면	1m	2m	3m
	온도(°C)	온도(°C)	온도(°C)	온도(°C)	온도(°C)
평균	23.4	23.1	22.8	22.3	20.5
최저	16.3	21.0	21.1	20.9	19.7
최고	29.6	25.7	24.3	23.8	21.0
온도 편차	13.3	4.7	3.2	2.9	1.3

o Cool Tube 온도하강 능력을 검토하기 위하여 블로워 ON/OFF로 나누어 실험 진행

① 목적 : 블로워를 통해 온도 하강뿐만 아니라 환기 효과까지 기대할

② 일시 : (a) 블로워 OFF(2014년 09월 04일 10:00~09월 05일 10:30)

(b) 블로워 ON(2014년 09월 05일 10:30~09월 06일 18:00)

[표 2-6] 블로워 가동 여부에 의한 지중 온습도 분포도

구 분	블로워 미 가동[25h 측정]				블로워 가동[30h 측정]			
	유입공기		유출공기		유입공기		유출공기	
	온도(°C)	상대습도 (%)	온도(°C)	상대습도 (%)	온도(°C)	상대습도 (%)	온도(°C)	상대습도 (%)
평균	35.6	43.3	31.9	81.0	28.8	55.2	24.4	72.1
최저	30.0	34.9	28.7	74.2	25.0	41.3	22.6	57.0
최고	38.9	56.6	34.6	90.3	30.5	85.8	27.5	94.8

③ 분석 결과

→ 쿨튜브를 이용하여 냉각효과를 높이기 위해서는 상대습도가 상승함에 따라 잠열량이 증가 될 것으로 판단됨.

→ 쿨튜브를 이용할 시에는 습도를 조절하게 되면 보다 나은 냉각효과를 기대할 수 있을 것으로 사료됨.

(2) 실험용 주택 : 코오롱건설(e+ Green Home)



[그림 2-18] 쿨튜브 적용 실험용 주택 전경



[그림 2-19] 쿨튜브 유입구 전경

- 연구 목적 : 독일 패시브 하우스(주택) 인증을 받은 e+ Green Home에 적용되어 있는 Cool Tube System을 동절기 동안 성능평가를 실시하여 친환경적, 저에너지 주택에 Cool Tube System의 기술 적용에 대한 판단을 하고자 함.
- 실험 방법 : 전열교환기의 급배기 팬을 분리하여 배기팬 가동으로 실내·외 압력차를 발생시켜 시스템 운전
- 실험 개요

[표 2-7] e+ Green Home 실험 개요

분 류	내 용
실험 기간(동절기)	12월~2월(약 3개월)
매설 배관	STS 304를 1/100 구매 적용
매설 깊이	3.0m
매설 길이	각 65m(1F/2F), 총 130m 매설
관 경	250mm
배관 재질	STS 304
적용 위치	경기도 용인시 코오롱건설 기술연구센터

○ 측정 결과(12월, 1월)

[표 2-8] e+ Green Home 실험결과

구 분	유입공기		유출공기		유입공기		유출공기	
	온도(°C)	상대습도 (%)	온도(°C)	상대습도 (%)	온도(°C)	상대습도 (%)	온도(°C)	상대습도 (%)
12월	-15~-10	73~77	-1~4	82~84	17~17.5	6.8~10	18.8~19.2	16~33
1월	-20~-14	67~76	-1.5~0	77~83	14~14.5	6.5~9.5	16.8~18.3	23~30

① 출구 온도는 12월에 약 17.5°C / 1월에 14.5°C로 거의 일정한 온도를 실내로 공급함.

② 실내 온도와 쿨튜브 출구 온도의 차가 약 4°C 정도 발생함.

→ 외기 온도가 낮을수록 효과에 크게 나타난 것으로 보아, 기계식 환기장치와 연결하지 않고 차압을 이용한 지중열교환 환기가 실내 열환경에 영향을 줄 수 있으며, 에너지 절약적 측면으로 적용이 가능하다고 판단됨.

→ 동절기에 습도의 실내 환경에 영향력이 있으므로 별도 습도 고려한 설계가 필요.

다. 관련 지식재산권 조사(히트펌프를 포함하는 복합 집열기)

(1) 선행기술 조사

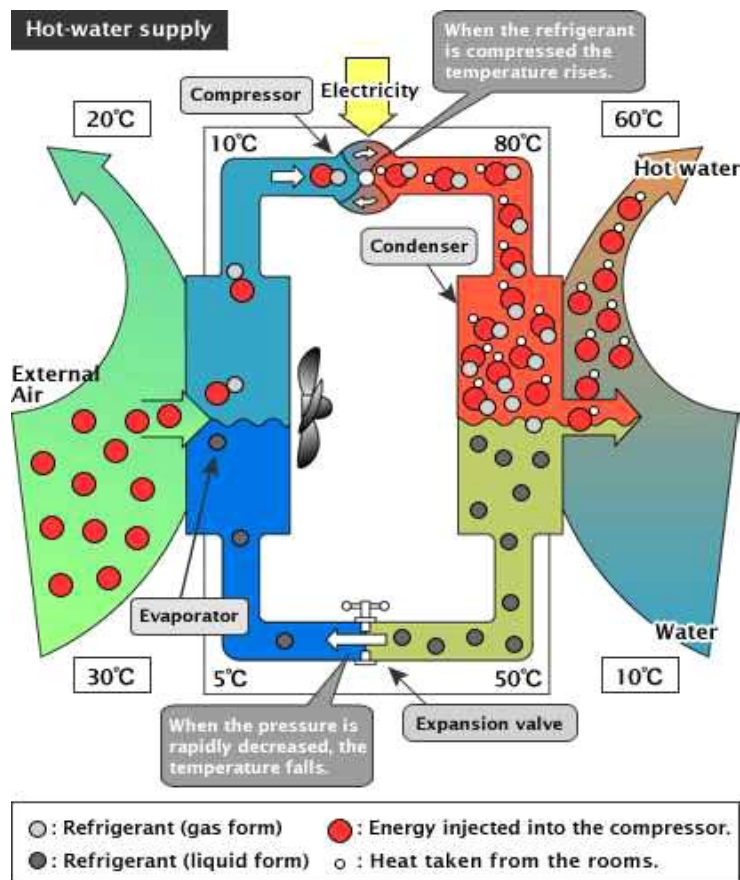
기존의 태양열 집열기는 태양빛 에너지를 열에너지로 변환하여 사용하며 이로 인해 일사량이 없는 조건하에서는 에너지 획득이 쉽지 않은 실정임. 일사량이 없는 조건하에서는 공기열 에너지를 획득하여 공기열/태양열 복합 집열기 및 이와 연계한 공기식 히트펌프 시스템 구축이 고려됨. 이러한 복합 집열기로서 공기식 태양열 집열기를 별도로 제작하거나 태양열 관 집열기(PVT) 등의 복합 집열기가 꾸준히 연구 개발되고 있는 실정임.

(2) 선행기술 조사 대상

선행기술 조사 대상은 집열기(Solar Collector)와 히트펌프를 채용하는 복합(하이브리드, Hybrid)시스템으로서, 히트펌프와 집열기를 포함함.

○ 히트펌프(Heat pump)

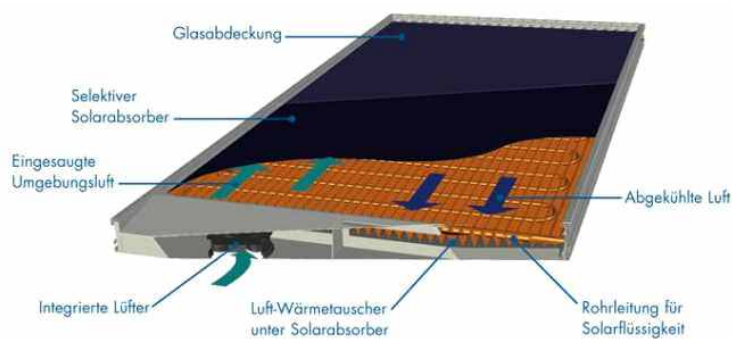
히트펌프를 이용하는 경우, 전기 에너지를 열로 변환하는 전기 히터(electrical heater)에 비해 에너지 손실이 적으며, 카본 나노옥사이드 등의 유해한 가스가 배출되지 않으므로 주기적으로 환기시킬 필요도 없음.



[그림 2-20] 히트 펌프 메커니즘

○ 집열기의 예(송풍팬 포함)

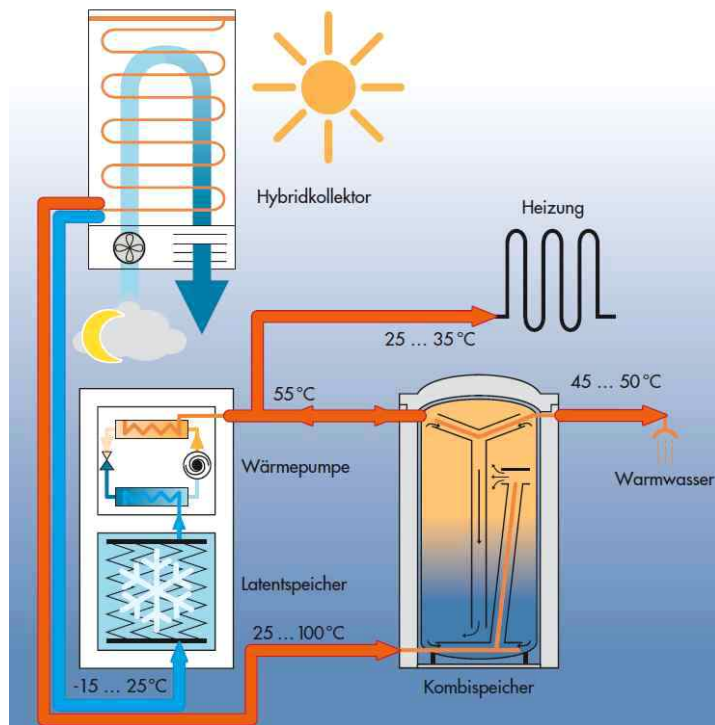
아래 그림은 집열기의 일 예(예시된 집열기를 복합 집열기로 칭하기도 함)로서, 공기열 획득을 위해 외부 공기가 집열기 내로 유입될 수 있도록 집열기 내에 송풍팬이 내장되어 있는 구조임.



[그림 2-21] 태양열 집열기

○ 전체 시스템(집열기와 히트 펌프를 구비한 전체 시스템)

송풍팬이 내장된 복합 집열기 및 이와 연동되는 공기식 히트펌프를 채용하는 전체 시스템.



[그림 2-22] 전체 시스템의 개략도

○ 구성요소(기술분류)

선행기술 조사 대상은 기본적으로 집열기와 히트펌프 구성요소를 포함하고 있는 것들 중에서, 히트펌프의 열원을 기준으로 분류하였음.

- ① 지열(geothermal)을 소스로 이용하는 기술 : A
- ② 대기열(air, ambient)을 소스로 이용하는 기술 : B
- ③ 그 밖에 해수, 지하수 등을 이용하는 기술 : C

○ 선행기술 리스트

- ① 한국(KR) : 18건
- ② 미국(US) : 18건
- ③ 유럽(EP) : 17건
- ④ 일본(JP) : 20건

[표 2-9] 한국(KR)

출원번호	명칭	출원인	출원년도	분류
1020060110528	공기열 히트펌프를 이용한 경제형 냉난방 시스템	주식회사 국민에너지	2006	B
1020080129054	이중열교환기를 통한 공기열원 히트펌프와 태양열을 이용한 공기조화장치 및 방법	대림산업 주식회사	2008	B
1020130050853	지열, 태양열 및 공기열을 이용한 하이브리드 히트펌프 시스템	청주대학교 산학협력단	2013	A,B
1020110109536	지열, 지중 공기, 태양에너지 및 지하수를 이용한 냉난방 시스템	(주)도암엔지니어링	2011	A
1020120105345	캐스케이드 히트펌프 시스템	한국전력공사	2012	C
1020110042797	공기열 및 태양열을 이용한 히트펌프	비아이에너지연구 주식회사	2011	B
1020140168899	제로네이지 건물 구현을 위한 신재생 에너지 공급 시스템 및 그 제어방법	(주)지에이에스디	2014	A
1020140035624	하이브리드융복합형 지중 열 회복시스템	공항시설관리 주식회사	2014	A
1020130100260	지열을 이용한 3존 하이브리드 냉난방 시스템	주식회사 에너지솔라	2013	A
1020110075522	수열원 히트펌프의 열교환기 동파방지 제어시스템	한국수자원공사	2011	C
1020110042567	솔라싱크지열원 히트펌프 시스템과 그 제어방법	장한기술 주식회사	2011	A
1020070111809	복합 발전을 연계한 복합 열원 히트 펌프 냉난방 방법	지에스건설 주식회사	2007	A,B,C
1020110031745	하이브리드 공기조화 시스템	한국생산기술 연구원	2011	B
1020130143553	축열 및 빙축열 2원 냉난방장치	(주)센도리	2013	B
1020120046806	태양 복사열과 보일러 연소열을 흡수하는 히트펌프를 이용한 냉·난방장치	주식회사 명보에너지	2012	B
1020120041169	방재기능을 구비한 지열 히트펌프시스템	가진기업(주)	2015	A
1020100111482	과열 방지 기능을 구비한 하이브리드 히트펌프 시스템	제주대학교 산학협력단	2010	B
1020140131734	공기열원을 이용한 발전 시스템	김영선	2014	B

[표 2-10] <미국(US)>

등록번호 또는 공개번호	명칭	출원인	출원년도	분류
08726682	Heat Exchanger	Siddons Industries Limited	2013	A,B
06615602	Heat pump with supplemental heat source	Harry E. Thomason	2001	B
08056350	Cooling apparatus for air conditioning and heat pumps	Minds Gunnar Minds	2006	B
09243616	Heat-electricity combined production system that utilizes solar energy and geothermal heat	Korea Institute of Energy	2013	A
08813514	Geothermal rail cooling and heating system	Robert Hon-Sing Wong	2012	A
07827814	Geothermal water heater	Slater Hal	2009	A
20100115978	HEAT PUMP SYSTEM AND METHOD FOR PUMPING LIQUIDS	Simka Pavel	2008	A
20150219370	HEAT PUMP APPARATUS	Mitsubishi Electric Corporation	2013	A,B
20140250931	SEASONAL THERMAL ENERGY STORAGE SYSTEM	SUNSHINE KAIDI NEW	2014	A
2015354868	Solarturbo pump -ybrid heating-air conditioningandmethod of operation	POERIO WAYNE	2011	B
201314058236	Hybrid multi-mode heat pump system	OLSON GAYLORD	2013	A,B
2012125019	SELF SUSTAINING ENERGY SYSTEM FOR A BULDING	SAMI SAMUEL M	2011	A
2009266096	Cooling Apparatusfor Air Conditioning and Heat Pumps	AC SUN HOLDING	2006	B
4165952	Heat energized vapor adsorbent pump	MOTOROLA INC	1977	B
4086072	Air source heat pump with multiple slide rotary screwcompressor/expander	DUNHAM BUSH INC	1977	B
4064705	Air conditioning system having compressor-expanderin pressurized closed loop system with solar and thermal storage	ROVAC CORP	1976	B
7234314	Geothermal heating and cooling system with solar heating	EARTH TO AIR SYSTEMS LLC	2003	A
4363218	Heat pump using solar and outdoor air heat sources	HALSTEAD IND INC	1981	B

[표 2-11] <유럽(EP)>

출원번호	명칭	출원인	출원년도	분류
10731055.9	HYBRID-DRIVEN COLD/HEAT STORAGE TYPE HEAT PUMP UNIT UTILIZING SOLAR PHOTOVOLTAIC POWER AND COMMERCIAL POWER.	Beihang University	2010	B
13170011.4	Solar air source heat pump system.	TEV Limited	2013	B
80105860.3	System for the recovery of heat by utilization of air and solar energy.	Ritter Heiztechnik GmbH	1980	B
02727157.6	GEOHERMAL HEAT ACCUMULATOR AND AIR-CONDITIONING USING IT.	Xu, Shengheng	2002	A
10857119.1	GROUND HIGH-TEMPERATURE HIGH-EFFICIENCY SOLAR STEAM ELECTRICITY GENERATING DEVICE.	Gao, Barry Yifan Shao	2010	A
10789035.2	METHOD FOR THE NATURAL DRAUGHT COOLING OF A SOLAR CONCENTRATION PLANT.	Abengoa Solar New T	2010	B
13170012.2	Defrost method for use in an air source heat pump system.	TEV Limited	2013	B
84300838.4	System for efficiently exchanging heat with ground water in an aquifer.	Riley, William	1984	A,C
13170014.8	Air source heat pump system with a low pressure receiver	TEV Limited	2013	B
14174118.1	Heat-dissipating structure having embedded support tube to form internally recycling heat transfer fluid and application apparatus	Yang, Tai-Her	2014	A
12851272.0	SEASONAL ENERGY-STORAGE COOLING AND HEATING SYSTEM	Sunshine Kaidi New E...	2012	C
10175693.0	Geothermal heating and cooling management system	General Electric Com...	2010	A
(EP)2669609	Defrost method for use in an air source heat pump system	TEV LTD	2012	B
(EP)1248055	Total environmental heat source for a heat pump	VAILLANT GMBH	2001	C
DE20200913827	Niedrigenergie- oder Passivhaus mit Gasbrenner	CONSOLAR SOLARE	2009	B
(EP)1914488	Combined solar collector for removal of hot air and production of warm water	CONSOLAR SOLARE	2007	B
DE102014102152	Combined solar collector for removal of hot air and production of warm water	VISSMANN WERKE KG	2014	B

[표 2-12] <일본(JP)>

등록번호 또는 공개번호	명칭	출원인	출원년도	분류
JP2011149678	CONNECTION SYSTEM TO HEAT PUMP	YAMASHITA NORIARI	2010	B
JP4639521	SOLAR-HEAT UTILIZING EQUIPMENT	MATSUSHITA ELECTRIC	2001	B
JP4649755	DEVICE UTILIZING SOLAR HEAT	MATSUSHITA ELECTRIC	2001	B
JP4649754	DEVICE UTILIZING SOLAR HEAT	MATSUSHITA ELECTRIC	2001	B
JP3938831	SOLAR HEAT DRIVEN REFRIGERATING SYSTEM	SANYO ELECTRIC	2000	B
JPH0245094	AIR CONDITIONING SYSTEM HAVING IN COMBINATION SOLAR HEAT SOURCE AND USUAL HEAT SOURCE	OBAYASHI GUMI KK	1982	C
JPS5986846	HOT WATER SUPPLY DEVICE OF HEAT PUMP TYPE	MATSUSHITA ELECTRIC	1982	B
JPH0670529	WATER HEATER UNIFIED SOLAR AND HEAT PUMP	SYSTEM HOMES KK	1984	B
JPH0235911	SOLAR HEAT PUMP DEVICE	SYSTEM HOMES KK	1983	B
JPS5773348	SOLAR HEAT ACCUMULATING APPARATUS	KOMATSU MFG CO LTD	1980	AB
JPS6355620	HEAT PUMP TYPE HOT-WATER SUPPLY APPARATUS	MATSUSHITA ELECTRIC	1982	B
JPS6042554	SOLAR HEAT COLLECTOR	HITACHI LTD	1984	B
JPS6316651	OLAR RADIATION ADJUSTMENT TYPE HEAT PUMP SYSTEM AIR CONDITIONING DEVICE	KAJIMA CORP	1984	B
JPH0128863	COMPOSITE TYPE HEAT PUMP DEVICE	MISAWA HOMES CO	1983	A
JPS6024372	AIR CONDITIONER USING SOLAR HEAT AND UNDERGROUND WATER AS HEAT SOURCE	TOHOKU ELECTRIC POWER	1981	B
JPS6255063	APPARATUS FOR COOLING* HEATING AIR AND WATER BY SOLAR HEAT	MATSUSHITA ELECTRIC	1978	B
JP3052990	OUTDOOR APPARATUS OF HEAT PUMP USING AIR AS HEAT SOURCE	OHBAYASHI CORP	1995	B
JPS61246552	HOT WATER SUPPLIER COMBINED WITH AIR CONDITIONER CONTROLLED BY HEAT PUMP UTILIZING SOLAR HEAT	MATSUSHITA ELECTRIC	1985	B
JPS58158455	COMBINATION OF SOLAR CELL AND HEAT PUMP USING SOLAR HEAT AND AIR AS HEAT SOURCE	KAJIMA CORP	1982	B
JPS60185066			1984	B
JPH0131111			1984	B
JPS60155859	SOLAR HEAT AND AIR HEAT COLLECTING TYPE HEAT PUMP WATER HEATER	MATSUSHITA ELECTRIC	1984	B

제 3 장 연구 수행 내용 및 결과

제 1 절 태양열광(PVT) 단위모듈 개발

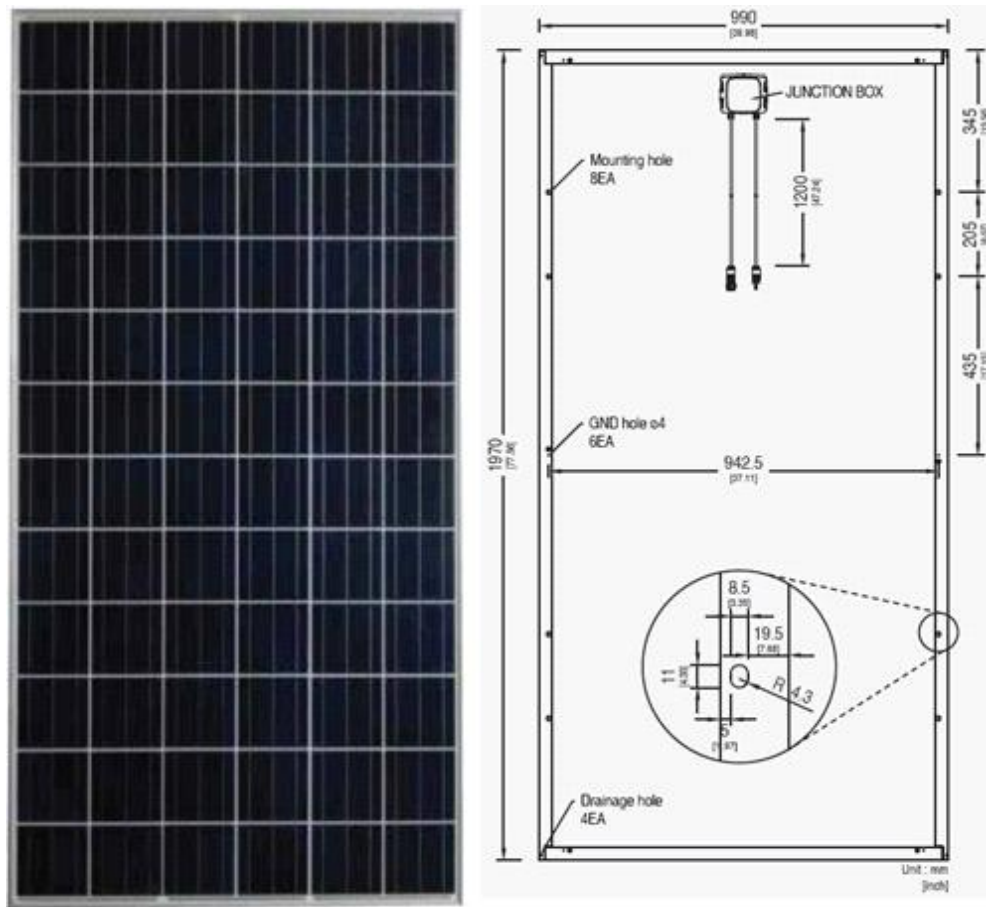
태양열광(PVT) 기술은 앞 장에서 설명한 바와 같이 태양에너지를 이용하여 전기에너지와 열에너지를 생산함. 본 연구에서는 삼중에너지 생산시스템 실증을 위한 목표인 온열 9 kWt, 냉열 6 kWt, 전기 3 kW를 달성하기 위해 태양열광(PV)의 단위모듈의 전력생산량을 설계하였음. 시스템 전력생산 목표치 3 kW를 달성하기 위한 모듈을 선정하였음. 표준실험조건(STC)에서 전기에너지는 130 W/m^2 , 열에너지는 400 W/m^2 의 목표치를 달성하기 위하여 단위모듈을 설계하였음.

1. PVT 시작품 설계 및 제작

- 태양열광(PVT) 시작품을 제작하기 위해 태양광(PV) 모듈을 선정함.
- 태양광 모듈은 표준실험조건(STC)에서 310 We 전기적 성능을 나타냄.
- (식 3-1)의 효율 계산식을 활용하여 계산한 결과 전기적 효율은 15.89%이고 단위면적당 수치로 환산하였을 때 약 159 W/m^2 의 출력으로 나타남.

$$\eta(\text{모듈효율}) = \frac{P(W; \text{전력생산량})}{A(m^2; \text{모듈면적}) * 1000 \text{ W/m}^2} \quad (\text{식 3-1})$$

- 태양광 모듈의 형태는 [그림 3-1]과 같으며, 크기는 가로 990 mm, 세로 1,970 mm임.
- 태양광 모듈에 대한 자세한 기계적, 전기적, 온도 특성은 [표 3-1, 2, 3]과 같음.



[그림 3-1] SN-310P 태양광 모듈

○ 선정된 자세한 기계적 특성에 대한 내용은 [표 3-1]과 같음.

[표 3-1] SN-310P 모듈의 기계적 특성

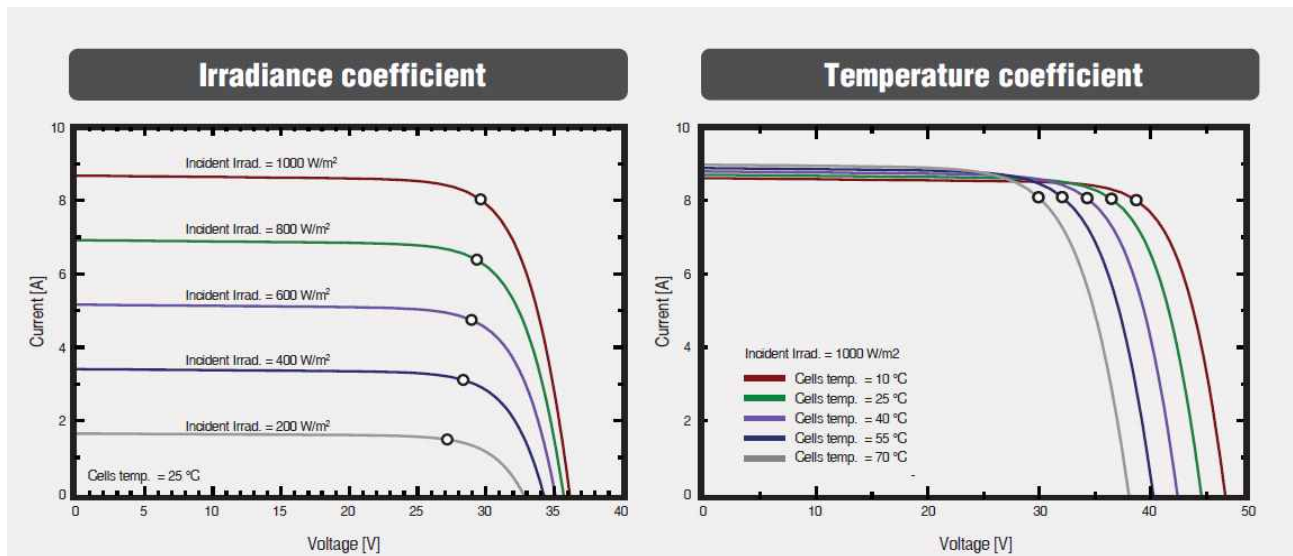
태양 전지	다결정질 156mm * 156mm (6 inches)
셀의 수	72셀 6*12 배열
수치	1970mm*990mm*40mm
무게	20kg (44.09lbs)
전면 유리	고투과율 저철분 강화 유리
프레임	아노다이징 실버 알루미늄
출력 케이블	PV 와이어(PV1-F), 12AWG(4mm ²)/케이블 길이 : 1200mm
커넥터	MC4 커넥터

[표 3-2] SN-310P 모듈의 전기적 특성

STC 조건 (일사량 1000 W/m ² , 모듈온도 25°C, AM=1.5)	
정격출력(Pmax)	310 W
정격출력시 전압(Vmp)	36.3 V
정격출력시 전류(Imp)	8.54 A
최소 정격출력	310 W
단락 전류(Isc)	8.96 A
개회로 전압(Voc)	45.4 V
모듈 효율	15.89%
동작 모듈 온도	-40°C~+85°C
최대 시스템 전압	1000 VDC (IEC)
최대 퓨즈 규정 값	15 A
최대 역방향 전류	20.25 A
전력 공차	0~+5 W

[표 3-3] SN-310P 모듈의 온도 특성

단락 전류의 온도 효율	0.052 %/°C
개방 전압의 온도 효율	-0.312 %/°C
온도 효율 계수 (전력)	-0.429 %/°C
NOCT(외기20°C:일사량 0.8kW/m ² ; 풍량 1m/s)	45±3°C



[그림 3-2] 태양광 모듈의 전기적 성능(좌) 및 열적 성능 곡선(우)

- [표 3-3]에서 전력효율은 태양광 모듈의 온도가 1°C 증가함에 따라 -0.429% 감소함을 알 수 있고, [그림 3-2]의 곡선에 따라 일사량별 온도별 전류와 전압 특성이 나타남.
- 앞서 선정된 태양광 모듈을 바탕으로 본 과제 목표치인 400 Wt/m²의 열 성능을 달성하기 위한 공기식 태양열광 단위모듈의 유량 설계를 진행하였음.
- 단위면적당 목표치를 달성하기 위한 온도차에 따른 유량을 산정하기 위해 다음 (식 3-2)를 활용함.

$$Q = C_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (\text{식 3-2})$$

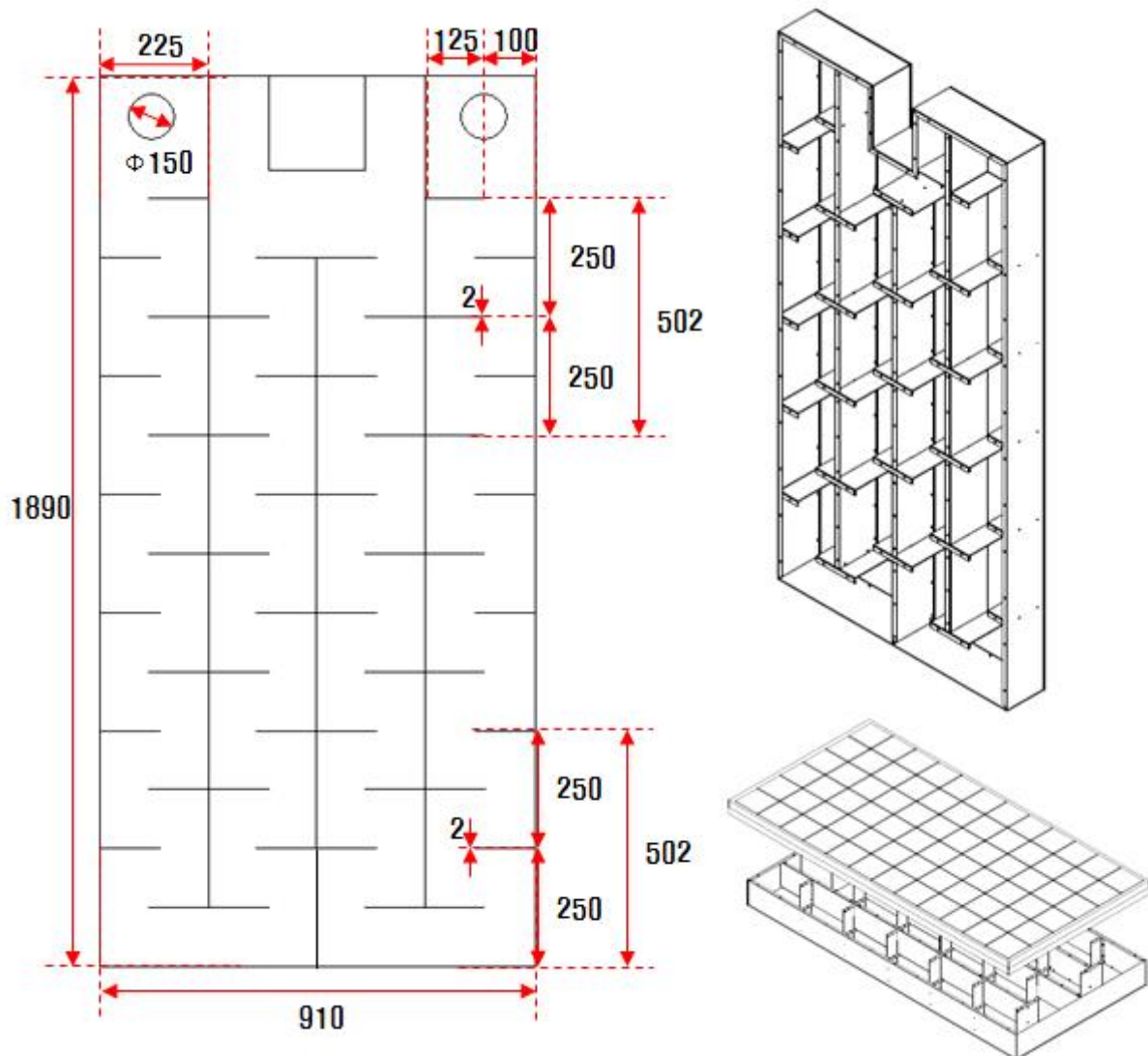
여기에서, Q 는 열량, C_p 는 공기의 비열, $\dot{m}$ 은 질량유량, ΔT 는 출입구의 온도차임.

- 계산결과 목표치인 열효율 40%를 달성하기 위한 단위모듈의 사전 유량 설계는 다음 [표 3-4]와 같음.

[표 3-4] 열효율과 PVT 모듈 출입구 온도차에 따른 필요 유량

ΔT	40% 효율에서의 유량 (CMH)	30% 효율에서의 유량 (CMH)	20% 효율에서의 유량 (CMH)
15 °C	155	117	78
10 °C	233	175	117
8 °C	291	219	146
5 °C	466	350	233

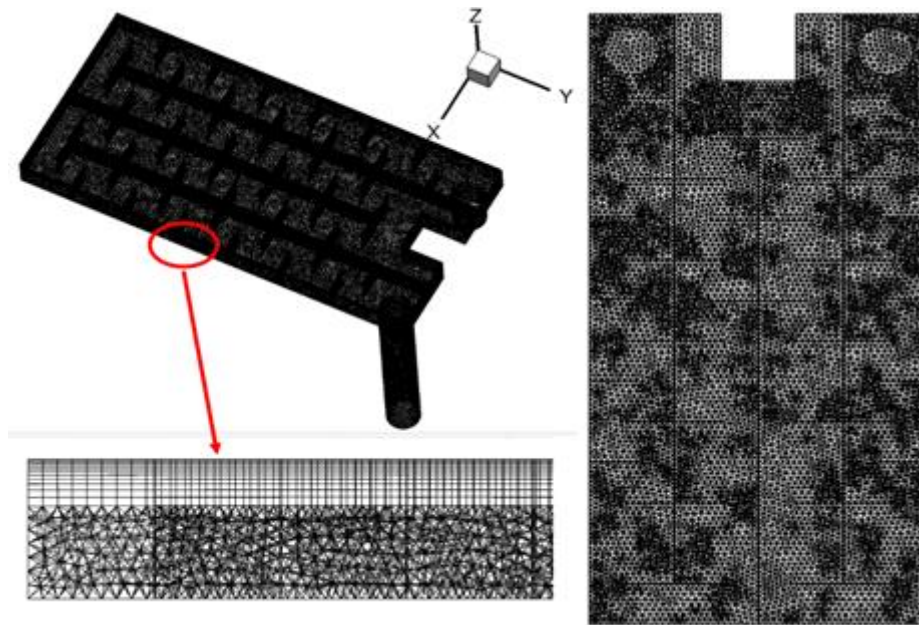
- 열회수 장치는 선행연구를 기반으로 압력손실과 열회수 능력을 고려한 개선된 형태로 제작되었으며, 그 모습은 [그림 3-3]과 같음.



[그림 3-3] PVT 단위모듈 공기식 열회수 장치

2. PVT 시작품 설계 개선 및 제작

태양열광(PVT) 모듈의 열적 성능을 개선하기 위하여 한국에너지기술연구원과 플로리다대학교가 열회수 장치의 전산유체역학(CFD)을 적용한 설계 민감도 분석 연구를 수행함. 또한 분석결과를 바탕으로 최적 모델을 선정하여 2차년도 개발목표를 달성하기 위해 태양열광(PV)의 단위모듈의 시작품을 제작하였고 자세한 내용은 아래와 같음.



[그림 3-4] CFD 격자(Mesh) 모델링 형상

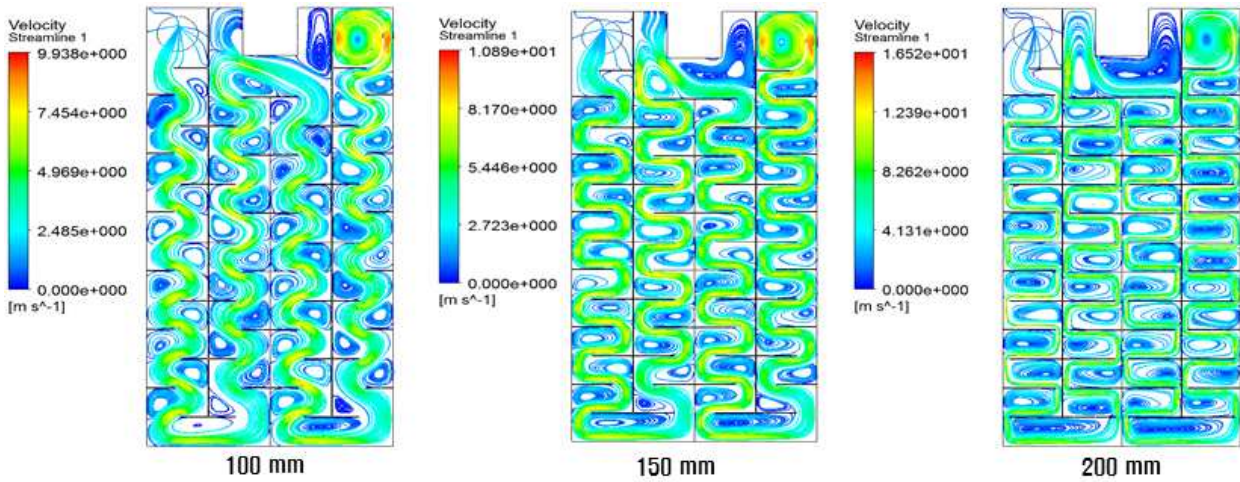
- PVT 설계 민감도 분석을 위한 시뮬레이션 결과의 신뢰성 검증을 먼저 시험결과와 비교를 통해 수행함.
- CFD 모델링은 1차년도 시작품의 형상과 동일한 크기, 재료 물성치를 활용하여 설계하였고, 자세한 격자 모델링은 [그림 3-4]와 같음.
- 시뮬레이션 모델 검증을 위한 시험 조건은 아래의 [표 3-5]와 같으며, 이 조건은 1차년도 시작품의 시험 결과와 동일함.
- 사전 시뮬레이션을 통한 시작품 시험 결과와의 오차율은 약 1.25% 내외이며, 시뮬레이션 결과에 대한 신뢰성을 검증함.

[표 3-5] 시뮬레이션과 시험결과의 비교 결과

	Inlet Temp. [°C]	Outlet Temp. [°C]	Ambient Temp. [°C]	Solar Radiation [W/M2]	dT [°C]
Tested	4.97	15.43	4.85	907.47	10.46
CFD	-	15.24	-	-	10.27
Error %	-	1.23%	-	-	1.25%

- 시작품 개선을 위해 민감도 분석을 수행하였으며, 열성능에 영향을 줄 수 있는 변수를 fin 길이, Inlet/Outlet 출구 위치, fin 경사 세 가지로 분석을 수행하였음.

가. Fin 길이에 따른 민감도 분석



[그림 3-5] Fin 길이에 따른 CFD 분석

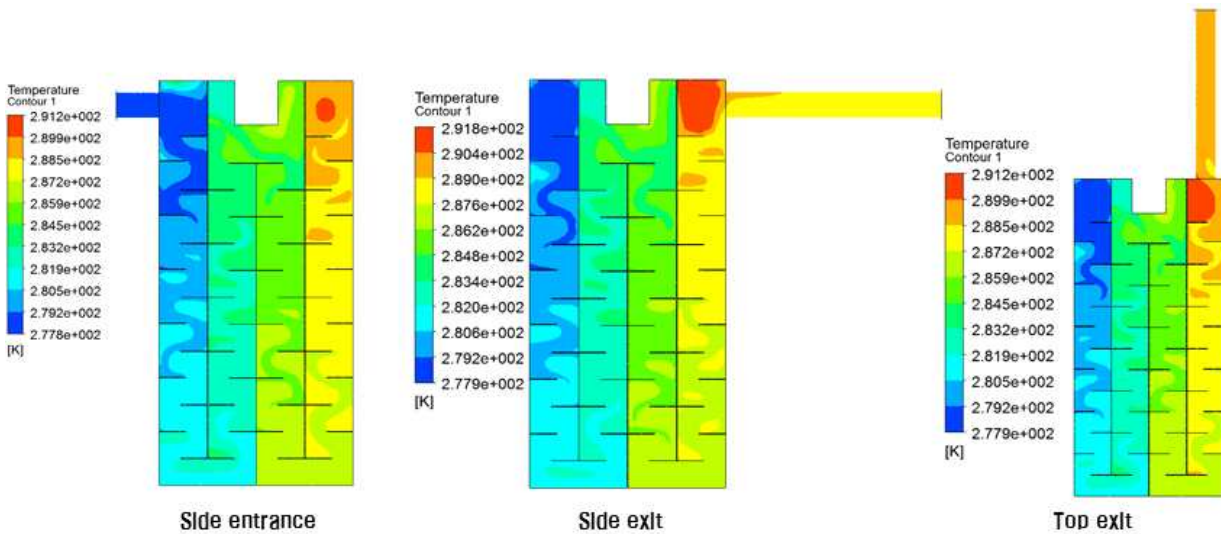
- [그림 3-5]는 시작품 모듈의 fin 길이에 따른 민감도 분석 모델이며 fin 길이를 100~200 mm로 변환하여 시뮬레이션 분석을 수행함.

[표 3-6] Fin 길이에 따른 CFD 분석 결과

	Base line	L= 100mm	L= 150mm	L= 175mm	L= 200mm
Outlet T (°C)	15.41	15.65	15.55	15.84	16.32
Heat transfer (J/kg)	10776.85	11021.4	10921.09	11215.91	11693.06
Pressure drop (Pa)	1497.66	1153.97	2021.71	3281.53	9214.91
Temp. difference (°C)	10.44	10.68	10.58	10.87	11.35
Pressure drop/dT	143.45	108.04	191.09	301.89	811.87

- [표 3-6]은 시작품 모듈의 fin 길이에 따른 민감도 분석 결과이며, 압력성능과 열성능을 고려하였을 때, Base line(125 mm)에서 fin 길이가 길어질수록 열성능이 좋아지나 길어질수록 압력성능이 저하되는 경향을 보이며 Base line 보다 짧은 100 mm에서는 열성능이 큰 차이를 보이지 않으면서 압력성능이 좋아짐을 확인함.

나. Inlet/Outlet 위치에 따른 민감도 분석



[그림 3-6] Inlet/Outlet 형상에 따른 CFD 분석

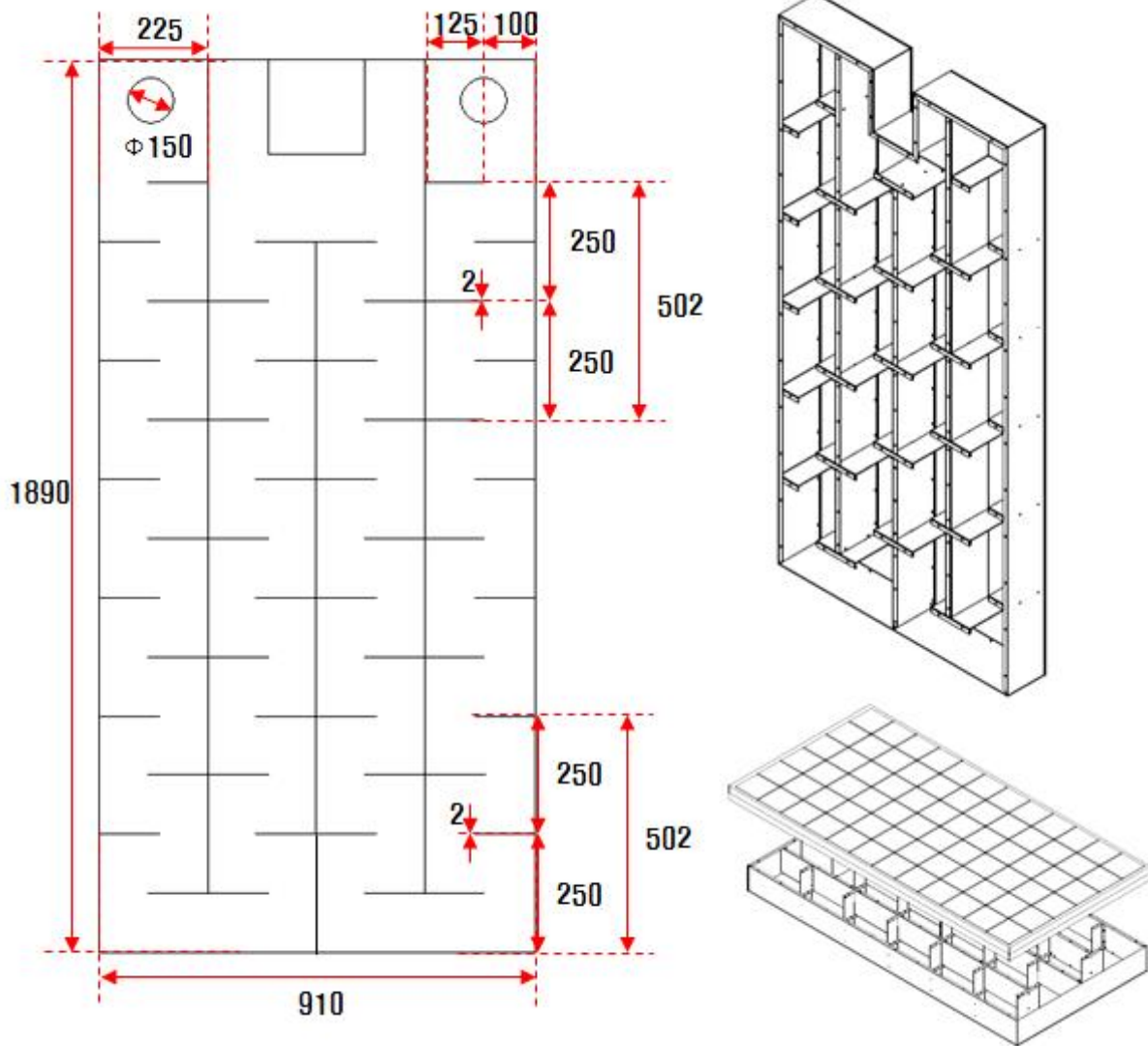
- [그림 3-6]은 시작품 모듈의 Inlet/Outlet 위치에 따른 민감도 분석 모델이며, 입구와 출구를 각각 측면 및 후면에 배치하여 분석을 수행함.

[표 3-7] Inlet/Outlet 형상에 따른 CFD 분석 결과

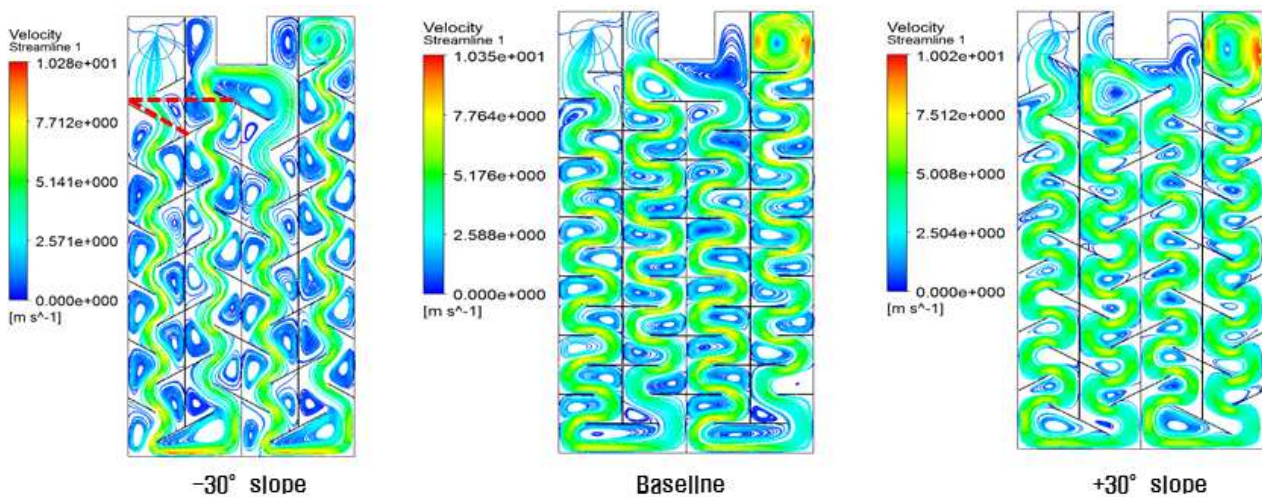
	Base line	Side entrance	Side exit	Top entrance	Top exit
Outlet T (°C)	15.41	15.37	15.34	15.35	15.35
Heat transfer (J/kg)	10776.85	10733.89	10710.78	10721.49	10719.73
Pressure drop (Pa)	1497.66	1504.78	1445.76	1497.51	1428.81
Temp. difference (°C)	10.44	10.40	10.37	10.38	10.38
Pressure drop/dT	143.45	144.69	139.42	144.27	137.65

- [표 3-7]은 시작품 모듈의 Inlet/Outlet 위치에 따른 민감도 분석 결과이며, 단위모듈로 시뮬레이션을 하였을 때 Inlet/Outlet 형상에 따른 열성능과 압력성능의 큰 차이를 나타내지 못하였음.
- 추후, 시스템 설계시 태양열광(PVT) 모듈의 배치에 따른 Inlet/Outlet 형상의 압력성능 민감도 분석이 요구됨.

다. fin 경사에 따른 민감도 분석



<PVT 단위모듈 공기식 열회수 장치>



[그림 3-7] Fin 경사각에 따른 CFD 분석

- [그림 3-7]은 시작품 모듈의 Fin 경사각에 따른 CFD 분석 모델이며, Fin 길이 민감도 분석에 따라 도출된 최적 길이인 125 mm, 150 mm 형상에 대해 각각 $\pm 30^\circ$ 의 경사를 주어 분석을 수행함.

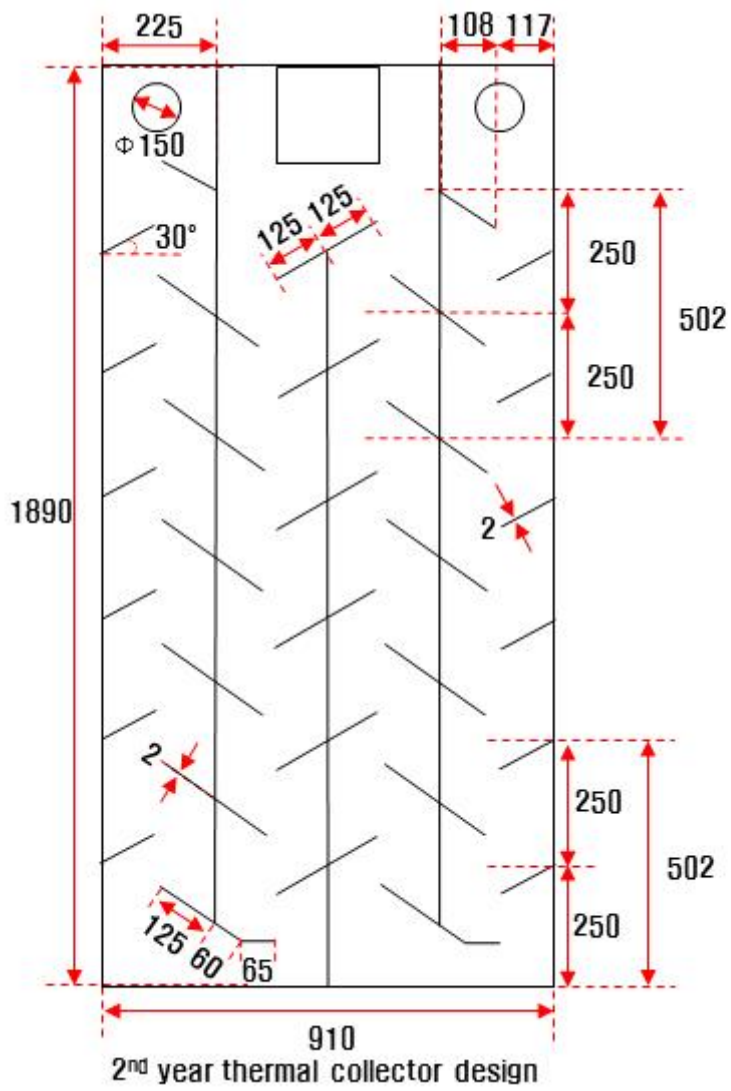
[표 3-8] Fin 경사각에 따른 CFD 분석 결과

	$\Theta = 0 \text{ deg.}$ L=125 mm	$\Theta = -30 \text{ deg.}$ L=125 mm	$\Theta = -30 \text{ deg.}$ L=150 mm	$\Theta = +30 \text{ deg.}$ L=125 mm	$\Theta = +30 \text{ deg.}$ L=150 mm
Outlet T ($^\circ\text{C}$)	15.41	15.08	15.23	15.80	15.99
Heat transfer (J/kg)	10776.85	10444.12	10595.41	11167.8	11363.1
Pressure drop (Pa)	1497.66	1118.37	1505.59	1321.42	1715.82
Temp. difference($^\circ\text{C}$)	10.44	10.11	10.26	10.83	10.02
Pressure drop/dT	143.45	110.62	146.74	122.01	171.23

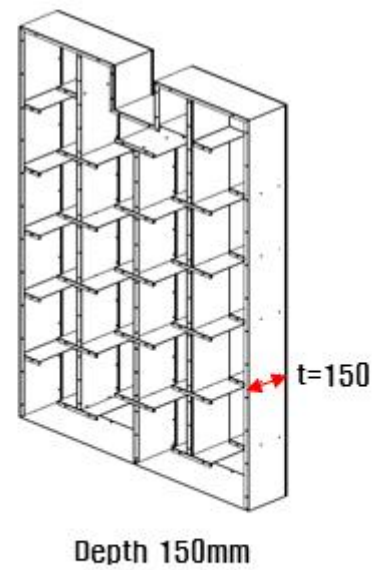
- [표 3-8]은 시작품 모듈의 fin 경사각에 따른 CFD 분석 결과이며, 동일 경사각에서 fin 길이에 따른 열성능은 크게 차이 나지 않으나 압력성능이 크게 저하되는 것을 확인하였음.
- 동일 길이에서 음각(-30°)과 양각($+30^\circ$)에서 공기의 흐름(분포)의 차이가 나타났으며 양각($+30^\circ$)에서 전체적으로 고르게 분포하는 형상을 보이며, 압력성능은 약간 저하되지만 열성능이 향상되는 것을 볼 수 있음.

라. 민감도 분석결과를 바탕으로한 개선 시작품 설계

- 시뮬레이션 분석 결과를 토대로 시작품 개선 설계를 수행하였으며, 공기의 흐름(분포)와 열성능, 압력성능을 고려한 형상으로 선정하였음.
- fin 경사각에 대한 민감도 분석에서 분포형상과 열성능이 우수하게 나온 양각($+30^\circ$)으로 fin 경사를 설정하였으며, fin 길이의 민감도 분석에 의해 수평 길이 기준으로 100 mm에 가까운 설계를 하기 위해 125 mm로 fin 길이를 설정하였음.
- [그림 3-8]은 시뮬레이션 분석 결과를 토대로 설계한 시작품의 설계도이며, 시작품의 1차 년도와 다르게 추가적으로 입출구의 덕트길이를 변경함.



Ain inlet/outlet improvement

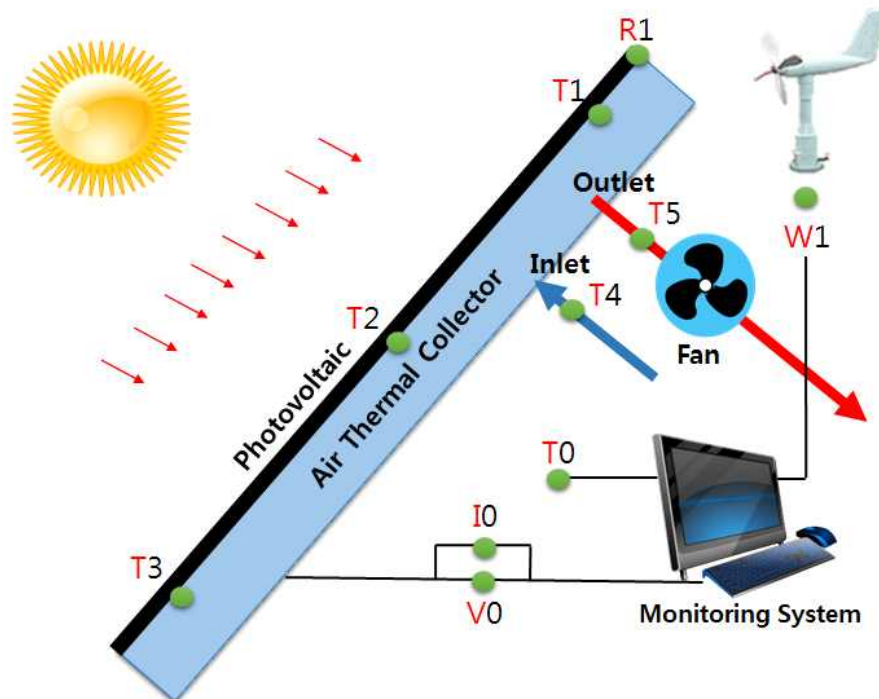


[그림 3-8] PVT 시작품 설계도

3. PVT 시험 평가 장치 및 시험 방법

태양열광(PVT) 단위모듈 개선 시작품 모듈시험 평가하기 위하여 시험측정 장치를 제작하였고 시험측정 장치에 관한 자세한 내용은 다음과 같음.

- 실험 장치는 측정부와 모니터링부로 구분되어 있으며, 측정장치는 일사량계, 풍향계, 풍속계, 전압계, 전류계, 온도센서로 구성되어 있으며 각 센서의 위치는 ISO 9806(태양광 집열기) 기준에서 요구하는 측정지점에 설치함.
- 실험 장치 구성도는 [그림 3-9]와 같으며 개선 시작품 모듈을 연결한 형태로 나타내었음.



[그림 3-9] 태양열광(PVT) 시작품 성능측정 장치 개요도

- 실험 장소는 대전광역시 유성구에 위치한 한국에너지기술연구원 원내이며, 일일단위로 시험조건을 달리하여 반복 시험을 수행함.
- 태양열광 모듈의 경사각은 해당지역 위도에 가장 일사조건이 좋으며 일반적으로 우리나라의 태양광 설치 경사는 해당지역의 위도를 반영하며 이에 시험지역의 가장 유사한 약 35°에 설정함.
- 모니터링 시스템에 나타나는 실험 데이터는 1초 단위로 표시되며 데이터는 자동으로 저장되며 1분 단위의 데이터로 취득하여 분석에 활용함.
- 유속계를 이용하여 측정한 공기의 유량은 저풍량(100 CMH), 중풍량(150 CMH), 고풍량(200 CMH) 3단계로 나누어 설정 및 시험을 수행함.
- 실험은 일일단위로 반복하여 측정하였으며, 일일단위의 데이터를 분석에 활용함.



[그림 3-10] 태양열광(PVT) 시작품 성능측정 장치

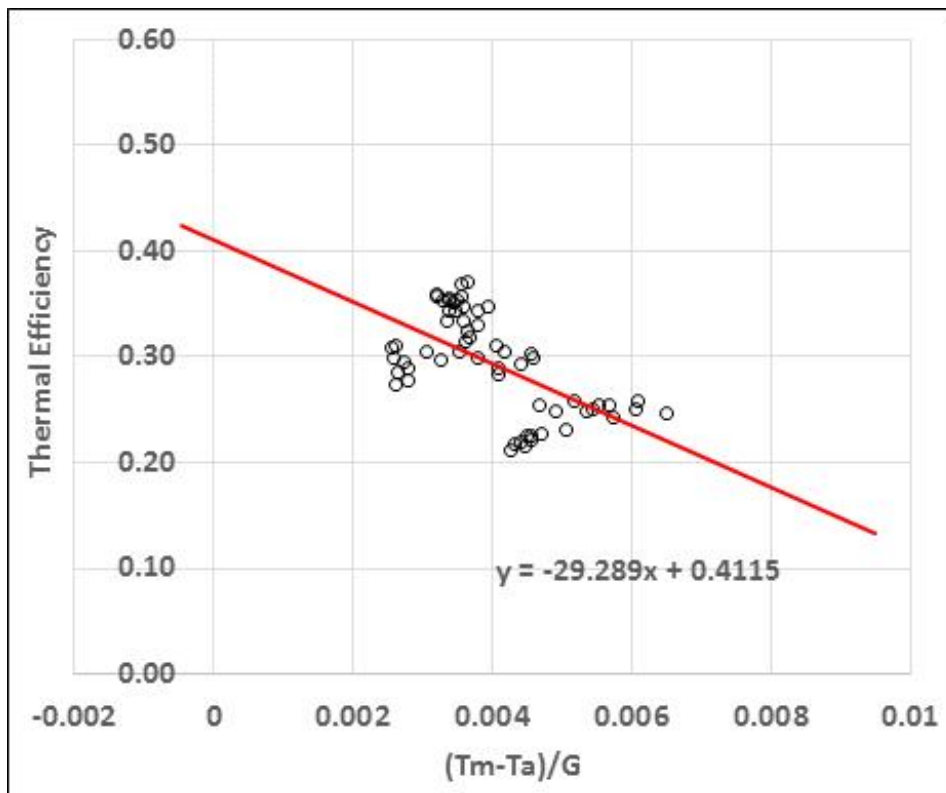
4. 개선 시작품 성능 시험 결과

- 열전기 성능 분석에 이용된 데이터는 2017년 3월 시험기간 중 일일 데이터를 이용함.
- 실험시간은 일일별로 오전 10시부터 오후 4시까지이며, 일사량 700 W/m^2 이상에서 연속으로 5분 이상 지속되는 데이터를 이용하여 분석함.

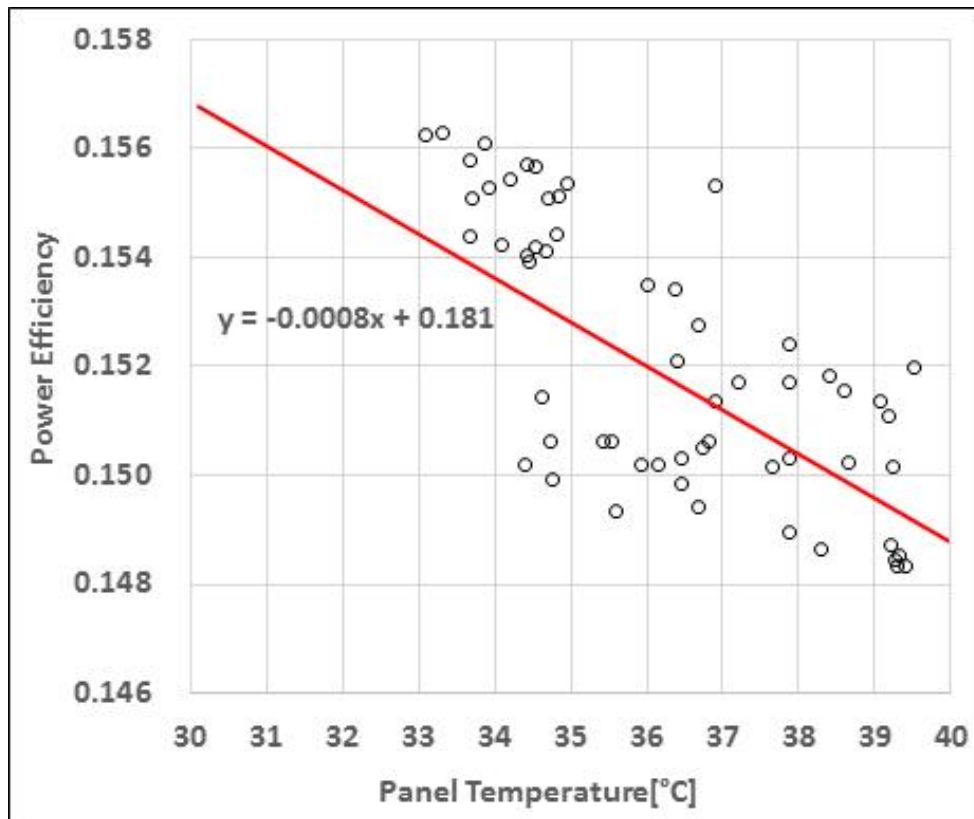
[표 3-9] PVT 단위모듈 개선 시작품 성능측정 결과

PVT	Flow Rate [m ³ /hr]	Surface Temp. [°C]	Ambient Temp. [°C]	Solar Radiation [W/m ²]	dT [°C]	Thermal Efficiency [%]	Overall Efficiency [%]
1st year	160	19.7	4.9	908	10.5	32.2	48.4
2nd year	200	37.3	17.4	883	8.9	35.2	50.1
3rd year	200	37.9	22.1	808	10.0	42.7	55.3

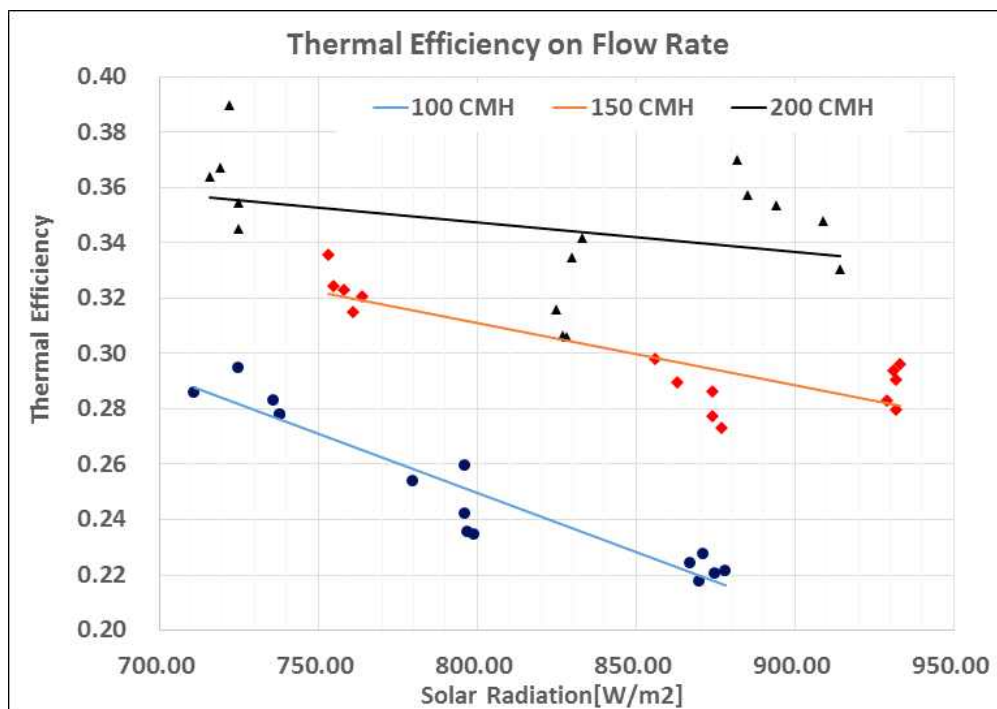
- 시험데이터는 1분단위로 취득하여 연속되는 20분간을 평균하여 데이터로 활용하였으며, 그 값은 [표 3-9]와 같음.
- 2차년도 개선시작품 시험은 3단계의 유량을 설정하여 평가 하였으며, 고유량(200 CMH)에서 열 35.16 %(351.6 Wt/m²), 전기 14.93% (149.3 We/m²)의 성능을 나타냄.
- 1차년도와 비교시 2차년도 성능시험이 외기온도(=입구온도) 조건이 약 10°C 높은 조건에서 평가되었으며, 이를 감안한 열효율은 높게 나타남.
- [그림 3-11]은 PVT 단위모듈 개선 시작품 모듈의 열성능 그래프로 초기효율은 약 41.15%로 나타남.
- [그림 3-12]는 PVT 단위모듈 개선 시작품 모듈의 전기성능 그래프로 시험 기간중 작동온도가 40°C에서 30°C로 10°C 하락할 때 전기효율의 약 5.4%가 개선됨을 확인하였고, 시험 작동범위에서 모듈의 온도효율계수는 -0.54%/°C로 나타남.
- [그림 3-13]은 PVT의 작동유량에 따른 열효율 변화로 시험 풍량 범위에서 고풍량 일수록 높은 열효율을 갖으며, 일사량에 따른 열효율 변화는 고풍량일 때 가장 적게 나타남.



[그림 3-11] PVT 단위모듈 개선 시작품의 열효율

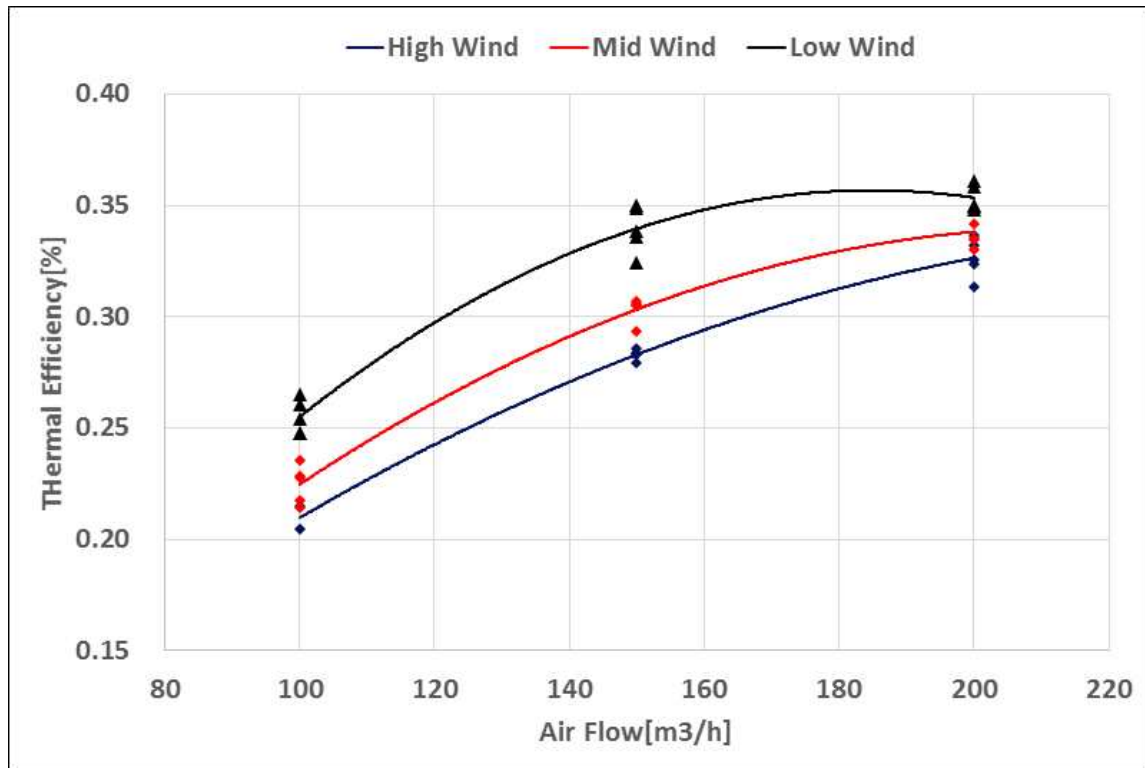


[그림 3-12] PVT 단위모듈 개선 시작품의 전기효율



[그림 3-13] 작동유량과 일사량 따른 열효율 변화

- [그림 3-14]는 PVT의 외기 풍속과 유량에 따른 열효율 변화를 나타낸 그래프로 고풍속은 2 m/s 이상, 중풍속은 1~2 m/s, 저풍속은 1 m/s 미만임.
- 풍속이 세질수록 열효율은 감소하며 고풍속일수록 유량에 따른 효율증가폭이 크게 나타남.



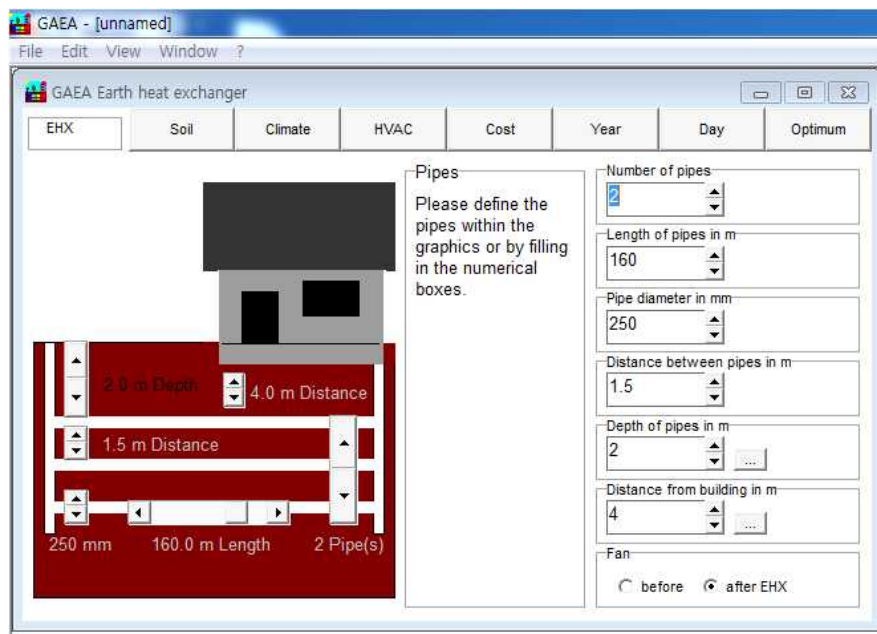
[그림 3-14] 풍속과 유량에 따른 열효율 변화

제 2 절 공기식 지중열교환기(GAHX) 단위모듈 개발

공기식 지중열교환기(GAHX)는 외기 대비 여름에는 차가운 공기를, 겨울에는 데워진 공기가 공급이 가능함으로, 이를 공기식 히트펌프 1차측 열원으로 사용할 경우 COP 향상을 도모할 수 있음. 공기식 지중열교환기(GAHX)를 히트펌프 1차 열원으로 사용하기 위해서는 설계 단계에서, 공기식 지중열교환기의 성능을 사전에 예측할 수 있는 기술이 필요함. 공기식 지중열교환기(GAHX)의 경우, 외기(Outdoor Temperature)를 도입하여 지중과 열교환하는 방식으로 계절에 따라 열교환기에 공급되는 온도가 변화되며, 지중의 온도도 열교환으로 인하여 온도변화가 발생함. 이러한 특징을 가진 공기식 지중열교환기의 성능을 예측하기 위해서는 CFD를 통한 해석을 검토할 수 있으나, 대다수의 프로그램이 실제 해석을 위해 Design 및 해석을 위해 많은 시간의 투자가 필요하다는 단점이 있음. 이 중, F.D. Heidt (Siegen University)가 개발한 GAEA (Calculation of Earth Heat Exchangers)는 외기의 변화 및 지중의 온도변화에 대한 부분까지 고려된 열교환 해석이 가능하고, 비교적 용이하게 빠른 시간 안에 해석이 가능하다는 장점을 가지고 있음. 따라서 본 연구에서는 실증단계 9kW급 삼중에너지 시스템 설계를 위해 사전에 GAEA 프로그램을 이용하여 공기식 지중열교환기(GAHX) 단위모듈을 설계하고 이를 실제 제작함으로써 기초적인 성능데이터를 분석하고 프로그램을 유효성을 검증함으로써, 실증단계 GAHX 설계에 반영하였음. 또한 공기열원 히트펌프의 열원으로 적용가능한 공기식 지중열교환기를 설계하고자 열전달 모델식을 바탕으로 공기열원 히트펌프의 필요 용량에 맞는 공기식 지중열교환기의 관로(Path)의 설계, 길이 및 유량산정을 수행하였음.

1. 상용프로그램(GAEA) 이용한 길이산정

가. GAEA 프로그램 소개



[그림 3-15] GAEA 프로그램 화면

- o GAEA는 건물의 계획 초기에 열교환기의 레이아웃을 지원하기 위한 프로그램임.
- o Input data로는 Pass Number, Pipe Length, Pipe diameter, Pipe간격, 매립깊이, 기후 데이터가 가능함.
- o 토양의 온도 연간변동은 주변건물이나 지하수레벨, 유량의 변동에 따른 영향력까지 고려되어 계산되며, 입구 온도(Air temperature in the pipe) 는 일반적인 기후데이터에 따라 결정 되어 계산됨.
- o GAEA 프로그램에서 사용되는 계산방식은 다음과 같음.

(1) Earth temperature

$U^* = 2\pi \frac{\lambda}{U_L} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{S_0}{R_0} + \sqrt{\left(\frac{S_0}{R_0}\right)^2 - 1}\right)} \quad (1)$ with: U^* = conductance ratio of heat transfer from earth surface to pipe and from airflow to pipe wall λ = thermal conductivity of ground in W/(m K) U_L = heat transfer coefficient per length of wall of pipe between bulk air and wall in W/(m K) S_0 = depth of pipe center under surface in m R_0 = radius of pipe in m (R_0 is assumed to be small compared to S_0)	$\vartheta_{E,0}(t) = \vartheta_m + (\vartheta_{\max} - \vartheta_m) \cdot e^{-\xi} \cos\left(2\pi \frac{t}{t_0} - \xi\right) \quad (2)$ with: $\vartheta_{E,0}$ = earth temperature at the wall of the pipe not influenced by pipe in °C ϑ_m = annual mean value of ambient air temperature in °C $\vartheta_{\max}$ = annual maximum value of ambient air temperature in °C ξ = dimensionless parameter for "thermal depth" of pipe t = time in s t_0 = duration of year in s ($1 \text{ a} \approx 31.5 \times 10^6 \text{ s}$) t/t_0 = fraction of year (with t/t_0 equal zero for maximum ambient air temperature) The "thermal depth" ξ in which the earth heat exchanger is situated depends on the real depth under
$\xi = S_0 \sqrt{\frac{\pi \rho c}{t_0 \lambda}} \quad (3)$ with: ρc = volumetric heat capacity of ground in J/(m³ K)	$\vartheta_{E,W} = \frac{U^* \vartheta_{E,0} + \vartheta_{A,P}}{U^* + 1} \quad (4)$ with: $\vartheta_{E,W}$ = earth temperature at the wall of the pipe in °C $\vartheta_{A,P}$ = air temperature inside the pipe in °C

(2) Ambient air temperature

$\vartheta_{A,0}(t) = \vartheta_m + (\vartheta_{\max} - \vartheta_m) \cdot \cos\left(2\pi \frac{t}{t_0}\right) \quad (5)$ with: $\vartheta_{A,0}(t)$ = ambient air temperature in °C at time t in s
--

(3) Heat transfer in the earth heat exchanger

$\dot{Q}_W = \Delta z \cdot U_L \cdot (\vartheta_{E,W} - \vartheta_{A,P}) \quad (6)$ with: $\dot{Q}_W$ = heat flow from earth through wall of pipe to air in pipe in W Δz = length of segment in m	$U_L = 2\pi R_0 h_i \quad (7)$ with: h_i = heat transfer coefficient at the inner surface of pipe in W/(m² K)
$h_i = \frac{\lambda_{A,P} Nu}{2 \cdot R_0} \quad (8)$ with: $\lambda_{A,P}$ = thermal conductivity of air in pipe in W/(m K) Nu = Nusselt number of air in pipe	$Nu = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \quad (9)$ with: Re = Reynolds number of air in pipe Pr = Prandtl number of air (typically: $Pr = 0,72$)

나. GAEA를 활용한 GAHX 기초 시험 모델 설계 및 성능 예측

[표 3-10] INPUT Parameters

INPUT Parameters			
demension	Property	Value	Unit
Operating Condition		6	hr/day
Pipe	Pipe diameter	250	mm
	Grid number	1	line
	Depth of pipes	1.5	m
	Totaol pipes length	20	m
	Distance between pipes	1.5	m
Air	Volumatic flow rate	700	CMH
	Climate cond.	Daeson Korea	-
	Max. monthly value	29.8	°C
	Yearly mean temp.	12.1	°C
	Min monthly value	-5.6	°C
Soil	Density	1800	kg/m ³
	heat capacity	1.34	kJ/(kg K)
	Thermal conductivity	1.49	W/(m K)

[표 3-11] CFD Result (성능 예측 결과)

DATE	Soil Temp. (°C)	Outdoor temp. (°C)	Simulation Result					LMTD (°C)
			EHX Air Temp.(°C)		Air Flow (m3/hr)	△ T (°C)	Heat Flux	
			Inlet	Outlet			kW	
10. Jan	6.2	-9.6	-9.6	-6.8	700	2.8	0.7	14.4
10. Feb	4	-8.6	-8.6	-6.3	700	2.3	0.6	11.4
10. Mar	4	-3.8	-3.8	-2.3	700	1.5	0.4	7.0
10. Apr	6.4	4.6	4.6	5	700	0.4	0.1	1.6
10. May	10.3	13.6	13.6	13.1	700	-0.5	-0.1	-3.0
10. Jun	15	21.3	21.3	20.3	700	-1	-0.2	-5.8
10. July	19	25.2	25.2	24.2	700	-1	-0.2	-5.7
10. Aug	21.3	24.5	24.5	24.1	700	-0.4	-0.1	-3.0
10. Sep	21.3	19.2	19.2	19.7	700	0.5	0.1	1.8
10. Oct	19	11	11	12.6	700	1.6	0.4	7.2
10. Nov	15	1.7	1.7	4.1	700	2.4	0.6	12.1
1.0 Dec	10.2	-5.7	-5.7	-2.8	700	2.9	0.7	14.4

2. 모델식을 이용한 길이산정

가. GAHX 모델식

- 공기식 지중열교환기의 길이를 설계하는 모델식은 Vlad(2011)와 Paepe(2003)의 계산식을 참조하여 작성하였으며, 기본적인 열역학 및 유체역학 공식들을 활용함.
- 열교환기의 길이를 산정하기 위해 필요한 입력데이터들은 파이프의 외경 및 내경, 열전도도, 열효율, 공기의 유량, 밀도 및 동점성 계수 등이 있으며 [표 3-12]에 자세하게 나타남.

[표 3-12] 공기식 지중열교환기(GAHX) 모델식 입력 데이터

항목	기호	단위
파이프 외경	De	mm
파이프 내경	Di	mm
파이프 열전도도	λ	W/m°C
파이프 열 교환 효율	ε	-
공기의 체적 유량	Va	CMH
입구 공기 온도	Ta,i	°C
공기의 밀도	ρ	kg/m ³
공기의 동점성계수	v	(m ² /s)*10 ⁻⁶
프란틀 수	Pr	-
공기의 비열	Cp	J/kg°C
공기의 열전도도	λ_a	W/m°C
지중온도	ts	°C

- (식 3-3)은 관내의 유동에서 레이놀즈수(Re)와 프란틀수(Pr)를 이용하여 너셀수(Nu)를 구하기 위해 이용한 계산식임.

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100) \cdot Pr^{0.4} \quad (\text{식 3-3})$$

- (식 3-4)는 대류열전달계수(α)를 구하기 위한 식임.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i} \quad (\text{식 3-4})$$

- (식 3-5)과 (식 3-6)는 전도열저항(R_{cd})과 대류열저항(R_{cv}) 값을 구하는 식임.

$$R_{cd} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{D_e}{D_i} \quad (\text{식 3-5})$$

$$R_{cv} = \frac{1}{\pi D_i \alpha} \quad (\text{식 3-6})$$

- (식 3-7)는 앞서 계산한 열저항 값을 이용하여 총 열전달계수(K_s)를 산출하는 식임.

$$K_s = [\pi D_i (R_{cd} + R_{cv})]^{-1} \quad (\text{식 3-7})$$

- (식 3-8)을 이용하여 유효열교환면적(S)을 산정함. 여기에서 ΔT_m 은 지중온도와 입구온도 대수평균온도차(LMTD)임.

$$\dot{Q} = K_s \cdot S \cdot \Delta T_m = C_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (\text{식 3-8})$$

- 계산식을 이용해 최종적으로 얻을 수 있는 값들을 [표 3-13]에 표시하였음.
- 계산식을 활용하여 계산된 [표 3-13]의 데이터를 바탕으로 최종적으로 유효열교환면적(S)을 산정하였음.

$$L = \frac{S}{\pi D_i} \quad (\text{식 3-9})$$

여기에서, L 은 지중열교환기의 길이, S 는 유효 열교환 면적, D_i 는 파이프의 내경임.

- 수식에 사용된 계산식을 바탕으로 입력된 조건에 따른 출력 값을 자동적으로 계산하도록 공기식 지중열교환기(GAHX) 설계 시트를 제작하였음.

[표 3-13] 공기식 지중열교환기(GAHX) 모델식 출력 데이터

항목	기호	단위
공기의 유속	u	m/s
공기의 질량 유량	m	kg/s
출구 공기 온도	Ta,o	°C
출입구 온도차	Δt	°C
레이놀즈수	Re	-
너셀수	Nu	-
대류열전달계수	α	W/(m ² °C)
전도열저항계수	Rcd	m°C/W
대류열저항계수	Rcv	m°C/W
총 열전달계수	Ks	W/(m ² °C)
획득(손실) 열량	Q	W
외기온도와 지중온도의 대수평균온도차	ΔTm	°K
유효열교환면적	S	m ²

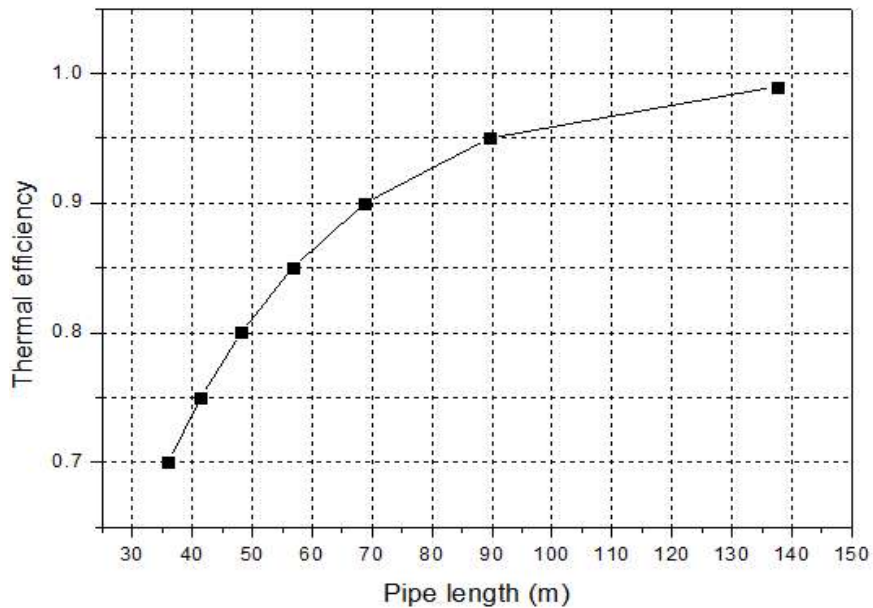
나. 공기식 지중열교환기(GAHX)열효율 최적화

- 공기식 지중열교환기(GAHX) 열효율은 아래의 (식 3-10) 같이 정의됨.

$$\varepsilon = \frac{\Delta T}{T_s - T_{a,i}} \quad (\text{식 3-10})$$

여기에서 ΔT 는 지중열교환기 입출구의 온도차, T_s 는 지중온도, $T_{a,i}$ 는 지중열교환기 입구 온도임.

- 지중열교환기의 효율은 지중열교환기를 통해 나올 수 있는 최고온도차(지중온도-입구온도) 대비 출력온도차(출구온도-입구온도)를 의미하며, 이 효율은 높을수록 좋지만 일정 효율이 상으로 효율을 높이기 위해서는 지중열교환기 길이가 기하급수적으로 증가하게 됨.
- 최적의 효율을 찾아내기 위해 모델식을 바탕으로 지중열교환기의 길이와 효율을 계산해 보았음.



[그림 3-16] 지중열교환기 길이에 따른 열효율

- [그림 3-16]의 그래프에서 약 85% 부근에서 파이프의 길이와 효율이 선형적으로 증가하다가 점차 증가분이 줄어드는 것을 확인할 수 있음. 상대적으로 파이프의 길이가 길어지면 효율은 증가하지만 85% 이후부터는 더 높은 온도를 얻기 위해 상대적으로 긴 파이프가 필요함. 따라서 본 연구에서는 길이와 유량산정의 최적화를 위해 75%에서 85%의 범위의 지중열교환기 열교환 효율을 선정하였음.

다. 압력손실

- 일반적으로 동일한 단면적을 갖는 덕트 또는 원관에서 유로가 길어지고 유속이 빨라지면 그에 따른 압력손실이 커지게 됨. 길이 계산을 위해 위의 모델식을 이용하지만, 관로의 유량이 커지고 길이가 길어지면 압력손실이 크게 발생하기 때문에 유량과 길이의 최적화를 위해 압력손실의 계산이 필요함.
- 압력손실의 계산은 덕트의 마찰손실을 계산하는데 주로 쓰이는 베르누이 방정식을 활용한 압력손실 계산방법을 이용하였으며, 직경은 일정하고 파이프가 수평인 상태로 가정하였으며 그 식은 다음과 같음.

$$\Delta P = f \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{식 3-11})$$

여기에서, ΔP 는 압력손실, f 는 마찰계수, l 은 관의 길이, D 는 관의 직경, V 는 유체의 속도, g 는 중력가속도임.

- 위 식을 이용하여 관의 설계 길이에 따른 마찰 손실을 계산하였으며, 팬의 정압성능과 소비동력에 맞게 관로의 설계가 가능하도록 하였음.

라. GAHX 설계 결과

- 앞서 개발된 모델식에 적용하기 위한 실험장치의 사양은 [표 3-14] 에 표시하였음.

[표 3-14] 공기식 지중열교환기(GAHX) 설계 조건

항목	값	단위
설계 용량	7.5	kW
파이프 외경	250	mm
파이프 내경	240	mm
파이프 열전도도	0.19	W/m,K
설계 외기온도	-10	°C
설계 지중온도	0	°C

- 실험장치의 설치 위치는 충남 계룡시 인근으로 겨울철 설계 외기온도 조건을 -10 °C, 지중 온도는 0 °C로 가정하였음. 설계조건에서 7.5 kW의 열을 생산하기 위해 필요한 유량은 다음 계산식에 의해 산정하였음.

$$Q = C_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (\text{식 3-12})$$

여기에서, Q 는 열량, C_p 는 공기의 비열, $\dot{m}$ 은 질량유량, ΔT 는 출입구의 온도차임.

- 따라서 75%와 85%의 열교환 효율에서 7.5 kW의 열을 생산하기 위해 약 2,750 m³/h, 2,420 m³/h의 유량이 산정되었음. 계산된 유량을 바탕으로 관로(Path)의 최적화를 위해 관로의 개수에 따른 유량과 길이, 압력손실을 계산하였음. 계산된 유량을 바탕으로 개발한 모델식에 반영하여 지중열교환기의 길이를 산정하였음. 그 결과 한 개의 관로로 설계하였을 때, 실험 장치에 필요한 지중열교환기의 길이는 각각 88.3 m, 111.7 m가 필요한 것으로 산정되었음.
- 위 설계길이를 활용하여 압력손실을 계산하였을 때, 75%의 효율 및 85% 효율의 각 유량과 길이에서 압력 손실은 364.8 N/m², 372.6 N/m²로 계산되었음. 이 값은 실험 장치에 이용할 환기용 팬의 정압 성능과 비교하였을 때, 한계치에 가까운 값으로 팬의 과부하와 유량 값을 보여주기 힘들 것이라고 판단되었음. 따라서 지중열교환기의 관로를 1개부터 5개로 설정하여 7.5 kW의 열을 생산하기 위해 필요한 각 관로의 길이와 압력손실을 계산하였음.
- 각 관로를 1개에서부터 5개까지 분할하여 설계하였을 때 75%와 85%의 열교환 효율에서 7.5 kW의 열을 생산하기 위한 관로의 길이, 총 관로의 길이, 관로별 유량 및 총 압력손실을 계산하여 아래의 표로 나타내었음.
- [표 3-15]에서는 열교환 효율이 75%일 때를 기준으로 관로의 개수를 변화하여 계산한 결

과임. 같은 과정으로 [표 3-16]에서는 열교환 효율이 85%일 때의 결과 값을 표시하였음.

[표 3-15] 75% 열교환 효율에서의 관로설계 결과

관로의 수	1	2	3	4	5
관로당 열 용량 (kW)	7.5	3.8	2.5	1.9	1.5
관로 당 길이 (m)	88.3	59.4	48.7	43.1	39.4
총 관로의 길이 (m)	88.3	118.7	146.1	172.4	197.0
관로 당 유량 (m ³ /h)	2750	1375	915	690	550
총 압력손실 (N/m ²)	372.6	125.2	68.3	45.8	33.3

[표 3-16] 85% 열교환 효율에서의 관로설계 결과

관로의 수	1	2	3	4	5
관로당 열 용량 (kW)	7.5	3.8	2.5	1.9	1.5
관로 당 길이 (m)	111.7	76.1	63.0	55.9	51.4
총 관로의 길이 (m)	111.7	152.3	189.0	223.6	257.0
관로 당 유량 (m ³ /h)	2420	1210	805	605	485
총 압력손실 (N/m ²)	364.8	124.4	68.3	45.7	33.7

- 관로가 1개 일 때 지중열교환기의 설계길이는 각각 88.3 m, 111.7 m로 계산되었고, 유량은 2,750 m³/h, 2,420 m³/h가 필요한 것으로 나타났음. 압력손실은 각각 372.6 N/m², 364.8 N/m²로 일반적인 다익형 송풍기의 정압성능을 고려하였을 때, 1개의 관로로 설계하였을 때 송풍기의 성능에 영향을 주는 높은 수치임. 따라서 2개의 관로 이상으로 설계하여야 하며, 관로의 숫자가 많아질수록 각 관로의 요구유량과 압력손실은 감소하지만 총 파이프의 길이가 증가하여 초기비용이 많이 소요될 것으로 예상됨.

3. GAHX 기초시험 및 결과 분석

- 기초시험의 목적은 다음과 같이 요약할 수 있음.
- 첫째, 실증단계 설계 전 기초시험을 통해 GAHX의 성능 특성을 검토하는 목적.
- 둘째, GAEA 프로그램은 각 경제조건 중, PIPE 재질 및 난류에 대한 조건을 설정할 수 없는 한계점을 실제시험을 통해 검토하는 목적.
- 셋째, GAEA의 해석결과와 실제시험 데이터 결과 값을 비교하여 프로그램의 유효성을 검증.

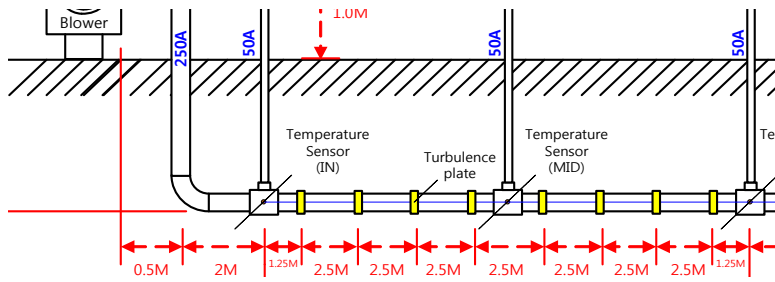
- (a) Model A - PVC Tube w/o turbulence
- (b) Model B - PVC Tube with turbulence
- (c) Model C - Steel Tube w/o turbulence

[표 3-17] GAHX 기초 시험 모델구성도

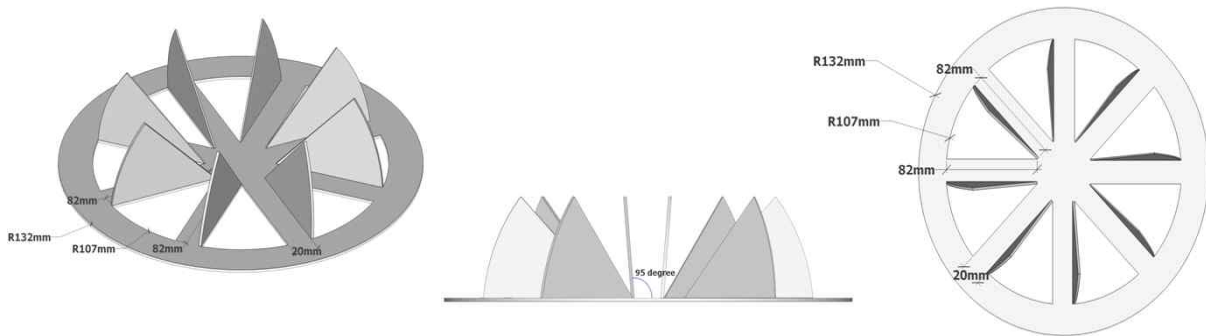
▶ Model A 설계도 : PVC Tube w/o turbulence

– 56 –

▶ Model B 설계도 : PVC Tube with turbulence

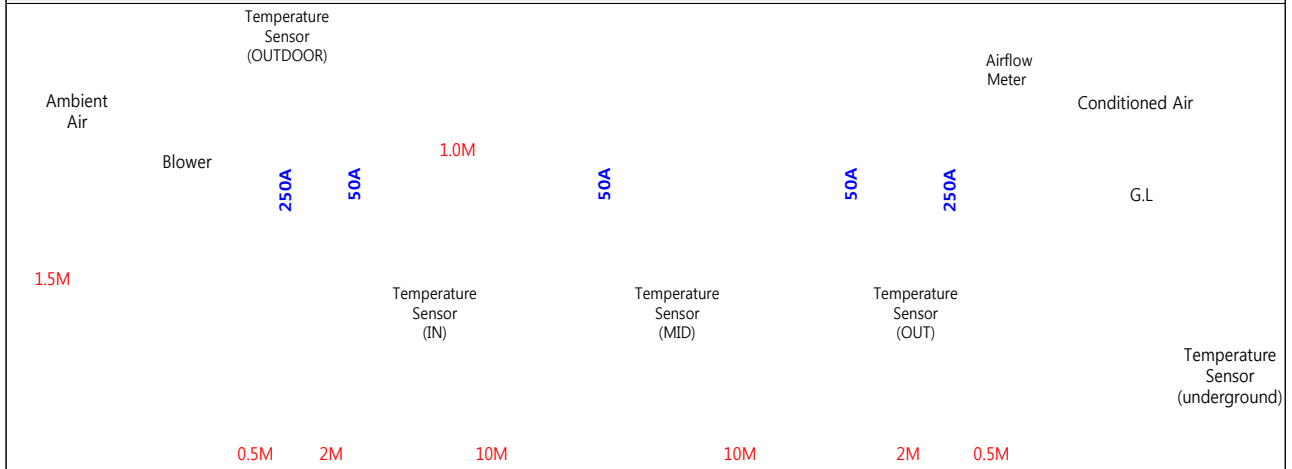


▷ Turbulence plate 설계도



[그림 3-18] GAHX 기초 시험 모델 설계도 : Model B - PVC Tube with turbulence

▶ Model C 설계도 : Steel Tube w/o turbulence



[그림 3-19] GAHX 기초 시험 모델 설계도 : Model C - Steel Tube w/o turbulence

* 난류 유무에 따른 성능 비교 : Model A & B

* 재질에 따른 성능 비교 : Model A & C

나. GAHX 기초시험모델 시공

o 시공순서 : 터파기 - 배관설치 - 되메우기 - Blower 및 센서 설치 - 모니터링 연결



[제작] 배관 자재 준비



[제작] 배관 가공



[제작] 배관 조립



[제작] 회전판 배관 설치



[시공] 터파기



[시공] Model A,B 현장설치



[시공] Model C 현장설치



[시공] 되메우기



[설치] 배관 설치 완료



[실험기기 설치] Blower, 온도
센서



[실험기기 설치] 풍량계



[실험기기 설치] 풍량계



[실험기기 설치] 슬라이덱스



[모니터링]



[모니터링] 측정화면

[그림 3-20] GAHX 기초시험 모델 현장 설치 사진

다. GAHX 기초시험모델 성능 평가

(1) 시험 조건

[표 3-18] 시험조건

시험 조건	내 용		
	Model A [PVC w/o turbulence]	Model B [PVC with turbulence]	Model C [Steel w/o turbulence]
Material	PVC	PVC	Steel
vortex	X	○	X
Climate cond.	Daeson Korea		
Operating Condition	6hr/day [00:00~06:00]		
Volumatic flow rate	700 CMH		

(2) 동절기 시험 결과

* Result (1) : GAHX 종류별 성능 데이터

[표 3-19] Model A : PVC w/o turbulence

DATE	Soil Temp. (°C)	Outdoor temp. (°C)	Real Test Result						LMTD (°C)
			EHX Air Temp.(°C)			Air Flow (m3/hr)	ΔT (°C)	Heat Flux	
			Inlet	Mid	Outlet			kW	
27. Jan	6.41	-6.51	-3.91	-2.91	-1.66	676.53	2.25	0.55	9.15
28. Jan	6.27	0.52	1.14	1.49	1.95	729.72	0.81	0.21	4.71
29. Jan	6.08	1.00	1.67	1.98	2.40	749.13	0.73	0.20	4.03
30. Jan	5.98	-2.04	-0.48	0.07	0.81	709.58	1.29	0.33	5.79
31. Jan	5.95	-3.55	-2.05	-1.33	-0.37	682.15	1.68	0.41	7.13
01. Feb	5.89	-7.28	-4.99	-3.91	-2.49	673.28	2.50	0.60	9.58
02. Feb	5.80	-7.28	-4.68	-3.68	-2.33	671.48	2.35	0.57	9.26
03. Feb	5.67	-4.62	-2.29	-1.59	-0.64	682.88	1.65	0.40	7.10
04. Feb	5.62	-2.79	-1.01	-0.49	0.25	700.37	1.26	0.32	5.98
05. Feb	5.57	-3.68	-2.02	-1.34	-0.43	684.01	1.59	0.39	6.76
06. Feb	5.53	-8.54	-5.76	-4.68	-3.21	690.59	2.55	0.63	9.96
07. Feb	5.45	-7.67	-5.03	-4.04	-2.68	688.13	2.35	0.58	9.26
Avg.	5.85	-4.37	-2.45	-1.70	-0.70	694.82	1.75	0.43	7.39

[표 3-20] Model B : PVC with turbulence

DATE	Soil Temp. (°C)	Outdoor temp. (°C)	Real Test Result						LMTD (°C)
			EHX Air Temp.(°C)			Air Flow (m3/hr)	ΔT (°C)	Heat Flux	
			Inlet	Mid	Outlet			kW	
27. Jan	6.41	-6.51	-4.19	-2.19	-0.53	625.27	3.66	0.82	8.64
28. Jan	6.27	0.52	1.09	1.76	2.40	635.45	1.31	0.30	4.49
29. Jan	6.08	1.00	1.62	2.21	2.77	630.85	1.15	0.26	3.86
30. Jan	5.98	-2.04	-0.56	0.53	1.50	620.35	2.06	0.46	5.45
31. Jan	5.95	-3.55	-2.12	-0.68	0.58	604.76	2.70	0.59	6.63
01. Feb	5.89	-7.28	-5.17	-3.08	-1.27	628.86	3.90	0.88	8.97
02. Feb	5.80	-7.28	-4.98	-3.02	-1.25	631.24	3.73	0.85	8.78
03. Feb	5.67	-4.62	-2.56	-1.17	0.13	606.67	2.69	0.59	6.80
04. Feb	5.62	-2.79	-1.13	-0.08	0.94	613.26	2.07	0.46	5.65
05. Feb	5.57	-3.68	-2.09	-0.83	0.40	607.21	2.49	0.54	6.33
06. Feb	5.53	-8.54	-5.89	-3.66	-1.63	625.13	4.26	0.96	9.12
07. Feb	5.45	-7.67	-5.31	-3.37	-1.53	613.14	3.78	0.83	8.73
Avg.	5.85	-4.37	-2.61	-1.13	0.21	620.18	2.82	0.63	6.95

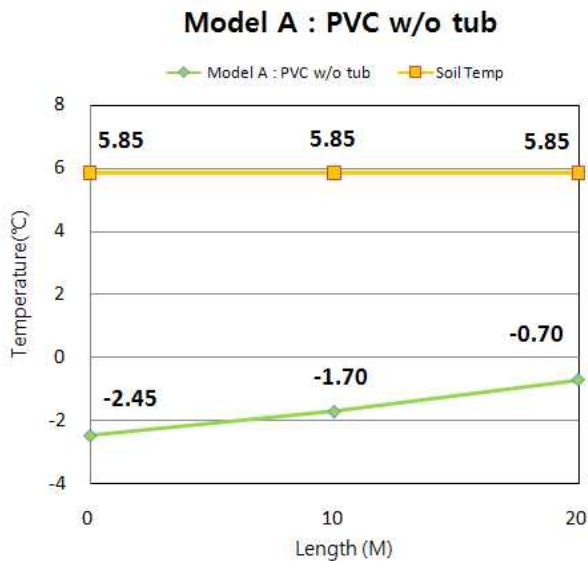
[표 3-21] Model C : Steel w/o turbulence

DATE	Soil Temp. (°C)	Outdoor temp. (°C)	Real Test Result						LMTD (°C)
			EHX Air Temp.(°C)			Air Flow (m3/hr)	ΔT (°C)	Heat Flux	
			Inlet	Mid	Outlet			kW	
27. Jan	6.41	-6.51	-3.62	-1.18	0.22	701.32	3.84	0.97	7.96
28. Jan	6.27	0.52	1.17	1.90	2.49	598.62	1.32	0.28	4.41
29. Jan	6.08	1.00	1.70	2.28	2.81	627.01	1.11	0.25	3.80
30. Jan	5.98	-2.04	-0.29	0.96	1.92	715.95	2.21	0.57	5.09
31. Jan	5.95	-3.55	-1.84	-0.03	1.18	726.76	3.02	0.79	6.16
01. Feb	5.89	-7.28	-4.69	-1.89	-0.17	697.11	4.52	1.13	8.11
02. Feb	5.80	-7.28	-4.37	-1.85	-0.15	688.72	4.22	1.04	7.87
03. Feb	5.67	-4.62	-2.08	-0.42	0.91	681.63	2.99	0.73	6.13
04. Feb	5.62	-2.79	-0.78	0.42	1.52	675.15	2.30	0.56	5.16
05. Feb	5.57	-3.68	-1.76	-0.16	1.12	707.65	2.88	0.73	5.77
06. Feb	5.53	-8.54	-5.39	-2.60	-0.67	680.77	4.72	1.15	8.34
07. Feb	5.45	-7.67	-4.72	-2.20	-0.34	695.84	4.38	1.09	7.78
Avg.	5.85	-4.37	-2.22	-0.40	0.90	683.04	3.13	0.77	6.38

- 각 유형별 시료의 일일 열획득량은 외기 및 지중온도 온도차에 따라 변화함을 확인할 수 있었음.
- 따라서 배관의 재질 및 형태, 난류 유무에 따른 정확한 열교환량 비교를 위해서 LMTD 기법을 도입하였음.
- LMTD란, 로그평균온도차로써 열교환을 하는 두 유체의 온도차가 장소에 따라 다를 때의 평균값을 의미함.

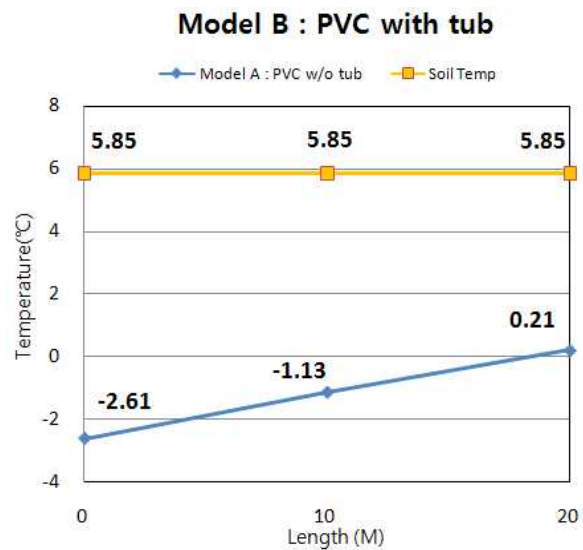
* Result (2) : 난류 형성 유무에 따른 성능특성 분석 결과

- ▶ Model A : PVC Tube w/o turbulence
- ▶ Model B : PVC Tube with turbulence



length (M)	Model A : PVC w/o tub	Soil Temp
0	-2.45	5.85
10	-1.70	5.85
20	-0.70	5.85

dT : 1.75 °C

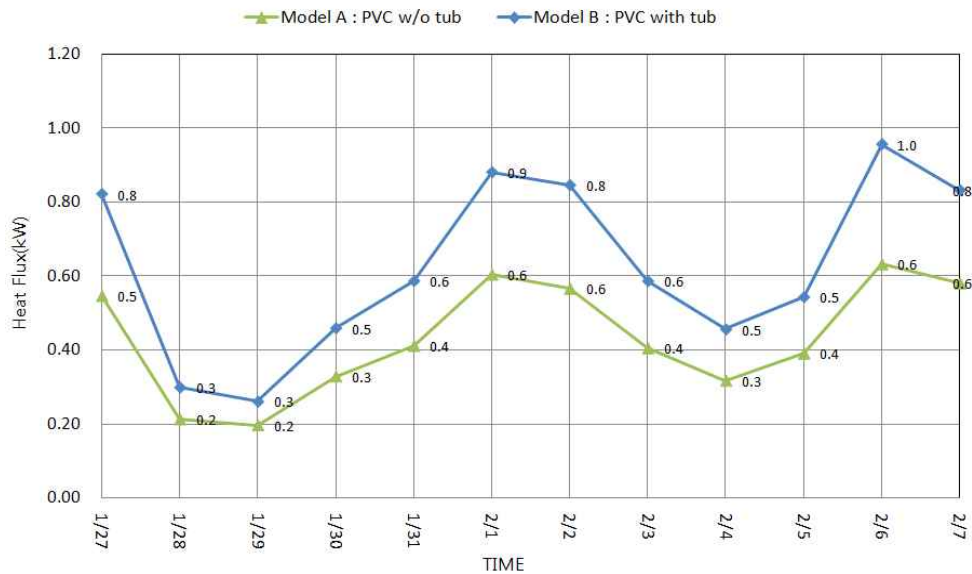


length (M)	Model B : PVC with tub	Soil Temp
0	-2.61	5.85
10	-1.13	5.85
20	0.21	5.85

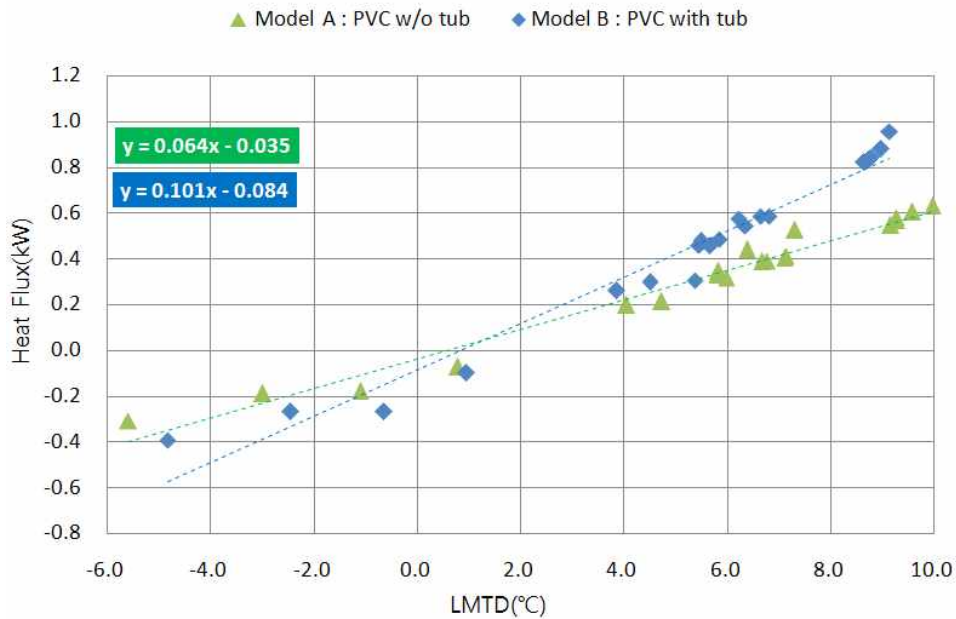
dT : 2.82 °C

[그림 3-21] Model A,B 온도 특성

- 동일 풍량 조건하에 (700 CMH) 난류 형성 유무에 따라 난류 회전판을 적용한 Model B의 dT가 PVC 대비 0.65°C 높게 나타났음.

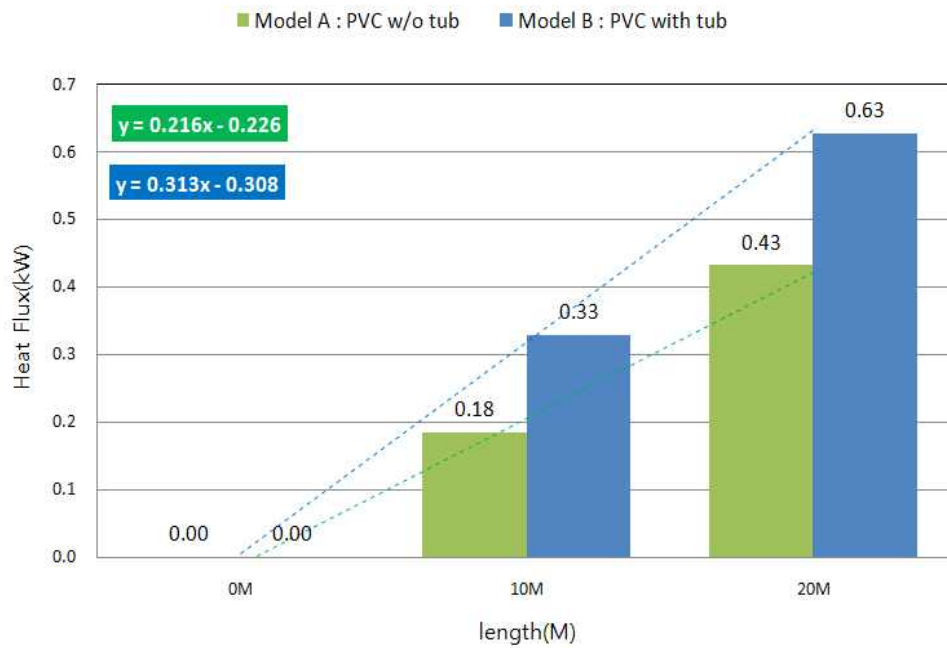


[그림 3-22] Model A, B 일별 Heat Flux 특성



[그림 3-23] Model A, B LMTD 기준 Heat Flux 비교

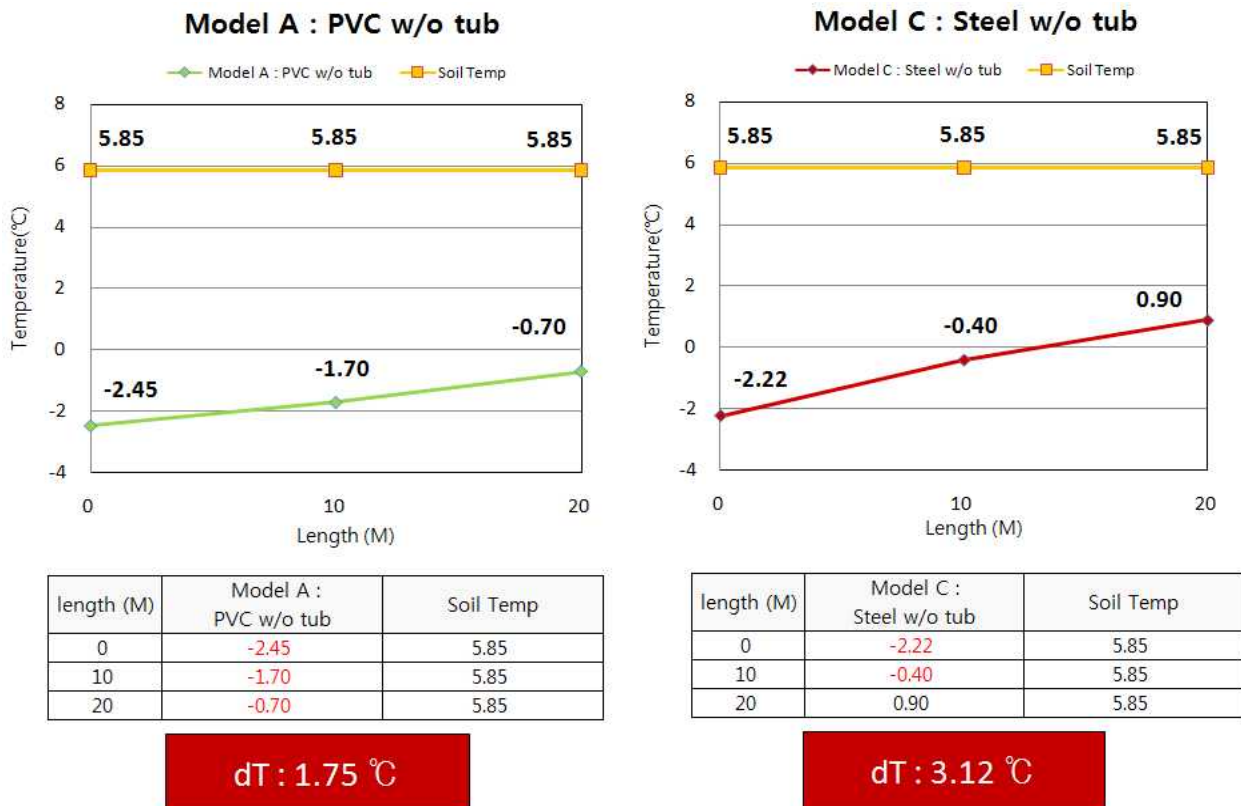
- 난류 회전판을 적용한 Model B의 일별 Heat Flux가 A대비 높은 특성을 가짐.
- Heat Flux 0.0 kW를 기준으로 0.0 kW이하의 값은 외부공기가 GAHX를 지나면서 Cooling 되었음을 의미하고, 0.0 kW 이상의 값은 외부공기가 Heating 되었음을 의미함.
- LMTD 기준 분석결과 난류 회전판을 적용한 Model B가 더 높은 X 계수를 가지므로, 더 높은 열교환 성능을 가진 것을 알 수 있음.
- GAHX 길이에 따라 두 가지 Model 모두 Heat Flux가 비례적으로 증가하는 특성을 가짐.
- 평균 Heat Flux는 Model A가 0.43 kW Model B가 0.63 kW으로 Model A 대비 46.5% 높은 열교환 성능을 가지는 것으로 나타났음.
- 이는, Model B의 경우 난류 회전판 적용으로 인한 열교환 성능 향상된 것으로 분석됨.



[그림 3-24] Model A,B GAHX 길이에 따른 Heat Flux 평균획득량 비교

* Result (3) : GAHX 재질별 성능특성 분석 결과

- ▶ Model A : PVC Tube w/o turbulence
- ▶ Model C : Steel Tube w/o turbulence



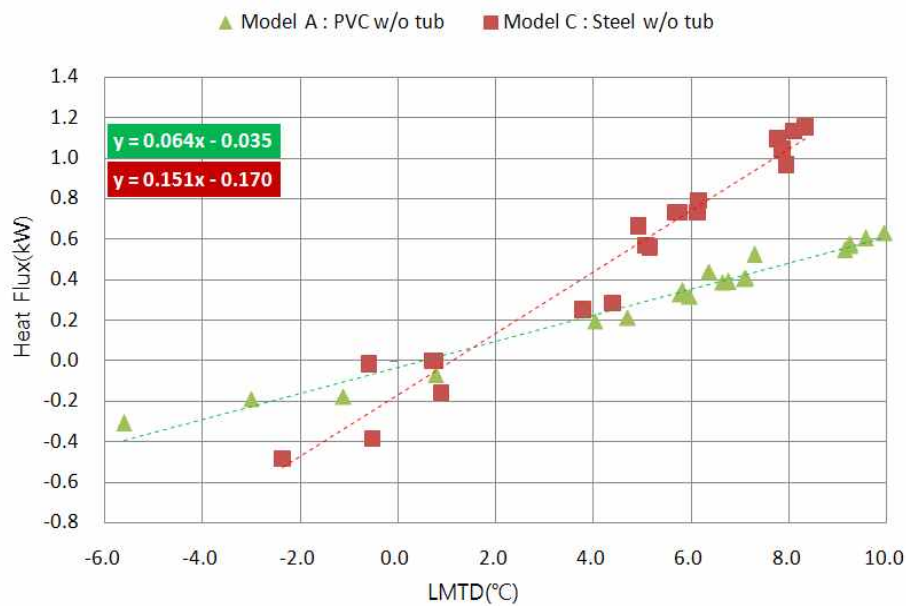
[그림 3-25] Model A, C 길이별 Heat Flux 특성

- 동일 풍량 조건하에 (700 CMH) 재질별 온도 특성[Model A : PVC , Model C : Steel]
비교 결과 Steel 재질의 dT가 PVC 대비 1.37°C 높게 나타났음.



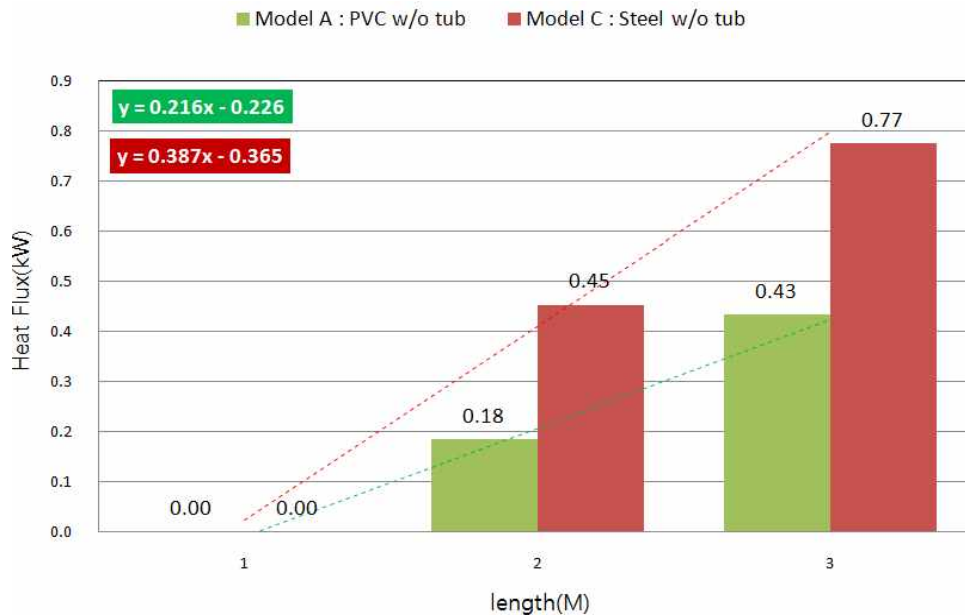
[그림 3-26] Model A, C 일별 Heat Flux 특성

- 열전도도가 높은 Steel 재질(Model C)이 PVC 대비(Model A) 일별 Heat Flux가 높은 특성을 가짐.



[그림 3-27] Model A,C LMTD 기준 Heat Flux 비교

- LMTD 기준 분석결과 난류 회전판을 적용한 Model C가 더 높은 X 계수를 가지므로, 더 높은 열교환 성능을 가진 것을 알 수 있음.



[그림 3-28] Model A, B GAHX 길이에 따른 Heat Flux 평균획득량 비교

- GAHX 길이에 따라 두 가지 Model 모두 Heat Flux가 비례적으로 증가하는 특성을 가졌음.
- 평균 Heat Flux는 Model A가 0.43 kW Model B가 0.77 kW으로 Model A 대비 79.1% 높은 열교환 성능을 가지는 것으로 나타났음.
- 통상적으로 기존에 열해석 또는 수치해석을 통해 공기식 지중열교환기를 분석한 발표 자료에는 재질에 따른 열교환 성능이 없는 것으로 알려져 있음.
- 기존 발표된 논문의 분석방식을 살펴보면 배관의 형상, 두께 등을 동일하게 하고 각 배관이 가지는 열전도도를 다르게 하여 열교환량을 예측함.
- 하지만, 실질적으로 시험체 제작을 위한 배관의 재질 및 종류 선정 시 기성품을 활용하여 제작하게 되는데 파이프 종류별로 형상 및 두께 등의 다르다는 특징이 있음.
- 본 연구에서 사용한 Steel 파이프의 경우 배관 표면이 매끄러운 상태가 아닌 일부의 돌기를 가진 형태이어서 PVC 파이프 대비 열접촉 면적이 증대되는 특징을 가지고 있음.
- 본 실험과 논문의 결과 차이는 열접촉 면적, 두께 등 시뮬레이션과 실제 제작에 의해 발생하는 차이로 인해 다른 결과가 도출되었다고 사료됨.
- 본 실험은 시뮬레이션으로 반영할 수 없는 요소까지 포함된 결과 데이터로, GAHX 실증단지 구축을 위한 설계 자료로 그 의미가 있음.

(3) 하절기 시험 결과

- 성능 시험 결과는 아래의 표과 같이 각 열교환기 종류별로 온도값 및 열교환능력, LMTD를 구하였음.

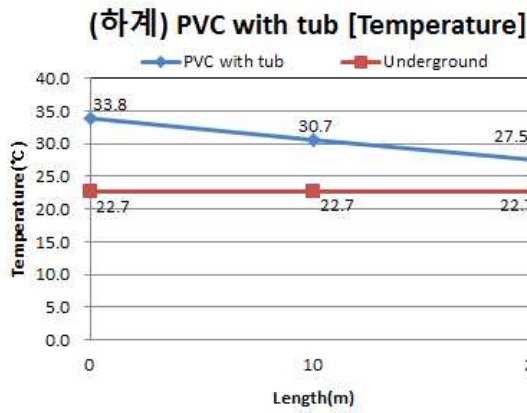
[표 3-22] 실험 결과 :PVC W/O turbulence

Time	Ground temp.	Outdoor temp.	GAHX (TP)							
			Temp 0m	Temp 10m	Temp 20m	Air Flow	L.M.T.D. [Air/Ground]	ΔT [Air In/Out]	Q	Q /LMTD
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(m3/hr)	(°C)	(°C)	(kcal/hr)	(kcal/hr°C)
08월 13일	22.5	33.4	32.7	29.4	26.5	624.6	6.7	6.1	1183.0	177.2
08월 14일	22.6	35.4	32.5	29.7	27.0	627.7	6.8	5.5	1065.8	156.2
08월 15일	22.7	34.5	32.2	29.6	26.9	627.0	6.5	5.4	1038.6	159.3
08월 16일	22.8	32.0	32.5	29.7	27.0	648.7	6.6	5.4	1087.6	165.6
Avg.	22.6	33.8	32.5	29.6	26.9	632.0	6.6	5.6	1093.8	164.6

[표 3-23] 실험 결과 :PVC with turbulence

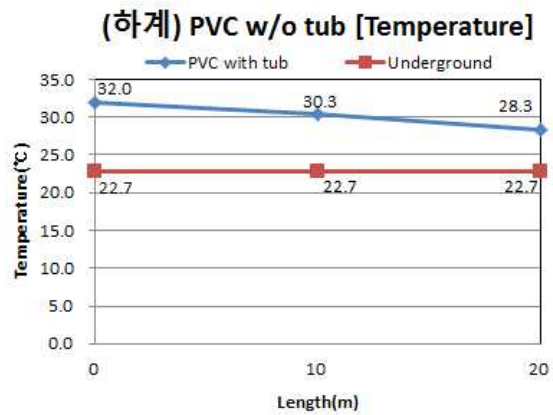
Time	Ground temp.	Outdoor temp.	GAHX (PP)							
	(°C)	(°C)	Temp 0m	Temp 10m	Temp 20m	Air Flow	L.M.T.D. [Air/Ground]	ΔT [Air In/Out]	Q	Q /LMTD
08월 13일	22.5	33.4	(°C)	(°C)	(°C)	(m3/hr)	(°C)	(°C)	(kcal/hr)	(kcal/hr°C)
08월 14일	22.6	35.4	32.4	30.3	28.0	655.7	7.5	4.4	889.4	118.0
08월 15일	22.7	34.5	32.3	30.4	28.2	661.3	7.5	4.0	825.1	110.1
08월 16일	22.8	32.0	31.9	30.2	28.0	656.5	7.1	3.9	784.1	110.5
Avg.	22.6	33.8	32.1	30.4	28.0	681.4	7.2	4.1	852.7	118.7
			32.2	30.3	28.1	663.8	7.3	4.1	837.8	114.3

- 각 유형별 시료의 일일 열획득량은 외기 및 지중온도 온도차에 따라 변화함을 확인할 수 있음. 따라서 배관의 재질 및 형태, 난류 유무에 따른 정확한 열교환량 비교를 위해서 LMTD 기법을 도입함.
- 난류 형성 유무에 따른 성능특성 분석 결과는 아래 차트와 같으며 동일 풍량 조건하에 (700 CMH) 난류 형성 유무에 따라 난류 회전판을 적용한 모델의 dT가 베어튜브 대비 2.64°C 높게 나타났으며 이는 1차년도 난방비교 시험의 0.65°C 대비 월등한 것으로, 이는 하계 지중의 상태가 동계와 달라 이러한 특성이 반영된 결과로 추측할 수 있음.



Length (m)	PVC with tub (°C)	Underground (°C)	Outdoor (°C)	Flow (CMH)
0	33.8	22.7	34.16	677.48
10	30.7			
20	27.5			

dT [Air In-Out] : 6.38°C



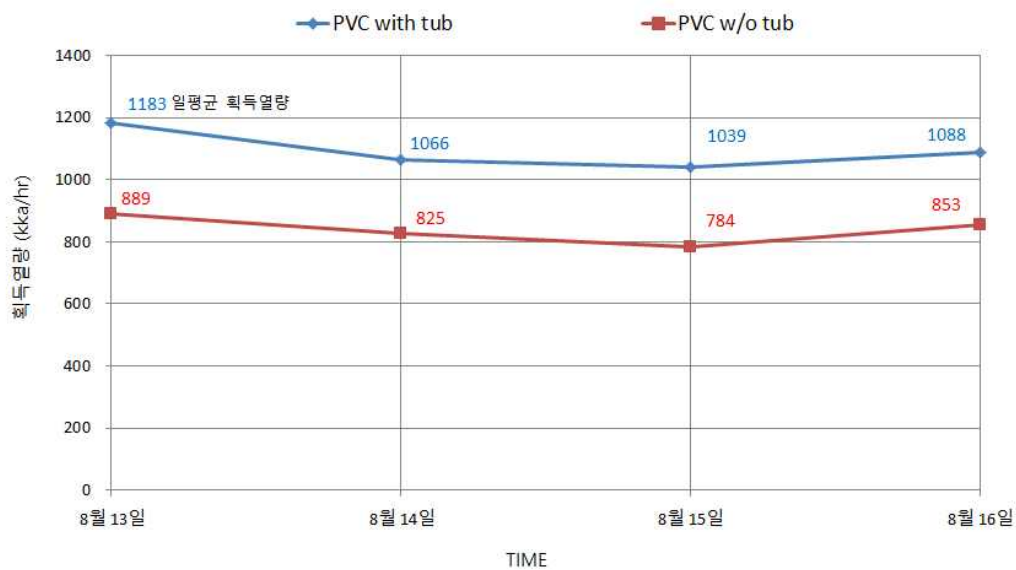
Length (m)	PVC w/o tub (°C)	Underground (°C)	Outdoor (°C)	Flow (CMH)
0	32.0	22.7	34.16	683.68
10	30.3			
20	28.3			

dT [Air In-Out] : 3.74°C

상기 그래프는 동풍량조건에서의 dT 비교를 위해, 평균 값이 아닌 순간 측정값을 발췌함.

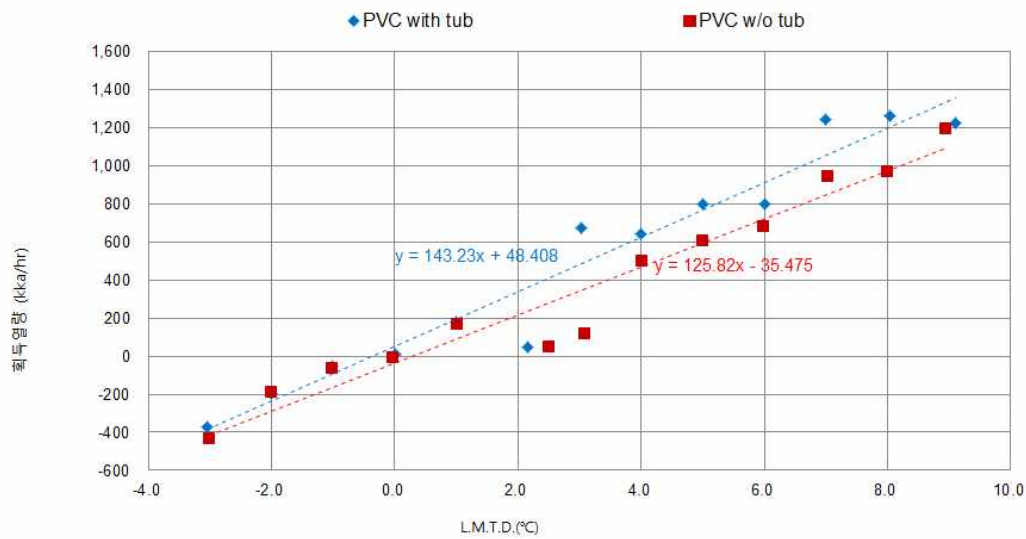
[그림 3-29] 난류에 따른 온도 특성

Field test : Energy Gain (Daily average)



[그림 3-30] 난류에 따른 일별 Heat Flux 특성

o 난류 회전판을 적용한 Model B의 일별 Heat Flux가 A대비 높은 특성을 보임.

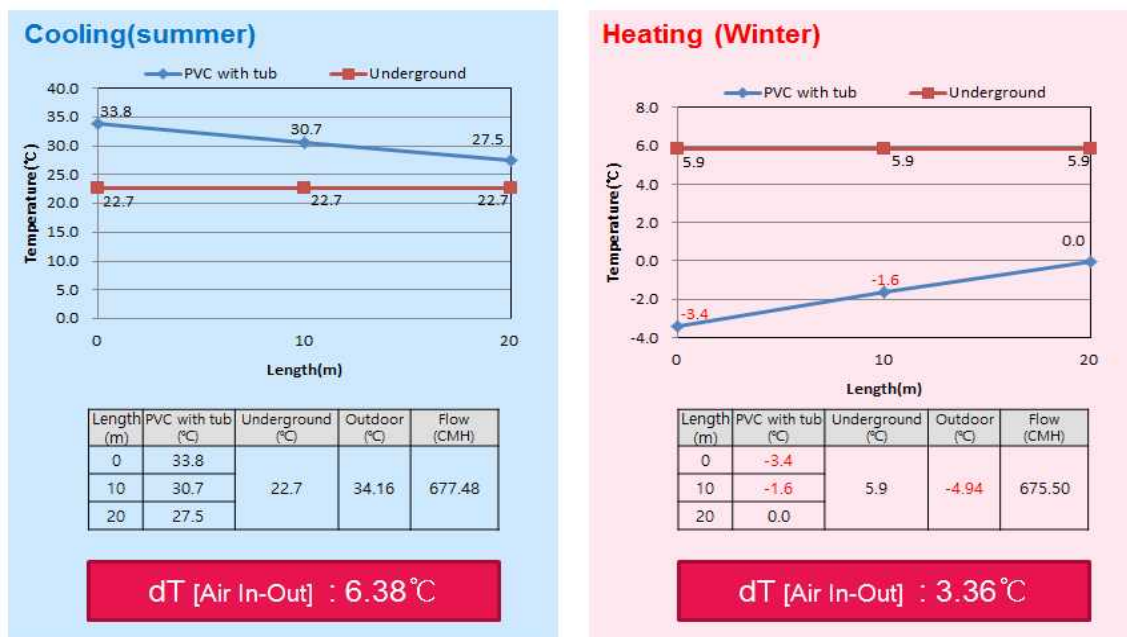


[그림 3-31] 난류에 따른 LMTD 기준 Heat Flux 비교

- LMTD 기준 분석결과 난류 회전판을 적용한 Model B가 더 높은 X 계수를 가지므로, 더 높은 열교환 성능을 가진 것을 알 수 있음.

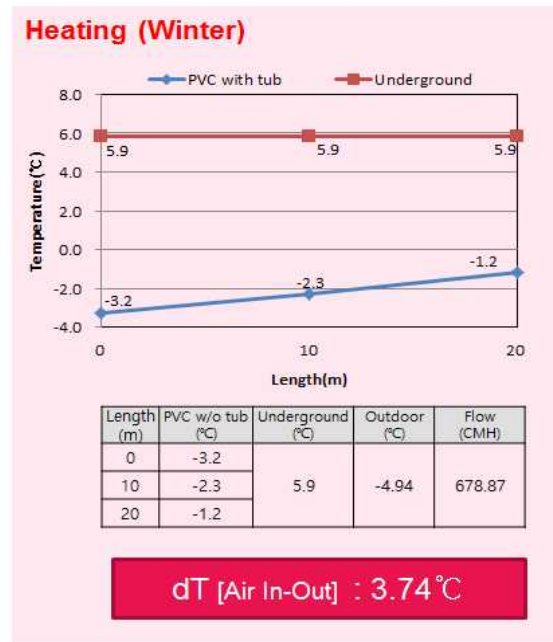
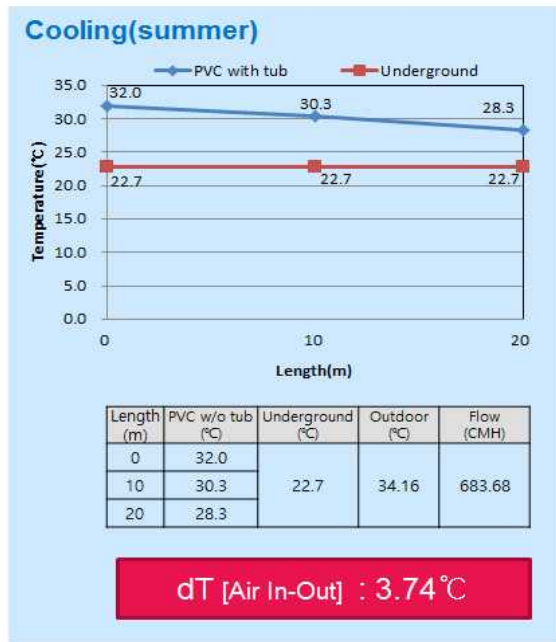
(4) GAEA 모델별 동계 및 하계 열교환 성능 비교

- GAEA 열교환기의 회전판 적용 효과의 동계 및 하계 특성을 비교 분석하였음. 유사한 비교를 위하여 회기온도 및 풍량이 유사한 조건을 선정하여 비교하였음.



상기 그래프는 동풍량조건에서의 dT 비교를 위해, 평균 값이 아닌 순간 측정값을 발췌함.

[그림 3-32] PVC with tub Heat Flux 비교



상기 그래프는 동풍량조건에서의 dT 비교를 위해, 평균 값이 아닌 순간 측정값을 발췌함.

[그림 3-33] PVC w/o tub Heat Flux 비교

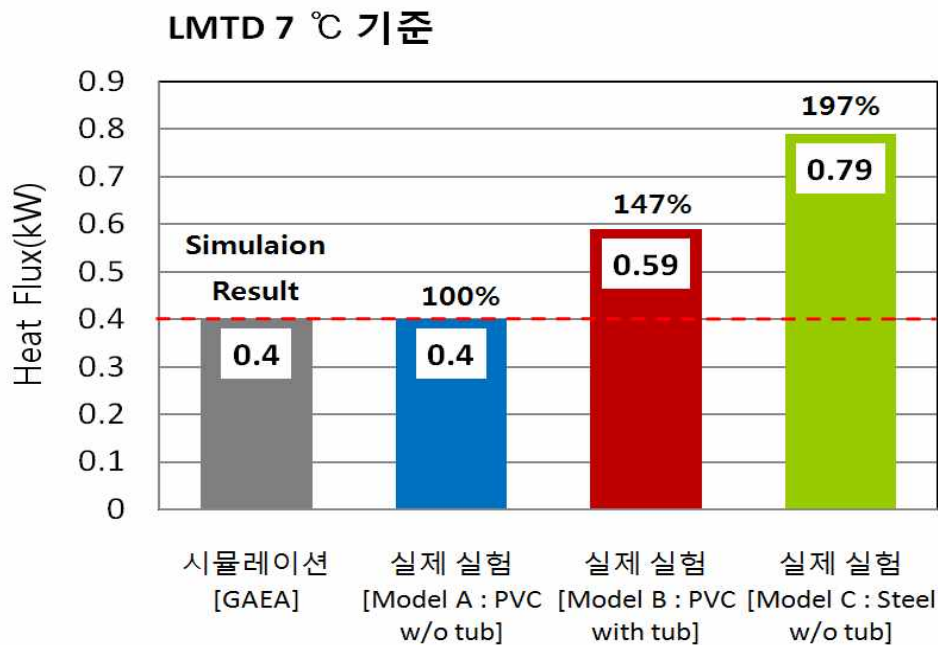
- GAEA with tub 의 경우 동계 보다는 하계의 에너지 획득량이 높게 나타나며 이를 볼 때 난방시즌대비 냉방시즌에 열교환기의 출력이 높다는 것을 알 수 있음.
- GAEA W/O tub 의 경우 동계 및 하계의 열교환 성능이 큰 차이가 없음을 알 수 있음. 그동안 GAEA 시뮬레이션에서는 열교환기의 재질이나 터블런스 효과에 대한 시뮬레이션 평가를 할 수 없어 큰 차이가 없을 것이라 판단했지만 실제 하계의 내부의 터블런스 기구의 효과가 기대이상으로 큰 것임을 알 수 있음.

(5) GAEA 프로그램 유효성 평가

- GAHX는 외기와 지중온도의 차이에 따라 열교환량이 변동됨.
- 따라서, LMTD를 활용하여 GAEA 프로그램을 통한 설계용량 값과 실제시험의 용량값을 비교하여 분석하는 것이 바람직함.
- 다음은 GAEA 프로그램을 통해 수행한 시뮬레이션 결과 값과 실제 실험값의 Heat Flux (kW)를 비교한 결과임.
- 결과에서 보이는 것과 같이 3가지 Type GAHX 열교환기는 GAEA 설계값보다 각각 0%, 47%, 97% 높은 열교환 능력을 가진 것으로 나타남.
- 이는, 앞서 언급한 것과 같이 시뮬레이션과 실제 제작간의 배관의 형태 또는 두께, 난류 형성유무에 기인한 것으로 판단됨.
- 이 결과는 GAEA 프로그램을 사용하여 GAHX 열교환기의 실증 설계시 재질 및 구조, Turbulence 유무에 따른 설계 기초자료로 활용될 예정임.

[표 3-24] 시뮬레이션과 실제 실험 결과값 비교표

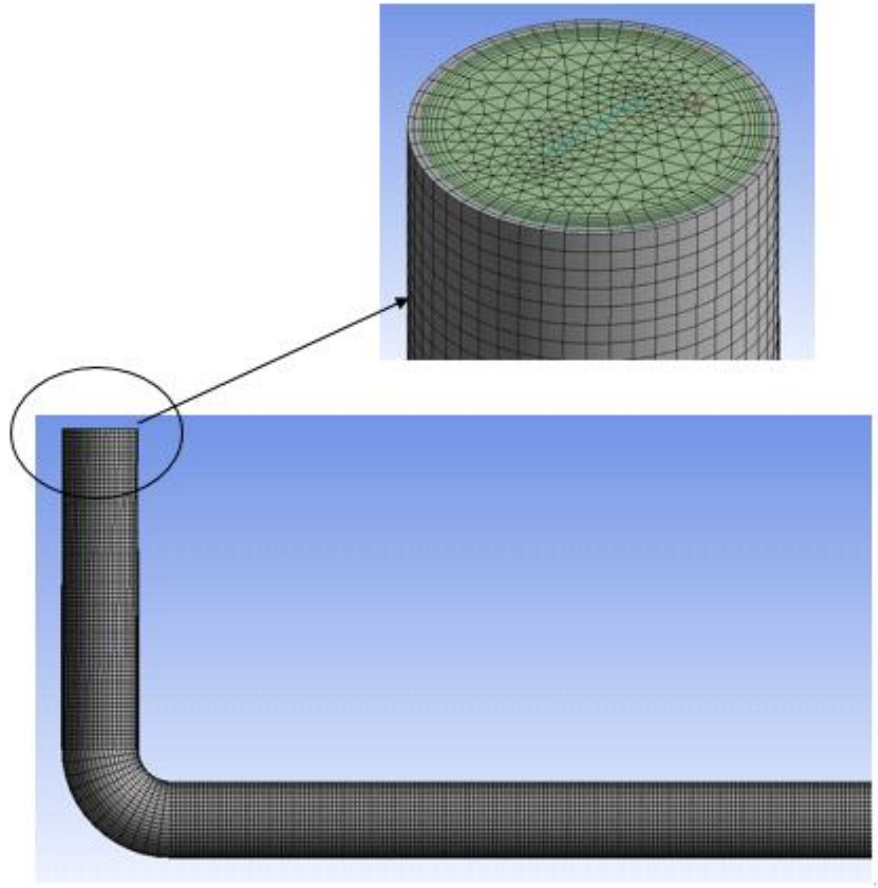
LMTD(°C)	Heat Flux 결과값 (kW)			
	시뮬레이션 [GAEA]	실제 실험		
		Model A : PVC w/o tub	Model B : PVC with tub	Model C : Steel w/o tub
14.4	0.7	-	-	-
11.4	0.6	-	-	-
7	0.4	0.4 (LMTD 7.1)	0.59 (LMTD 6.8)	0.79 (LMTD 6.2)
1.6	0.1	-	-	-
-3	-0.1	-0.31 (LMTD -3.0)	-0.27 (LMTD -2.5)	-0.48 (LMTD -2.3)
-5.8	-0.2	-	-	-
-5.7	-0.2	-0.19 (LMTD -5.6)	-	-
-3	-0.1	-	-	-



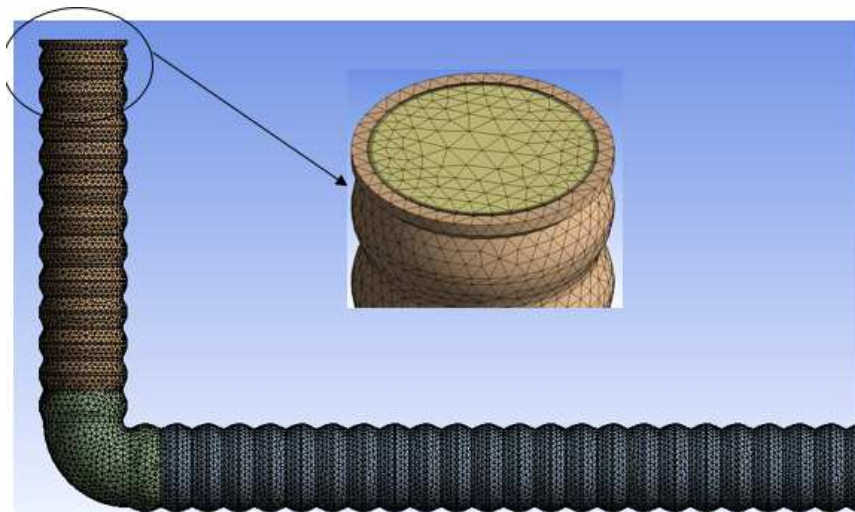
[그림 3-34] 시뮬레이션 해석값과 실제 실험 결과 비교 그래프

라. GAHX 기초시험모델 시뮬레이션 결과

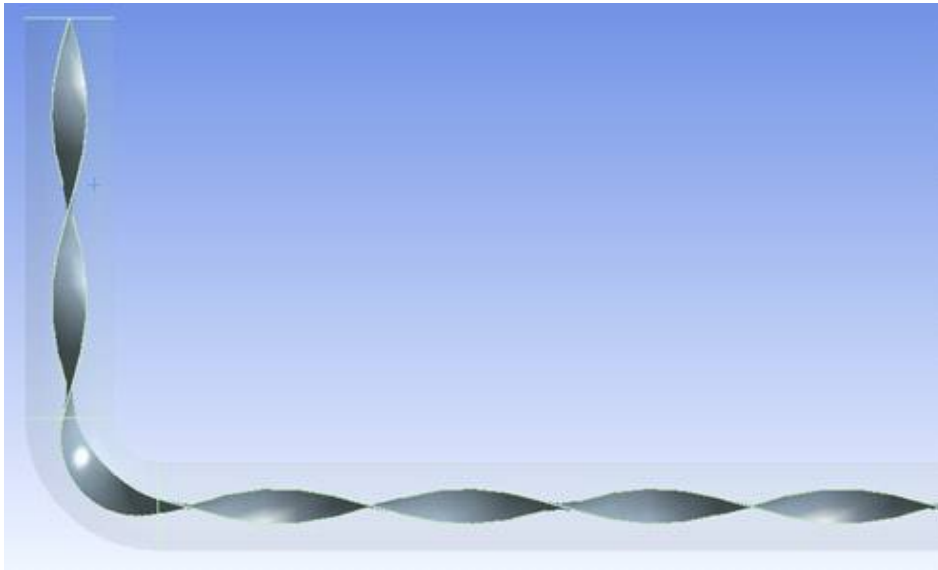
- GAHX를 설계하기 위한 기초시험 모델을 검증하고, 개선형 모델을 개발하기 위한 전산유체역학 시뮬레이션 연구를 수행.
- 시뮬레이션에 사용한 GAHX 모델의 기본(Base Case)형상 및 경계 조건은 하계 사전시험에서 사용한 조건과 동일함.
- 시뮬레이션 GAHX 형상별 케이스는 일반관(Baseline), 난류판 장착(Turbulent Plate), 파형관(Corrugated Pipe), 나선형관 삽입관(Helical Insert), 나선형관(Sloped-spiral Pipe)으로 구성 하였으며 그 모델은 [그림 3-35]와 같음.



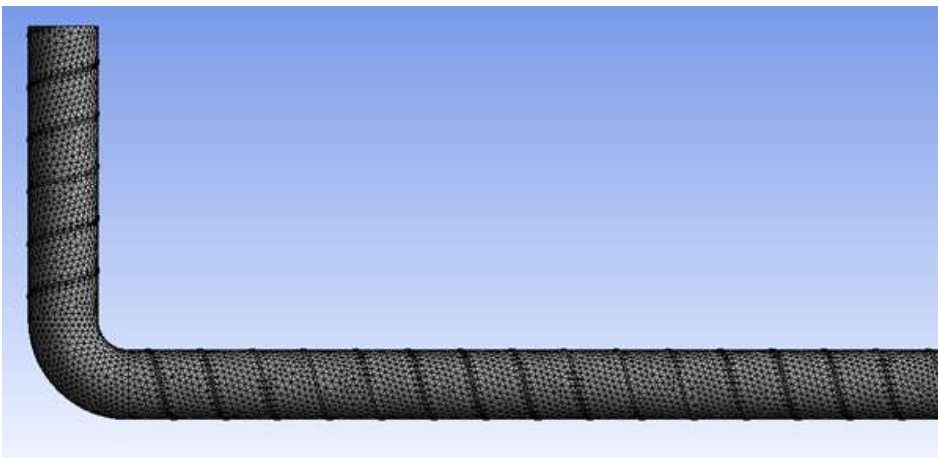
[그림 3-35] 일반 GAHX의 격자모델



[그림 3-36] 파형(Corrugated) GAHX의 격자모델



[그림 3-37] 나선형 삽입(Helical Insert) 장치의 격자모델



[그림 3-38] 나선형(스파이럴) GAHX의 격자모델

- 관형태별로 재질은 일반 PVC(Poly Vinyl Chloride), PC(Poly Carbonate), PE(Poly Ethylene), STEEL 재질을 활용하였고, 각 물성치는 [표 3-25]와 같음.

[표 3-25] 시뮬레이션 해석 물성치

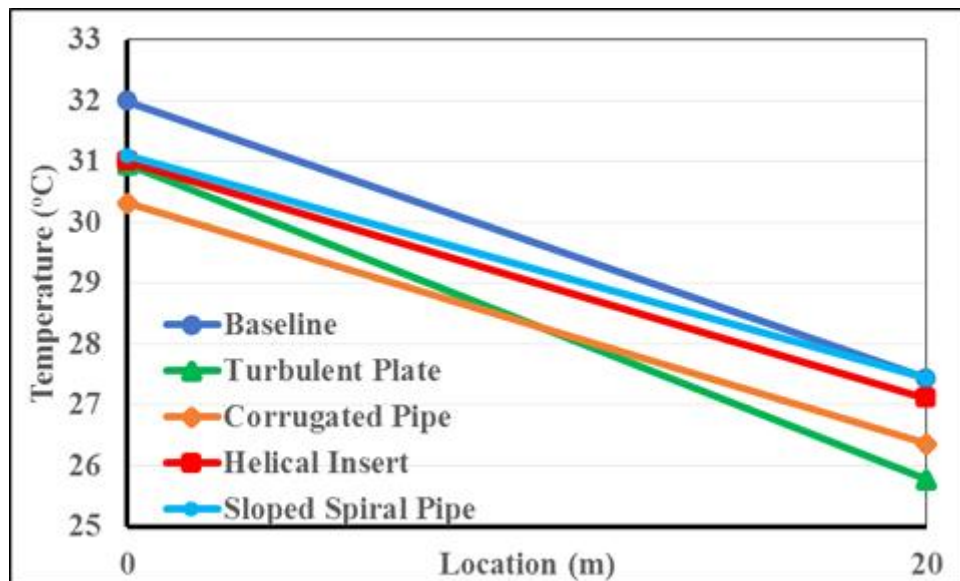
Material Properties				
	PVC	PC	PE	Steel (for all inserts)
Density (kg/m ³)	1450	1200	960	8050
Thermal Conductivity (W/m-K)	0.28	0.25	0.33	16.27
Specific Heat (J/kg-K)	900	1300	1850	502.48

[표 3-26] 시뮬레이션 경계조건

Turbulent Plate				
Date	Ground Temp	Outdoor Temp	Inlet Flow	Inlet Velocity
Aug 13	22.5	33.4	624.6	3.53
Baseline				
Aug 13	22.5	33.4	655.7	3.71

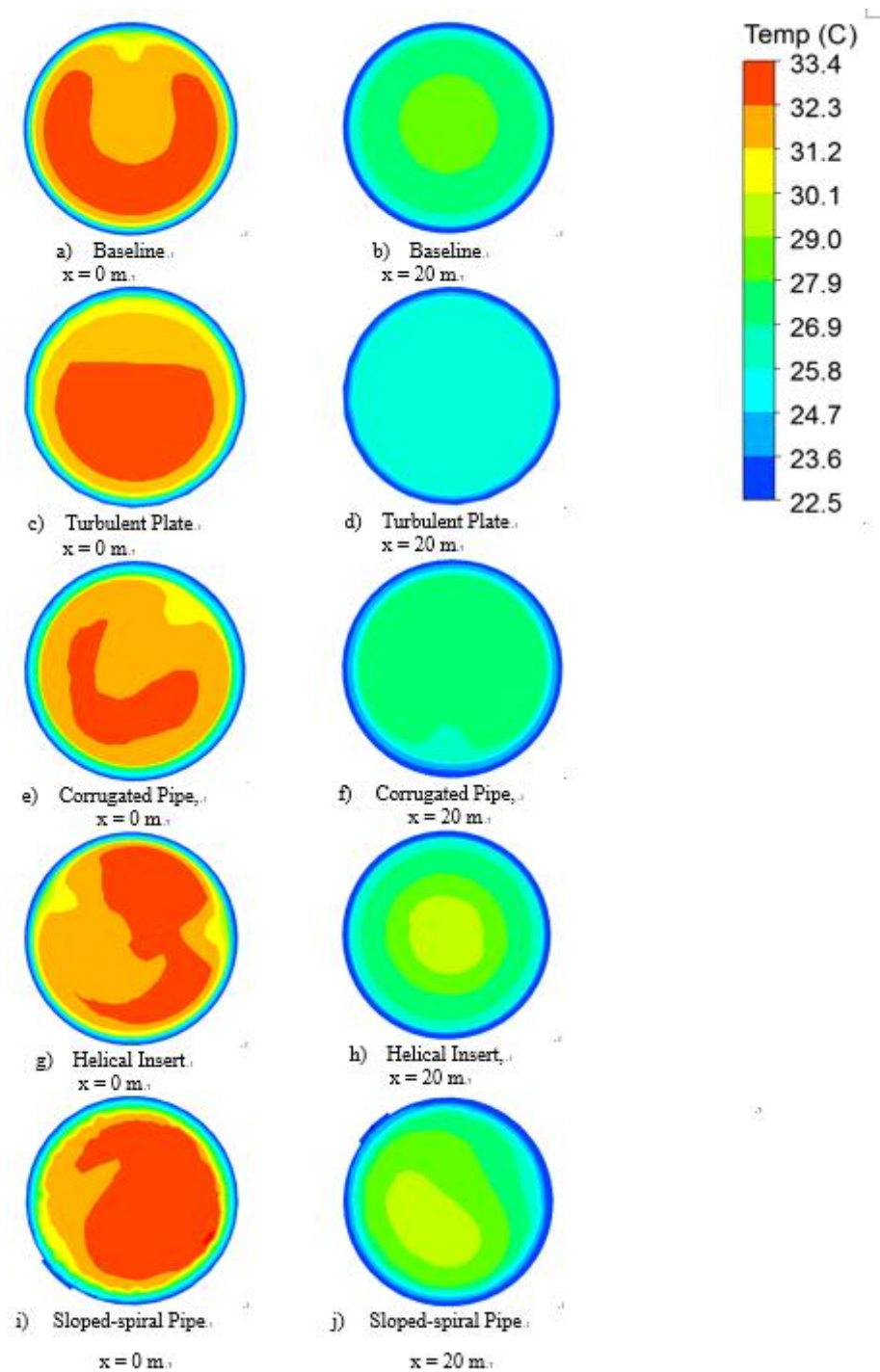
[표 3-27] 케이스별 온도 해석 결과

CASE	0 m	20 m	ΔT (20 m - 0 m)
Baseline	32.0	27.4	4.6
Turbulent Plate	30.9	25.8	5.2
Corrugated Pipe	30.3	26.4	3.9
Helical Insert	31.0	27.1	3.9
Sloped-spiral Pipe	31.1	27.4	3.7



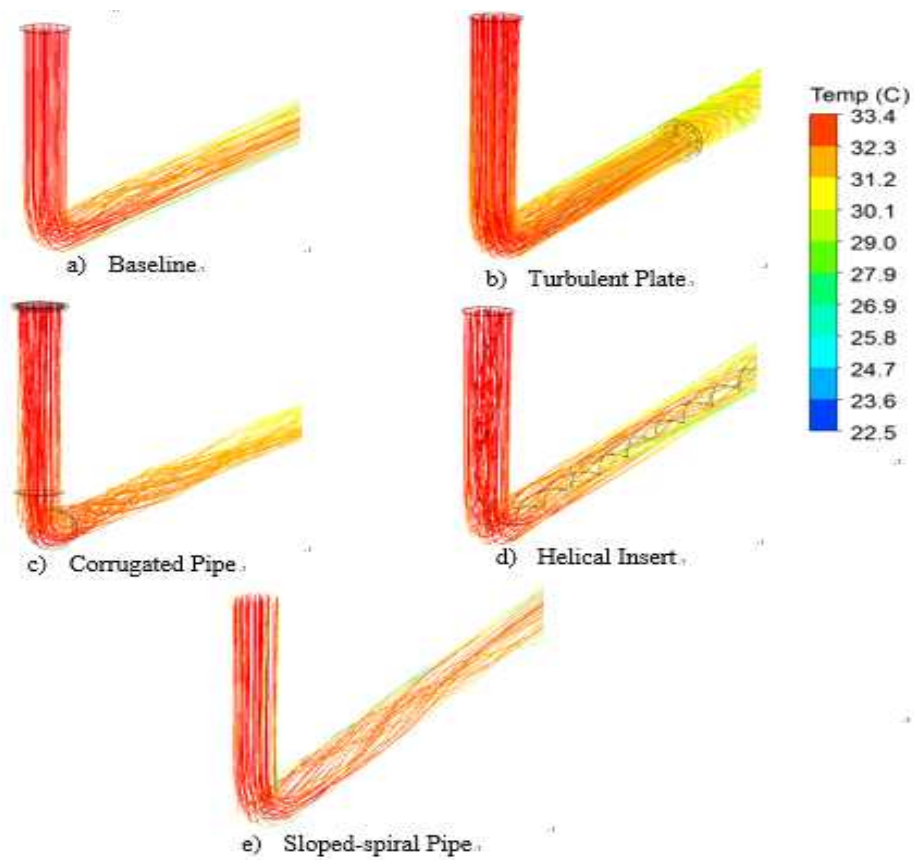
[그림 3-39] 관형상별 온도 해석 결과

○ 각 케이스 별로 관내 위치별 온도분포를 보여주는 그래프는 [그림 3-40]과 같음.



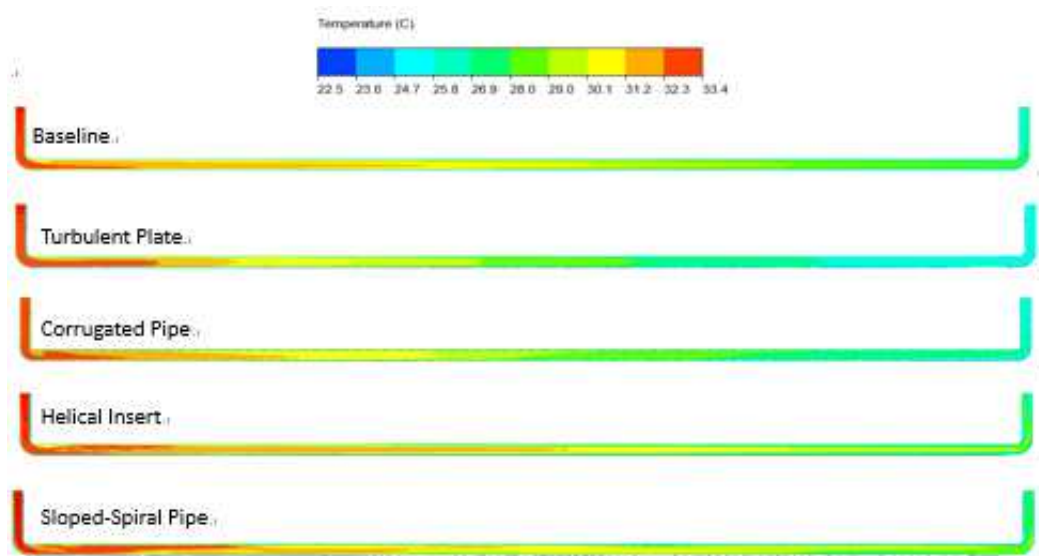
[그림 3-40] 케이스별 단면온도 분포 (0m, 20m)

o 각 케이스 별로 유체의 흐름을 파악할 수 있는 선도(Stream line)은 [그림 3-41]과 같음.



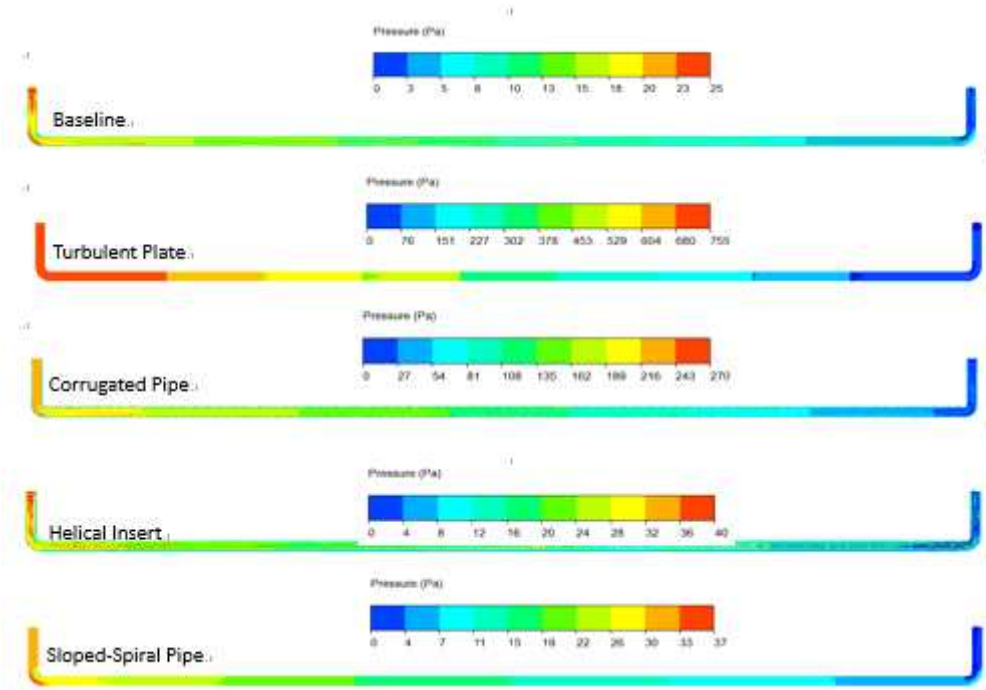
[그림 3-41] 케이스별 유속 선도

o 각 케이스 별로 관내 위치별 온도분포를 보여주는 그래프는 [그림 3-42]와 같음.



[그림 3-42] 위치별 온도 분포

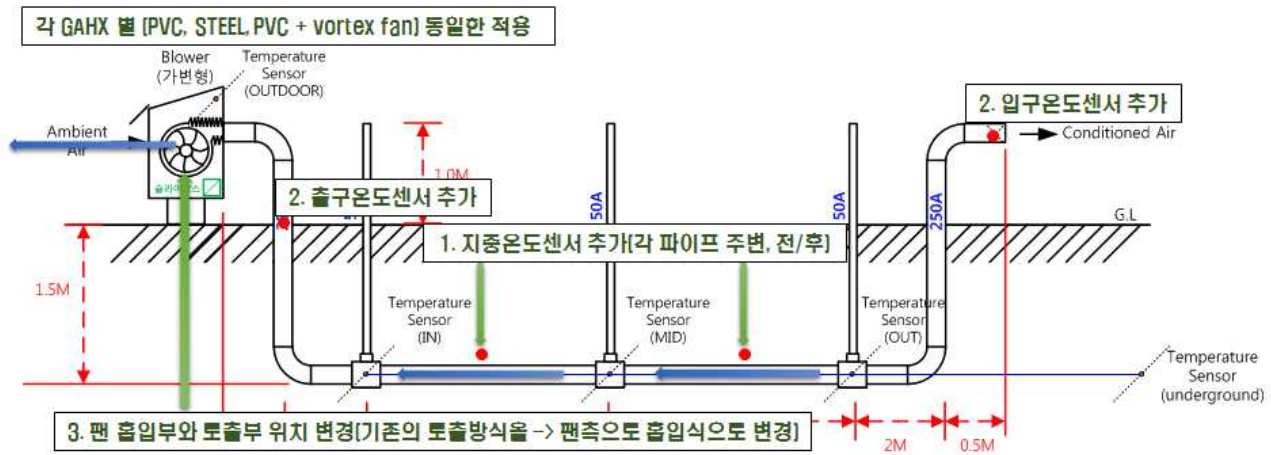
- 압력강하는 [그림 3-43]과 같이 난류판을 장착한 Turbulent Plate 케이스가 가장 크게 나타났고, 다음으로 파형관(Corrugated Pipe)에서 큰 수치를 보임.
- 압력성능을 고려하였을 때 일반관(Baseline), 나선형관 삽입관(Helical Insert), 나선형관(Sloped-spiral Pipe)이 상대적으로 크게 좋은 성능을 보임.



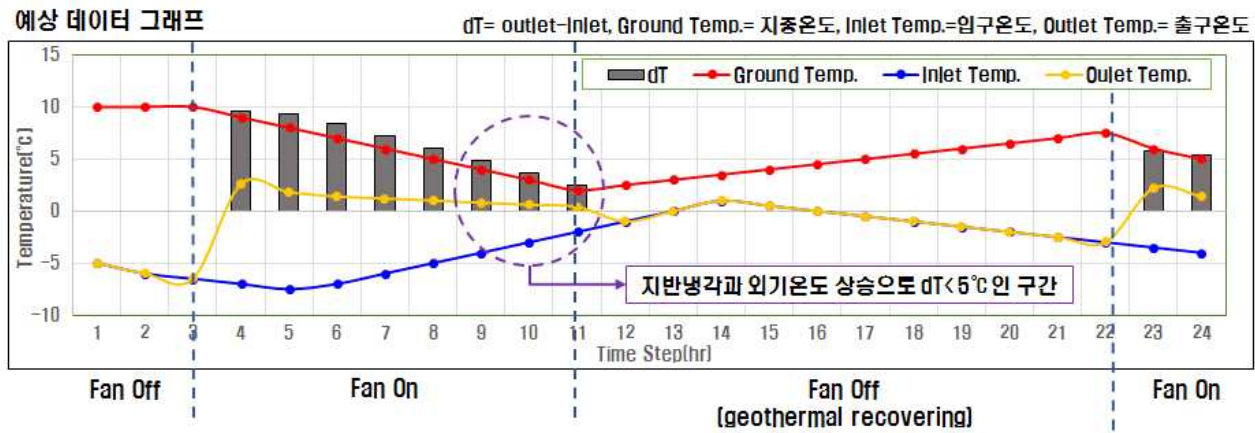
[그림 3-43] 위치별 압력 강하

마. 기초시험 실증현장 개선 사항

- 지중온도변화 확인을 위해 배관 주변 지중 또는 배관 벽의 온도 모니터링이 필요함. (1)
-> 지중에 중공이 있는 관을 삽입하여 센서를 매설하는 방식으로 설치 가능 - 6 포인트
- 추가 온도센서(각 파이프의 출입부, 토출부에 같은 타입의 온도센서)가 필요함. (2)
-> 입구로 유입되는 공기의 온도와 출구온도의 변화(dT가 증가된 데이터 확보) 확인.
- 팬의 흡입부와 토출부를 변경(팬측으로 흡입하는 방법으로 변경) 요청. (3)
-> 지중열교환기로 유입되는 공기가 팬의 영향을 받지 않도록 하기 위함.
- 파이프 주변 지중온도 모니터링을 통해 지중 열거동을 확인할 수 있음.
-> GAHX Fan 작동시간에 따른 지중온도 변화 및 회복 확인.
- 입구온도 및 출구온도와 지중온도의 차이를 통해 GAHX 제어에 이용 가능함.
-> Ex) $dT(\text{출구온도}-\text{입구온도}) < 5^{\circ}\text{C}$ Fan Off 또는 $(\text{지중온도}-\text{입구온도}) > 10^{\circ}\text{C}$ Fan On
- 실험 유량 값의 실증 시스템과의 적합성 여부를 위한 변경 제안.
-> 실증시스템에서의 GAHX 1path 당 요구유량이 300~500 CMH로 예상.



[그림 3-44] 센서 위치 개선 사항



[그림 3-45] 예상데이터 그래프

제 3 절 9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 개발

1. 9kWt급 태양열광(PVT) 시스템 설계

본 연구의 시스템 통합 목표치인 전력 3kWe 급의 태양열광 시스템을 설계하기 위하여, 열회수 장치의 관로길이, 유량별 압력손실을 이론적으로 계산해보기 위해 이론적 연구를 수행하였음.

- (식 3-13)은 덕트의 압력 손실을 계산할 수 있게 장방형 덕트의 원형 덕트 직경으로 환산할 수 있는 계산식임.

$$D = 1.3 \cdot \frac{(a \cdot b)^2 \cdot \frac{1}{8}}{(a+b)^2} \quad (\text{식 3-13})$$

여기에서, D 는 원형 덕트로의 환산직경, a 는 단변의 길이, b 는 장변의 길이임.

- 위 식을 활용하여 나타낸 환산도표는 [표 3-28]과 같음.

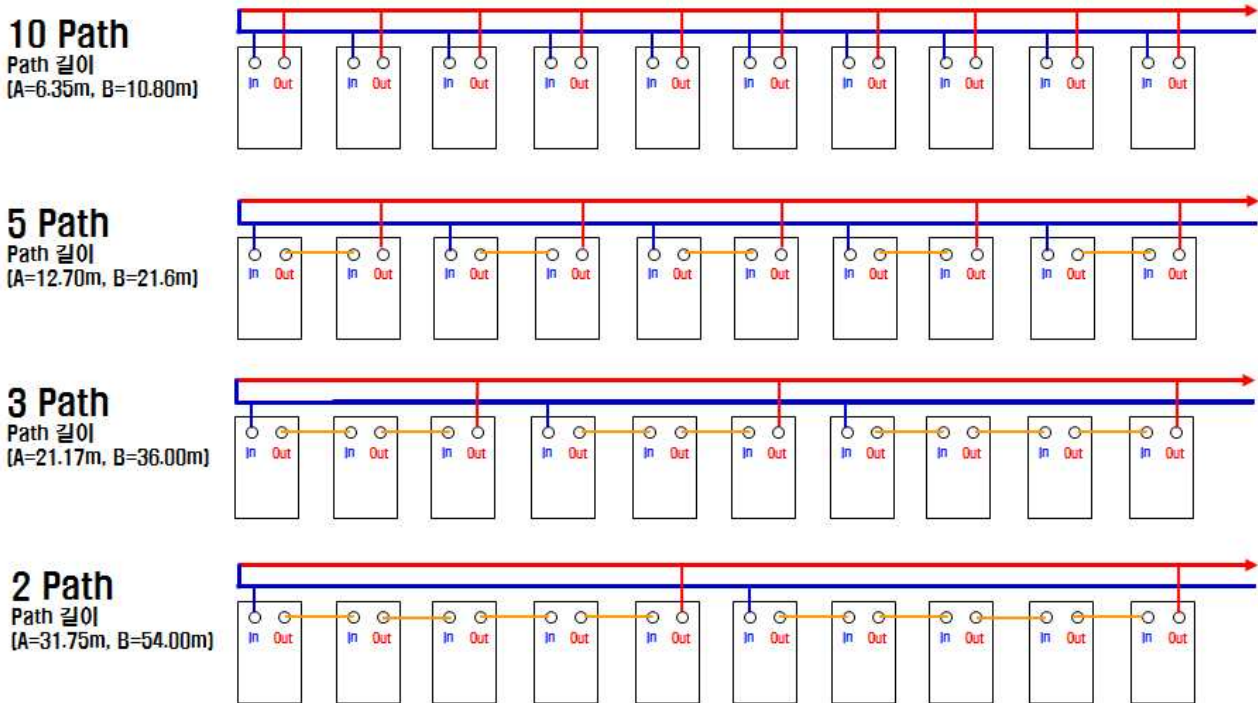
[표 3-28] 장방형 덕트의 환산 도표

장방형 덕트의 환산도표 (단위 cm)										
단변 장변	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
5	5.5									
10	7.6	10.9								
15	9.1	13.3	16.4							
20	10.3	15.2	18.9	21.9						
25	11.4	16.9	21.0	24.4	27.3					
30	12.2	18.3	22.9	26.6	29.9	32.8				
35	13.0	19.5	24.5	28.6	32.2	35.4	38.3			
40	13.8	20.7	26.0	30.5	34.3	37.8	40.9	43.7		
45	14.4	21.7	27.4	32.1	36.3	40.0	43.3	46.4	49.2	
50	15.0	22.7	28.7	33.1	38.1	42.0	45.6	48.8	51.8	54.7

- 열회수 장치 내부로 공기가 지나가는 유로를 원형으로 덕트의 지름으로 환산하였을 때, 약 169 mm 로 환산이 되며, 덕트 내부의 관로 형태를 고려하여 상당길이를 덕트길이의 두 배로 환산하여 계산함.
- 관로의 길이는 삼중에너지 생산 시스템의 모듈개수와 관로 연결 방법을 고려하여 4가지로

구분하였고, 그 내용은 [그림 3-46]과 같음.

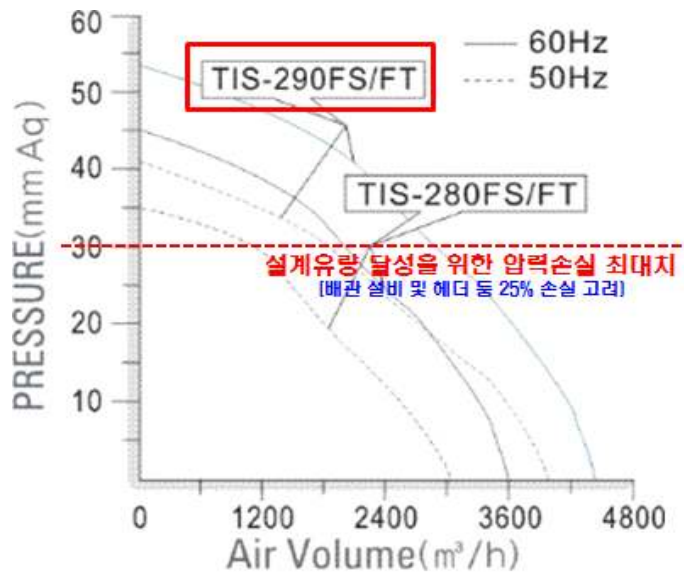
- 히트펌프의 요구 유량은 히트펌프 성능을 고려하여 열원 측 유량을 산정하였으며, 중풍량과 고풍량으로 나누어 각각 1,500 CMH, 2,500 CMH로 계산함.
- 압력손실 계산결과는 [표 3-29]와 같으며, 실험장치의 송풍기의 성능을 고려하여 가능한 설계치는 중풍량(1,500 CMH)에서 10 Path, 5 Path, 고풍량(1,500 CMH)에서 10 Path로 설계가 되어야 함.



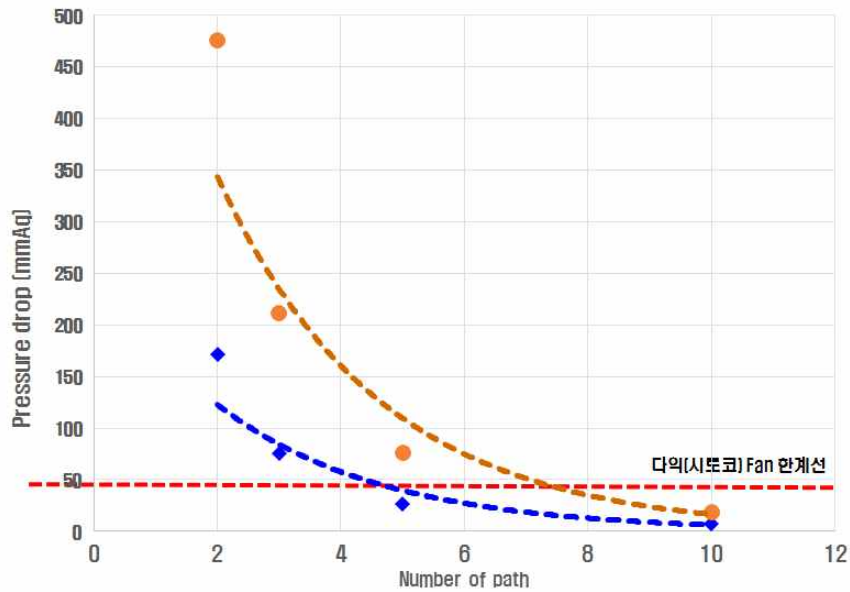
[그림 3-46] PVT 시스템 관로 설계 (안)

[표 3-29] PVT 시스템 관로 수에 따른 요구유량과 압력손실

히트펌프 풍량 (CMH)	효율별 예측 dT (°C)			관로의 수	관로 당 길이 (m)	관로 당 요구 풍량 (CMH)	유속 (m/s)	총 압력손실 (mmAq)
	20%	30%	40%					
1,500 (중풍량)	8	12	16	10	10.80	150	3	7
				5	21.60	300	6	27
				3	36.00	500	10	76
				2	54.00	750	15	171
2,500 (고풍량)	4.5	7	9	10	10.80	250	5	19
				5	21.60	500	10	76
				3	36.00	833	17	211
				2	54.00	1,250	25	476



[그림 3-47] TIS-290FS 송풍기의 성능곡선



[그림 3-48] 관로 수별 송풍기 압력강하의 한계

2. 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템 설계

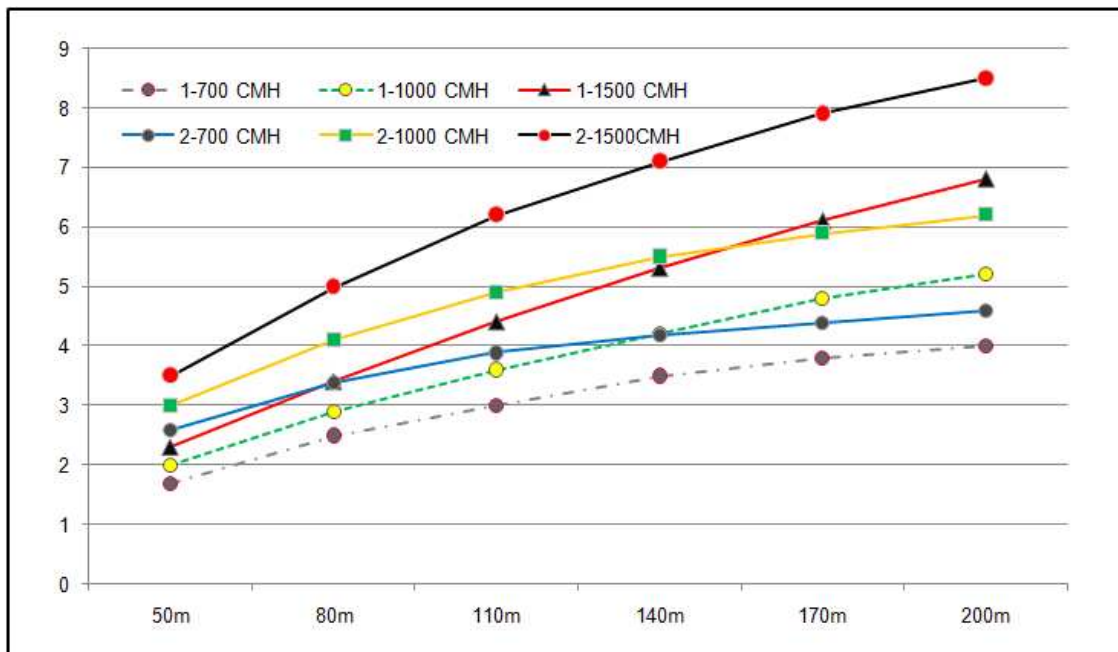
본 연구의 목표 통합 생산 냉열 6.0 kWth, 온열 9.0 kWth, PV 3.0 kWth 달성을 위해 냉열 부분의 열원으로 사용될 GAHX의 설계는 냉방운전시 열원중 히트펌프의 펌프 동력(1.5 kW)을 고려하여 최종 7.5 kWth를 획득을 목표로 하여 상용 프로그램 (GAEA Program)을 활용하여 디자인을 도출하였음. 이를 위해 먼저 1 Pass 및 2 Pass GAHX를 200m 기준으로 설계하고 각 길이 조건에 따른 에너지 획득값을 고려하여 가능한 열교환기 길이를 먼저 선정함. 분석 기초 조건은 아래의 표와 같이 대전지역을 기준으로 하여 Input Parameters를 선정하여 분석하였음.

가. 공기식 지중열 교환기 설계

- 분석결과 GAHX 길이가 늘어날수록 에너지 획득량은 점차 늘어나며, 1 Pass 열교환기에 비하여 2 Pass 열교환기의 열교환 능력이 약 20% 가량 높게 나타났으며 이는 열교환 특성이 반영된 결과임.
- 본 과제에서 목표로 하는 7.5 kWt 열획득을 위해서는 아래의 그래프와 같이 2 Pass로 하며 풍량은 1500 CMH, 열교환기 길이는 약 150 m 이상의 경우에 목표달성이 예상됨.

[표 3-30] GAEA 시뮬레이션 Input Parameters (1)

Input Parameters			
Dimension	Property	Value	Unit
Pipe	Pipe diameter(exterior)	250	mm
	Depth of pipes	2	m
Air	Volumetric flow rate	700 / 1000 / 1500	CMH
	Climate cond.	Daejeon Korea	-
	Max. monthly value	29.8	°C
	Yearly mean temp.	12.1	°C
	Min monthly value	-5.6	°C
Soil	Density	1800	Kg/m ³
	Heat capacity	1.34	kJ/(kg K)
	Thermal conductivity	1.49	W/(m K)



[그림 3-49] GAHX Pass, 풍량, 길이에 따른 Energy Gain

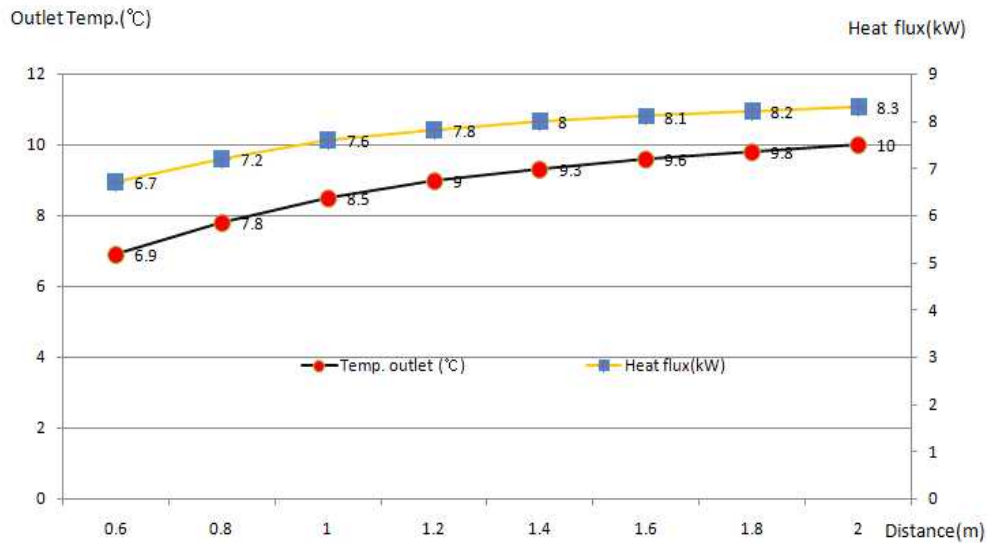
- 이러한 결과를 바탕으로 최종 디자인은 설치공간의 공간적인 특징을 고려하여 최종 5 Pass 디자인으로 각 Parameter를 아래와 같은 조건으로 분석하며, 특히 변수값 중에서 열교환기 관 사이의 간격을 0.6 m에서 2.0 m까지 변경하면서 에너지 획득량을 분석하였음.
- 분석결과 Pipe 사이 간격이 넓을수록 에너지 획득량은 증가하며, 증가속도는 점점 기울기가 낮아지는 쪽으로 진행함. Pipe 간격 1.2 m 이상에서는 에너지 획득량의 증가폭이 둔화되었음. 시공 시 토지가 충분하면 되도록 넓게 하면 좋지만 1~1.5 m 정도면 무난하며 간격 1.2 m, 깊이 1.5 m, 5 Pass Grid, 풍량 1500 CMH 조건에서 에너지 획득량은 7.8 kWth로 목표를 달성할 수 있었음.

[표 3-31] 지중열교환기 길이(유효열교환면적)별 열출력 특성 데이터

Pipe Length	HEAT FLUX (KW)						REMARK
	1-700 CMH	1-1000 CMH	1-1500 CMH	2-700 CMH	2-1000 CMH	2-1500CMH	
50m	1.7	2	2.3	2.6	3	3.5	
80m	2.5	2.9	3.4	3.4	4.1	5	
110m	3	3.6	4.4	3.9	4.9	6.2	
140m	3.5	4.2	5.3	4.2	5.5	7.1	
170m	3.8	4.8	6.1	4.4	5.9	7.9	
200m	4	5.2	6.8	4.6	6.2	8.5	

[표 3-32] GAEA 시뮬레이션 Input Parameters (2)

Input Parameters			
Dimension	Property	Value	Unit
Pipe	Pipe diameter(exterior)	250	mm
	Grid number	5	line
	Depth of pipe	1.5	m
	Total Pipe Length	200	m
	Distance between pipes	0.6 ~ 2.0	m
Air	Volumetric flow rate	1500	CMH
	Climate cond.	Daejeon Korea	-
	Max. monthly value	29.8	°C
	Yearly mean temp.	12.1	°C
	Min monthly value	-5.6	°C
Soil	Density	1800	Kg/m ³
	Heat capacity	1.34	kj/(kg K)
	Thermal conductivity	1.49	W/(m K)



[그림 3-50] 5-Pass GAHX 매설 간격에 따른 Energy Gain

나. 공기식 지중열 교환기 개선 및 민감도 분석

(1) 열교환기 간격(설치면적) 및 토양에 따른 연간 에너지 획득량 분석

- 2차년도에는 1차년도의 연구 분석 내용을 보다 심층적으로 분석하기 위하여 열교환기의 설치 간격 및 토양의 조건에 따른 연간 에너지 획득량을 비교 분석하여 이를 통해 토양의 상태에 따른 최적의 열교환기 설치(간격) 최적조건을 확인할 수 있었음.

[표 3-33] GAEA 시뮬레이션 Input Parameters

EHX			
Number of pipe path	5		EA
Length of pipe	200		m
Pipe diameter	250		mm
Distance of pipe	1 ~ 2 m		(0.2m 간격)
Pipe depth	1.5		m
Soil			
Soil	Density (kg/m3))	Heat capacity (kJ/kg K)	Thermal conductivity (W/mK)
moist loamy soil	1800	1.34	1.49
sandy ground	1520	1.65	1.24
clay	1500	0.88	1.28
HVAC			
Ventilationflow	1500		m^3/h
Set point temp	20		℃
Boundary value for heating	18		℃
Boundary value for cooling	25		℃

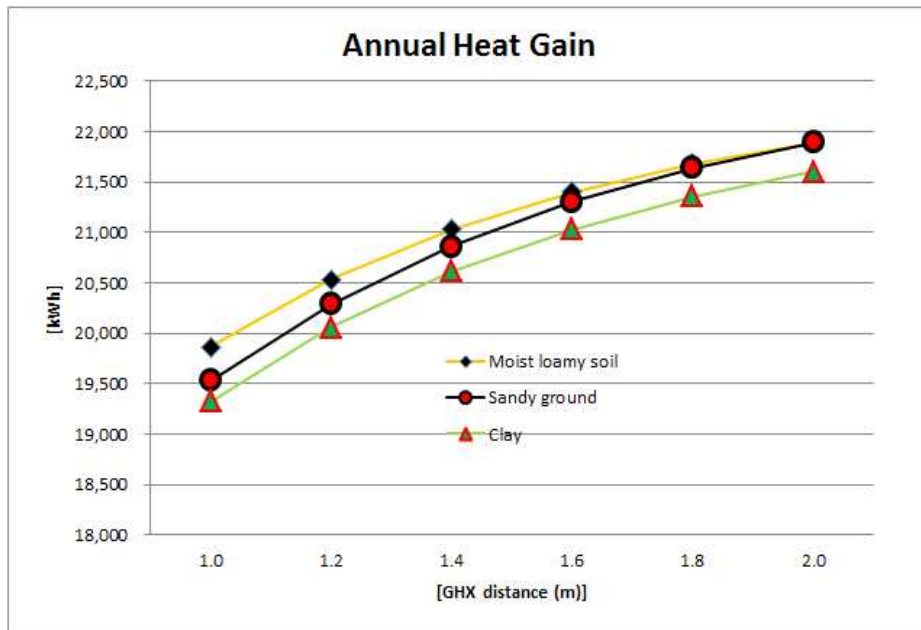
[표 3-34] 토양 종류 및 열교환기 간격(설치면적)에 따른 연간 에너지 획득량

Distance (m)	Area (m ²)	Heat gain (kWh)			비 고
		Moist loamy soil	Sandy ground	Clay	
1.0	150	19,865	19,530	19,326	
1.2	180	20,532	20,287	20,057	
1.4	210	21,028	20,863	20,612	
1.6	240	21,401	21,303	21,034	
1.8	270	21,680	21,639	21,356	
2.0	300	21,889	21,894	21,599	

[표 3-35] 열교환기 간격(설치면적)에 따른 입출구 온도 및 열 출력 데이터

Distance (m)	Area(m ²)	Temp. inlet (°C)	Temp. outlet (°C)	Heat flux(kW)
1.0	150	-5.7	8.5	7.6
1.2	180	-5.7	9	7.8
1.4	210	-5.7	9.3	8
1.6	240	-5.7	9.6	8.1
1.8	270	-5.7	9.8	8.2
2.0	300	-5.7	10	8.3

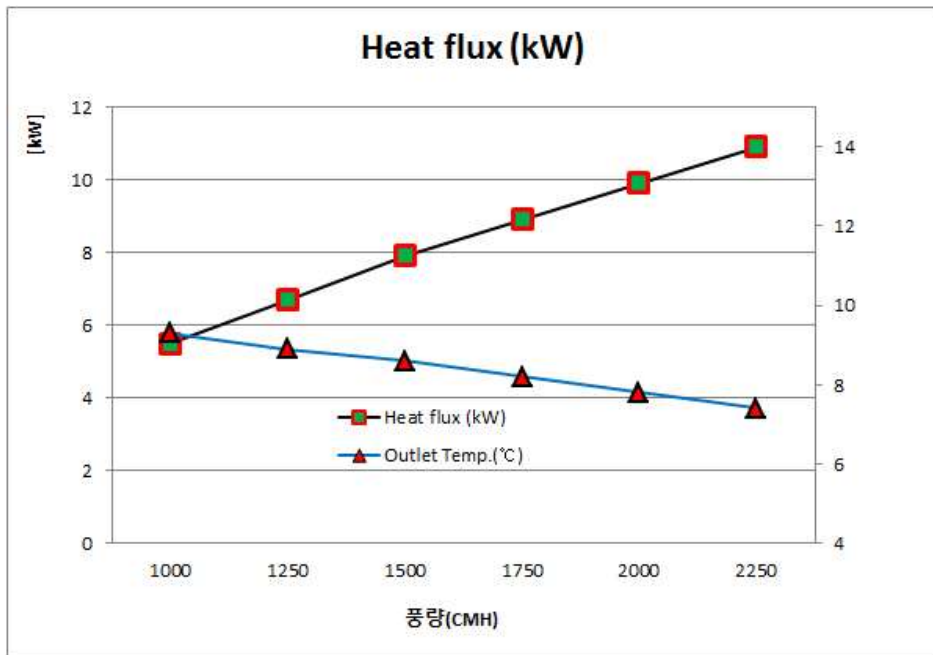
- 연간 에너지 획득량은 1일 6시간 가동으로 부하연동 없이 총 에너지 생산량 기준으로 분석 하였으며, 토양의 종류 및 열교환기 간격에 따라 에너지 획득량은 큰 차이를 보였음.
- 에너지 획득량 측면에서는 당연히 Moist loam soil, Sandy ground, Clay 순으로 많은 에너지 획득량을 나타낸다 하지만 각 토양에 따른 에너지 획득량의 패턴은 [그림 3-51]과 같이 기울기 패턴이 다르게 나타남을 알 수 있었음.
- 즉 토양 종류에 따라 열교환기의 설치 간격을 다소 조정이 가능함을 알 수 있음.



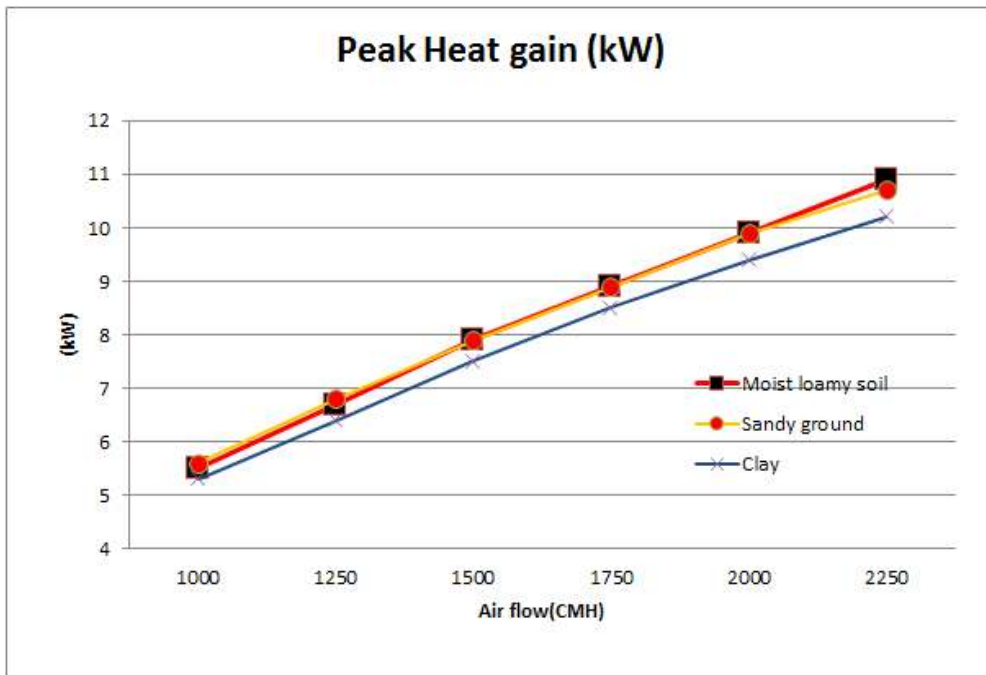
[그림 3-51] 토양종류 및 설치 간격에 따른 연간 에너지 획득량

(2) 풍량에 따른 각 열교환기의 에너지 월별 에너지 획득량 분석 (Peak 값)

- 풍량에 따른 월별 에너지 획득량 피크값을 통해 최적 풍량값을 확인하고 각 조건에서의 피크에너지 생산량 확인을 통해 향후 시스템의 설계시 반영코자 하였음.
- [그림 3-53]에서 분석한 바와 같이 각 열교환기의 피크값은 큰 차이를 보이고 있지는 않으며 풍량에 따라 에너지 획득량은 선형적인 특성을 나타내고 있어 GAEA 설치 장소에 따라 열교환기의 설치면적을 줄이고자 할 경우에는 풍량의 조절을 통해서 목표로 하는 에너지 획득량을 얻을 수 있음을 확인 할 수 있었음. 이 경우에는 팬 측면에서 정압손실이 크게 나타나기 때문에 이를 고려해야 하며, 특히 본 과제의 목표 난방 출력 7 kW는 풍량 1500 CMH 이상에서 달성할 수 있음을 알 수 있음.
- 특히 풍량이 높을수록 에너지 획득량은 증가하지만 토출온도가 낮아지기 때문에 유효온도라는 관점에서는 어떠한 풍량 점이 최적인지에 대한 보다 세밀한 분석이 필요함. 즉 히트펌프와 연계시 COP 관점에서 온도, 풍량, 에너지량이 복합적으로 영향을 미치므로 이들에 대한 보다 세밀한 분석이 요구되지만 실증을 통해서 분석함이 더욱 적절할 것으로 사료됨.

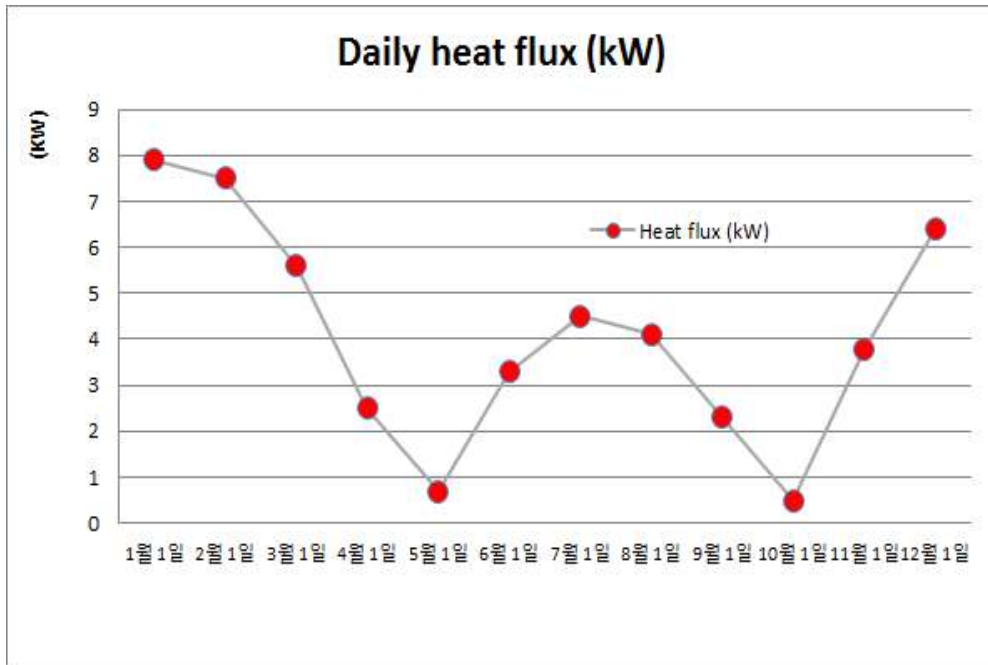


[그림 3-52] 풍량에 따른 열교환기 피크값 및 토출 온도



[그림 3-53] 토양조건 및 풍량에 따른 열교환 능력 비교

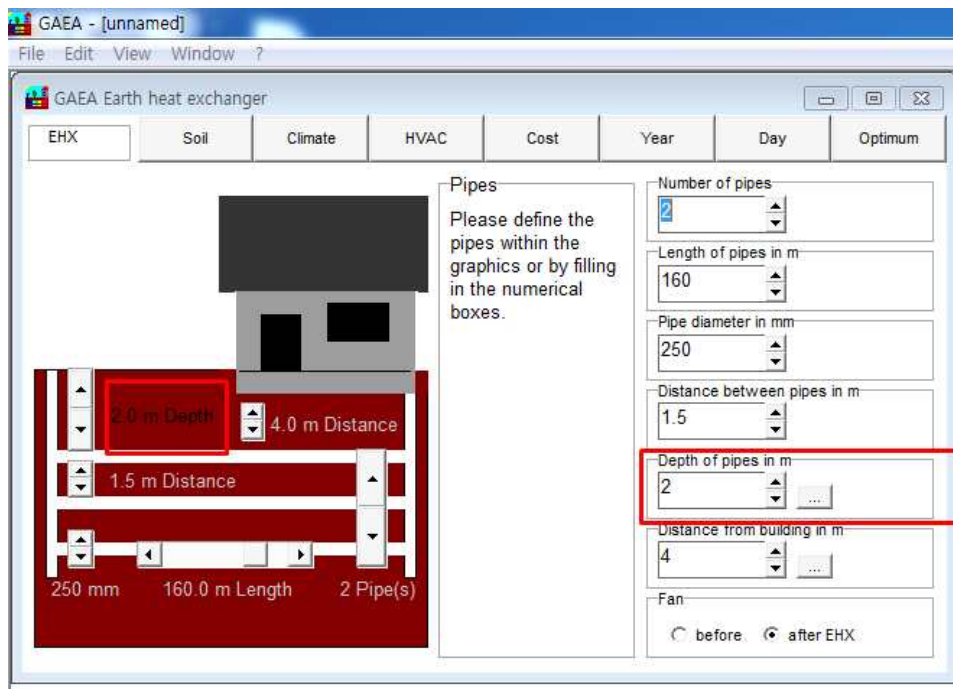
- 월별 에너지 획득량을 보면 간절기에는 지중온도와 실내의 목표 온도의 차가 적기에 에너지 획득량이 적음을 알 수 있음. 특히 12월부터 3월까지 지중온도 대비 외기온도가 낮기 때문에 최대의 열 교환량을 나타내므로 난방에도 큰 효과가 예상됨.



[그림 3-54] 월별 에너지 획득량 비교 (피크값)

다. 공기식 지중열 교환기 심도별 에너지 획득량 분석

- 지중열교환기의 심도별 에너지 분석량은 상용프로그램인 GAEA를 통해 분석이 가능함.



[그림 3-55] GAEA 프로그램을 활용한 지중열교환기 심도 조절 기능

- 상기 설계된 지중열교환기의 조건인 250mm 관경의 5path의 총 200m의 지중열교환기를 활용하여 열교환기 깊이별 시뮬레이션을 수행함.
- 토양조건, 온도조건 및 HVAC(송풍기) 조건은 GAEA에서 제공되는 기본 값을 활용함.
- 열교환기의 깊이는 지면으로 0.5m 깊이부터 0.5m 간격으로 시공 유효 깊이라고 판단되는 약 3.5m 까지 시뮬레이션을 수행함.

[표 3-36] 열교환기 간격 깊이(심도)별 연간에너지 획득량 차이 비교

Ground depth(m)	Heat Gain(kWh)	Heat Loss(kWh)
0.5	3,947	336
1.0	3,954	329
1.5	3,956	329
2.0	3,956	329
2.5	3,956	329
3.0	3,956	329
3.5	3,956	329

- 심도별 연간 에너지 획득량의 차이는 [표 3-36]과 같으며, 비교적 일정한 온도를 유지하는 1.5m 깊이 이하부터는 연간에너지 생산량의 차이가 거의 없음.
- 이를 바탕으로 지중열교환기의 최저깊이가 1.5m 이하의 경우 고심도에서 얻는 효과가 미비하므로 본 삼중 에너지 생산 실증 시스템에서는 최저 깊이를 고려해 2.0m 깊이로 설계함.

3. 공기 대 물 히트펌프(AWHP) 선정 및 성능

삼중에너지 생산시스템을 구현하기 위해 실증용량인 9 kWt의 난방을 공급할 수 있는 공기열원 히트펌프를 찾아보았음. 국내에서는 11 kWt 급이 가장 작은 용량으로 조사되었고, 시뮬레이션 연구와 사전 설계에 필요한 멀티 포인트 성능데이터를 제공하는 히트펌프 중 용량에 맞는 제품으로 선정하였음. 선정된 히트펌프는 Mammoth社의 난방 9.5 kWt , 냉방 8 kWt를 공급할 수 있는 공기 대 물 히트펌프인 MKLRS-8J1P를 선정하였음. 선정된 히트펌프의 사양은 다음과 같음.

[표 3-37] MKLRS-8J1P 히트펌프의 사양

모델명			MKLRS-8J1P
전원 (V/Ph/Hz)			220-240/1/50
바닥 난방 시	난방용량	kW	9.5
	정격소비전력	kW	2.45
	COPh	W/W	3.9
팬 코일 난방 시	난방용량	kW	9.5
	정격소비전력	kW	2.80
	COPh	W/W	3.4
냉방	냉방용량	kW	8
	정격소비전력	kW	2.75
	COPc	W/W	2.9
순환수 유량	난방	m3/h	1.8
	냉방	m3/h	1.5
Water resistance		kPa	≤10
Compressor type			EVI Scroll
Refrigerant			R407C
Stacking layers		layer	1
Water pipe connector		mm	DN25(1")
Ambient condition		℃	-20 ~ 60

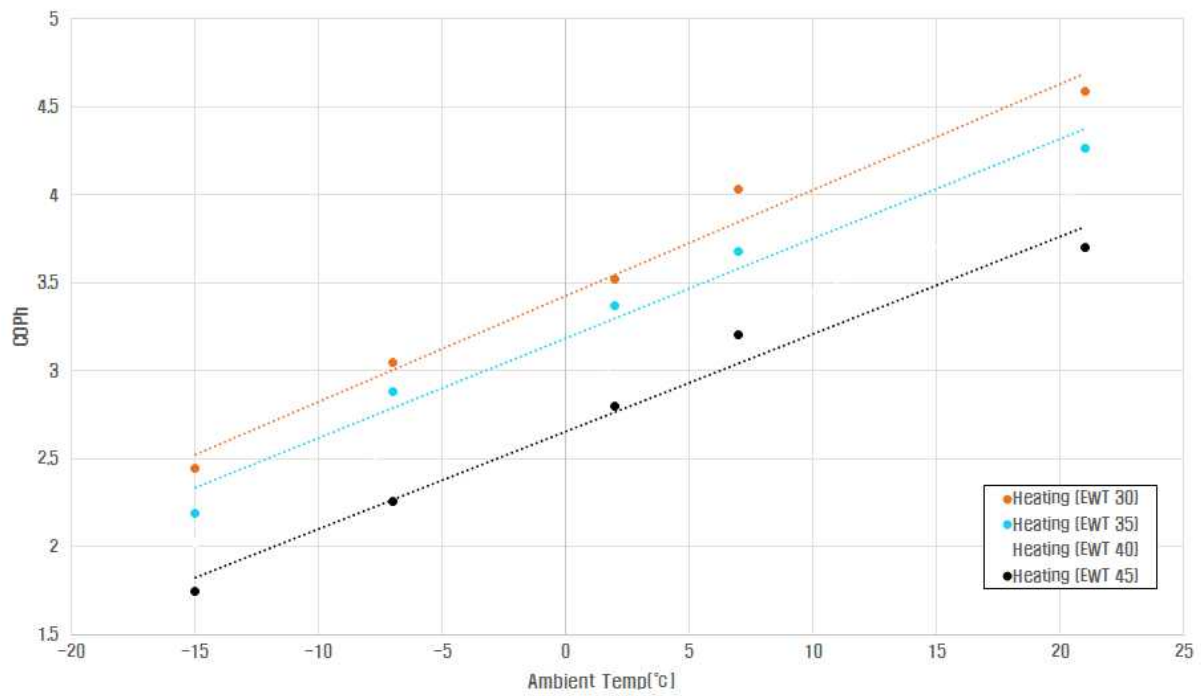
[표 3-38] MKLRS-8J1P 히트펌프 난방성능 데이터

난방모드 (EWT 45°C)			
외기온도(°C)	난방용량(kWt)	소비전력(kW)	COPh
-15	3.80	2.18	1.74
-7	6.08	2.69	2.26
2	8.00	2.86	2.80
7	9.36	2.92	3.21
21	11.77	3.18	3.70
난방모드 (EWT 40°C)			
외기온도(°C)	난방용량(kWt)	소비전력(kW)	COPh
-15	4.05	2.00	2.03
-7	6.34	2.49	2.55
2	8.34	2.68	3.11
7	9.50	2.80	3.39
21	11.98	3.06	3.92
난방모드 (EWT 35°C)			
외기온도(°C)	난방용량(kWt)	소비전력(kW)	COPh
-15	4.25	1.94	2.19
-7	6.68	2.32	2.88
2	8.56	2.54	3.37
7	9.89	2.69	3.68
21	12.54	2.94	4.27
난방모드 (EWT 30°C)			
외기온도(°C)	난방용량(kWt)	소비전력(kW)	COPh
-15	4.50	1.84	2.45
-7	6.97	2.29	3.04
2	8.69	2.47	3.52
7	10.24	2.54	4.03
21	12.71	2.77	4.59

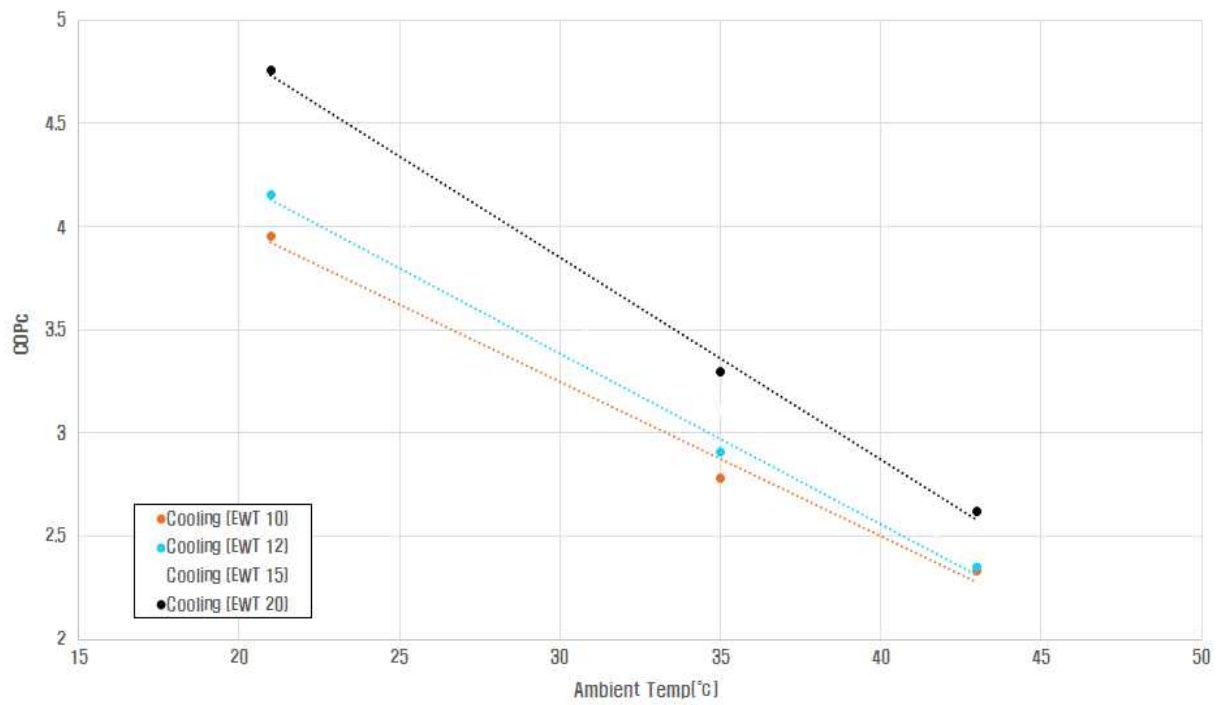
[표 3-39] MKLRS-8J1P 히트펌프 냉방성능 데이터

냉방모드 (EWT 20℃)			
외기온도(℃)	냉방용량(kWt)	소비전력(kW)	COP _c
21	11.51	2.42	4.76
35	9.82	2.98	3.30
43	8.56	3.27	2.62
냉방모드 (EWT 15℃)			
외기온도(℃)	냉방용량(kWt)	소비전력(kW)	COP _c
21	10.42	2.37	4.40
35	8.70	2.80	3.11
43	7.52	3.14	2.39
냉방모드 (EWT 12℃)			
외기온도(℃)	냉방용량(kWt)	소비전력(kW)	COP _c
21	9.76	2.35	4.15
35	8.00	2.75	2.91
43	7.21	3.07	2.35
냉방모드 (EWT 10℃)			
외기온도(℃)	냉방용량(kWt)	소비전력(kW)	COP _c
21	8.98	2.27	3.96
35	7.53	2.71	2.78
43	7.02	3.01	2.33

- 난방성능은 외기온도 범위 -15℃에서 21℃까지의 5가지 포인트로 성능데이터를 제공하며, 냉방성능은 외기온도 20℃에서 43℃까지 3가지의 포인트의 성능데이터를 제공함. 우리나라 기상데이터의 외기평균온도 비교해봤을 때 충분히 성능데이터 범위 안에서 히트펌프의 성능을 예측할 수 있음.
- [그림 3-57]은 히트펌프 성능데이터를 활용하여 태양열광(PVT) 단위 모듈과 공기식 지중열교환기(GAHX) 단위 모듈의 출구온도를 바탕으로 히트펌프의 예측 COP를 계산하는 프로그램임. 입력조건에는 외기온도와 태양열광(PVT) 단위 모듈과 공기식 지중열교환기(GAHX) 단위 모듈의 출구온도 그리고 유량이 들어감. 히트펌프의 작동조건에 맞게 성능곡선을 선택하면 삼중에너지 생산시스템을 활용한 히트펌프 COP가 예측이 되며, 외기온도 조건에서의 작동 되었을 때와 비교가 가능하도록 COP 증가량을 출력해 줌.



[그림 3-55] MKLRS-8J1P 히트펌프 난방 성능데이터 곡선



[그림 3-56] MKLRS-8J1P 히트펌프 냉방 성능데이터 곡선

Tri-generation COP calculation system																																																			
<table><tr><th>Property</th><th>Value</th><th>Unit</th></tr><tr><td>1. Ambeint Temp</td><td>10</td><td>℃</td></tr><tr><td>2. PVT temp diff.</td><td>8</td><td>℃</td></tr><tr><td>3. GAHX temp diff.</td><td>5</td><td>℃</td></tr><tr><td>4. Flow Rate</td><td>2500</td><td>CMH</td></tr></table>			Property	Value	Unit	1. Ambeint Temp	10	℃	2. PVT temp diff.	8	℃	3. GAHX temp diff.	5	℃	4. Flow Rate	2500	CMH	<table><tr><th>1. Performance factor</th><td>0.053</td><td>2.9134</td></tr></table>				1. Performance factor	0.053	2.9134	<table><tr><th>Property</th><th>Value</th><th>Unit</th></tr><tr><td>1. PVT outlet temp.</td><td>18.00</td><td>℃</td></tr><tr><td>2. PVT heat gain</td><td>6.69</td><td>kW</td></tr><tr><td>3. GAHX outlet Temp.</td><td>15.00</td><td>℃</td></tr><tr><td>4. GAHX heat gain/loss</td><td>4.18</td><td>kW</td></tr><tr><td>5. Source temp.</td><td>18.00</td><td>℃</td></tr><tr><td>6. COP</td><td>3.87</td><td>-</td></tr><tr><td>7. COP increment rate</td><td>12.31</td><td>%</td></tr></table>			Property	Value	Unit	1. PVT outlet temp.	18.00	℃	2. PVT heat gain	6.69	kW	3. GAHX outlet Temp.	15.00	℃	4. GAHX heat gain/loss	4.18	kW	5. Source temp.	18.00	℃	6. COP	3.87	-	7. COP increment rate	12.31	%
Property	Value	Unit																																																	
1. Ambeint Temp	10	℃																																																	
2. PVT temp diff.	8	℃																																																	
3. GAHX temp diff.	5	℃																																																	
4. Flow Rate	2500	CMH																																																	
1. Performance factor	0.053	2.9134																																																	
Property	Value	Unit																																																	
1. PVT outlet temp.	18.00	℃																																																	
2. PVT heat gain	6.69	kW																																																	
3. GAHX outlet Temp.	15.00	℃																																																	
4. GAHX heat gain/loss	4.18	kW																																																	
5. Source temp.	18.00	℃																																																	
6. COP	3.87	-																																																	
7. COP increment rate	12.31	%																																																	
1. 외기온도 조건을 입력 한다. 2. PVT 온도차를 입력한다. (단, 냉방시에는 0으로 둔다) 3. GAHX 온도차를 입력한다. 4. 히트펌프 열원측 유량을 입력한다. (난방시 PVT 와 GAHX 중 높은 온도가 자동으로 선택되어 히트펌프의 열원으로 이용되며, 냉방시 GAHX 열원온도 기준으로 작성 됨.) 1. 히트펌프 성능표를 참조하여 운전조건에 맞는 성능계수를 입력한다. <table><tr><th colspan="4">Heat pump performance curve</th></tr><tr><th>Mode</th><th>EWT</th><th>a</th><th>b</th></tr><tr><td rowspan="4">Heating</td><td>30</td><td>0.0601</td><td>3.4293</td></tr><tr><td>35</td><td>0.0567</td><td>3.8157</td></tr><tr><td>40</td><td>0.053</td><td>2.9134</td></tr><tr><td>45</td><td>0.0554</td><td>2.6528</td></tr><tr><td rowspan="4">Cooling</td><td>10</td><td>-0.098</td><td>6.7907</td></tr><tr><td>12</td><td>-0.0911</td><td>6.3063</td></tr><tr><td>15</td><td>-0.0828</td><td>5.8694</td></tr><tr><td>20</td><td>-0.075</td><td>5.4962</td></tr></table> 1. PVT 출구온도 (난방시) 2. PVT 획득 열량 3. GAHX 출구온도 (냉/난방시) 4. GAHX 획득/손실 열량 5. 최종 열원측 온도 6. COP 계산값 7. COP 증가량(기존 외기열원 이용 대비)										Heat pump performance curve				Mode	EWT	a	b	Heating	30	0.0601	3.4293	35	0.0567	3.8157	40	0.053	2.9134	45	0.0554	2.6528	Cooling	10	-0.098	6.7907	12	-0.0911	6.3063	15	-0.0828	5.8694	20	-0.075	5.4962								
Heat pump performance curve																																																			
Mode	EWT	a	b																																																
Heating	30	0.0601	3.4293																																																
	35	0.0567	3.8157																																																
	40	0.053	2.9134																																																
	45	0.0554	2.6528																																																
Cooling	10	-0.098	6.7907																																																
	12	-0.0911	6.3063																																																
	15	-0.0828	5.8694																																																
	20	-0.075	5.4962																																																

[그림 3-57] 성능데이터를 활용한 Tri-Generation 히트펌프 COP 예측 프로그램

- [표 3-40]에서는 난방조건일 때 히트펌프의 열원부 온도차에 따른 예측 COP 량을 계산한 결과임. 외기온도 조건이 -10°C 일 때, 열원온도 개선에 따른 COP 증가량이 가장 높게 나타났다. 이는 극한 조건일수록 삼중에너지생산 시스템을 활용한 열원측 공기의 온도 상승효과가 높다는 것을 알 수 있음. COP의 개선량은 열원부 온도차에 따라 증가하며, 외기온도가 -10°C 일 때, 열원부 온도차가 15°C에서 약 33%의 COP 상승효과가 나타남을 알 수 있음.

[표 3-40] 난방모드에서의 열원 측 온도차(dT)에 따른 COP 예측

난방모드 (EWT 40°C) 조건			
외기온도 (°C)	온도차 dT (°C)	COP	COP 증가율 (%)
-10	0	2.38	-
	5	2.65	11.22
	10	2.91	22.24
	15	3.18	33.36
0	0	2.91	-
	5	3.18	9.1
	10	3.44	18.19
	15	3.71	27.29
10	0	3.44	-
	5	3.71	7.7
	10	3.97	15.39
	15	4.24	23.09

[표 3-41] 냉방모드에서의 열원 측 온도차(dT)에 따른 COP 예측

냉방모드 (EWT 15°C) 조건			
외기온도 (°C)	온도차 dT (°C)	COP	COP 증가율 (%)
20	0	4.21	-
	5	4.63	9.83
	10	5.04	19.65
	15	5.46	29.48
30	0	3.39	-
	5	3.8	12.23
	10	4.21	24.46
	15	4.63	36.69
40	0	2.56	-
	5	2.97	16.19
	10	3.39	32.38
	15	3.8	48.56

- [표 3-41]에서는 **냉방조건일 때** 히트펌프의 열원부 온도차에 따른 예측 COP 량을 계산한 결과임. 외기온도 조건이 40°C 일 때, 열원온도 개선에 따른 COP 증가량이 가장 높게 나타났음. 이는 난방운전 모드에서 외기온도가 높은 조건일수록 삼중에너지생산 시스템을 활용한 열원측 공기의 온도가 낮을수록 COP가 높다는 것을 알 수 있음. COP의 개선량은 열원부 온도차에 따라 증가하며, **외기온도가 40°C 일 때, 열원부 온도차가 15°C에서 약 49%의 COP 상승효과가 나타남**을 알 수 있음.

4. 삼중에너지 생산 시스템 실증단지

가. 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 설계

- Twin Test Cell(이하 실험주택)은 탑솔 계룡공장 부지에 조성 계획하며, 최종년도 시공 및 실증시험 계획하며 당해년도에는 전체 시스템의 구성, 배치, 부품설계 등 설계를 진행하였음. 전체적인 정량적인 에너지 분석은 CanmetENERGY 측에서 시행하며 본 디자인 설계에서는 시스템의 효과를 실증실험하기 위한 기본적인 내용을 디자인하며 추후 Canmet ENERGY 측의 해석 결과와 실험결과 분석 연구가 수행될 것임.
- 본 과제의 연구목표 PVT 전력 3 kW, 냉열 6 kWt, 온열 9kWt 달성을 평가하기 위한 실험주택의 디자인 및 각 요소부품의 용량을 계산하였음. 열원정보 및 부하정보는 아직 실험을 완료하지 않은 상태라 정확한 값으로 평가하기는 어렵지만 기본 설계값으로 통용되는 값을 적용하였음. 집열효율은 50%를 적용하며, 축열조 용량의 기준은 ASHRAE 기준을 적용, 집열 면적당 50리터로 설계하며 부하 및 집열량을 위한 일사량 및 외기조건은 기상 데이터를 반영하였음. 난방부하로는 주택 80 m²를 기준으로 하여 간이부하계산법으로(IIS C

9612에 근거) 난방부하 129 kcal/m².hr를, 냉방부하로는 89kcal/m².hr를 적용하였음.

- 열원설비는 당초 계획대로 PVT 3.0 kW(20 m²), GAHX 열교환기는 기존 디자인대로 250 mm 외경, 150 m 길이의 5 Pass 열교환기를 적용하였고 일일 6시간 가동조건으로 기준을 삼았음.
- 부하분석 결과 [표 3-42]와 같이 태양열 의존율 31.6%, 지열의존율 24.3%, 공기열 의존율 47.9%로 분석되어 80m² 규모의 주택에 이정도 설비면 큰 무리가 없는 수준으로 평가되어 실험 주택으로 이를 근거로 하여 디자인하며 한 가지 고려할 내용은 건물의 부하를 위해서 실의 크기를 실 대상실과 동일하게 설계하면 좋지만 연구비 및 장소의 제약으로 인해 부하량은 강제부하를 계획하여 우선 실험주택을 디자인하였음.

[표 3-42] 실험주택 열원 및 부하분석 결과 : 간이 계산

항 목			결 과
부 하 량	난방부하	(Kcal/yr)	20,010,480
	급탕부하	(Kcal/yr)	2,426,784
	소계	(Kcal/yr)	22,437,264
	냉방부하	(Kcal/yr)	2,958,400
합 계 (Gcal/년)			25,395,664
열원량		태양열생산(Kcal/yr)	8,018,368
		지열생산량(kcal/yr)	6,175,488
		공기열 생산(Kcal/yr)	12,169,469
합 계 (Kcal/yr)			26,363,326
의존율		태양열의존율(%)	31.6%
		지열의존율(%)	24.3%
		공기열의존율(%)	47.9%
합계 의존율(%)			103.8%

[표 3-43] 각 부품 사양 계산

no	명 칭	규 격	수 량	단 위	비 고
1	PVT	2.0 m ²	12 (20)	장 (m ²)	PVT
2	GAHX 열교환기	150 m, 250 mm	150	m	7.5 KW
3	태양열 축열조	1,000 ℓ	1	대	
4	축열 순환펌프	Φ20 mm x 35 LPM x8 mH	1	대	0.2 KW
5	급탕열교환기	18,000 kcal/hr	1	대	LMTD17.4°C A=3.3 m ²

- 각 요소부품은 [표 3-43]과 같이 설계하였음. 특히 태양열 축열조의 크기는 다소 가감을 할 수는 있지만 야간부하가 큰 가정 주택의 특성을 반영하여 ASHRAE 기준을 적용 집열 면적당 50리터로 설계하였으며, 급탕열교환기는 LMTD 17.4℃로 하여 열교환능력 18,000kcal로 설계하였음. 상세한 설계내용은 1차년도 설계를 바탕으로 2차년도에 보완을 통하여 최종 보고서에 반영하고자 함.
- 실증단지 구축은 위 설계 데이터를 기반으로 각 요소부품을 디자인하여 당사의 계룡공장 부지에 구축 계획함. 기계실 크기는 가로 5m , 세로 12m이며 대상실, 비교실, 기계장비실로 구분하여 설치하며, 지중열 교환기는 금속관 재질의 PIPE로 설계하여 시공이 편리하도록 하였음.
- 각 열원의 제어를 위해서 히트펌프와 연결된 3방향 챔버를 구축하며, 각 유입구에는 각 열원의 개폐를 제어하기 위한 액츄에이터가 설치됨.
- 부하측은 공기식 팬코일유닛을 설치하여 부하 대응할 수 있도록 하였으며, 각실 내부에는 히터를 설치하여 대상실의 부하를 강제로 조절할 수 있도록 할 계획임.

장 비 일 람 표

지열열원															
기호	명칭	수량	단위	설치위치	설치면적	설치높이	설치깊이	설치방식	설치재료	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율
①	지열열원	1	개	지하 10m	2.5%	2.5%	0.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%

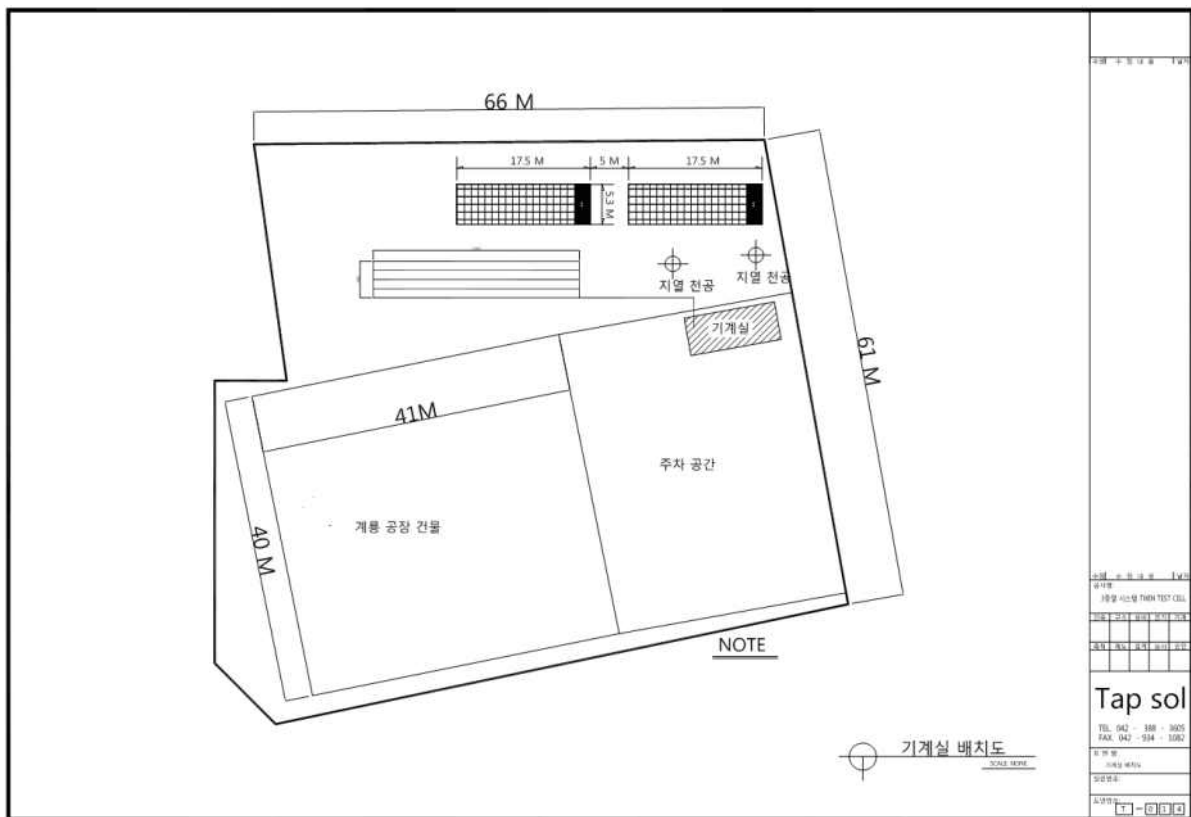
수온열원															
기호	명칭	수량	단위	설치위치	설치면적	설치높이	설치깊이	설치방식	설치재료	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율
②	수온열원	2	개	지하 10m	2.5%	2.5%	0.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%

방수															
기호	명칭	수량	단위	설치위치	설치면적	설치높이	설치깊이	설치방식	설치재료	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율
③	방수	1	개	지하 10m	2.5%	2.5%	0.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%

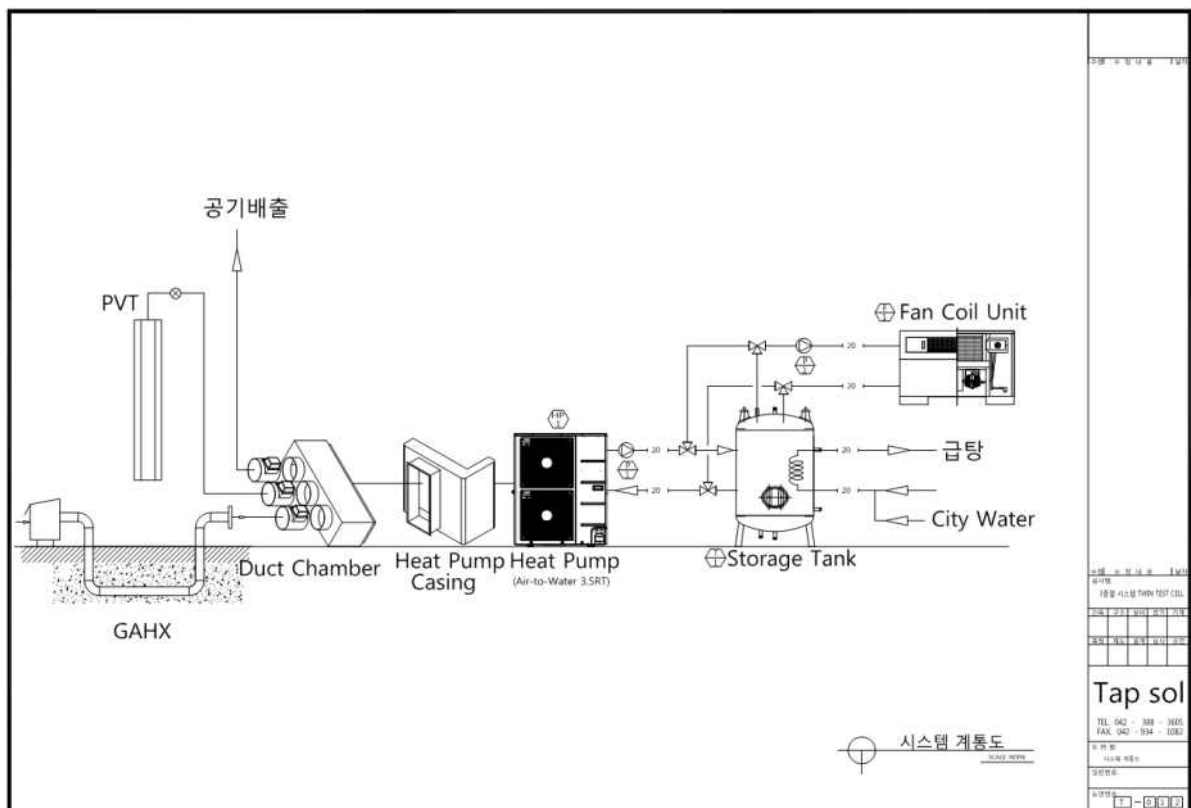
RCU															
기호	명칭	수량	단위	설치위치	설치면적	설치높이	설치깊이	설치방식	설치재료	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율	설치비율
④	RCU	2	개	지하 10m	2.5%	2.5%	0.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%	2.5%

장비 일람표
TEL 042 - 388 - 3805
FAX 042 - 934 - 3182

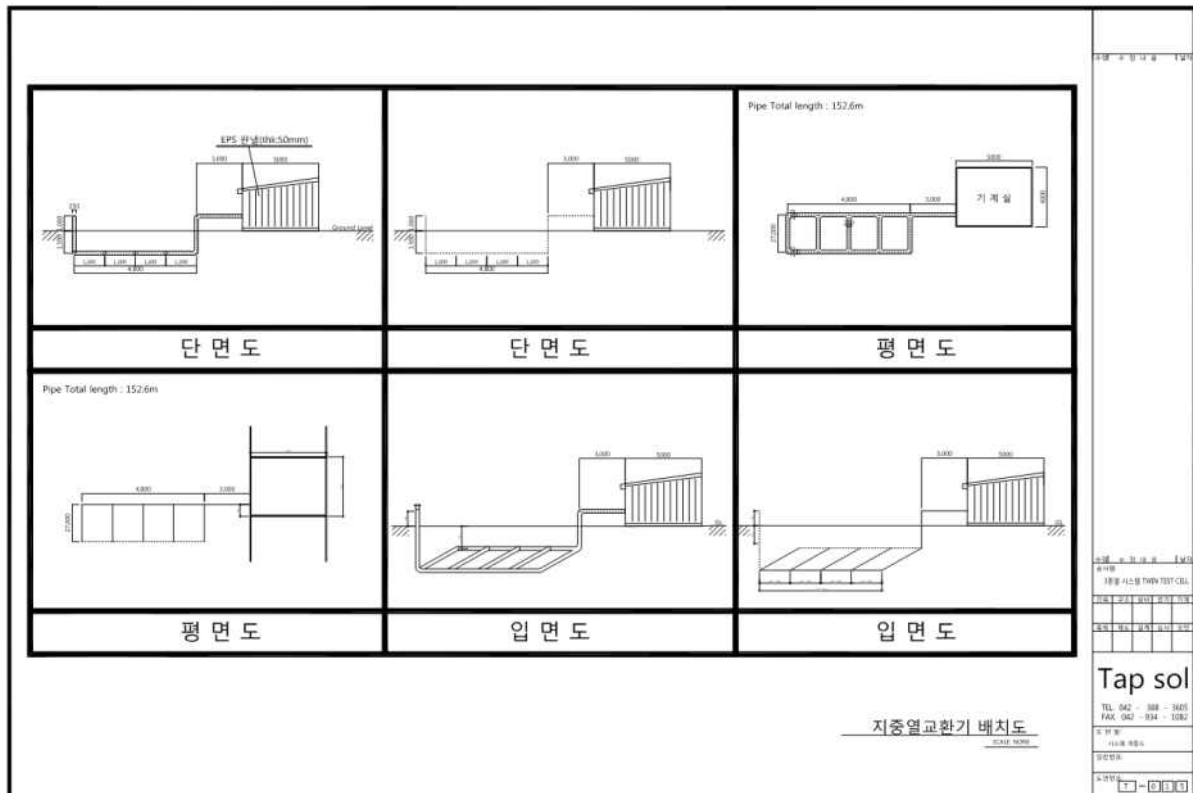
[그림 3-58] 장비 일람표



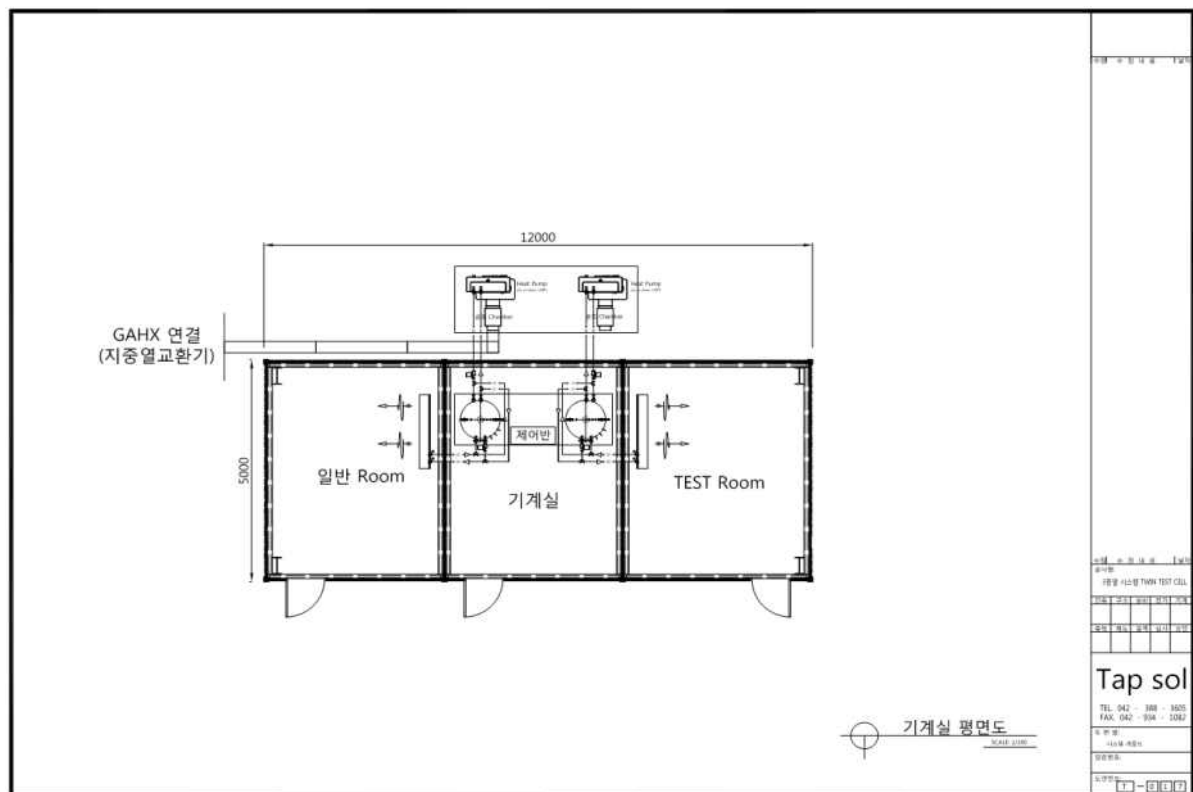
[그림 3-59] 전체 시스템배치도



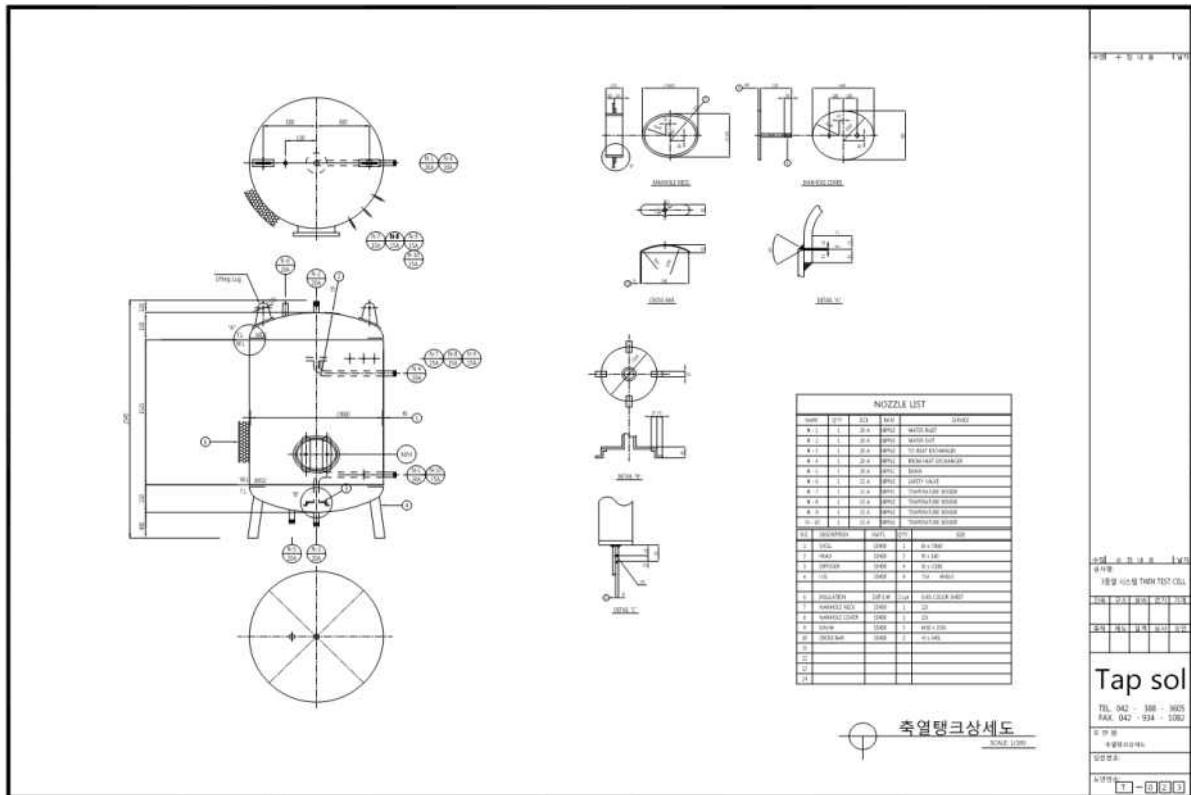
[그림 3-60] 시스템 계통도



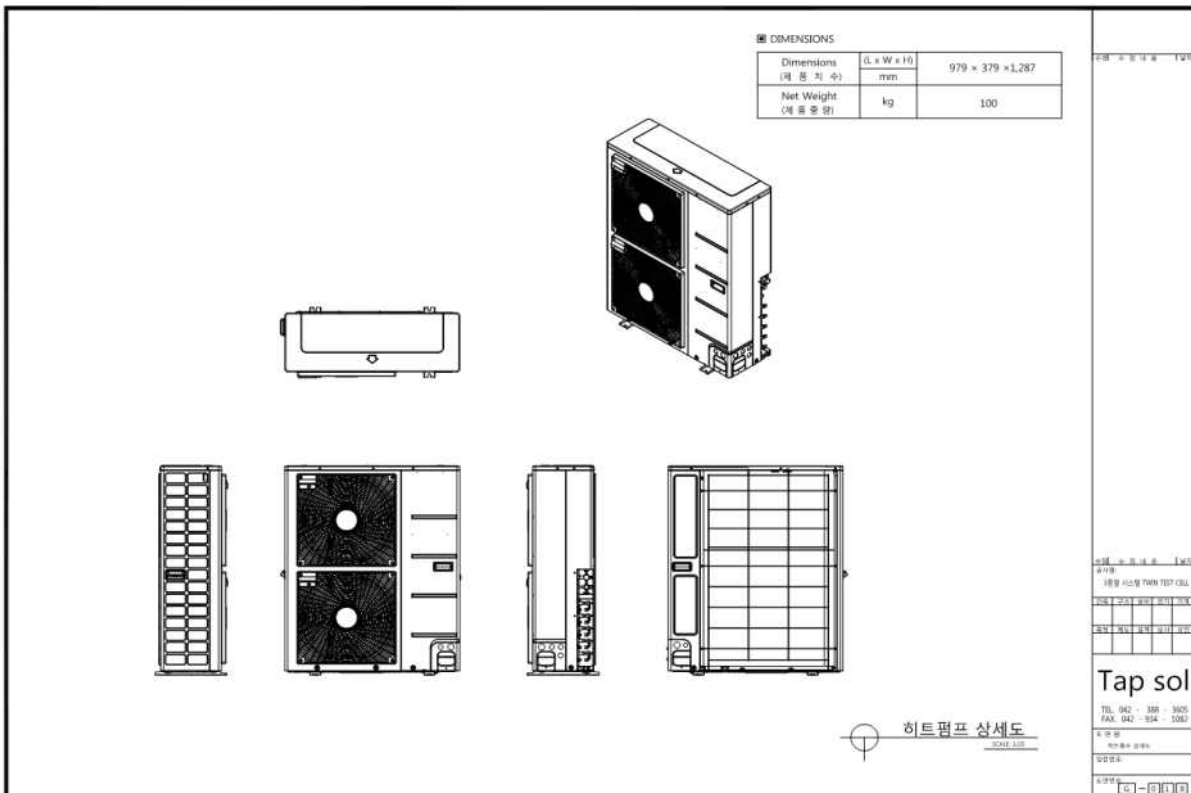
[그림 3-61] 지중열교환기 배치도



[그림 3-62] 기계실 평면도



[그림 3-63] 축열조 상세도



[그림 3-64] 히트펌프 장비 외형도

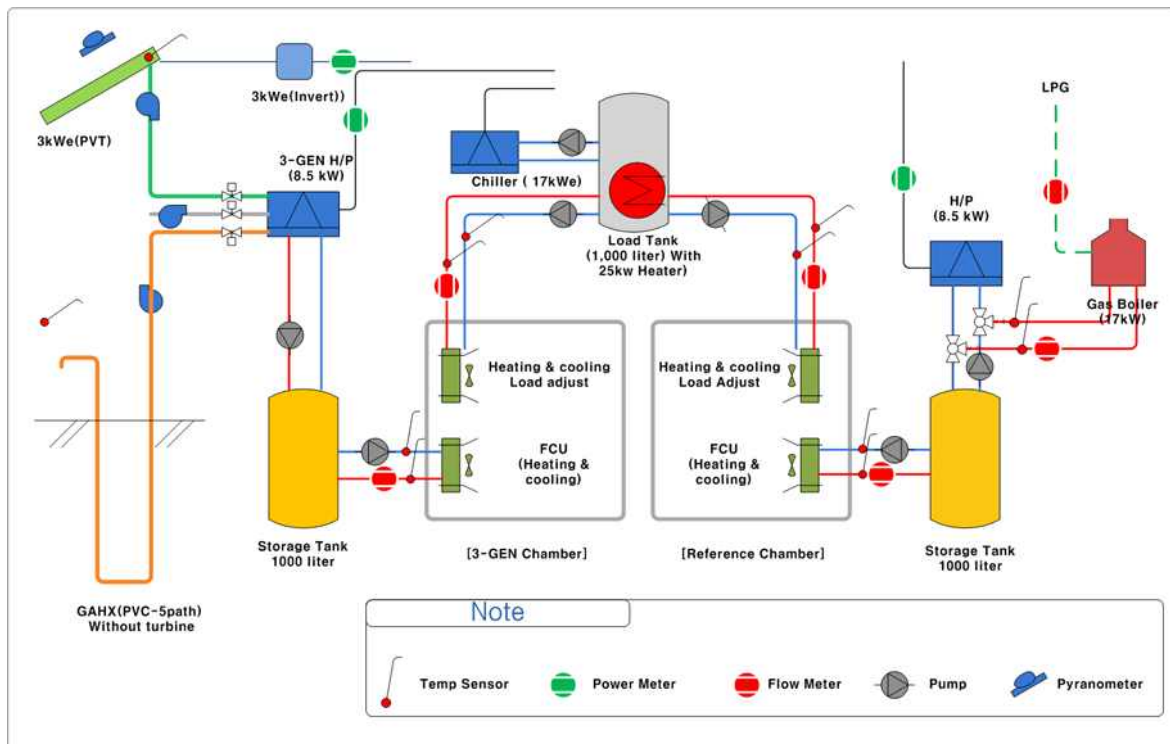
나. 삼중에너지 생산 시스템 모니터링 시스템

(1) 모니터링 시스템 개요

- 실증단지 모니터링은 계룡사이트에 구축하며, CanmetENERGY 측의 CFD 결과와 실험결과의 비교 분석을 통해 개발 시스템의 성능을 평가하기 위함임.
- 모니터링은 크게 Reference model과 3-GEN 모델을 비교하기 위한 시스템을 구현하였고, 아래와 같이 열원측과 부하측을 설계함.
- Heating & Cooling Source
 - Reference model
 - Cooling : H/P (Air-source)
 - Heating : Gas (LPG)
 - 3-GEN model
 - Cooling : H/P (3-GEN source)
 - Heating : H/P (3-GEN source)
- Adjusting TTC Heating & Cooling Load (Dr. Living)
 - Cooling Power : $4.9 \text{ kW} \times 2 \text{ EA} \times 1.3 \text{ (working allowance)} \approx 17 \text{ kW}$
 - Heating Power : $10 \text{ kW} \times 2 \text{ EA} \times 1.2 \text{ (working allowance)} \approx 25 \text{ kW}$

(2) 실증단지 모니터링 Schematic.

- 실증단지의 정확한 모니터링을 위해 위의 개요에서 언급된 각 시스템과 TTC 설계디자인에 근거하여 아래와 같이 Schematic을 작성함. 모니터링 시스템을 통해 태양열 축열량, 지중체열량, 공기열 체열량, 부하량을 독립적으로 모니터링 할 수 있게 하여 최종 두 시스템의 에너지 사용량을 정확하게 비교분석할 수 있게 함.



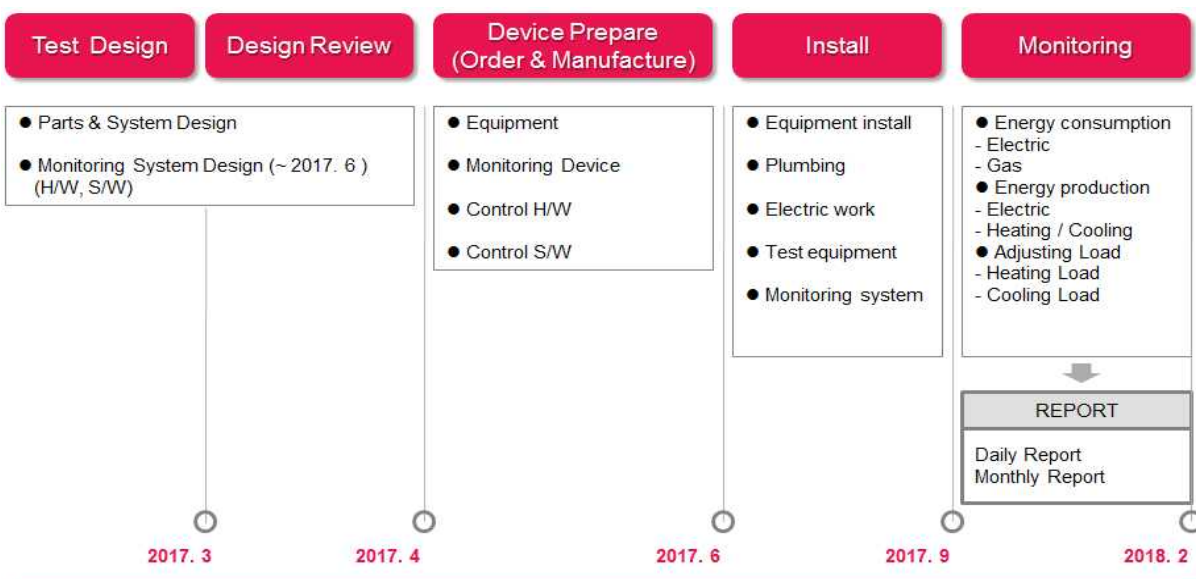
[그림 3-65] 실증단지 모니터링 Schematic

(3) 모니터링 장치 구성 및 결과 분석 방법

- 측정된 각 포인트의 값은 아래와 같이 측정 및 계산 과정을 거쳐 요구하는 에너지 단위로 계량할 것이며 시간단위로 모니터링하여 CanmetENERGY에서 CFD결과와 실험값의 결과를 비교분석 할 예정이다.
- 본 연구는 2차년도에 대폭적인 연구비 및 연구계획 수정에 따라 3차년도에 실증단지 구축에서 모니터링까지 많은 연구업무가 수반되는 관계로 시간이 촉박할 것으로 예상되며 이를 극복하기 위해서는 세부적인 일정계획을 수립하여 진행해야하며, 이 부분에 대한 세 연구기관이 공동으로 협업하며 진행기로 하며 아래와 같이 진행 일정 계획을 수립함.

[표 3-44] 모니터링 장치 구성

Classification	Detail	Specification	Remark
Equipment	PVT Collector	3 kWe	With Invert
	3-Gen H/P	8.5 kW (3Φ380V,50Hz)	With Hertz Convert
	H/P (Referenge)	8.5 kW (3Φ380V,50Hz)	With Hertz Convert
	Chiller	17 kW (3Φ380V,60Hz)	For Adjusting Cooling Load
	GAS Boiler	17 kW	Heating source for Reference Room
	GAHX	250mm(O.D) * 150m (5 path)	
	Storage Tank	1000 liter (x 2ea)	Buffer Storage
	Adjusting Load Tank	1000 liter (x 1ea)	Heater Included (25 kW)
	FCU	5 kW (x 4 ea)	For Room Heating &Cooling
Monitoring	Temp. Sensor	T- type (x 12 ea)	
	Flow meter for Liquid	Max : ~ 100 LPM (x 5 ea)	
	Flow meter for Gas	Max : ~10 Nm3/hr (x 1 ea)	
	Power meter	x 5 ea	
	Monitoring System	Internet, Remote control, Remote monitoring	



[그림 3-66] Monitoring schedule

다. 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 실험 계획

- 부하측은 공기식 팬코일 유닛을 설치하여 부하 대응할 수 있도록 하였으며, 각실 내부에는 히터를 설치하여 대상실의 부하를 강제로 조절할 수 있도록 할 계획임.
- 실험 계획은 [표 3-45]와 같으며, 냉방기간, 난방기간을 나누며 각 기간별로 춘추절기의 성능시험도 예정되어 있음.
- 예상 실험 결과는 TRNSYS17을 이용하여 분석하였으며, 그 내용은 [표 3-46]과 같음.

[표 3-45] 삼중에너지 생산시스템 실증 실험 계획

Mimicked Testing Condition	Conditioned-Air		Thermostat Set-point	Peak Demand
	Flow (kg/h)	Temp. (°C)	°C	kW
Heating Mode				
Test 1: Winter Heating	2,500	10	22	9.6
Test 2: Spring Shoulder-Heating	1,250	10	22	4.7
Test 3: Fall Shoulder-Heating	625	10	22	2.7
Cooling Period				
Test 4: Summer Cooling	2,000	30	22	4.9
Test 5: Spring Shoulder-Cooling	500	30	22	1.0
Test 6: Fall Shoulder-Cooling	1,000	30	22	2.4

[표 3-46] 삼중에너지 생산시스템 실증 실험 예측 결과(TRNSYS17 시뮬레이션)

Mimicked Testing Condition	Primary Energy Consumption		Primary Energy Saving	
	Conventional (kWh/week)	Trigeneration (kWh/week)	kWh/week	%
Heating Mode				
Test 1: Winter Heating	1961	1290	672	34.3%
Test 2: Spring Shoulder-Heating	983	487	496	50.4%
Test 3: Fall Shoulder-Heating	571	151	420	73.5%
Cooling Period				
Test 4: Summer Cooling	1315	676	639	48.6%
Test 5: Spring Shoulder-Cooling	294	68	226	77.0%
Test 6: Fall Shoulder-Cooling	654	191	464	70.9%

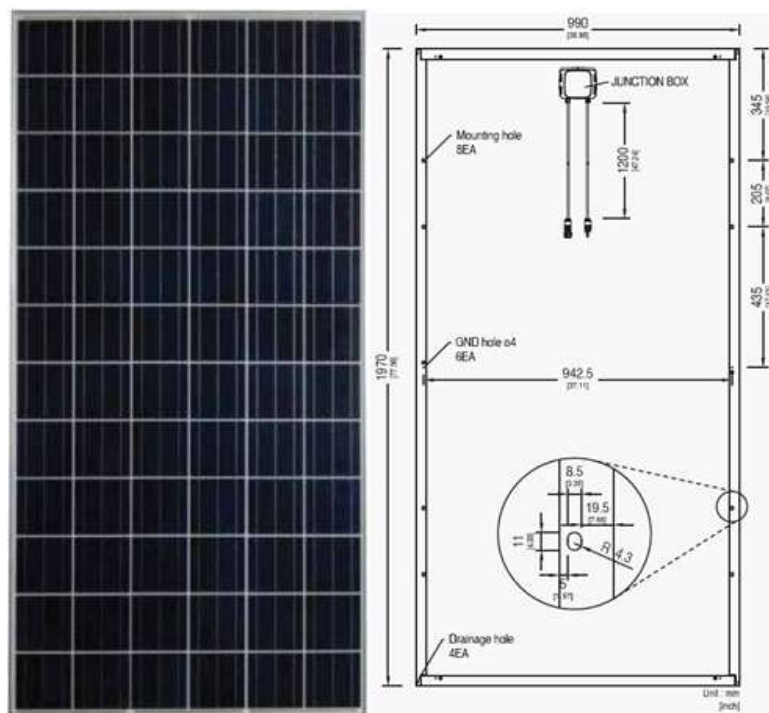
제 4 절 9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 구축

1. 태양열광(PVT) 시스템 현장 구축

본 연구의 시스템 통합 목표치인 전력 3 kWe 급의 태양열광 시스템을 구축하기 위하여, S-Energy의 310 We급 SN310P-10 모델 10장을 사용하였음.

[표 3-47] PV 단위 모듈 사양

구분	내용	비고
모델명	SN310P-10 (Polycrystalline)	
면적	1.95 m ² (1970 mm X 990 mm)	
발전량	310 watt (at STC)	
최대전압	36.3 V	
최대전류	8.54 A	
개방전압	45.4 V	
개방전류	8.96 A	
발전효율	15.89%	
Power tolerance	0 ~ +5 W	



[그림 3-67] PV 모듈 외형



[그림 3-68] PVT 전후



[그림 3-69] PVT 거치대 구축



[그림 3-70] PVT 설치

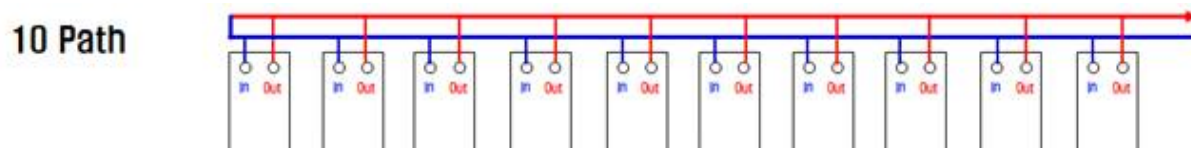
[표 3-48] INVERTER 사양

모델		SPC-3200	비고
입력	입력전압 범위	100~600 [Vdc]	
	MPPT 전압 범위	186~480 [Vdc]	
	정격 전압	370 [Vdc]	
출력	정격출력용량	3,100 [W]	
	최대출력 전류	14.1 [A]	
	계통정격 전압	AC 220 [V]	
	계통정격 주파수	60 [Hz]	
	최태 효율	96.87 [%]	
	상수	단상	



[그림 3-71] INVERTER 설치

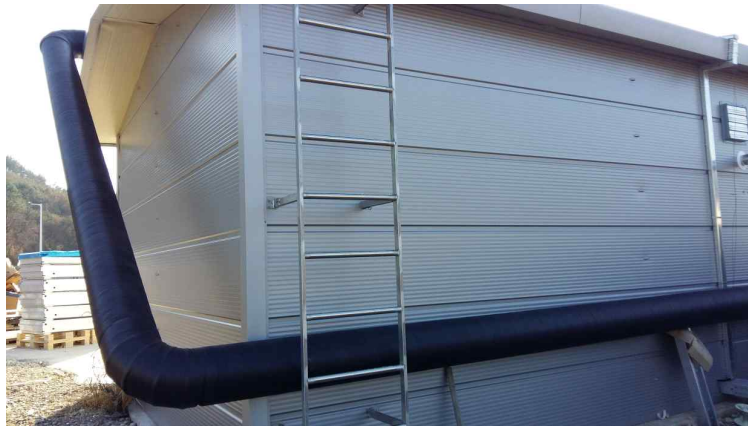
- 태양열광(PVT) 시스템 관로는 당초 계획대로 10 Path로 설치하며, 설치는 35도 각도로 구축함.
- PVT 흡입 토출 배관과 공기식 지중열교환기 배관은 플렉시블 배관으로 연결을 하며, 토출 배관은 보온 함



[그림 3-72] PVT 시스템 Path



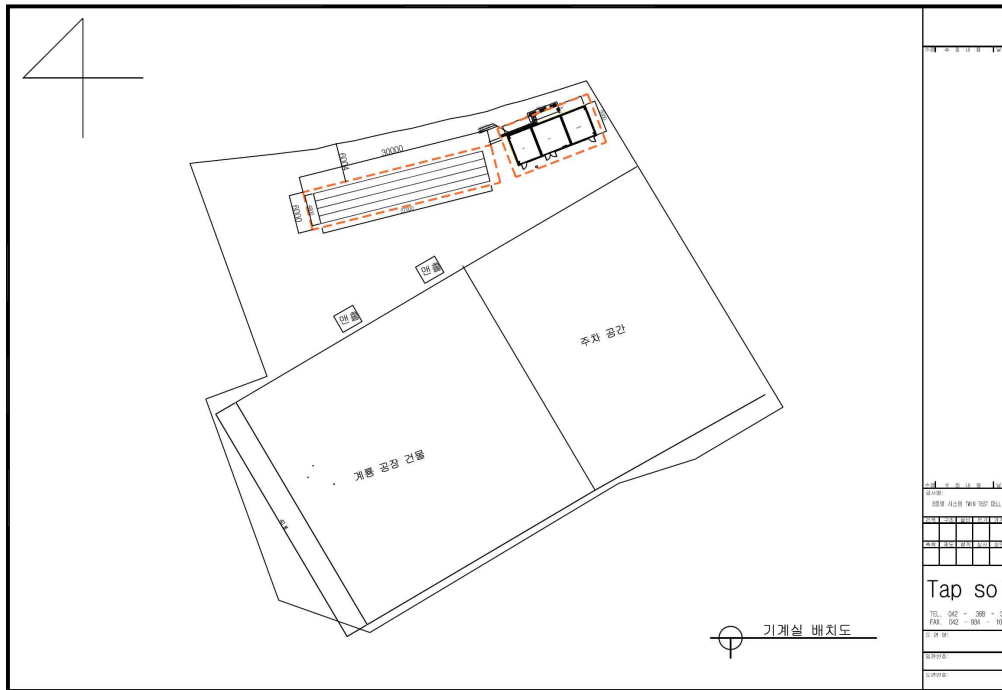
[그림 3-73] PVT 배관 설치 (지붕)



[그림 3-74] PVT 배관 설치 (벽면)

2. 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템 현장 구축

본 연구의 목표 통합 생산 냉열 6.0 kWth, 온열 9.0 kWth , PV 3.0 kW_e 달성을 위해 냉열 부분의 열원으로 사용될 GAHX의 구축은 설계한바와 같이 250mm Steel 배관을 5 Pass로 구축 시공함.



[그림 3-75] GAHX 및 기계실 배치도

o 30m X 6m X 1.5m 로 GAHX 매설 부지 조성



[그림 3-76] GAHX 매설 부지 조성



[그림 3-77] GAHX 지중열교환기 시공



[그림 3-78] GAHX 지중 열교환기 및 지중 온도센서 포설



[그림 3-79] GAHX 지중열교환기 매립



[그림 3-80] GAHX 지중열교환기 지상 배관



[그림 3-81] GAHX 지중열교환기 송풍기 연결

3. 공기 대 물 히트펌프(AWHP) 시스템 현장 구축

삼중에너지 생산시스템을 구현하기 위해 선정된 Mammoth社의 공기 대 물 히트펌프 MKLRS-8J1P를 구축함. 난방능력 평가 시 강제부하 인가를 위하여 칠러 SOCUL-105A 설치 함.

o 기계실 구축 전 히트펌프 및 칠러 안착

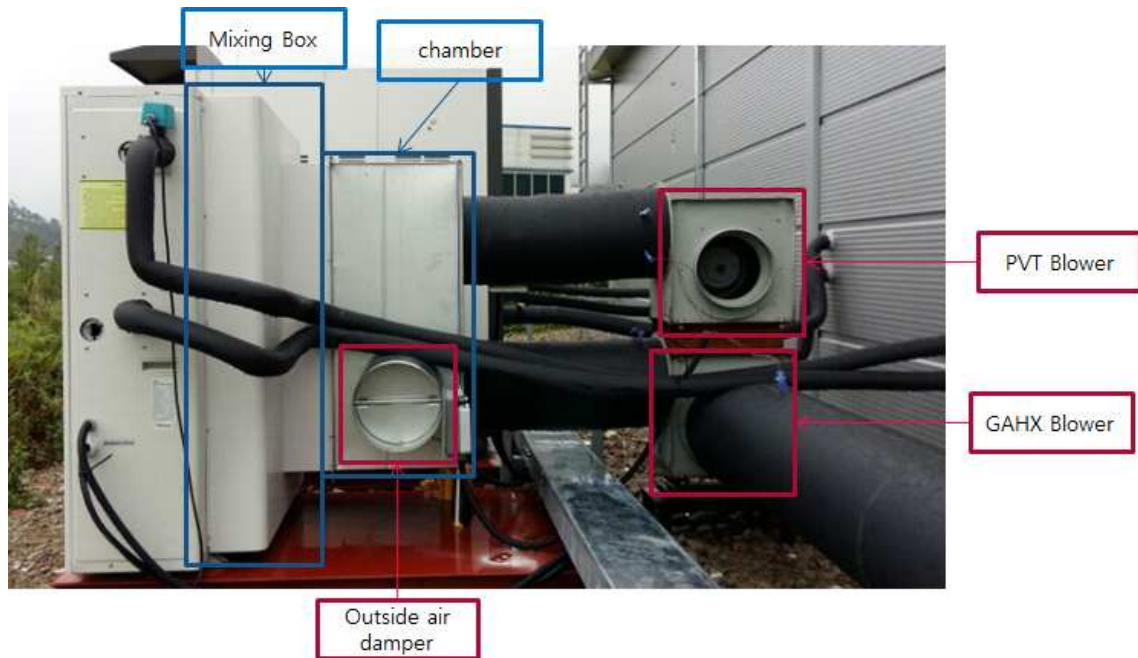


[그림 3-82] 히트펌프 및 칠러 안착



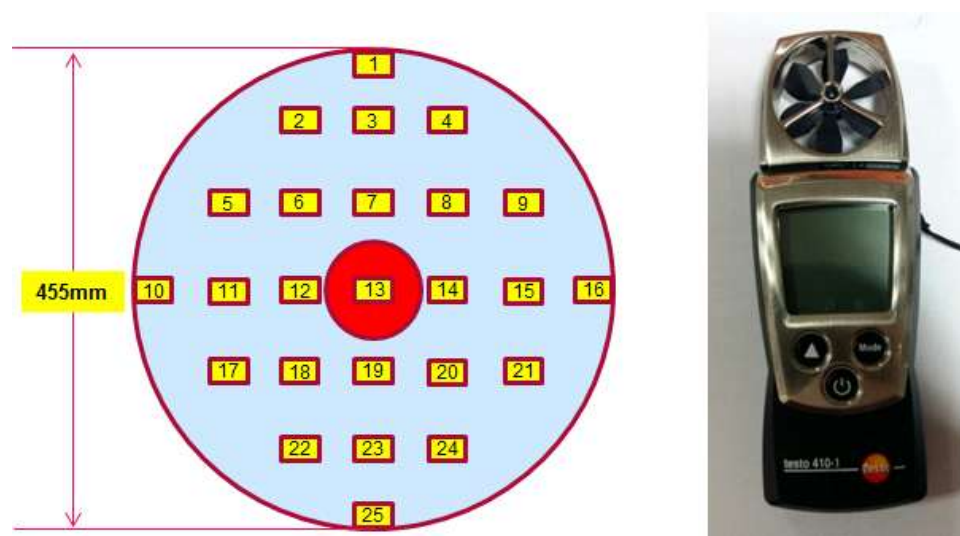
[그림 3-83] 히트펌프 , 칠러 배관 및 GAHX 지중열교환기 연결

- 3 GEN H/P, REF H/P의 동일한 풍속 여부를 확인하기 위하여 송풍 시험



[그림 3-84] 3-Gen 히트펌프 각 부 명칭

- 3 Gen H/P와 REF H/P 토출 풍속을 TESTO 410-1 풍속계를 이용하여 상하부 팬을 25개 구획으로 나누어 측정.
- 3 Gen H/P는 GAHX, PVT, 외기로 나누어 측정



[그림 3-85] 송풍 시험 구획 및 풍속계

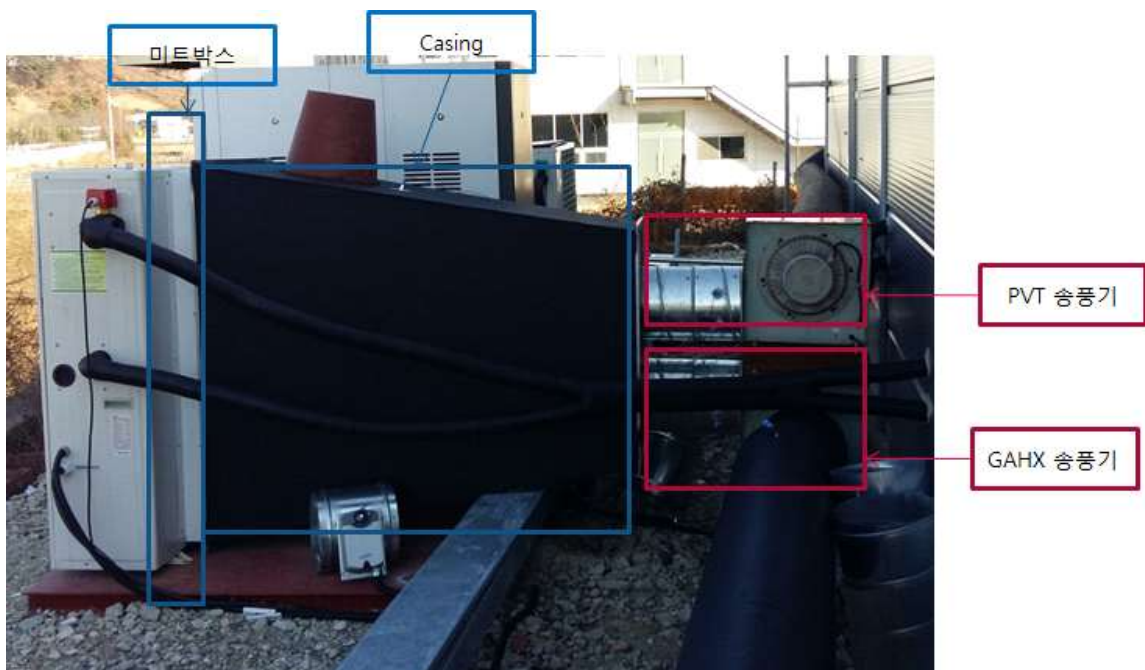
[표 3-49] 풍속 풍량 시험 결과

	3 GEN						REF	
	GAHX 가동		PVT 가동		외기		외기	
	상	하	상	하	상	하	상	하
1	4.1	4.8	4.2	0.5	3.1	4.1	5.0	4.9
2	1.7	4.9	4.5	0.7	3.3	0.5	6.8	6.6
3	0.4	4.2	5.0	2.4	2.1	1.0	6.7	6.5
4	2.4	4.5	3.9	2.8	2.8	3.8	6.3	6.6
5	1.6	5.2	2.0	1.5	3.3	1.0	6.0	5.7
6	1.6	2.2	5.5	2.3	1.6	0.8	6.6	6.0
7	1.4	1.2	4.5	3.1	1.6	1.1	4.4	4.9
8	1.4	1.6	3.2	2.7	1.4	1.2	5.3	4.4
9	1.1	3.2	3.6	2.8	2.8	3.0	4.3	5.4
10	3.0	5.2	1.4	1.9	4.4	3.6	5.5	6.1
11	1.4	2.8	3.9	2.5	2.1	1.4	7.5	7.1
12	1.6	0.8	2.7	1.9	1.4	1.1	3.9	3.7
13								
14	1.2	1.4	2.4	1.8	1.6	1.4	3.1	1.8
15	1.2	2.2	4.0	2.9	1.4	1.2	4.8	4.1
16	2.9	3.4	3.7	2.0	2.8	3.0	5.5	4.7
17	3.2	5.3	3.5	2.7	4.6	3.0	7.3	7.3
18	1.3	2.9	3.1	2.7	12.0	1.4	6.3	5.6
19	1.2	1.0	2.4	2.6	0.8	1.5	4.9	3.9
20	1.3	2.1	3.1	2.7	0.7	2.3	3.8	3.8
21	1.8	4.4	4.2	2.8	1.7	3.1	6.4	5.1
22	1.5	5.3	4.1	2.7	3.7	3.8	7.2	6.9
23	1.2	4.8	3.9	2.5	3.2	2.9	6.6	6.8
24	1.9	5.8	4.2	2.7	3.7	3.9	6.2	5.6
25	4.4	4.9	5.0	2.0	4.7	4.9	6.5	5.5
풍속 평균(m/s)	1.867	3.504	3.667	2.300	2.950	2.292	5.704	5.375
풍량(CMS)	0.304	0.570	0.596	0.374	0.480	0.373	0.927	0.874
풍량(CMH)	1092.652	2051.162	2146.281	1346.304	1726.781	1341.426	3338.931	3146.253
풍량 합(CMH)	3143.814		3492.585		3068.206		6485.184	

- 송풍기 가동 시 풍량 분배가 균등하게 되지 않으며, H/P의 열교환기에서 정상적인 열교환이 안되는 것으로 판단됨.
- 풍량 분배를 균등하게 하기 위하여 3 Gen H/P에 부착하여 송풍기의 가이드 역할을 하는 챔버 및 케이싱의 재설계 및 적용이 되어야 함



[그림 3-86] 3-Gen 히트펌프 수정 케이싱



[그림 3-87] 3-Gen 히트펌프 케이싱 수정 각 부 명칭

[표 3-50] 풍속 풍량 시험 결과

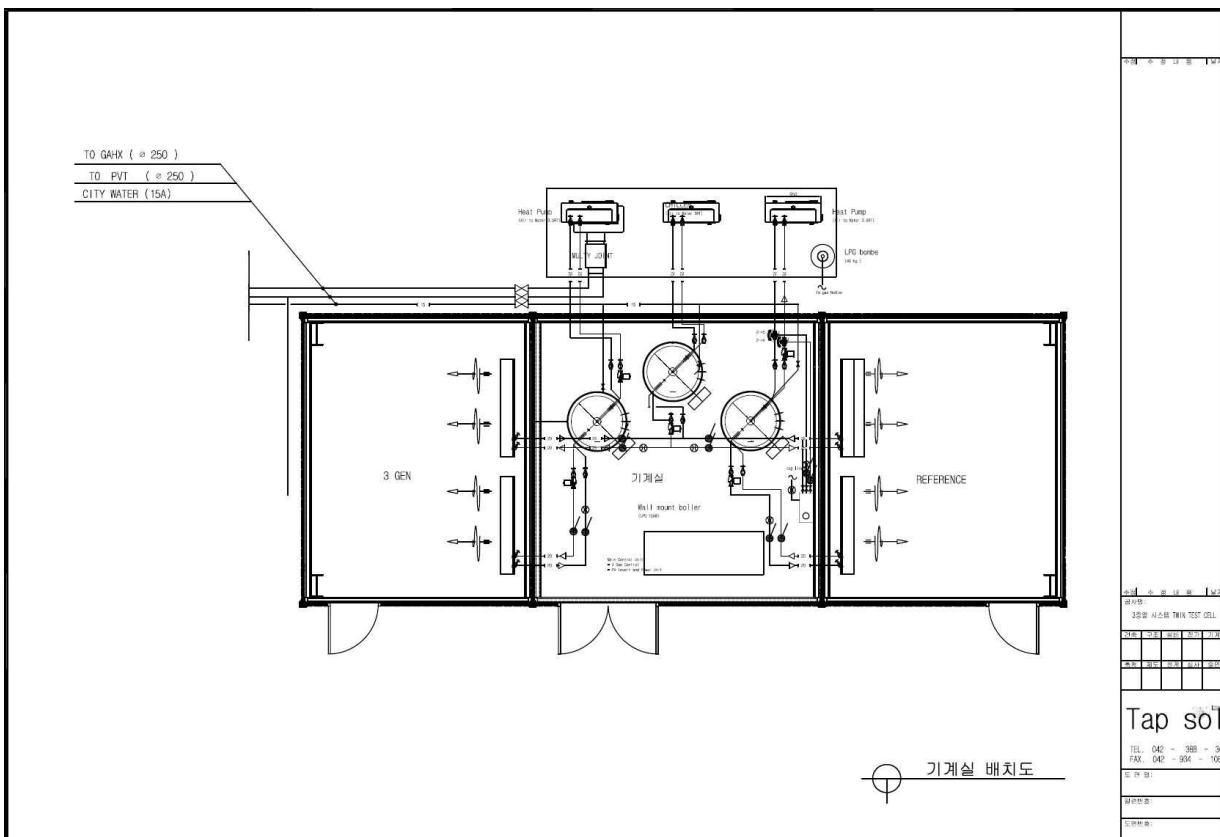
	3 GEN				REF	
	GAHX 가동		PVT 가동		외기	
	상	하	상	하	상	하
1	6.0	6.3	5.4	4.9	5.8	5.6
2	6.5	6.3	6.2	5.8	6.1	6.0
3	6.8	6.6	6.4	5.9	6.3	6.4
4	6.3	6.4	5.6	5.1	5.0	5.1
5	6.1	6.3	6.7	6.1	6.5	6.4
6	5.5	5.4	5.2	5.0	4.6	4.6
7	2.1	2.2	2.8	2.9	2.3	2.1
8	4.7	4.2	4.4	4.3	4.3	4.0
9	5.2	6.0	4.8	5.5	5.0	5.4
10	4.3	3.6	4.9	5.0	5.4	6.7
11	6.6	6.0	6.3	5.9	5.9	6.1
12	4.4	4.2	4.3	3.6	3.6	3.8
13						
14	4.7	4.1	4.0	4.6	3.8	3.9
15	6.4	5.9	6.4	6.0	5.1	5.6
16	4.4	4.4	4.5	3.8	3.7	4.8
17	6.2	5.0	5.9	6.0	6.5	6.3
18	5.5	5.5	4.7	4.7	4.8	5.3
19	3.0	3.5	3.2	2.6	2.9	3.6
20	5.2	5.5	5.5	5.5	3.8	4.2
21	5.5	5.5	4.9	5.8	5.0	5.2
22	6.2	6.4	6.7	6.1	6.1	6.7
23	5.8	6.1	6.8	6.6	5.7	6.6
24	6.4	6.0	6.9	6.4	5.4	6.2
25	3.8	3.6	6.0	4.4	4.6	5.4
풍속 평균(m/s)	5.317	5.208	5.354	5.104	5.704	5.375
풍량(CMS)	0.864	0.847	0.871	0.830	0.927	0.874
풍량(CMH)	3112.1076	3048.6948	3134.058	2987.721	2882.846	3073.084
풍량 합(CMH)	6160.8024		6121.779		5955.93	

- 재설계되어 수정된 케이싱을 장착 후 송풍기 가동 시 3-GEN H/P 와 Ref' H/P 측의 풍량이 유사하게 측정됨.

4. 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 현장 구축

[표 3-51] 각 부품 사양

no	명 칭	규 격	수 량	단위	비 고
1	PVT	2.0 m ²	10	장 (m ²)	PVT
2	GAHX 열교환기	150m, 250mm	150	m	7.5 KW
3	축열조	1,000 ℓ	2	대	3Gen, Ref'
4	축열 순환펌프	Φ20mm x 35 LPM x8mH	1	대	0.2 KW
5	히터 축열조	21,500 kcal/hr	1	대	LMTD17.4°C A=3.3m2



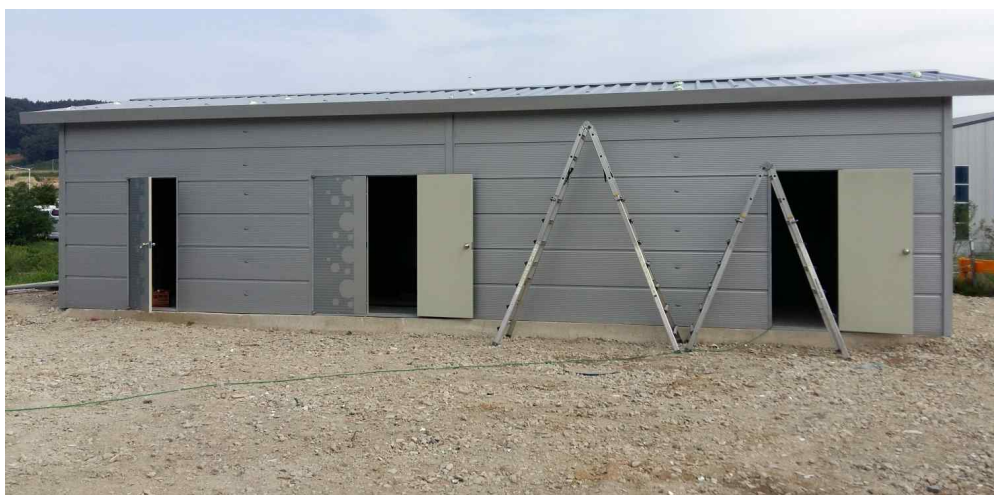
[그림 3-88] 기계실 장비 배치도



[그림 3-89] 기계실 기초 및 축열조 배치



[그림 3-90] 기계실 철골조



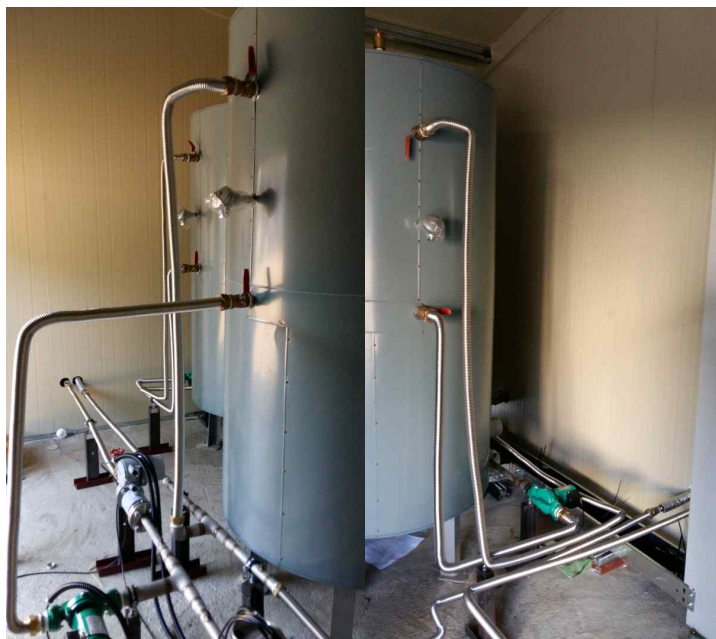
[그림 3-91] 기계실 기본구조 완공



[그림 3-92] 축열조 보온



[그림 3-93] FCU 설치



[그림 3-94] 배관 작업



[그림 3-95] 물 배관 순환펌프 시스템 작업



[그림 3-96] 자동제어 판넬 작업

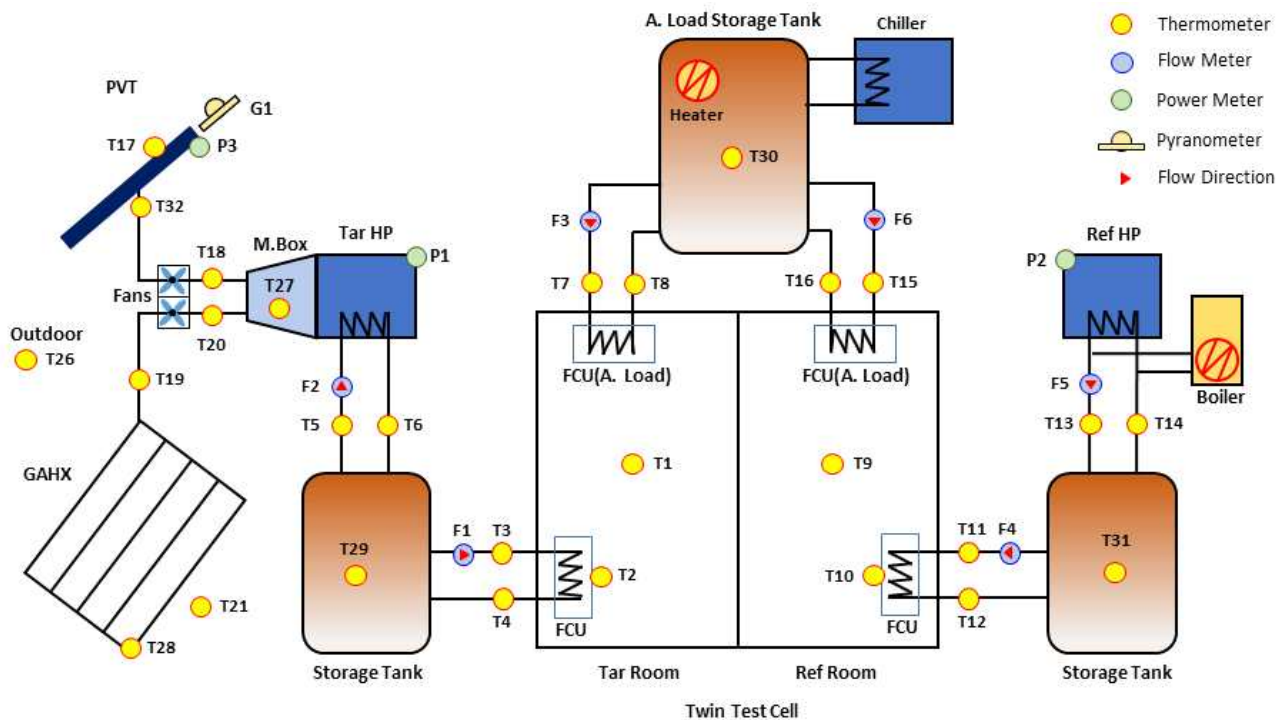


[그림 3-97] 삼중에너지 생산 시스템 실증단지 완공

제 5 절 9kWt급 삼중에너지 생산 시스템 실험

1. 모니터링 시스템 구축 및 실험 계획

삼중에너지 생산 시스템 모니터링을 위해서 각 설비 장치의 온도, 유량, 전력량, 일사량 등을 측정할 수 있는 센서를 설치하였음. 온도 센서는 열전대(Thermocouple)를 사용하였으며, 전자식 유량계, 실리콘타입의 일사량계를 이용하여 각 위치에 설치하였음.



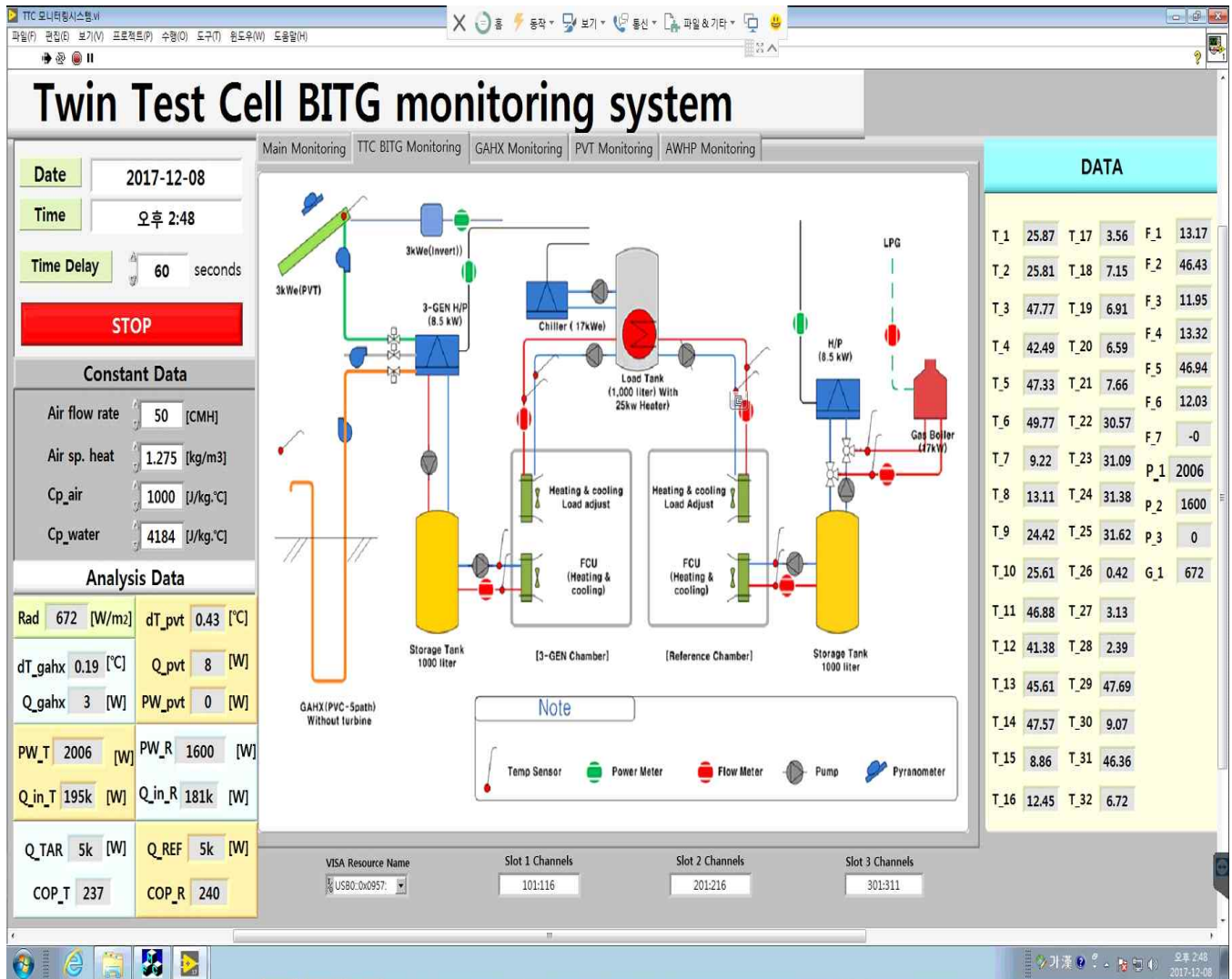
[그림 3-98] 모니터링 시스템 개요도

- 모니터링 시스템은 온도센서 32개와 유량계 7개, 전력량계 3개, 일사량계 1개로 구성되어 있음.
- 자세한 센서의 각 모니터링 포인트는 [그림 3-98]에 표시되어 있음.
- [그림 3-98]의 각 센서 번호별 사양은 [표 3-52]과 같음.
- 모니터링 계측 장비는 Agilent 34970a를 이용하였으며 총 3개의 Mux를 병렬로 연결해 측정하였다.

[표 3-52] 모니터링 센서 리스트

Lists	M-CH	Sensor	Description	Type	Unit
T1	M1-Ch01	Temperature	Target Room	TC T-type	°C
T2	M1-Ch02	Temperature	Target FCU outlet	TC T-type	°C
T3	M1-Ch03	Temperature	Target FCU EWT	TC T-type	°C
T4	M1-Ch04	Temperature	Target FCU LWT	TC T-type	°C
T5	M1-Ch05	Temperature	Target AWHP LWT	TC T-type	°C
T6	M1-Ch06	Temperature	Target AWHP EWT	TC T-type	°C
T7	M1-Ch07	Temperature	Target artificial loads FCU EWT	TC T-type	°C
T8	M1-Ch08	Temperature	Target artificial loads FCU LWT	TC T-type	°C
T9	M1-Ch09	Temperature	Ref room	TC T-type	°C
T10	M1-Ch10	Temperature	Ref FCU outlet	TC T-type	°C
T11	M1-Ch11	Temperature	Ref FCU EWT	TC T-type	°C
T12	M1-Ch12	Temperature	Ref FCU LWT	TC T-type	°C
T13	M1-Ch13	Temperature	Ref HP(boiler) loads LWT	TC T-type	°C
T14	M1-Ch14	Temperature	Ref HP(boiler)loads EWT	TC T-type	°C
T15	M1-Ch15	Temperature	Ref artificial loads FCU EWT	TC T-type	°C
T16	M1-Ch16	Temperature	Ref artificial loads FCU LWT	TC T-type	°C
T17	M2-Ch01	Temperature	PVT surface	TC T-type	°C
T18	M2-Ch02	Temperature	PVT outlet	TC T-type	°C
T19	M2-Ch03	Temperature	GAHX outlet (front of Fan)	TC T-type	°C
T20	M2-Ch04	Temperature	GAHX outlet (back of Fan)	TC T-type	°C
T21	M2-Ch05	Temperature	Ground Temp	TC T-type	°C
T22	M2-Ch06	Temperature	Ground (between pipe to pipe)	RTD PT-100 Ohm	°C
T23	M2-Ch07	Temperature	GAHX pipe 1 (middle)	RTD PT-100 Ohm	°C
T24	M2-Ch08	Temperature	GAHX pipe 3 (middle)	RTD PT-100 Ohm	°C
T25	M2-Ch09	Temperature	GAHX pipe 5 (middle)	RTD PT-100 Ohm	°C
T26	M2-Ch10	Temperature	Ambient	TC T-type	°C
T27	M2-Ch11	Temperature	Target HP Chamber	TC T-type	°C
T28	M2-Ch12	Temperature	GAHX Inlet	TC T-type	°C
T29	M2-Ch13	Temperature	Target Storage Tank	TC T-type	°C
T30	M2-Ch14	Temperature	Artificial Load Storage Tank	TC T-type	°C
T31	M2-Ch15	Temperature	Ref Storage Tank	TC T-type	°C
T32	M2-Ch16	Temperature	Extra TC	TC T-type	°C
F1	M3-Ch01	Flow meter	Target FCU	E-Mag-I	LPM
F2	M3-Ch02	Flow meter	Target AWHP	E-Mag-I	LPM
F3	M3-Ch03	Flow meter	Target artificial loads	E-Mag-I	LPM
F4	M3-Ch04	Flow meter	Ref FCU	E-Mag-I	LPM
F5	M3-Ch05	Flow meter	Ref AWHP(boiler)	E-Mag-I	LPM
F6	M3-Ch06	Flow meter	Ref artificial loads	E-Mag-I	LPM
F7	M3-Ch07	Flow meter	Ref LPG	-	LPM
P1	M3-Ch08	Power meter	Target AWHP	3169-21	W
P2	M3-Ch09	Power meter	Ref AWHP	3169-22	W
P3	M3-Ch10	Power meter	PV power	3169-23	W
G1	M3-Ch11	Radiation	Radiation	LP PYRA 02 AV	W/m ²

- 모니터링 시스템은 NI사의 Labview 2017을 이용해 구성하였고, 60초 단위로 데이터가 저장되며, 실시간으로 모니터링이 가능함.
- [표 3-49]의 각 센서별로 데이터가 엑셀 데이터 파일 형식으로 저장되며, 모니터링 화면은 아래 [그림 3-99]와 같음.



[그림 3-99] 모니터링 시스템 화면

- [표 3-49]의 각 센서별로 데이터가 엑셀 데이터 파일 형식으로 저장되며, 모니터링 화면은 아래 [그림 3-99]와 같음.

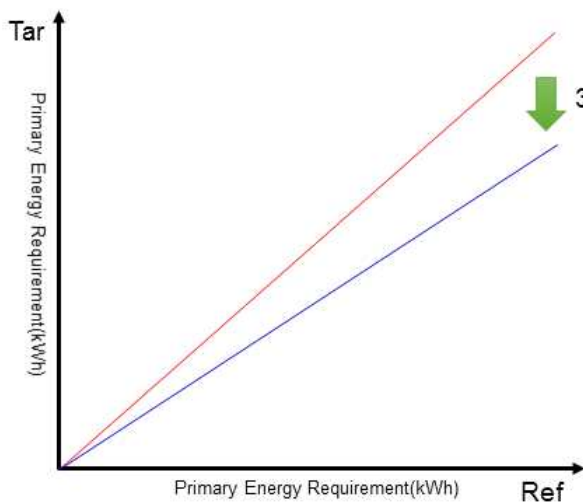
➤ TTC Test Plan(Winter Heating Season Test -> Spring Shoulder Season Test -> Summer Cooling Season Test)

Period		A.Load (Demand)		Set-point (°C)	Peak load(kW)	Heating/Cooling Load (kWh)
		Flow (kg/h)	Temp. (°C)			
Heating Season	Week 1 (2018.01)	2500	10	22	9.6	1612
	Week 2 (2018.03)	1250	10	22	4.7	790
	Week 3 (2017.12)	625	10	22	2.7	458
Shoulder Season	Week 1 (2018.04)					
	Week 2 (2018.05)					
	Week 3 (2018.06)					
Cooling Season	Week 1 (2018.07)	1000	30	22	2.4	397
	Week 2 (2018.08)	2000	30	22	4.9	822
	Week 3 (2018.09)	500	30	22	1.0	166

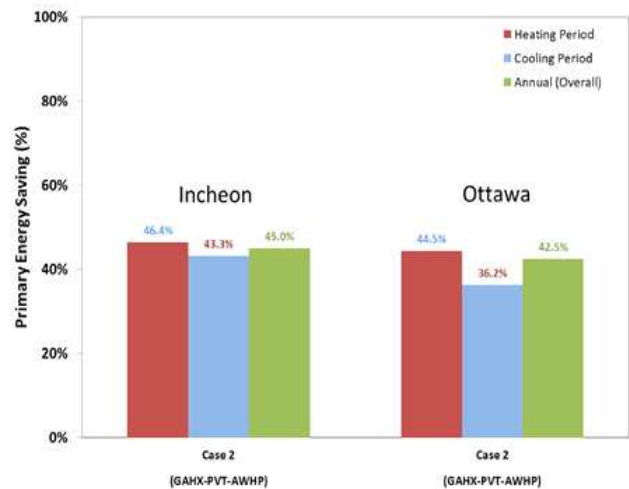
➤ Week 3(2018.01) Heating Test Setting

- Room set temperature : 22° C / Storage tank temperature : 45° C / Artificial load storage tank temp(Water): 10° C
- Tar HP Heat Source : GAHX + Outside air or PVT + Outside air / Ref HP source : Outside air
- Week 1(2018.01) Heating Test Setting
- Room set temperature : 28° C / Storage tank temperature : 45° C / Artificial load storage tank temp(Water): 6° C
- Tar HP Heat Source : GAHX + Outside air or PVT + Outside air / Ref HP source : Outside air

[그림 3-100] 실험계획 수립



Expected result(IET)



Simulation result(T17) ICN/OTW

[그림 3-101] 예상 실험 결과

- 실험계획은 [그림 3-100]과 같으며, 난방실험 3회, 냉방실험 3회가 계획되어 있음. 난방실험은 삼중에너지 생산 시스템의 난방성능을 평가하는 실험으로 3차년도에 구성된 실증현장을 기반으로 삼중에너지시스템(PVT-GAHX-AWHP) 시스템과 기존시스템(보일러, 냉동기)과 비교 할 계획임.
- 예상결과는 [그림 3-101]과 같으며 연구목표 30% 에너지 절감율 달성과 1차년도 시뮬레이션을 통한 예상결과는 나타냄.

2. 삼중에너지 시스템 초기 시운전 및 개선

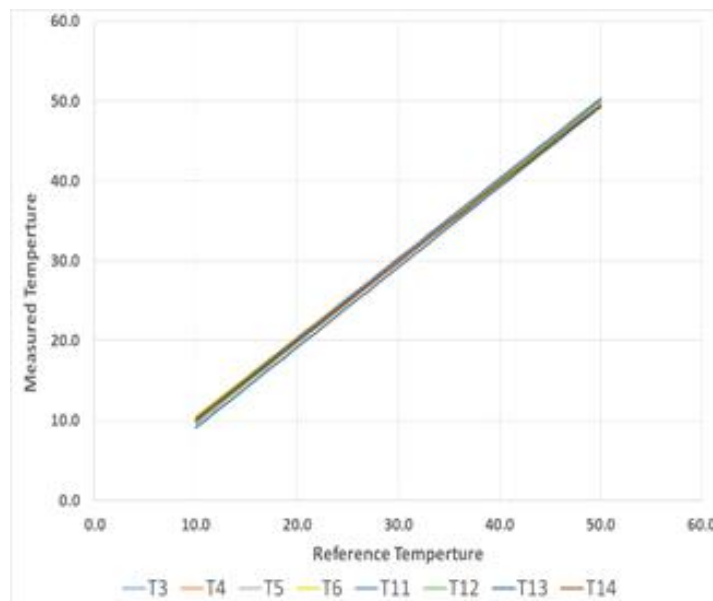
삼중에너지 생산 시스템 측정에 앞서 성능비교에 주요 지표가 되는 히트펌프 성능, 냉난방 부하량을 계산하는 주요 센서의 캘리브레이션(오차 동기화)을 수행함. 캘리브레이션은 항온조를 활용하여 0~40℃ 범위에서의 온도 매칭을 통해 각 센서들 사이의 오차를 보정하였음.

$$T_{\text{revised}} = a * (T_{\text{tested}}) + b \quad (\text{식 3-14})$$

○ 캘리브레이션 오차 보정식은 [식 3-14]와 같으며, 각 보정 값은 아래의 [표 3-53]과 같음.

[표 3-53] 온도센서 캘리브레이션 결과

센서 번호	a	b
T3	1.0083	-0.1719
T4	0.9948	0.1093
T5	1.0056	-0.3932
T6	0.9903	0.5921
T11	1.0023	0.213
T12	1.0085	-0.4394
T13	1.004	-0.918
T14	0.9862	0.1819

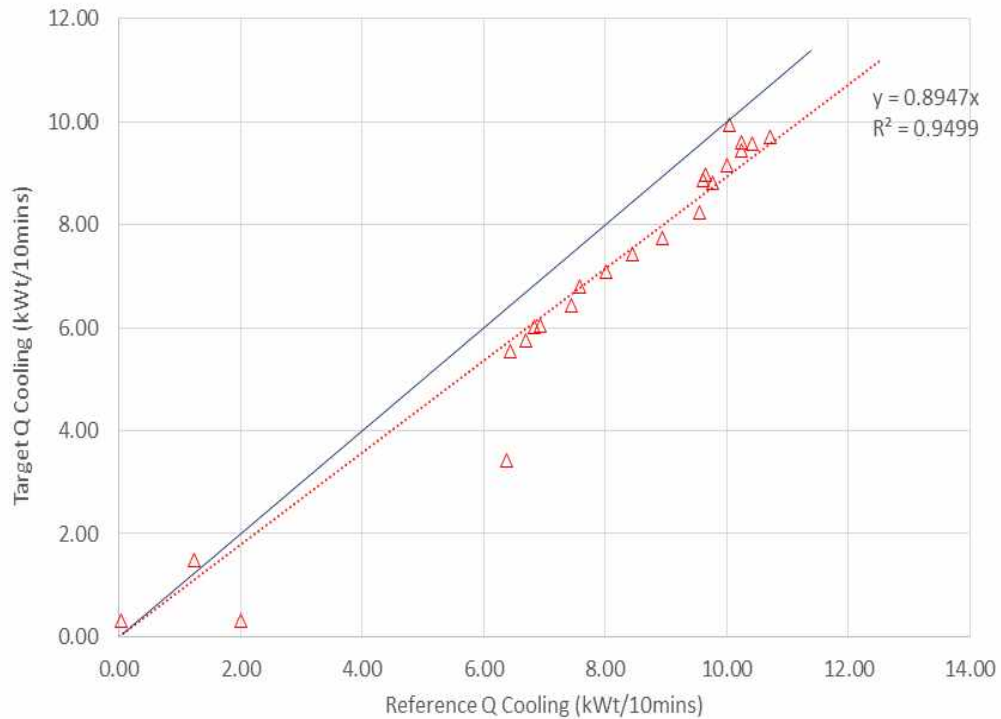


[그림 3-102] 온도센서 캘리브레이션 결과

○ 캘리브레이션 진행 후 히트펌프 시운전을 하였으며, 그 결과는 [표 3-54]과 같음.

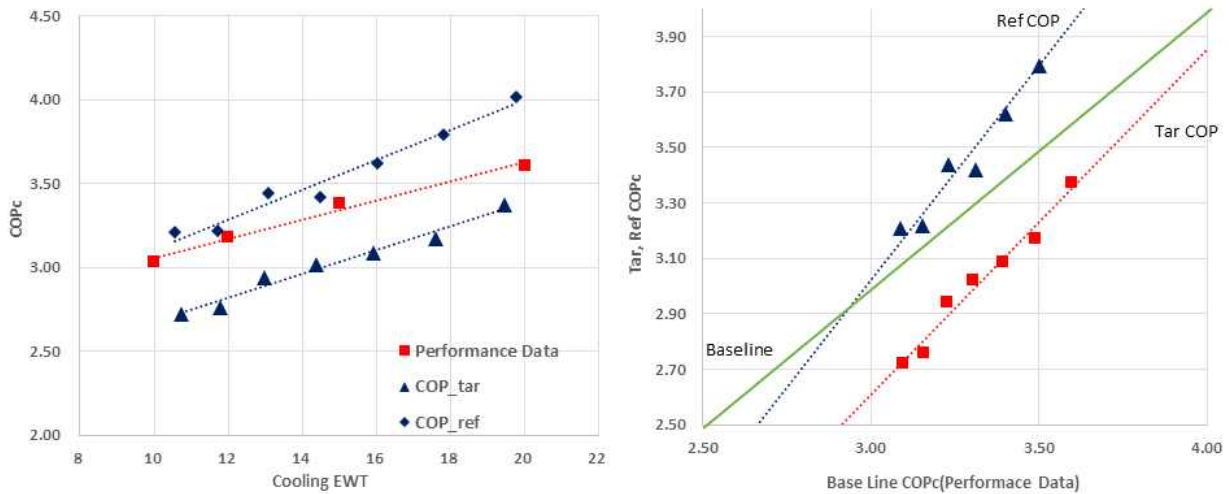
[표 3-54] 삼중에너지 시스템 초기 시운전 결과

Time	Tar HP EWT[°C]	Tar HP LWT[°C]	Ref HP EWT[°C]	Ref HP LWT[°C]	Amb. Temp.[°C]	Tar HP Flow rate [LPM]	Ref HP Flow rate [LPM]	Tar HP Power [kWh]	Ref HP Power [kWh]	Q heat Tar [kWh]	Q heat Ref[kWh]
10:10	45.18	44.74	45.22	44.79	22.72	35.00	33.52	436.80	419.60	1.49	1.24
10:20	44.31	40.98	44.74	41.30	23.15	42.94	41.90	2297.90	2178.30	9.95	10.03
10:30	41.66	38.42	42.23	38.57	23.28	42.90	42.01	2334.00	2247.40	9.71	10.71
10:40	38.93	35.72	39.50	35.94	23.41	42.92	42.03	2339.30	2244.00	9.58	10.41
10:50	36.30	33.10	36.85	33.35	23.65	42.94	42.03	2340.50	2244.50	9.60	10.23
11:00	33.70	30.54	34.27	30.78	23.44	42.94	42.05	2324.90	2236.40	9.46	10.23
11:10	31.13	28.07	31.70	28.29	23.86	42.93	42.09	2332.60	2248.90	9.16	10.00
11:20	28.68	25.68	29.12	25.83	24.08	42.89	42.08	2329.70	2249.70	8.97	9.65
11:30	26.31	23.34	26.71	23.43	24.30	42.88	42.10	2331.10	2248.40	8.87	9.60
11:40	23.93	20.98	24.34	21.02	24.38	42.89	42.13	2323.80	2238.50	8.81	9.76
11:50	21.62	18.86	22.03	18.78	24.26	42.90	42.15	2295.10	2225.60	8.25	9.55
12:00	19.45	16.86	19.78	16.74	24.14	42.88	42.18	2298.20	2226.70	7.75	8.94
12:10	17.60	15.11	17.80	14.92	24.31	42.82	42.14	2342.30	2226.20	7.43	8.45
12:20	15.90	13.53	16.03	13.30	24.22	42.83	42.14	2293.60	2212.20	7.08	8.01
12:30	14.37	12.09	14.49	11.92	24.48	42.80	42.14	2253.10	2213.80	6.80	7.57
12:40	12.99	10.83	13.10	10.56	24.26	42.76	42.15	2186.30	2164.40	6.43	7.44
12:50	11.78	9.75	11.70	9.33	24.52	42.76	42.14	2193.30	2158.00	6.05	6.94
13:00	10.73	8.72	10.56	8.23	24.67	42.76	42.07	2205.60	2129.40	6.00	6.83
13:10	9.73	7.80	9.56	7.28	24.86	42.77	42.07	2173.70	2120.40	5.76	6.69
13:20	8.85	6.99	8.67	6.47	24.98	42.76	42.03	2178.60	2112.80	5.55	6.44
13:30	8.25	7.18	8.01	5.84	24.39	42.74	42.12	1089.70	2078.30	3.43	6.38
13:40	8.87	8.98	7.90	7.30	24.18	42.75	42.07	1.00	619.90	0.31	2.01
13:50	9.69	9.79	9.04	9.03	24.37	42.73	42.05	0.00	0.00	0.31	0.04



[그림 3-103] 삼중에너지 생산 시스템 초기 냉방 시운전 결과

- 히트펌프 시운전을 하였으며 초기 운전 결과는 [그림 3-103] 같음. 초기 시운전 결과 Target 히트펌프의 열출력이 약 10% 정도 적게 나타나는 것을 알 수 있음.



[그림 3-104] 삼중에너지 생산 시스템 AWHP 초기 시운전 성능 비교

- 초기 시운전 데이터를 분석결과 Target 히트펌프와 Reference 히트펌프의 기존 제조상의 성능 차가 10% 정도 나는 것을 확인하였으며, 그 데이터는 아래 [표 3-55]와 같음.

[표 3-55] ICX 매칭 전 AWHP 성능

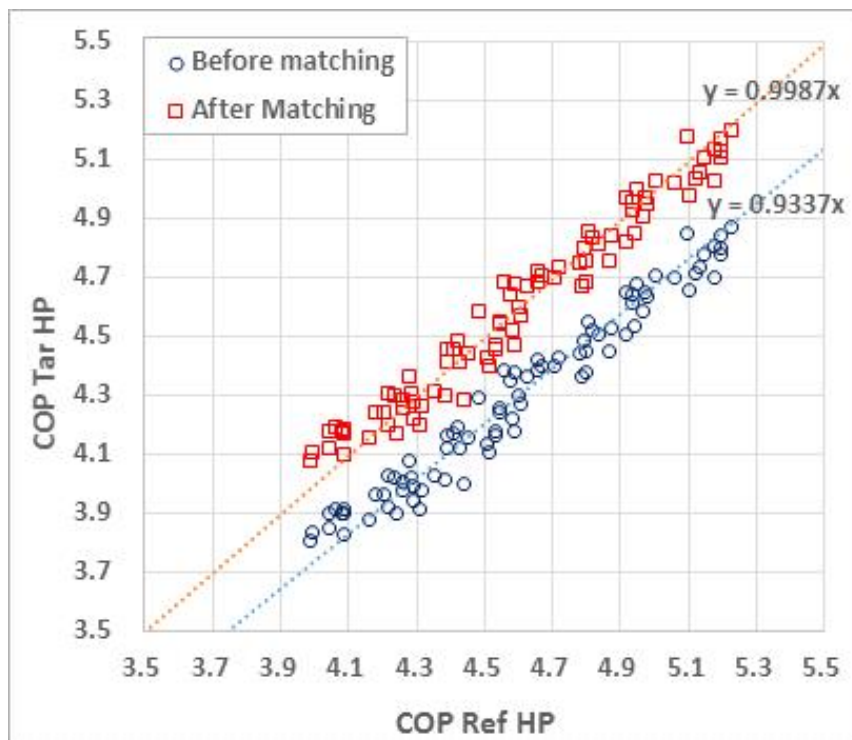
	EWT	LWT	Flow rate (LPM)	Q_HP (kW)	Power (kW)	COPh
Tar HP	27.99	31.57	43.4	10.84	2.53	4.3
Ref HP	27.69	31.62	43.1	11.79	2.57	4.6

- o Target 히트펌프와 Reference 히트펌프의 난방 성능 밸런스를 맞추기 위해서 Target 히트펌프의 EWT와 LWT의 성능 매칭을 수행하였음. 그 결과는 [표 3-56]에 나타내었음.

[표 3-56] ICX 매칭 후 AWHP 성능

	EWT	LWT	Flow rate (LPM)	Q_HP (kW)	Power (kW)	COPh
Tar HP	27.79	31.62	43.4	11.60	2.53	4.6
Ref HP	27.69	31.62	43.1	11.79	2.57	4.6

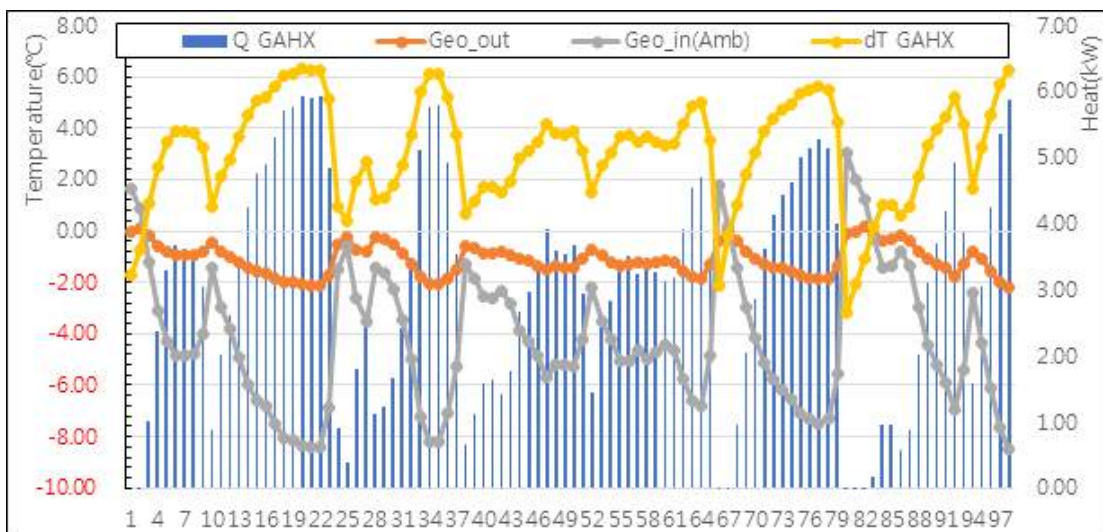
- o 성능 매칭 후 Target 히트펌프와 Reference 히트펌프는 약 99.87% 유사한 난방성능을 나타냄.



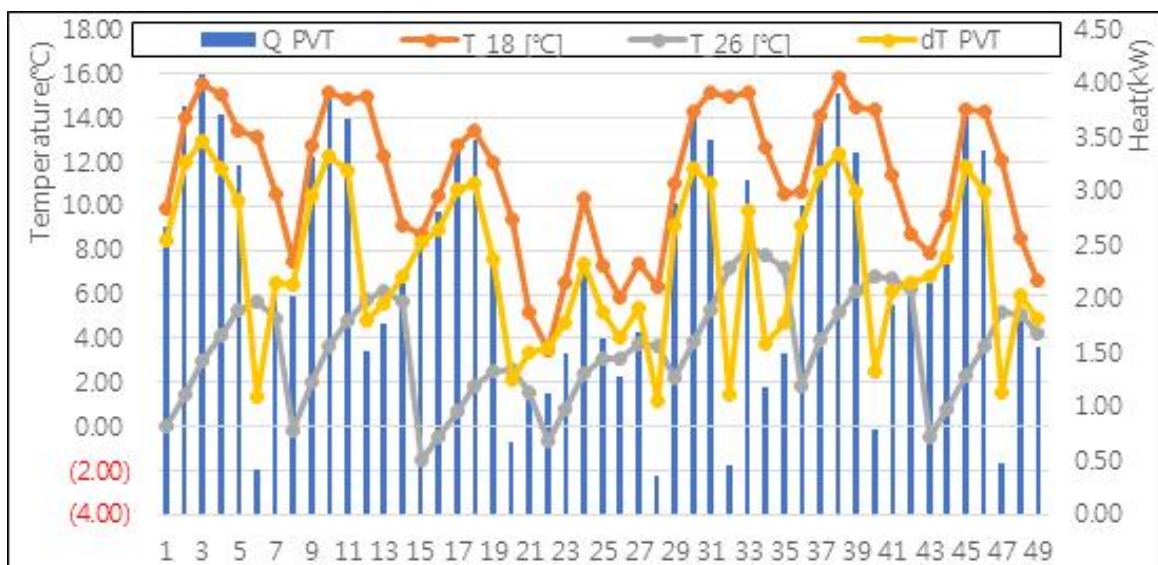
[그림 3-105] AWHP ICX 매칭 전후 비교

3. 삼중에너지 시스템 난방 실험 결과

- 앞서 계획된 실험계획과 예상결과를 바탕으로 동계 난방실험이 진행됨.
- 난방실험은 2018년 2월 15일 ~ 2월 22일 7일간(1주일) 진행되었음.
- 난방 실험 조건
 - 실험 기간 : 2018.02.15. 00:00 ~ 2018.02.22. 24:00 (7일간)
 - 실내 부하 조건 : 난방모드, 실내온도 양측 28 °C 동일 조건
 - 인공 부하 조건 : 인공부하조 설정온도 10 °C / Fan-coil 유량 12 LPM(양측 동일)
 - 열원 조건 : Target H/P - PVT 또는 GAHX (차온제어) / Reference H/P - 외기
 - 기상 조건 : 7일 평균 외기온도 : -1.30 °C, 평균 일사량 : 606 W/m² (10:00-17:00)
 - 모니터링 간격 : 60초
 - 데이터 분석 : 60초 단위의 실험데이터를 1시간 단위로 평균값 이용



[그림 3-106] GAHX 난방 운전 결과

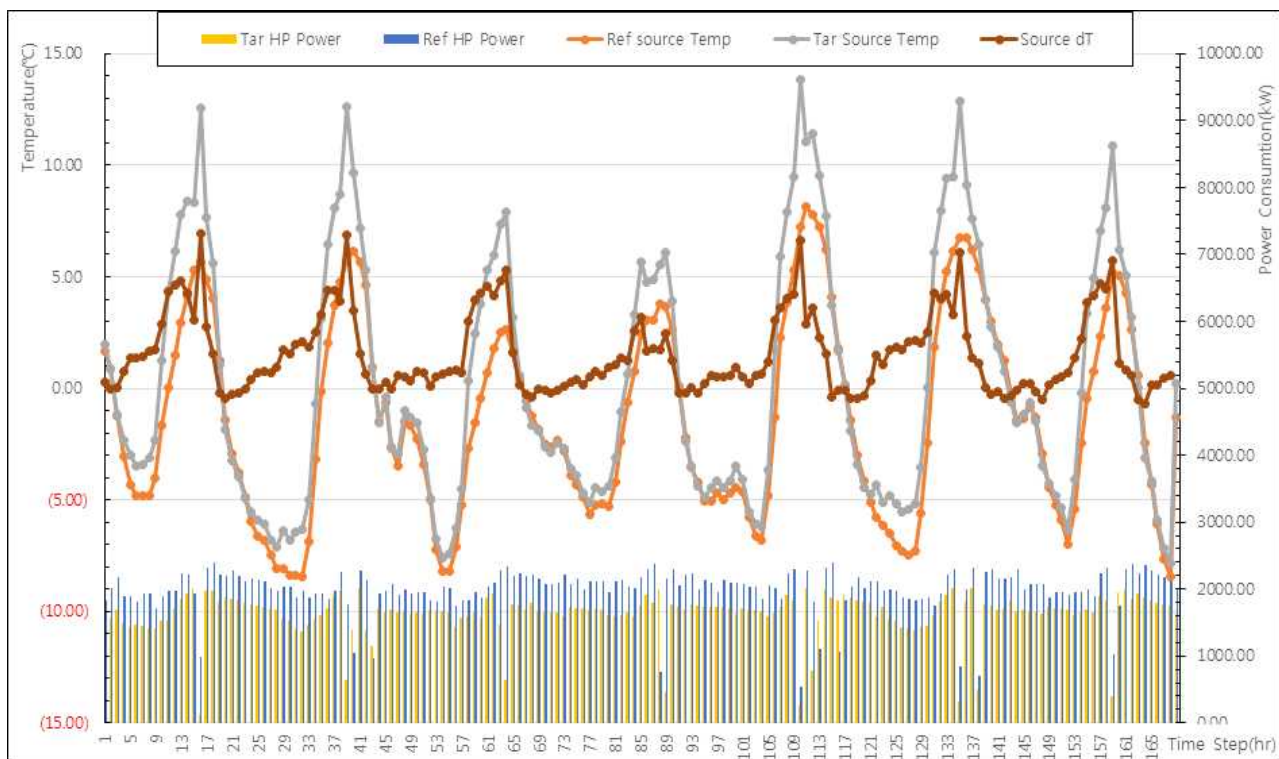


[그림 3-107] PVT 난방 운전 결과

- [그림 3-106]은 공기식 지중열교환기(GAHX)의 난방 운전 결과를 나타냄.
- 지중열교환기의 공기 유량은 2,791 CMH이며 최대 6.3°C의 온도차를 나타냄.
- 1주간 지중열교환기의 열 생산량은 287 kWh로 나타남.
- [그림 3-107]은 태양열광(PVT) 시스템의 난방 운전 결과를 나타냄.
- 태양열광(PVT) 시스템의 공기 유량은 936 CMH이며 최대 12.9°C의 온도차를 나타내며 최대 열효율은 38%로 나타남.
- 1주간 태양열광(PVT) 시스템의 열 생산량은 115 kWh이며, 주간 평균 열효율은 22%로 나타남.
- 공기식 지중열교환기(GAHX)와 태양광열(PVT)의 주간 난방 실험 결과는 [표 3-57]와 같음.

[표 3-57] GAHX 및 PVT 난방 운전 결과 요약

구분	Weekly average		Weekly sum	Weekly peak		Flowrate
	dT(°C)	Q_heat(kW)	Q_heat(kWh)	dT(°C)	Q_heat(kW)	CMH
PVT	7.44	2.35(22%)	115.22	12.91	4.08(38%)	936
GAHX	3.11	2.93	287.27	6.29	5.93	2791

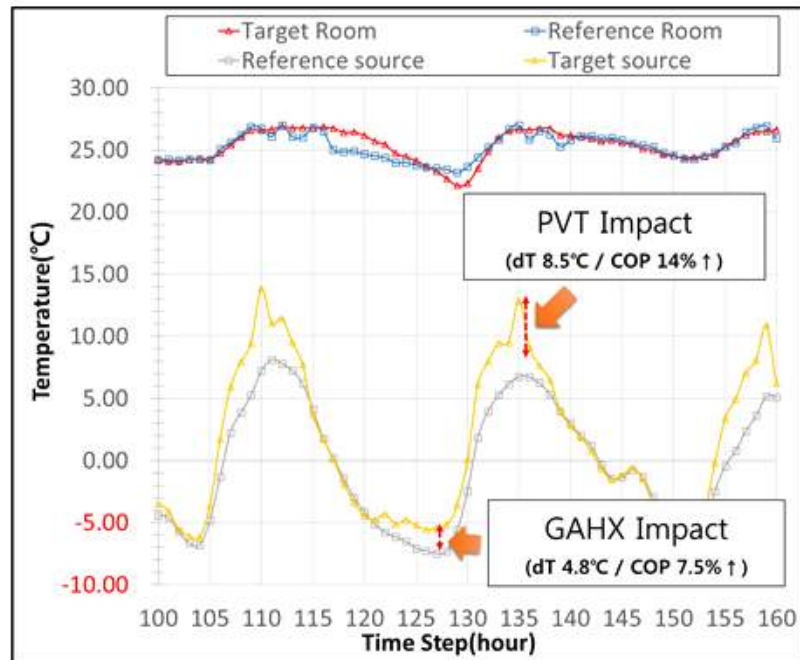


[그림 3-108] 삼중에너지 생산 시스템 동계 난방 운전결과 (1주)

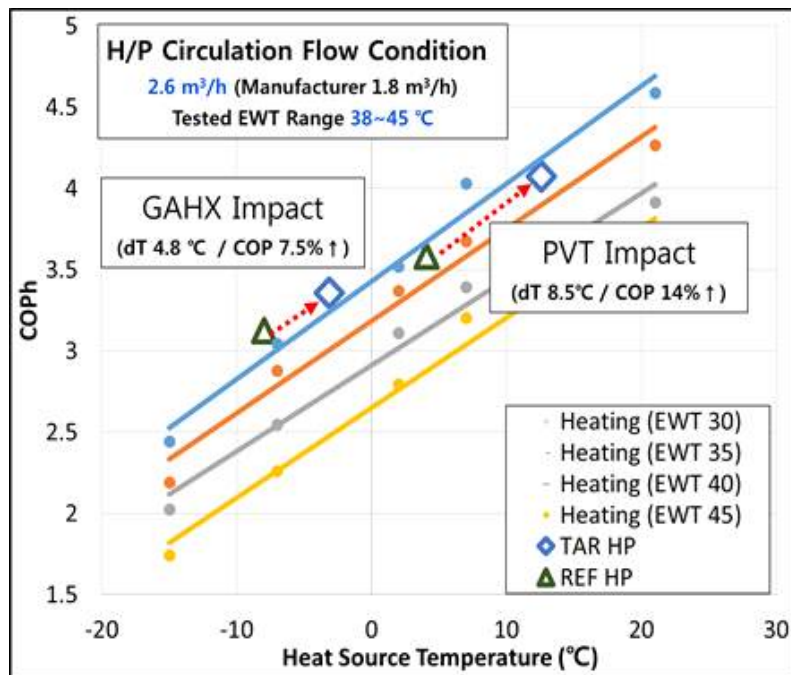
- 삼중에너지 생산시스템의 동계 난방운전 데이터는 [그림 3-108]과 같음.
- 삼중에너지 생산시스템의 동계 난방운전 결과는 [표 3-58]와 같음.

[표 3-58] 삼중에너지 생산시스템 난방 운전 결과 요약

	HP Q-heat (kWh)	COP	COP increment	Primary Energy (kWh)	Primary Energy Saving (%)
Target	1098	4.0	17.6 %	715	45.7 %
Reference	1138	3.4	-	1318	-



[그림 3-109] GAHX 및 PVT 난방 기여 효과

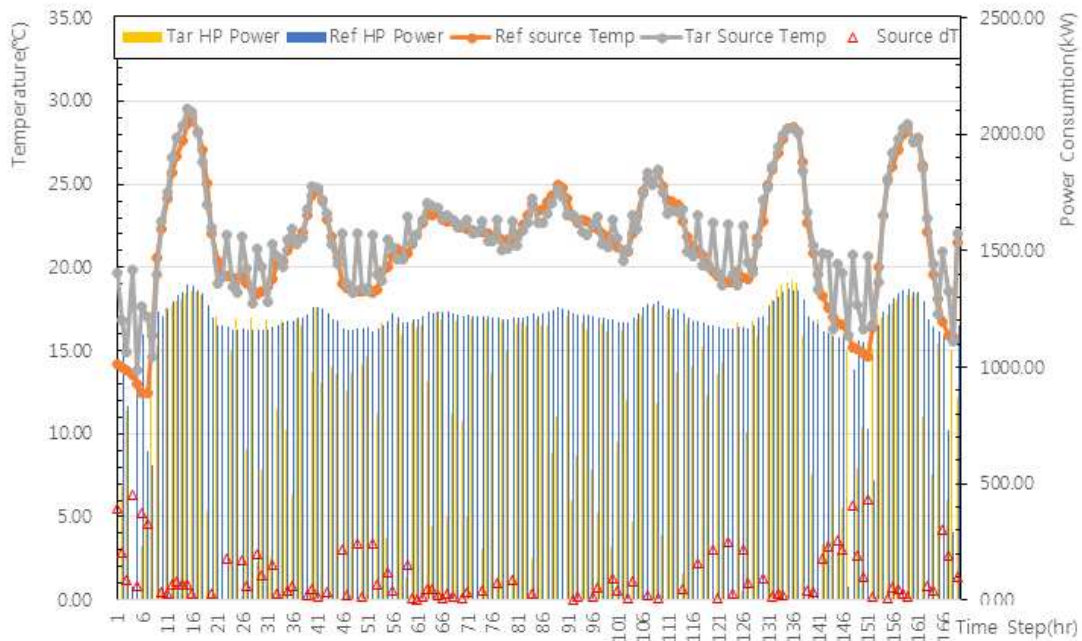


[그림 3-110] 동계 실험 결과 히트펌프 성능 매칭

- [그림 3-109]는 실험 운전 중 공기식 지중열교환기(GAHX)와 태양광열(PVT)의 온도 기여효과를 시간별로 평균하여 보여줌.
- 지중열교환기 운전시 4.8℃ 온도차로 약 7.5% COP 개선효과를 나타내었고, PVT 운전시 8.5℃의 온도상승으로 14%의 COP 개선효과를 나타내었음.
- [그림 3-110]은 앞서 설명된 AAHP의 성능곡선에 동계 실험데이터를 1시간 포인트를 매칭한 결과임.
- 제조사의 성능데이터 실험조건보다 높은 유량조건을 이용하였으며, EWT 온도가 부하에 따라 변하는 조건에서 운전되었음.
- 제조사의 성능데이터 조건과 실제 운전시 동일한 상승 추세를 나타냄.
- 삼중에너지 생산시스템의 동계 주간 난방운전 결과 기존의 히트펌프 시스템 대비 전기 에너지 기준 17.6% 절감되었고 기존의 보일러 시스템 대비 원단위 에너지 환산 기준 약 45.7% 절감되는 것을 확인함. (환산기준/ Electricity = 2.6, N.Gas = 1.1)

4. 삼중에너지 시스템 냉방 실험 결과

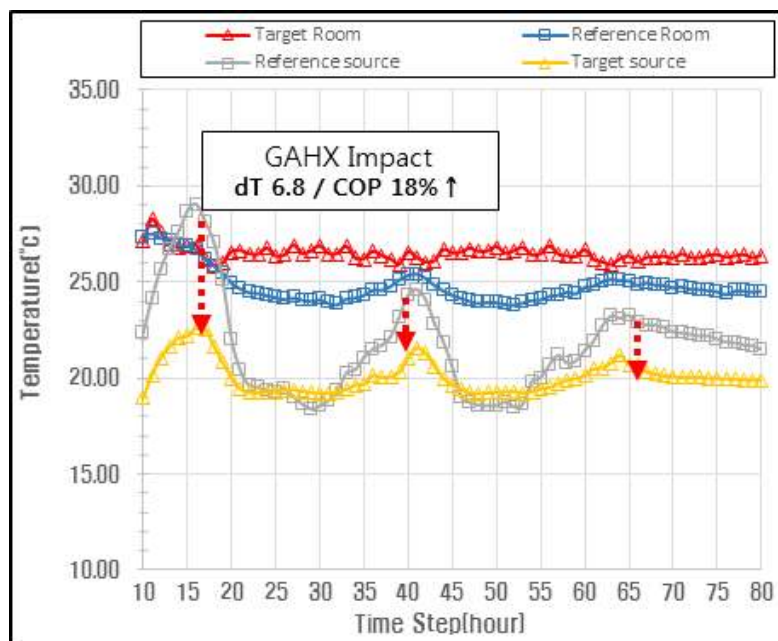
- 앞서 계획된 실험계획과 예상결과를 바탕으로 동계 난방실험이 진행됨.
- 난방실험은 2018년 2월 15일 ~ 2월 22일 7일간(1주일) 진행되었음.
 - 실험 기간 : 2018.09.06. 00:00 ~ 2018.09.12. 24:00 (7일간)
 - 실내 부하 조건 : 난방모드, 실내온도 양측 22 °C 동일 조건
 - 인공 부하 조건 : 인공부하조 설정온도 47 °C / Fan-coil 유량 12 LPM(양측 동일)
 - 열원 조건 : Target H/P -GAHX / Reference H/P - 외기
 - 기상 조건 : 7일 평균 외기온도 : -1.30 °C
 - 모니터링 간격 : 60초
 - 데이터 분석 : 60초 단위의 실험데이터를 1시간 단위로 평균값 이용
- [그림 3-111]은 삼중에너지 생산 시스템의 주간 하계 실험 데이터를 나타냄.
- [표 3-55]는 삼중에너지 생산 시스템의 주간 하계 실험 결과 요약을 나타냄.



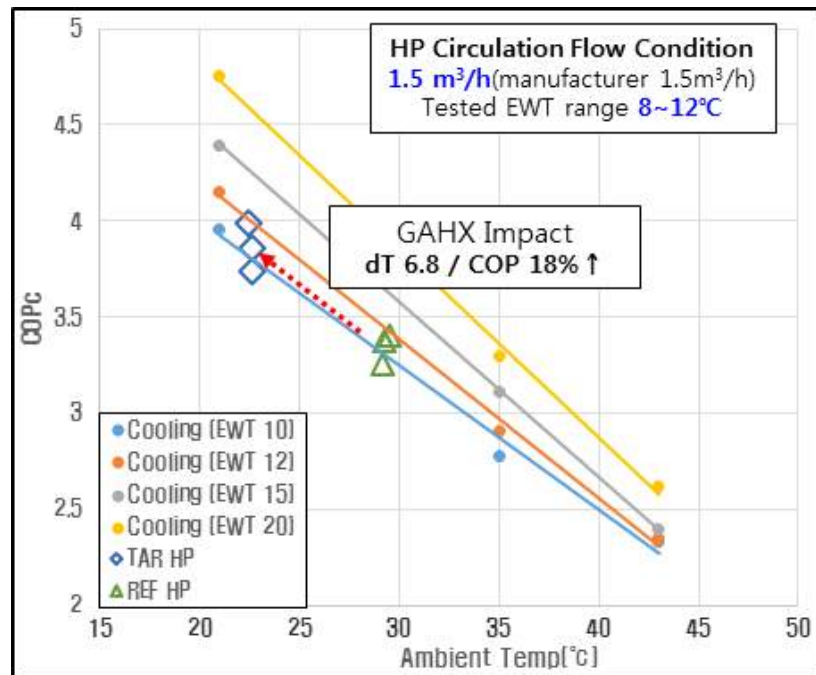
[그림 3-111] 삼중에너지 생산 시스템 하계 냉방 운전결과 (1주)

[표 3-59] 삼중에너지 생산시스템 냉방운전 결과 요약

	HP Q-heat (kWh)	COP	COP increment	Primary Energy (kWh)	Primary Energy Saving (%)
Target	533	3.9	18.2 %	360	29.9 %
Reference	658	3.3	-	514	-



[그림 3-112] GAHX 냉방 기여 효과



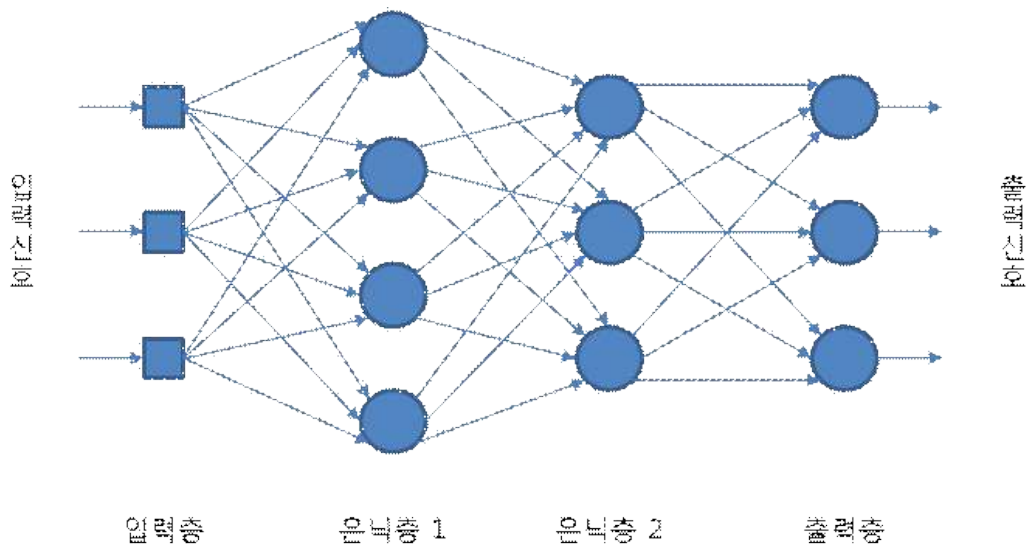
[그림 3-113] 하계 실험 결과 히트펌프 성능 매칭

- [그림 3-112]는 실험 운전 중 공기식 지중열교환기(GAHX)와 온도 기여효과를 시간별로 평균하여 보여줌.
- 하계 냉방실험의 지중열교환기 운전시 6.8°C 온도차로 약 18% COP 개선효과를 나타냄.
- [그림 3-113]은 앞서 설명된 AAHP의 성능공선에 하계 실험데이터를 1시간 포인트를 매칭한 결과이며, 제조사의 성능데이터 조건과 실제운전시 동일한 상승 추세를 나타냄.
- 삼중에너지 생산시스템의 동계 주간 난방운전 결과 기존의 히트펌프 시스템 대비 전기 에너지 기준 18.2% 절감되었고 기존의 칠러 시스템 대비 원단위 에너지 환산 기준 약 29.9% 절감되는 것을 확인함. (환산기준/ Electricity = 2.6, N.Gas = 1.1)

제 6 절 삼중에너지 생산 시스템 AI(ANN, FL) 제어 기법

1. ANN(Artificial Neural Network)의 개요

인간두뇌에 대한 연구는 상당히 오래 전부터 계속되어 왔으며 정보처리기술의 발달과 더불어 인간과 같이 사고하고 판단하며, 사물을 인식할 수 있는 인공지능을 실현시키기 위해 많은 노력이 있어 왔고, 덕분에 우리는 특정 분야의 전문가가 가진 전문지식을 컴퓨터에 옮기고 이를 자유로이 이용할 수 있는 단계에까지 이르렀음. 현재 제한된 범위 내에서 인간보다 더 빠르고 정확하게 사고하고 판단하는 인공지능 컴퓨터의 구현은 어려운 일이 아니지만 사물의 인식, 특히 시각적 인식의 측면에서는 아직도 큰 진전이 없었음. 다시 말해, 한두 살짜리 어린아이의 얼굴인식 능력이나 연상 능력은 현재 가장 우수하다는 슈퍼컴퓨터를 여러 대 동원하여도 따라가기 힘든 실정임. 따라서 기존의 컴퓨터 작동원리와 두뇌의 작동원리 간에 어떤 차이가 있는가를 이해할 필요가 있음. 인공신경망은 인간의 두뇌와 유사한 처리를 하는 기계를 만들기 위한 노력임. 물론 인간의 두뇌가 어떻게 활동하고 지능이 어떤 것인지에 대한 확정적인 결론은 없음. 인공신경망은 뉴런이라 불리는 인간의 신경세포와 유사한 PE(Processing Element)로 이루어져 있음. PE는 입력층, 은닉층, 출력층의 구조를 이루어 연산을 진행함.



[그림 3-114] 인공신경망의 기본 구조

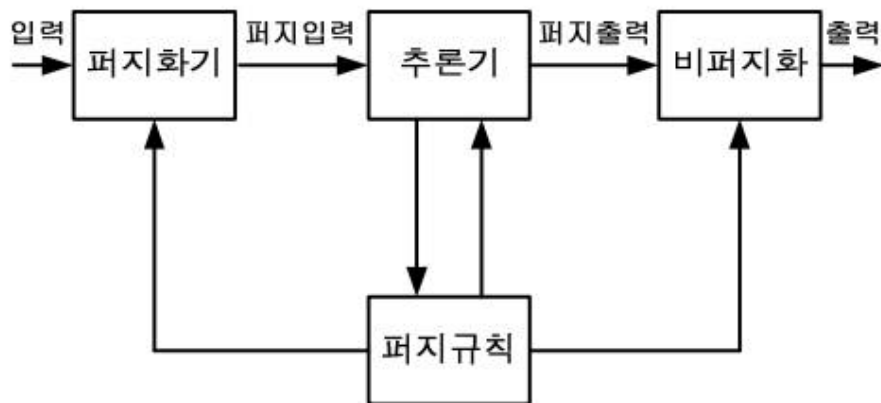
입력층은 계산과정 없이 외부로부터 신호를 받아들이는 지점이고, 은닉층은 계산뉴런들로 이루어져있으며 이론적으로는 하나의 은닉층만 있어도 모든 함수가 표시됨. 문제의 특성 및 원하는 결과 등에 따라 여러 개의 은닉층이 존재할 수 있음. 출력층은 계산 뉴런들이 위치하고 있으며, 최종 계산결과를 출력 신호로 내보냄.

인공신경망은 두개의 유용한 특징을 가지고 있는데, 결점포용성과 적응성임. 인공신경망은 하나의 처리 장치가 아닌 다수의 PE 들의 상호작용을 통해 처리되므로, 불완전한 자료로부터 학습과 의사결정을 할 수 있는데, 이러한 특성을 결점포용성이라 함. 적응성은 인공신경망의 자기변화를 의미하는 것으로, 지속적인 학습을 통해 가중치를 변화시키면서 적합한 모델을 만드는 과정을 말함.

2. FL(Fuzzy Logic)의 개요

삼중에너지 생산 시스템에서 최적의 운전을 위해선 제어와 관리요소가 매우 중요함. 간단한 On-Off 제어 방법이 종종 사용되지만, 부분적인 운전을 할 수 없다는 단점이 있음. 특히 단독주택에서의 효율적인 삼중에너지 생산 시스템의 운전을 위해 비선형적인 동작, 예측 불가능한 전기, 열 수요, 분명하지 않은 시스템 성능 등에 대해 좀 더 지능적인 접근 방법이 필요함. 몇몇 연구들은 ANN(Artificial Neural Networks)에 기반을 둔 진보적인 방법들을 제안해왔음. 하지만 ANN에 기반을 둔 정밀한 제어를 위해선 다수의 정밀한 데이터가 필요함. PID 컨트롤 역시 제안되었지만, 실시간으로 얻은 PID를 수정하기 위해 퍼지자동제어가 사용되어야만 효율적인 에너지 시스템을 작동 시킬 수 있음. 사람의 인식이나 추리 양상의 모사를 목표로 한 FL(Fuzzy Logic) 방법은 삼중에너지 시스템의 복잡한 특성을 쉽게 다룰 수 있음. 이러한 FL 방법은 하이브리드 자동차에서도 적용되어 연구되었음. 또한 태양광 시스템이나 히트펌프 시스템의 용량제어에도 적용되었음. FL 방법은 다른 최적화 기술과 비교하여 상대적으로 짧은 시간에 실현가능하고, ANN 처럼 오프라인 준비기간이 필요하지 않으며 다양한 입력 값을 동시에 처리할 수 있는 등의 다양한 장점을 갖고 있음. FL 방법은 애매모호한 곳에 있는 복잡한 시스템 통제에 적합하며, 전문연구 분야에서 수학적인 조건 공식들 보다 적합함.

퍼지 제어는 전문가의 지식을 바탕으로 제어규칙을 언어적으로 쉽게 표현할 수 있으며, 외란에 대해 매우 강인한 특성을 가질 뿐만 아니라 제어대상을 수학적으로 정확히 근사화할 수 없는 경우에 제어대상의 입력과 출력관계 만으로 탁월한 성능을 발휘함. 퍼지제어기는 오차를 입력으로 이용하여 퍼지추론을 하며, 퍼지추론의 결과로 제어입력의 변화량을 출력으로 동작하게 됨.



[그림 3-115] 일반적인 퍼지제어기의 구조

[그림 3-115]는 일반적인 퍼지제어기의 구조를 나타냄. 퍼지화는 입력변수를 소속함수로 처리하여 퍼지집합에 정의하는 과정임. 소속함수는 임의의 형태(가우시안 함수, 범종형 함수, 삼각형 함수)일 수 있음. 일단 소속함수의 형태가 선택되면 중앙값과 변역을 선정함. 어떠한 순간에 하나의 규칙이 만족되도록 소속함수가 중복이 되도록 하여 입력함.

추론기는 퍼지논리 연산, 퍼지규칙, 회합 과정을 포함함. 추론기에서 입력변수는 퍼지연산자와 IF-THEN 규칙을 직접 퍼지관계에 적용하여 출력 퍼지를 구함. 각 규칙에 대해 출력퍼지 집합은 하나의 집합으로 회합되고 입력퍼지 집합은 논리연산자 AND에 의해 퍼지 규칙과 관계를 맺음.

3. 삼중에너지 생산 시스템 AI(ANN, FL) 제어 기법 적용 사례

선행연구인 지열원 히트펌프(이하 GSHP)를 위한 연료전지(이하 FC) 컨트롤 시스템의 적용 사례를 분석하여 삼중에너지 생산시스템의 AI 기법 적용 하고자 함. 선행연구에서는 지열원 히트펌프(GSHP)와 연료전지(FC)를 혼합한 마이크로 제너레이션 시스템에 적용한 사례임.

- GSHP와 FC의 운전은 온수조의 온도 그리고 현재의 실내온도와 설정온도와의 온도차이 값, 이 두 가지의 입력에 의해 통제됨. 이는 온수조 상단 근처의 온도가 난방시즌에 이용되는 반면에 냉수조의 하단온도는 냉방시즌에 사용한다는 것으로 봄. 이 두 가지 입력 변수는 전반적인 연구와 GSHP시스템의 기본적인 동작을 이해하는데 가장 큰 영향을 주는 것으로 봄. FL컨트롤의 FL컨트롤러의 출력 값은 장치가 작동하지 않을 때를 0, 최고부하 작동시를 1로 놓고, 0부터 1까지의 비율의 수치 값을 나타냄.
- 입력과 출력 값은 언어상으로 [표 3-60]에 표현되어 있고, FL 시스템의 멤버십 함수는 [그림 3-116]에 나타나 있음. 이 멤버십 함수는 각 지점상의 입출력 값을 0에서 1사이의 멤버십 값으로 어떻게 변환되는지 정의하는 곡선임.

[표 3-60 GSHP 시스템을 위한 FL 제어의 표현 정의

Hot water temperature in HW storage tank	L (low)	M (medium)	H (high)	VH (very high)	
Cold water temperature in CW storage tank	VL (very low)	L (low)	M (medium)	H (high)	
Room temperature difference between its actual value and set-point	Large Negative	Small Negative	None	Small Positive	Large Positive
GSHP operation state	Off	L (low)	M (medium)	H (high)	

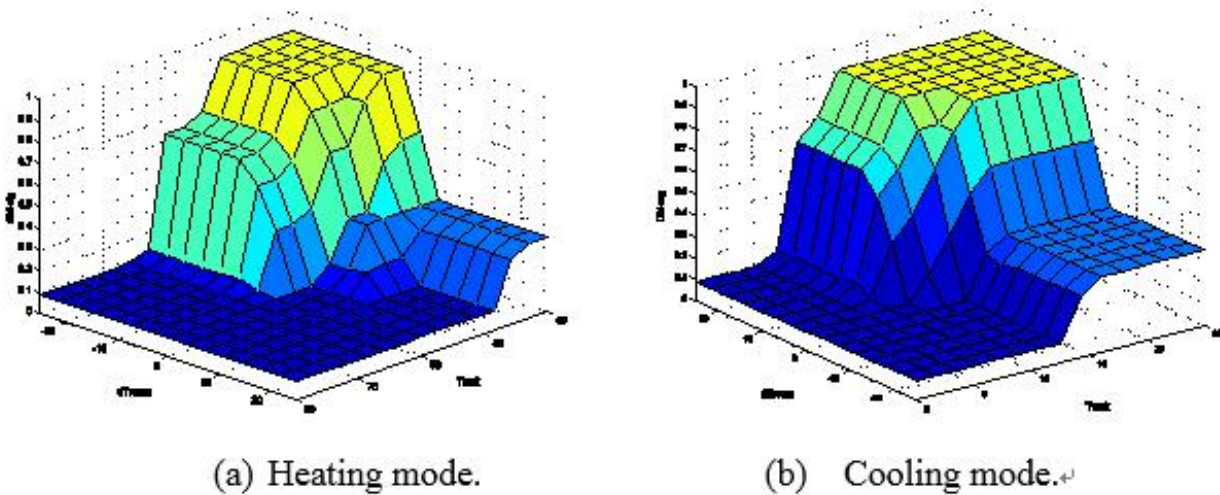
- 각각의 냉난방기간 동안의 GSHP 컨트롤 신호를 위한 FL if-then 규칙을 [표 3-61]에 나타내었음. 이 규칙은 연구팀이 수행한 사전 연구에 기반을 두어 결정되었음.

[표 3-61] GSHP 작동 조건에서의 if-then 규칙

Hot Water Storage Tank Temp.	$dT=T_{\text{room}}-T_{\text{set}}$				
	Lg Neg.	Sm Neg.	None	Sm Pos.	Lg Pos.
L	H	H	M	L	L
M	H	M	L	Off	Off
H	M	L	Off	Off	Off
VH	Off	Off	Off	Off	Off
Cold Water Storage Tank Temp.	$dT=T_{\text{room}}-T_{\text{set}}$				
	Lg Neg.	Sm Neg.	None	Sm Pos.	Lg Pos.
VL	Off	Off	Off	Off	Off
L	Off	Off	Off	L	M
M	Off	Off	L	M	H
H	L	L	M	H	H

* Lg(Large), Neg.(Negative), Sm(Small), Pos.(Positive)

- 냉난방 모드 작동 시 GSHP의 최종적인 FL 컨트롤 표면은 [그림 3-115]에 각각 표현되었음.



[그림 3-116] GSHP 냉난방 운전모드에서의 FL 제어 표면

- 연료전지(Fuel Cell)는 건물에 열과 전기를 동시에 공급할 수 있음. 그러므로 연료전지의 작동은 난방기간에 3가지의 입력변수에 의해 통제됨. 두 개의 입력 값은 난방모드에서 GSHP작동과 비슷하며, 즉 온수조의 온도와 실제 실내온도와 온도 조절 장치의 설정온도의 차이임. 3번째 입력 변수는 연료전지의 최대용량에 대한 전력수요의 비임. 이 값 역시 0부터 1사이의 값을 가짐. 만약 가정의 전력수요가 연료전지 최대 용량을 넘는다면, 입력 값은

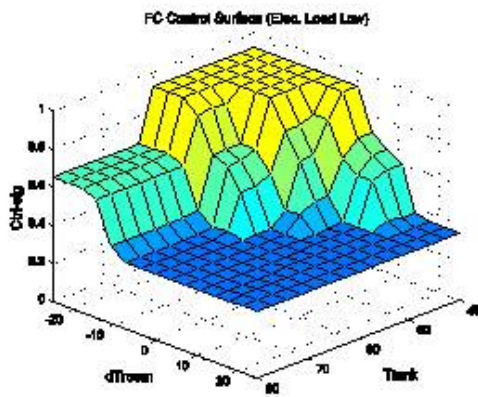
1이 됨. 냉방기간에는 난방부하가 없기 때문에, 이 기간의 연료전지의 동작은 오로지 전력 수요에만 의존함.

- 온수조의 온도와 실내온도의 차이의 멤버십 함수는 GSHP 시스템에서 사용했던 것과 같으며 연료전지 작동신호에 관한 FL if-then 규칙은 [표 3-62]에서 나타남.

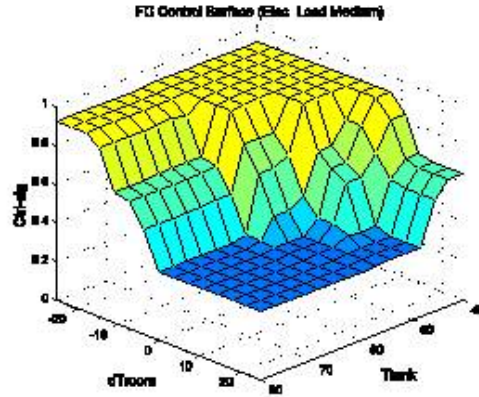
[표 3-62] FC 작동 조건에서의 if-then 규칙

HW Storage Tank Temp.	LOW electricity demand				
	$dT=T_{\text{room}}-T_{\text{set}}$				
	Lg Neg.	Sm Neg.	None	Sm Pos.	Lg Pos.
L	H	H	H	M	L
M	H	H	M	L	L
H	H	M	L	L	L
VH	M	L	L	L	L
HW Storage Tank Temp.	MEDIUM electricity demand				
	$dT=T_{\text{room}}-T_{\text{set}}$				
	Lg Neg.	Sm Neg.	None	Sm Pos.	Lg Pos.
L	H	H	H	H	M
M	H	H	H	M	L
H	H	H	M	L	L
VH	H	M	L	L	L
HW Storage Tank Temp.	HIGH electricity demand				
	$dT=T_{\text{room}}-T_{\text{set}}$				
	Lg Neg.	Sm Neg.	None	Sm Pos.	Lg Pos.
L	H	H	H	H	H
M	H	H	H	H	M
H	H	H	H	M	L
VH	H	H	M	L	L

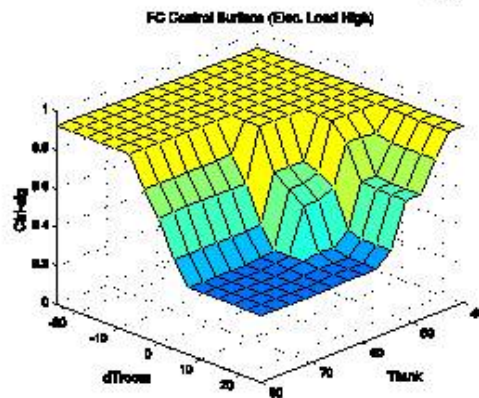
* Lg(Large), Neg.(Negative), Sm(Small), Pos.(Positive)



(a) Low electricity demand



(b) Medium electricity demand

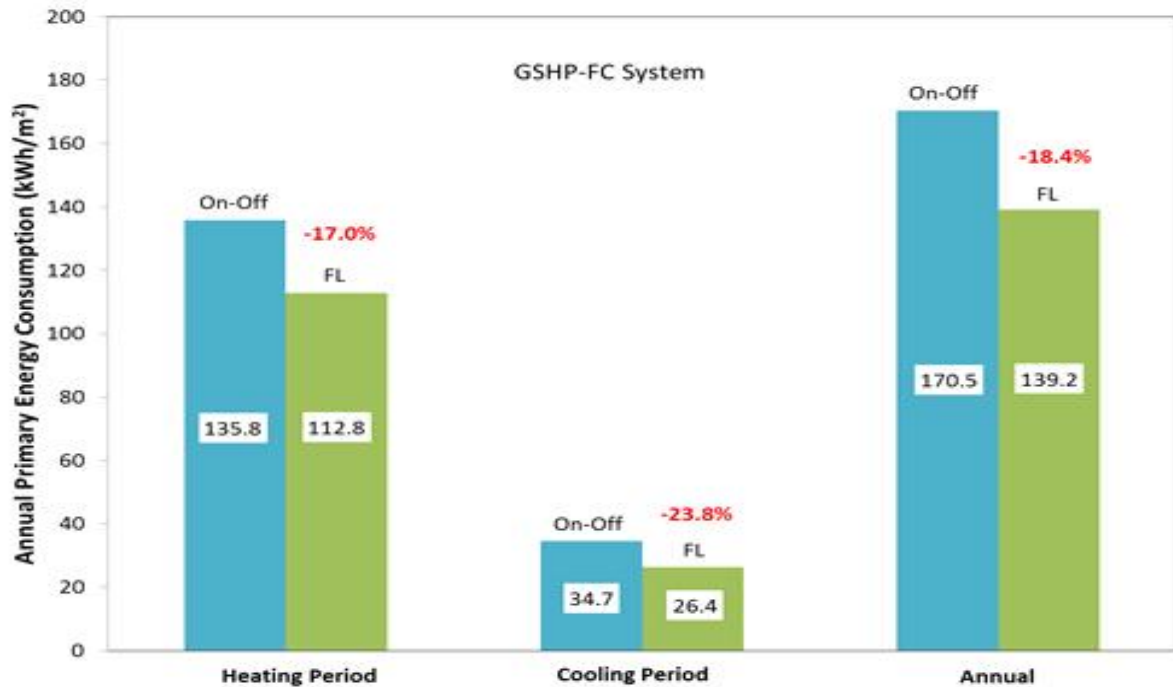


(c) High electricity demand

[그림 3-117] FC 운전모드에서의 FL 제어 표면

- [그림 3-117]은 연료전지의 전력수요가 낮음, 중간, 높음에 따라 작동할 때 FL 컨트롤 표면을 나타냄.
- 온수조는 GSHP나 연료전지가 혹한기에 충분한 열을 공급하지 못하는 상황에 대비하여 보조열원으로 하단부에 가스가열기를 사용함. 이 보조가열기의 작동은 거의 드물기 때문에 On/Off 방법에 기초함. 실내 설정온도는 난방 21°C, 냉방 25°C이고 데드밴드는 1°C로 함.
- 연료전지는 최대전기용량으로 지속적으로 작동하였을 때로 가정함. 그리고 실내 설정온도는 난방시 21°C, 냉방시 25°C이고 데드밴드는 1°C로 함.
- 시스템 모델 개발에는 TRNSYS가 사용되었고, FL 컨트롤러를 실행을 위해 MATLAB Fuzzy Logic Toolbox를 사용하였음. 또한 시뮬레이션을 위해 Ottawa의 연중 기상 데이터를 이용하였음. 그 시뮬레이션 결과에 대한 내용과 고찰은 아래와 같음.
- 기본적인 에너지 절감량은 [그림 3-118]에 GSHP-FC와 GSHP 시스템에 대한 On-Off와 Fuzzy Logic 컨트롤을 각각 표현하였음. 그 결과는 Fuzzy Logic 컨트롤을 사용한 시스템이 적은 기본 에너지 소비량을 갖는 것을 보여줌. GSHP 시스템에서 진보된 Fuzzy Logic 컨트롤은 On-Off 컨트롤 대비 대략 연간 12%의 에너지 절감을 보였음. Fuzzy Logic을 이용한 GSHP-FC 시스템에서는 연간에너지소비 절감량은 18.4% 정도로 더 좋았음. 여기에서

주된 에너지 절감이 두 시스템에서 난방기간보다 냉방기간에 더 큰 것에 주목할 만 함. 이는 Ottawa에서는 연중 냉방부하가 난방부하보다 적은 것이 주된 이유이며, FL 컨트롤을 사용함으로써 GSHP 시스템을 저전력 소비의 낮은 용량으로 작동시킬 수 있었기 때문임.



[그림 3-118] GSHP-FC 시스템에서의 On-Off 제어와 FL 제어의 연간 에너지 절감량 비교

- 종합하여, 기존의 On-Off 시스템과 Fuzzy Logic 컨트롤을 이용한 GSHP와 GSHP-FC 시스템이 에너지와 비용절감을 달성할 수 있는 것을 명확하게 보여줌. GSHP-FC 시스템에서 에너지 소비 절감은 꽤 높은 18.4%를 보여주며, 비용절감 역시 10%에 가까움. 진보된 컨트롤 전략을 사용하는 장비와 시스템 최적화로 마이크로 제너레이션 시스템은 더 많은 에너지와 비용절감을 달성할 수 있음.

4. 삼중에너지 생산 시스템 AI(ANN, FL) 제어 기법 적용 시뮬레이션

Micro-generation 시스템의 운영과 관리에서 최적화된 작동법은 가장 중요함. On-Off 제어 방식은 주로 사용되나, 가장 큰 단점은 디바이스의 특정 부분 Load 작동이 가능하지 않음.

Micro-generation 시스템의 효율적인 가동 특히 독립적인 거주지에서 비선형적 거동; 불확실한 전기와 열에너지 수요; 불분명한 Micro-generation 시스템의 성능 등 micro-generation 시스템 작동에서 지능적인 접근이 필요함.

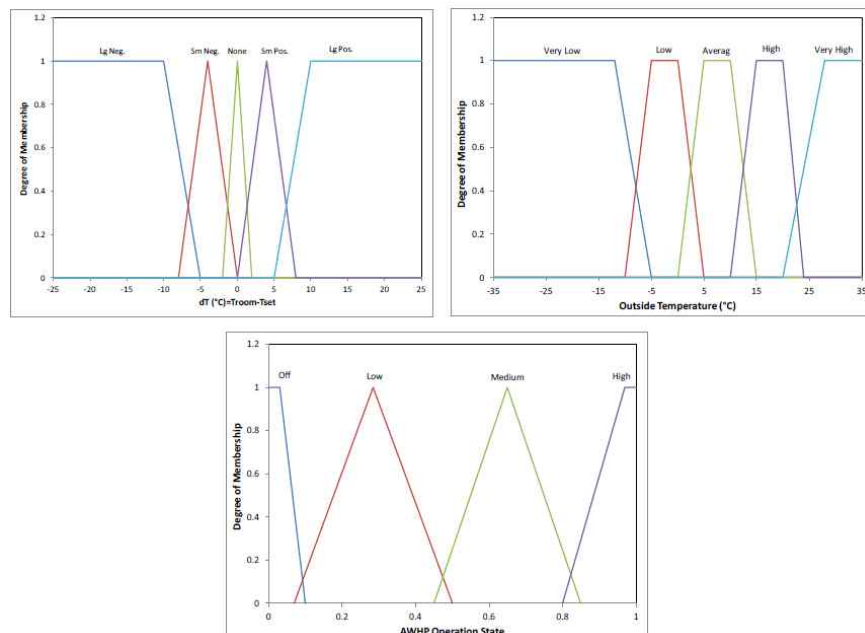
- Fuzzy logic 접근은 인간의 인식 또는 근사한 측면을 모방하는 것을 목표로 하여, 복잡한 Micro-generation 시스템을 다룰 수 있음. Fuzzy Logic 제어 방식은 불분명함과 부정확성이 존재하는 복잡한 시스템을 다루는데 적합하며, 수학적 조건문을 사용하는 것 보다 전문지식이 필요한 곳에 적합함. 이러한 이유로 FL 접근법은 기존의 On-Off 제어 방식과 비교하여 가능한 에너지 및 비용 절감을 연구에 사용되고 있음. FL 접근법은 최적화 기술과

비교하면 상대적으로 짧은 시간 내에 문제를 처리할 수 있으며 ANN과 비교할 때 오프라인 교육이 따로 필요하지 않으며, 상황에 맞게 유연성 있게 변화를 시킬 수 있고, 여러 입력 값을 처리하는 능력이 있음.

- 공기-물 히트펌프가 설치된 독립주택에서 사례연구를 했고, 이 시스템은 FL 또는 On-Off 제어를 통해 성능을 조사를 실시함. TRNSYS 시뮬레이션 소프트웨어는 시스템 모델 성능 개선에 사용되었고, Matlab Fuzzy Logic Toolbox는 FL 제어를 실행하는데 사용. 공기-물 히트펌프 작동하는데 실제 방안 온도와 서모스탯 셋 포인트 온도 차- 입력 값하나 또는 두 개 이상의 입력 값-주위온도 중 하나의 방법으로 제어가 작동되고, 이 두 개 이상의 입력 값은 공기-물 히트펌프 시스템의 기본동작을 연구하고 이해함으로써 가장 영향력 있는 변수로 간주 됨.

[표 3-63] AWHP 의 Fuzzy Logic 시스템의 입력 값과 출력 값 언어적 표현

Linguistic Description					
Room temperature difference between its actual value and set-point	Large Negative	Small Negative	None	Small Positive	Large Positive
Ambient temperature	VL (Very Low)	L (Low)	A (Average)	H (High)	VL (Very High)
AWHP operating state	Off	L (Low)	H (Medium)	H (High)	



[그림 3-119] 방안 온도차, 주위 외기온도 그리고 AWHP 작동상태의 Membership Function

- o Fuzzy Logic 제어에서 0에서 1까지의 숫자를 갖는 히트펌프의 작동을 0은 OFF상태이며 1은 Full Load 작동 상태. 입력 값 과 출력 값은 표에서 나와 있듯이 언어적으로 설명 Membership Function은 입력 또는 출력 값의 각 포인트를 0과 1 사이의 값을 [그림 3-119] 그래프처럼 표기. 이 그래프에서 중첩되는 것을 확인할 수 있고, 이는 Fuzzy Inference 시스템이 불확실성을 다루는 좋은 방법임을 설명함. 아래 표는 냉방기에 AWHP 가 언어적 규칙(Linguistic Rules)을 따라 작동될 것 이며 난방기에는 반대로 작동됨.

[표 3-64] AWHP 작동과 FL-1 제어 의 IF-Then Rule

$dT = T_{\text{room}} - T_{\text{set}}$					
	Large Negative (Lg. Neg.)	Small Negative (Sm. Neg.)	None	Small Positive (Sm. Pos)	Large Positive (Lg. Pos)
Heating Mode	H	M	L	Off	Off
Cooling Mode	Off	Off	L	M	H

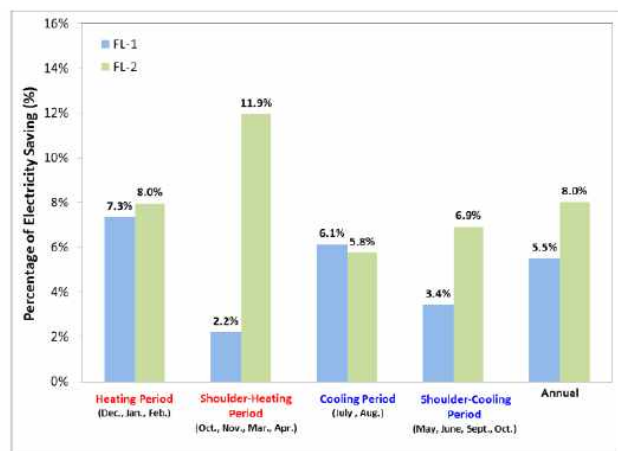
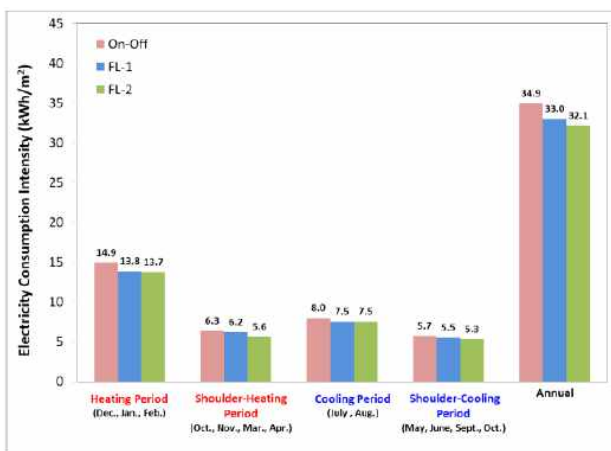
[표 3-65] AWHP 작동과 FL-2 제어의 IF-Then Rule

$dT = T_{\text{room}} - T_{\text{set}}$					
	Large Negative (Lg. Neg.)	Small Negative (Sm. Neg.)	None	Small Positive (Sm. Pos)	Large Positive (Lg. Pos)
Toutside		Heating Mode			
VL	H	H	M	Off	Off
L	H	M	L	Off	Off
A	H	M	Off	Off	Off
H	M	L	Off	Off	Off
VH	M	L	Off	Off	Off
Toutside		Cooling Mode			
VL	Off	Off	Off	L	M
L	Off	Off	Off	L	M
A	Off	Off	Off	M	H
H	Off	Off	L	M	H
VH	Off	Off	M	H	H

- FL-1 제어기와 비교했을 때 FL-2 제어기의 장점은 주위 외부 공기를 고려하여 히트펌프가 동일한 방안 온도차에서 원하는 실내 온도를 유지하는데 더 적은 용량에서 작동되며 FL-1 제어기에 비해 잠재적인 에너지 절감 효과를 얻을 수 있음.
- 바닥면적 200 m² 인 독립 주택에 공기-물 열교환기를 가지고 FL 또는 On-Off 제어를 하여, 인천 기상데이터를 사용하고 난방 21℃ 냉방 24℃로 서모스탯 셋-포인트를 설정 후 연간 시뮬레이션을 실시함. 공기-물 히트펌프에 대해 On-Off 제어 방식과 Fuzzy Logic 제어 방식으로 제어를 실행 할 때 에너지 소비량과 전기 에너지 절약 비율을 아래 그래프에서 나타내어 주고 있으며, 실행 기간은 Heating, Shoulder-Heating, Cooling, Shoulder-Cooling, Annual 이렇게 총 5 가지로 구분지음.
- FL-1 시스템은 연간 5.5% 전력 소비 절약을 할수 있는 것에 비해 FL-2 시스템은 연간 8.0% 전력 소비 절약할 수 있으며, 특히 두 시스템의 전력 소비 절약 비율 비교는 Shoulder-Heating 기간에 FL-1은 2.2%, FL-2는 11.9%로 이 기간에 가장 큰 차이를 보임. 이렇게 더 발전된 제어 방법과 최적화된 시스템의 적용사례로부터 Tri-generation 시스템은 더 많은 에너지 절약과 온실가스 방출 감축을 할 수 있다고 예상됨.

[표 3-66] On-Off 제어에 비해 FL 제어를 적용했을 때 전력 소비 절약 비율

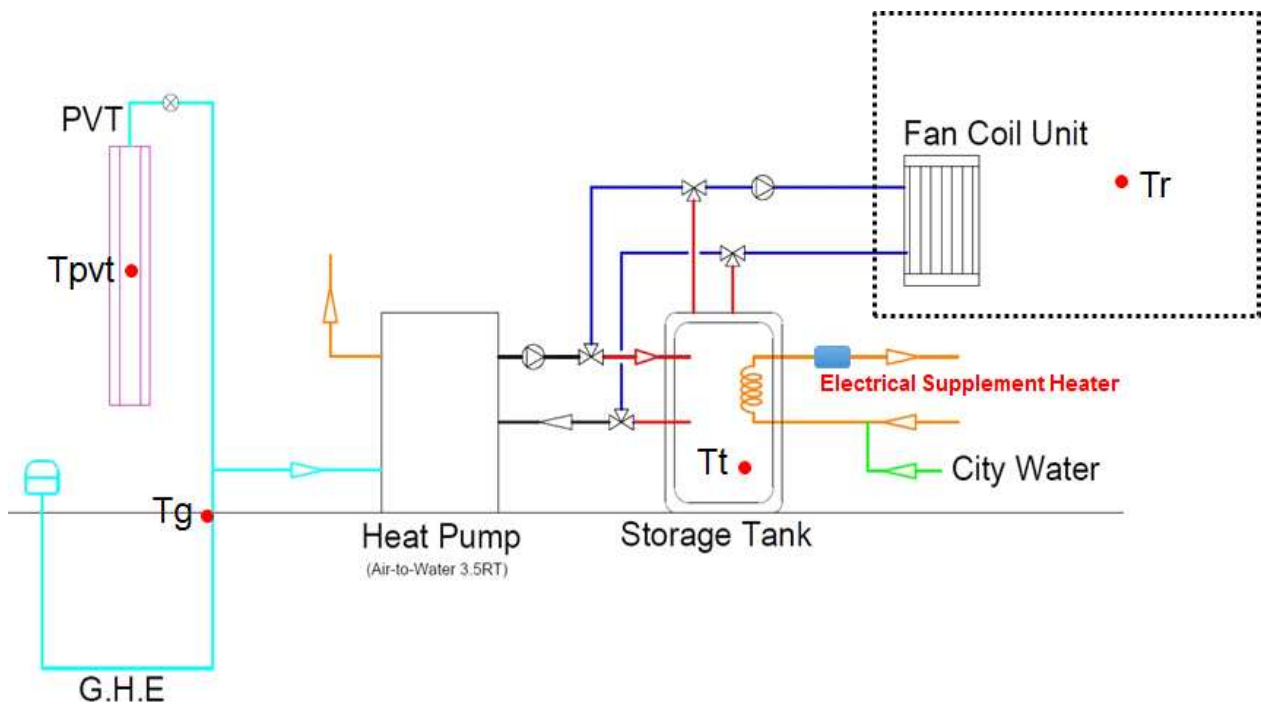
	FL-1	FL-2
Heating Period	7.3%	8.0%
Shoulder-Heating Period	2.2%	11.9%
Cooling Period	6.1%	5.8%
Shoulder-Cooling Period	3.4%	6.9%
Annual	5.5%	8.0%



[그림 3-120] Fuzzy Logic 제어에 따른 AHP 작동시 전력 소비량 비교

5. 삼중에너지 생산 시스템 제어로직 개발 및 시스템 최적화 사례

앞서 제 1절에서 설명한 제어 기술을 바탕으로 삼중에너지 시스템의 제어를 통해 시스템 최적화 제어가 반영되면 삼중에너지 시스템의 에너지 절감량을 획기적으로 높일 수 있음. 따라서 최적화된 시스템 제어로직의 개발이 필요함. 기본적인 제어로직을 만들기 위하여 필요한 시스템 제어 개념도는 [그림 3-121]과 같음. 그림상의 빨간 점은 각각의 지점에서의 온도 센서를 의미하며, 각 지점은 태양열광(PVT)의 온도, 공기식 지중열교환기(GAHX)의 온도, 실내온도 그리고 축열조의 온도로 나타남. 각 지점의 온도는 삼중에너지 생산시스템을 제어하기 위한 요소로 이용됨.

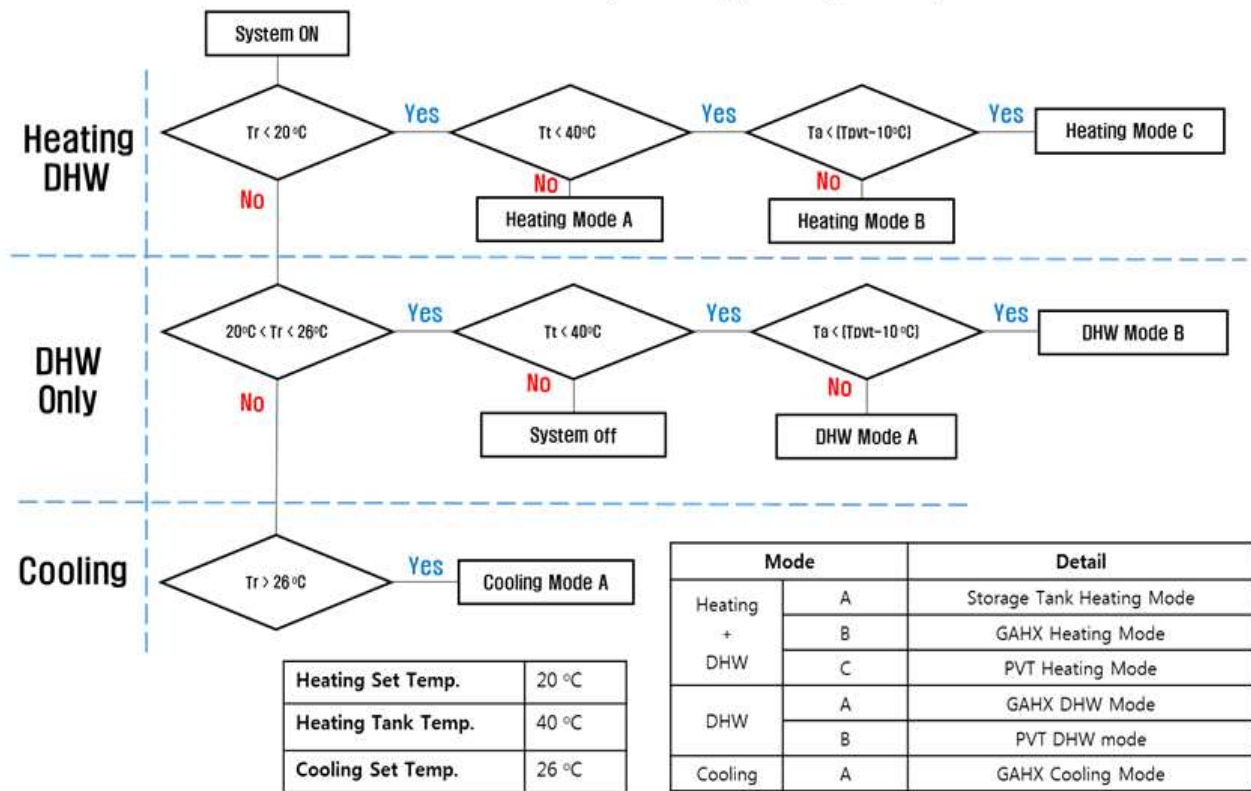


[그림 3-121] 삼중에너지 생산시스템 제어 개념도

- 각 지점의 온도 센서를 이용하여 작성한 삼중에너지 생산시스템의 제어 흐름도는 [그림 3-122]와 같음. 제어 흐름도에서 시스템이 작동되면 먼저 실내온도를 측정하고 실내온도에 따라 난방모드, 급탕모드, 냉방모드로 작동함. 난방모드로 진입하면 축열조 온도를 측정함.
- 축열조의 온도가 40°C 미만이면 난방모드 A가 작동하고 40°C 이상이면 PVT 온도를 측정하여 외기온도보다 10°C이상 높지 않으면 난방모드 B, 높으면 난방모드 C가 작동함. 실내온도가 20°C에서 26°C 범위에서는 급탕모드가 작동하며, 축열조의 온도와 PVT의 온도에 따라 급탕모드 A, 급탕모드 B, 시스템 정지가 작동함. 실내온도가 26°C보다 높을 경우 냉방모드 A가 작동함. 각 냉난방, 급탕 모드에 대한 설명은 다음과 같음.

Twin Test Cell Control Flow Chart

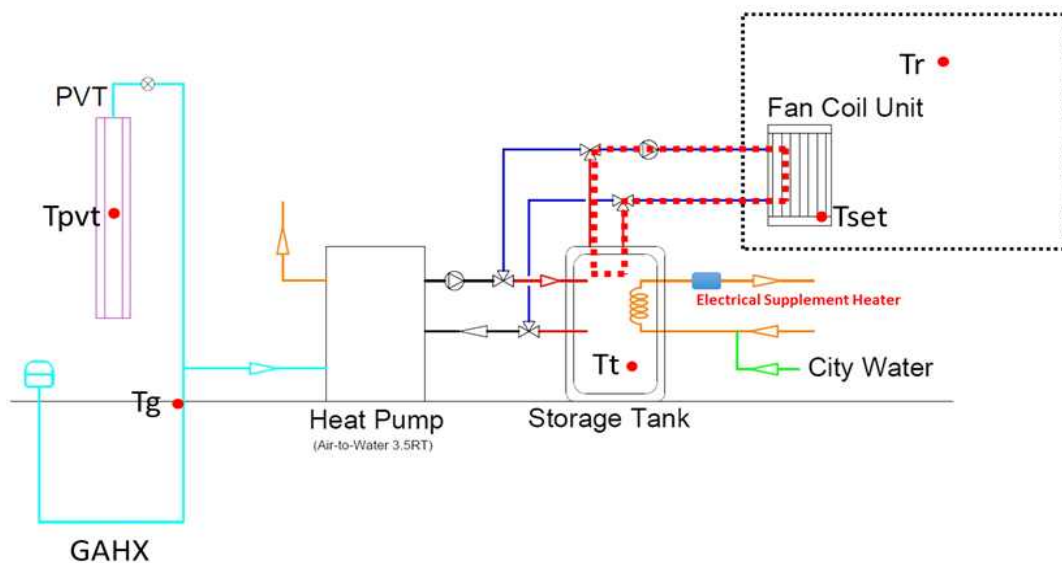
* Tr : room temp., Ta : ambient temp., Tset : room set temp.,
Tpvt : PVT temp., Tt : storage tank temp.



[그림 3-122] 삼중에너지 생산시스템 제어 흐름도

- 난방모드 A는 축열조에 축열된 에너지를 이용하여 난방에 이용하는 모드이며 [그림 3-123]과 같이 축열조에 축열된 물을 팬코일 유닛으로 난방에 이용함.

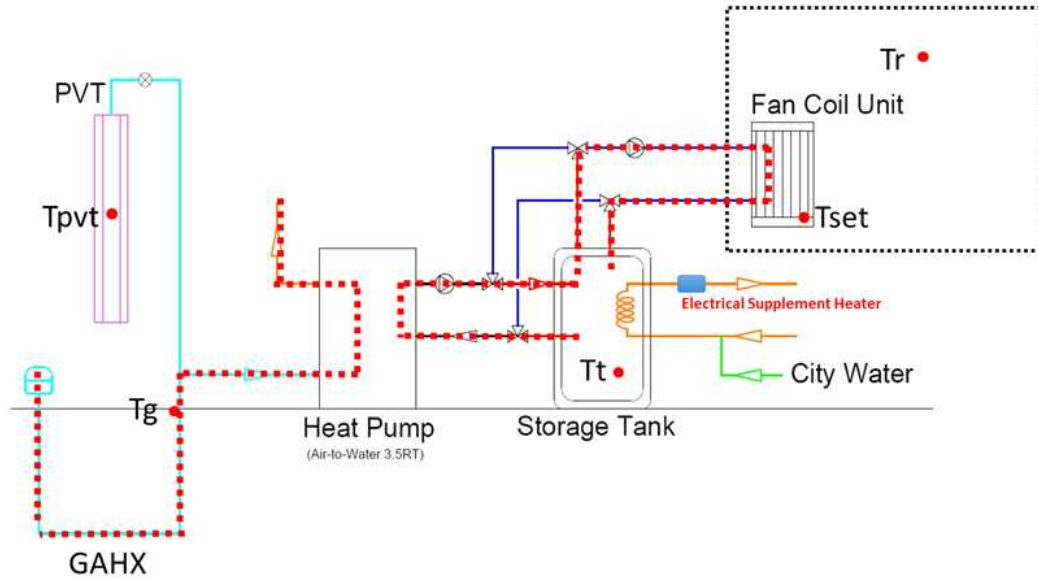
Heating Mode A (Storage Tank Heating)



[그림 3-123] 난방모드 A 개념도

- 난방모드 B는 [그림 3-124]와 같이 지중열교환기에서 열교환된 공기를 열원으로 히트펌프가 작동하여 축열조의 온도를 높임. 더불어 축열조에 저장된 물을 이용하여 팬코일 유닛으로 난방을 함.

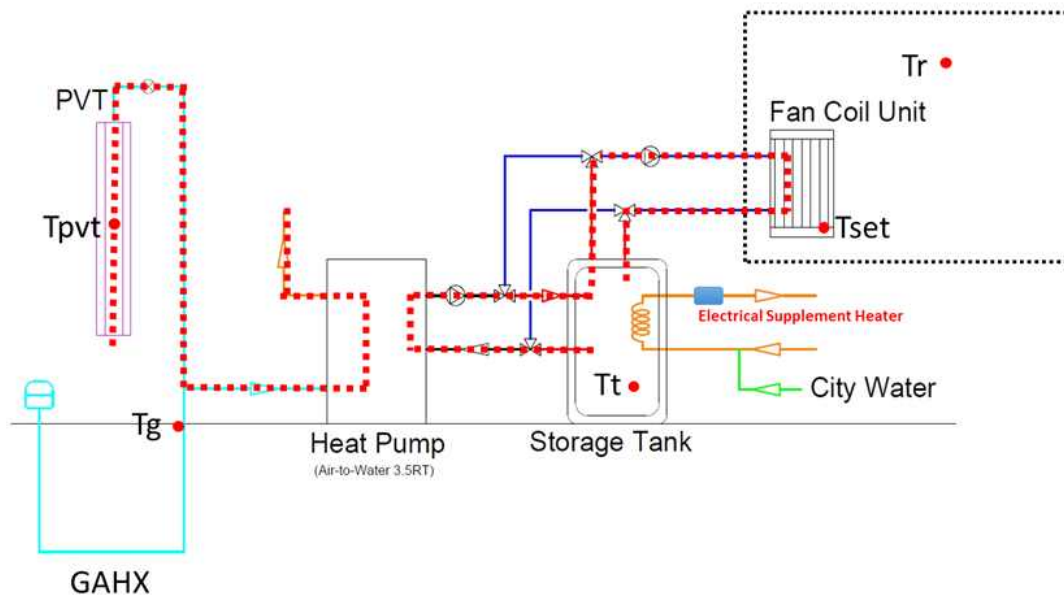
Heating Mode B (GAHX Heating)



[그림 3-124] 난방모드 B 개념도

- 난방모드 C는 [그림 3-125]처럼 PVT에서 예열된 공기를 열원으로 히트펌프가 작동하여 축열조의 온도를 높임. 더불어 축열조에 저장된 물을 이용하여 팬코일 유닛으로 난방을 함.

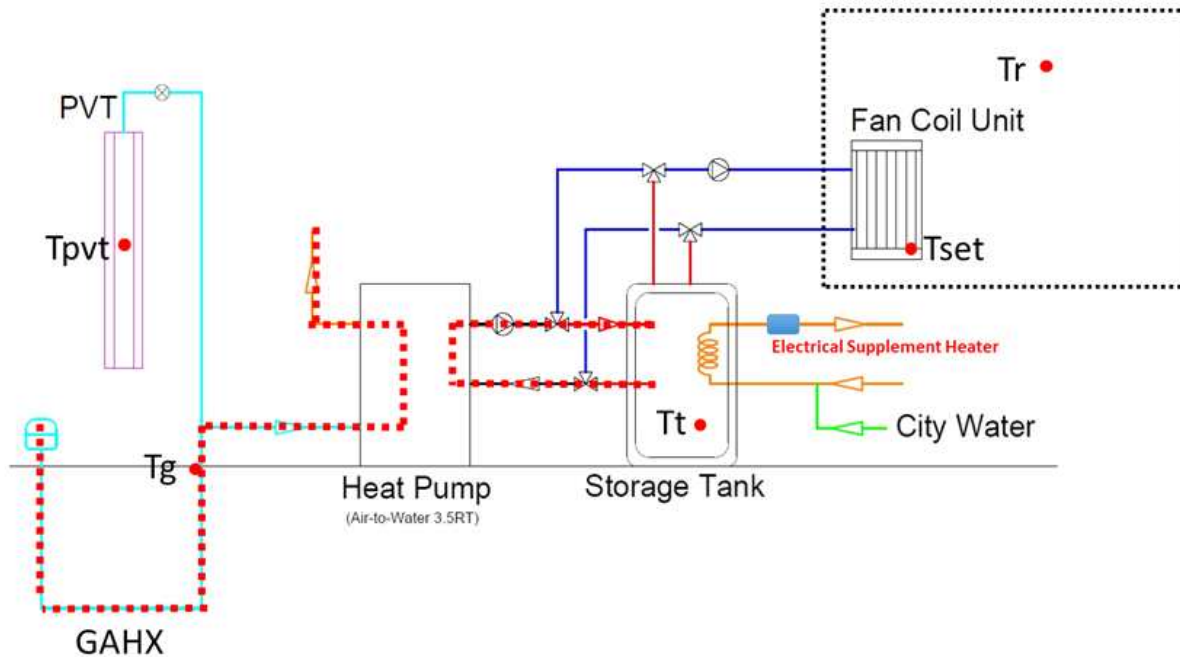
Heating Mode C (PVT Heating)



[그림 3-125] 난방모드 C 개념도

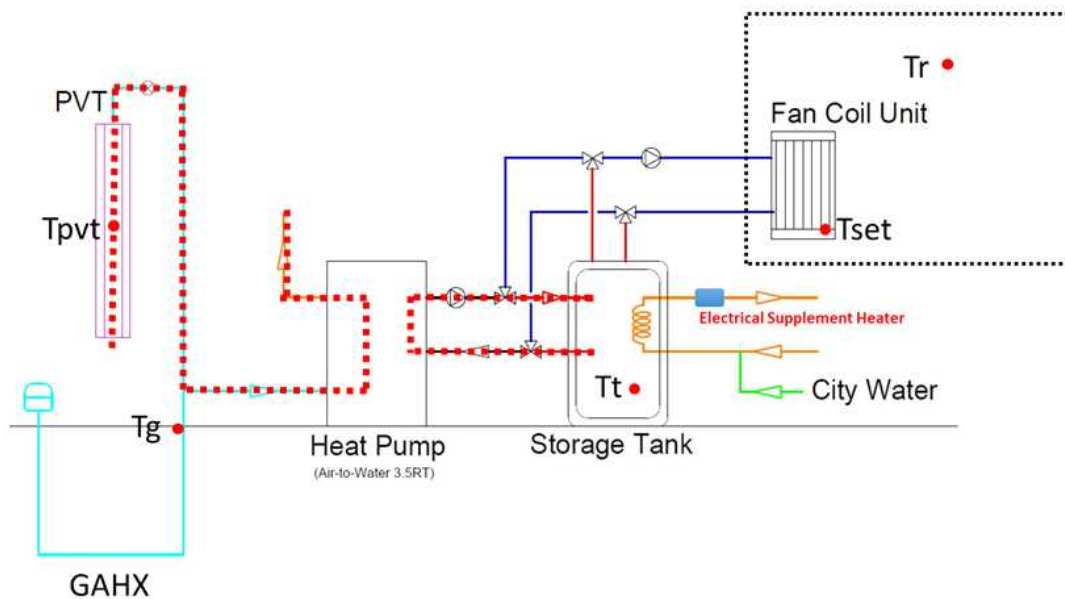
- 급탕모드 A, B는 [그림 3-126, 127]과 같으며 히트펌프를 이용하여 축열조를 예열하는 모드임. 히트펌프의 작동 열원에 따라 A, B로 나뉘며 각각 지중열교환기, PVT에서 예열된 공기를 열원으로 이용함.

DHW Mode A (GAHX)



[그림 3-126] 급탕모드 A 개념도

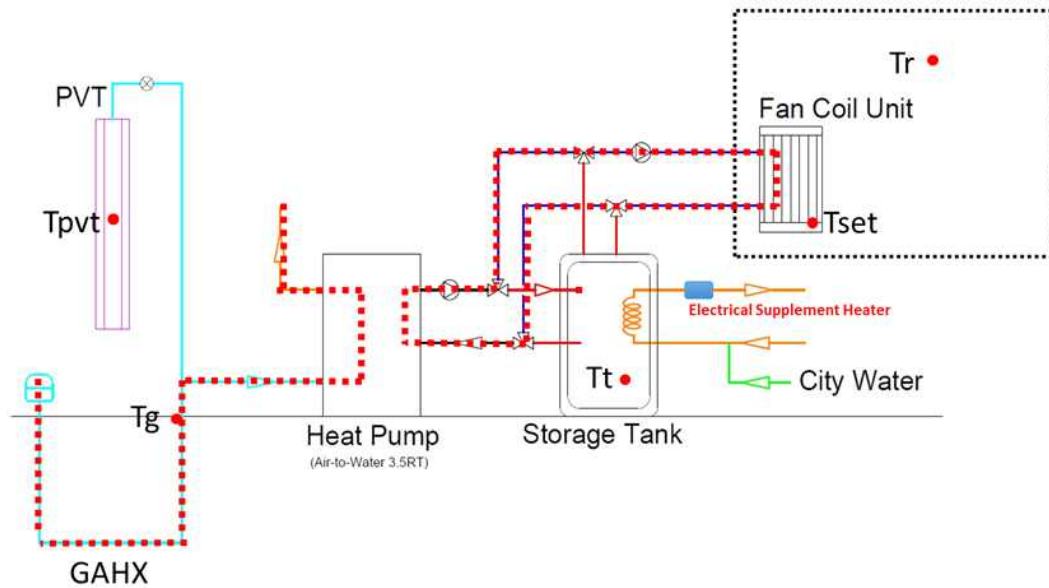
DHW Mode B (PVT)



[그림 3-127] 급탕모드 B 개념도

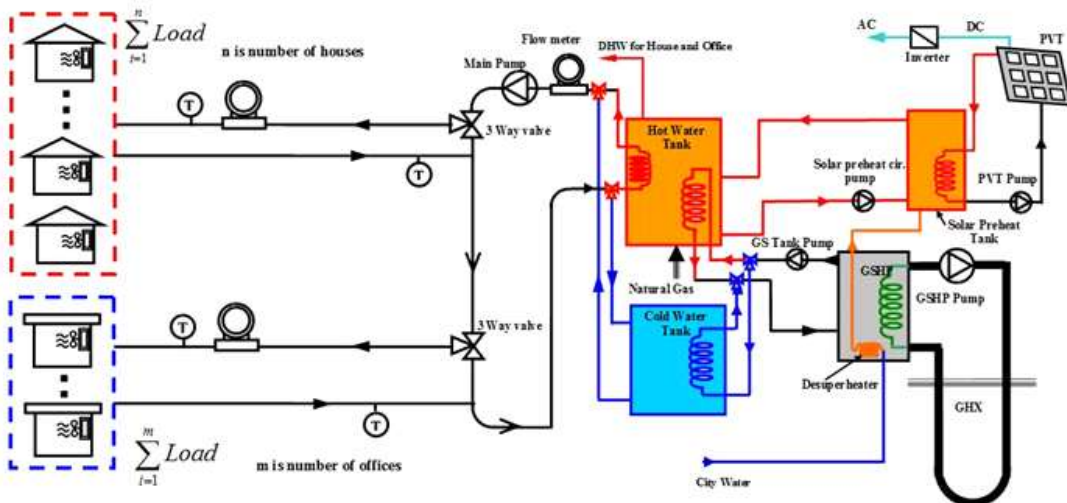
- 냉방모드는 지중열교환기를 이용하여 냉각된 공기를 열원으로 이용한 히트펌프 직접냉방식이며, 유체 흐름도는 [그림 3-128]과 같음.

Cooling Mode A (GAHX Cooling)



[그림 3-128] 냉방모드 A 개념도

- 삼중에너지 시스템 최적화를 위한 부하에 따른 설비 용량/ 설비구성 사례는 아래의 [그림 3-129]과 같음.

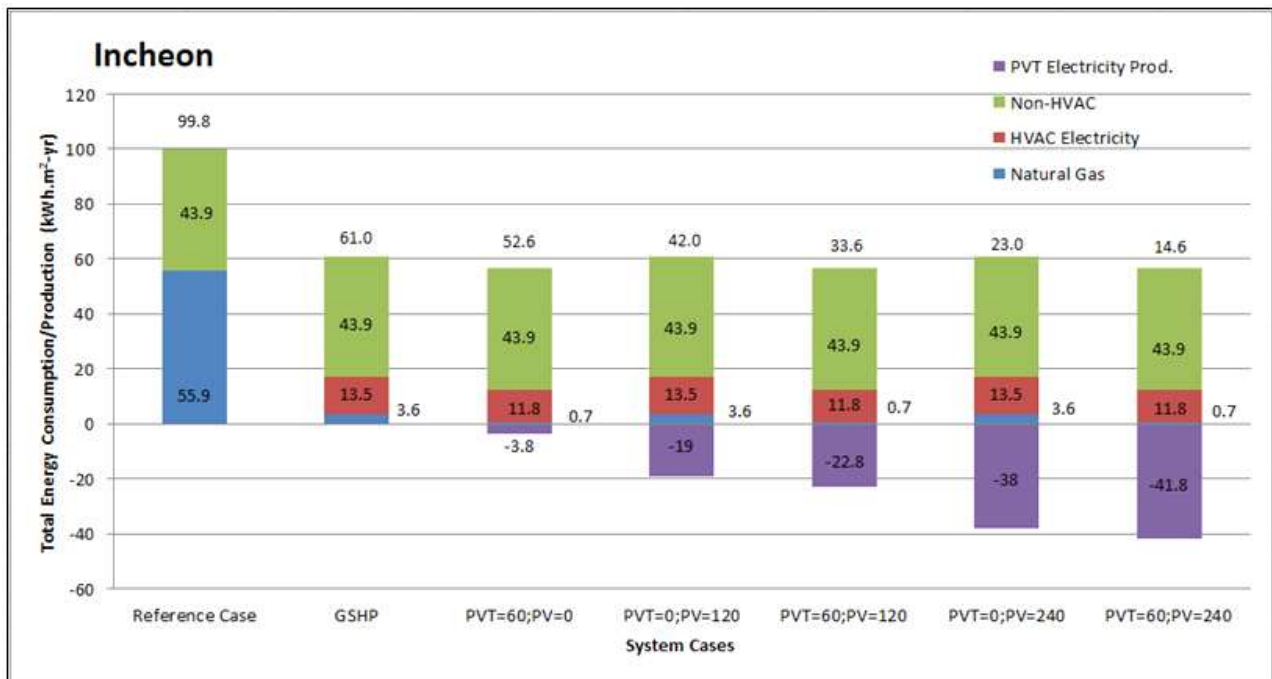


#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Main component	House/ Office	Fan coil unit	Main pump	GSHP	GSHP pump	GS-Tank pump	HW tank	CW tank	PVT system	PVT pump	Solar pre-heat tank	Solar tank cir. pump
Quantity	1/1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

[그림 3-129] 시스템 최적화 사례 개념도

[표 3-67] 시스템 최적화 분석 결과 사례

Incheon (Multiple Buildings)		Five Houses + Two Offices (5x200 m ² + 2x500 m ² = 2000 m ²)						
Energy Intensity (kWh/m ² -yr)		Case 1 Boiler+Chiller SIMPLE SUM (REFERENCE)	Case 2 GSHP	Case 3 GSHP+PVT				
				PVT=60 PV=0	PVT=0 PV=120	PVT=60 PV=120	PVT=0 PV=240	PVT=60 PV=240
Space + DHW	N. Gas	55.9	3.6	0.7	3.6	0.7	3.6	0.7
Heating	Electricity	-	13.5	11.8	13.5	11.8	13.5	11.8
Space cooling	Electricity	16.2	8.6	7.9	8.6	7.9	8.6	7.9
Fans		4.2	5.3	6.0	5.3	6.0	5.3	6.0
Pumps		0.8	3.8	3.1	3.8	3.1	3.8	3.1
Non HVAC (lighting, equip.)		43.9	43.9	43.9	43.9	43.9	43.9	43.9
Electricity Production		0	0.0	-3.8	-19.0	-22.8	-38.0	-41.8
Total (Net) Energy Use		107.6	78.7	69.8	59.7	50.8	40.7	31.8
Energy Savings		-	28.9	37.8	47.9	56.8	66.9	75.8
Energy Savings (%)		-	26.9%	35.1%	44.5%	52.8%	62.1%	70.4%



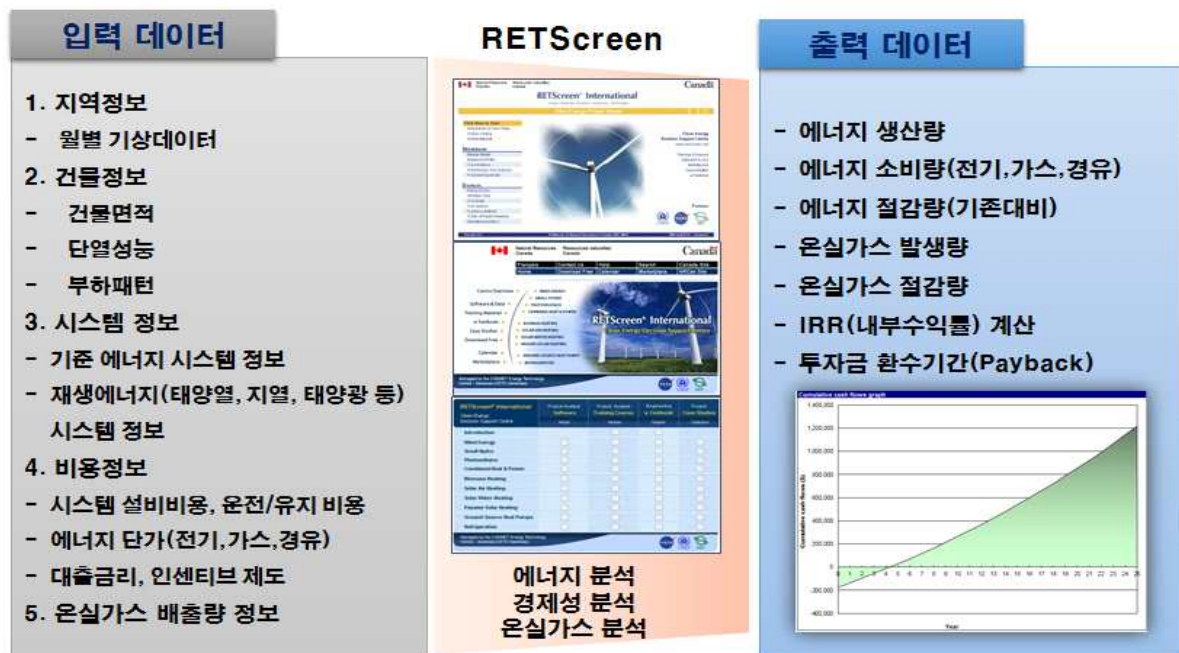
[그림 3-130] 시스템 최적화 결과

- 기존의 삼중에너지 생산 시스템 최적화 사례 분석을 통해 도출된 결과는 [표 3-64]와 같으며, 그 결과를 정리한 내용은 [그림 3-130]과 같음.
- 또한 최적화 시뮬레이션 사례를 바탕으로 CanmetENERGY 연구소에서는 GAMS 모델을 바탕으로 본 연구개발 과제의 최적화 모델을 도출 하였음.[첨부 CanmetENERGY 보고서 pp 56~68]

제 7 절 삼중에너지 생산 시스템 경제성 및 온실가스 저감 평가

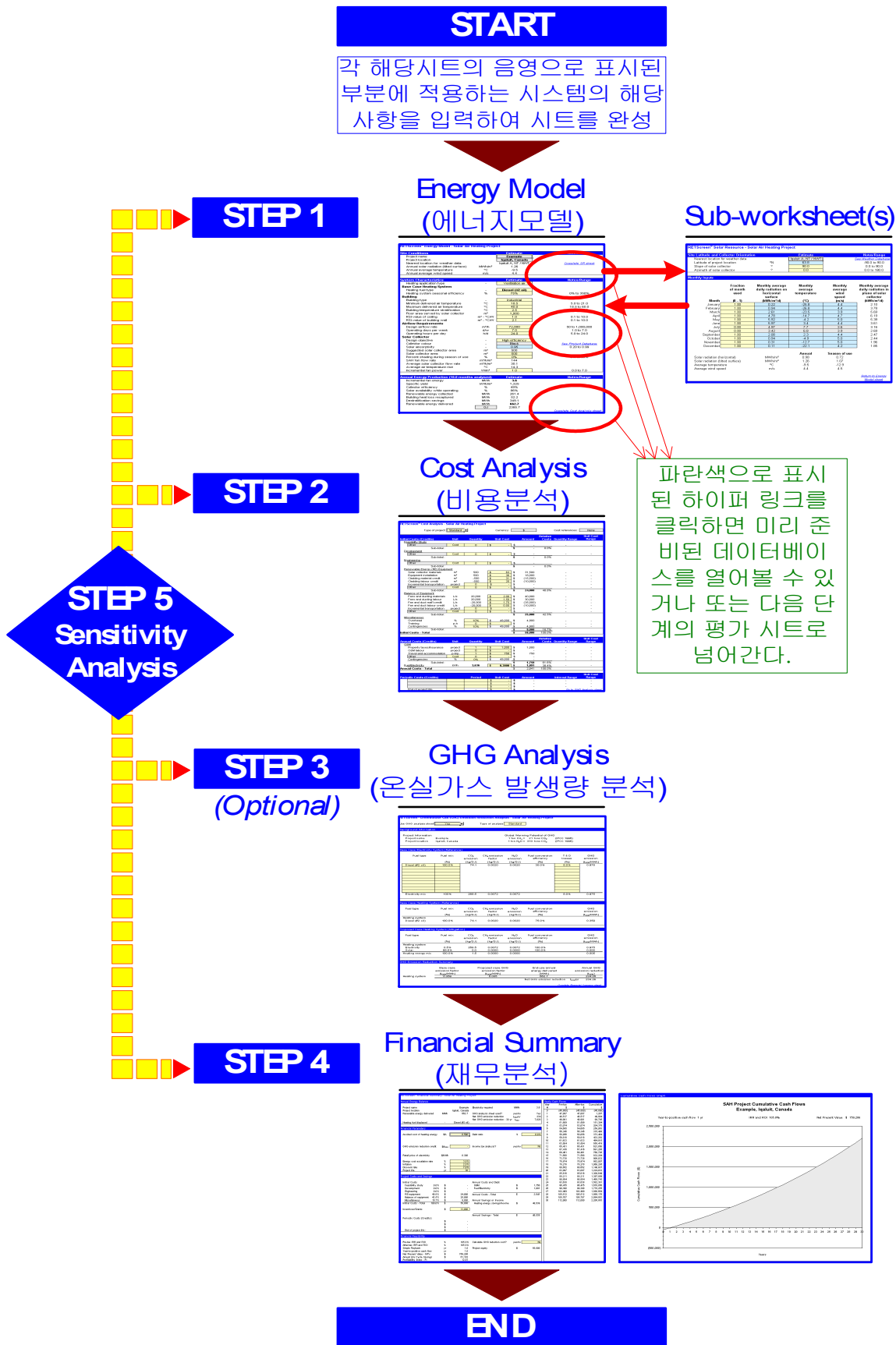
1. 경제성 및 온실가스 저감 평가 도구

신재생에너지 설비에 대한 경제성은 초기투자 대비 대체설비 비용, 에너지 생산량, 이산화탄소 저감량 등을 고려하여 분석됨. 이러한 경제성 분석을 위해 RETScreen 평가 도구를 제안하였음. RETScreen은 캐나다 정부기관과 관련 산업체의 전문가로 구성된 CDRL(CanmetENERGY Diversification Research Laboratory)에 의해 개발되었고 신재생에너지 이용 요소기술 설비 개발 및 보급 프로젝트를 통하여 검증되었으며, 신재생에너지 프로젝트의 표준 분석 도구라 할 수 있음. 또한 RETScreen은 에너지 생산과 절약, 주기비용, 방출량 감소, 재정적인 측면, 에너지 효율과 신재생에너지 기술 등 다양한 형태의 위험성을 평가하기 위한 목적으로 전 세계적으로 사용되는 의사 결정 도구임. 현재 222개 국가 및 지역에서 30여만 명 이상의 사용자와 35개국의 언어를 제공하고 있으며, 전 세계 270개 이상의 종합대학 및 단과대학의 교과 과정에 포함되어지고 있음. 초기 투자비용을 줄이는데 기여하며, 효과적인 기술 적용과 사업의 타당성 분석이 가능함.



[그림 3-131] RETScreen의 분석 개요

- o RETScreen은 세계적인 지역의 월별 기상데이터를 활용하며, 건물정보와 시스템 정보를 입력하여 에너지 절감량을 분석함. 또한 비용정보의 입력을 통해 앞서 계산된 에너지 절감량을 바탕으로 내부수익률 및 투자금 환수 기간 등을 계산해주어 경제성을 평가할 수 있음. 더불어 온실가스 배출량 정보를 입력하여 온실가스 저감량 분석도구로 활용이 가능함.
- o RETScreen의 사용자 인터페이스는 Excel을 기초로 하고 있으며, 시스템 성능 평가 과정은 크게 다섯 단계로 구분되어 진행되며, 각각 독립적인 Worksheet로 구성되어 있음.



지역정보 입력

- NASA 위성 데이터 기반 전 세계 140여개국 각 도시별 월별 기상데이터 제공
- 대한민국의 경우 60여 곳의 기상데이터 제공
- 지역에 따른 월별 기상데이터 선택

건물정보 입력

- 건물 부하 면적 입력 및 종류선택
- 건물 냉난방 방식(전기, 가스, 경유) 입력
- 건물 사용 연료비 단가 입력
- 건물 단위면적당 요구 냉난방 부하 입력
- 건물 금탕부하 입력

[그림 3-131] 지역정보 및 건물정보 입력

제안 시스템 정보 입력

- 재생에너지원 선택 (태양열, 지열)
- 부하별 재생에너지 이용 방법 선택
- 제품 성능 정보 입력 (제공 성능 데이터베이스 혹은 직접입력)
- 시스템 설치용량 입력 (설치면적, 설치용량)
- White (Model Output)
- Yellow (User Input-Required to run)
- Blue (User Input-Online database available)
- Gray (User Input-Not required to run)

비용정보 및 재정정보 입력

- 선행연구비, 개발비 입력 (필요 시)
- 시스템 가격(설치비, 운전/유지비 등) 입력
- 연료비, 공공요금, 물가상승률 등 입력
- 인센티브 제도, 대출이자율 입력

[그림 3-132] 시스템 정보 및 비용정보 입력

온실가스 정보 입력

RET Screen Emission Reduction Analysis - Heating project

GHG Emission Analysis

Global warming potential of GHG

Global Warming Potential (GWP) = 1 for CO₂, 25 for CH₄, 310 for N₂O

Fuel type	Fuel rate	CO ₂ emission factor	CH ₄ emission factor	N ₂ O emission factor	Fuel consumption	CO ₂ emission	CH ₄ emission	N ₂ O emission
	%	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ
Current fuel	100.0%	49.1	2.5018	2.5018	1	49.1	2.5018	2.5018
Proposed fuel	100.0%	49.1	2.5018	2.5018	1	49.1	2.5018	2.5018

GHG emission reduction summary

Heating project	Base case GHG emission (kg/GJ)	Proposed case GHG emission (kg/GJ)	GHG emission reduction (%)	Net annual GHG emission reduction (kg/GJ)
Heating project	49.1	11.9	75.8%	37.2

- 지구온난화 지수 입력
- CO₂ 배출계수 입력(Kg/GJ)
- CH₄ 배출계수 입력(Kg/GJ)
- N₂O 배출계수 입력(Kg/GJ)

지구온난화지수 (GWP)

온실가스 지수

CO ₂	1
CH ₄	21
N ₂ O	310

(기상백과, 기상청)

탄소 배출계수 (단위: KgC/GJ)

C 계수

경유	20.20
등유	19.60
LNG	15.30

CO₂발생량 = 에너지소비량 * 연소율 * 배출계수

(국토해양부, 2012)

[그림 3-133] 온실가스 정보 입력

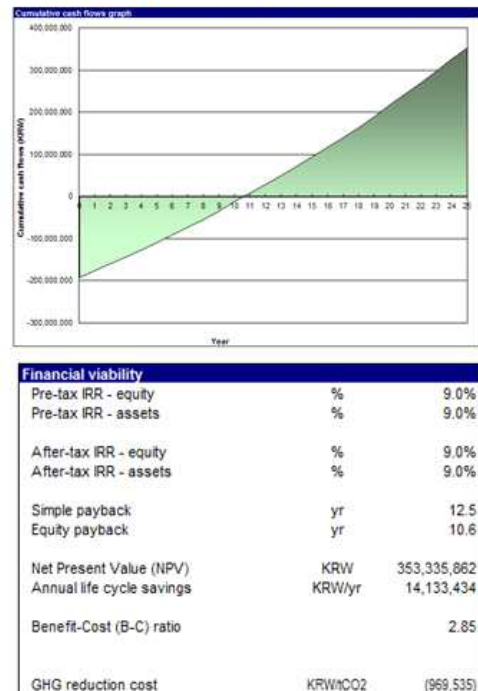
< GHG 저감량 분석 >

Annual income	
Electricity export income	
GHG reduction income	☐
Net GHG reduction	15 tCO ₂ /yr
Net GHG reduction - 25 yrs	364 tCO ₂

< 연간 비용 절감량 분석 >

Project costs and savings/income summary			
Initial costs			
Heating system	1.3%	KRW	2,406,000
Cooling system	98.7%	KRW	189,000,000
Balance of system & misc.	0.0%	KRW	0
Total initial costs	100.0%	KRW	191,406,000
Annual costs and debt payments			
O&M		KRW	0
Fuel cost - proposed case		KRW	27,950,683
Total annual costs		KRW	27,950,683
Periodic costs (credits)			
Heat pump (Compressor) - 10 yrs		KRW	2,500,000
Air-conditioner - 10 yrs		KRW	-5,000,000
Annual savings and income			
Fuel cost - base case		KRW	43,316,386
Total annual savings and income		KRW	43,316,386

< 투자대비 회수기간 LCC 분석 >

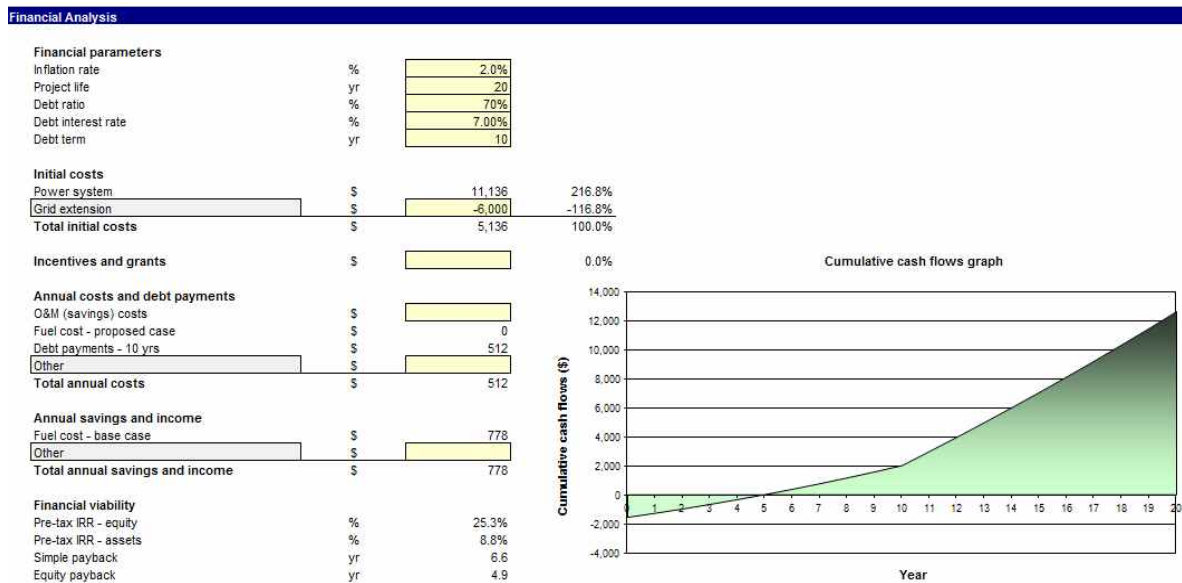


[그림 3-134] 분석결과 값의 예시

2. 경제성 및 온실가스 저감 평가 사례 분석

가. 태양광(PV) 시스템 경제성 분석

태양광(PV) 시스템은 태양에서 받아들여진 태양광에서 전기에너지를 생산하여 건물에 적용시킴. 본 시스템에서 PV(Photovoltaic) 시스템은 PVT-GHP 시스템에 전기를 생산하여 공급하는 역할을 함. RETScreen 프로그램에서 제공되는 PV 시스템을 통해 경제성을 분석을 실시하였음. 냉방, 조명, 기기 등에 사용되는 일일 전기 사용량은 25.2 kWh이며, 연간 9.198 MWh를 사용하는 것으로 설정하였음.



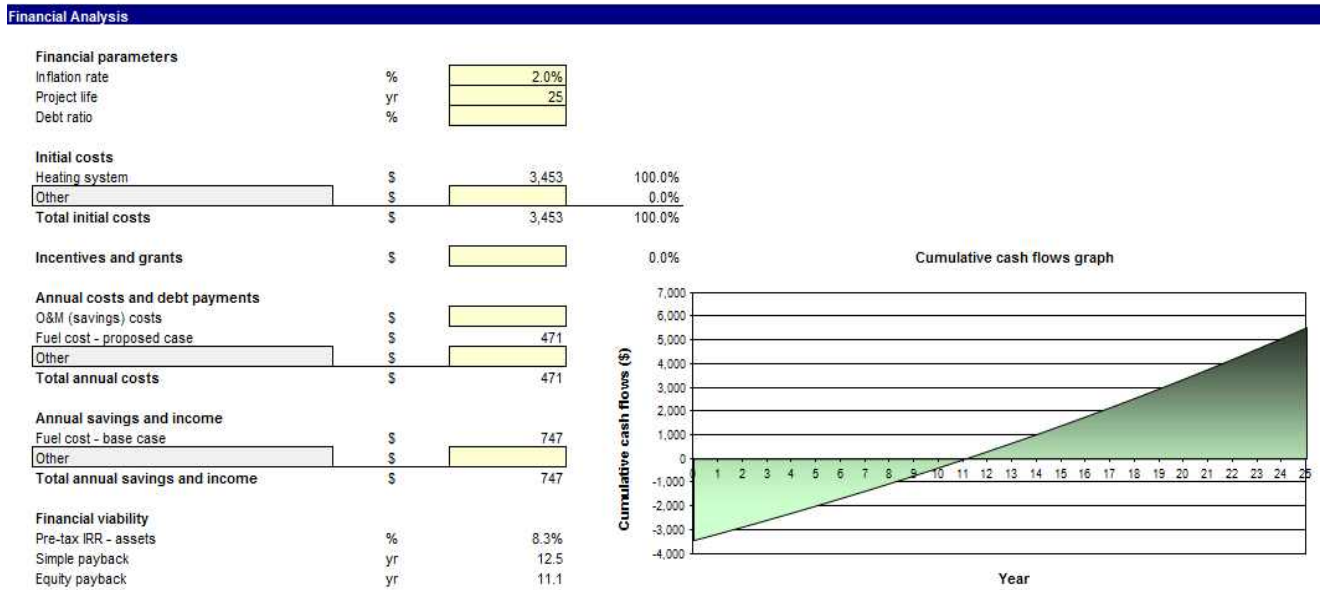
[그림 3-135] PV 시스템의 경제성 분석 결과

<RETScreen 분석 요약>

- Off-Grid 연료비용 : \$0.05/kWh
- 연간 운영비 : \$180/yr
- 일일 전기 사용량 : 25.2 kWh
- 연간 전기 사용량 : 9.198 MWh
- PV 시스템 : Helios社 240W급, 단결정 실리콘
- PV 효율 : 14%
- PV 설치 정보 : 60% 경사각 6.7 m²
- 기상데이터 : 인천(NASA 데이터)
- 초기투자비 : \$11,136
- 연간 절약 비용 : \$512
- 비용회수 기간 : 약 5년

나. 공기식 태양열 집열기 경제성 분석

공기식 태양열 집열기는 PV모듈 뒤에 위치하고 있으며, PV 발전을 하면서 생긴 열에너지를 난방 또는 지열 히트펌프에 제공함으로써 난방시 들어가는 에너지를 줄여줌. 또한 PV모듈의 표면온도를 낮추므로 PV모듈의 효율을 높이는 기능을 함. 공기식 태양열 집열기의 경제성 분석을 수행하기 위해서는 우선 기본 실내 온도를 21℃설정 하였으며, 일일 가동시간은 7시간으로 설정하였음. Solar air heater는 여름에도 가동이 되나 열에너지를 사용하지 않음으로 경제성 분석 시에는 사용률을 0%로 설정하였고, 춘추분에는 50%, 동계에는 100% 사용하는 것으로 설정하였음.



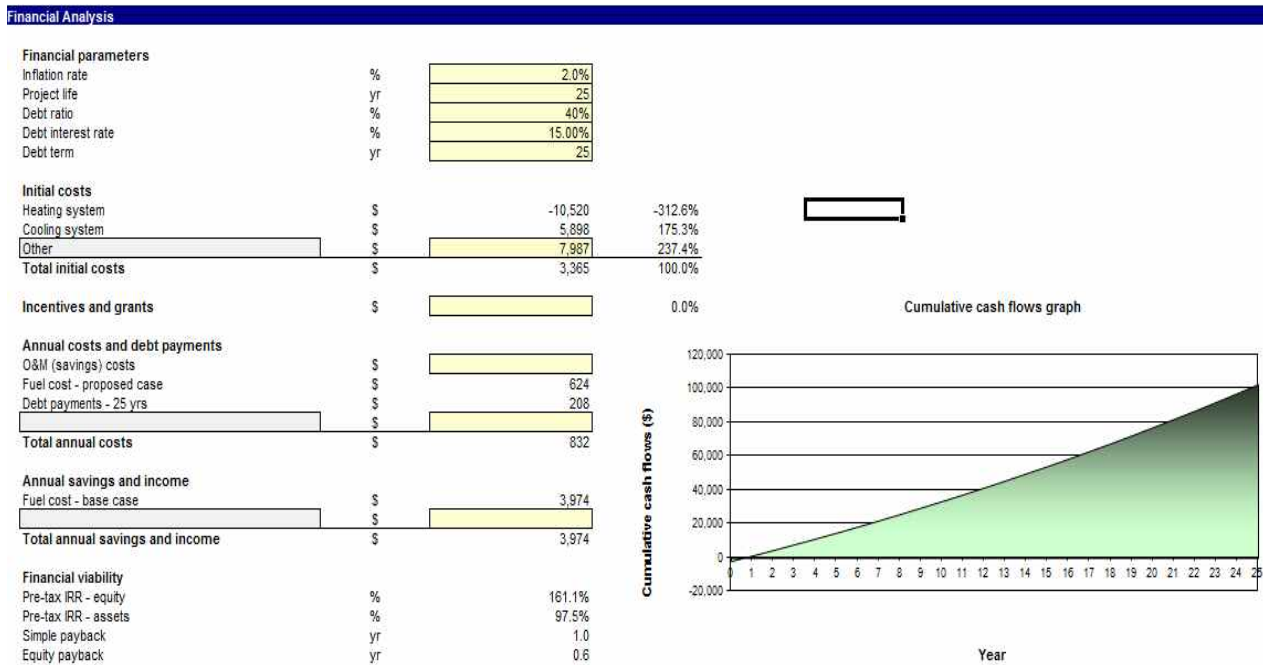
[그림 3-136] 공기식 태양열 집열기 경제성 분석 결과

<공기식 태양열 집열기 RETScreen 분석 요약>

- 설비 효율 : 약 58%
- 설비 용량 : 2.99 m² 공기식 집열기 * 4
- 설비비용 : \$520/m²
- 초기 투자비용이 약 \$3,453
- 연간 에너지 절감 : \$747
- 투자금 환수기간 : 약 11년

다. 지열 히트펌프(GSHP) 경제성 평가

지열 히트펌프(GSHP)는 공간난방을 위한 기능을 가지고 있음. 이번 경제성 분석에서는 PVT-GHP의 통합시스템에 대한 경제성 분석을 각각 부분에 대해 실시하고 있기 때문에 Solar air heater를 통해 공급되는 16.4% 열에너지를 제외한 지열 히트펌프 용량의 83.6%에 대해 경제성 분석을 하였음.



[그림 3-137] 지열 히트펌프 경제성 분석 결과

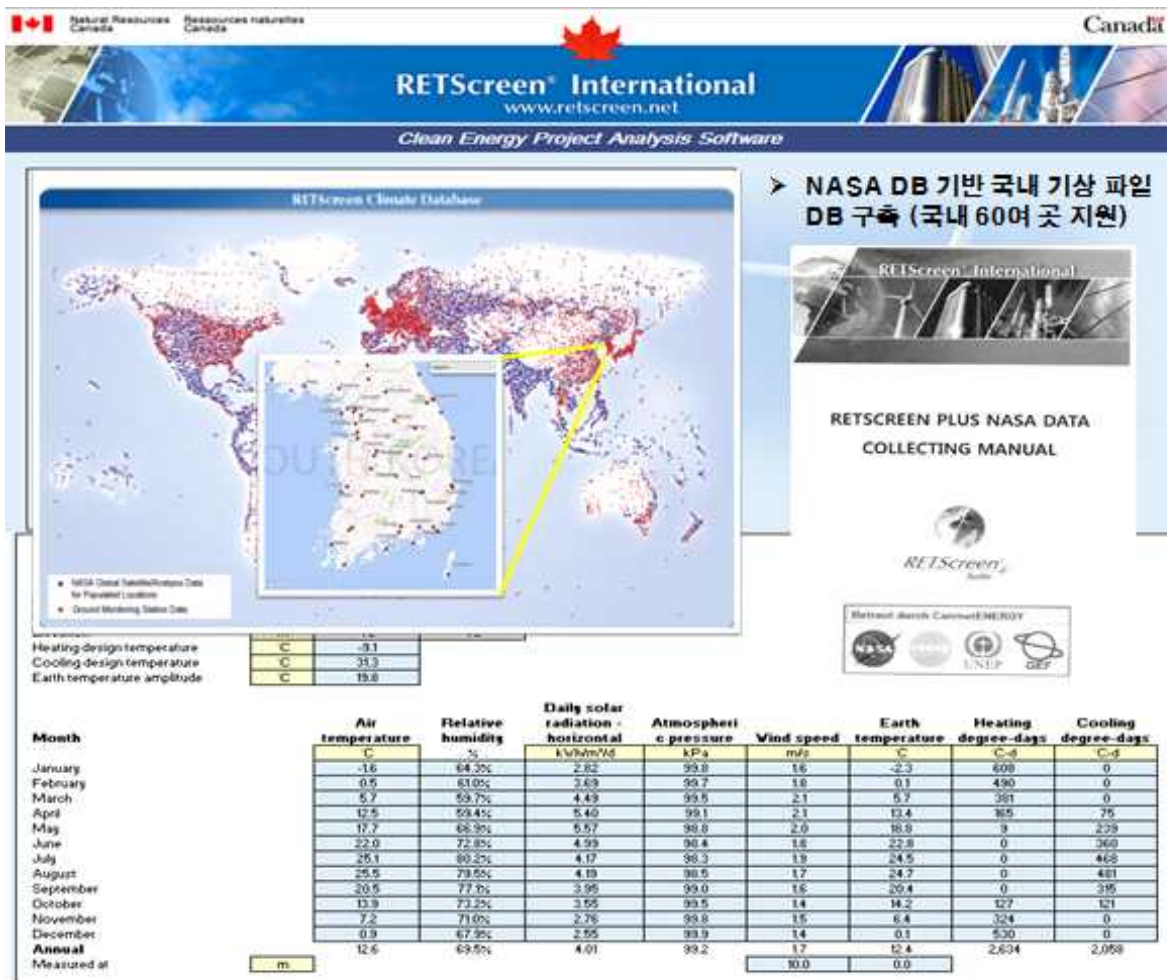
<지열 히트펌프(GSHP) RETScreen 분석 요약>

- 건물면적 : 200 m²
- 부하량 : 난방부하 18.4 W/m², 냉방부하 28.4 W/m²
- 기존 설비 : 천연가스 보일러 (효율 78%), 냉방기 (COP 3)
- 분석 설비 : 지열 히트펌프 냉난방
- 설비 용량 : 7 kW (Amana社 PHD24CO2F1), COP_h 3.24, COP_c 3.82
- 전력 단가 : \$99/MWh
- 초기 투자비용이 약 \$3,365
- 연간 에너지 절감 \$3,974
- 투자금 환수기간 : 11년

3. 삼중에너지 생산시스템 경제성 및 온실가스 분석 모델 개발

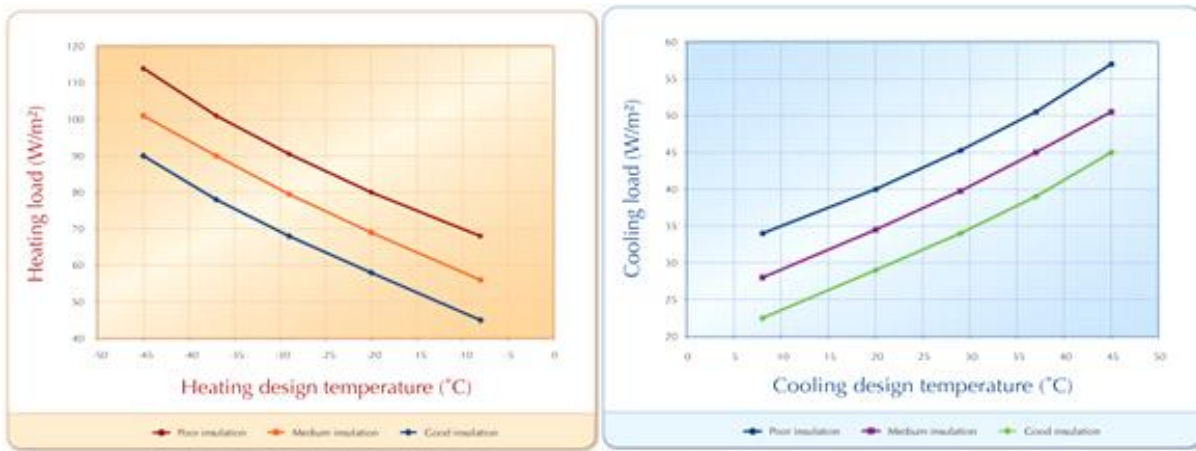
가. 경제성 및 온실가스 분석 데이터베이스

- 기상데이터는 RETScreen과 NASA 위성 데이터와 실시간으로 연동이 되어 지역을 선택하면 최근 3일내의 기상데이터를 취득할 수 있음.
- RETScreen은 월별 기상데이터를 이용하며 국내 약 60여 곳의 기상데이터를 제공함. 기상데이터의 선택시 분석 지역만 선택하면 자동적으로 20년간 월별 평균 기상데이터를 이용가능 함.



[그림 3-138] RETScreen 기상데이터

- RETScreen에서 제공하는 건물부하 데이터는 냉방기간과 난방기간에 설계온도에 따라 설정하며 설계온도는 월별 기상데이터 선택과 함께 자동으로 계산됨. [그림 3-139]의 그래프에 따라 단열조건과 설계온도에 맞는 건물부하를 결정 함.
- RETScreen의 온수 급탕부하 계산에서는 ASHRAE 90.1 기준에서의 건물용도별 일일 온수 부하량을 참조하여 [표 3-64]와 같이 급탕부하를 계산함.



[그림 3-139] 건물 부하 정보 데이터

[표 3-64] ASHRAE 90.1 다양한 건물의 일일 온수 급탕 부하량

Type of Building	Maximum Hourly	Maximum Daily	Average Daily
Men's dormitories	14.4 L/student	83.3 L/student	49.7 L/student
Women's dormitories	19 L/student	100 L/student	46.6 L/student
Motels : Number of units			
20 or less	23 L/unit	132.6 L/unit	75.8 L/unit
60	20 L/unit	94.8 L/unit	53.1 L/unit
100 or more	15 L/unit	56.8 L/unit	37.9 L/unit
Nursing homes	17 L/bed	114 L/bed	69.7 L/bed
Office buildings	1.5 L/person	7.6 L/person	3.8 L/person
Food service establishments			
Type A - full meal restaurants and cafeterias	5.7 L/max meals/h	41.7 L/max meals/day	9.1 L/max meals/day
Type B - drive-ins, grilles, luncheonettes, sandwich and snack shops	2.6 L/max meals/h	22.7 L/max meals/day	2.6 L/max meals/day
Apartment houses: Number of apartments			
20 or less	45.5 L/apartment	303.2 L/apartment	159.2 L/apartment
50	37.9 L/apartment	276.7 L/apartment	151.6 L/apartment
75	32.2 L/apartment	250 L/apartment	144 L/apartment
100	26.5 L/apartment	227.4 L/apartment	140.2 L/apartment
200 or more	19 L/apartment	195 L/apartment	132.7 L/apartment
Elementary schools	2.3 L/student	5.7 L/student	2.3 L/student
Junior and senior high schools	3.8 L/student	13.6 L/student	6.8 L/student

[표 3-65] 국내 전기요금 데이터 (한국전력공사) <단위:원/kWh>

교육용(갑) 100kW미만							
구분		기본요금	전력량 요금				
			여름철		봄.가을철		겨울철
저압전력		5230	96.9		59.7		84.1
고압A (고압B)	선택 I	5550	96.6(95.9)		59.8(59.4)		82.6(81.8)
	선택 II	6370	92.1(91.4)		55.4(54.9)		78.1(77.3)
교육용(을) 100kW이상							
구분		기본요금	전력량 요금				
			시간대	여름철	봄.가을철	겨울철	
고압A (고압B)	선택 I	6090	경부하	49.8(48.3)	49.8(48.3)	53.8(52.1)	
			중부하	94.5(91.8)	64.2(62.5)	93.0(90.1)	
			최대부하	160.4(154.7)	84.70(82.3)	131.7(127.4)	
	선택 II	6980	경부하	45.3(43.8)	45.3(43.8)	49.3(47.6)	
			중부하	90.0(87.3)	59.7(58.0)	88.5(85.6)	
			최대부하	155.9(150.2)	80.2(77.8)	127.2(122.9)	
일반용 전력(갑) I 300kW 미만							
구분		기본요금	전력량 요금				
			여름철		봄.가을철		겨울철
저압전력		6160	105.7		65.2		92.3
고압A (고압B)	선택 I	7170	115.9(113.8)		71.9(70.8)		103.6(100.6)
	선택 II	8230	111.9(108.5)		67.6(65.5)		98.3(95.3)
일반용 전력(갑) II 300kW미만							
구분		기본요금	전력량 요금				
			시간대	여름철	봄.가을철	겨울철	
고압A (고압B)	선택 I	7170	경부하	62.7(62.1)	62.7(62.1)	71.4(71.1)	
			중부하	113.9(110.7)	70.1(68.0)	101.8(98.4)	
			최대부하	136.4(127.1)	81.4(73.4)	116.6(112.6)	
	선택 II	8230	경부하	57.4(56.8)	57.4(56.8)	66.1(65.8)	
			중부하	108.6(105.4)	64.8(62.7)	96.5(93.1)	
			최대부하	131.1(121.8)	76.1(68.1)	111.3(107.3)	
일반용 전력(을) 300kW이상							
구분		기본요금	전력량 요금				
			시간대	여름철	봄.가을철	겨울철	
고압A (고압B)	선택 I	7220 (6630)	경부하	61.6(60.0)	61.6(60.0)	68.6(67.0)	
			중부하	114.5(112.3)	84.1(82.3)	114.7(122.3)	
			최대부하	196.6(193.5)	114.8(112.6)	172.2(168.5)	
	선택 II	8320 (7380)	경부하	56.1(56.2)	56.1(56.2)	63.1(63.2)	
			중부하	109.0(108.5)	78.6(78.5)	109.2(108.5)	
			최대부하	191.1(189.7)	109.3(108.8)	166.7(164.7)	
	선택 III	9810 (8190)	경부하	55.2(54.5)	55.2(54.5)	62.5(61.6)	
			중부하	108.4(106.8)	77.3(76.9)	108.6(106.8)	
			최대부하	178.7(188.1)	101.0(107.2)	155.5(163.0)	

[표 3-66] 가스 요금 데이터 (서울도시가스) <단위:원/MJ>

용도별		요금
주택용	취사	15.2018
	난방	15.2018
업무난방용		15.7050
영업 I (II)	동절기	15.1917(14.1900)
	하절기	14.9367(13.9350)
	기타	14.9459(13.9442)
수송용		15.0675
냉난방 공조용	동절기	15.2170
	하절기	7.9575
	기타	14.1525
산업용	동절기	13.3534
	하절기	12.5956
	기타	12.6185

[표 3-67] 유가 정보 데이터 (한국석유공사) <단위: 원/L>

기간	고급휘발유	보통휘발유	자동차용경유	실내등유
2013년1분기	2232.21	1954.57	1767.45	1386.08
2013년2분기	2207.99	1916.94	1715.1	1365.66
2013년3분기	2226.01	1938.48	1735.88	1358.49
2013년4분기	2198.05	1888.19	1700.3	1351.77
2014년1분기	2199.83	1882.69	1699.92	1349.09
2014년2분기	2195.13	1868.91	1680.05	1328.74
2014년3분기	2176.27	1837.83	1641.57	1303.44
2014년4분기	2079.49	1721.08	1526.69	1214.79
2015년1분기	1875.07	1485.36	1312.62	998.12
2015년2분기	1903.97	1543.2	1344.15	969.87
2015년3분기	1895.8	1544.4	1309.28	942.6
2015년4분기	1829.18	1468.36	1232.63	882.69
2016년1분기	1735.23	1362.59	1121	776.38

나. 삼중에너지 생산시스템 분석 모델(PV+GSHP)

- RETScreen을 이용하여 삼중에너지 생산시스템의 경제성 및 온실가스 저감 분석을 위한 연구를 수행.
- [그림 3-140]은 프로젝트 시작화면으로 프로젝트의 종류(Combined Cooling, Heating and Power)를 선택.
- 기상데이터는 대전지역으로 선정하였고, 적용 대상 건물은 1000 m² 로 선정하였음.

Project information [See project database](#)

Project name: PV + GSHP - Office
 Project location: Taejeon
 Prepared for: Dr. EJ Lee - KIER
 Prepared by: Ivor
 Project type: Combined cooling, heating & power
 Grid type: Central-grid
 Analysis type: Method 1
 Heating value reference: Higher heating value (HHV)
 Show settings: ☐

Site reference conditions [Select climate data location](#)

Climate data location: Taejeon
 Show data: ☒

[그림 3-140] RETScreen 프로젝트 시작화면

	Unit	Climate data location	Project location
Latitude	°N	36.4	36.4
Longitude	°E	127.4	127.4
Elevation	m	72	72
Heating design temperature	°C	-9.1	
Cooling design temperature	°C	31.3	
Earth temperature amplitude	°C	19.8	

Month	Air temperature °C	Relative humidity %	Daily solar radiation - horizontal kWh/m ² /d	Atmospheric pressure kPa	Wind speed m/s	Earth temperature °C	Heating degree-days °C-d	Cooling degree-days °C-d
January	-1.6	64.3%	2.82	99.8	1.6	-2.3	608	0
February	0.5	61.0%	3.69	99.7	1.8	0.1	490	0
March	5.7	59.7%	4.49	99.5	2.1	5.7	381	0
April	12.5	59.4%	5.40	99.1	2.1	13.4	165	75
May	17.7	66.9%	5.57	98.8	2.0	18.8	9	239
June	22.0	72.8%	4.99	98.4	1.8	22.8	0	360
July	25.1	80.2%	4.17	98.3	1.9	24.5	0	468
August	25.5	79.5%	4.19	98.5	1.7	24.7	0	481
September	20.5	77.1%	3.95	99.0	1.6	20.4	0	315
October	13.9	73.2%	3.55	99.5	1.4	14.2	127	121
November	7.2	71.0%	2.76	99.8	1.5	6.4	324	0
December	0.9	67.9%	2.55	99.9	1.4	0.1	530	0
Annual	12.6	69.5%	4.01	99.2	1.7	12.4	2,634	2,058
Measured at	m				10.0	0.0		

[그림 3-141] 대전지역의 NASA database 기상정보

- [그림 3-142]는 건물 부하정보 및 경제성 비교를 할 기존 시스템의 설비 정보를 입력하는 화면으로 기존 난방시스템은 85% 효율을 갖는 가스보일러로 설정하였고 기존 냉방시스템은 COP 2.0을 갖는 전기히트펌프를 설정함.
- 건물정보는 냉난방 면적을 총 1,000 m²로 설정하였고, 각각의 냉난방 부하는 RETScreen 데이터베이스를 참조하여 40 W/m², 35 W/m²으로 설정함.
- [그림 3-143]은 기존시스템과 비교대상인 삼중에너지 생산 시스템으로 전력을 생산하는 태양전지(PV)와 냉난방을 담당하는 지열 히트펌프 시스템(GSHP)을 설계함.

RETScreen Load & Network Design - Combined cooling, heating & power project

Heating project		Unit
Base case heating system		Single building - space heating
Heated floor area for building	m ²	1,000
Fuel type		Natural gas - GJ
Seasonal efficiency	%	85%
Heating load calculation		
Heating load for building	W/m ²	40.0
Domestic hot water heating base demand	%	12%
Total heating	MWh	84
Total peak heating load	kW	40.0
Fuel consumption - annual	GJ	356
Fuel rate	\$/GJ	17.190
Fuel cost	\$	6,118
Proposed case energy efficiency measures		
End-use energy efficiency measures	%	0%
Net peak heating load	kW	40.0
Net heating	MWh	84

Cooling project		Unit
Base case cooling system		Single building - space cooling
Cooled floor area for building	m ²	1,000
Fuel type		Electricity
Coefficient of performance - seasonal		2.00
Cooling load calculation		
Cooling load for building	W/m ²	35.0
Non-weather dependent cooling	%	0%
Total cooling	MWh	85
Total peak cooling load	kW	35.0
Fuel consumption - annual	MWh	42
Fuel rate	\$/kWh	0.090
Fuel cost	\$	3,818
Proposed case energy efficiency measures		
End-use energy efficiency measures	%	0%
Net peak cooling load	kW	35.0
Net cooling	MWh	85

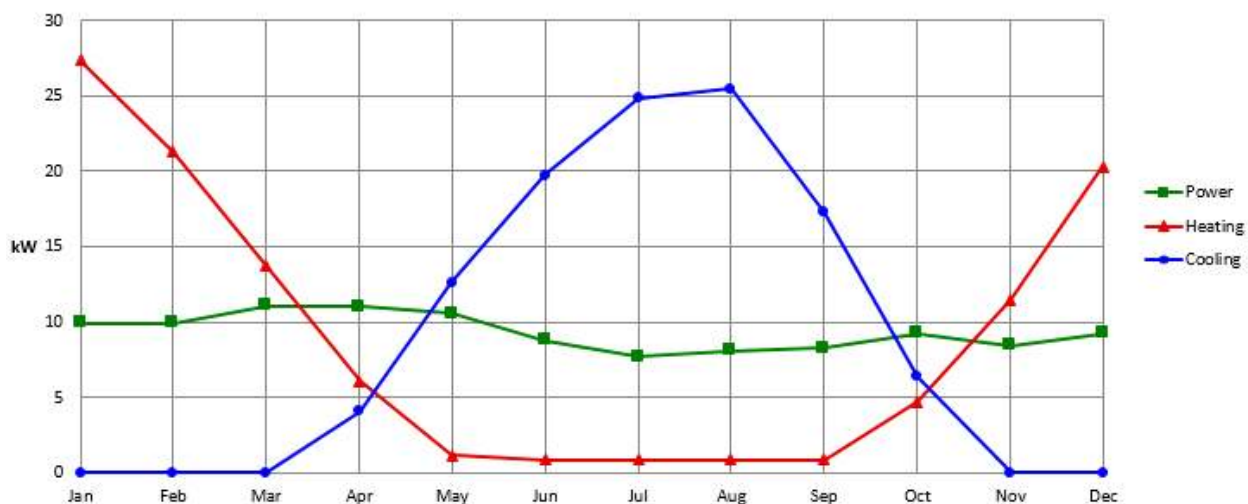
[그림 3-142] 건물 부하정보 및 기존 설비 정보 입력

Proposed case cooling system			
Base load cooling system			
Technology	Heat pump		
Fuel source	Power system		
Capacity	kW	30.0	85.7%
Coefficient of performance - seasonal		3.50	
Manufacturer			
Model			
Cooling delivered	MWh	84	99.2%
Peak load cooling system			
Technology	Compressor		
Fuel source	Power system		
Suggested capacity	kW	5.0	
Capacity	kW	10.0	28.6%
Coefficient of performance - seasonal		2.00	
Manufacturer			
Model			
Cooling delivered	MWh	1	0.8%

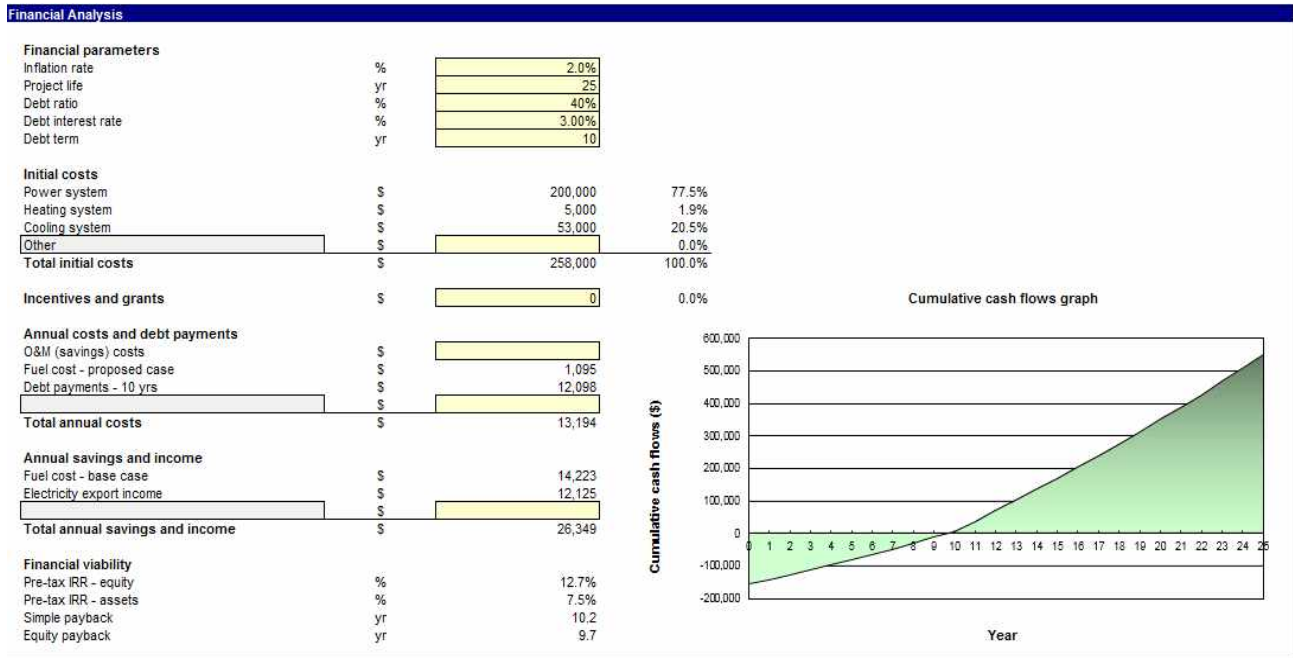
Proposed case power system			
System selection	Base load system		
Base load power system			
Technology	Photovoltaic		
Analysis type	☐ Method 1 ☒ Method 2		
Resource assessment			
Solar tracking mode	Fixed		
Slope	:	34.0	
Azimuth	:	0.0	

[그림 3-143] 평가 대상 건물에 적용된 삼중에너지 생산시스템 정보 입력(PV+GSHP)

- [그림 3-144]는 시스템과 평가 대상 건물의 연간 에너지 부하량을 산정한 결과임.
- [그림 3-145]는 RETScreen 경제성 평가 결과이며, 설비가격, 에너지가격, 물가상승률, 지원보조금, 금융정보 등을 데이터베이스를 통해 종합적으로 반영하여 설정함.
- 경제성 분석결과는 누적현금흐름도(Cumulative Cash Flows Graph)로 쉽게 파악할 수 있으며, 삼중에너지 생산 시스템의 투자금 환수기간은 약 9.7년으로 나타남.

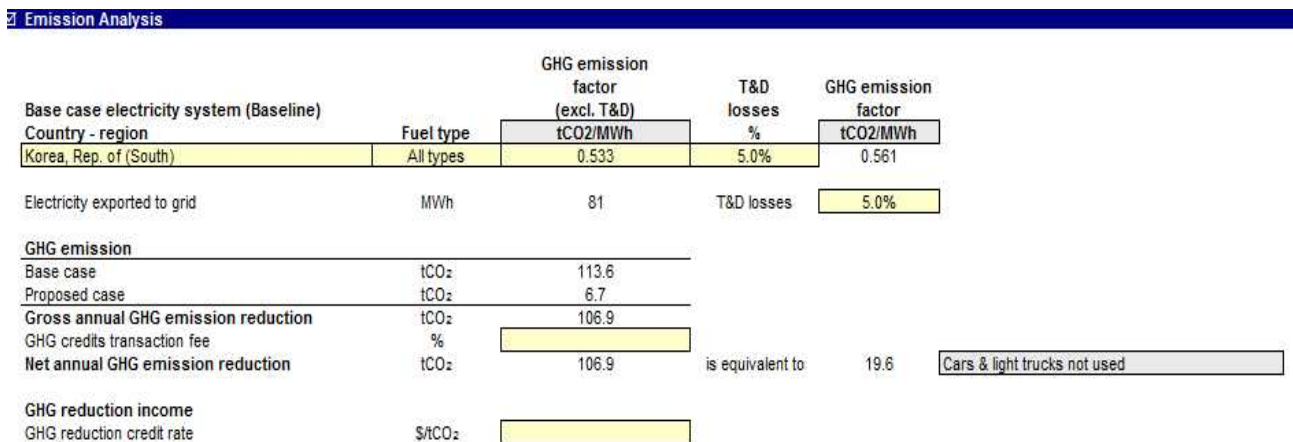


[그림 3-144] 평가 대상 건물의 에너지 부하량 산정 결과



[그림 3-145] 삼중에너지 생산시스템(PV+GSHP) 경제성 평가 결과

- [그림 3-146]은 RETScreen 온실가스 저감량 평가 결과이며, 우리나라의 전력생산 온실가스 발생 계수와 각 화석연료별 온실가스 발생량을 계산하여 기존시스템에서 발생한 온실가스 발생량과 삼중에너지 생산시스템이 발생한 온실가스 발생량을 비교 분석함.
- 삼중에너지 생산시스템 분석 모델에서 해석한 1,000 m² 건물에서의 온실가스 저감량은 106.9 tCO₂로 분석되며, 이는 약 20대 가량의 자동차가 발생하는 온실가스의 양과 같음.



[그림 3-146] 삼중에너지 생산시스템(PV+GSHP) 온실가스 저감 평가 결과

다. 삼중에너지 생산시스템 경제성 민감도 분석

- 삼중에너지 생산시스템의 단위기술인 PVT 시스템의 제작단가에 따른 경제성 민감도 분석을 수행함.
- RETScreen 경제성 분석을 활용하기 위해 3가지 컴포넌트(GSHP, PV, SAH)로 분류하여 분석을 수행함.
- GSHP 시스템은 기존은 보일러+냉동기를 대체하는 시스템으로 구성하였고, 지열시스템의 정보는 앞서 활용한 Mammoth社의 성능데이터를 사용함.
- 시스템에 대한 정보와 경제성 분석이 이용한 데이터는 [표 3-71]과 같음.

[표 3-72] 지열 히트펌프 시스템 정보

항목	세부 내용	입력 값	단위
1. 지역 기상 정보	기상데이터	Seoul	
	건물의 난방부하	9.5	W
	건물의 냉방부하	8.0	W
3. 시스템 입력 정보	기존 냉난방 설비		
	기존 난방 연료 유형	가스보일러	
	기존 난방기 계간 효율	85	%
	기존 냉방 연료 유형	전기에어컨	
	기존 냉방기 계간 성능계수 SCOP	3	W/W
	제안된 냉난방 설비		
	주 냉난방기 연료 유형	지열 히트펌프	
	히트펌프 냉방 용량	8	kW
	히트펌프 냉방 계간 성능계수 SCOPc	2.9	W/W
	히트펌프 난방 용량	9.5	kW
	히트펌프 난방 계간 성능계수 SCOPh	3.4	W/W
	부족한 냉방 용량	0	kW
	부족한 난방 용량	0	kW
	보조 냉방 연료 유형	전기에어컨	
	보조 냉방기 용량	0	kW
	보조 냉방기 계간 성능계수 SCOPc	3	W/W
	보조 난방 연료 유형	가스보일러	
	보조 난방기 용량	0	kW
	보조 난방기 계간 효율	88	%
4. 비용 분석 정보	냉난방 및 보조 장비 비용		
	히트펌프 설치 가격	1,500,000	원/kW
	난방기 설치 가격 (가스보일러)	30,000	원/kW
	냉방기 설치 가격 (전기에어컨)	200,000	원/kW
	전기 요금	126	원/kWh
	천연가스 요금	21	원/MJ
	금리(재정) 비용		
	연료비 상승 비율	3	%
	인플레이션 비율	3	%
	원금 할인을	0	%
	프로젝트 수명 기간	25	년
	인센티브 및 보조금	0	원
	대출 비율	0	%
	대출 이자율	0	%
	대출 기간	0	년

- 태양광 발전 시스템의 삼중에너지 생산시스템에서 이용한 3kW급 PV 모듈을 활용하였음.
- 전력판매단가는 소규모 발전 사업을 고려하여 SMP+REC 가격의 하한선으로 반영함.
- 공기식 태양열 집열 시스템의 설치면적은 3.0kWe급 태양광 패널 면적과 PVT의 열효율을 고려하여 16 m²로 설정함.

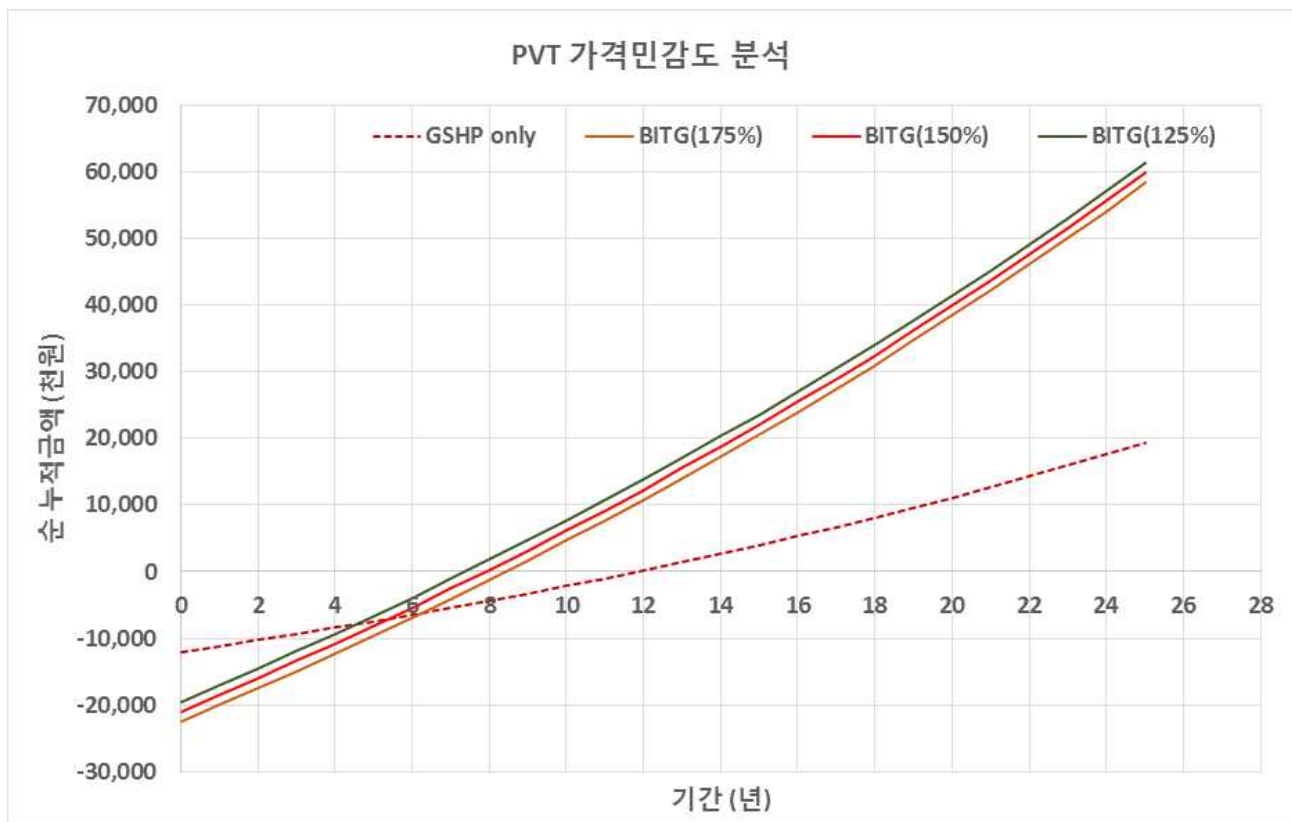
[표 3-73] 태양광 발전 시스템 정보

항목	세부 내용	입력 값	단위
1. 지역 기상 정보	기상데이터	Daejeon	
2. 시스템 입력 정보	모듈 타입	poly-Si	
	설치 총 용량	3	kW
	발전 효율	16	%
	시스템 발전 손실률	1	%
	태양 추적 방식	Fixed	
	경사각 (Slope)	35	°
	방위각 (Azimuth)	0	°
	인버터 효율	95	%
3. 비용 분석 정보	PV 설치 가격	2,000,000	원/kW
	전기 판매 단가	200	원/kW
	연료비 상승 비율	3	%
	인플레이션 비율	3	%
	원금 할인율	0	%
	프로젝트 수명 기간	25	년

[표 3-74] 공기식 태양열 시스템 정보

항목	세부 내용	입력 값	단위
1. 지역 기상 정보	기상데이터	Daejeon	
2. 설비 일반 정보	환기 공급량	1500	m ³ /h
	운전일 수 (주중)	7	일/주
	운전 시간 (주중)	8	시간/일
	운전일 수 (주말)	2	일/주
	운전 시간 (주말)	8	시간/일
3. 시스템 입력 정보	기존 난방 시스템	가스보일러(Def.)	
	효율	80	%
	태양열 공기식 집열 모듈 타입	Transpired-plate	
	설치 면적	16	m ²
	흡수율	94	%
	팬 소비동력	7	W/m ²
	태양 추적 방식	Fixed	
	경사각 (Slope)	35	°
4. 비용 분석 정보	방위각 (Azimuth)	0	°
	설치비용	2900000	원
	전기 요금	126	원/kWh
	천연가스 요금	21	원/MJ
	연료비 상승 비율	3	%
	인플레이션 비율	3	%
	원금 할인율	0	%
	프로젝트 수명 기간	25	년

- PVT 가격 민감도를 분석하기 위해 PVT 가격을 기존 태양광 설비 가격의 175%, 150%, 125%로 설정하였음.
- PVT의 경우 태양광(PV) 시스템은 유지하며 열회수 장치의 가격을 조절하여 분석을 수행하였고, 지열 히트펌프만 이용할 경우, 본 연구에서 개발한 삼중에너지 시스템 (Tri-Generation)을 이용할 경우로 나누어 분석하였음.
- 그 결과는 [그림 3-147]과 같으며, 정부 설치 보조금 없이 지열 히트펌프만 이용할 경우 약 12년 정도 나온 투자금 환수기간이 삼중에너지 생산시스템을 이용할 경우 9년 이내로 줄어드는 것을 확인하였고, PVT의 설치가격이 기존 PV시스템의 175%인 경우 약 8.3년, 150%인 경우 약 8년, 125%의 경우 약 7.2년 정도로 PVT 시스템의 원가절감에 따라 1년 이상의 투자금 환수기간의 차이를 보여줌.



[그림 3-147] PVT 가격 민감도 분석에 따른 투자비 환수기간

4. 태양광열(PVT) 경제성 비교

- 본 연구 개발의 대상은 크게 단위기술과 시스템 기술로 구별할 수 있음. 또한 본 기술은 해당 단위 기술 및 시스템 기술에 대해서 시장이 형성되고 있지 않은 기술도입기의 기술군으로 정확하게 경제성을 분석하기에는 다소 어려움이 있음. 본 기술의 경제성 분석을 위해 편익/비용(Benefit-Cost Ratio, BCR) 방법으로 정확하게 분석을 실시할 필요성은 있지만 현 단계에서 비교 대상 및 비용, 편익에 대한 정의가 불명확하고 동일한 기준을 적용하기에는 어려움이 있어 이 부분에 대한 분석적인 애로 및 결과에 대한 신뢰성의 문제는 다소 있을 수 있음.
- 본 분석에서는 태양광열기 단품과 시스템으로 구분하여 비교 분석하였으며, 태양광열기는 유사제품군이 없는 신기술 군이기에 기존 태양광모듈과 비교하였으나 비용 및 편익에 대한 개념에 있어 동일시하기에는 다소 고려해야 할 문제가 있음. 즉 기존 태양광 패널은 태양광만을 활용하고, 개발 태양광열기는 공기열을 동시에 활용하기에 편익에 있어 동일시하기에는 다소 문제가 있지만 열원의 활용면에서 동일한 대상으로 할 수 있어 개발 태양광열기의 편익부분을 상호 비교하고 비용 부분은 제품의 제조원가를 비교하였음.
- 시스템의 측면에서 비교대상은 기존 태양광 시스템과 공기열 시스템으로 비교하였음. 이 두 제품을 비교대상으로 선정한 이유는 경쟁시장에 있기 때문이며, 제품의 사용 목적이 거의 동일하기에 비교대상이 타당하다 판단됨. 시스템의 생산 에너지량의 분석에 있어 개발제품은 실증을 통해서 얻은 실측 데이터를 기반으로 분석하였으며 비교대상은 실측 데이터가 없어 계산 값으로 적용하였음.

가. 개발품과 비교대상 태양광모듈의 설명

- 비교대상 태양광모듈은 시중에서 일반적으로 시판되고 있는 제품으로 가격대비 성능이 높은 제품을 비교하였음.

[표 3-75] 비교 대상 태양광모듈 SPEC

규 격	1970(W)×990(L)×40(H)(mm)	프 레 임	아노다이징 실버 알루미늄
무 게	20 KG 내외	전면 유리	고투과율 저철분 강화 유리
셀 의 수	72셀 6*12 배열	정격 출력(STC)	310 W
정격출력시 전압	36.3 V	정격출력시 전류	8.54 A
최소 정격출력	310 W	모듈 효율	15.89 %
동작 모듈 온도	-40 ~ 85 °C	NOCT	45±3 °C

[표 3-76] 개발 제품 태양광열기 SPEC

규 격	1970(W)×990(L)×40(H)(mm)	프 레 임	아노다이징 실버 알루미늄
무 게	20 KG 내외	전면 유리	고투과율 저철분 강화 유리
셀 의 수	72셀 6*12 배열	정격 출력 (STC)	310 W
정격출력시 전압	36.3 V	정격출력시 전류	8.54 A
최소 정격출력	310 W	모듈 효율	15.89 %
동작 모듈 온도	-40 ~ 85 °C	NOCT	45±3 °C
공기열 열교환기	적층 알루미늄 간섭핀 기류 : 상->하->상->하->상 방향	공기열 효율	29.69 %
배관형식	후면 입출구 형식	단열재	EPDM

- 개발 제품은 전면유리, 흡수체 등은 비교대상 태양광모듈 형태와 유사하지만 기존 태양광 모듈과는 다르게 모듈 후면에 공기열 획득용 열교환기가 설치되며 강제 열교환을 위한 구동팬이 설치된 점이 비교대상 제품과 확연한 차이가 있음. 또한 공기열 열교환기의 공기 입출을 위한 배관이 열교환기 몸체 후면에 설계되었음. 태양광열기의 단열재로는 40 mm 정도 두께의 우레탄폼 단열재를 적용하였음.

나. 원가 비교

- 제품의 원가는 시판품의 경우 정부 조달청에 등록된 가격으로 이 가격은 시판가라고 인정할 수 있음. 개발품은 아직 시판사례가 없고 정확한 시판가를 판단하기는 어렵지만 단위별 직접 원가를 계산하여 공급가를 계산하였음. 소요된 부품 및 공정이 기존 제품과 유사하기 때문에 경비 및 일반관리비는 기존 태양광모듈 제조사의 원가율을 고려하여 적정하게 고려하였음.

[표 3-77] 비교대상 제품 시판가격 (부가세포함)

모델명	제조사	규 격	가 격 (장)	
			(W/장)	(W/m ²)
SN310P-10	(주)에스에너지	990 x 1,970	368,000	188,600
SS-BM310HA	(주)신성이엔지	1,000 x 1,670	398,000	238,200
PVM M310P/R2	LS산전(주)	985 x 1,960	460,000	238,200
HS310ND-AN1	한솔테크닉스(주)	1,000 x 1,994	416,000	208,600
탐솔 개발품	탐솔	990 x 1,970	660,000	338,400

cf) 탐솔 모델 제품 제조원가 [표 3-74] 제조원가명세서 참고

[표 3-78] 개발제품 태양광열기 제조원가명세

구 분			단 가(원)	수 량	금 액(원)	비 고
제 조 원 가 ㉠	재료비㉡	원재료비	368,000.0	1.0	368,000	
		부재료비(3%)	11,040.5	1.0	11,040	
	노무비㉢	노무비	100,000.0	1.0	100,000	
	경비㉣	(재료비 * 5%)	18,952.0	1.0	18,952	
㉠ 제 조 원 가 소 계					497,992	
㉡ 일반관리비 (㉠) *15%					74,699	
㉢ 이 윤 (㉠+㉡) *5%					28,635	
㉣총 원 가					601,325	
부 가 가 치 세				10%	60,133	
공 급 가 격					661,458	

다. 성능 비교

- 태양광열기의 성능비교에 있어 기존 PV모듈과 개발 태양광열기는 그 적용방법 및 목적이 다르므로 그 목적에 부합하는 조건으로 비교하였음. 즉 기존의 PV모듈은 전력생산이 목적이므로 건물부하에 직접 대응하는 부분에서는 제외되며, 개발 태양광열기는 히트펌프 시스템과 연계하여 가동하며, 일사량 및 부하조건에 따라서 PV생산 및 공기열을 동시 또는 선택적으로 획득하기 때문에 효과성을 비교하기에는 사실상 많은 문제점이 있음. 하지만 이전 절에서 전체 시스템의 효과를 비교하기에 본 절에서는 단순히 태양광열기의 성능을 보고 비교하기로 하였음.
- 태양광열기의 성능은 KSB ISO 9806에 따라 성능 평가하였음. 하지만 개발 태양광열기는 기술기준이 없기에 부득이 당사의 제시조건에 따른 시험으로 진행하였음. 다만 그 방법론은 KSB ISO 9806에 따랐음. 특히 공기열 에너지 획득량 부분에 있어서는 그 성능평가 기준은 어디에도 제시된 사례가 없기에 부득이 본 연구에서 제시한대로 진행하였음.

5. 삼중에너지 생산시스템 경제성 비교

가. 시스템 성능 비교

- 개발 제품은 태양광 시스템 및 지열 히트펌프 시스템과 유사한 시장에서 경쟁할 수 있을 것이며, 태양광 시스템 효율 증대 및 태양열을 활용하는 단독 제품으로 별도의 화석연료를 사용하지 않겠다는 개발 목표를 갖고 연구 개발 되었음.
- 이번 파트에서는 기존 공기열 시스템과 개발 시스템의 비교를 통해 경제성을 비교분석하였음. 태양광 시스템의 경우는 태양열의 활용 부분에 있어 개발 시스템과 비교하기에는 너무나 많은 변수들과 기술적인 장애로 인해 본 연구에서는 기존 공기열 시스템과의 비교를 통해 개발시스템의 경제성을 확인하였음.
- 방법론적인 부분에 있어서는 동일한 조건에서의 실험하를 통한 비교는 본 과제의 범위에 속하지 않아 정확한 비교는 어려우며, 다만 개발 시스템을 실증 운용하면서 획득한 시스템의 성능을 토대로 동일한 부하를 가정했을 경우 기존 시스템의 에너지 비용은 계산하여 평가하였음.
- 비교대상 시스템은 동일한 공기열 히트펌프 시스템을 기준으로 태양광열기 및 지중열교환기를 주요 요소로 실증모델과 동일한 조건으로 하였음.

[표 3-79] 실증 시스템 및 비교시스템 사양

구 분			기존 시스템 (공기열)	개발 시스템 (삼중에너지생산시스템)
열원 공급	전체 공급량(KWh)		1,137.56	1,098.06
	지열(GAHX) 공급량(KWh)			172.73
	태양열(PVT) 공급량(KWh)			245.66
	히트펌프 동력(KWh)		335.22	274.66
	공기열 공급량(KWh)			405.01
열원 생산	전체 획득량		1,137.56	1,098.06
	Target GAHX 공기열획득량(KWh)			453.33
	Target PVT 공기열획득량(KWh)			644.73
성 능 (시스템)	COP_hp		3.39	4.00
	PVT 효율	평균		48 %
		최대		181 %
		최소		8 %

나. 원가 비교

- 개발 제품은 PV 모듈 활용 및 공기열 시스템을 대체하기 위해서 개발하였으며, 이에 따라 유사한 냉난방부에 적용되는 시스템을 비교대상으로 정하였으며, 시스템의 가격은 시중에서 형성되고 있는 전체 시스템 가격을 참고하여 책정되었음. 업계에서 적용하는 공기열 시스템의 표준 가격은 시스템의 규모, 형식, 사용 제품에 따라 다소 차이는 있지만 용량당 ₩1,100,000/kW ~ ₩1,400,000/kW 선의 가격이 형성되고 있음.

[표 3-80] 시스템 원가 비교

구 분		기존 태양열 시스템	개발 시스템	비 고
시스템 구성		- 축열조 : 1 EA - 공기열히트펌프 : 3.0 usRT 1대 - 제어 시스템 - 전체 시설공사	- 축열조 : 1 EA - PVT : 19.50 m² - GAHX : Ø250 X 150m(steel 배관) - 공기열 히트펌프 : 3.0 usRT 1대 - 제어 시스템 - 전체 시설공사	
원가 구성	기계설비공사	₩8,000,000	₩8,000,000	
	제어시스템	₩1,000,000	₩1,500,000	
	배관공사	₩1,000,000	₩1,000,000	
	태양광열공사		₩5,000,000	
	지중열교환기공사		₩7,000,000	
	일반관리비	₩1,500,000	₩3,375,000	
	이 윤	₩575,000	₩693,000	
	부 가 세	₩1,207,000	₩2,656,000	
총 공급가격		₩13,282,000	₩29,225,000	

다. 경제성 비교

- 경제성 분석 방법은 두 시스템의 상대적인 경제성을 확인하는 방법으로 분석하였으며, 두 시스템의 초기 투자비, 연간 유지비만을 비교하여 두 시스템의 초기투자에 대한 회수율이 어떻게 나타나는가를 비교 분석하였음.
- 분석 결과는 부하량에 따라 달라질 수 있으며 본 연구에서 적용한 부하량 및 기상조건은 위 실증시험의 운전 조건에서 분석한 것으로 부하량의 크기 및 비교대상 에너지원에 따라 경제성 분석 결과는 다소 차이가 날 수 있음. 위 분석 조건은 일반적인 주택의 난방 부하량과 비슷하다고 볼 수 있음.

[표 3-81] 시스템의 경제성 비교 자료

구 분		기존 공기열 시스템	개발 시스템	비용 차액
초기 투자비		₩13,282,000	₩29,225,000	-15,943,000
연간 유지비		₩2,582,644	₩818,692	1,761,952
누적 투입 비용	1년 후	15,862,644	30,043,692	- 14,181,048
	2년 후	18,443,288	30,862,384	- 12,419,096
	3년 후	21,023,932	31,681,076	- 10,657,144
	4년 후	23,604,576	32,499,768	- 8,895,192
	5년 후	26,185,220	33,318,460	- 7,133,240
	6년 후	28,765,864	34,137,152	- 5,371,288
	7년 후	31,346,508	34,955,844	- 3,609,336
	8년 후	33,927,152	35,774,536	- 1,847,384
	9년 후	36,507,796	36,593,228	- 85,432
	10년 후	39,088,440	37,411,920	1,676,520
	11년 후	41,669,084	38,230,612	3,438,472
	12년 후	44,249,728	39,049,304	5,200,424
	13년 후	46,830,372	39,867,996	6,962,376
	14년 후	49,411,016	40,686,688	8,724,328
	15년 후	51,991,660	41,505,380	10,486,280
	16년 후	54,572,304	42,324,072	12,248,232
	17년 후	57,152,948	43,142,764	14,010,184
	18년 후	59,733,592	43,961,456	15,772,136
	19년 후	62,314,236	44,780,148	17,534,088
	20년 후	64,894,880	45,598,840	19,296,040

* 비교) 동일 부하조건에서의 에너지 비용임

- 초기 투자비에 있어서는 개발 시스템이 ₩15,943,000 높은 반면 연간 유지비 측면에서는 연간 ₩1,761,952 절감 할 수 있음. 초기 투자비 및 연간 유지비를 합산하여 총 비용을 분석하여 연차별 누적해보면 설치 후 10년차부터 개발시스템의 비교시스템 대비 경제성을 확보하는 시점임을 알 수 있음.
- 총 수명주기 기간은 20년으로 하여 개발 시스템과 비교 시스템의 총 유지비용을 분석한 결과 20년 후에는 기존 시스템 대비 ₩19,296,040을 절약할 수 있어 개발 시스템의 경제성은 충분하다고 할 수 있음.
- PVT 생산 전력은 인버터를 통해 삼중에너지 생산시스템에 공급되는 것으로 계산되었지만 향후 전력 연계 사업을 통해 공급인증서(REC)를 포함한 전력판매로 운전비용을 절감하거나 또는 소규모 주거용 태양광 전력 지원금을 활용하여 초기투자비를 줄일 수 있을 것으로 예상됨.
- 본 시스템의 시장 보급을 위해서는 태양광열기 및 연계 시스템에 대한 국가표준을 마련하여 제품이 시장에 진입할 수 있는 기초를 마련하는 것이 중요함. 아직 신기술에 대한 국내외의 기술기준이 명확하지 않고 인증을 위한 별도의 절차를 필요로 하는 등 해결해야할 난제가 있음.
- 추후 삼중에너지 생산 시스템의 신뢰성 시험(인증 시험), 내구성 평가를 통한 유지보수비 및 실질적 생애주기를 반영한 경제성 평가가 이루어질 예정임.

제 8 절 소 결

CO₂ free 친환경 삼중에너지 생산 기술은 지열, 태양열, 태양광 등의 다양한 신재생에너지 열원을 융합하여 건축물을 대상으로 온열, 냉열, 전력을 생산하고, 양방향 스마트 제어에 의한 건물에너지 소비 절약을 획기적으로 도모하고자 하는 기술임. 본 연구에서는 공기식 태양열광(PVT-air) 융합 기술과 지열 히트펌프(Geothermal heat pump) 이용 기술, 태양+지열 시스템 통합형 양방향 제어 및 스마트 제어에 의한 에너지 소모 최소화 기술 등을 개발함으로써 건축물 내에서의 에너지 효율을 극대화할 수 있는 최적 설계 기술을 기반으로 신재생에너지 융복합 및 효율 향상을 위한 에너지 생산 기술을 개발함으로써 건축물 에너지 소모를 최소화하고, 국가 에너지 보급 목표 달성 및 국제 시장에서의 경쟁력을 확보할 수 있는 중요한 기술임.

본 연구의 최종 목표는 친환경 열병합 에너지 생산을 목표로 화석연료 미사용 CO₂ free 친환경 삼중에너지(온열, 냉열, 전력) 생산 시스템 기술을 개발하고, 실증 건물에 적용을 위한 시스템 설계 기술 및 양방향 첨단 인공지능 제어 기술을 개발하여 실험 건물을 대상으로 에너지 및 온실가스 절감량 30% 이상 달성을 구현하는 것임. 총 3차년에 걸쳐 수행된 과제로 최종 목표인 삼중에너지 생산시스템 실증시설 구축을 목표로 단위기술에 대한 개선 및 검증 그리고 시스템에 대한 실증장치 설치와 실험을 수행하였음. 최종 진행된 연구수행 결과를 정리하면 다음과 같음.

- 태양광열(PVT) 단위모듈 개발을 위하여 300 We급(310We, 효율 15.9%, -0.43%/°C) 태양광 모듈을 확보. 400 Wt/m²급 열생산능력 구현을 위하여 열회수 장치를 설계 및 시작품 제작하였음. 당해년도에는 플로리다대학교와 시뮬레이션 민감도 분석을 통한 성능 개선 연구를 통해 개선 시작품을 제작하였고, 시작품 성능 시험 결과 전기효율 개선 효과는 패널 온도 10°C 하락시 약 5.4%로 확인되었고, 열성능은 427 Wt/m² 및 총 생산에너지 553 Wt/m²를 달성함.
- 공기식 지중열교환기(GAHX) 단위모듈의 설계를 위하여, 상용프로그램으로 시뮬레이션을 이용하여 공기식 지중열교환기(GAHX)의 재질과 길이에 따른 평가를 수행하였고 추가적으로 사전시험 현장을 확보하여 시험 검증과 전상유동해석을 통한 최종 GHAX 모듈 설계를 위한 민감도 분석 및 검증을 수행하였음. 또한 설계를 바탕으로 실증 장치를 위한 설치를 하였음.
- 삼중에너지 생산시스템 구현을 위한 전기생산량 3.1 kW를 달성가능한 태양광열(PVT) 시스템 설계와 온열성능 8.0 kWt를 갖는 공기식 지중열교환기(GAHX) 시스템 설계를 계산식과 시뮬레이션을 통해 수행함. 삼중에너지 생산시스템의 중요 기술요소로써 열원을 공급하는 온열 9.5 kWt, 냉열 8.0 kWt급 공기 대 물 히트펌프(AWHP)를 확보하였고, 실증 실험을 통해 온열생산량 9.9 kWt와 냉열생산량 8.3 kWt를 달성하였으며, 공기식 태양광열과 공기식 지중열교환기를 이용하여 COPh를 17.6% 개선, COPc를 18.2% 개선하였고, 주간 난방/냉방 실증 실험을 통해 기존 시스템 대비 원단위 환산 기준 난방에서 46%, 냉방에서 30% 에너지 절감을 확인함.
- 삼중에너지 생산시스템의 에너지절감 구현을 위한 TRNSYS17 시뮬레이션 모델 개발을 통해 인천/오타와 지역의 200 m² 주거 건물을 대상으로 기존의 보일러/냉동기 시스템과 삼중에너지 생산시스템의 에너지 절감량 차이를 비교 분석 연구를 수행하였고 그 결과 인천 45%, 오타와 42%의 연간에너지 절감량을 달성하였음. 상대기관의 AI(Artificial

Intelligent) 기반의 Fuzzy Logic 및 Artificial Neural Network를 이용한 스마트 제어 기술을 확보함. 당해연도에는 삼중에너지 시스템을 활용한 주거 건물에 대한 에너지 절감량 분석과 Fuzzy Logic 제어를 적용한 에너지 절감량 분석 연구가 수행되었으며 **Fuzzy Logic 제어 기법을 통한 에너지 저감량은 11.9%로 분석되었음.**

- 본 기술의 경제성과 온실가스 절감량을 정량적으로 평가할 수 있는 국제호환형 평가기술인 RETScreen 분석 기술이 소개되고 제안되었음. RETScreen 분석 도구를 활용한 신재생에너지(태양광시스템, 공기식집열기, 지열 히트펌프) 평가 사례가 분석 및 소개되었고, 삼중에너지 시스템(PV+GSHP)을 대상으로 한 RETScreen 사전 분석과 소프트웨어 등록을 위한 분석 tool 사전 개발이 이루어졌음. 또한 삼중에너지 생산시스템 원가 계산과 실험데이터를 통한 경제성 분석과 사업화 계획을 구축함.
- 본 기술개발연구를 통하여 지금까지 달성한 연구수행 실적은 특허출원 8건, SCI급 논문게재 2건, SCI급 논문 심사 중 1건, 국내 논문게재 5건, 시작품 제작 4건, 학술 발표 22건, 수상실적 2건, 인력양성 1건, 국제협력 MOU 1건, 프로그램 DB 등록 1건이 연구실적으로 등록되었음.

제 4 장 연구목표 달성도 및 성과

○ 연구개발 성과 질적 목표 및 달성도

평가 항목 (주요성능 Spec)	단위	전체 항목 에서 차지 하는 비중 (%)	세계최고 수준 보유국/ 보유기업 (IEA/An nex54)	연구개발 전 국내수준	개발 목표치		비고
			성능수준	성능수준	최종 목표치	달성치	
1.PVT 열	Wt/m ²	10	400	300	400	427	단위모듈 실험
2.총생산 에너지	W/m ²	15	530	400	530	553	
3.시스템 전력 생산량	kWe	10	3.0	1.0	3.2	3.1	
4.시스템 냉열 생산량	kWt	5	6.0	2.0	6.0	8.3	
5.시스템 온열 생산량	kWt	10	9.0	3.0	9.5	9.9	
6.유닛 난방 COPh(AWHP)	-	10	3.3	3.0	3.3	4.0	
7.GAHX 유닛 온열 생산량	kWt	10	7.5	-	8.2	8.2 (지열4kWt + 공기열4.2kWt)	실증실험
8.에너지 절감량	%	20	30	30	30	46%(동계) 30%(하계)	실증실험
9.경제성 평가 예측 모델 호환성	%	10	100	60	소프트웨어 등록	소프트웨어 DB 저작권 등록	

○ 연구개발 정량적 연구성과 목표 및 달성도

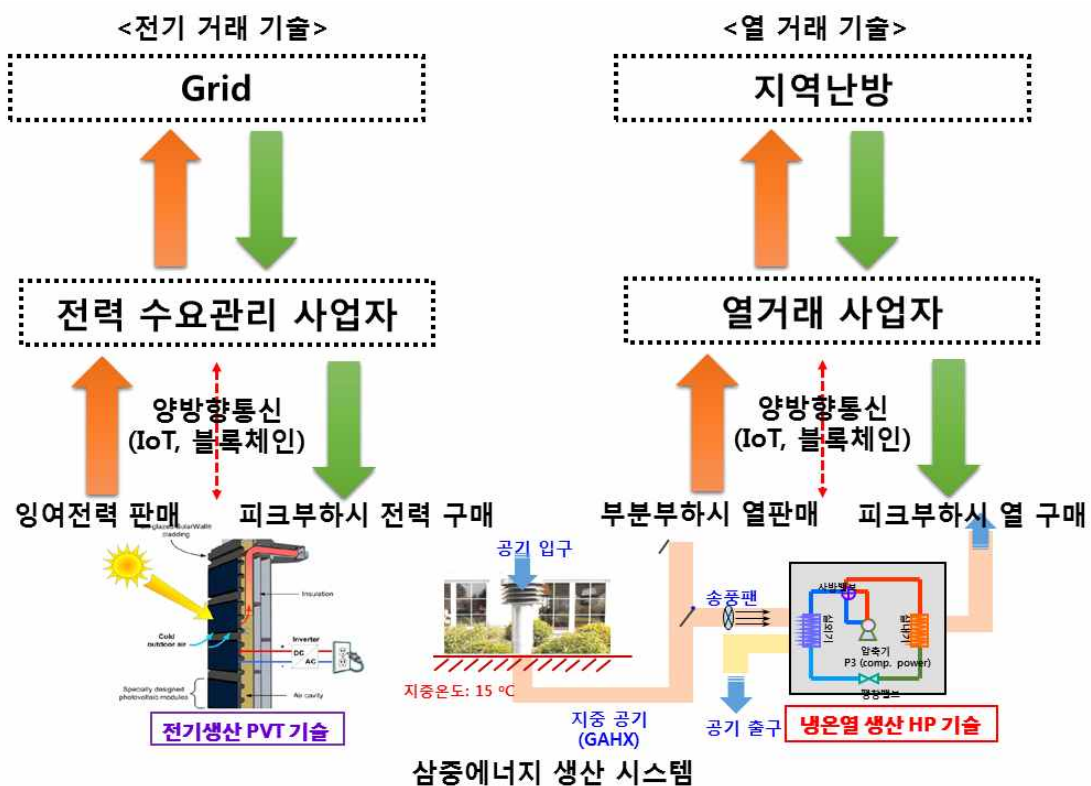
구분		목표	실적	달성도(%)	비고
국외논문 게재	SCI	2	2	100	연구성과 점검 기준표 연구성과 목록
	비SCI				
	계	2	2	100	
국내논문 게재	SCI				
	비SCI	5	5	100	
	계	5	5	100	
특허출원	국내	4	8	100	
	국외				
	계	4	8	100	
특허등록	국내	2	-	0	
	국외				
	계	2	-	0	
기타	시작품	4	4	100	
	보고서원문		1		파일첨부
	S/W 등록	1	1	100	연구성과 점검기준표 - 연구성과 목록
	신기술 등록	1	(진행중)	50	
	국제협력 MOU	-	1	0	
	학술발표	7	22	100	

○ 연구실적 목록(연구성과 점검기준표 반영)

제 5 장 연구개발 성과 활용 계획

○ 연구개발 결과의 활용방안

- PVT 단위 모듈 제품화 및 Tri-Generation 기술 사업화 국토부 국토에너지 자원화 기술로 활용
- 스마트 양방향 통합제어 기술 에너지 신산업 사업화 국토부 기술로 활용
- 국가 3대 에너지 정책(자립화, 절약화, 환경화) 대응 국토부 기술로 활용
- ZEB, RPS(전기) 및 RHO(열) 등 국가 신재생에너지 보급 의무화 국토부 사업으로 활용
- CDM 사업으로 분산 에너지 대응 시장 확대 및 보급 활성화 국토부 기술로 활용
- 2035년까지 신재생에너지 보급 목표 11% 달성 및 기후변화 대응 국토부 기술로 활용
- 전력거래법 국회 통과(2017년) 및 정부정책기반 개인간 전력거래 확대 기술로 활용
- 향후 BIPV, 영농형 태양광발전, 농가주택, 스마트팜 온실 등 냉온열전력 생산기술로 활용
- 정부 정책에 따른 소규모 전력 수요관리 사업(국민 DR) 참여 기술로 활용
- 통신 거래기술 도입으로 소규모 전력관리와 열거래 기술로 남는 전기, 열 판매로 활용
- 또한 전력 피크부하 시 부족한 냉난방열은 열거래 기술을 활용하여 부하 분담으로 활용



[그림 5-1] 삼중에너지 생산시스템 전력 및 열 거래 활용 방안

○ 기대성과 및 파급효과

- 지열에너지와 태양에너지의 하이브리드 통합화 설계/제어 기술 확보
- PVT 복합 에너지 생산 시스템 구현을 통한 PV 문제점 보완 및 기술 융합에 의한 1+1 > 2인 시너지 효과 창출
- 지열 태양열 융합 히트펌프 시스템 연계화에 따른 난방 COPh 개선 효과
- 건축물에서 필요로 하는 온열, 냉열, 전력 부하 저감 및 에너지 생산 효과
- 양방향 스마트 퍼지 제어에 의한 건물 에너지 소비 절감 효과
- 청정하고 무한한 태양, 지열에너지 활용 온열-냉열-전력 생산으로 화석 연료 대체 및 저탄소 녹색성장에 기여
- 기존 개별형 열, 전기 설비에서 통합 일체형 설비 구축으로의 전환으로 설비 가동 효율 증가에 따른 초기비용 및 운전비용 감소 효과
- ZEB(Zero Energy Building), RPS(전기) 및 RHO(열) 등 국가 신재생에너지 보급 인센티브 및 의무화 사업 대응 효과
- CDM 사업으로 분산 에너지와 기후변화 대응 시장 확대 및 보급 활성화 효과
- 기존 에너지 소비형 건축물에서 에너지 생산형 건축물로의 변화 효과

○ 사업화 계획

1. 생산 계획

[표 5-1] 국내/외 생산 계획 및 개발 제품의 예상 설비 투자비용

구분		(2019년) 개발 종료 후 1년	(2020년) 개발 종료 후 2년	(2021년) 개발 종료 후 3년
국 내	시장점유율(%)	70	70	70
	판매량(단위: 대)	50	100	500
	판매단가(천원)	30,000	28,500	27,000
	국내매출액(백만원)	1,500	2,850	13,500
해 외	시장점유율(%)	-	-	-
	판매량(단위: 대)	-	-	200
	판매단가(천\$)	-	-	27
	해외매출액(백만\$)	-	-	5.4
당사 생산능력 ¹⁾		100	200	1,000

* 당사 생산능력¹⁾은 본 기술제품 사업화를 위해 계획하고 있는 설비투자를 고려하여 적절한 단위 (예: 개수, 무게 등)로 작성

2. 투자 계획

[표 5-2] 개발 제품의 투자 계획

(단위: 백만원)

항목		(2019 년) 개발 종료 후 1년	(2020 년) 개발 종료 후 2년	(2021년) 개발 종료 후 3년
매출원가 ¹⁾		1,200	2,280	15,120
판매관리비 ²⁾		240	912	3,024
자본적 지출	토지	-	-	-
	건물/구축물	-	200	200
	기계장치등	250	350	400
자본적지출 합계		250	550	600

* 매출원가¹⁾ : 재료비, 노무비, 제조경비 등 매출원가 총액

* 판매관리비²⁾ : 인건비, 감가상각비, 기타경비 등 판매관리비 총액

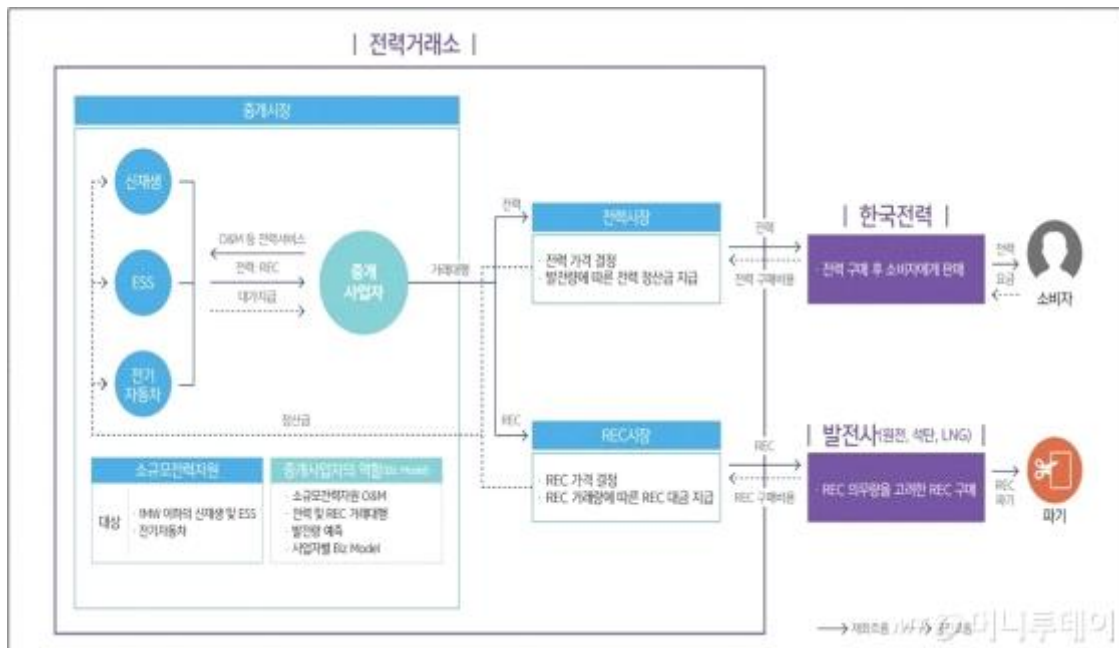
3. 사업화 전략

[표 5-3] 사업화 전략

구분	R&D	생산	영업
외부	- 그룹사의 중앙연구소, 칼로리 연구소 등의 다양한 인적자원을 활용하여 협력 - 협력 연구기관 등과 지속적인 연구 활동 추진을 통해 부족한 인프라 대체 활용	- 태양광열기 흡수체의 부품의 제작은 외부 전문업체에서 제작 - PV모듈은 KS인증 기업에서 매입 - 외장 부분은 전문기업 활용	현재 판매 대행점과 관계유지와 함께 신규 제품 판매를 위한 Agent를 추가로 확보할 예정임
내부	- 표준화 매뉴얼 작성 및 실험데이터 기반 기술 소개 자료 제작 - 그룹사의 중앙연구소, 칼로리 연구소 등의 다양한 인적자원을 활용하여 협력 - 신규 연구원을 확충하고 교육 강화	- 현 단계에서는 계룡공장의 라인을 활용하며 향후 생산증설이 필요시 그룹 공장을 활용하여 생산 지원 - 히트펌프 및 PVT를 각각 분리하여 생산하는 방안 마련	- 내부 영업망 (지사, 영업팀원)에 대해 교육을 실시 - 조직 보강을 통해 별도 조직 발족 검토 (국내외 마케팅 강화)

- 정부 정책 관련 (소규모 전력 거래법)

- 소규모 전력중개 사업은 민간 기업이 소형 신재생에너지 설비에서 생산한 전력을 모아 전력도매시장에서 거래하는 모델임.
- 이 제도는 그간 한국전력과 전력거래소로 제한되어있던 영역을 일부 민간에 개방하는 것임.
- 2018년 6월 소규모 전력중개사업 관련 전기사업법의 개정 이후 법 시행시점인 12월에 맞춰 시행령 등 하위법령 정비를 완료함. 2019년 2월 거래 시작 예정
- 2018년 6월 소규모 전력중개사업 관련 전기사업법의 개정 이후 법 시행시점인 12월에 맞춰 시행령 등 하위법령 정비를 완료함. 2019년 2월 거래 시작 예정
- 현재 에너지·통신·정보기술(IT)분야의 대·중소기업 5~10여개 업체가 사업에 참여할 것으로 예상됨.



[그림 5-2] 소규모 전력 거래법 개념 (출처 : 산업통상자원부)

4. 고용 창출 효과(타설)

삼중에너지 시스템에 대한 국내,외 시장의 선점을 위해 각 부문별 인원 보강을 통해 시장 확대 노력 계획.

[표 5-4] 개발 종료 후 연차별 고용창출효과 예상

항목	개발 종료 후 1년 (2019년)	개발 종료 후 2년 (2020년)	개발 종료 후 3년 (2021년)
제조부문	2	4	5
관리부문	1	2	3
R&D 부문	2	3	3

제 6 장 연구개발과제 수행에 따른 연구실 안전 조치 이행 실적

가. 안전점검

- 일상점검 : 매일 실험 전 연구활동종사자가 육안으로 1회 이상 일상점검 실시
(수기 체크리스트 양식 또는 안전관리시스템에서 온라인 체크리스트 점검)
- 매월 안전점검 : 매월 첫째주 화요일 합동점검대비 연구책임자 주관 하에 자체 점검
- 합동안전점검 : 매월 첫째주 화요일 안전관리실 주관 합동점검반 편성하여 전 연구실 점검
 - 내부 12명(연구본부장, 안전관리실장, 시설운영실장, 안전·보건관리자 등 유자격자)
 - 외부 3명(안전관리 전문기관 외부 전문가 3명 참여)
- 자율점검 : 매월 마지막 주 수요일에 본부(부), 지역조직 부서장 책임 하에 자율점검
- 특별점검 : 연휴대비, 하절기 특별안전점검(실험실별 및 안전관리실 주관 점검반 편성 실시)
- 정밀안전진단 : 매 1년 주기 외부 전문기관 위탁하여 정기점검과 병행 실시
- 안전검사 : 6개월, 1년 주기로 유해·위험기계 외부 전문기관 위탁하여 안전검사 실시

나. 안전교육

- 채용시 교육 : 신규 입사자 8시간 실시(월내 2시간, 외부 전문기관 위탁 6시간)
- 정기교육 : 매월 2시간씩 전 직원 대상으로 행정지원시스템으로 온라인 교육 실시
- 작업내용 변경시 교육 : 연구책임자 주관 과제 변경시 안전교육 실시
- 관리감독자 교육 : 부서장(연구실장, 과장 등) 연간 16시간 안전교육 외부전문기관 위탁실시
- 특별교육 : 크레인 및 유해물질 취급자 등 산업안전보건법에서 정한 작업자 자체 또는 외부 전문기관 위탁 2시간 이상 실시
- 전 직원 안전교육 : 연 1회 이상 외부 전문가 초청하여 전 직원 안전교육 실시
- 소방교육 및 소방훈련 : 연 1회 이상 소방교육 및 소방서 합동소방훈련 실시

다. 보건관리

- 작업환경측정 : 법정 유해인자 취급자 및 실험실 6개월마다 외부 전문기관 위탁 실시
- 일반건강검진 : 전 직원 매년 1회 일반건강검진 실시
- 특수건강검진 : 산업안전보건법에서 정한 유해물질 취급자 매년 특수건강검진 실시
- 배치 전 건강검진 : 산업안전보건법에서 정한 유해물질 취급자 채용 후 작업 배치 전 건강검진 실시
- 상해보험 : 모든 연구활동종사자 산재보험 또는 연구활동종사자 상해보험 가입
- 보건관리시스템 구축 운영(MSDS 검색, 건강검진 신청 및 결과표 조회 등)
- 건강관리실 설치·운영 및 건강상담
- 유소건자 사후관리

라. 안전시설 및 안전장비 지급·설치

- 안전시설 : 가스누설경보장치, 배기형 시약장, 비상샤워기, 비상세안기, 가스거치대 등
- 안전장비 : 안전화, 보안경, 소화기 등 15종 안전보호구 지급·비치, 각 실험동 층별 복도 및 현관 비상기구함 및 공기호흡기 설치, 폐약용기 및 깔때기 지급

마. 비상대피 시설 구축

- 옥외 가스저장소 구축·운영
- 실내 실린더캐비닛 설치·운영
- 가스누설경보장치 및 대피방송시스템 구축·운영
- 화재감시시스템 구축·운영
- 불산 중화제 비치

바. 기타 안전관련 이행사항

- 화학물질 취급 실험실 비상긴급대처 자료 출입문 비치
- 실험실별 안전보건관리규정 및 부록 매뉴얼 제작·비치
- 안전관리시스템 구축 운영 (일상점검, 실험실 관리, 실험실별 위험요인 확인 등)
- 실험실별 안전보건자료함 설치·운영
- 실험실별 안전수칙 설치
- 실험실별 경고표지 설치

제 7 장 연구개발과제의 대표적 연구 실적

구분 번 호	(논문/ 특허/ 기타)	논문명/특허명/기타	소속 기관명	역할	논문 게재지/ 특허 등록 국가	영향력 지수	논문 게재일 /특허 등록일	사사 여부 (단독 사사 또는 중복 사사)	특기 사항 (SCI 여부/인용 횟수 등)
1	논문	Investigation of Energy and Environmental Potentials of a Renewable Trigeneration System in a Residential Application	한국에너지기술연구원	주저자	Energies		2016.09.20	단독	SCIE
2	논문	Smart Hybrid Renewable Microgeneration System for Residential Applications	한국에너지기술연구원	주저자	Int. J. of Global Warming		2017.09.20	단독	SCIE
3	논문	공기열원 히트펌프를 위한 공기식 지중 열교환기 (GAHX) 설계 및 분석 연구	한국에너지기술연구원	주저자	지열에너지학회		2016.06.20	단독	KCI
4	특허	건물일체형 PVT모듈 및 시스템	한국에너지기술연구원	주개발자	대한민국		2016.01.27	단독	출원
5	특허	지열을 이용한 자립형 스마트 벤치	한국에너지기술연구원	주개발자	대한민국		2017.11.30	단독	출원

[참고문헌]

1. 한국에너지공단 건물 시스템 기술정보집
2. 김상열; 남유진. 태양광열(PVT) 복합시스템의 연구 동향 분석. (사)그린빌딩협의회 Journal of the KGBC 2014, 77-89.
3. HEGAZY, Adel A. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors. Energy Conversion and Management, 2000, 41.8: 861-881
4. TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y., et al. Application aspects of hybrid PV/T solar systems. Physics Department, University of Patras, Patras, 2003, 26500.
5. JONG, M. J. M.; ZONDAG, H. A. System studies on combined PV thermal panels. Netherlands Energy Research Foundation ECN, 2001.
6. ZONDAG, H. A., et al. The yield of different combined PV-thermal collector designs. Solar energy, 2003, 74.3: 253-269.
7. COVENTRY, Joe S. Performance of a concentrating photovoltaic/thermal solar collector. Solar Energy, 2005, 78.2: 211-222.
8. OTHMAN, Mohd Yusof, et al. Performance studies on a finned double-pass photovoltaic-thermal (PV/T) solar collector. Desalination, 2007, 209.1: 43-49.
9. TONUI, J. K.; TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y. Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation. Renewable energy, 2007, 32.4: 623-637.
10. CHOW, T. T.; HE, Wei; JI, Jie. Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application. Solar energy, 2006, 80.3: 298-306.
11. CHOW, Tin Tai, et al. Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector with and without glass cover. Applied Energy, 2009, 86.3: 310-316.
12. 김진희; 천진아; 김준태. 전면 액체식 흡열판을 적용한 Unglazed PVT (태양광· 열) 모듈의 성능 실험연구. 한국생태환경건축학회 논문집, 2011, 11.3: 69-73.
13. 김진희; 강준구; 김준태. 실험에 의한 Glazed 형과 Unglazed 형 액체식 PVT 집열기의 에너지 성능 비교 분석 연구. 한국생태환경건축학회 논문집, 2009, 9.4: 37-42.
14. 강준구; 김진희; 김준태. 평판형 액체식 PVT 모듈의 성능 실험 분석. 대한설비공학회 2009 년도 하계학술발표대회, 2009, 780-785.
15. 어승희, et al. PVT 시스템의 PV 모듈 및 태양열 집열기 대비 성능 및 효율 비교분석. 한국태양에너지학회 논문집, 2012, 32.2: 1-10.
16. 양연원; 김진희; 김준태. 공기식 태양광· 열 복합 유닛의 성능 비교실험 연구. 대한건축학회지회연합회 학술발표대회논문집, 2007, 866-870.
17. 김진희; 양연원; 김준태. 실험에 의한 공기식 태양광· 열 복합유닛의 성능 비교. Journal of the KIEAE Vol, 2007, 7.6: 12-18.
18. 박세현, et al. 실험에 의한 공기식 태양광· 열 집열기의 에너지 성능 평가에 관한 연구. 한국태양에너지학회 2013 년도 춘계학술발표대회 논문집, 2013, 157-161.
19. 방아영, et al. 단결정 모듈을 적용한 공기식 태양광· 열 컬렉터의 실험적 성능 분석. 2013.

20. 박세현; 김진희; 김준태. 공기식 PVT 컬렉터를 이용한 폐열회수 환기시스템의 시뮬레이션 성능 연구. 한국태양에너지학회 2012 년도 추계학술발표대회 논문집, 2012, 271-275.
21. 나선익; 강은철; 이의준. 공기식 태양광열기 활용 공기열원 히트펌프 시스템의 성능개선 시뮬레이션 연구. 대한설비공학회 2013 년도 하계학술발표대회, 2013, 963-967.
22. 김고운; 김진상. 건물 냉난방에너지 절약을 위한 지중관 이용. 지열에너지저널 제5권 제3호, 2009, 34-38.
23. YILDIZ, Ahmet; OZGENER, Onder; OZGENER, Leyla. Exergetic performance assessment of solar photovoltaic cell (PV) assisted earth to air heat exchanger (EAHE) system for solar greenhouse cooling. Energy and Buildings, 2011, 43.11: 3154-3160.
24. 김준호. 차압을 이용한 Cool Tube System의 동절기 성능 평가의 연구. 대한건축학회 2013년도 학술발표대회 논문집, 2013 415-416.
25. 이윤규; 윤종호. 지열 이용 쿨튜브 시스템의 최적화 설계방법 연구(Optimal System Design Method for a Building Application of Cool Tube System). 대한건축학회 2001년도 대한건축학회 논문집 2001, 177-186
26. JOYCE, António, et al. A PV/T and Heat Pump based trigeneration system model for residential applications. In: ISES Solar World Congress. 2011.
27. Buonomano, Annamaria, et al. "Energy and economic analysis of geothermal-solar trigeneration systems: A case study for a hotel building in Ischia." Applied Energy 138 (2015): 224-241.
28. 조흥규. 인공지능 방법을 이용한 신용평가 모형에 대한 개관. 나이스채권평가 금융공학연구소, 2003.
29. 李顯熙; 崔大根; 李敦範. 뉴로-퍼지 제어를 이용한 계통연계형 풍력발전 시스템의 센서리스 MPPT 제어. 전력전자학회논문지, 2011, 16.5: 484-493.
30. Rehau Ecoair Ground-Air Heat Exchange System, www.rehau.com.
31. E. C. Kang et al., 2014, Two way set temperature control impact study on ground coupled heat pump system energy saving, Korea Society of Geothermal Energy Engineerings, Vol.10, No.2, pp.7-12.
32. R. T. Muehleisen, 2012, Simple Design Tools for Earth-Air Heat Exchangers.
33. P. Hollmuller, B. Lachal, 1998, TRNSYS compatible moist air hypocaust model. Final report, Centre universitaire d'études des problèmes de l'énergie, Genève, .
34. K. H. Lee; R. K. Strand, 2008, The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. Energy and Buildings, Vol. 40.4, pp. 486-494.
35. G.E. Vlad, C. Inonerscu, et al., 2011, Thermoeconomic design of an earth to air heat exchanger used to preheat ventilation air in low energy buildings. International Conference on Energy, Environment, Entrepreneurship, Innovation, Lanzarote, Spania, pp. 11-16.
36. M. D. Paepe, A. Janssens, 2003, Thermal-hydraulic design of earth-air heat exchangers, Energy and Buildings, Vol. 35, pp. 389-397.
37. 한-카 신재생에너지 기반 열-전기 Micro Generation 기술 개발 공동연구 보고서 - 한국에너지기술연구원