

제 출 문

국토교통부 장관 귀하

이 보고서를 "데이터센터의 냉방에너지 사용량 50% 감축 가능한 공조시스템 개발"과제의 보고서로 제출합니다.

2014. 11.

주관연구기관명 : 홍익대학교 산학협력단

주관연구책임자 : 장 현 재

연 구 원 : 김 제 영

" : 박 문 기

협동연구기관명 : 청운대학교 산학협력단

협동연구책임자 : 정 용 호

연 구 원 : 이 지 수

연 구 원 : 조 성 호

협동연구기관명 : 조선대학교 산학협력단

협동연구책임자 : 조 규 만

연 구 원 : 김 동 필

보고서 요약서

과제고유번호	12첨단도시C13	해 당 단 계 연 구 기 간	2012.4.10. -2014.7.9	단 계 구 분	(해당단계)/ (총 단 계)
연 구 사 업 명	첨단도시개발사업				
연 구 과 제 명	최 상 위 과 제 명	데이터센터의 냉방에너지 사용량 50% 감축 가능한 공조시스템 개발			
	단위과제명				
연 구 책 임 자	장 현 재	총연구기간 참 여 연구원수	총 : 8명 내부 : 8명 외부 : 0명	총연구비	정부 : 671,500천원 기업 : 235,500천원 계 : 907,000천원
연구기관명 및 소 속 부 서 명	홍익대학교 산학협력단		참여기업명	(주)신명엔지니어링	
국제공동연구	상대국명 : 상대국연구기관명 :				
요약(연구결과를 중심으로 개조식 500자 이내)				보고서면수	353
데이터 센터의 냉방 에너지 50% 감축 가능한 공조시스템 개발을 목표로 하여 이를 달성하기 위한 핵심기술로서 밀폐형 랙 시스템과, 외기냉방의 이용을 극대화하기 위한 멀티 외기냉방 시스템을 개발하였다. 테스트 베드를 구축하고 여기에 개발 기술들을 적용하였으며, 실증실험을 통해 개발 기술들의 에너지 절약 효과가 매우 큼을 확인할 수 있었다. 이들 기술들을 대형 데이터 센터에 적용할 경우의 에너지 절약효과를 검토한 결과, 45.5%의 냉방 에너지를 절약할 수 있을 것으로 예상되었다.					
색 인 어 (각 5개 이상)	한 글	데이터센터, 외기냉방, 밀폐형 랙 시스템, 냉방에너지, 에너지 절약			
	영 어	data center, outdoor air cooling, enclosed rack system, cooling energy, energy conservation			

요 약 문

I. 제 목

데이터센터의 냉방에너지 사용량 50% 감축 가능한 공조시스템 개발

II. 연구개발과제 개요

데이터센터는 IT장치의 고집적화 및 고밀도화로 단위 면적당 에너지 비용이 증가되는 추세에 있으며, 국내 데이터센터의 서버수도 급속한 증가 추세에 있다. 데이터센터는 엄청난 양의 냉방부하가 발생하며, 전력소모가 매우 커서 전력수요의 급증에 대한 대책이 매우 시급한 실정이다. 이로 인해 신사업 분야로 떠오르는 데이터센터의 에너지 비용이 과중하므로, 에너지 비용이 데이터 센터 사업의 수익성을 결정하는 중요한 요소가 되고 있다. 따라서 에너지 절약적인 공조시스템은 데이터센터 사업의 성패를 결정할 수 있는 매우 시급하고도 중요한 기술이다. 본 연구에서는 데이터 센터의 냉방 에너지 50% 감축 가능한 공조시스템 개발을 목표로 하고 있으며, 외기냉방 이용의 극대화, 밀폐형 랙 시스템의 개발에 의해 목표를 이루고자 한다.

III. 연구개발 수행내용 및 결과

데이터 센터의 에너지 절약을 위한 핵심기술로서 밀폐형 랙 시스템을 개발하였으며 기류 가시화, 풍량 측정, CFD 시뮬레이션을 수행하여 그 성능을 평가하였다. 그 결과, 밀폐형 랙 내에 설치된 서버 컴퓨터에 유입되는 공기는 거의 완벽하게 취출공기온도가 그대로 유지되는 것을 확인하였으며, 이는 Rack Cooling Index (RCI)가 100%에 달하는 결과를 도출하였다.

외기냉방의 효율을 극대화하기 위해 멀티 외기냉방형 시스템을 개발하였다. 이 멀티 외기냉방형 시스템을 실제적으로 구현하기 위한 CRAC의 시제품을 개발하였으며, 멀티 외기냉방용 자동제어의 운전 조건과 외기조건을 명문화하고, 자동제어 센서의 측정값과 제어 방법을 규정한 매뉴얼을 작성하였다.

본 연구를 통하여 개발한 시스템은 임대형식의 운영체제로 유지되는 우리나라 데이터센터의 사업형태에 적합한 시스템으로서 외기에 의한 실내환경 변화를 최소화할 수 있으며, 요소기술(급배기 랙, 다양한 모드의 외기냉방 제어시스템 등)의 복합적 적용을 통하여 에너지 절감효과를 최대한 도출할 수 있는 것으로 판단되었다.

그러나 현재 개발시스템의 단점으로서 자동제어 등의 제어문제로 인하여 모드변환 등의 경우 신뢰성이 부족한 상태이며 급배기랙의 경우 기밀성의 확보 및 내부 기류특성을 고려한 기능이 부족하여 기대수준의 효과를 나타내지 못하고 있는 것이다.

IV. 최종 연구성과 및 적용실적

본 연구를 통해, 외기냉방을 극대화할 수 있는 멀티 외기냉방 시스템을 개발하였으며, 이를 위한 CRAC 시제품을 제작하고 자동제어 매뉴얼을 작성하였다. 또한 밀폐형 랙 시스템을 개발하고 시제품을 제작하여 성능평가를 실시하였으며, 이들 개발시스템을 테스트 베드에 적용하여 에너지 절약효과에 대한 실증실험을 수행하였다.

V. 연구목표 달성 및 효과

데이터 센터의 에너지 소비량을 획기적으로 개선하기 위해 총 냉방 에너지 사용량의 50% 감축을 목표로 하여 기술개발을 시작하였다. 목표 달성을 위한 핵심기술로서 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템을 개발하였으며, 이들 개발 기술을 적용한 테스트 베드를 구축하고 실증 실험을 수행하여 그 에너지 절약 효과를 검증하였다. 대형 데이터 센터에 본 개발 기술을 적용하면 총 냉방 에너지 사용량을 45.5% 까지 줄일 수 있는 것으로 예상되었다. 당초 목표로 삼았던 50%에는 약간 못 미치지만, 본 연구를 통해 개발한 기술들을 적용함으로써 데이터 센터의 냉방 에너지 사용량을 크게 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

VI. 연구성과 활용계획

본 연구를 통해 개발한 핵심기술인 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템은 테스트 베드에서의 실증실험과 다양한 시뮬레이션을 통해 그 효과를 확인할 수 있었다. 본 연구의 참여기업은 이들 기술에 지대한 관심을 갖고 있으며, 참여기업과 기술 실시 계약을 맺어 상품화할 예정이다.

SUMMARY

Development of Cooling System for Reducing Energy Consumption Rates onto 50% in a Data Center

Data center is known as a building with very high energy consumption rates. Trends of IT machinery represented as high integration and high density is anticipated to be done more. In this study, the goal of the study is reducing cooling energy consumption rate onto 50% in a data center. The main tools for the goal are ultimate utilization of outdoor air cooling and the development of enclosed type rack system.

Ultimate utilization system of outdoor air cooling, named here as multi-outdoor air cooling system, is a complex system composed of three operation modes which are direct utilization of outdoor air, water cooling system by using cooling water, and simultaneous operation of direct utilization and water cooling. Multi-outdoor air cooling system and enclosed rack system were made as a form of test machinery. Test bed for data center was constructed in a laboratory, and these two core technologies were applied in it.

Multi-outdoor air cooling system and enclosed rack system were estimated that those two systems are highly efficient to conserve energy consumption rates. Efficiency of cooling energy reduction when those two technologies are applied into a large scale data center was investigated by using energy simulation method which was proved by the comparison between test results of the test bed and simulation results. The provable cooling energy conservation rates was evaluated as of 45.5 %. It is thought that these energy conservation effects are a highly encouraging results even though it does not reach to 50% of cooling energy conservation rates.

Multi-outdoor air condition system technology could be used to an office building as an energy conservative cooling strategy. And, it needs to develop various types of enclosed rack system for applying to various conditions of data center scale, operation features and so on.

Contents

Chapter 1.	Outline of the research	
1.1	Purposes of the research	 8
1.2	Boundaries of features of the research	 14
1.3	State-of-the-art of technique concerned in domestic area and oversea	 17
1.4	Results of research and development position occupied by related fields	 20
Chapter 2.	Contents and results of the research	
2.1.	Research methods	 22
2.2.	Strategies of cooling energy conservation for data centers	 23
2.3.	Construction of test bed for data center	 29
2.4.	Development of enclosed rack system	 41
2.5.	economizer system for IDC	 60
2.6.	Analysis of cooling energy conservation effects	... 129
2.7.	Analysis of LCC and LCCO2	... 141
Chapter 3.	Final results of the research and its application	
3.1.	Result of the research	... 197
3.2.	Analysis of the characteristics about development system and application to subject building	... 205
Chapter 4.	Achievement of the goals of research and its effects	
4.1.	Grade of implementation for the goals of research	... 206
4.2.	Technical effects of the research	... 206
4.3.	Economical effects of the research	... 207
4.4.	Effects for concerned policies	... 208
Chapter 5.	Plan for utilizing the results of research, and needs for additional research	
5.1.	Plan for utilizing results of the research	... 209
5.2.	Needs for additional research	... 209

목 차

제1장. 연구개발과제 개요

1.1	연구개발의 목적 및 필요성	 8
1.2	연구개발의 범위 및 특징	 14
1.3	관련분야의 국내외 기술개발 현황	 17
1.4	연구개발 결과가 관련분야에서 차지하는 위치	 20

제2장. 연구개발 수행 내용 및 결과

2.1.	연구개발의 수행 방법	 22
2.2.	데이터 센터의 냉방에너지 절약 전략	 23
2.3.	테스트 베드 구축	 29
2.4.	밀폐형 랙 시스템 개발	 41
2.5.	IDC에 적용 가능한 economizer system	 60
2.6.	개발 시스템의 적용에 의한 냉방 에너지 절약 효과 분석	... 129
2.7.	냉방시스템의 경제성 및 친환경 성능 분석	... 141

제3장. 최종 연구성과 및 적용실적

3.1.	개별 연구성과	... 197
3.2.	연구개발 시스템의 장단점 분석 및 적용 대상 건물	... 205

제4장. 연구목표 달성 및 효과

4.1.	연구개발 최종목표 달성도	... 206
4.2.	연구개발 성과의 기술적 효과분석	... 206
4.3.	연구개발 성과의 경제적 효과분석 (시장창출, 고용창출 등)	... 207
4.4.	연구개발 성과의 정책적 효과분석	... 208

제5장. 연구성과의 활용 및 추가연구 필요성

5.1.	연구성과의 향후 활용방안	... 209
5.2.	추가 연구의 필요성	... 209

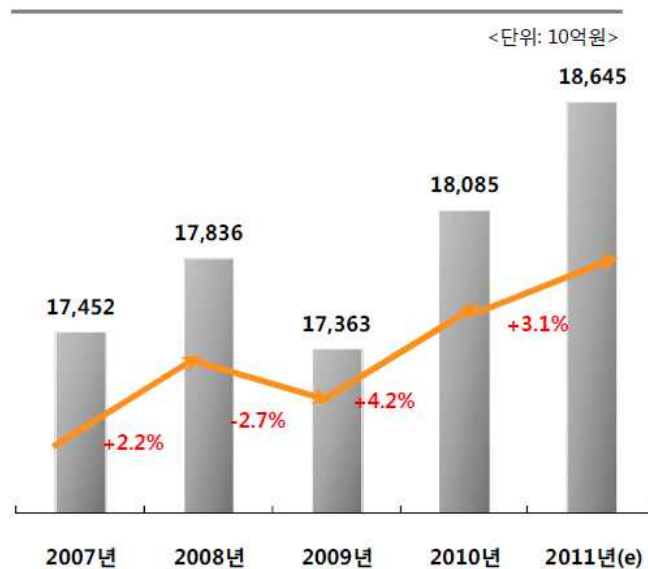
제1장 연구개발과제 개요

1. 1 연구개발의 목적 및 필요성

1) 연구개발의 목적

최근 국내 컴퓨터 사용의 급속한 증가 및 IT산업의 폭발적인 팽창과 더불어 서버컴퓨터의 집합체인 데이터센터의 수요가 급증하고 있다 ([그림 1.1.1] 참조). 데이터센터의 수요는 통신업체만이 아니라, 일반 기업에서도 대부분 자사의 컴퓨터 서버를 관리상의 문제 등으로 인해 전문업체에 위탁 관리(외주)하고 있어 그 시장이 급속히 팽창하고 있으며 새로운 산업 분야로 떠오르고 있다. 데이터센터는 이들 서버 컴퓨터를 한 곳에 모아 관리하는 곳으로서, 서버 컴퓨터의 안정적 운영이 무엇보다 우선시되는 특징을 가지고 있다. 데이터센터에는 대량의 랙(rack)이 배치되며, 이들 랙에는 서버컴퓨터가 적층되어있는 구조로 되어 있다 ([그림 1.1.2] 참조). 따라서 데이터센터는 이들 서버컴퓨터의 발열에 의한 냉방 에너지 소모량이 일반 건물과는 비교도 안 될 정도로 커서 700 ~ 2,200W/m²의 냉방부하를 발생시킨다. 이에 관련 전문가들 사이에서는 데이터센터를 ‘전기먹는 하마’ 라고도 부르고 있다.

한편, 데이터 통신 업계에서는 컴퓨터 사용환경이 금후에는 클라우드 시스템으로 발전할 것으로 예상하고 있다. 이는 개개의 컴퓨터에 사용자가 원하는 소프트웨어를 인스톨하여 사용하는 현재의 컴퓨터 사용환경을 대체하는 것으로서, 서버컴퓨터에 여러가지 소프트웨어를 인스톨하여 놓고, 사용자가 필요로 하는 소프트웨어를 서버 컴퓨터가 제공하는 시스템이다.



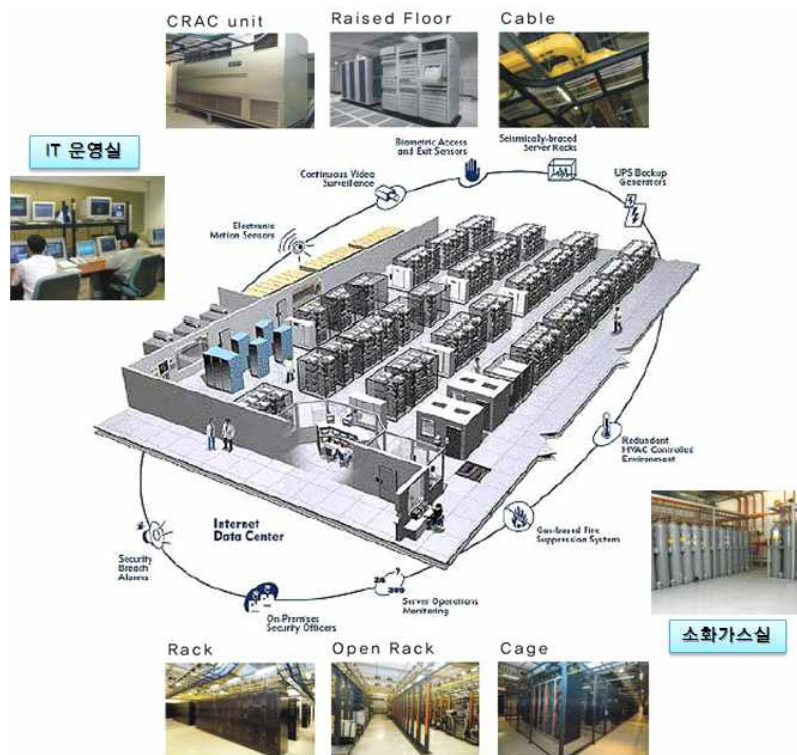
<출처 : 한국IT서비스산업협회, 국내외 IT시장전망KRG-ITSA 세미나, 2011>

[그림 1.1.1] 데이터센터 시장 규모

즉, 컴퓨터 사용자가 소프트웨어를 일일이 구매하지 않아도 되며 데이터센터에 약간의 이용료를 내고서 사용하는 방식이다. 이와 같은 클라우드 시스템으로 사용 환경이 바뀌게 되면 현재보다도 더 큰 규모의 데이터센터를 필요로 하게 되며 이에 따른 에너지 소비량은 현재의 데이터센터보다 훨씬 커질 것으로 예상하고 있다.

전 세계 IT 관련 전력소비량은 한해, 1,000억 kW이며, 데이터센터의 IT 서버 수는 매년 13%증가하고, 데이터 저장 요구량도 연평균 50%씩 증가할 것으로 예상되고 있어, 이에 따른 전력 소비량은 연 20% 증가할 것으로 보고되고 있다. 데이터센터의 가장 중요한 구성요소인 서버룸은 고발열 IT 장비로 구성되어지며, 서버 컴퓨터를 사용하는 고객에 대한 신뢰성을 최우선으로 하는 데이터센터 운영업체의 성격상 고발열 IT 장비의 고장 및 예러 방지를 위한 서버실의 냉각 시스템은 필수임과 동시에 사업의 성패를 좌우할 수 있는 매우 중요한 설비이다.

이와 함께 최근의 유럽 및 미국과의 FTA 체결로 인해 국내 시장에 대한 선진국의 공세가 한층 강력하게 이어질 것으로 예상되는 바, 데이터센터의 에너지 절약 기술은 국내 시장을 사수하고 나아가 해외 시장에 진출할 수 있는 초석이 될 전망이다. 이에 본 연구개발에서는 데이터센터의 에너지 사용량 50% 감축을 위한 에너지 절약형 공조시스템을 개발하고자 한다.



[그림 1.1.2] IT서버룸 내부의 일반적인 구성요소

2) 연구개발의 필요성

가. 기술적 측면

서두에 언급한 바와 같이 ‘전기먹는 하마’로 불리는 데이터센터는 일반 건물과는 비교가 안될 정도의 엄청난 전기에너지를 소비하고 있다([그림 1.1.3] 참조). 또한 데이터센터의 전력소비량은 정보화가 가속화되면서 매년 빠르게 증가하고 있으며, 2025년에는 2006년 대비 10배 가까이 증대될 것으로 예상하고 있다. (IT 산업의 전력 소비량은 ‘06년 국가 전력 소비량의 8.0%, 산업분야의 16%, 제조업 분야의 16.7%이며, ’03년이후 소비비중 증가 추세임)

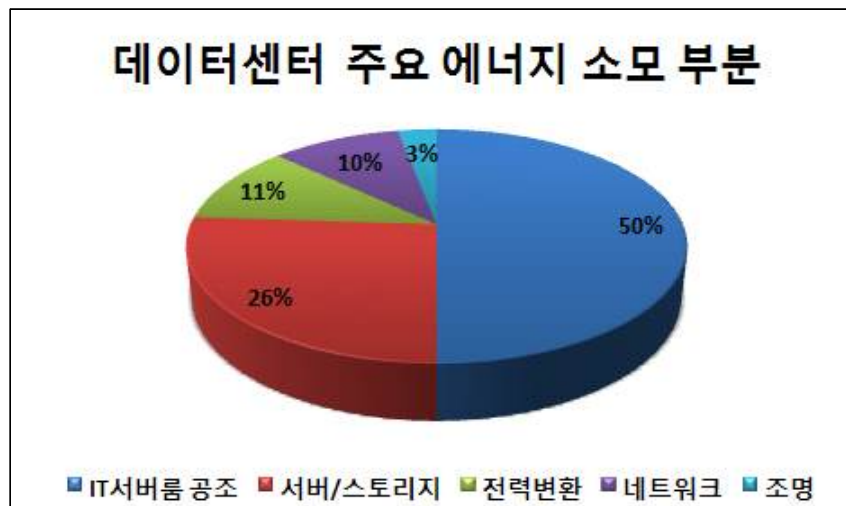
미국 EPRI에 따르면 전기에너지 비중은 2000년 38%, 2020년 50%, 2050년 70%로 급성장 할 것으로 예상하고 있으며, Symantec, Network Appliance 등은 데이터센터의 에너지 효율을 강조하면서, 하드웨어 기술만으로는 기업의 대규모 자원 투자의 부담과 인력 및 시간의 소모 증가로 인해 한계가 있으므로 소프트웨어 도입을 통하여 그린 데이터센터를 구축할 수 있도록 지원하고 있다. ITU-T FG ICT&CC 보고서 "Direct and indirect impact (on energy) of ITU-T standards"에 따르면, 전형적인 데이터센터 주요 에너지 소모 부분은 [그림 1.1.4]와 같다.



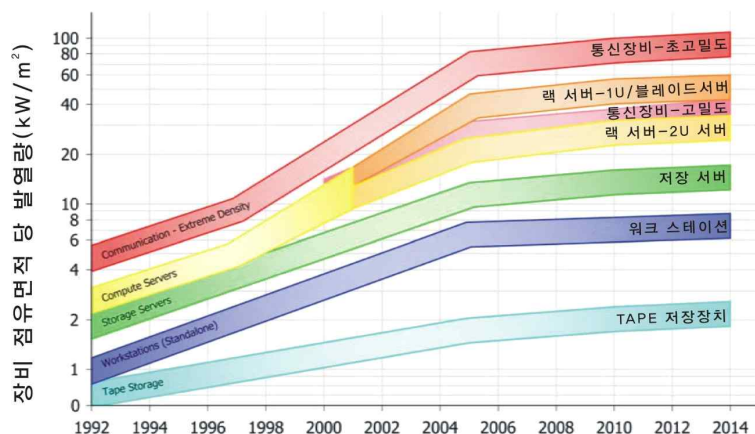
<출처 : U.S Department of Energy, U.S Data Centers Save Energy Now, Industrial Technologies Program, D.O.E/energy efficiency and renewable energy, 2009>

[그림 1.1.3] IT장비가 소비하는 전력량 비교

대부분의 데이터센터에서는 서버 컴퓨터의 발열로 인한 냉방부하가 차지하는 에너지 소모량 비중이 30 ~ 50%로 가장 크며, 그 다음이 서버 및 스토리지 부분이다. 따라서 서버 컴퓨터 및 스토리지에서의 발열량을 줄이고 서버룸의 냉방 효율을 높이는 방법이 해외 선진업체에서는 중점적인 기술개발 요소로서 연구개발이 추진되고 있다. 특히, 서버 컴퓨터의 형태가 블레이드 서버 형태로 바뀌어 가면서 1개의 랙(rack)에 적층되는 서버의 수가 증가함으로써 장비점유 면적당의 발열량이 큰 폭으로 증가하고 있는 추세이며, 이와 함께 단위면적당 냉방부하도 증가하게 되므로 데이터센터의 에너지 절약을 위한 고효율 공조시스템의 개발은 매우 시급한 과제가 되고 있다.



[그림 1.1.4] 데이터센터 주요 에너지 소모 부분



<출처 : ASHRAE, Datacom Equipment Power Trends and Cooling Application. 2005>

[그림 1.1.5] IT장비의 발열변화 경향

나. 경제산업적 측면

데이터센터에서는 IT장치 1와트당 1 ~ 1.5W의 냉방 에너지와 IT장치의 고집적화 및 고밀도화로 단위 면적당 에너지 비용이 증가되는 추세에 있으며, 국내 데이터센터의 서버수도 급속한 증가 추세 (현재 40만대 수준, 연평균 서버판매 증가율 6.6%)에 있다. 1 ~ 2만 kW의 전력을 사용하는 데이터센터가 국내에 약 70곳에서 운용중이고, 3 ~ 4년 만에 인구 20만의 충주시 한 해 규모의 전력수요가 발생하고 있으므로 전력수요의 급증에 대한 대책이 매우 시급한 실정이다. 이는 여름철 일반 가정 및 오피스 건물에서의 냉방기 가동으로 인한 전력 예비율이 부족한 최근의 상황을 고려할 때 국가 전력산업 구도에 미치는 영향이 매우 크다 할 수 있다.

한편, 데이터센터는 엄청난 양의 냉방부하가 발생하며 이에 따른 에너지 비용이 과중하므로, 에너지 비용이 데이터센터 사업의 수익성을 결정하는 중요한 요소가 되고 있다. 따라서 에너지 절약적인 공조시스템은 데이터센터 사업의 성패를 결정할 수 있는 매우 시급하고도 중요한 기술이다.

이와 함께 전 세계에서 배출되는 CO2의 배출량 중 IT제품이 차지하는 비중이 2% 규모이며 녹색기술이 새로운 경쟁력이 되고 있는 세계 산업의 변화 동향에 비추어 볼 때, 데이터센터의 에너지 절약 공조시스템 기술은 데이터센터가 갖추어야 할 경쟁력의 근간을 이룬다고 할 수 있다.



<출처 : 한국IT서비스산업협회, 2009>

[그림 1.1.6] 국내 데이터센터 연간 전력 사용량 및 전산실 면적의 증가 추이

다. 사회문화적 측면

에너지 절약적인 공조시스템이 데이터센터의 막대한 에너지 비용을 크게 낮출 수 있는 만큼 이는 곧 데이터센터의 사업성 증가로 직결된다. 데이터센터의 사업성이 증가하게 되면 데이터센터의 수가 늘어나게 됨에 따라 초고속 인터넷망의 활용률이 증대되어 정보를 활용하는 산업, 학술, 문화 등의 분야 발전에 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 인터넷 강국으로서의 입지를 지속적으로 발전시키고 그 프리미엄을 이어나갈 수 있을 것으로 예상된다. 이와 함께 인터넷을 활용한 새로운 문화 콘텐츠 사업이 발전하고 사업체의 수가 증가할 수 있는 기반을 형성하게 됨으로써 그에 따른 고용증대와 지역발전에 대한 공헌도가 증가할 것으로 기대된다.

라. 기술적 파급효과

데이터센터의 에너지 절약적인 공조시스템 개발을 위해서는 관련되는 세부산업분야가 VAV 유닛 제조사, 공조기 제조사, 건축설비설계사무소, 신재생 에너지 관련 기업, 자동제어 관련 기업 등 매우 다양한 업역에 걸쳐있다. 따라서 본 연구개발을 통해 이들 기업들의 기술적 수준을 한 단계 끌어 올리고 새로운 시장을 확보할 수 있는 계기가 될 것으로 사료된다.

또한, 미국 및 유럽과의 FTA 체결로 인해 현재의 상태라면 국내의 데이터센터 시장을 선진국에 내줄 수 밖에 없는 실정이나, 본 연구개발이 성공적으로 수행되면 국내 시장을 지키는 것은 물론 해외 시장으로 진출할 수 있는 경쟁력을 확보할 수 있을 것으로 기대된다.

1. 2 연구개발의 범위 및 특징

1) 연구개발의 범위

본 연구개발을 통해 달성할 최종목표는 기존 데이터 센터의 공조시스템 에너지 사용량 대비 50% 에너지 절약이 가능한 공조시스템의 개발이다. 이는 미국, 일본 등의 선진국의 기술수준과 같은 수준으로서, 본 연구개발을 통해 국내 데이터센터 시장의 확보는 물론 해외 시장에서도 경쟁력을 갖추고 선진국들과 기술경쟁을 할 수 있을 것으로 기대된다. 본 연구의 최종목표를 달성하기 위해 연구개발을 수행해야 할 핵심 요소기술들을 정리하면 다음과 같다.

- 외기냉방의 이용을 극대화 할 수 있는 공조 방식
- 급·배기 연결 시스템의 효율 극대화할 수 있는 밀폐형 랙 시스템
- 냉동기의 효율을 극대화 할 수 있는 공조 방식

이들 요소기술들은 데이터센터의 건축적 구조 및 건물 특성에 맞게 개발되어야 하며, 데이터센터의 특성을 살려 IT 기술을 적극적으로 활용함으로써 그 효과를 극대화 시킬 필요가 있다. 발열밀도가 높은 건물의 특성상 외기냉방과 신재생에너지의 활용을 통해 자연에너지의 이용 효과를 높일 수 있는 점을 잘 활용할 필요가 있다. 또한, 데이터 센터의 설치 위치는 외기 냉방을 고려하면 연평균 외기온 낮은 지역이 유리함에도 불구하고, 데이터 센터의 고객들이 일반 영리법인 및 비영리 법인으로서 도시 지역에 위치하고 있기 때문에 고객들의 접근성을 고려하여 도시 지역에 설치되는 경우가 많다는 점을 고려할 필요가 있다. 따라서, 본 연구 개발에서는 연평균 외기온이 낮은 지역 뿐 아니라 도시 지역에 데이터 센터가 설치될 수 있다는 점을 전제로 하여 연구 개발의 방향과 범위를 설정하였다.

이상의 연구 개발의 방향과 범위를 대상으로 한 연차별 연구 범위 및 주요 연구내용을 <표 1.2.1>에 나타낸다.

<표 1.2.1> 연차별 연구 범위 및 주요 연구내용

연 차	연구 범위	주요 연구내용
1차년도	▪데이터 센터 공조시스템 조사 및 서버 컴퓨터 사양 조사	▪국내·외 데이터 센터용 공조시스템 조사 ▪서버 컴퓨터 사양조사 및 냉각팬 성능 측정
	▪서버 배기열 확산 현상 검토	▪기존 공조방식의 배기열 확산 문제 고찰 ▪서버 배기열 확산 개선 방안 검토
	▪국내·외 데이터센터의 외기냉방 시스템 조사 및 적용성 검토	▪기존 데이터센터의 에너지 절약 기법 조사 ▪외기냉방 시스템의 적용성 검토
	▪데이터센터의 에너지 사용량 조사 및 에너지 시뮬레이션	▪기존 데이터센터의 에너지 사용량 고찰 ▪에너지 절약 방안에 대한 효과 검토
2차년도	▪데이터 센터의 냉방시스템 적용성 검토를 위한 테스트 베드 구축	▪ 테스트 베드 구축 -위치 : 홍익대학교 조치원 캠퍼스 내 실험실 -실험 가능 시스템 ▶ 기존의 냉동기에 의한 냉방시스템 ▶ 외기냉방 병행 가능한 냉방시스템 ▶ 밀폐형 랙 시스템 적용
	▪급·배기 연결 시스템 (밀폐형 랙 시스템) 시제품 개발	▪급·배기 연결 시스템 (밀폐형 랙 시스템) 시제품 제작 ▪시제품의 적용성 평가
	▪외기냉방 시스템 시제품 개발	▪외기냉방 시스템 시제품 제작 ▪외기냉방 시스템의 에너지 절약 성능 평가
	▪CRAC 공조기 시제품 개발	▪CRAC 공조기 시제품 제작 ▪시제품의 운전성능 평가

2) 연구개발의 특징

본 연구 개발은 데이터 센터의 설치 위치 (지역에 따른 연평균 외기온의 변화, 도시지역 또는 비 도시 지역)에 구애를 받지 않고 적용 가능한 냉방시스템의 개발 및 서버 컴퓨터의 개발 동향을 고려한 시스템의 개발, 냉동기의 효율을 고려한 시스템의 개발이라는 점을 특징으로 하고 있다. 주요 핵심 기술 및 특징을 <표 1.2.2>에 정리하여 나타낸다.

<표 1.2.2> 연구개발의 특징

주요 핵심 기술	특 징
외기냉방의 이용을 극대화할 수 있는 공조 방식	다양한 외기 냉방 기법의 적용 - 외기 직접 도입 - 외기 냉수 냉방 - 외기 직접 도입과 외기 냉수 냉방의 병용 - 외기 조건이 CRAC의 리턴 공기온도보다 유리할 경우에는 전외기 방식으로 운전
급·배기 연결 시스템의 효율 극대화할 수 있는 밀폐형 랙 시스템	- 서버의 발열량이 블레이드 서버의 도입 등에 따라 점차 커지는 추세에 대응하기 위한 급/배기 분리형 랙 시스템 - CRAC의 급기온도 상승이 가능해짐에 따라 외기냉방의 활용이 가능한 외기 조건의 폭이 넓어짐
냉동기의 효율을 극대화 할 수 있는 공조 방식	- 냉동기 출수 온도의 상승에 따른 냉동기 효율의 증대 효과를 활용

1. 3 관련분야의 국내외 기술개발 현황

1) 국내의 기술개발 현황

국내 인터넷 데이터센터 시장은 1998년 한국인터넷데이터센터 (KIDC)가 코로케이션 서비스를 제공하면서 시작되었으며, 1999년에는 KT, 2000년에는 하나로텔레콤 등이 진입하였다. 인터넷 데이터 트래픽이 꾸준히 증가하고 최근에는 각종 멀티미디어 서비스가 증가함에 따라 CDN(Contents Delivery Networks) 업체들의 수요가 급증하는 등 데이터센터 시장은 성장 지속하고 있다. 이러한 환경에서 인터넷 데이터센터 사업자들은 코로케이션 서비스, 호스팅 서비스 및 인터넷 접속서비스 등 기본 서비스 이외에 애플리케이션 서비스와 IT 아웃소싱 서비스를 적극적으로 전개하여 서비스 심화 및 다양화를 통한 신규 부가가치 창출에 몰두하고 있다.

기간망을 보유하고 있는 통신사업자 계열 인터넷 데이터센터들은 신규시장 활성화를 위해 애플리케이션 서비스와 IT 아웃소싱 서비스에 더욱 적극적인 관심을 보이고 있고, IT서비스업체 계열 인터넷 데이터센터들은 기존 계열사 중심의 영업에서 벗어나기 위한 노력을 기울이고 있다.

SK C&C는 모든 IT서비스 사업에 있어 시스템의 가상화(Virtualization)와 통합화(Collaboration)를 비롯한 IT장비의 에너지 효율화, IT를 활용한 에너지 효율화, Green IT 기술 지원을 위한 Green IT 아키텍처 표준 수립과 적용에 나서고 있으며, 데이터센터 그린화를 위해 냉각효율 향상, 전력효율 향상, 에너지 사용 관리, 친환경 빌딩화를 위한 노력을 기울이고 있다. 지속적인 에너지 사용 관리를 위해 UPS 배터리 모니터링 시스템 적용을 센터 전체로 확대 적용하고 온도 모니터링 시스템을 바탕으로 전산실 각 부분의 온도를 감시토록 해 발열이 심한 장비 및 저효율 배치 구조에 대한 실시간 대처 체제를 구축하고 있다.

삼성 그룹은 2012년까지 국내 3곳의 데이터 센터를 비롯해 해외 지역에 6개 데이터 센터를 ‘그린 데이터센터화’ 한다는 계획을 발표하였다. 고효율의 데이터 센터를 운영하며, 지속적으로 에너지를 관리하기 위해 ‘그린 액션 21+(Green Action 21+)’ 전략을 추진하고 있으며, 삼성SDS측은 이를 통해 10~20%의 에너지 비용을 절감할 수 있을 것으로 기대하고 있다.

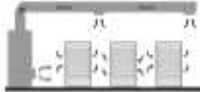
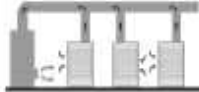
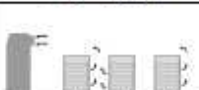
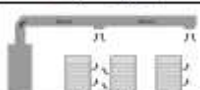
하나로 텔레콤 NGENE는 2000년 5월 IDC사업을 시작하여, 연면적 39,670㎡의 데이터센터 전용 건물 보유하고 있으며, 하나로 초고속인터넷 백본망에 직접 접속하여 국내 460.4G, 해외 21.7G 대역폭을 제공한다. 코로케이션, 서버호스팅 서비스, 보안, 백업, 임대 서비스 및 매니지드 서비스를 제공하고 있다. 호스트웨이 IDC는 호스트웨이가 2000년 7월 국내에 설립한 국내법인으로서, 연면적 14,876㎡의 IDC에서 국내 40.1G, 해외 1.1G의 대역폭으로 국내 주요 IX, ISP, 연구망, 교육망 등과 연동하고 있으며, 도메인, 토탈 웹호스팅, 서버호스팅, 매니지드 코로케이션, IT아웃소싱 등의 토탈 호스팅 서비스를 제공하고 있다.

이상과 같이 국내의 데이터센터 건립은 확대일로에 있으며, 점점 대규모화되는 추세를 보이고 있어 에너지 소비량은 큰 폭으로 증가할 것으로 예상된다. 따라서 에너지절약 기술이 데이터센터의 사업성에 중요한 요소로 작용하게 되며, 데이터센터의 건설시장 확보에도 결

정적인 역할을 하게 될 것이므로 데이터센터의 에너지절약 기술의 개발은 매우 시급한 상황이다.

2) 국외의 기술개발 현황

Tony Evans, Neil Rasmussen는 구성이 가능한 공기분배시스템의 조합을 제시하고 4가지 급기방식, 3가지 환기방식에 의한 12가지 공기분배방식을 처음으로 구체화하였다.

급기 \ 환기	CRAC 측면환기: CRAC Flooded	천장내환기: Locally Ducted	IT장비연결환기: Fully Ducted
CRAC 측면급기: CRAC Flooded	 ㉓ O-CS/CR	 ㉔ O-CS/LR	 ㉕ O-CS/FR
천장급기: Overhead Locally Ducted	 ㉖ O-LS/CR	 ㉗ O-LS/LR	 ㉘ O-LS/FR
바닥급기: Underfloor Locally Ducted	 ㉙ U-LS/CR	 ㉚ U-LS/LR	 ㉛ U-LS/FR
IT장비 연결급기: Underfloor Fully Ducted	 ㉜ U-FS/CR	 ㉝ U-FS/LR	 ㉞ U-FS/FR

[그림 1.3.1] 데이터센터의 적용 가능한 12가지 공기분배시스템

Tom Davidson는 공기 재순환과 국지적 온도상승을 방지하게 위한 서버 룸의 공기흐름을 제안하였으며, 냉복도, 열복도의 구분, 공기재순환 방지를 위한 추가적인 공기장벽의 필요성을 제안하였다. C.D Patel 외 Rpgger Schmit과 Ethan Cruz는 랙 서버의 발열량과 공급되는 온도를 변화시켜 IT서버룸의 온도분포 및 기류를 해석하여 효율을 간접 예측하였으며, S. Bhopte 등은 배치간격을 변화시켜 기류패턴을 확인하였다.

Ratnesh K. Sharma 등은 IT 서버룸의 수평구간별 공기분배 효율을 평가하고 SHI (supply heat index)와 RHI (return heat index)의 평가지표를 사용하여 객관적인 수치를 제시하였다. Magunus K. Herrlin는 RCI (rack cooling index)와 RTI (return temperature index)를 제시해 공기재순환 방지를 위한 몇 가지 시스템에 대한 검증을 수행하였으며, David Wang, S. Bhopte, H. Monem 등은 장비 및 제품단위의 공기재순환 방지를 위한 방안들을 제시하고 효율을 평가하였지만 일반적인 데이터센터에 보편적으로 적용

할 수 없는 특정제품군이 주를 이루었다.

Roger R. Schmidt, K.C. Karki, Neil Rasmussen 등은 데이터센터에 주로 적용되는 바닥급기시스템을 중심으로 바닥급기구의 위치에 따른 압력분포에 대한 연구를 수행하였으며, Don Beaty 등은 실내환경 설정기준, 장비의 배치, 온도 및 기류측정 등 공기분배 시스템에 전반에 대한 설계방안을 제시하고, 서버의 발열밀도가 커지면 서버의 냉각을 공기식이 아닌 중앙전산장치에 냉매 등을 직접 공급하여 냉각하는 수냉식 방식을 제안하였다. Christian L. Belady와 Christopher Kurkjian 등은 전산발열의 증가에 따른 단계별 서버냉각에 대한 시나리오와 로드맵을 제시하였고, 최종적으로는 수냉식 방식을 제안하였다. Vali Sorell, Don Atwood, John G. Miner 및 Mike Scofield 등은 데이터센터의 공기분배 시스템과 열원시스템이 연계된 에너지 절약적인 시스템으로서 외기냉방의 효과에 대해 검토하였다.

국외 산업계의 기술개발 현황으로서는, Microsoft Research의 Networked Embedded Computing Group에서는 대단위 컴퓨팅 서버군에 대해서 부하 예측(load forecasting) 및 부하 편중(load skewing) 알고리즘을 개발하여, 시간대별로 필요한 서버의 수를 예측하고 부하가 적은 서버의 전원을 오프 시킬 수 있도록 하고 있다. 데이터센터의 물리적 구조와 시스템구성에 따라 최대 30%의 에너지 절약이 가능할 것으로 예상하고 있다.

일본 Hitachi사는 일본 Fujitsu와 유사한 방식으로 고효율 UPS/변압기 기술, 고효율 공조기 사용, 통합 IT/Infra관리 기술 등을 적용하여 2012년까지 IDC의 전력사용량을 50%까지 줄이는 것을 목표로 기술개발을 하고 있다. 일본 Fujitsu는 자사의 신축 신동 IDC에 에너지 사용 효율화를 위한 각종 기술을 시험 적용하여 공조계통, 전력계통, 조명등의 시설관련 에너지 사용효율을 기존 다테야바시 IDC에 비해 67% 향상시키는 결과를 도출하여 일본 내 데이터센터 구축 및 컨설팅 시장에서의 확고한 기술우위를 확보하고 있다.

IBM은 Big Green Project에서 서버 가상화, 에너지와 시스템 관리의 통합, 소프트웨어 측면에서의 전력 관리 등을 통해 전력 절감 및 자원 효율화를 도모하고 있다. 그린 데이터센터를 위한 5가지 로드맵으로 에너지 현황 진단, 에너지 효율적 센터 구축, 가상화, 전력관리, 냉각 등을 제시하고 있으며, 각 단계별 솔루션을 제시하고 있다.

EMC는 저전력 제품 개발과 더불어 소프트웨어를 통한 효율성 극대화에 초점을 맞추고 있다. IT장비의 전력 소비를 감소시키고 에너지 효율을 높이는 다양한 기술을 이용하여 장비 운영 비용과 데이터센터 냉방비용을 절감하려고 시도하고 있으며, 저전력 운용을 지원하는 제품개발에 주력하면서 가상화, 아카이빙, 중복제거 기술 등 소프트웨어를 이용한 시스템 자원 활용도이 극대화를 목표로 다양한 노력을 경주하고 있다.

1. 4 연구개발 결과가 관련분야에서 차지하는 위치

데이터센터는 세계의 정보화 추세를 가능하게 하는 대표적인 건물로서 금후에는 클라우드 시스템으로의 변혁 등 끊임없이 변모하고 발전해나갈 신산업분야로 평가받고 있다.

데이터센터의 에너지 절약 공조시스템에 대한 SWOT 분석 결과를 [그림 1.4.1]에 나타낸다. 우리의 강점으로서 CRAC 공조기 등의 제조 및 제조관리 능력 수준이 높고, 국내 데이터센터에 대한 운영 경험을 다수 가지고 있으며, 인터넷 기술과 보급률이 높아 다양한 경험을 가지고 있다는 점을 들 수 있다. 약점으로는, 데이터센터의 공조시스템 관련 기업이 대부분 중소기업이어서 자체적인 기술개발 경험과 능력이 미약하고, 관련 요소기술에 대한 축적된 데이터가 부족하며, 세계시장의 판도와 추세 변화를 파악하고 대처하는 능력이 부족하다는 점이다. 한편, 기회 요소로서는, 데이터센터에 대한 국내 및 세계시장이 확대되고 있으며, 데이터센터의 에너지 사용량이 타 건물에 비해 워낙 많기 때문에 에너지 절약기술이 데이터센터 산업의 사업성과 직결되어 에너지 절약 기술에 대한 비중이 매우 크게 평가되고 있으며, 전 세계적으로 불고 있는 온실가스 발생 저감 기조 등을 들 수 있다. 위기 요소로서는, 우리나라의 데이터센터 공조에너지 절약을 위한 기술개발 수준이 세계적 선도기업들에 비해 뒤처져 있고, 따라서 이에 대한 국제적 인지도도 약하며, 최근의 FTA 체결로 인해 국내 건설시장이 개방되었다는 점이다.

데이터센터는 투자비용이 매우 큰 대형 프로젝트로서 데이터센터의 건립은 세계 유수의 건설업체들이 초미의 관심을 쏟는 대상이며, 데이터센터의 에너지절약 기술은 그 만큼 기술장벽이 높고 수주 경쟁에 결정적인 역할을 하는 치열한 분야이다. 즉, 우리만의 기술을 개발하지 않으면 해외시장은 물론 국내시장도 외국업체에 모두 잠식당할 수 밖에 없는 상황이다. 따라서 우리의 기기제조 능력과 인터넷 기술의 보급에 따른 데이터센터의 운영경험을 살려 세계적 수준의 에너지 절약 공조시스템 기술을 개발함으로써 국내시장을 지키고 세계시장에 진출할 수 있는 기술개발이 매우 시급하다 할 수 있다.



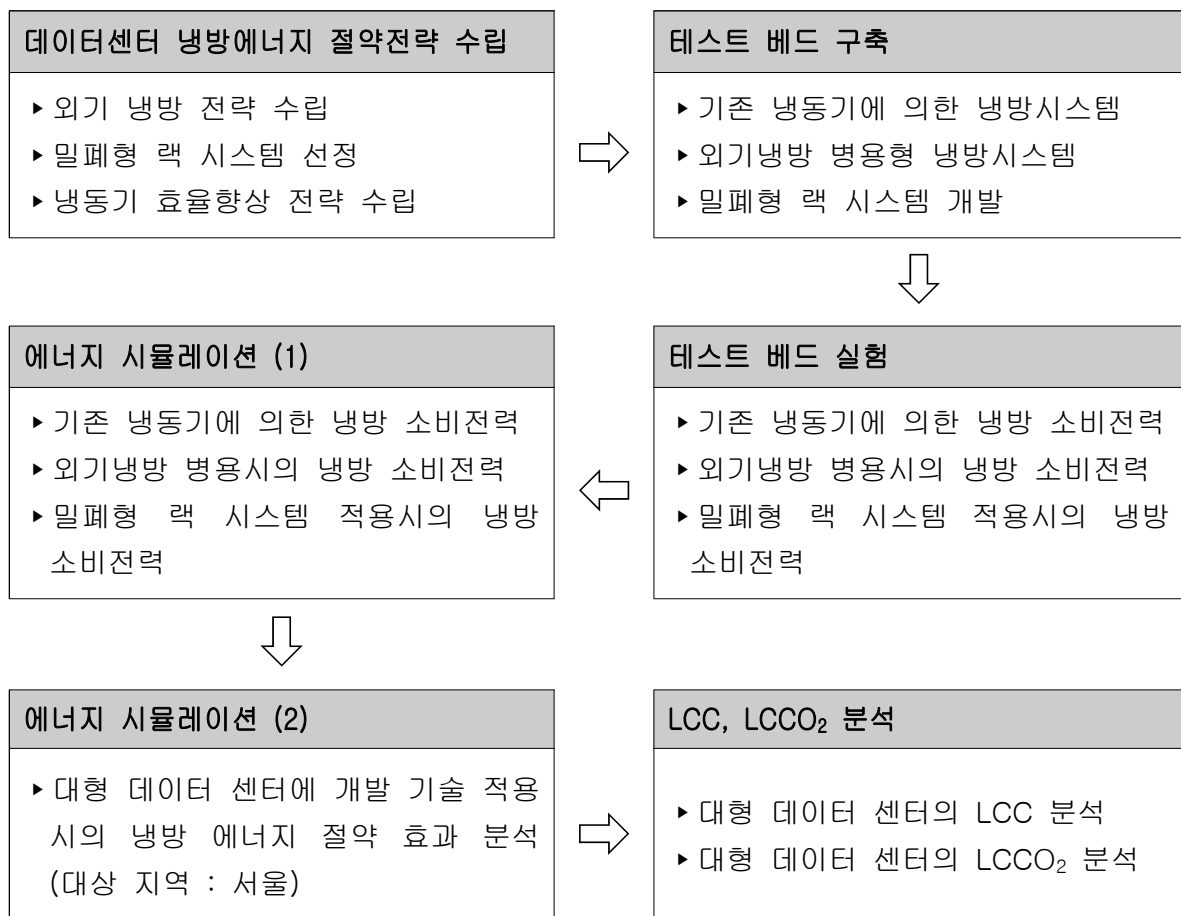
[그림 1.4.1] SWOT 분석

데이터 센터의 공조시스템은 기본적으로 향온향습기로서 일반 오피스 건물의 공조시스템에 비해 한 단계 높은 성능을 요구한다. 그러나 시스템의 기본 구성은 서로 같은 점이 많기 때문에 본 연구를 통해 개발된 기술의 일부는 오피스 건물의 공조시스템에도 적용 가능하리라 생각되며, 한 단계 업그레이드 시킬 수 있는 기회가 될 수 있을 것으로 기대된다.

제2장 연구개발 수행 내용 및 결과

2. 1 연구개발의 수행 방법

본 연구에서는 데이터 센터의 과도한 냉방 에너지 소비를 줄이기 위한 다각도의 검토를 수행하였다. 본 연구개발의 수행 방법을 [그림 2.1.1]에 나타낸다. 본 연구개발의 성공적인 수행을 위해 다양한 문헌 검토와 예비 조사, 그리고 에너지 시뮬레이션 및 CFD 등을 통하여 데이터 센터의 냉방에너지 절약전략을 수립하고, 이를 바탕으로 실증실험을 통한 검증에 위해 테스트 베드를 구축하였다. 테스트 베드는 기존 냉동기에 의한 냉방시스템과 본 연구를 통해 개발할 외기냉방 병용형 시스템 및 밀폐형 랙 시스템의 적용이 가능하도록 구축하였으며, 테스트 베드에서의 실험을 통하여 다양한 운전 모드에서의 냉방 에너지 소비량에 대한 데이터를 수집하였다. 또한 테스트 베드를 대상으로 한 에너지 시뮬레이션을 실시하여, 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교/검토함으로써 시뮬레이션 방법에 대한 타당성을 검토하고, 이를 토대로 대형 데이터 센터에 개발 기술을 적용했을 때의 냉방에너지 절약 효과에 대해 에너지 시뮬레이션을 수행하여 그 결과를 검토하는 방법으로 연구를 진행하였다.

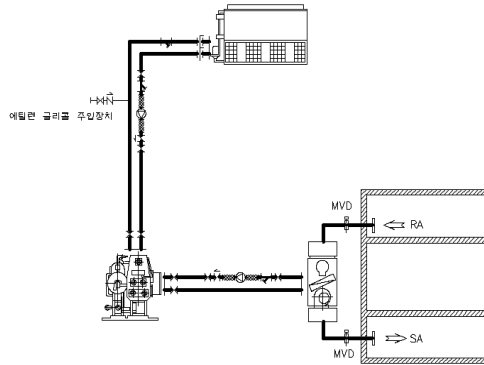


[그림 2.1.1] 연구개발의 수행 방법

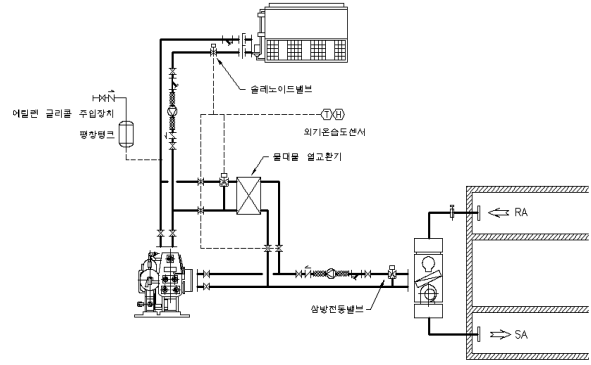
2. 2 데이터 센터의 냉방에너지 절약 전략

1) 외기 냉방 전략 수립

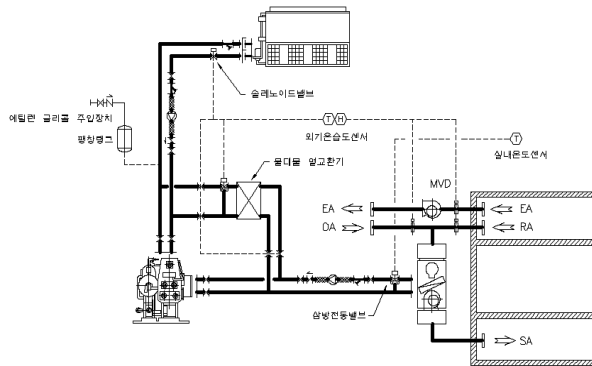
가. 각종 외기냉방시스템



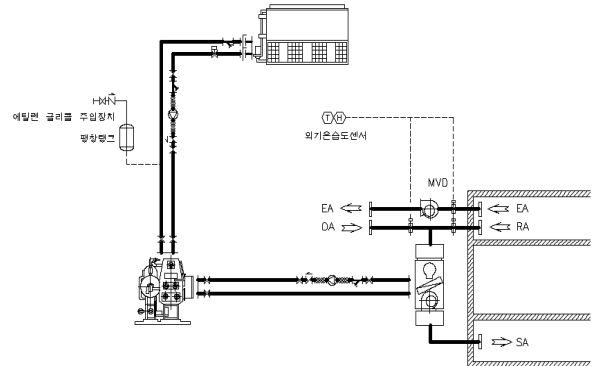
ALT-1 기존의 냉각방식



ALT-2 외기냉수냉방 시스템



ALT-3 외기냉수냉방+외기냉방 시스템



ALT-4 외기냉방 시스템

[그림 2.2.1] 각종 외기냉방시스템

외기를 활용하여 냉방을 하는 방법으로는 크게 외기냉수냉방과 외기냉방이 있다. 외기 냉수냉방은 주로 중앙냉수식 시스템에 적용이 가능하며, 외기 습구온도 기준으로 일정온도 이하로 유지되는 기간에 냉동기를 가동하지 않고 냉각탑의 냉각수와 외기를 열교환시켜 냉각된 냉각수를 직접 냉수로 사용하거나 열교환기를 통해 간접방식으로 냉수를 생산하여 CRAC 유닛에 열원을 공급하는 방식을 말한다. 외기냉방 시스템은 연중 외기조건이 CRAC 유닛의 급기의 엔탈피조건보다 낮을 때 외기를 직접도입하거나 환기와 혼합하여 서버냉각을 하는 시스템이다.

나. 외기냉방 시스템 적용 방안

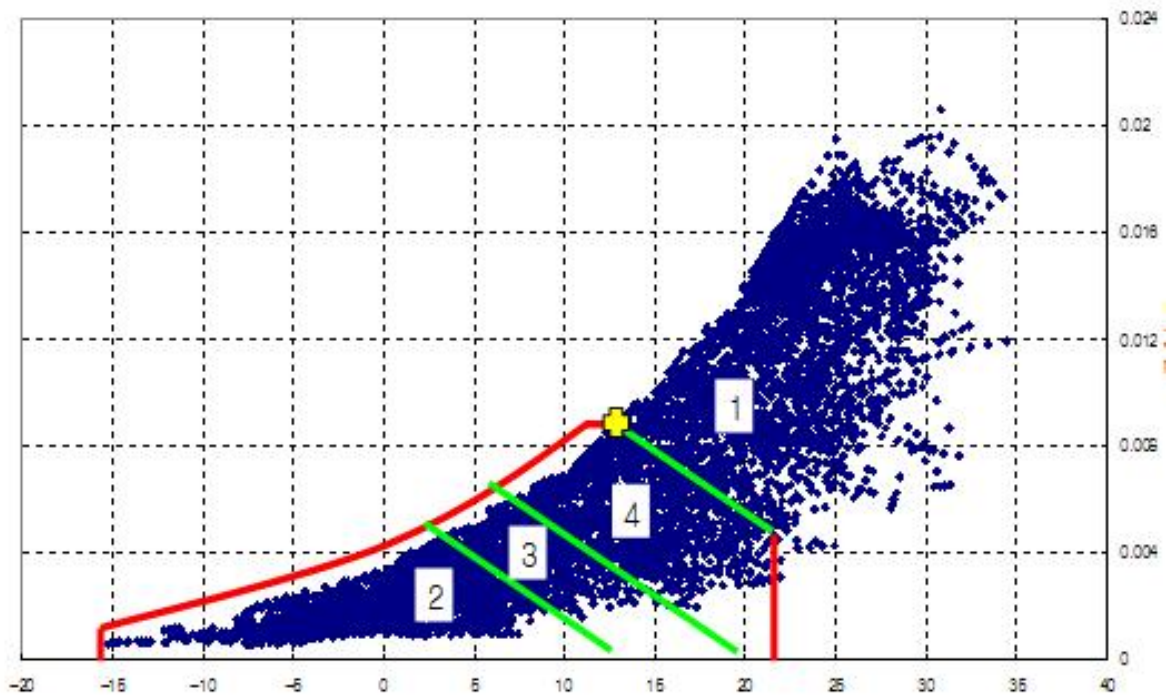
ALT-1은 기존의 데이터센터 냉방을 위한 열원구성을 나타낸다. 이에 대하여 ALT-2의 시스템은 냉각수 배관에 외기냉수냉방용 열교환기와 냉수순환펌프를 추가하여 시스템을 구성하였다. 운전조건은 간접열교환 방식을 고려하여 외기설정습구온도를 3.0℃로 기준으로 하였다. 또한 냉각수 출구온도가 7℃ 정도를 유지할 수 있도록 시스템을 구성하고 냉각탑의 레인지와 어프로치 온도를 4℃로 하여 냉수 출구 온도를 제어하는 방식이다.

ALT-3의 경우는 기존의 외기냉수냉방 시스템과 외기냉방시스템을 동시에 가동하는 방법을 나타낸다. 조건에 따라 외기의 습구온도가 3.0℃ WB ≤ 습구온도 < 7.0℃ WB인 경우 가능한 실내환경에 영향을 미치지 않는 외기냉수냉방시스템을 가동하고 추가적으로 필요한 부분은 외기냉방시스템 가동하는 방식이다.

ALT-4는 기존 외기냉방시스템을 적용한 경우를 나타낸다. 외기조건이 토출온도의 엔탈피 이하일 경우 제습부하의 증가 없이 서버의 냉각이 가능하다. 따라서 34.3 kJ/kg 이하의 엔탈피값을 갖는 외기를 도입하고 조건에 따라 실내에서 환기되는 공기와 혼합하는 양을 정하게 된다. 외기 냉방시스템의 운전조건은 외기엔탈피를 34.3 kJ/kg으로 기준으로 하였다.

<표 2.2.1> 각 대안별 외기냉방 제어 모드

구분	방식	가동 외기조건	가동 장비
ALT-1	기존 냉각방식	연중 상시 가동	CRAC 급기팬 냉동기, 냉각탑 냉수펌프, 냉각수펌프
ALT-2	외기냉수냉방 시스템	습구온도 < 3.0℃ WB	CRAC 급기팬 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수펌프
ALT-3	외기냉수냉방 + 외기냉방 시스템	3.0℃ WB ≤ 습구온도 < 7.0℃ WB and 외기건구온도 < 20℃ DB	CRAC 급기팬 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수펌프, 배기팬
ALT-4	외기냉방 시스템	외기엔탈피 < 34.3 kJ/kg and 외기건구온도 < 20℃ DB	CRAC 급기팬, 배기팬



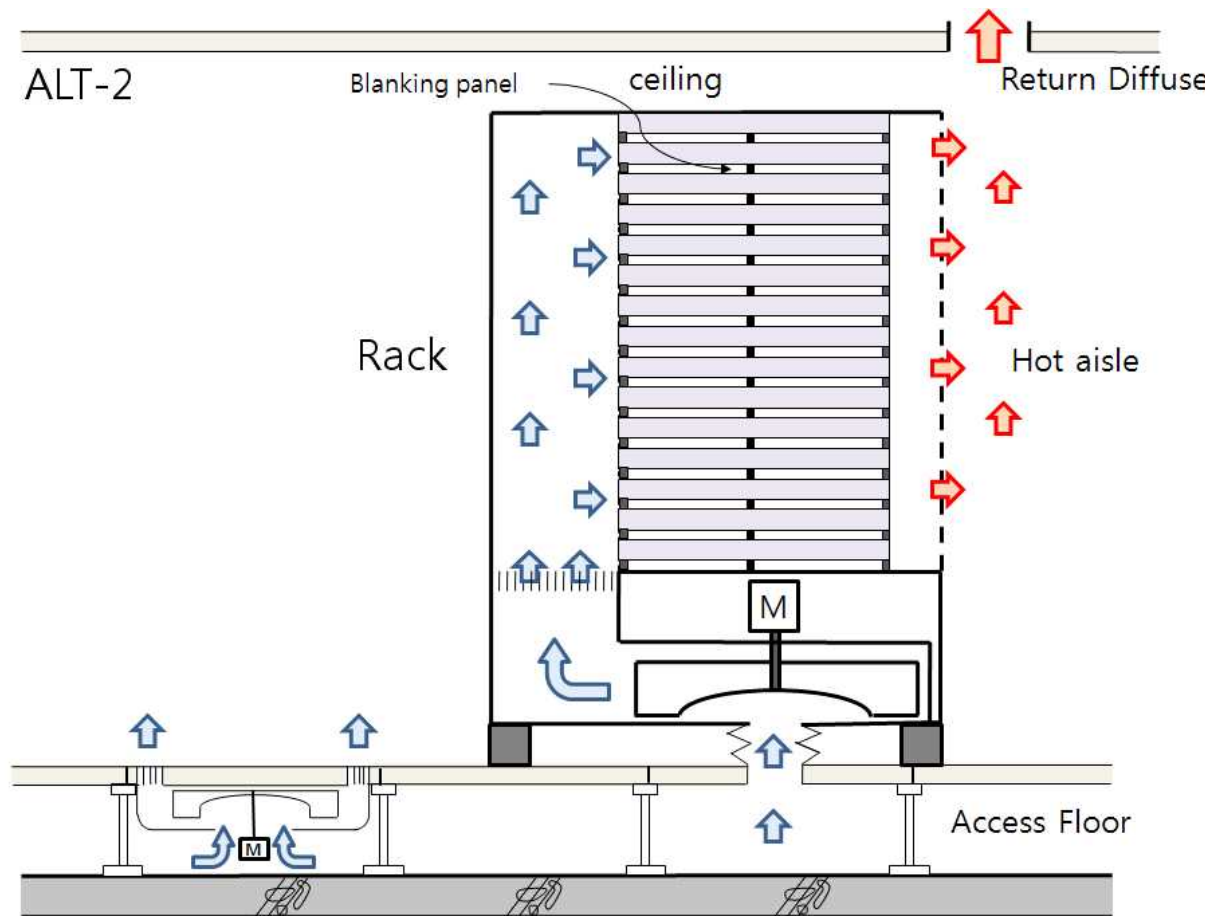
[그림 2.2.2] 공기선도 상의 프로세스 범위

외기냉방을 적용할 경우, 외기의 엔탈피제어 시 습도관리를 위하여 별도의 관리가 요구된다. 즉 엔탈피 조건은 충족하더라도 절대습도가 낮은 경우 가습에 대한 추가용량과 운전비가 필요하게 되기 때문이다.

또한 외부의 오염물질 유입을 방지하게 위해서는 필터의 수준 ASHRAE의 MERV 8, 13 수준의 고성능 필터를 적용하여야 한다. 우리나라의 기상조건으로는 외기냉방이 외기냉수냉방에 비해 보다 효과적인 에너지절감이 가능하지만, 실내환경의 유지관리 및 서버실의 안정적인 운영을 위해서는 ALT-3의 시스템과 같이 외기도입 비율을 최소화하면서 에너지 효율을 높일 수 있는 방법을 모색하여야 할 것이다.

2) 밀폐형 랙 시스템 선정

가. 랙 시스템 선정



[그림 2.2.3] 선정된 급배기 시스템

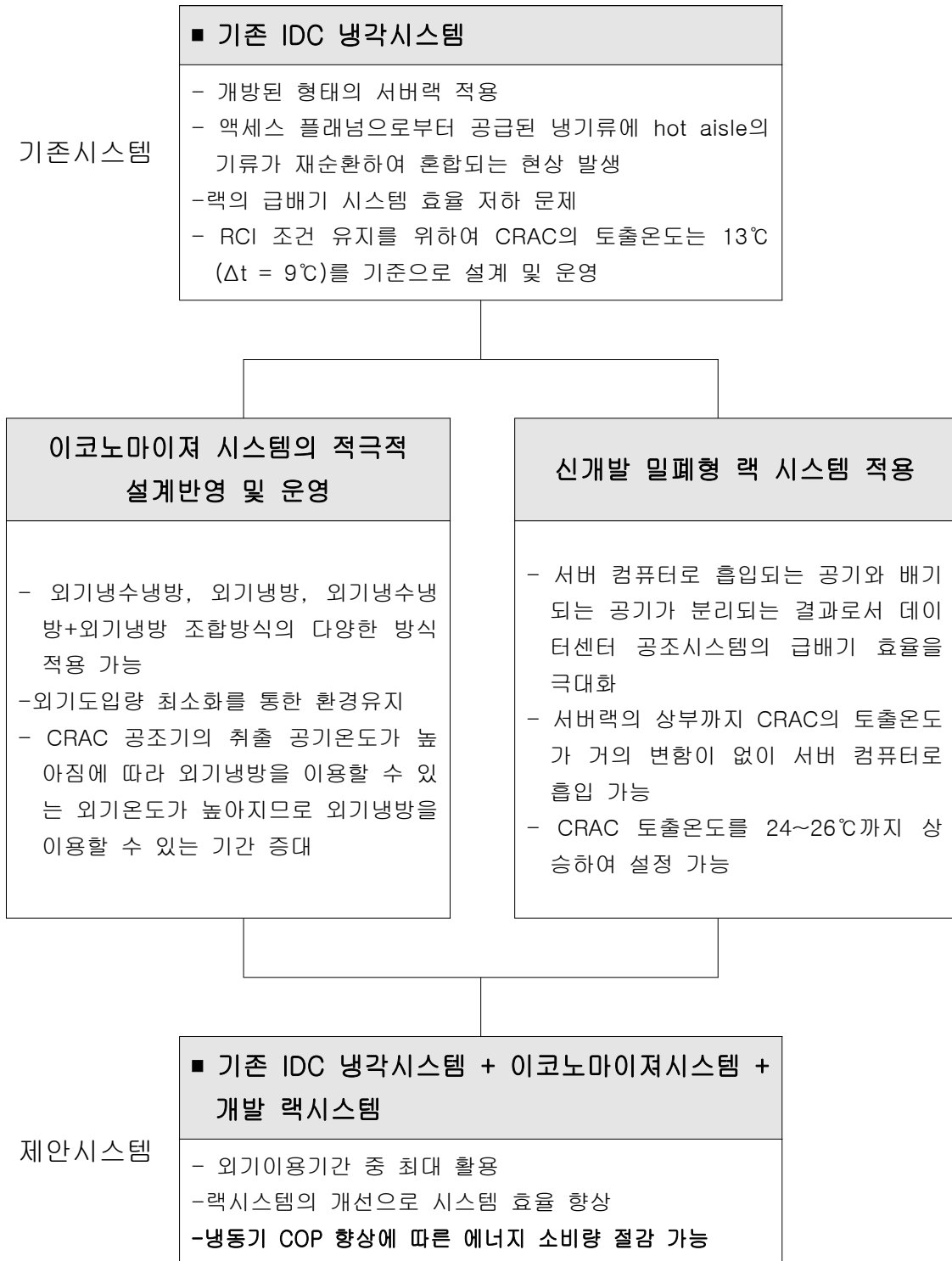
본 연구에서는 각 중 급배기 랙 시스템을 검토하였고 그림 [2.2.3]에 나타난 바와 같은 급배기 랙 시스템을 선정하였다. 선정된 시스템의 장점으로서는 배출된 공기가 inlet 쪽으로 역류되지 않아 supply / return air의 온도차를 가장 크게 얻을 수 있고, Cold aisle과 hot aisle의 구분이 명확하며 랙 외부의 실내공간은 비교적 높은 온도를 유지시킬 수 있다는 것이다. 이 외에도 취출 공기온도를 높게 유지할 수 있고 기존 Hot aisle의 크기는 메인티넌스에 필요한 공간만 있으면 되며 배기구를 천장에 연결할 필요가 없는 특징을 가지고 있다.

그러나 이 시스템은 랙에 설치할 수 있는 서버의 대수가 감소하게 되고, 랙 전후의 길이가 길어지게 되며, Hot aisle의 더운 공기가 실내 전체로 퍼져 실내 냉방부하가 커질 수 있는 단점이 있다.

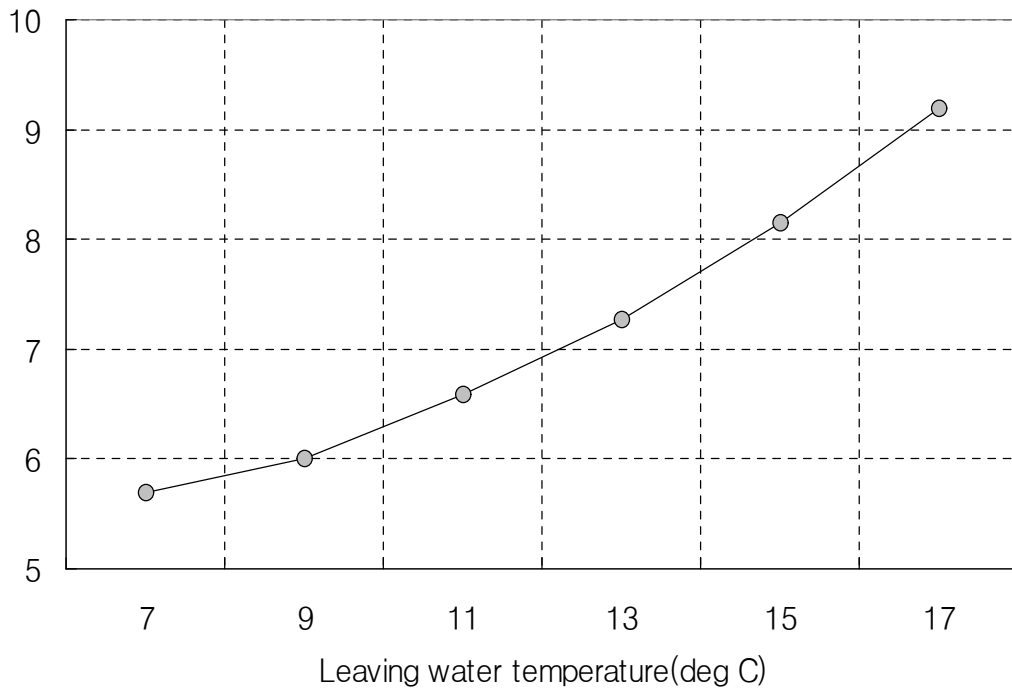
이상의 검토 결과로부터, 본 연구에서는 고려되었던 여러 가지 대안 중 ALT-2가 현장 적용성과 공조방식의 효율을 고려할 때 가장 적합할 것으로 연구과제 회의를 통해 의견이 수렴되었다.

3) 냉동기 효율향상 전략 수립

가. 기본 전략 프로세스



나. COP 향상에 의한 냉동기 에너지 소비량 절감



[그림 2.2.3] 출수온도의 변화에 따른 냉동기 COP 변화

공조방식의 급/배기 효율은 공급되는 냉기류가 배기되는 고온의 공기와 어느 정도 혼합되는가에 따라 결정되며, 이 혼합 비율이 낮을수록 에너지 절약적인 공조시스템이 가능해진다. 왜냐하면, 혼합비율이 낮을수록 CRAC 공조기로부터의 취출 공기온도를 높일 수 있으며, 이는 냉동기의 냉수 온도를 높일 수 있다는 점과 결부된다. 냉동기는 냉수의 출구온도를 올릴 수 있으면 COP가 크게 개선될 수 있다. 냉동기의 출수온도를 높게 유지하는 경우 압축기 또는 흡수식 냉동기의 경우 재생기의 입력에너지가 감소하므로 단위 냉각열량에 대한 소비전력이 감소하는 형태로 나타난다.

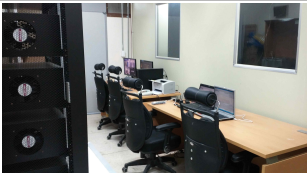
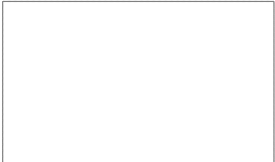
그림[2.2.3]은 냉동기의 냉수 출구온도와 COP의 관계를 나타내는 그래프로서, 냉수 출구온도가 7.5℃ 일 때의 COP는 5.7에서 냉수 출구온도가 18℃가 되면 COP가 9.2까지 크게 증가된다. 또한 CRAC 공조기의 취출 공기온도가 높아짐에 따라 외기냉방을 이용할 수 있는 외기온도가 높아지므로 외기냉방을 이용할 수 있는 기간이 증가하게 된다. 따라서 데이터센터 공조방식의 효율을 높이기 위해서는 서버 컴퓨터에서 흡/배기 되는 공기의 혼합을 최대한 억제할 필요가 있으며, 또한 Under floor plenum에서 공급되는 공기의 기류속도분포가 불균일하므로 이를 균일하게 서버랙에 공급할 수 있어야 한다.

2. 3 테스트 베드 구축

본 연구에서 개발하고자 하는 데이터 센터의 냉방에너지 절약 시스템은 공조용 장비가 복잡하게 연결되어 있고, 데이터 센터 내부의 냉기류 인입 및 서버 배열 방식에 따른 기류 및 온도분포의 특성 및 자동제어 등이 서로 긴밀하게 연결되어 있다. 에너지 절약 효과를 분석하는 데는 에너지 시뮬레이션이 주된 연구수단으로 활용되기는 하지만, 개발 시스템이 실질적으로 어떤 과정을 거쳐서 에너지 절약 효과가 나타나는지, 시스템의 안정성은 담보되는지, 원하는 내부 환경이 유지되는지 등에 대한 실제적인 검증이 필요하다. 특히, 서버 컴퓨터의 안정적인 운영과 보안성이 크게 인식되는 데이터 센터 산업의 특성을 고려하면, 공조시스템의 안정적 가동은 어떤 면에서는 에너지 절약보다 더욱 중요하게 인식되고 있는 것이 현실이기도 하다. 이를 위해서는 본 연구에서 개발하고자 하는 냉방 에너지 절약 시스템이 운전 상황을 실제로 검증해 볼 수 있는 테스트 베드의 구축이 필수라고 할 수 있다. 이에 본 연구에서는 기존 시스템과 개발 시스템의 운전 상황을 모니터링하고, 에너지 절약 효과를 비교/검토 할 수 있는 테스트 베드를 구축하였다.

테스트 베드 구축에 대한 개요를 <표 2.3.1>에 나타낸다. 테스트 베드의 설치장소는 홍익대학교 조치원 캠퍼스에 있는 건축설비실험실 내에 설치하였다.

<표 2.3.1> 테스트 베드 구축 개요

구 분	내 용	비 고
설치장소	홍익대학교 조치원 캠퍼스 건축설비실험실 내	
설치 규모	서버 랙(rack) 10개 수용 가능, 콜드 아일(cold aisle) 및 핫 아일(hot aisle) 설치	도면 참조
발열량	랙당 최대 발열량 : 5kW	
냉방 방식	기존의 냉동기에 의한 냉방시스템 외기 냉방 병용형 냉방시스템	
공조 방식	액세스 플로어 하부 취출 천장 흡입	

설치 규모는 서버 랙(rack) 10개를 설치할 수 있는 규모이다. 발열량은 랙당 발열량이 최대 5kW로서 합계 50kW의 발열량을 가지며, 랙의 형태는 기존의 랙과 본 연구에서 개발하고자 하는 랙을 모두 적용할 수 있는 구조로 되어있다. 냉방방식은 기존의 냉동기만에 의한 냉방식과 다양한 외기냉방 운전이 가능한 구조로 되어 있다. 공조방식은 액세스 플로어 하부 플레넘 공간에서 쿨드 아일을 통해 데이터 센터 내로 취출되며, 서버 컴퓨터를 통과한 더운 공기는 핫 아일을 통해 천장 상부의 리턴 덕트/배기구로 배출되는 기존의 일반적인 공조방식을 취하였다.

자동제어는 PLC 방식을 적용하였으며, 외기 냉방 운전시 비례제어에 의해 외기 도입량을 제어하였다. 보다 정확한 제어를 위해 급기덕트, 리턴덕트, 외기덕트 및 배기덕트에는 FMS(flow measuring system)를 설치하였다. 외기 냉방을 위해 외기 덕트에는 필터박스를 제작/설치하고 프리 필터와 미디엄 필터를 적용함으로써 외기 도입시의 분진을 필요 수준까지 제거할 수 있도록 하였다. 또한 외기 냉방을 위한 배기 팬 박스를 별도로 설치하고 댐퍼의 개도율을 비례제어할 수 있도록 하여 외기냉방시의 배기량과 외기 도입량이 서로 균형을 이룰 수 있도록 하였다.

냉동기는 외기냉방시 외기냉수냉방 방식의 적용을 위하여 수냉식 냉동기를 적용하였으며, 냉각탑은 외기냉수냉방시 쿨링코일로 인입되는 냉각수의 수질오염을 고려하여 밀폐형을 적용하였다. 또한 CRAC에는 기존에 일반적으로 적용되는 냉수용 쿨링코일에 외기냉수냉방을 위한 냉각수용 쿨링코일을 별도로 설치하여 냉수와 냉각수가 서로 섞이지 않도록 하였다.

테스트 베드의 액세스 플로어는 밀폐형 랙에 적용될 개구부가 설치된 액세스 플로어를 별도로 준비하여 기존 랙 시스템과 본 연구를 통해 개발할 밀폐형 랙 시스템의 실험이 모두 가능하도록 하였다. 테스트 베드 실내에는 자동제어를 위한 온도센서 이외에도 C-C열전대를 서버 컴퓨터의 공기 인입구 근처에 다수 설치하여 서버에 인입되는 공기온도를 모니터링할 수 있도록 하였다.

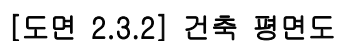
서버용 컨트롤 패널은 서버 1대마다 개별적인 ON-OFF 스위치를 연결하여 모든 서버가 컨트롤 패널에서 ON-OFF 될 수 있도록 하였다.

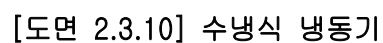
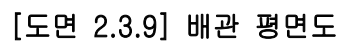
테스트 베드 준공 후에는 smoke generator를 이용하여 공기 누설이 발생하는 곳을 육안으로 확인하고 공기 누설을 최소화 할 수 있도록 sealing 등을 보수하였다.

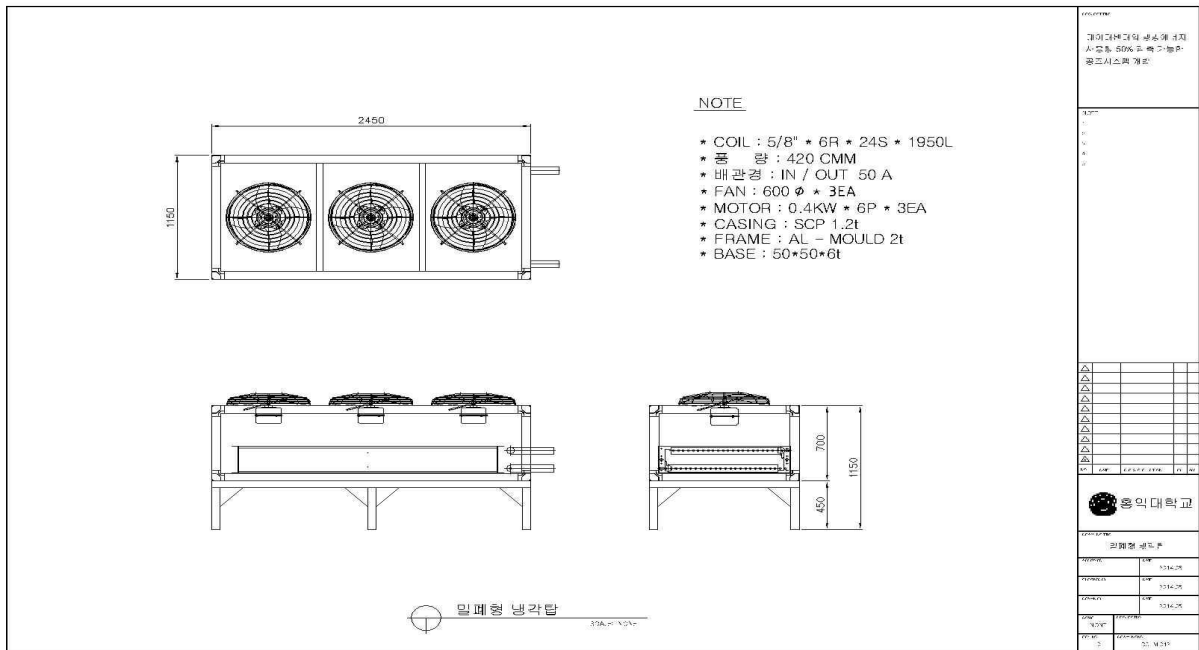
테스트 베드의 설계는 본 과제의 참여 연구원들과 참여기업인 (주)신명엔지니어링의 전문가가 함께 10여 차례의 회의를 거치면서 수정/보완을 거듭하였으며, 관련 장비 및 시스템의 외부 전문가 자문을 수차례 받으면서 진행하였다.

테스트 베드의 관련 도면과 시공 사진을 첨부한다.

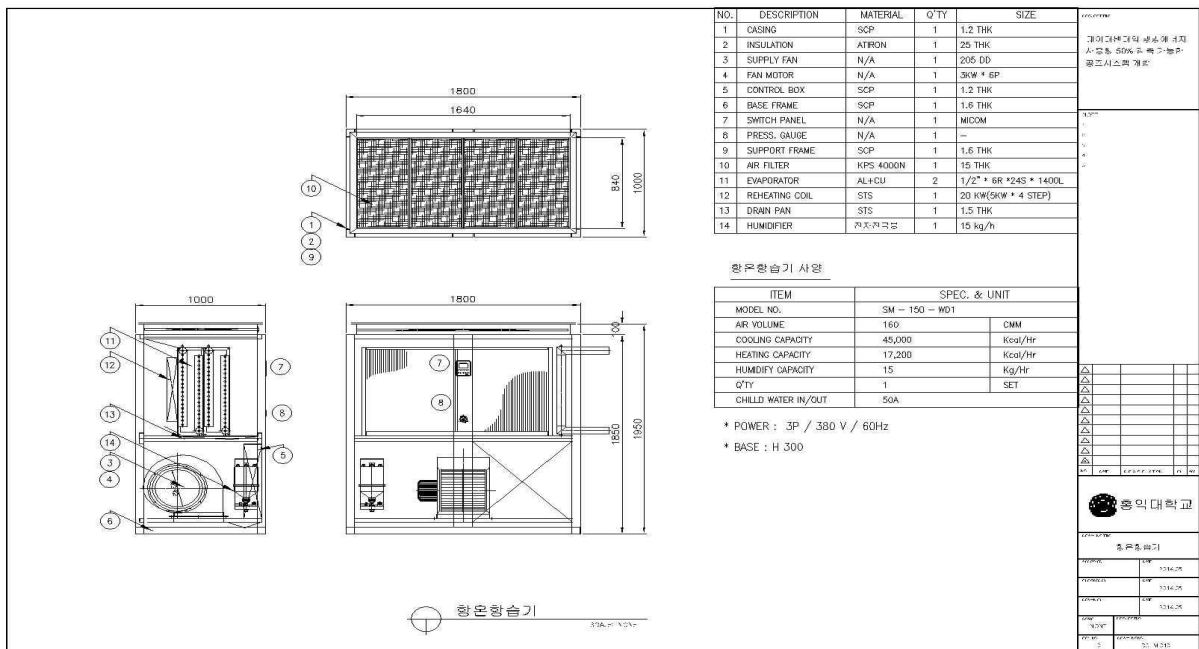
[도면 2.3.1] 장비일람표







[도면 2.3.11] 밀폐형 냉각탑





패널 설치



패널 내부



천장



Perforated tile 하부



액세스 플로어



천장 리턴



콜드 아일



랙 설치



핫 아일



기계실 전경



외기 덕트 FMS
사진 [2.3.1] 테스트 베드 시공 (1)



외기 도입구



외기 덕트와 배기 덕트



필터 박스



필터 박스 내부



배기 디퓨저



서버 컨트롤 패널



냉각탑



전기박스, 컨트롤 패널



자동제어 화면



밀폐형 랙의 하부 취출구

사진 [2.3.2] 테스트 베드 시공 (2)

2. 4 밀폐형 랙 시스템 개발

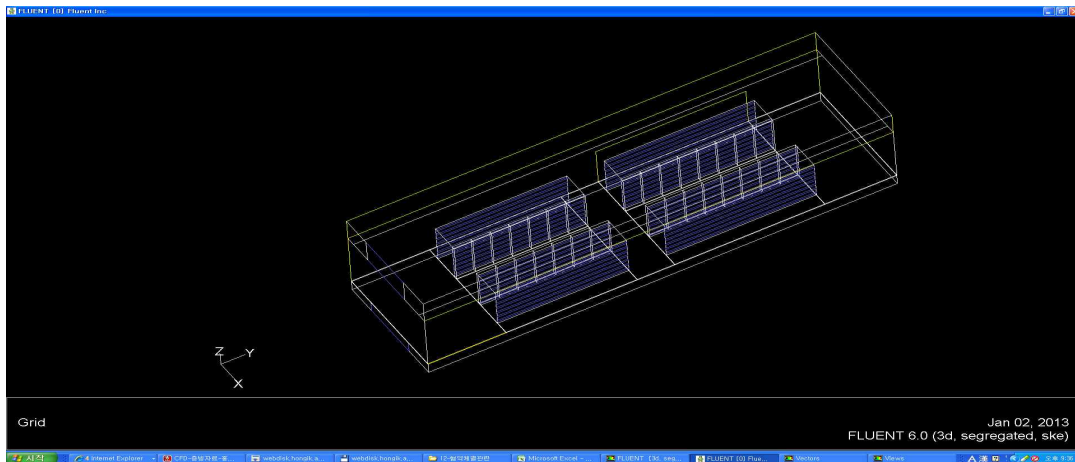
1) 밀폐형 랙 시스템의 필요성

데이터 센터는 하나의 랙에 다수의 서버 컴퓨터를 적층하는 방식을 취하고 있어 단위 면적당 발열량이 매우 높은 건물이다. 따라서 데이터 센터를 효과적으로 냉방하기 위해서는 데이터센터 내의 기류 및 온도분포를 면밀하게 검토하고 이에 따른 대응책을 강구할 필요가 있다. 본 연구에서는 기존의 데이터 센터를 대상으로 하여 기류 및 온도 분포 특성에 대해 CFD 해석을 수행하였다. 그 결과 중 대표적인 경우를 [그림 2.4.1]에 나타낸다.

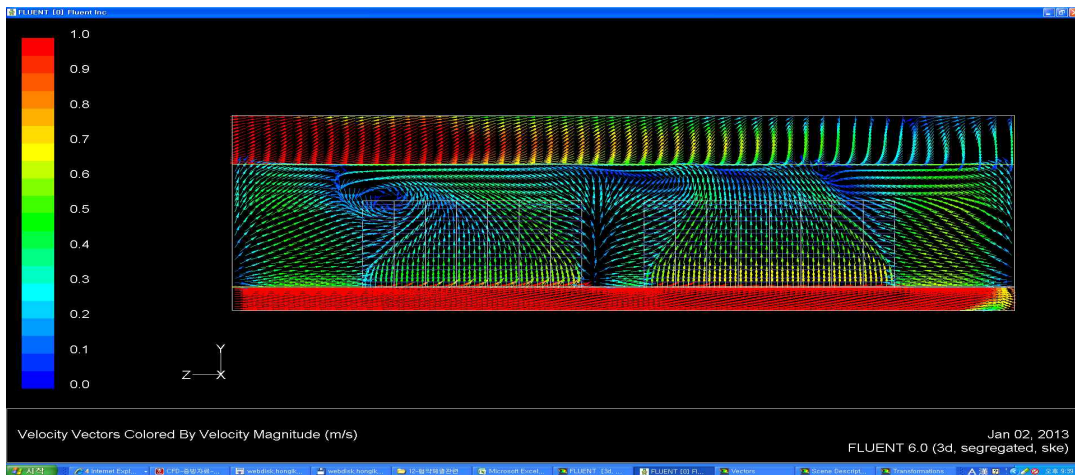
[그림 2.4.1]은 액세스 플로어 하부의 플레넘에서 perforated tiled을 통해 13℃로 냉각된 공기를 취출하여 데이터 센터를 냉방할 때, 콜드 아일 중앙의 수직단면에서의 기류분포와 온도분포를 나타낸다. 기류분포를 보면, 콜드 아일 (cold aisle)의 좌우에서 주변의 공기가 콜드 아일의 하부 perforated tile 에서 취출되는 냉각공기에 유인되어 콜드 아일쪽으로 유입되는 것을 볼 수 있다. 콜드 아일 주변의 공기는 핫 아일 (hot aisle)에서 취출된 상대적으로 더운 공기가 많이 섞여 있어 결국 이와 같은 유인기류는 콜드 아일에서 공급되는 공기의 온도를 상승시키는 결과를 초래하게 된다. 이와 같은 현상은 온도분포에 잘 반영되어 나타나는데, 중앙 수직단면의 온도분포가 13℃를 초과하는 영역이 가장자리에 배치된 랙의 상부에서 나타나게 되며, 약 30℃의 온도분포를 나타내는 영역도 있다. 이와 같이 온도가 높게 나타나는 영역에 위치한 서버 컴퓨터는 데이터 처리속도가 느려지게 되고, 서버 컴퓨터의 내구 연한도 짧아지게 된다. 따라서 이러한 고온의 영역을 줄이기 위해 데이터 센터의 서버실에 공급하는 공기온도를 13℃로 낮게 유지하게 되는 것이 현재의 상황이며, 이러한 점은 데이터 센터의 냉방 에너지 소비량을 더욱 증가시키는 중요한 요인이 되고 있다.

그러나 최근의 서버 컴퓨터 개발의 동향을 살펴보면, 블레이드 서버의 개발 등으로 인해 랙당 발열량이 더욱 증가할 것으로 예상된다. 현재의 상태만으로도 일반 오피스 건물에 비해 과도한 냉방 에너지를 소모하는 데이터 센터가 앞으로는 더욱 더 많은 냉방 에너지를 소모하게 되리라는 것이 명약관화한 상황이다. 따라서 데이터 센터의 냉방 에너지 소비량을 줄이기 위해서는 현재의 시스템에 비해 보다 획기적으로 발전된 시스템이 필요하다 할 수 있다. 그 중 하나가 서버에 급기되는 공기와 배기되는 공기를 분리함으로써, 배기되는 더운 공기의 재순환을 방지할 수 있는 시스템의 개발이 필요하게 되었다. 이와 같은 급/배기 분리형 시스템은 서버에 공급되는 공기온도를 서버 컴퓨터를 냉각할 수 있는 한 더 높게 유지해도 되기 때문에 13℃보다 더 높은 급기온도를 유지하는 것이 가능하게 된다. 이는 냉방에너지 절약의 관점에서 여러 가지 가능성을 시사하고 있다. 즉, 냉동기의 출수온도를 높여 냉동기의 COP를 높일 수 있고, 외기 냉방 이용시에는 활용할 수 있는 외기 조건의 폭을 훨씬 넓힐 수 있는 가능성이 높다.

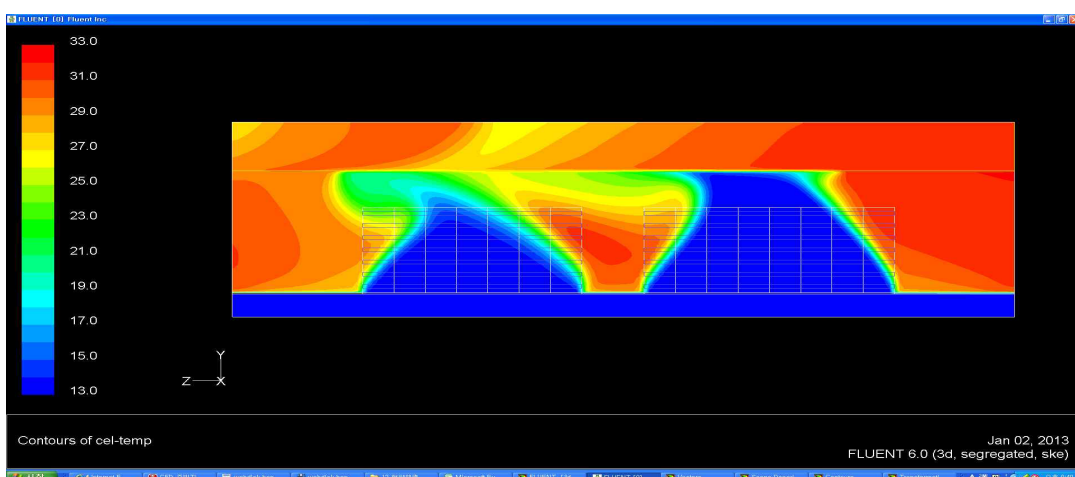
급/배기 분리형 시스템에는 containment 방식 및 밀폐형 랙 방식 등이 있으며 각각의 장단점이 서로 다르다. 본 연구에서는 다양한 검토를 통해 밀폐형 랙 방식이 다양한 서버배치에 유리하고 확장성이 좋은 방식이라 판단되어 밀폐형 랙 시스템의 개발에 착수하였다.



(a) 해석 대상 공간



(b) 중앙 수직단면의 기류 분포



(c) 중앙 수직단면의 온도 분포

[그림 2.4.1] 기존 데이터 센터 내의 기류 및 온도 분포 특성

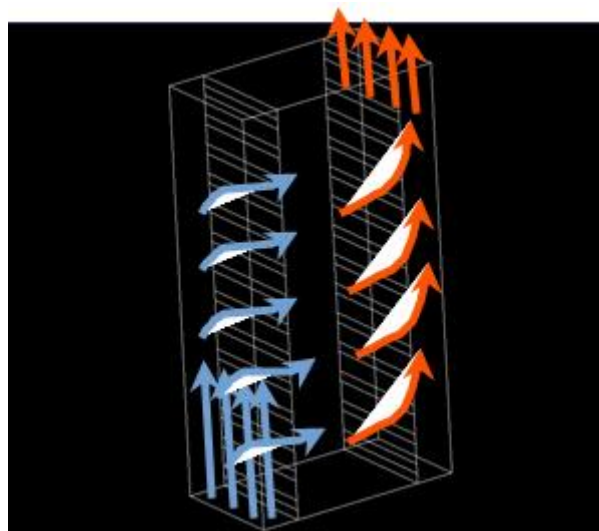
2) 밀폐형 랙 시스템의 개발

가. 밀폐형 랙 시스템의 개념 및 시제품 개발

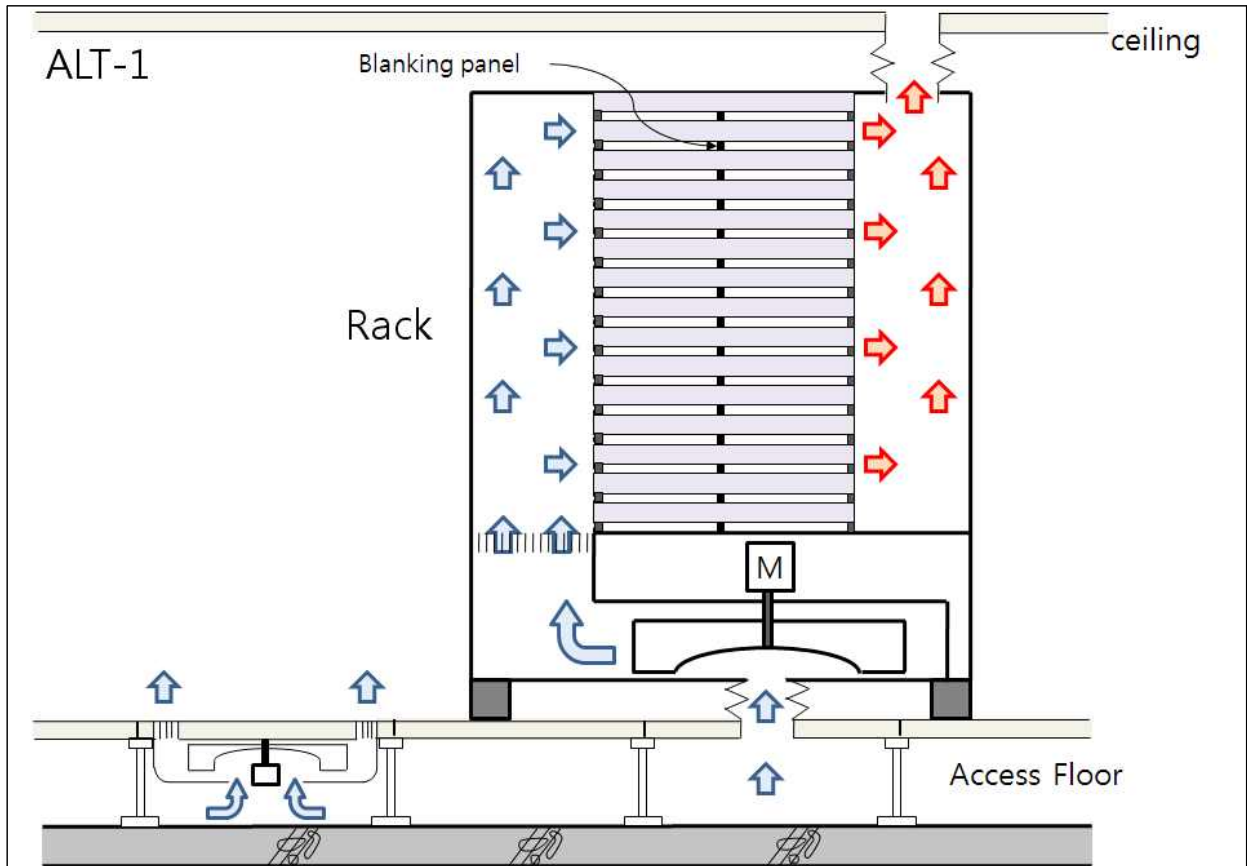
밀폐형 랙 시스템은 랙의 외부면에 의해 랙으로 유입되는 공기와 랙으로부터 배출되는 공기가 완전히 분리되도록 하는 시스템이다. 본 연구에서 개발하고자 하는 밀폐형 랙 시스템의 개념도를 [그림 2.4.2]에 나타낸다. 랙의 하부면에 개구부를 설치하고, 랙 하부의 액세스 플로어에도 같은 위치, 같은 크기의 개구부를 설치하여 CRAC에서 공급되는 냉각 기류가 위쪽으로 취출되면서 서버 컴퓨터 내로 유입되어 서버를 냉각한 뒤, 더워진 공기가 서버 컴퓨터의 뒤쪽에 형성되는 통로를 통하여 상부로 배출되어 서버실의 리턴 덕트로 배출되는 공기 흐름을 갖도록 한다. 이렇게 함으로써 랙에 유입되는 기류와 랙으로부터 배출되는 기류는 물리적으로 완전히 차단될 수 있다.

이와 같은 기류 흐름을 구현할 수 있는 밀폐형 랙 시스템은 공기의 유입방식 및 배출방식, 보조 팬의 설치 방식, 외부 덕트와의 연결 방식 등에 의해 다양한 시스템 구성이 가능하며, 각각의 시스템별로 서로 다른 장/단점을 가질 수 있다. 본 연구에서는 제작의 용이성, 현장에서의 설치여건, 유지관리 등의 관점으로부터 실현 가능할 것으로 생각되는 아이디어를 도출하고, 이에 대한 장/단점을 분석하였다. 그 결과를 [그림 2.4.3] ∞ [그림 2.3.6]에 나타낸다.

도출된 아이디어를 중심으로 관련 전문가 자문회의에서 자문을 구하여 개발 방향 및 세부 사항 등에 대한 조언을 얻을 수 있었다 ([사진 2.4.1], [사진 2.4.2] 참조).



[그림 2.4.2] 밀폐형 랙 시스템의 개념도



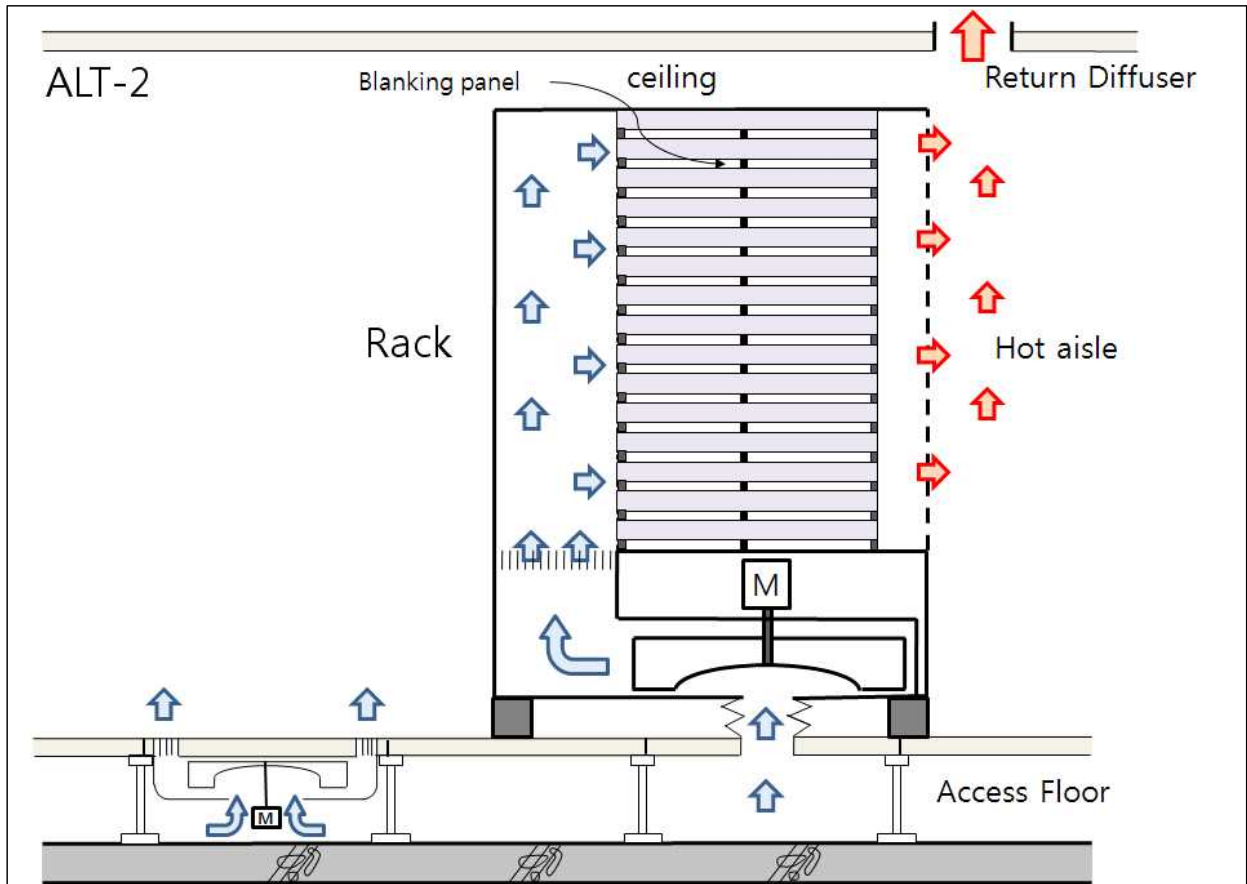
- 장점

1. 배출된 공기가 inlet 쪽으로 역류되지 않아 supply / return air의 온도차를 가장 크게 얻을 수 있다.
2. Cold aisle과 hot aisle의 구분이 명확하고 랙 외부의 실내공간은 비교적 높은 온도를 유지시킬 수 있다.
3. 취출 공기온도를 높게 유지할 수 있다.
4. 서버 컴퓨터의 수리시에는 실내공기가 공급된다.
5. 기존 Hot aisle 의 크기는 메인티넌스에 필요한 공간만 있으면 된다.

- 단점

1. 랙에 설치할 수 있는 서버의 대수가 감소한다.
2. 랙 전후의 길이가 길어진다.
3. 천장과 배기구를 덕트로 연결해야 한다.

[그림 2.4.3]



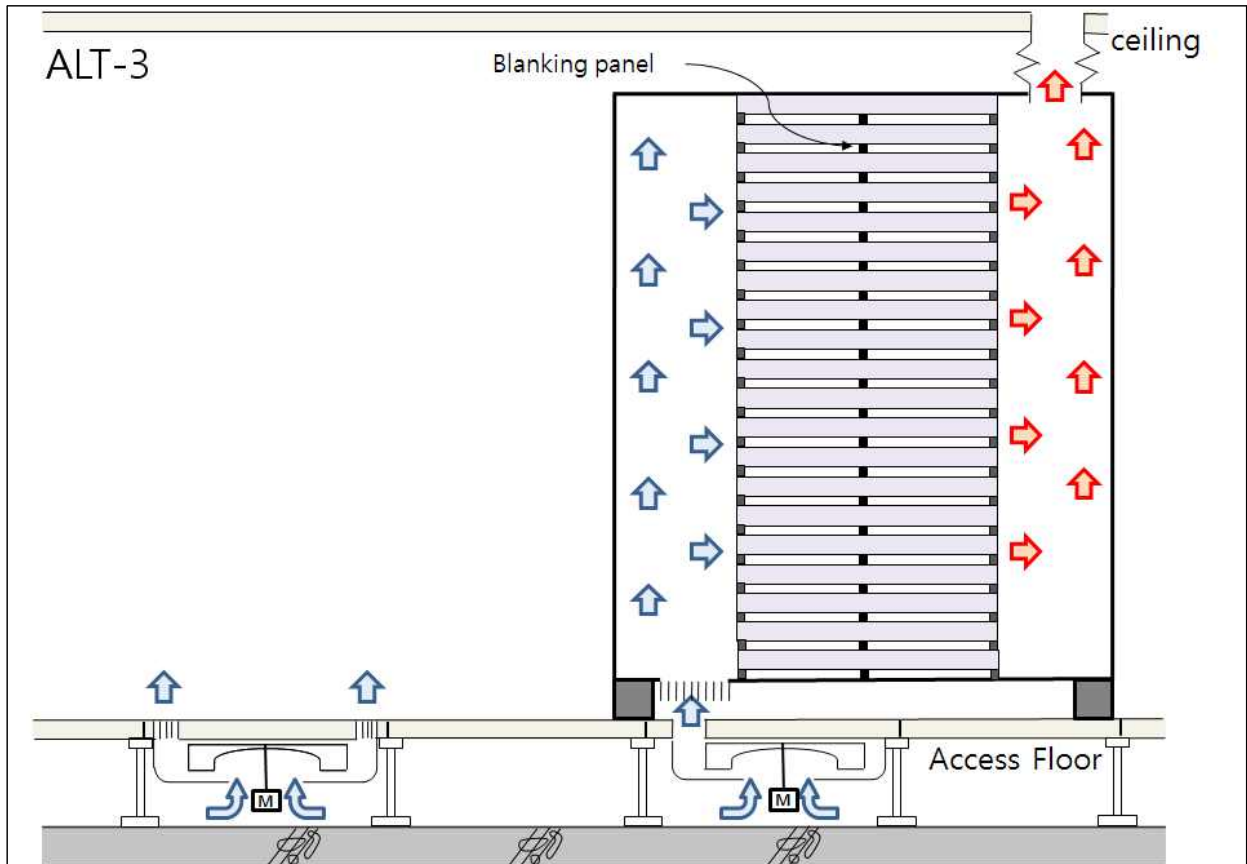
- 장점

1. 배출된 공기가 inlet 쪽으로 역류되지 않아 supply / return air의 온도차를 가장 크게 얻을 수 있다.
2. Cold aisle과 hot aisle의 구분이 명확하고 랙 외부의 실내공간은 비교적 높은 온도를 유지시킬 수 있다.
3. 취출 공기온도를 높게 유지할 수 있다.
4. 서버 컴퓨터의 수리시에는 실내공기가 공급된다.
5. 기존 Hot aisle 의 크기는 메인テナンス에 필요한 공간만 있으면 된다.
6. 배기구를 천장에 연결할 필요가 없다.

- 단점

1. 랙에 설치할 수 있는 서버의 대수가 감소한다.
2. 랙 전후의 길이가 길어진다.
3. Hot aisle의 더운 공기가 실내 전체로 퍼져 실내 냉방부하가 커질 수 있다.

[그림 2.4.4]



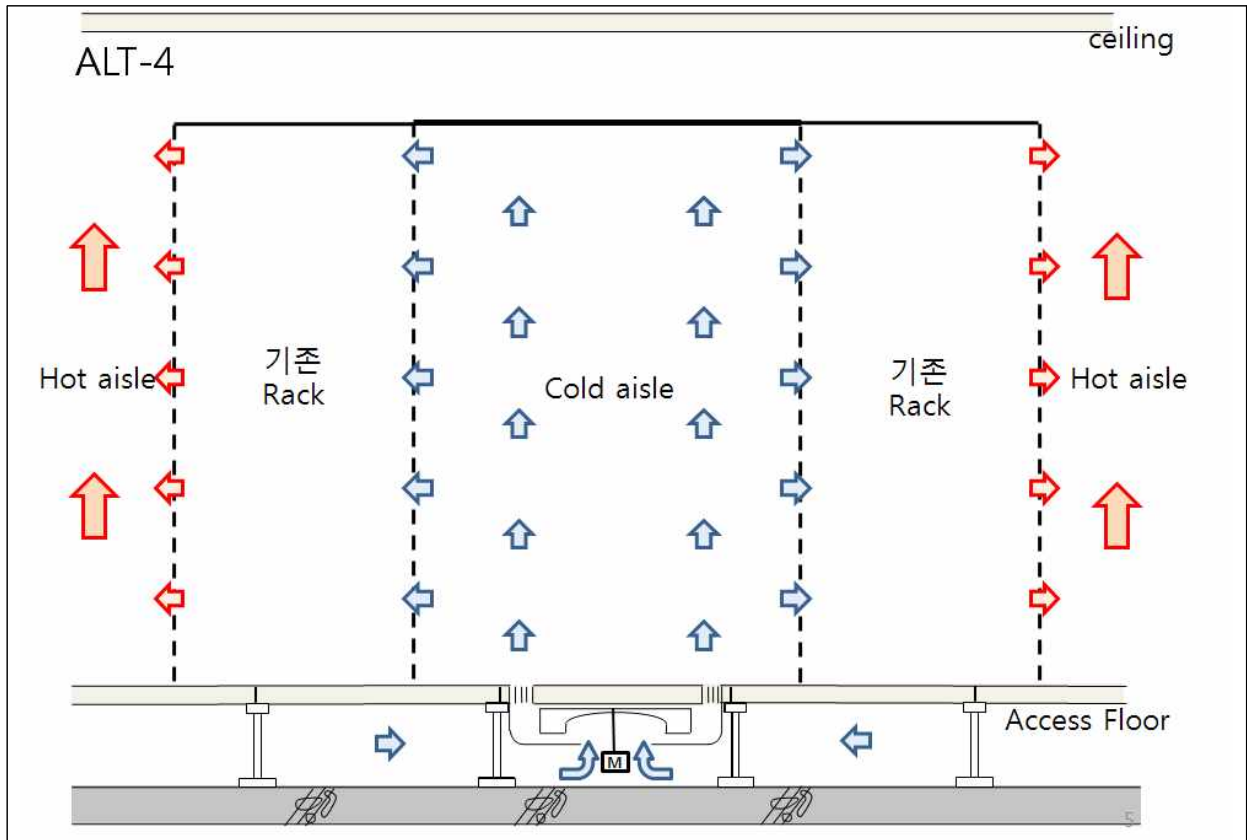
– 장점

1. 배출된 공기가 inlet 쪽으로 역류되지 않아 supply / return air의 온도차를 가장 크게 얻을 수 있다.
2. Cold aisle과 hot aisle의 구분이 명확하고 랙 외부의 실내공간은 비교적 높은 온도를 유지시킬 수 있다.
3. 취출 공기온도를 높게 유지할 수 있다.
4. 서버 컴퓨터의 수리시에는 실내공기가 공급된다.
5. 기존 Hot aisle 의 크기는 메인テナンス에 필요한 공간만 있으면 된다.
6. 랙에 설치할 수 있는 서버 대수는 기존 타입과 동일

– 단점

1. 메인テナンス가 번잡하다.
2. 랙 전후의 길이가 길어진다.
3. 천장과 배기구를 덕트로 연결해야 한다.

[그림 2.4.5]



- 장점

1. 배출된 공기가 inlet 쪽으로 역류되지 않아 supply / return air의 온도차를 가장 크게 얻을 수 있다.
2. Cold aisle과 hot aisle의 구분이 명확하고 랙 외부의 실내공간은 비교적 높은 온도를 유지시킬 수 있다.
3. 취출 공기온도를 높게 유지할 수 있다.
4. 기존 Hot aisle 의 크기는 메인テナンス에 필요한 공간만 있으면 된다.

- 단점

1. 천장이 낮아진다.
2. 랙의 배치가 자유롭지 못하다.
3. 출입 및 감시가 번거롭다.

[그림 2.4.6]



[사진 2.4.1] 전문가 자문회의 장면 (1)



[사진 2.4.2] 전문가 자문회의 장면 (2)

다양한 검토와 자문을 거쳐 [도면 2.4.1]과 같은 밀폐형 랙을 설계하였다. 그리고 밀폐형 랙의 내부에는 [도면 2.4.2]와 같은 모형 서버를 제작하여 설치하는 것으로 하였으며, 밀폐형 랙 1대에 모형 서버는 총 5대가 설치된다. 밀폐형 랙은 기존의 랙 하부에 냉각공기 공급을 위한 취출구를 설치하고, 상부에 배기구와 배기팬을 설치하는 구조로 되어있다. 랙의 전면부 도어와 후면부 도어는 천공부를 모두 막아 하부 취출구와 상부의 배기구를 제외하면 완전히 밀폐된 구조로 하였다. 상부의 배기팬은 밀폐형 랙의 냉각공기 취출구와 서버 앞쪽의 공기 유입로 (폭 : 10cm 및 20cm), 서버 뒤쪽의 공기 배출로 (폭 : 20cm)에서 발생하는 압력손실을 보전해주는 역할을 하게된다.

나. 밀폐형 랙 시제품의 성능 평가

밀폐형 랙 시제품의 성능평가를 위해 기류가시화, 풍량 측정, CFD 시뮬레이션을 수행하였다. 밀폐형 랙의 시제품과 성능평가 장면을 [사진 2.4.3]에 나타낸다.

먼저, 밀폐형 랙의 하부 취출구를 포함하는 공기 유입로에서 기류 가시화를 통해 기류의 흐름을 관찰하였다. 풍량은 서버의 운영 상황을 고려하여 600 ~ 1,500CMH의 범위로 하였다. 풍량 1,500CMH의 경우, 하부 취출구에서의 풍속이 취출구 크기에 따라 6.4 ~ 16.7m/s 로 매우 빠르기 때문에 강한 난류현상을 나타내었다. 풍량 600CMH의 경우도 풍속의 범위가 2.6 ~ 6.7m/s 로서 역시 강한 난류현상을 나타내었다.

밀폐형 랙 시제품에서 서버에의 공기 유출입 현상을 정량적으로 파악하기 위해 각 모형 서버별로 풍량을 측정하였다 ([사진 2.4.3] 참조). 서버별 풍량측정 결과를 <표 2.4.1>에 나타낸다. 서버 1대의 풍량은 300CMH이다. 배플 (baffle)이 없고 냉각공기 유입로의 폭이 10cm인 경우는, 기준풍량 (밀폐형 랙에 취출되는 냉각공기의 풍량) 이 1,500CMH인 경우에 각 서버 풍량의 합계가 기준 풍량의 90%로서 10%의 풍량 손실이 발생하였다. 기준풍량 1,200CMH인 경우는 풍량 합계가 약 97%에 이르며 기준풍량이 작아질수록 풍량합계는 기준풍량에 근접한 값을 보인다. 배플 (baffle)이 없고 냉각공기 유입로의 폭이 20cm인 경우는, 기준풍량이 1,500CMH인 경우에 풍량의 합계가 기준 풍량의 약 96%에 이르며, 기준풍량 1,200CMH인 경우는 풍량 합계가 약 98%에 이른다. 이상의 결과는 공기 유입로의 폭이 10cm인 경우는 폭 20cm인 경우에 비해 풍속이 2배만큼 빠르게 되기 때문에 공기의 마찰에 의한 압력손실이 증가하기 때문인 것으로 사료된다. 따라서 냉각공기 유입로의 폭이 20cm인 경우가 10cm인 경우보다 밀폐형 랙의 풍량확보에는 유리하며, 기준풍량이 1,500CMH 이상이 되는 경우는 냉각공기 유입로의 폭을 20cm 이상으로 할 필요가 있을 것으로 사료 된다.

한편, 밀폐형 랙의 가장 아래쪽에 설치된 1번 서버는 풍량이 서버의 기준풍량 300CMH 보다 작은 풍량을 나타낸다. 냉각공기 유입로의 폭이 10cm인 경우, 랙 기준풍량 1,500CMH 인 경우는 1번 서버의 풍량이 230CMH 로서 서버 기준풍량의 77% 밖에 못 미치는 결과를 나타내었다. 랙 기준풍량이 감소할수록 1번 서버의 풍량은 서버 기준풍량에 근접하나 기준풍량 1,500CMH 의 경우에는 보완책이 필요할 것으로 판단된다. 냉각공기 유입로의 폭이 20cm인 경우는 241CMH 로서 80%로 약간 증가한다.

밀폐형 랙의 하부에 설치되는 서버의 유입풍량을 충분히 확보하기 위한 보완책으로서, 냉각공기 유입로쪽으로 배플 (baffle)을 설치하여 압력손실을 걸어줌으로써 풍속을 완화시키고 서버 공기 인입구 근처에서 정압을 증가시키는 아이디어를 도출하였다 ([사진 2.4.3] 참조).

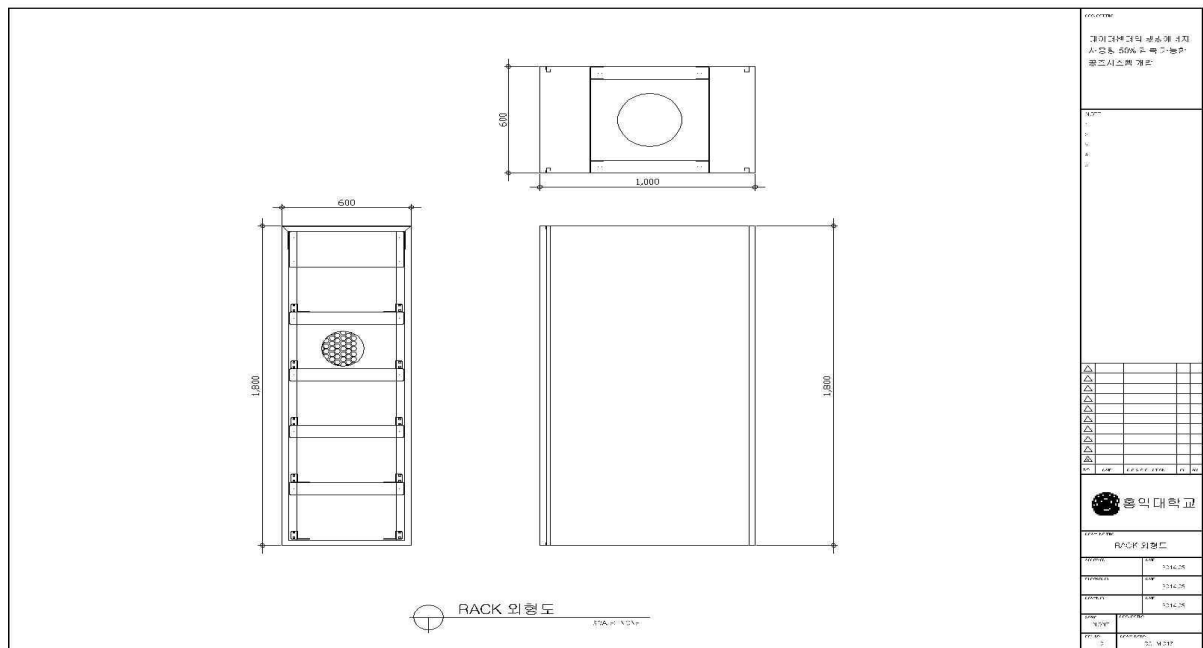
배플을 설치하는 아이디어의 효과를 검증하기 위해, 랙의 하부에 설치되는 서버에 앞으로 내민 길이가 1cm 인 배플을 설치하는 경우와 3cm 인 배플을 설치하는 경우에 대해 기류 가시화를 실시하였다. 1번 서버의 공기 인입구 근처의 기류 흐름에 주목하여 관찰하였으나 기류속도가 워낙 빠르고 난류가 매우 강하여 뚜렷한 경향을 찾아내기는 어려웠다. 따라서, 정량적인 분석에 의해 배플의 효과를 확인하기 위해 각 서버에서의 풍량을 측정하였다. 그러나 그 결과는 예상과 달리 별 효과가 없거나, 오히려 1번 서버의 공기 인입량이 감소하는 경우도 생겼다. 따라서 배플을 설치하는 아이디어는 실질적으로 효과가 없는 것으로 나타났으나 그 원인에 대해서는 알 수 없었다.

배플의 설치가 효과가 없는 것에 대한 원인 규명을 위해 CFD 시뮬레이션을 수행하였다. CFD 시뮬레이션의 결과를 [그림 2.4.7] ~ [그림 2.4.14]에 나타낸다. 공기 유입로의 폭이 10cm 인 경우의 기류분포는 랙의 하부에서 취출되는 냉각공기의 기류속도가 매우 빠른 풍속을 나타내며, 상부로 갈수록 하부의 서버 컴퓨터에 냉각기류가 유입되면서 풍속이 느려지는 경향을 나타낸다. 또한 온도분포는 랙의 하단부로부터 상단부까지 13℃의 온도분포를 나타낸다. 이는 밀폐형 랙에 공급되는 13℃의 냉각공기가 주위의 공간과 완전히 차단된 상태에서 서버 컴퓨터로 공급되기 때문에 냉각공기의 냉열의 손실이 거의 없이 모든 서버에 공급됨을 증명해주는 결과이다. 또한 이 결과는 기존의 개방형 랙 시스템에서, 항상 서버의 유입 공기온도에 신경써야했던 불안요소를 말끔히 해결해 주는 결과이다. 공기 유입로의 폭이 20cm 인 경우는 10cm 인 경우에 비해 냉각공기의 취출 기류속도가 보다 느려지면서 서버로 유입되는 기류분포를 보여주며, 온도분포는 공기 유입로의 폭이 10cm 인 경우와 마찬가지로의 분포를 보인다.

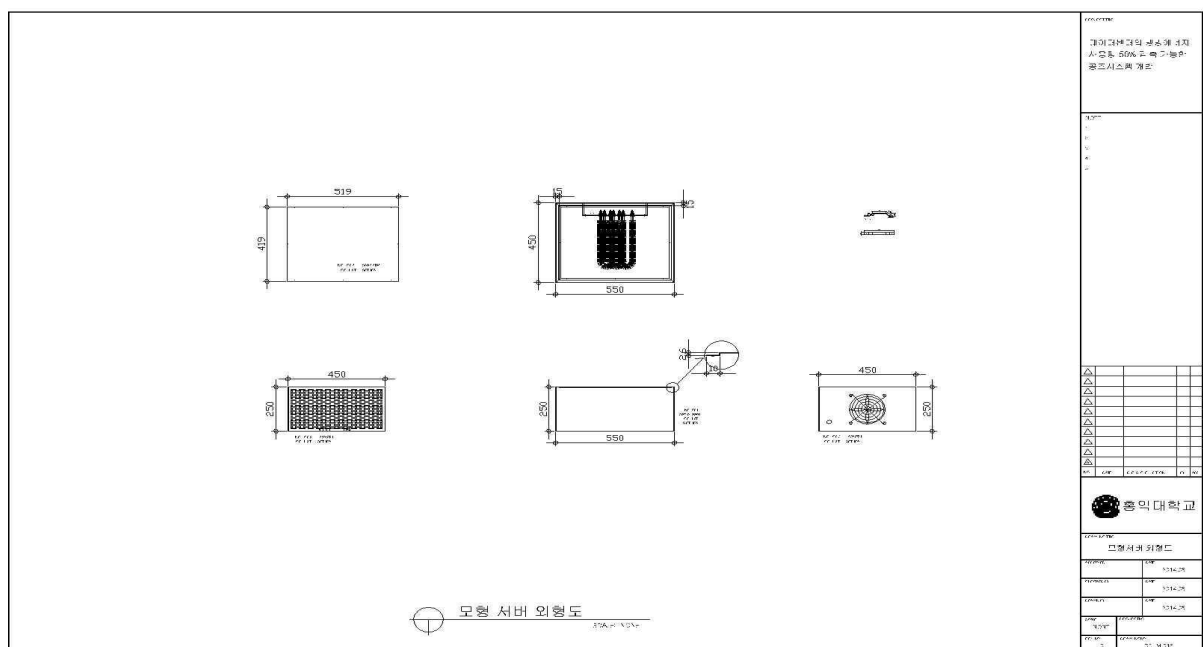
[그림 2.4.11] 및 [그림 2.4.12]은 공기 유입로의 폭이 20cm 인 경우에 배플이 설치된 경우의 CFD 시뮬레이션 결과이다. 기류분포를 보면, 배플의 하부에서 서버 컴퓨터 쪽으로 냉각기류가 원활히 유입되고, 배플의 우측은 기류속도가 배플이 없는 경우에 비해 빨라지는 분포를 나타낸다. 그러나 온도분포는 앞의 배플이 없는 경우와 달리, 배플 근처에서 크게 상승하는 것으로 나타났다. [그림 2.4.13]에 밀폐형 랙 하부의 기류분포를 확대하여 나타낸다. 배플의 아랫면에 취출기류가 부딪히고 0.5m/s 내외의 느린 풍속으로 서버 컴퓨터에 유입되지만, 배플의 윗부분 즉, 기류의 흐름방향으로 얘기하면 배플의 하류 쪽에는 와류가 발생하고 있다. 이 와류에 의해 서버 컴퓨터 내의 공기가 오히려 밀폐형 랙의 공기 유입로 쪽으로 역류하여 배플 근처에서의 공기온도가 상승하게 되는 것으로 사료된다. 이와 같은 경향은 [그림 2.4.14]의 압력 분포에서도 잘 나타나고 있다. 제일 아래에 위치한 배플의 아래 쪽은 압력이 매우 높으나 그 위쪽은 압력이 낮게 나타나고, 아래에서 두 번째 배플부터는 배플의 아래 쪽의 압력이 첫 번째 배플의 경우에 비해 현저히 낮아지고, 배플의 위쪽은 더욱 낮은 압력분포를 나타낸다. 이와 같이 배플 위쪽의 낮은 압력은 이 곳에서 와류가 발생하고 있음을 나타낸다.

<표 2.4.1> 밀폐형 랙의 서버 풍량 측정 결과

구 분		냉각 공기 유입로 폭 : 10cm			냉각 공기 유입로 폭 : 20cm		
기준풍량	서버번호	배플없음	배플1cm	배플3cm	배플없음	배플1cm	배플3cm
1500 [CMH]	No.5	290	295	290	304	304	297
	No.4	285	285	285	303	304	305
	No.3	277	292	291	295	302	295
	No.2	274	274	275	287	285	287
	No.1	230	224	225	241	250	240
	풍량합계	1,356	1,370	1,366	1,430	1,445	1,424
1200 [CMH]	No.5	310	302	296	304	305	300
	No.4	300	296	292	296	305	300
	No.2	296	291	282	297	295	300
	No.1	274	270	273	273	272	266
	풍량합계	1,180	1,159	1,143	1,170	1,177	1,166
900 [CMH]	No.5	305	306	302	308	312	310
	No.2	305	306	303	305	305	308
	No.1	280	274	278	290	285	282
	풍량합계	890	886	883	903	902	900
600 [CMH]	No.5	303	302	301	302	301	300
	No.1	302	300	299	300	300	299
	풍량합계	605	602	600	602	601	599



[도면 2.4.1] 밀폐형 랙의 외형도



[도면 2.4.2] 모형 서버 외형도



랙 전면 부



랙 후면부



랙 측면부



랙 하부의 기류 취출구



배플 (baffle) 설치 모습



기류 가시화용 매니폴드



서버 풍량 측정

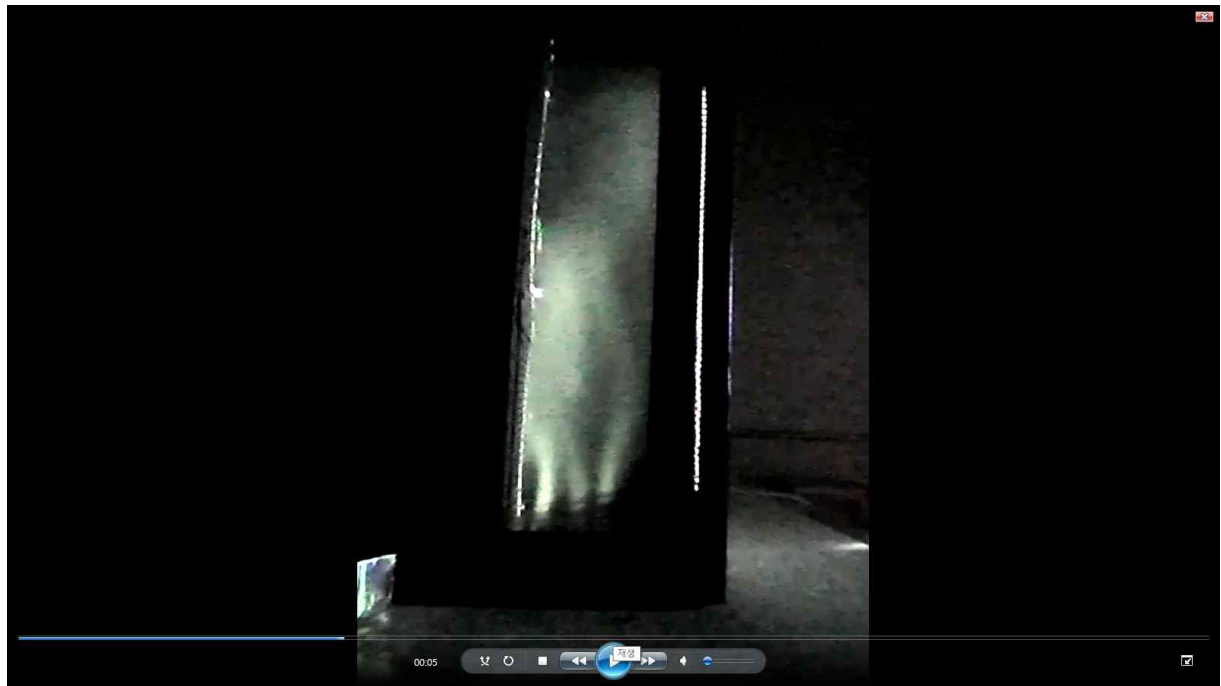


랙 실험장치 (1)



랙 실험장치 (2)

[사진 2.4.3] 밀폐형 랙 시제품 및 성능평가 사진

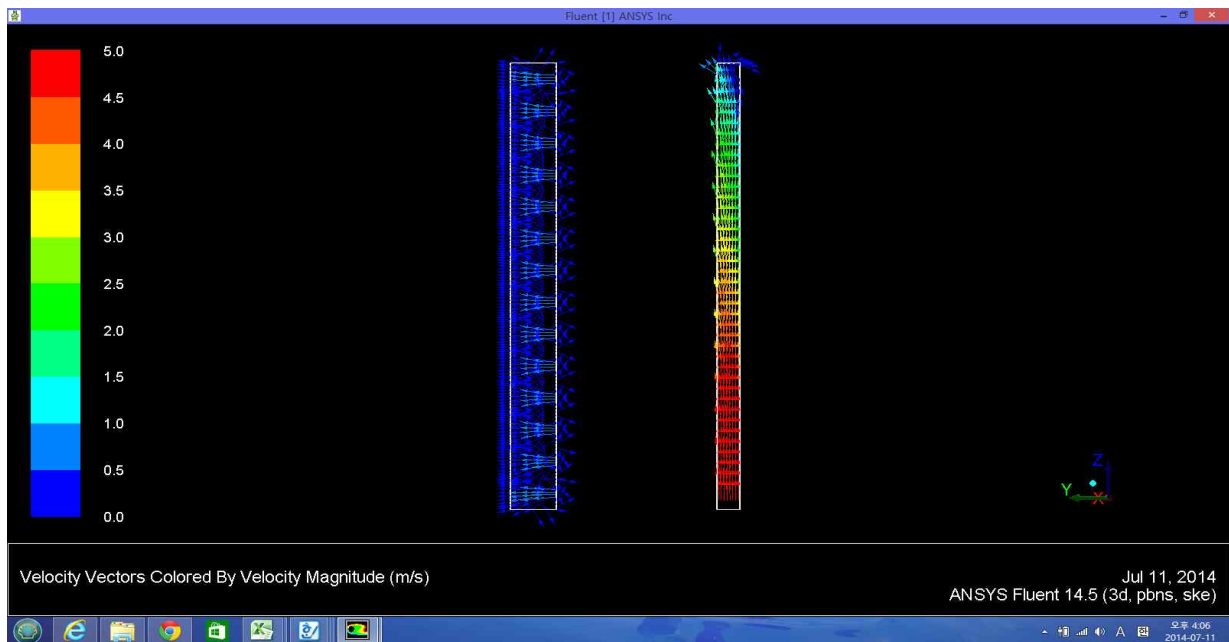


1500 CMH, 배플 (baffle) 미설치시의 가시화 영상



1500 CMH, 배플 (baffle) 설치시의 가시화 영상

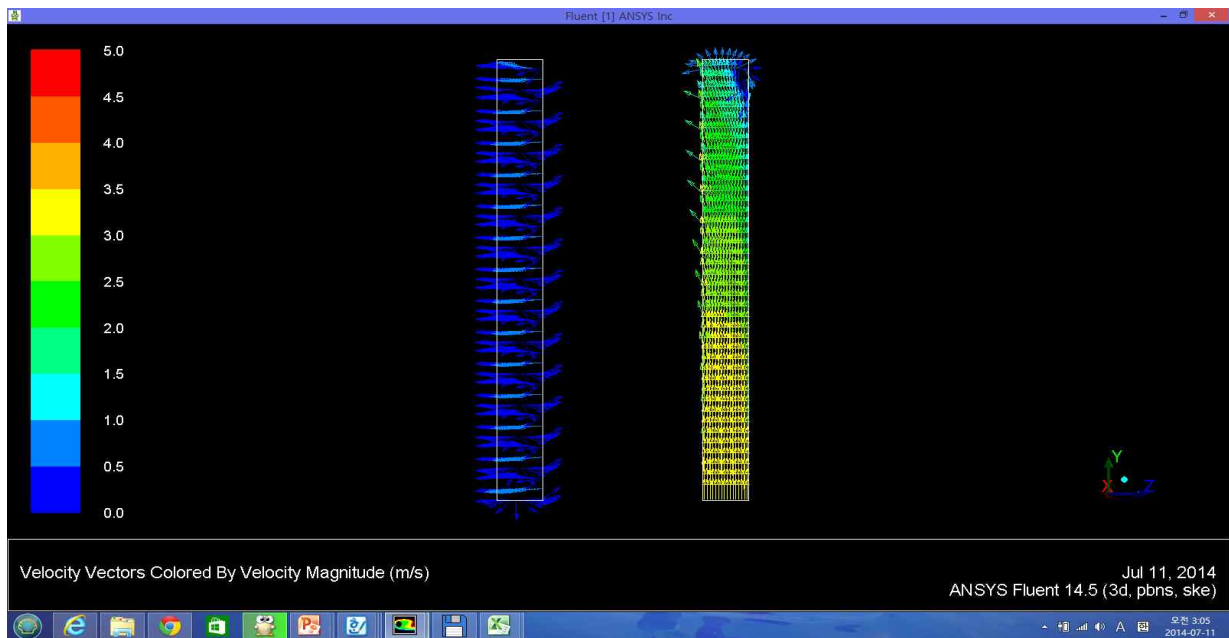
[사진 2.4.4] 랙 하부에 위치한 서버의 기류 유입 가시화 영상



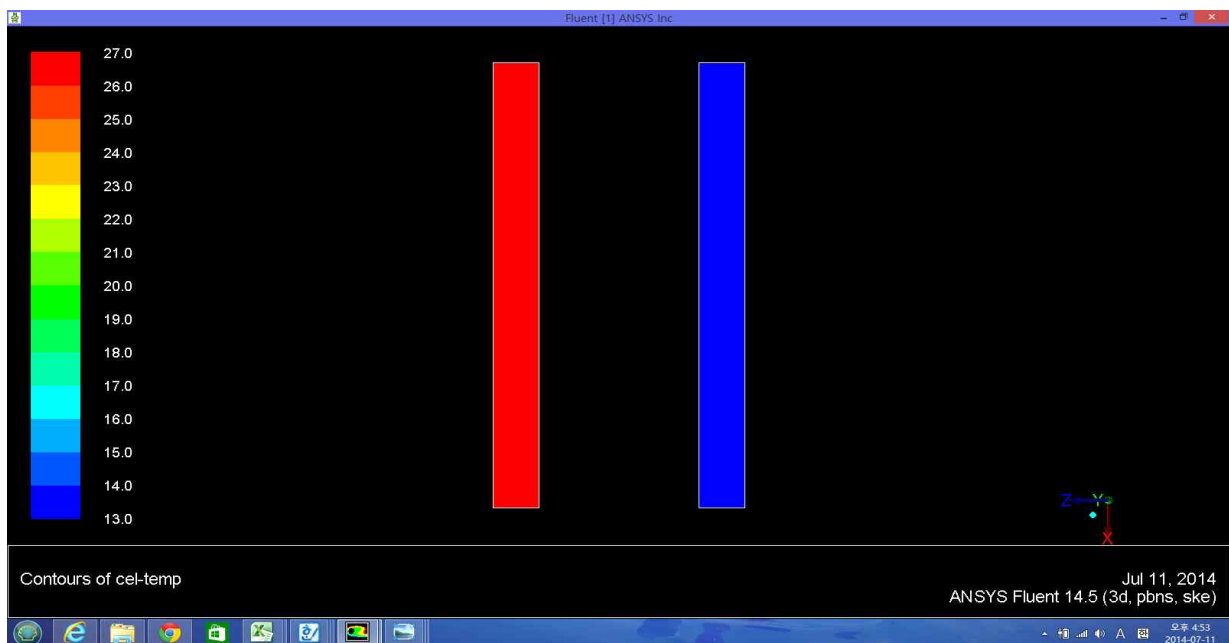
[그림 2.4.7] 밀폐형 랙에서의 기류 분포 (급기쪽 공기유입로 폭 : 10cm)



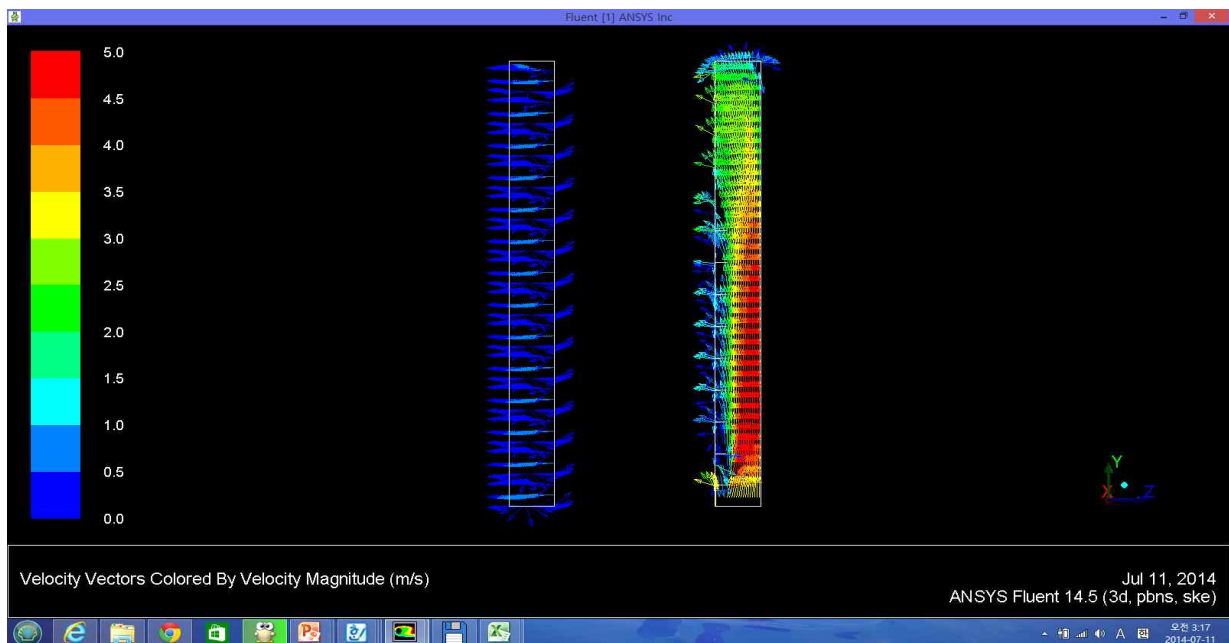
[그림 2.4.8] 밀폐형 랙에서의 온도 분포 (급기쪽 공기유입로 폭 : 10cm)



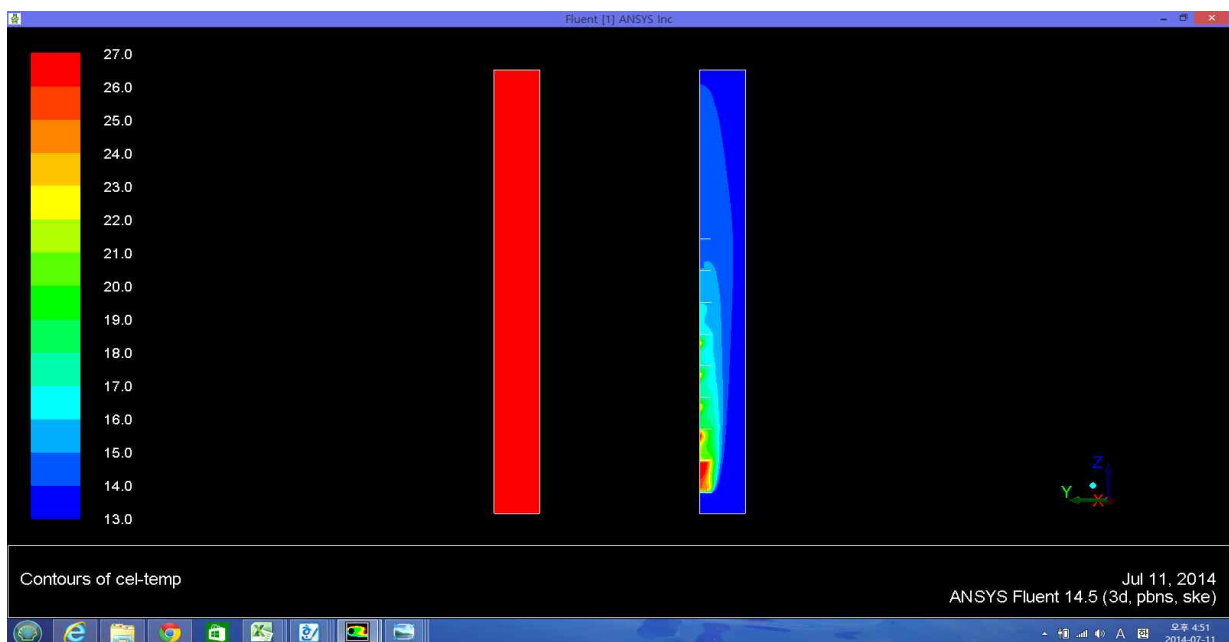
[그림 2.4.9] 밀폐형 랙에서의 기류 분포 (급기쪽 공기유입로 폭 : 20cm)



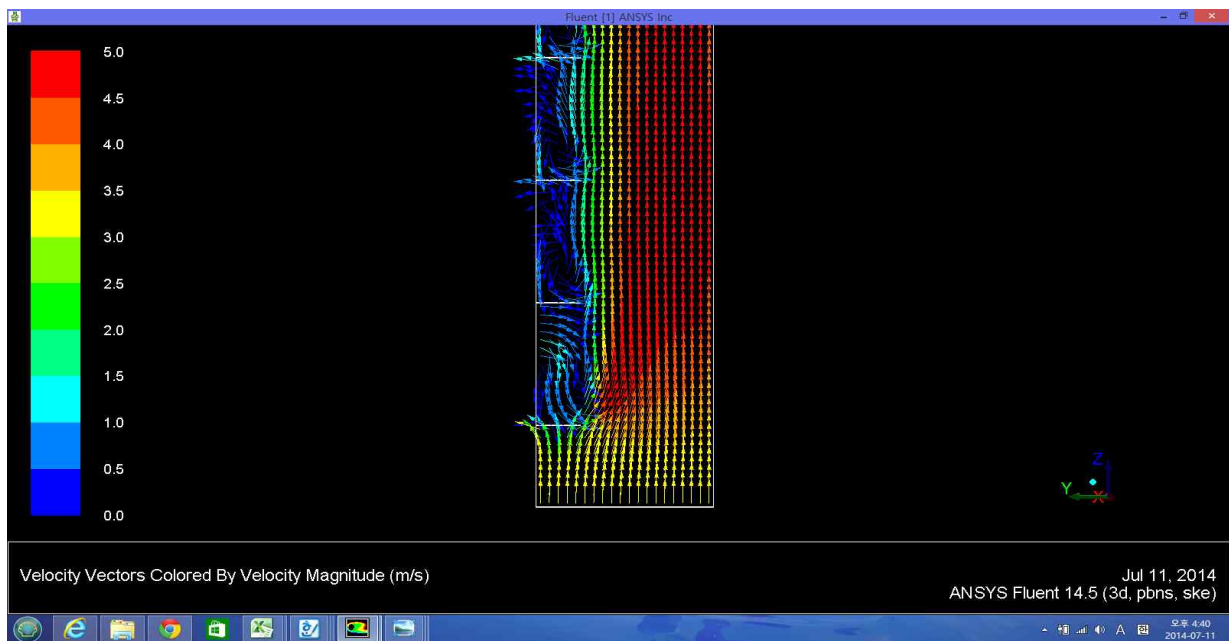
[그림 2.4.10] 밀폐형 랙에서의 온도 분포 (급기쪽 공기유입로 폭 : 20cm)



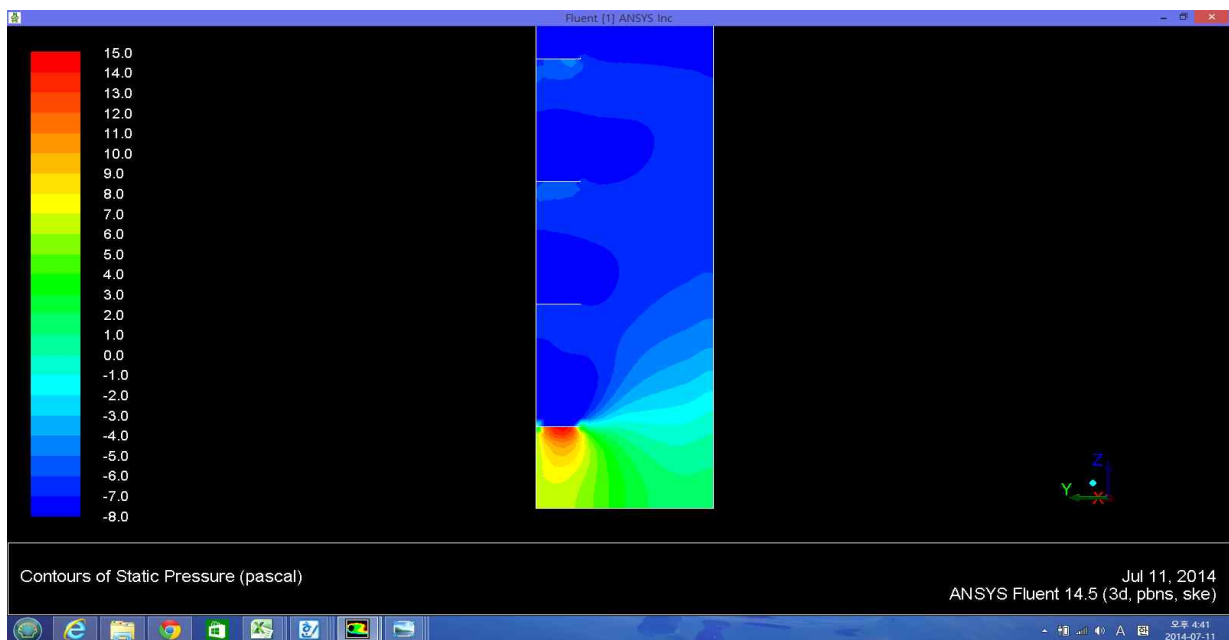
[그림 2.4.11] 밀폐형 랙에서의 기류 분포 (급기쪽 공기유입로 폭: 20cm, 배플(baffle) 설치)



[그림 2.4.12] 밀폐형 랙에서의 온도 분포 (급기쪽 공기유입로 폭: 20cm, 배플(baffle) 설치)



[그림 2.4.13] 밀폐형 랙에서의 기류 분포 확대 (급기쪽 공기유입로 폭: 20cm, 배플 설치)



[그림 2.4.14] 밀폐형 랙에서의 압력 분포 확대 (급기쪽 공기유입로 폭: 20cm, 배플 설치)

3) 소결

- 데이터 센터의 냉방에너지를 획기적으로 줄이기 위해서는 서버에서 배기되는 더운공기의 재순환을 방지할 수 있는 시스템의 개발이 필요하며, 이는 서버에 급기되는 공기와 배기되는 공기의 분리에 의해 가능하다. 이와 같은 급/배기 분리형 시스템은 서버에 공급되는 공기온도를 서버 컴퓨터를 냉각할 수 있는 한 더 높게 유지해도 되기 때문에 13℃보다 더 높은 급기온도를 유지하는 것이 가능하게 되며, 이러한 점은 냉방에너지 절약의 관점에서 여러 가지 가능성을 시사한다. 즉, 냉동기의 출수온도를 높여 냉동기의 COP를 높일 수 있고, 외기 냉방 이용 시에는 활용할 수 있는 외기 조건의 폭을 훨씬 넓힐 수 있다.
- 급/배기 분리형 시스템에 대한 다각도의 검토를 통해 밀폐형 랙 방식이 다양한 서버배치에 유리하고 확장성이 좋은 방식이라 판단되어 밀폐형 랙 시스템의 개발에 착수하여 시제품을 제작하였다.
- 시제품에 대해 기류 가시화, 풍량 측정, CFD 시뮬레이션을 통해 그 성능을 평가하였다. 랙에 취출되는 냉각공기는 그 온도가 거의 그대로 유지되면서 랙의 하단부로부터 상단부까지 도달하여 효과적으로 랙의 모든 서버를 냉각하였다.
- 랙의 하단부에 설치되는 서버는 유입되는 냉각기류의 풍량이 다소 부족하게 된다. 이에 대한 보완책으로서 배플 (baffle)을 설치하는 것은 효과가 없었으며, 다른 보완책을 강구할 필요가 있다.

2. 5 IDC에 적용 가능한 economizer system

1) IDC economizer system 개요

외기를 활용하여 냉방을 하는 방법으로는 크게 외기냉수냉방과 외기냉방이 있다. 외기냉수냉방은 주로 중앙냉수식 시스템에 적용이 가능하며, 외기의 습구온도 기준으로 일정온도 이하로 유지되는 기간에 냉동기를 가동하지 않고 냉각탑의 냉각수와 외기를 열교환 시켜 냉각된 냉각수를 직접 냉수로 사용하거나 열교환기를 통해 간접방식으로 냉수를 생산하여 CRAC 유닛에 열원을 공급하는 방식을 말한다.

외기냉방 시스템은 연중 외기조건이 CRAC 유닛의 급기의 엔탈피조건보다 낮을 때 외기를 직접도입하거나 환기와 혼합하여 서버냉각을 하는 시스템이다. 선행연구 결과, 외기냉방 시스템이 전열(현열+잠열)을 이용하는 반면에 외기냉수냉방은 주로 현열을 이용하여 습도 조절에 대한 문제가 없고 외부공기의 직접도입에 따른 CRAC 유닛의 필터가 필요 없는 장점이 있으나 외기냉방에 비해 장비설치비가 증가하고 이용시간이 짧다. 그리고 두 시스템 모두 실내습도제어에서 외기의 활용 선택 로직이 포함되어 있기 때문에 환경유지에는 문제가 없다.

지금까지는 데이터센터의 정확한 실내환경 유지를 위해 에너지절약적인 시스템에 대한 인식이 크지 않았다. 그리고 IT서버의 보호를 위해 외기냉수냉방에 국한되었다. 그러나 최근 에너지 절약에 대한 내용이 강조됨에 따라 몇몇 데이터센터에서 외기냉방 시스템을 도입하기 시작하였다. 따라서 데이터센터에서의 외기냉수냉방과 외기냉방시스템은 운영여건을 고려한 적용성에 대한 비교분석이 필요하다.

2) Economizer system 조건

외기냉방(Outdoor air cooling, ODAC)이란 외기의 온도 또는 엔탈피가 실내공기의 온도 또는 엔탈피보다 낮은 경우, 냉동기를 가동하지 않고 공기조화기의 외기, 환기, 배기의 댐퍼의 적절한 조작과 송풍기팬 및 배기팬으로 외기를 도입하여 냉방하는 것을 말한다. 외기를 제어하는 방법인 외기냉방 제어는 공조기를 순환하는 환기에 비해 외기의 온도나 엔탈피가 낮을 때, 외기를 끌어들여 이를 냉방에 이용함으로써 냉방공조에 사용되는 에너지의 양을 줄이려는 에너지 절약 제어의 한 개념이다.

여기에서 제어기는 실내온도가 외기온도를 초과하고, 설정온도를 초과하게 되면, 센서가 인식한 온도를 바탕으로 최대한의 외기도입량을 도입하게 된다. 외기냉방제어는 제어의 대상과 방법에 따라 온도 제어와 엔탈피 제어로 구분 할 수 있다.

온도 제어는 건구온도를 기준으로 하여 외기도입량을 결정하는 것을 말한다. 그러나 이 방식에서는, 외기의 습도가 높은 경우 잠열부하가 많아져 오히려 냉방부하가 증가할 위험이 있다.

온도 제어에 비해 개선된 방법으로, 공조 설비의 운전을 위한 외기도입량을 외기와 실내의 엔탈피를 기준으로 결정한다. 이를 위해 외기댐퍼와 환기댐퍼에 설치된 센서가 온도와

상대습도를 동시에 측정함으로써 엔탈피를 파악하며, 실내엔탈피가 외기엔탈피와 설정상태의 엔탈피보다 높게 되면 최대한의 외기를 도입하는 것을 말한다.

본 연구에서는 외기조건의 상황에 따라 온도조건과 엔탈피조건을 병용하여 제어하는 방안을 적용하였다.

3) Economizer system 공조시스템 적용 방안

외기를 활용하여 냉방을 하는 방법으로는 크게 외기냉수냉방과 외기냉방이 있다. 외기냉수냉방은 주로 중앙냉수식 시스템에 적용이 가능하며, 외기의 습구온도 기준으로 일정온도 이하로 유지되는 기간에 냉동기를 가동하지 않고 냉각탑의 냉각수와 외기를 열교환시켜 냉각된 냉각수를 직접 냉수로 사용하거나 열교환기를 통해 간접방식으로 냉수를 생산하여 CRAC 유닛에 열원을 공급하는 방식을 말한다. 외기냉방 시스템은 연중 외기조건이 CRAC 유닛의 급기의 엔탈피조건보다 낮을 때 외기를 직접도입하거나 환기와 혼합하여 서버냉각을 하는 시스템이다.

선행연구 결과, 외기냉방 시스템이 전열(현열+잠열)을 이용하는 반면에 외기냉수냉방은 주로 현열을 이용하여 습도조절에 대한 문제가 없고 외부공기의 직접도입에 따른 CRAC 유닛의 필터가 필요없는 장점이 있으나 외기냉방에 비해 장비설치비가 증가하고 이용시간이 짧다. 그리고 두 시스템 모두 실내습도제어에서 외기의 활용 선택 로직이 포함되어 있기 때문에 환경유지에는 문제가 없다. 지금까지는 데이터센터의 정확한 실내환경 유지를 위해 에너지절약적인 시스템에 대한 인식이 크지 않았다. 그리고 IT서버의 보호를 위해 외기냉수냉방에 국한되었다.

그러나 최근 에너지 절약에 대한 내용이 강조됨에 따라 몇몇 데이터센터에서 외기냉방 시스템을 도입하기 시작하였다. 따라서 데이터센터에서의 외기냉수냉방과 외기냉방시스템은 운영여건을 고려한 적용성에 대한 비교분석이 필요하다.

4) 이코노마이저 사이클의 적용을 위한 기본 고려사항

습도는 실내 온습도 조건의 변화요인이 되므로 과도한 습기 유입 및 습도저하를 방지하여야 한다. 또한 공기오염 방지를 위한 기본적 고려사항으로서 서버실 내부의 입자(분진), 가스상 오염물질 등을 고려하여야 한다.

최근 서버실의 공급온도는 서버 기기의 변화에 따른 완화 가능성을 검토 분석하여 과도한 설계가 되지 않도록 유의하여야 한다. 특히 특수한 경우로서 ASHRAE Standard 90.1에서는 전체 설계풍량의 25% 이상이 공급되는 공간에서 기기의 특성에 따라 노점온도 2℃ 이상으로 유지되어야 하는 경우는 외기의 직접적인 도입에 의한 air-side economizer system을 제외할 것을 요구하고 있다.

기본적인 이코노마이저 시스템은 air side economizer, adiabatic cooled air side economizer, water side economizer와 같이 분류된다. Air side economizer 방식은 외기의 직접 이용하되 이용여부는 엔탈피제어를 기준으로 한다. Adiabatic cooled air side

economizer는 Direct evaporation cooling를 이용하여 냉각가습을 이용하고 반드시 기화식 가습기의 적용이 필요한 시스템이다. Water side economizer는 냉각탑을 이용한 Free cooling 시스템(외기 습구온도 4-6℃)으로서 Water side와 air side를 병용하여 사용하는 경우도 가능하다. 이러한 Water side economizer의 경우 열교환설비 및 컨트롤모듈(밸브 및 운전모드 전환을 위한 다양한 설비가 추가적으로 요구되고 있다. 추가적으로 DX 코일을 적용한 CRAC는 air side와 조합하여 사용이 가능하다.

또한 서버실의 열환경조건 기준(Class 1, 2)으로서 ASHRAE(미국 공조협회: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (www.ashrae.org))에서 밝힌 전산기계실의 최적 온습도는 건구온도는 18-27℃의 범위로 추천하고 있으며 2004년에 비하여 완화된 조건을 적용한다. 습도의 경우 40-55%의 범위에서 25-45%의 범위로 조정되었으며, 온도 및 습도조건의 완화가 가능할 경우 외기냉방의 운영시간 증대 가능한 조건이 되었다.

5) 외기냉방 시스템 적용 방안

가. 외기냉방 구성 기본 방향

이코노마이저 시스템은 기본적으로 냉동기(압축기)의 기동여부에 따라 Partial economizer와 Full economizer로 구분한다. 부분적 외기냉방은 환기를 이용하지 않은 상태로 외기만을 이용하여 목표온도까지 냉각하는 방식으로서 냉방부하를 처리하기 어려운 경우 냉동기를 기동함으로써 냉각코일부하를 절감하는 방식이며 전체 외기냉방은 외기와 환기를 혼합함으로써 목표온도를 만들어 급기하는 방식으로서 냉동기를 기동하지 않는 방식이다.

나. 외기냉수냉방

냉각탑을 이용한 외기냉수냉방시스템은 외기 습구온도가 7~8℃ 이하로 유지되는 겨울철과 중간기에 적용가능하다. 일반적으로 외기습구온도 26℃, 어프로치 4℃이면 냉각수 온도는 30℃, 외기습구온도 7℃, 어프로치 8℃이면 냉각수 온도는 15℃정도가 가능한 것으로 알려져 있다. 결국 간접열교환방식을 고려하여 외기습구온도 3℃를 기준으로 하였으며 이때 냉각수 출구온도는 5~7℃ 정도로 유지할 수 있다.

열교환방식의 water side economizer system은 1, 2차 별도의 분리된 공급계통으로 구성되며, 외기의 온습도 센서에 의해서 냉각탑의 솔레노이드 밸브 작동하는 방식이다. 이 시스템은 별도의 펌프 계통을 운영해야 하며, 3방밸브의 제어는 실내 온도 센서의 신호를 받아 제어 실시하며, Partial economizer를 동시에 활용 가능하도록 구성하여야 효율적으로 이용이 가능하다. 이 시스템은 별도의 회로 구성으로 초기투자비 상승이 대표적인 단점이라 할 수 있다.

그러나 별도의 분리된 공급계통이 없는 단일배관계로 구성되는 직접도입방식은 외기의 온

습도 센서에 의해서 운전모드 결정하고 절환밸브 작동한다. 실내온도 센서를 이용하여 이방 밸브를 작동시키고, 열량제어를 위하여 바이패스 기능을 갖는 차압 밸브를 설치한다. 열교환 방식에 비하여 초기투자비는 낮으나, 제어가 복잡하고 시스템의 오염 우려 등으로 인하여 많이 적용되지 않는 시스템이다.

다. 외기냉방 + 냉각코일 부분 가동

외기 냉방 시 외기온도 일수를 고려하여 에너지 절감 기간 확대할 수 있는 장점이 있다. 실내온도 22℃, 30%일 경우 노점온도가 3.6℃ 이므로 4℃ 이상, 22도 미만(기기 발열을 고려하면 약 20℃ 이하인) 외기를 사용(외기냉방 시 RA 댐퍼 폐쇄 / 전외기방식)하는 방식으로 외기 냉방시 절약되는 전력량은 (외기 냉각열량 - 배기팬 동력)이다. 운전 조건은 실내 상대습도를 30%로 유지하며, 건구온도는 노점온도 이상으로 유지한다. 외기온도가 토출온도 이하인 경우 냉방을 미가동하는 방식이다.

라. 부분 외기냉방 + 냉각코일 가동 정지(기존 Economizer 사이클)

겨울에는 습도가 매우 낮은 상태가 될 수 있다. 평균:DB 0℃ RH 57%은 환산하면 DB 24℃ RH 11% 정도로 산정되므로 가습문제를 고려하여야 한다. 외기냉방으로 실내 취출시 습도 문제 발생될 우려가 있다.

외기온도가 토출온도인 13℃ 이하인 경우에 한하여 외기냉방 가동하며, OA, RA 댐퍼의 연동 제어에 의하여 건구온도 13℃를 만족하는 댐퍼컨트롤을 실시하여 서버 실내 안정성을 확보하여야 한다.

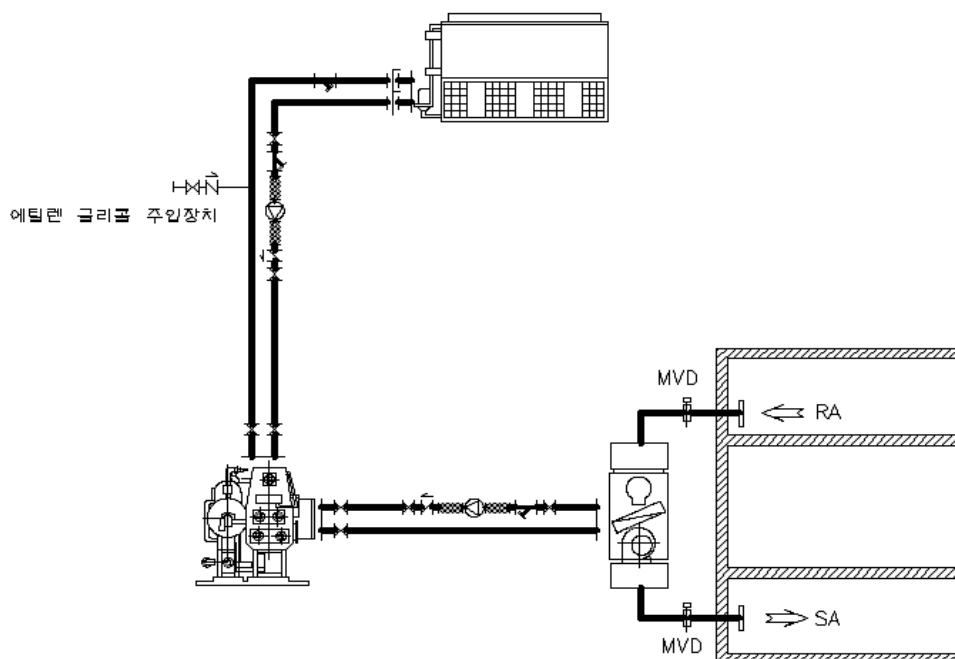
6) 외기냉방 제어 모드 선정

데이터센터 부하특성 및 기본 열원 시스템의 에너지 소비패턴은 연중 냉방부하가 발생하기 때문에 실내설정온도보다 외기가 낮은 시점에도 냉방을 해야 하는 상황이 많다. 따라서 외기를 활용하여 냉방을 하는 방법을 충분하게 고려해야한다. 그 방법으로는 크게 외기냉수 냉방과 외기냉방이 있다.

외기냉수냉방은 주로 중앙냉수식 시스템에 적용이 가능하며, 외기의 습구온도 기준으로 일정온도 이하로 유지되는 기간에 냉동기를 가동하지 않고 냉각탑의 냉각수와 외기를 열교환시켜 냉각된 냉각수를 직접 냉수로 사용하거나 열교환기를 통해 간접방식으로 냉수를 생산하여 CRAC 유닛에 열원을 공급하는 방식을 말한다. 외기냉방 시스템은 연중 외기조건이 CRAC 유닛의 급기의 엔탈피조건보다 낮을 때 외기를 직접도입하거나 환기와 혼합하여 서버냉각을 하는 시스템이다.

외기냉방 시스템이 전열(현열+잠열)을 이용하는 반면에 외기냉수냉방은 주로 현열을 이용하여 습도조절에 대한 문제가 없고 외부공기의 직접도입에 따른 CRAC 유닛의 필터가 필요 없는 장점이 있으나 외기냉방에 비해 장비설치비가 증가하고 이용시간이 짧다. 그리고

두 시스템 모두 실내습도제어에서 외기의 활용 선택 로직이 포함되어 있기 때문에 환경유지에는 문제가 없다. 지금까지는 데이터센터의 정확한 실내환경 유지를 위해 에너지절약적인 시스템에 대한 인식이 크지 않았다.

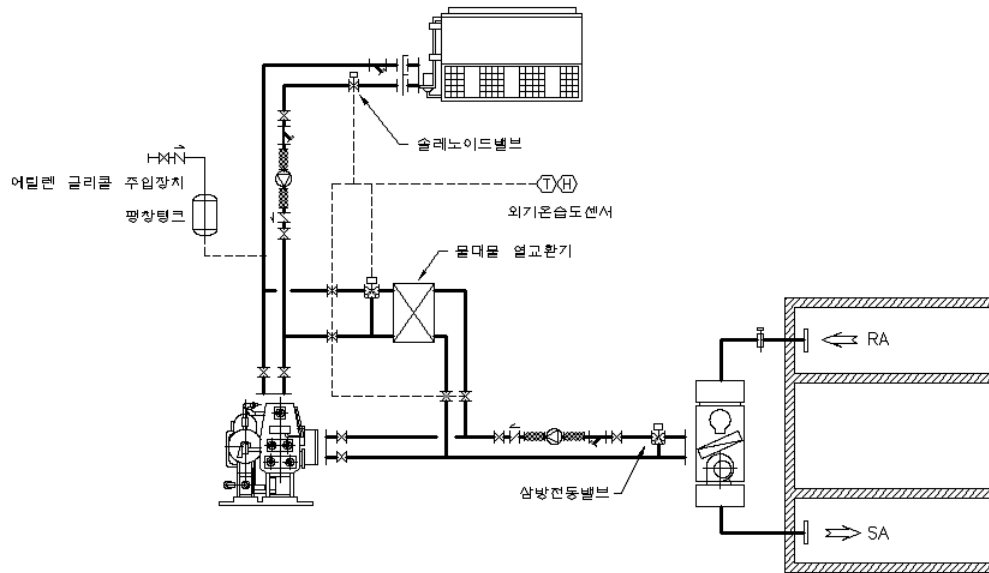


[그림 2.5.1] 기존의 냉각방식

그리고 IT서버의 보호를 위해 외기냉수냉방에 국한되었다. 그러나 최근 에너지 절약에 대한 내용이 강조됨에 따라 몇몇 데이터센터에서 외기냉방 시스템을 도입하기 시작하였다. 이러한 외기냉수냉방 시스템은 일반적으로 간접외기냉수냉방과 직접외기냉수냉방으로 나눈다. 또한 데이터센터는 연중 운영되는 장비의 안전성과 동과문제 등을 고려하여 밀폐형 냉각탑을 사용하는 것이 일반적이다. 밀폐형 냉각탑을 사용하는 방식은 열교환기를 통해 냉각수와 냉수를 열교환하는 간접방식이 외기의 변화에 따라 안정적인 공급측면에서 유리하기 때문에 추가 장비가 소요되어도 직접열교환방식보다 권장된다.

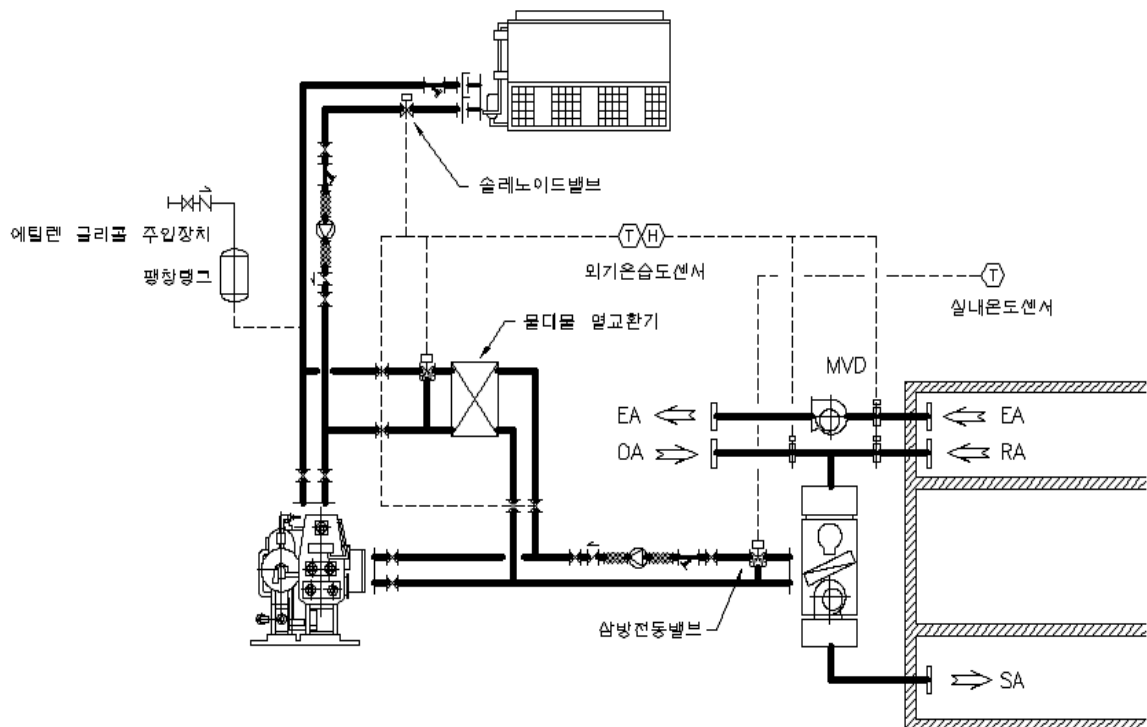
ALT-2의 중앙냉수식은 냉각수 배관에 외기냉수냉방용 열교환기와 냉수순환펌프를 추가하여 시스템을 구성할 수 있다. 외기냉수냉방 시스템의 운전조건은 기존의 연구결과(조진균, 2009)를 기준으로 간접열교환 방식을 고려하여 외기설정습구온도를 3.0°C 로 기준으로 하였다. 또한 냉각수 출구온도가 7°C 정도를 유지할 수 있도록 시스템을 구성하고 냉각탑의 레인지와 어프로치 온도를 4°C 로 하여 냉수 출구 온도를 적절하게 제어한다. ALT-3의 경우는 기존의 외기냉수냉방 시스템과 외기냉방시스템을 동시에 가동하는 방법을 나타낸다. 조건에 따라 외기의 습구온도가 $3.0^{\circ}\text{C WB} \leq \text{습구온도} < 7.0^{\circ}\text{C WB}$ 이고 외기건구온도 < 2

0℃인 경우 가능한 실내환경에 영향을 미치지 않는 water side economizer를 가동하고 추가적으로 필요한 부분은 air side economizer를 가동하는 방식이다.



[그림 2.5.2] 외기냉수냉방 시스템

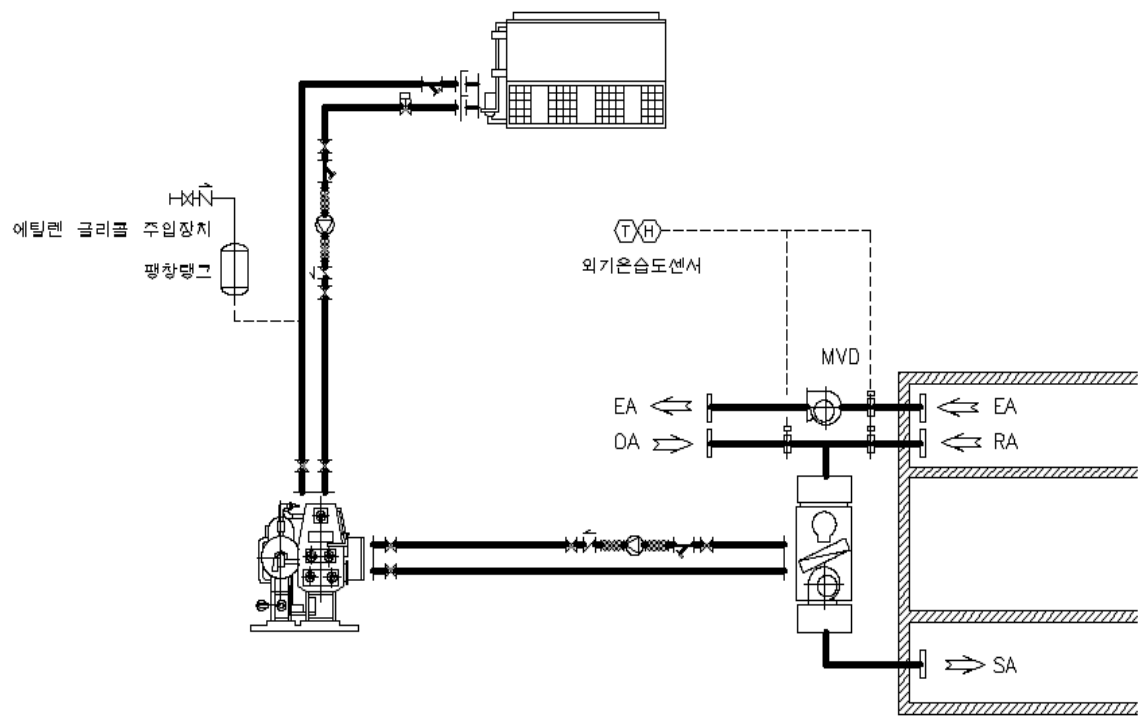
따라서 free cooling 시간을 증대시킬 수 있는 장점과 동시에 가능한 외기의 영향을 줄일 수 있는 장점이 있다. 또한 냉동기를 가동하지 않음으로써 에너지 절감효과가 있는 방식이다. 물론 산술적으로 가동기기가 많으므로 ALT-4의 air side economizer의 에너지 절감 효과에는 미치지 못하는 방식이지만, 외기조건에 따라 ALT-2의 외기냉수냉방에 비해 가동 시간이 늘어나므로 충분히 에너지 절감효과가 있을 것으로 판단되었다. ALT-4는 기존의 air-side economizer방식을 적용한 경우를 나타낸다. 데이터센터는 산업공조개념으로 IT 장비 보호가 최우선으로 고려하여 계획되고 있다. 따라서 외부 공기를 직접 서버냉각에 사용하는 방안은 제외되었다. 그러나 최근 몇몇 데이터센터는 에너지절약을 극대화하기 위해 외기냉방 시스템을 적용하기 시작하였고 그 효과에 대한 구체적인 분석이 현시점에서 필요하다. 외기냉방시스템을 구성하기 위해서는 건축계획측면에서 많은 부분이 고려되어야 한다. 데이터센터의 공조풍량은 일반 사무소건물의 수십 배에 해당한다. 따라서 외기를 직접 실내 유닛으로 유입하기 위해 건물외피에 루버를 형성해야하며 그 면적은 외피의 대부분을 차지하게 된다. 그리고 시스템적으로는 CRAH 유닛에 외기유입과 환기되는 공기를 혼합할 수 있는 믹싱 챔버를 구성해야하고, 적정 급기온도를 유지하기 위해서 혼합비율을 결정하는 센서 및 전동댐퍼 등이 추가적으로 구성되어야 한다.



[그림 2.5.3] 외기냉수냉방+외기냉방 시스템

외기냉방이 가능한 외기조건은 습도에 대한 제습부하 증가를 방지하기 위해 엔탈피 제어가 필요하다. 공기의 냉각 프로세스를 보면, IT서버룸의 실내설정조건(22℃/50%)을 유지하기 위해서는 장치노점온도(ADP)와 코일 내 온도 상승을 고려한다면 CRAH 유닛 토출온도는 13℃가 된다. 따라서 외기조건이 토출온도의 엔탈피 이하일 경우 제습부하의 증가 없이 서버의 냉각이 가능하다.

따라서 34.3 kJ/kg 이하의 엔탈피 값을 갖는 외기를 도입하고 조건에 따라 실내에서 환기되는 공기와 혼합하는 양을 정하게 된다. 외기 냉방시스템의 운전조건은 외기엔탈피를 34.3 kJ/kg으로 기준으로 하였다. 또한 급기온도가 13℃를 유지할 수 있도록 시스템을 구성하고 환기되는 공기의 혼합량을 적절하게 제어한다. 그러나 엔탈피는 낮으나 건구온도가 높은 상태, 즉 습도가 극히 낮은 상태에서는 외기냉방의 효과가 떨어지므로 가동조건에서는 건구온도를 20℃ 미만으로 선정하였다. 이상과 같이 현재 적용 가능한 외기냉방시스템 및 외기냉수냉방시스템을 구성하여 각각의 연간 에너지 소비량을 산출하고자 한다. 특히 ALT-2의 경우 기존의 연구에서는 다루어지지 않은 방식으로 본 연구를 통하여 적용 가능성을 분석하는 것이 필요할 것으로 사료된다.



[그림 2.5.4] 전외기 냉방시스템

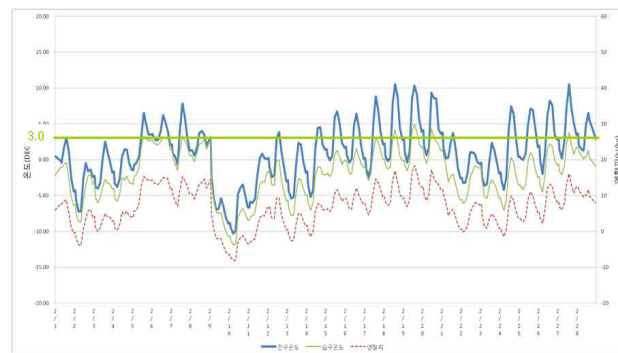
7) 성능평가 시스템 구성 및 측정

가. IDC economizer system 가동 가능 기간 분석

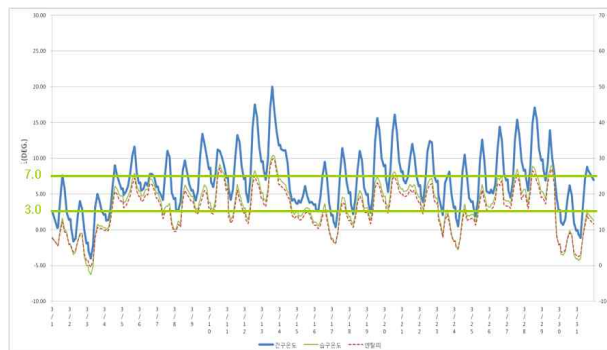
본 연구에서는 시스템의 적용효과 예측을 위하여 기존의 표준기상데이터를 기준으로 시스템의 연간 적용가능 기간을 분석하였다.



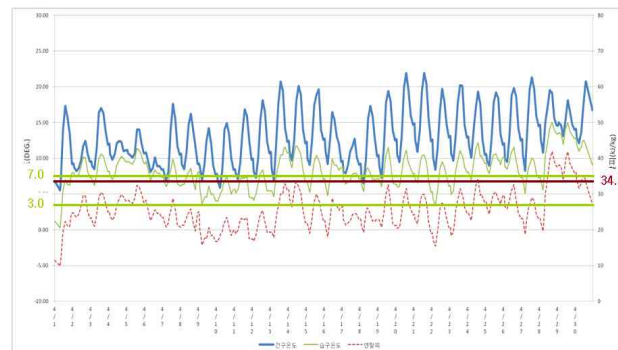
1월



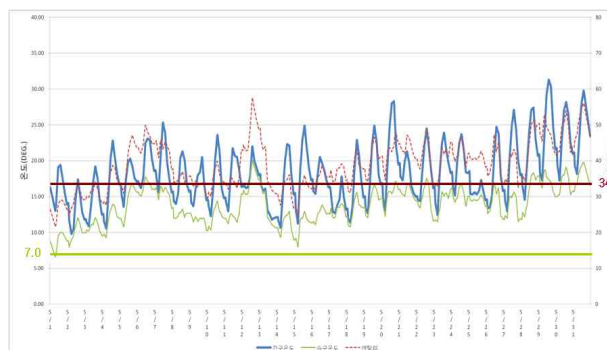
2월



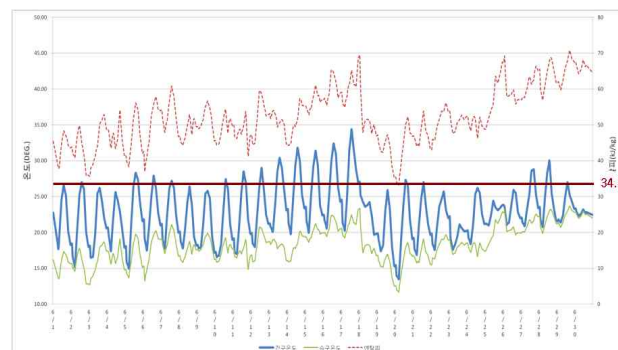
3월



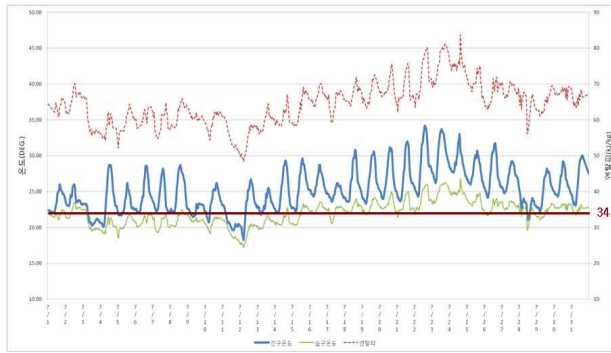
4월



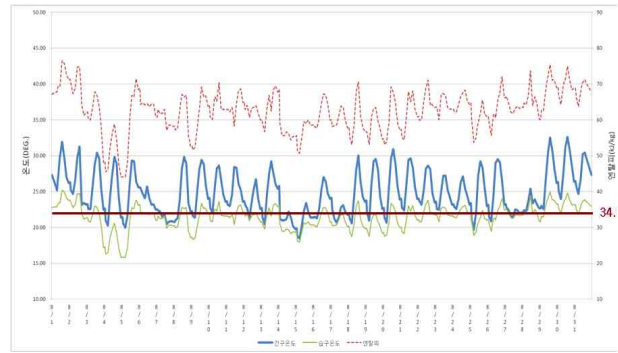
5월



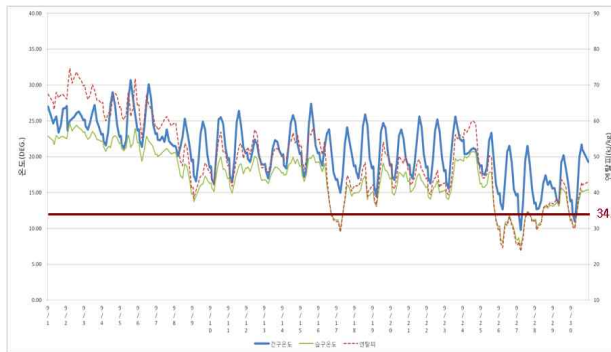
6월



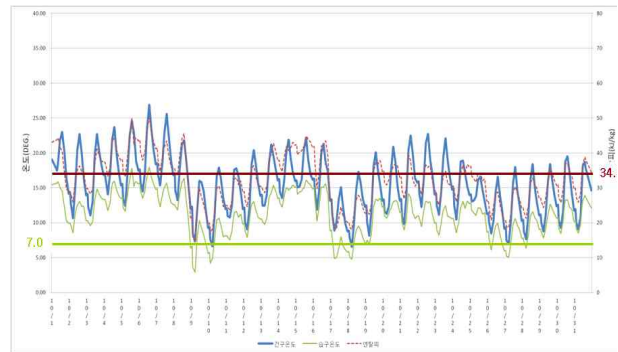
7월



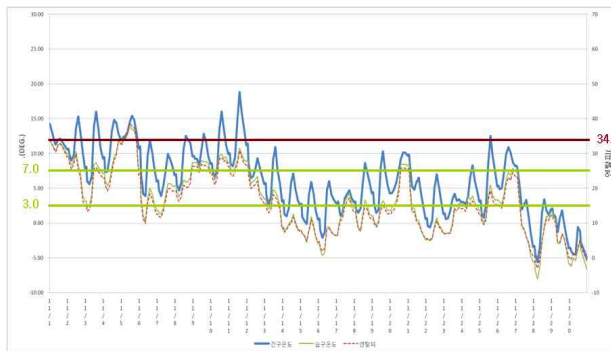
8월



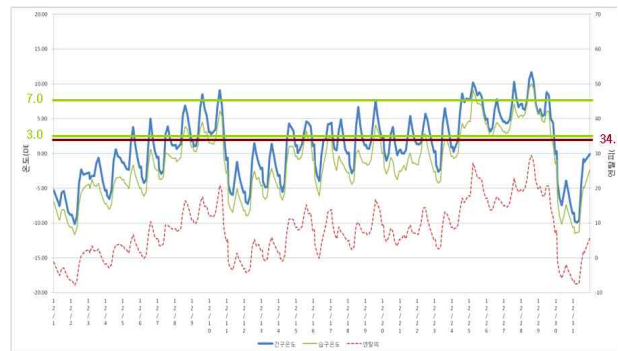
9월



10월



11월



12월

[그림 2.5.5] 월별 외기냉방시스템 가능 기간

분석결과 1, 2월달에는 습구온도 3℃ 이하인 경우 외기냉수냉방시스템의 적용이 가능하며 전기간에 걸쳐 시스템 적용이 가능할 것으로 분석되었다. 3월달 및 4월달은 외기냉수냉방은 빈도가 낮게 나타났으며 외기냉수냉방과 외기냉방을 조합한 시스템이 가동 가능할 것으로 나타났다. 5월 달은 전체기간 중 1/2의 기간 정도에서 외기냉방이 가능할 것으로 예측되었다. 6, 7, 8, 9월 달은 기계식시스템을 적용하여야 하는 것으로 예측되었다. 10, 11, 12월 달은 이코노마이저시스템의 적용이 전시간대에 걸쳐 가능한 것으로 예측되었다.

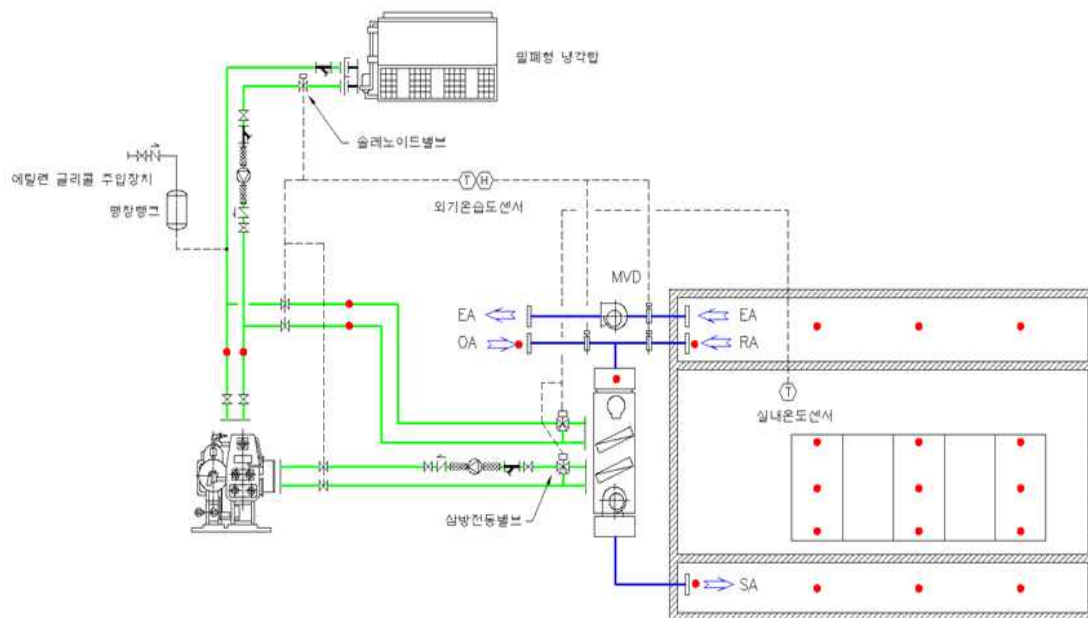
나. 성능평가 시스템 구축

본 연구에서는 기존 데이터센터의 서버실 냉각시스템을 대상으로 서버실 내부의 온도분포 및 냉방시스템의 성능 측정을 통하여 기존 시스템의 문제점을 파악하여 추후 필요로 하는 에너지 소비량 분석에 적용하고자 한다.

서버실의 냉각설비로서 냉수식 향온향습기를 설치하였으며 기본 용량은 15RT로 설계되어 있다. 급기방식은 하부 플레넘을 이용한 가압방식이며, 환기는 실링리턴 방식을 적용하고 있다. 위치는 충남 조치원에 소재한 홍익대학교 건축공학부 실험실 건물 내부 일부를 구획하여 구축하였다.

측정대상 테스트베드는 외주부에 면한 벽체를 차폐하여 처리하였고 1면은 향온기 기계실에 면하고 있으며 기타 3면의 벽체는 내주부 공조공간과 면하고 있어 기존의 서버실을 충실히 재현하고 있는 상태이다. 기계실에 설치된 1대의 향온향습기는 15RT 냉방용량을 가지고 있으며 공급풍량은 9,500CMH, 공급공기와 리턴공기의 온도차 9℃로 설계되어 있으며, 냉동기로부터 7℃의 냉수를 공급받아 12℃로 환수되도록 설계되어 있다.

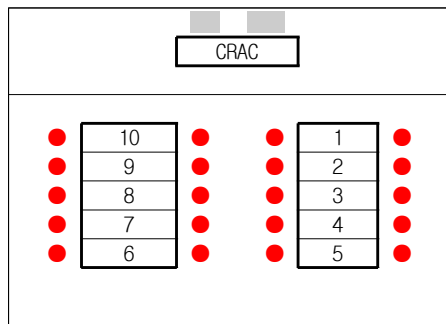
기본적인 공조방식은 하부 플레넘(높이: 400mm)에 가압한 후, 바닥취출구를 통하여 냉풍을 상향급기하고, 상부 천정공간을 리턴플레넘으로 활용하는 방식을 취하고 있다. [그림 2.2.2]는 본 테스트베드의 기본적인 공조시스템을 나타낸다.



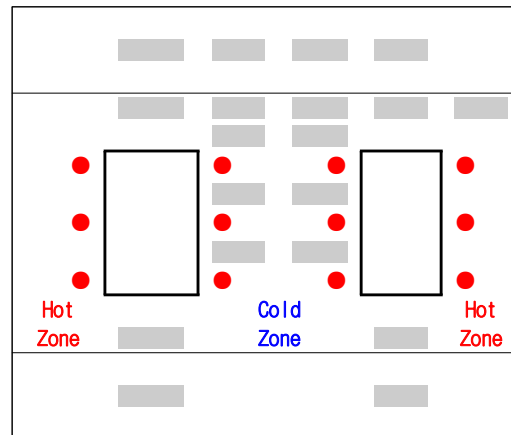
[그림 2.5.6] 성능시스템 기본 계통도

<표 2.5.1> 향온향습기 기본 사양

설치위치	용량 (RT)	풍량 (CMH)	열량 (Kcal/h)	소비전력 (Kw)	전원	온도조건 (℃)	유량 (LPM)
기계실	15	9,500	45,000	4.0	3/380/60	22.5→ 13.5	165

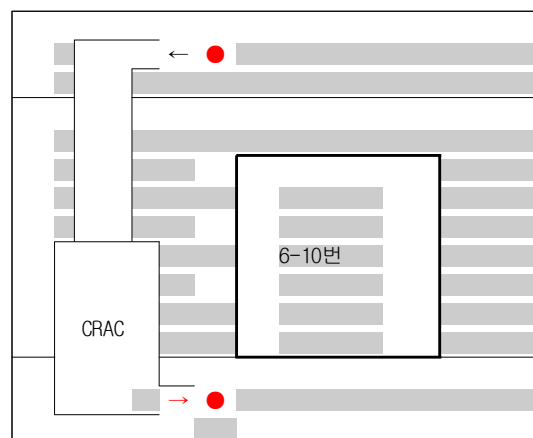


각 Rack 번호



측정 대상실 평면

측정 대상실 횡단면



측정 대상실 종단면

[그림 2.5.7] 측정대상실의 측정점 위치(●: 온도 측정점)

다. 현장 측정 방법 및 절차

자동측정에 사용된 온도센서의 결과값은 1분 간격으로 EMS 시스템의 서버에서 자동적으로 기록되는 방식으로 하였으며 서버실의 발열에 의한 전반적인 평면 온도분포는 C-C열전대와 데이터로거를 이용하여 자동으로 측정하였다.

공기온도분포의 측정은 시간적 경과에 따른 온도 변화를 알아보기 위하여 실험실의 각 랙 내부 서버랙 전후단에 측정점 별로 바닥으로부터 20cm, 120cm, 200cm에 60개의 온도센서를 설치하여 자동측정을 실시하였다. 각 서버랙의 상부에는 발열에 의한 상부공간의 영향을 분석하기 위하여 리턴덕트 내부에 온도센서를 설치하였다.

또한 실내로 공급되는 냉기의 공급온도와 향온기로 리턴되는 리턴공기 온도의 측정을 통하여 실제적으로 실내에서 소비하는 냉방열량을 산정하기 위하여 하부플래넘의 내부에 공급온도 측정을 위한 온도센서를 설치하였고, 천정 내부에 리턴공기 온도 측정을 위한 온도센서를 설치하였다. 향온기의 공급풍량은 정풍량을 유지하고 있으므로 공급온도와 리턴온도를 모니터링 함으로써 실내의 에너지 소비특성을 분석하였다.

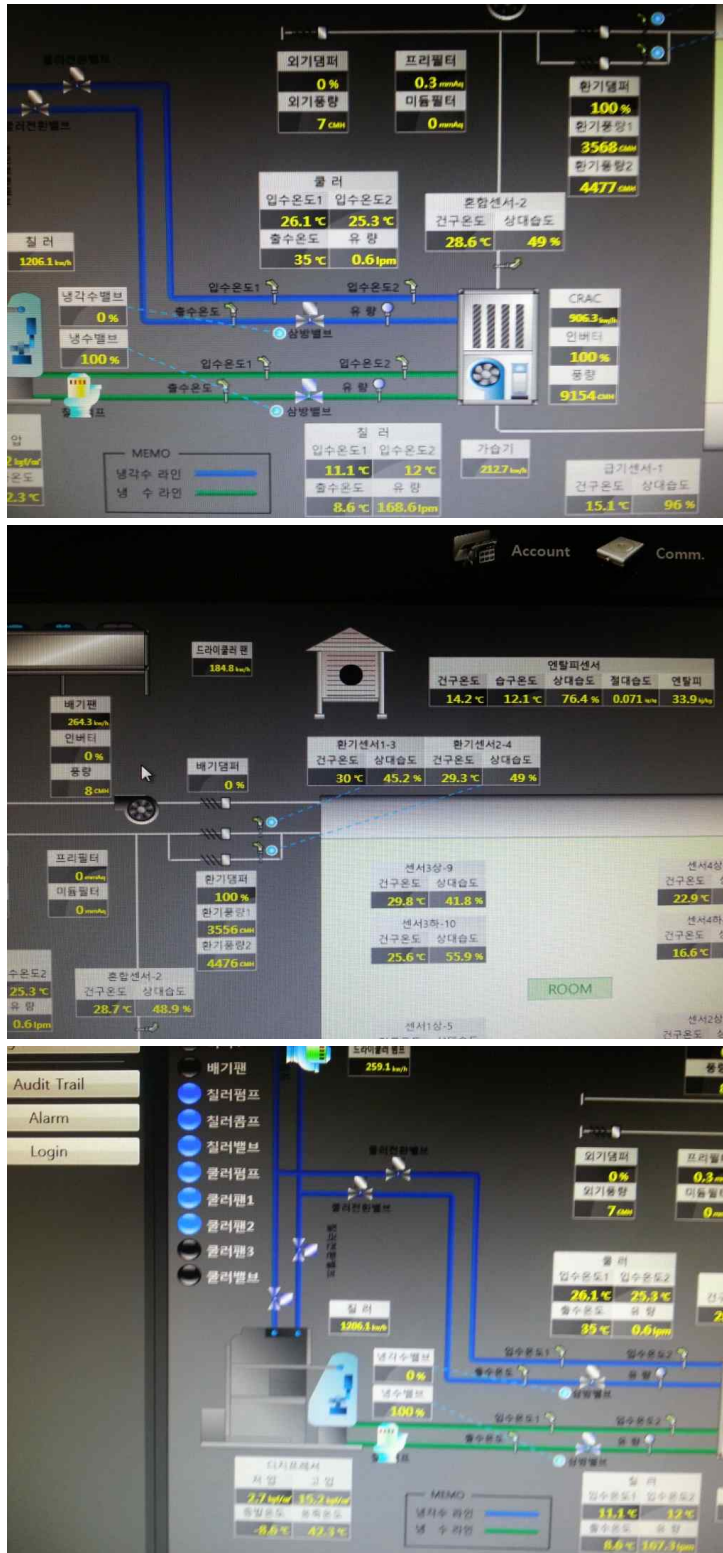
일반적으로 데이터센타는 IT부하가 커서 부하의 변동이 적고, 측정 전 일정기간의 에너지 소비특성을 파악할 수 있으므로 실내환경의 수동측정은 단기간에 실시할 수 있었다. 자동측정의 경우에는 2014년 3월 6일부터 6월 17일까지 수집된 데이터를 기준으로 분석을 실시하였다.

측정방법을 종합하면, 1차적으로 60개소의 온도센서와 EMS를 통하여 자동적으로 수집된 온도를 기준으로 시계열 변화를 분석하였고, 2차적으로 서버실 냉각시스템을 대상으로 운전조건에 따른 전력량을 상대적으로 비교 측정하였다.

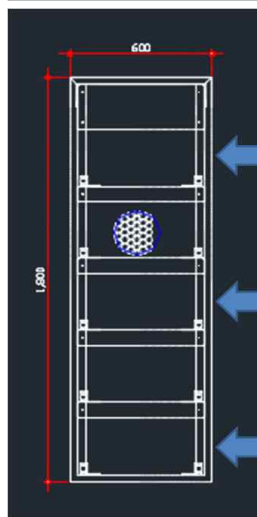
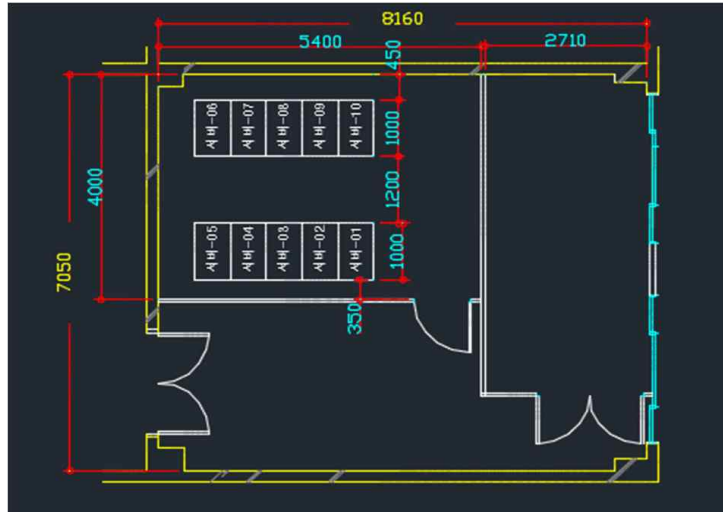
유체온도 및 덕트내부 공기의 온도와 유량, 풍량의 측정을 통하여 서버실에 실질적으로 공급되는 열량을 산정할 수 있으며 측정데이터를 기초로 냉방시스템의 COP를 산정하고자 하였다.

<표 2.5.2> 측정 항목

측정항목	측정기기	수량	용도
유체온도	배관내 삽입식 센서	6	냉수, 냉각수
공기온도	C-C 열전대 및 열선풍속센서	92	서버실 내부 및 덕트 내부
풍량	FMS	5	덕트 내부 풍량
유량	초음파유량계	2	냉수 및 냉각수 유량
전력량	Multi Electric Monito	6	전원기기 전력량 측정



[그림 2.5.8] EMS 시스템 기본 화면



서버 랙 열전대 번호 순서도

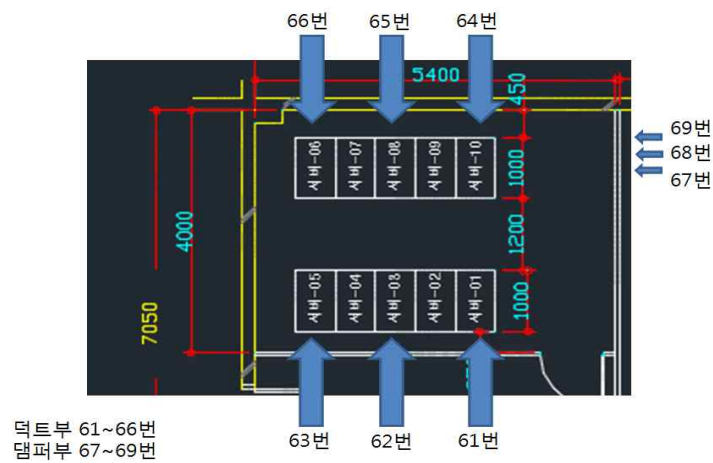
전면부 $N=(n-1)*3+3$
후면부 $N=(n-1)*3+33$

전면부 $N=(n-1)*3+2$
후면부 $N=(n-1)*3+32$

전면부 $N=(n-1)*3+1$
후면부 $N=(n-1)*3+31$

Ex)
1번서버 하단부 전면
 $(1-1)*3+1 = 1$ 번
4번서버 상단부 전면
 $(4-1)*3+3 = 12$ 번
7번서버 중단부 후면
 $(7-1)*3+32 = 50$ 번

덕트, 댐퍼부 번호 순서도



덕트부 61~66번
댐퍼부 67~69번

[그림 2.5.9] 서버실 측정점 구성

라. 자동제어시스템 구성

(1) 서버실 내부 온도센서 및 냉각열량 제어

서버실의 내부에는 cold aisle 내부에 8개, hot aisle 내부에 8개, 리턴덕트 2개, 하부 플래넘 내부 1개의 온도센서를 설치하여 제어포인트로 구성한다. 제어시스템을 통한 에너지 절감효과를 검토하기 위하여 서버실의 급기온도 설정값을 기준으로 냉수코일의 유량제어 및 외기댐퍼의 개도율을 조정하도록 한다.

또한 냉동기의 출수온도 및 CRAC의 출구공기온도를 기존시스템에 비하여 상향조정하여 실험을 진행할 수 있도록 함으로써 본 연구에서 제안한 운전모드, 개발 급배기랙의 적용효과를 검증할 수 있도록 하였다.

Cold aisle 서버인입구의 온도설정값은 18~26℃ 범위에서 수동으로 설정가능하도록 구성하였다. 급배기 시스템과 연동하여 설치하는 경우 CRAC의 출구공기온도를 크게 증가시키는 것이 가능하므로 별도의 제어모듈을 구성하여 온도설정값의 설치가 가능하도록 구성하는 것이 필요하기 때문이다.

CRAC의 내부 냉수코일은 외기냉수냉방용 냉수코일과 일반적인 경우의 냉수코일을 복수로 설치하여 각 운전모드에 따라 전용으로 가동이 가능하도록 구성하였다. 기존의 원코일방식을 적용하는 경우 동절기 동파방지를 위하여 주입하는 부동액이 외기냉수냉방 가동시 CRAC의 냉수코일로 유입됨으로서 열전달 효과에 영향을 미칠 수 있을 것으로 추정되어 별도의 코일을 설치하는 이중코일 방식을 선정하였다.

CRAC에 설치된 냉수코일 1, 2는 외기냉방의 경우와 일반적인 경우를 동일하게 제어하기 위하여 동일한 유량제어방법을 적용하는 것으로 하였다.

시스템의 전체 송풍량은 정풍량으로 유지하도록 댐퍼컨트롤 실시(외기냉방을 실시하는 경우 OA댐퍼와 EA댐퍼, RA댐퍼를 연동하여 컨트롤 실시)하도록 하였으며 FMS 시스템을 이용하여 실시간으로 제어상황은 EMS를 통하여 모니터링 및 데이터 저장이 가능하도록 구성하였다.

외기냉수냉방과 외기냉방의 경우 외기조건으로 기준으로 냉방열량 계산 후 실내 리턴공기 온도 및 급기온도를 기준으로 유량제어 및 풍량제어 실시하도록 하였으며 모니터링 간격은 1분 간격으로 설정하였다.

기본적인 냉동기의 출수온도는 7℃를 기준으로 하며 단계적으로 18℃까지 높게 설정 가능하도록 구성하여 기존의 랙을 적용하여 냉방을 실시하는 경우와 개발된 급배기랙을 적용하는 경우의 에너지소비량을 비교할 수 있도록 하였다.

개발된 급배기 랙의 경우 서버 인입구 부분을 밀폐한 시스템이므로 기존의 시스템에 비하여 높은 온도의 급기를 공급하는 경우에도 서버에 적정온도의 급기가 가능한 시스템이다.

(2) 외기조건의 상태 감시

외기건구온도, 외기상대습도, 외기습구온도는 측정데이터를 직접 이용하는 것으로 하며 외기엔탈피는 외기건구온도와 상대습도를 기준으로 제어프로그램 내부에서 환산하도록 구성한다.

■ 외기엔탈피 계산(건구온도와 상대습도를 기준으로 계산)

TODB : 건구온도(℃)

TOAB : 절대온도(K)

Pw : 수증기분압(kPa)

ㄱ : 상대습도(%)

x : 절대습도(kg/kg)

ㄷ : 엔탈피(kJ/kg)

$$TOAB = TODB + 273.15$$

$$FNPWS(TOAB) =$$

$$\text{EXP}(-5800.2206/TOAB + 1.3914993 - 0.048640239 \cdot TOAB + 0.41764768 \cdot \text{POWER}(10, -4)) \cdot \text{POWE}$$

$$R(TOAB, 2) - 0.14452093 \cdot \text{POWER}(10, -7) \cdot \text{POWER}(TOAB, 3) + 6.5459673 \cdot \text{LN}(TOAB)) / 1000$$

$$P_w = FNPWS(TOAB) \times \text{ㄱ} / 100$$

$$x = (0.62198 \cdot P_w) / (101.325 - P_w)$$

∴ 엔탈피(kJ/kg) ㄷ

$$= 1.005 \times TODB + (1.846 \times TODB + 2501) \times ((0.62198 \cdot P_w) / (101.325 - P_w))$$

위와 같이 산정된 산정된 엔탈피와 외기건구온도, 외기습구온도를 기준으로 외기냉방 운전모드의 제어방향 선택할 수 있도록 구성하였다.

(3) 실험조건 설정 검토

서버급배기 시스템 적용에 따른 에너지 소비량 측정 및 출구온도 상승에 의한 에너지 절감효과 분석을 위하여 다음의 <표 2.2.3>에 나타낸 바와 같다.

<표 2.5.3> 실험조건 구성

구분	기존 Rack 급배기시스템	개발 Rack 급배기시스템
시스템 선정		
1) 기계식	엔탈피 46.9 kJ/kg 이상, 20°C DB 이상	절대습도 0.0106kg/kg이상, 엔탈피 59.5 kJ/kg 이상, 32°C이상
2) Air side economizer system 1	엔탈피 46.9 kJ/kg 미만, 20°C DB 미만	절대습도 0.0106kg/kg미만, 엔탈피 59.5 kJ/kg 미만, 32°C미만
3) Air side economizer system 2	엔탈피 34.3kJ/kg 미만, 13°C DB 미만	절대습도 0.0106 kg/kg 이하, 엔탈피 52.34 kJ/kg 이하 25°CDB이하
4) Air side economizer system + Water side economizer system	습구온도 3°C ~ 7°C	습구온도 8°C ~ 14°C
5) Water side economizer system	습구온도 3°C 미만	습구온도 8°C 미만
6) Air side economizer system 3	건구온도 0°C 미만	건구온도 0°C 미만
2. 출수온도(리턴온도)	7°C	12°C, 14°C, 16°C, 18°C
3. 급기온도	13°C, 15°C, 17°C	18°C, 20°C, 22°C, 24°C, 26°C

<표 2.2.3>에 나타낸 바와 같이 랙의 설치 방안에 따라 2가지 운전모드 운영하도록 한다. 실험조건의 설정 기준은 냉동기의 출수온도와 급기온도를 기준으로 한다.

- * 랙의 설치 방안에 따라 2가지 운전모드 운영
- * 설정조건은 냉동기의 출수온도와 급기온도를 기준
- * 1) 기계식: 외기댐퍼 close, 냉동기만 운영
- 2) Air side 1: 외기댐퍼 open, 배기팬 기동, 냉동기 및 냉각탑 기동
- 3) Air side 2: 외기댐퍼 open, 배기팬 기동, 냉동기 및 냉각탑 정지
- 4) Air side + water side: 2차 냉수코일을 최대 가동, 부족한 열량 외기도입처리
- 5) Water side: 외기댐퍼 close, 배기팬 정지, 냉동기 정지
- 6) Air side 3: 3) 모드와 동일

(4) 기본적인 입력데이터와 모니터링 데이터

<표 2.5.4> 데이터 구성

입력데이터 및 모니터링 데이터
외기 건구온도 = TODB (°C) → 계측기의 측정치 활용 외기 상대습도 = RHO (%) → 계측기의 측정치 활용 외기 습구온도 = Towb (°C) → 계측기의 측정치 활용 서버실 리턴공기 건구온도 = TR (°C) 서버실 리턴공기 상대습도 = RHR (%) CRAC 출구공기 건구온도 = Td (°C) CRAC 출구공기 상대습도 = RHd (%) CRAC 냉수코일_1 입구수온 = Tcoil_1_in CRAC 냉수코일_1 출구수온 = Tcoil_1_out CRAC 냉수코일_1 통과유량 = Lcoil_1 Chiller 냉각수 공급온도 = Tcond_s Chiller 냉각수 환수온도 = Tcond_r CRAC 냉수코일_2 입구수온 = Tcoil_2_in CRAC 냉수코일_2 출구수온 = Tcoil_2_out CRAC 냉수코일_2 통과유량 = Lcoil_2 CRAC 급기풍량 = Qs (CMM) CRAC 배기풍량 = Qe (CMM) CRAC 환기풍량 = Qr (CMM) CRAC 외기풍량 = Qo (CMM) CRAC 급기댐퍼 개도율 = OPNs (%) CRAC 배기댐퍼 개도율 = OPNe (%) CRAC 환기댐퍼 개도율 = OPNr (%) CRAC 외기댐퍼 개도율 = OPNo (%) 서버실 각 지점의 온도 분포
환산데이터
외기 엔탈피 = 璉(kJ/kg)

(5) 초기운전조건 설정

<표 2.5.5> 기본 운전조건

기본 운전조건 설정
Basic Setting Condition(실내 발열조건 100%, 냉동기 가동율 100%) CRAC 출구온도(서버실 급기온도) T_d (°C) = 13 °C 서버실 리턴공기 상대습도 RH_r (%) = 50 % 순환공기 풍량 설정 $Q_s = Q_r, Q_o = Q_e = 0$ CRAC 냉수코일_1 입구수온 = $T_{coil_1_in} = 7$ °C Chiller 냉각수 공급온도 = $T_{cond_s} = 32$ °C 외기상태 감시 및 운전조건 결정 외기 건구온도와 상대습도를 기준으로 외기엔탈피 산정 $T_{wb} = f1(T_{odb}, RH_o)$ 외기습구온도 T_{owb} = 계측기의 모니터링 데이터 입력 활용

(6) 각 모드별 운전조건

<표 2.5.6> 기존의 기계식 운전모드

IF ㄹ ≥ 34.3 kJ/kg OR T_{odb} ≥ 20℃ STEP 1 Conventional Cooling System (외기엔탈피가 34.3 kJ/kg 이상이거나 외기온도가 20℃ 이상인 경우)
SET Tr = 22 ℃, Qs = Qr, Qo = Qe = 0, RHr = 50 %, Tcoil_1_in = 7 ℃, Tcond_s = 32 ℃ - 냉동기의 출수온도는 7℃ 기준으로 운영 - 급기온도를 13 - 26℃로 유지하기 위한 냉수코일의 유량제어를 통하여 냉각열량 제어 실시 - 외기댐퍼 및 배기댐퍼 개도율 0% - CAV 시스템: 설정된 급기온도를 기준으로 냉수코일의 유량을 제어하여 CRAC의 출구공기온도를 조정 - VAV 시스템: 공급공기온도를 13 - 26℃로 유지하고 실내 리턴온도의 변화에 따라 인버터를 이용한 송풍량 제어 실시

<표 2.5.7> Air-side Economizer Cycle System

IF ($T_{owb} = f_2(T_{odb}, RH_o) \geq 7^{\circ}\text{C}$) AND ($i_o = f_1(T_{odb}, RH_o) < 34.3 \text{ kJ/kg}$ AND $T_{odb} < 20^{\circ}\text{C}$)

STEP 2 Air-side Economizer Cycle System

(외기엔탈피가 34.3 kJ/kg 이하이고 외기온도가 20°C 이하이며 외기습구온도가 7°C 이상인 경우)

SET Initial Value

$T_r = 23^{\circ}\text{C}$, $T_d = 13^{\circ}\text{C}$, $RH_r = 50\%$, $OPNs = 100\%$

외기온도가 13°C 초과 상태인 경우 partial economizer 가동

- $OPNr = 0\%$, $OPNo = 100\%$, $OPNe = 100\%$
- 외기댐퍼를 100% 개방하여 최대한 외기를 이용하는 모드로 운전
- 냉수코일은 급기온도가 13 - 26°C로 유지되도록 3-way 밸브 유량제어

외기온도가 13°C 이하인 경우 full economizer 가동

- 냉동기 가동 중지 및 냉수밸브 close
- 초기개도율을 100%로 조정하고 이후에 급기온도를 13 - 26°C로 유지할 수 있도록 혼합비율 제어
- 댐퍼 개도율 조정

$$Q_o + Q_r = Q_s, Q_o = (Q_s \times T_r - T_d \times Q_s) / (T_r - T_o), Q_e = Q_s - Q_r$$

Cooling coil_1, Cooling coil_2는 정지모드

<표 2.5.8> Air-side Economizer + Water-side Economizer Cycle System

IF $3^{\circ}\text{C} \leq (T_{owb} = f_2(T_{odb}, R_{Ho})) < 7^{\circ}\text{C}$ STEP 3 Air-side Economizer + Water-side Economizer Cycle System (외기습구온도가 3°C 이상이고 7°C 미만인 경우)							
SET Initial Value							
Tr = 22°C , Td = 13°C , RHr = 50 %							
OPNs = 100 %, OPNr = 0 %, OPNo = 100 %, OPNe = 100 %							
- 외기습구온도 기준으로 냉각열량 산출(어프로치 온도 4°C 기준)							
습구온도	구분	온도조건		대수평균온도차		계산결과	
3	코일입구공기온도	t1	22	d1	10	냉동기용량	100%
	코일출구공기온도	t2	13	d2	6	외기부하분담	0
	코일입구냉수온도	tw1	7			외기량	0
	코일출구냉수온도	tw2	12	MTD	7.839262	코일입구온도	22
4	코일입구공기온도	t1	22	d1	9	냉동기용량	87%
	코일출구공기온도	t2	13	d2	5	외기부하분담	13%
	코일입구냉수온도	tw1	8			외기량	조정
	코일출구냉수온도	tw2	13	MTD	6.812839	코일입구온도	20.83
5	코일입구공기온도	t1	22	d1	8	냉동기용량	74%
	코일출구공기온도	t2	13	d2	4	외기부하분담	26%
	코일입구냉수온도	tw1	9			외기량	조정
	코일출구냉수온도	tw2	14	MTD	5.777266	코일입구온도	19.66
6	코일입구공기온도	t1	22	d1	7	냉동기용량	60%
	코일출구공기온도	t2	13	d2	3	외기부하분담	40%
	코일입구냉수온도	tw1	10			외기량	조정
	코일출구냉수온도	tw2	15	MTD	4.726196	코일입구온도	18.4
7	코일입구공기온도	t1	22	d1	6	냉동기용량	46%
	코일출구공기온도	t2	13	d2	2	외기부하분담	54%
	코일입구냉수온도	tw1	11			외기량	조정
	코일출구냉수온도	tw2	16	MTD	3.645049	코일입구온도	17.14

- 코일측 냉각열량 $q_{cc2} = N \times A \times K \times C_{ws} \times MTD \times 4.19$
 N: 코일열수 6열 기준
 A: 코일 정면 면적(m^2)
 K: 전열계수($750kcal/hm^2\text{°C}$)
 C_{ws} : 습면보정계수($=1.65$)
 MTD: 대수평균온도차
- 공기측 냉각열량 $q_{cc_2} = (0.24 \times 1.2 \times Q_s \times \Delta T) \times 4.19$ (ΔT 는 코일입출구 공기온도차 기준으로 산정)
- CRAC 냉수코일_2 입구수온 = $T_{coil_2_in}$
- $T_{coil_2_in} = T_{owb} + 4\text{°C}$
- 습구온도의 변화에 따라 초기조건인 외기도입댐퍼의 개도율과 리턴댐퍼의 개도율을 2번코일의 입구온도에 맞게 혼합설정
- 댐퍼 개도율 조정
 $Q_o + Q_r = Q_s$, $Q_o = (Q_s \times T_r - \text{입구온도} \times Q_s) / (T_r - T_o)$, $Q_e = Q_s - Q_r$
- 냉수코일은 3-way 밸브의 개도율을 100% 개방상태로 설정
- 서버실의 급기온도를 기준으로 반복적으로 댐퍼의 개도율 조정

<표 2.5.9> Water-side Economizer Cycle System

IF ($T_{owb} = f2(T_{odb}, RH_o)$) < 3°C

STEP 4 Water-side Economizer Cycle System

(외기습구온도가 3°C 미만인 경우)

SET Initial Value

$T_r = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_d = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$, $RH_r = 50\%$

$OPNs = 100\%$, $OPNr = 0\%$, $OPNo = 100\%$, $OPNe = 100\%$

CONTROL $T_d = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ 기준

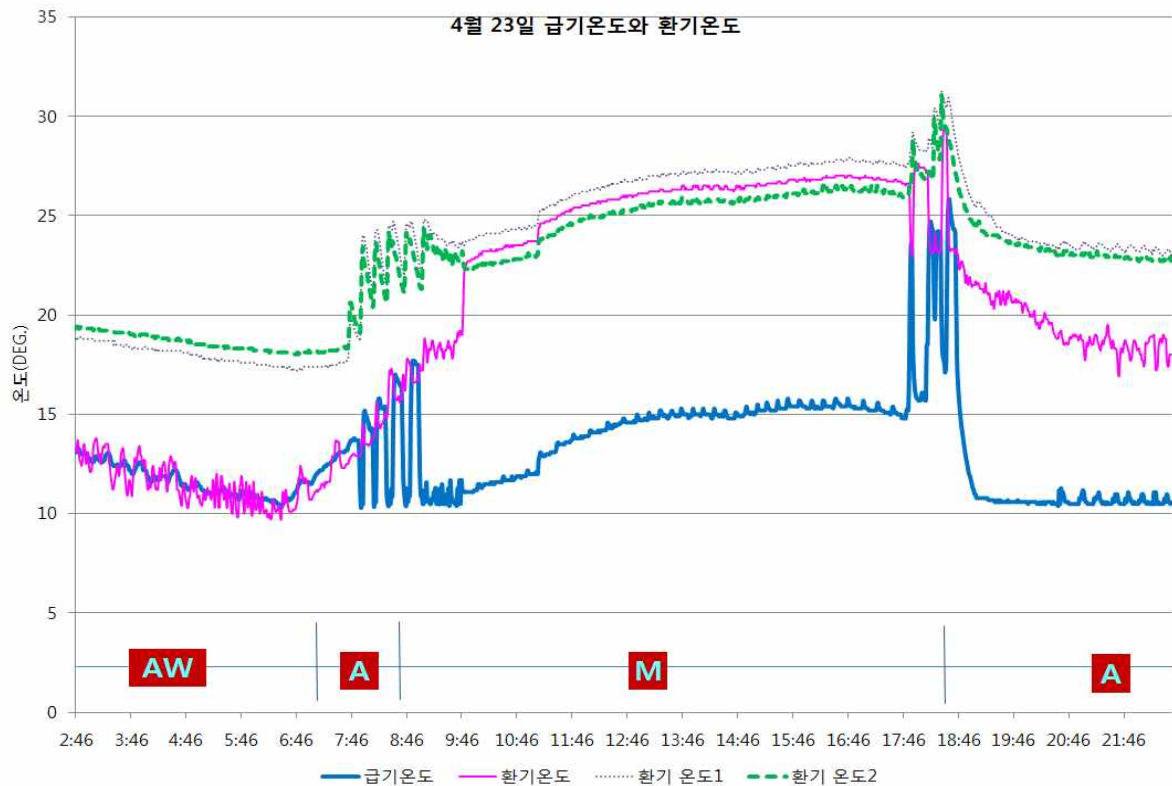
- CRAC 냉수코일_2 입구수온 = $T_{coil_2_in}$

- $T_{coil_2_in} = T_{owb} + 4\text{ }^{\circ}\text{C}$

- 냉수코일은 3-way 밸브의 개도율을 서버실의 급기온도에 따라 13-26°C가 유지되도록 유량제어 실시

8) 외기냉방시스템 및 개발랙 적용에 따른 에너지 절감효과 분석

가. 외기냉수냉방+외기냉방, 외기냉방, 기계식 혼합운전모드의 운영결과



[그림 2.5.10] 혼합운전 모드에서의 급기온도와 환기온도

[그림 2.5.10]은 4월 23일 오전 02:46부터 오후 22:37까지의 CRAC의 급기온도와 환기온도 측정결과를 나타낸 것이다. 4월 23일은 다음의 [그림 2.3.2]의 외기온도 및 엔탈피 조건에 의하여 외기냉방, 외기냉수냉방, 외기냉방+외기냉수냉방, 기계식 모드까지 모든 운전모드가 운영된 날이다.

오전 02:46부터 06:51까지 외기냉방+외기냉수냉방의 조합시스템으로 운영되었으며 이후 08:46까지는 외기냉방시스템, 18:46까지는 기계식 시스템, 이후에 외기냉방시스템으로 운영되었다. 외기조건의 변화에 따라 각 모드가 자동적으로 전환되어 운영되고 있으나 모드 변환 시 급기온 등이 10.2~17.8℃ 범위에서 불안정적으로 운영되고 있는 것으로 나타났다. 이는 제어 특성상 온도조건의 미세한 변화에 따라 순간적으로 반응하여 나타난 결과로서 시간적인 처리보다 경계온도조건의 처리가 필요할 것으로 사료된다.

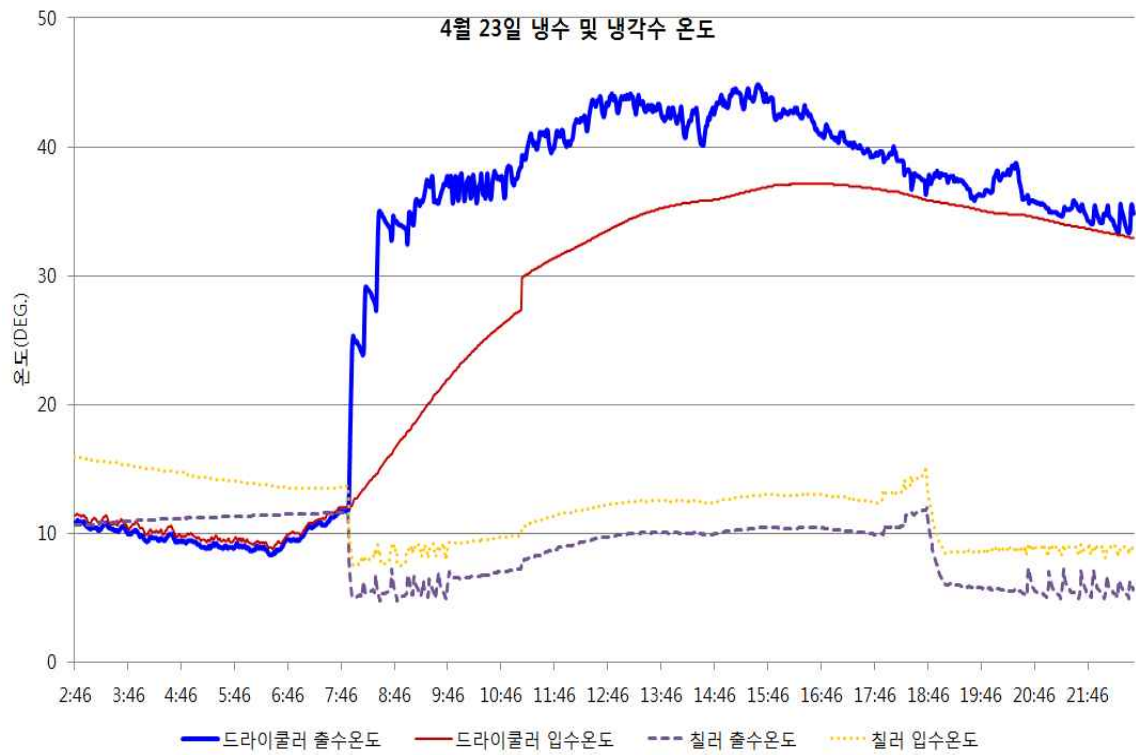


[그림 2.5.11] 혼합운전 모드에서의 외기온도와 엔탈피

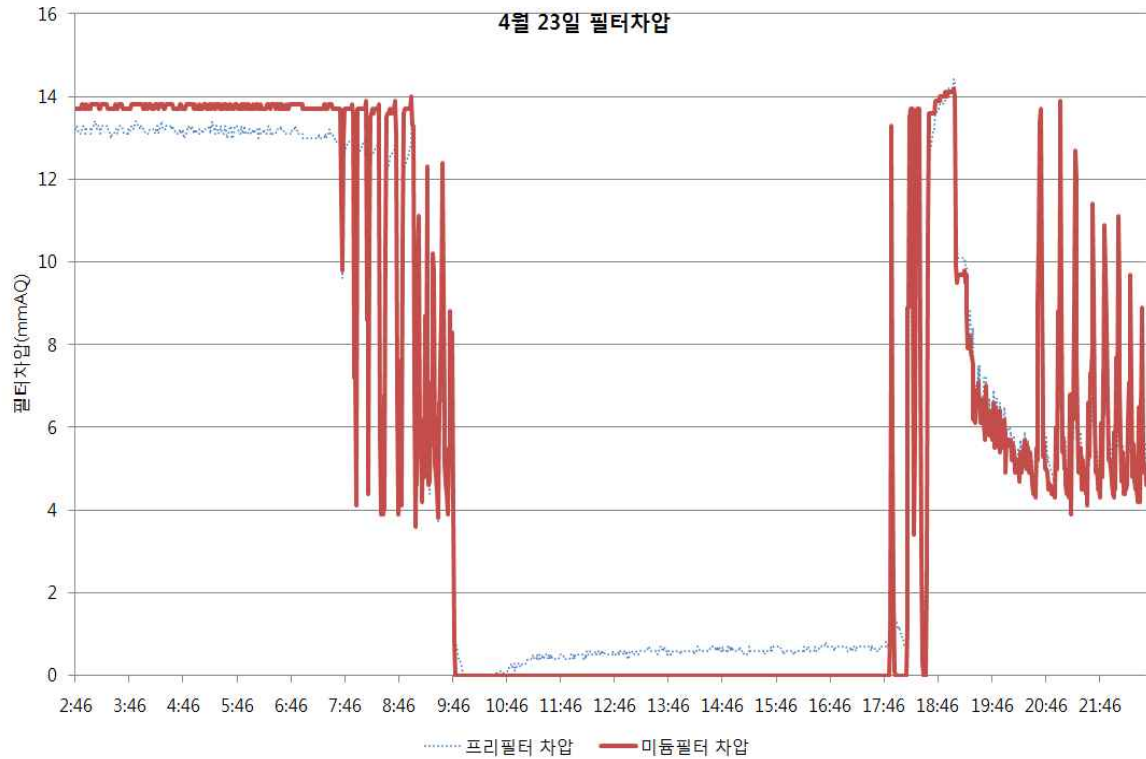
[그림 2.5.11]는 실험 일시인 4월 23일의 외기온도와 엔탈피 분포를 나타낸 것이다. 오전 기간에는 습구온도가 7℃ 이하의 분포를 나타냄으로써 외기냉수냉방+외기냉방의 혼합시스템으로 운영되었다. 외기 엔탈피는 오전 09:46 이후로 외기냉방 기준인 34.3 kJ/kg을 초과하였으나 저녁시간이 되면서 외기냉방이 가능한 외기상태가 되었다. 그림에 나타난 바와 같이 모드 전환시간대에 온도 및 엔탈피 수치가 변화하는 경우 운영시스템의 제어동작이 원활하게 작동하지 못하는 결과를 나타냈다.

[그림 2.5.12] 4월 23일 냉수 및 냉각수 온도 분포를 나타낸 것이다. 칠러의 출수온도(냉수)는 전시간대에 걸쳐서 5.3 - 11.5℃의 분포를 나타내고 있다. 외기냉수냉방+외기냉방의 혼합시스템으로 운영되는 오전 07:46까지는 외기와 열교환으로 드라이쿨러를 이용하여 10.5 - 11.6℃의 냉수를 생산하고 있었으며, 부족한 부분을 워 직접도입으로 실내부하를 처리하고 있는 것으로 나타났다. 이후의 운영모드에서 냉수는 전반적으로 6.3 - 10.2℃의 분포를 나타내고 있었다.

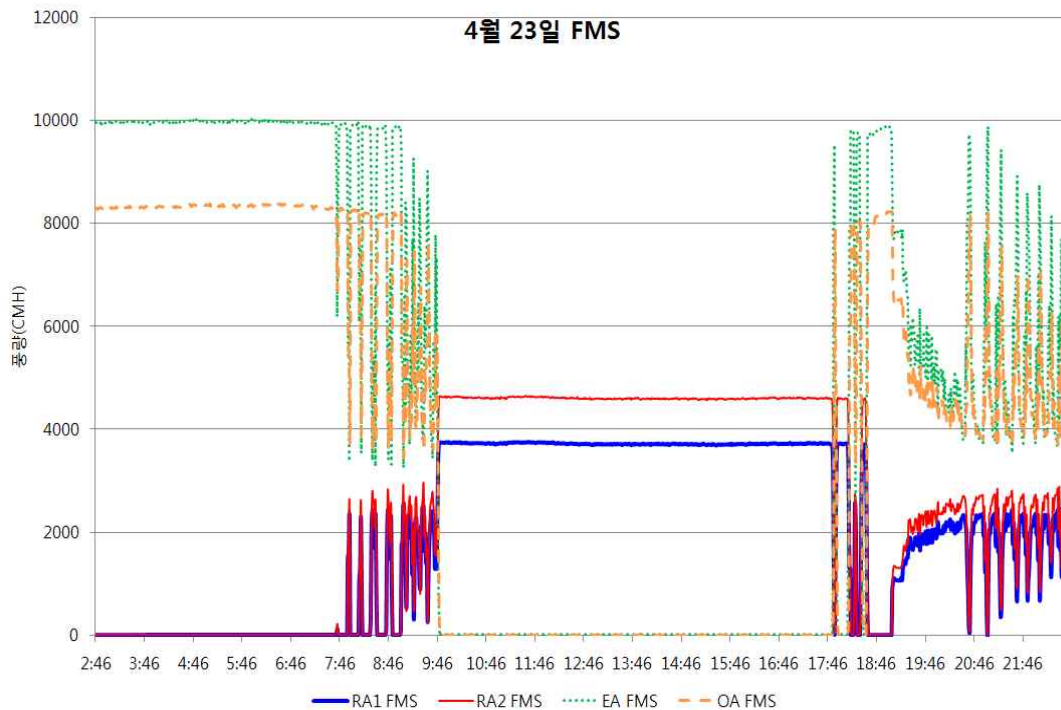
[그림 2.5.13] 4월 23일 필터 차압을 나타낸 것이다. 필터의 차압은 최대 14 mmAq 정도의 분포를 나타냈으며 모드의 변경에 따라 전환시점에 급격한 변화를 나타내고 있었다. 프리필터와 미디움필터의 차압은 거의 유사한 정도로 나타났다.



[그림 2.5.12] 혼합운전 모드에서의 냉수 및 냉각수 온도 분포



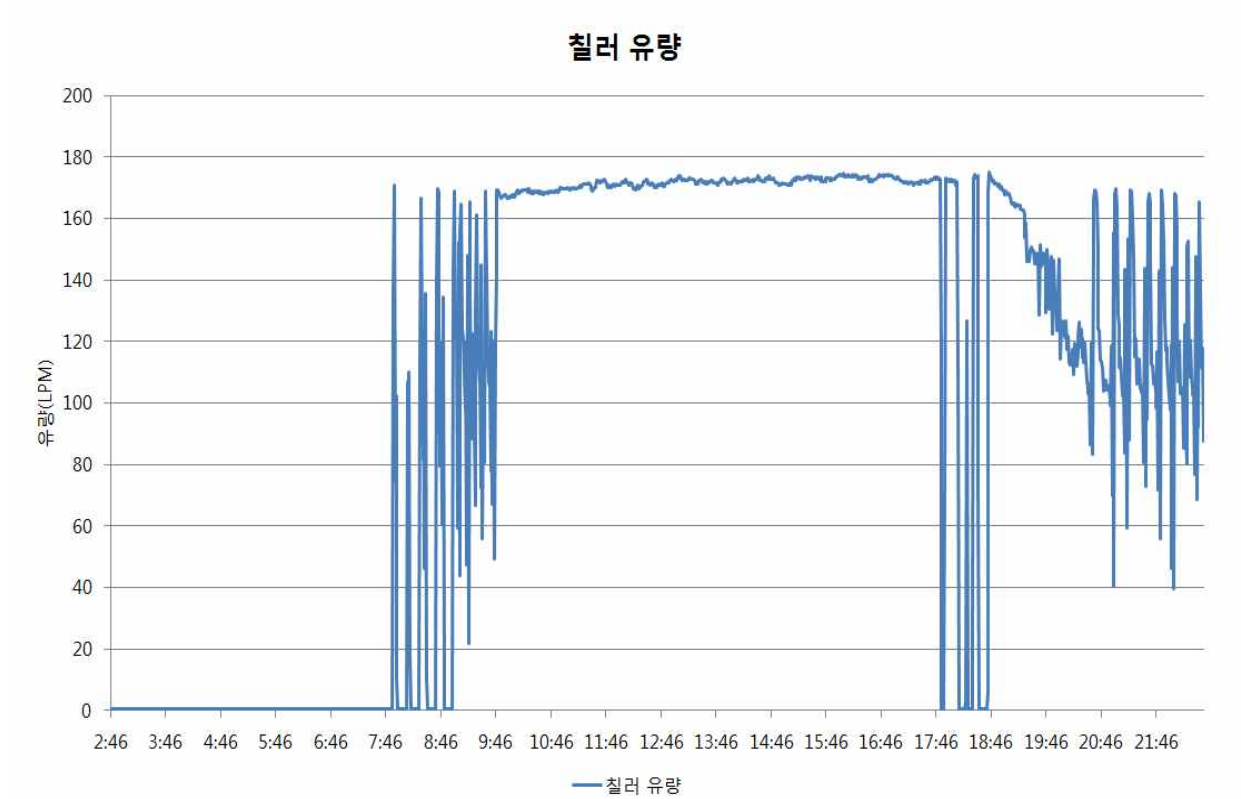
[그림 2.5.13] 혼합운전 모드에서의 필터 차압



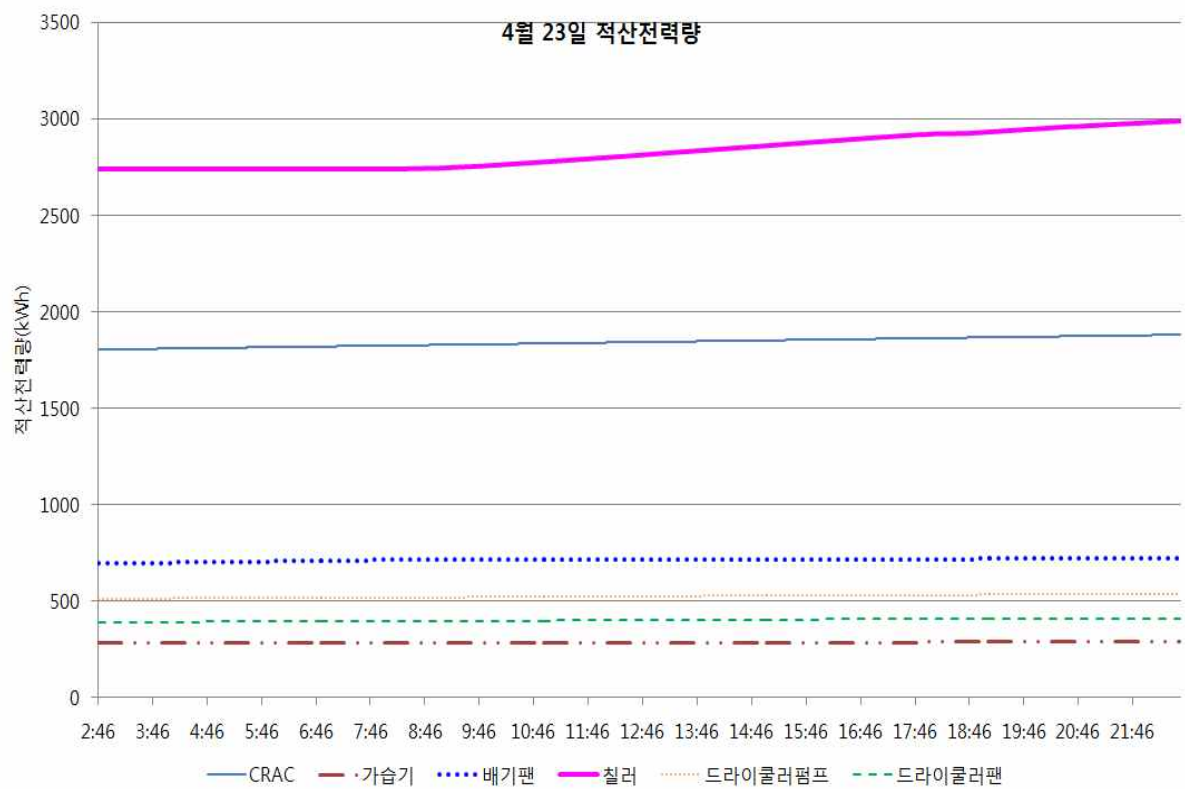
[그림 2.5.14] 혼합운전 모드에서의 FMS 측정결과

[그림 2.5.14]는 4월 23일 FMS 측정결과를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 외기냉방+외기냉수냉방의 조합시스템을 가동하는 오전 07:46까지는 외기를 최대한 도입하고 도입된 공기는 배기를 실시하고 있는 것으로 나타났으며 평균 풍량은 기기의 정격 풍량인 9,500 CMH에 근접된 수치로서 적절한 댐퍼컨트롤이 수행되고 있음을 알 수 있었으며, 외기냉방을 실시하는 구간(07:46 - 09:46)에서는 잦은 댐퍼컨트롤이 실시되고 있었다. 이는 외기조건에 따라 외기의 도입량을 자동으로 조절하기 때문인 것으로서 측정 당시 외기조건이 외기냉방을 실시하기 위한 경계분분에 있었기 때문으로 판단된다. 추후 시스템의 안정적인 운영을 위해서는 시간조건에 의한 컨트롤 뿐만 아니라 온도조건을 병행하여 고려하는 방안을 적용하는 것이 필요한 것으로 사료된다. 이후 기계식의 경우 정격풍량이 유지되고 있는 것으로 나타났다.

[그림 2.5.15]은 4월 23일 칠러로부터 CRAC에 공급된 냉수유량을 측정한 결과이다. 냉동기가 가동하여 기계식으로 운영되는 주간 시간대에는 평균적으로 165 LPM의 냉수가 안정적으로 공급되고 있는 것으로 나타났으나, 부분적인 외기냉방을 실시하는 구간(07:46 - 09:46)에서는 FMS 데이터와 마찬가지로 냉수코일의 전단부에 설치된 3방밸브의 작동을 통하여 잦은 유량제어를 실시하고 있는 것으로 나타났다. FMS 데이터와 마찬가지로 안정적인 운영을 위하여 컨트롤 기준을 개선할 필요가 있는 것으로 사료된다.



[그림 2.5.15] 혼합운전 모드에서의 칠러 유량 분포

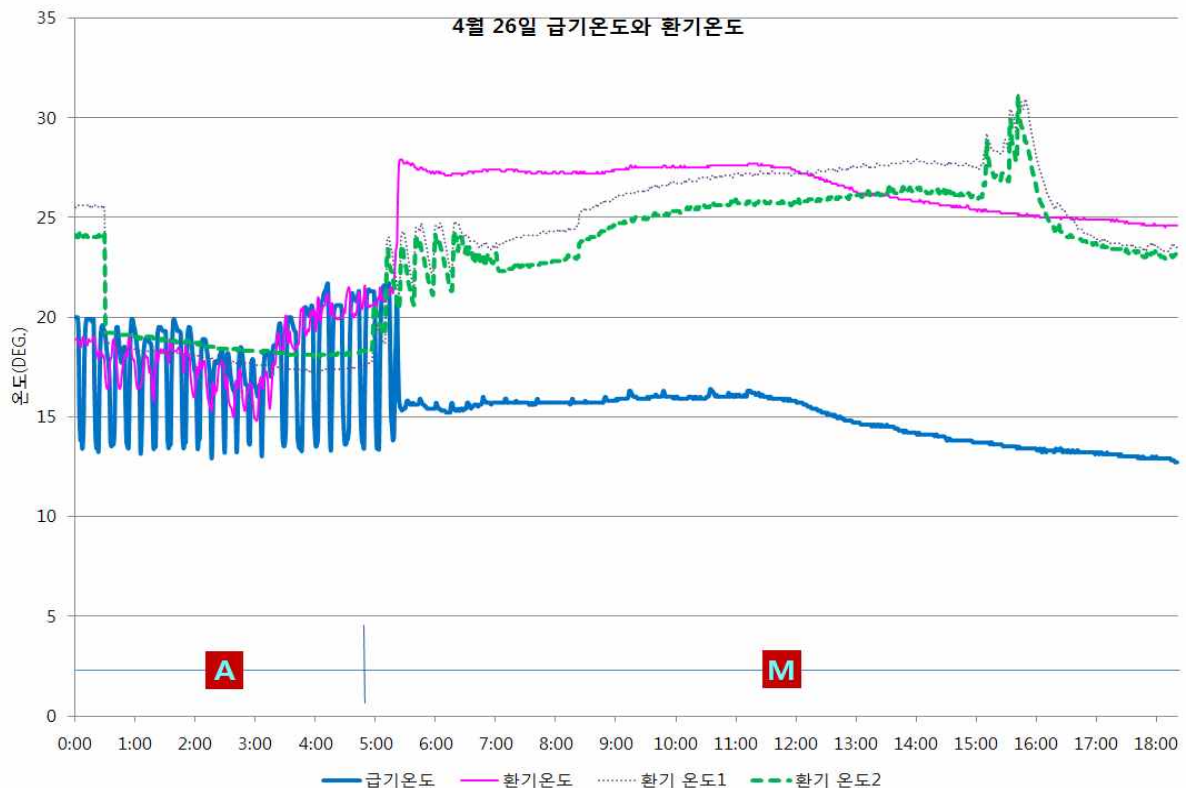


[그림 2.5.16] 혼합운전 모드에서의 기기별 적산전력량 분포

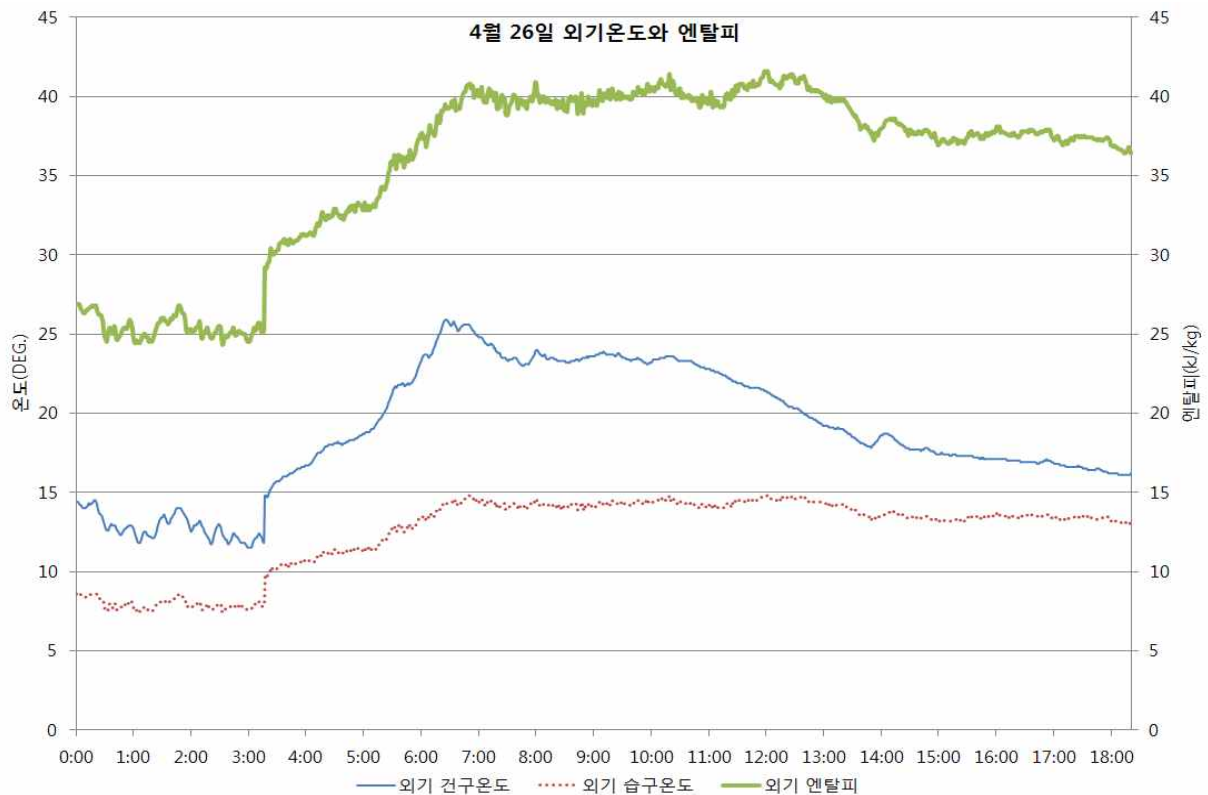
[그림 2.5.16]은 4월 23일의 외기냉수냉방+외기냉방, 외기냉방, 기계식 혼합운전모드의 운영결과 나타난 기기별 적산적력량 분포를 나타낸 것이다. 외기냉방+외기냉수냉방을 실시한 오전 07:46까지 칠러는 가동하지 않은 상태에서 외기조건에 따라 CRAC(급기팬 포함), 배기팬, 드라이쿨러 펌프, 드라이쿨러 팬의 기기가 작동한 외기냉방+외기냉수냉방 혼합운전모드로 운영되고 있었다. 각각의 시간당 소비전력은 CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 3.6 ~ 3.7 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 1.4 ~ 1.5 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 1.3 ~ 1.5 kW의 수치로 나타났다.

오전 07:46 이후 칠러가 가동되기 시작한 이후부터 칠러의 소비전력이 차지하는 비중이 크게 나타나 전반적인 전체 적산적력량이 급격히 증가하는 추세로 나타났다. 칠러의 시간당 평균 소비전력은 18.0 ~ 21.0 kW의 값을 나타냈다. 이는 칠러 내부에 설치된 압축기의 전원과 CRAC로 냉수 공급을 위하여 설치한 냉수순환펌프의 전력사용량을 포함한 수치이다. 시간당 소비전력량은 기기의 제어동작으로 인하여 부분적으로 가동, 정지 및 비례제어 등을 실시함으로써 전력의 부분적인 변화가 발생하였다. 전반적으로 시스템의 전력소비량은 칠러의 가동이 가장 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다.

나. 2.3.2 외기냉방, 기계식 혼합운전모드의 운영결과



[그림 2.5.17] 외기냉방+기계식 운전모드의 급기온도와 환기온도

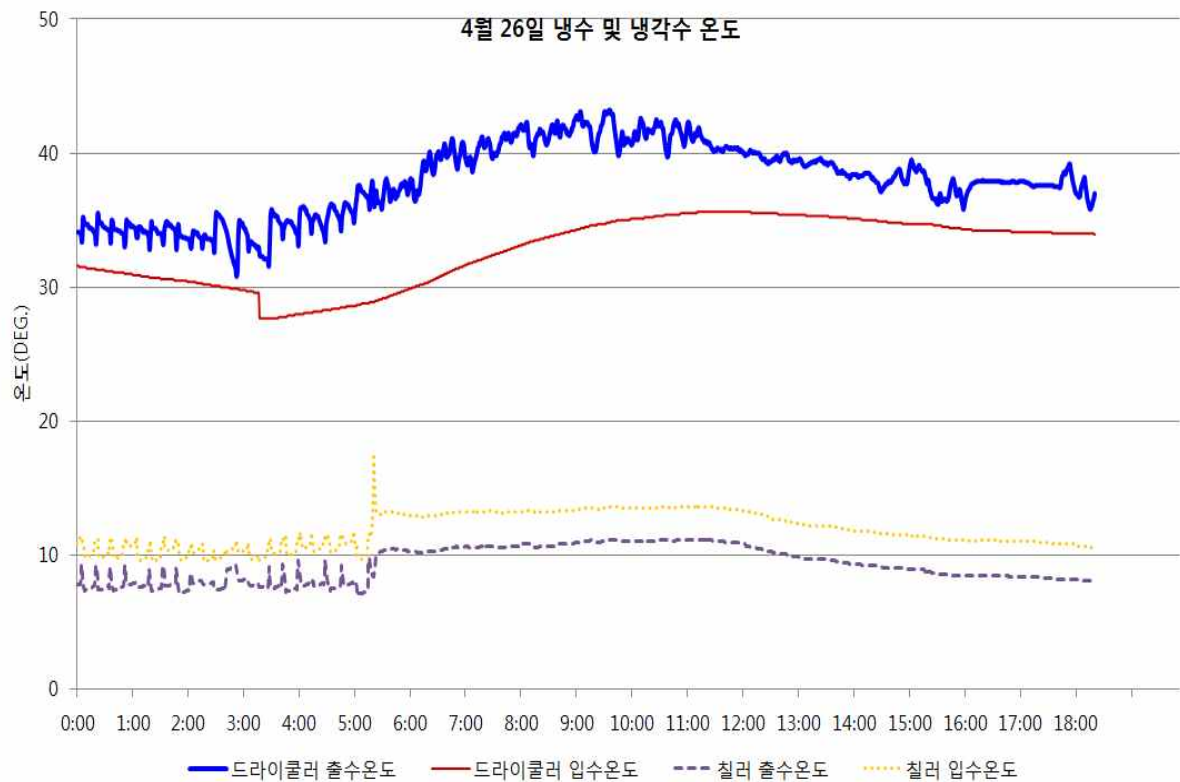


[그림 2.5.18] 외기냉방+기계식 운전모드의 외기온도와 외기엔탈피

[그림 2.5.17]은 4월 26일 오전 00:00부터 오후 18:00까지의 CRAC의 급기온도와 환기 온도 측정결과를 나타낸 것이다. 4월 26일은 다음의 그림 2.3.9의 외기온도 및 엔탈피 조건에 의하여 외기냉방, 기계식 운전모드가 운영된 날이다.

오전 00:00부터 05:22까지 외기냉방시스템으로 운영되었으며 이후 18:00까지는 기계식 시스템으로 운영되었다. 외기조건의 변화에 따라 각 모드가 자동적으로 전환되어 운영되고 있으나 외기냉방이 가동되고 있는 시간대에 외기온도 조건에 따라 조절되는 댐퍼의 작동으로 급기온도가 13.2~22.8℃ 범위에서 불안정적으로 운영되고 있는 것으로 나타났다. 이는 4월 23일의 경우와 마찬가지로 제어 특성상 온도조건의 미세한 변화에 따라 순간적으로 반응하여 나타난 결과로서 시간적인 처리보다 경계온도조건의 처리가 필요할 것으로 사료된다.

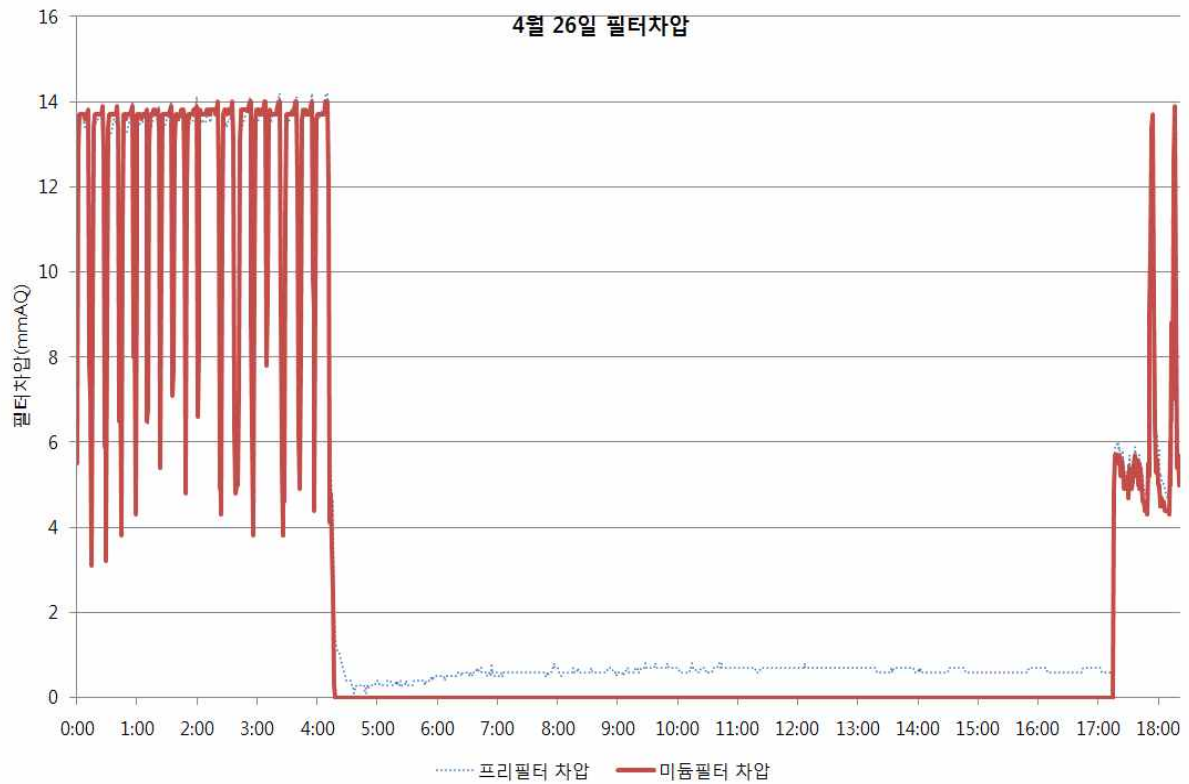
[그림 2.5.18]는 실험 일시인 4월 26일의 외기온도와 엔탈피 분포를 나타낸 것이다. 오전 기간에는 습구온도가 7℃ 이상의 분포를 나타냄으로써 외기냉수냉방+외기냉방의 혼합시스템의 운영이 불가능하였으므로 외기냉방시스템으로 운영되었다. 외기 엔탈피는 오전 05:22 이후로 외기냉방 기준인 34.3 kJ/kg을 초과하여 이후에는 기계식 시스템으로 운영되었다. 그림에 나타난 바와 같이 모드 전환시간대에 온도 및 엔탈피 수치가 변화하는 경우 운영시스템의 제어동작이 원활하게 작동하지 못하는 결과를 나타냈다.



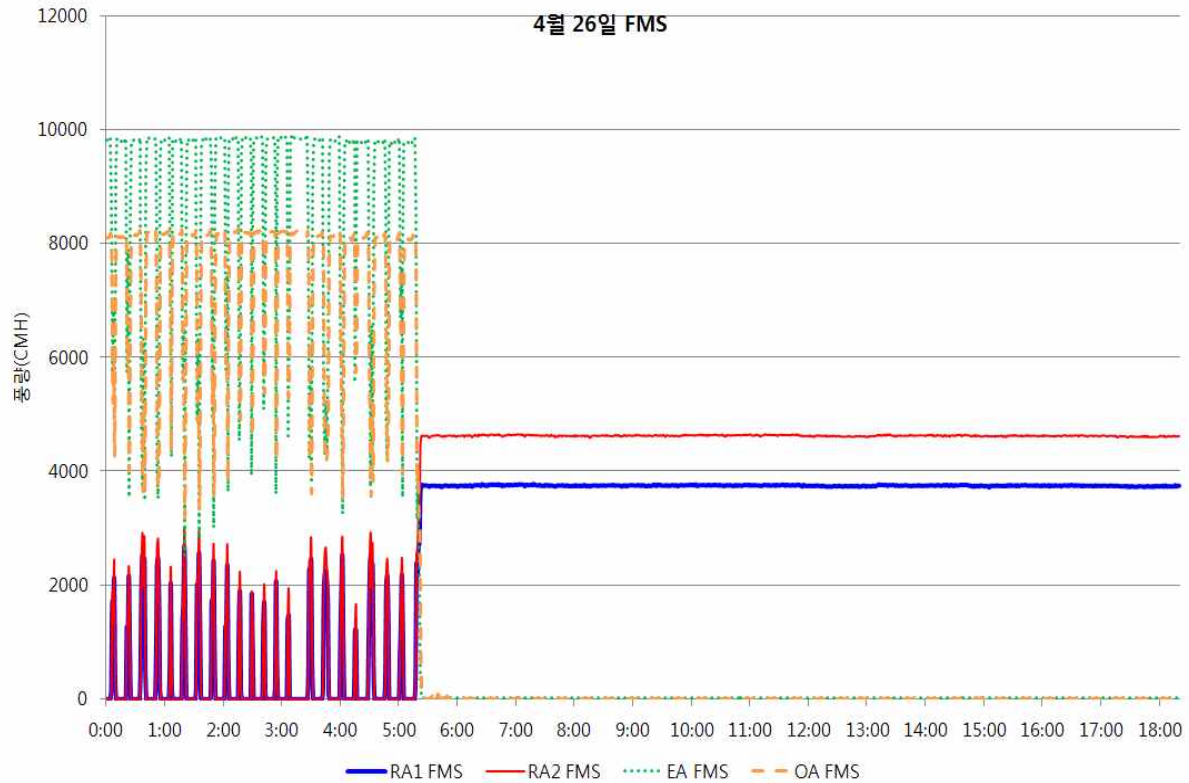
[그림 2.5.19] 외기냉방+기계식 운전모드의 냉수 및 냉각수 온도 분포

[그림 2.5.19]은 4월 26일 측정시간대에 냉수 및 냉각수 온도 분포를 나타낸 것이다. 칠러의 출수온도(냉수)는 전시간대에 걸쳐서 8.1 ~ 11.2℃의 분포를 나타내고 있었다. 칠러의 출수온도는 7℃를 기준으로 설정하였으나 현장의 운전상태 및 기기 동작 등에 의한 영향으로 설정 기준치보다 1 ~ 3℃ 정도 높은 온도분포를 기록하였다. 외기냉방 시스템으로 운영되는 오전 05:22까지는 외기를 직접 도입하는 외기냉방시스템으로 운전하고 있으나 자동제어계획에서 언급한 바와 같이 도입외기로 인한 냉방처리 능력이 부족한 경우 부분적으로 냉수코일의 냉수를 이용하여 공급온도 조건을 유지하는 부분외기냉방시스템으로 가동하였다. 따라서 외기냉방시스템으로 운영되고 있는 시간대에도 칠러가 부분적으로 가동하고 있는 것으로 나타났다. 13:00 이후에는 칠러의 기능이 안정화되면서 설정온도인 7℃에 근접하는 출수온도를 나타냈다. 전반적으로 부분외기냉방시스템과 기계식으로 운영되는 운전 모드에서 냉수는 전반적으로 6.3 - 10.2℃의 분포를 나타내고 있었다.

[그림 2.5.20]은 4월 26일 운전시간대에 외기 도입부에 설치된 필터 차압을 나타낸 것이다. 필터의 차압은 최대 14 mmAq 정도의 분포를 나타냈으며 모드의 변경에 따라 절환시점에 급격한 변화를 나타내고 있었다. 프리필터와 미디움필터의 차압은 거의 유사한 정도로 나타났다.



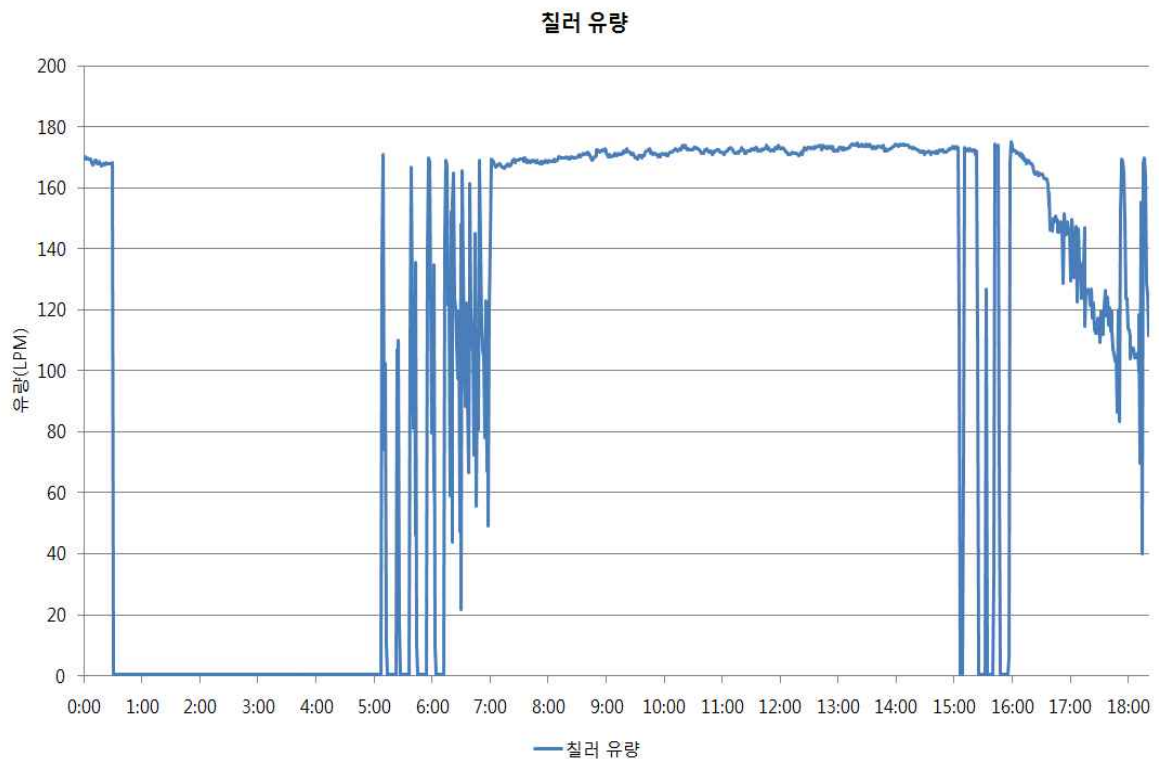
[그림 2.5.20] 외기냉방+기계식 운전모드의 필터 차압



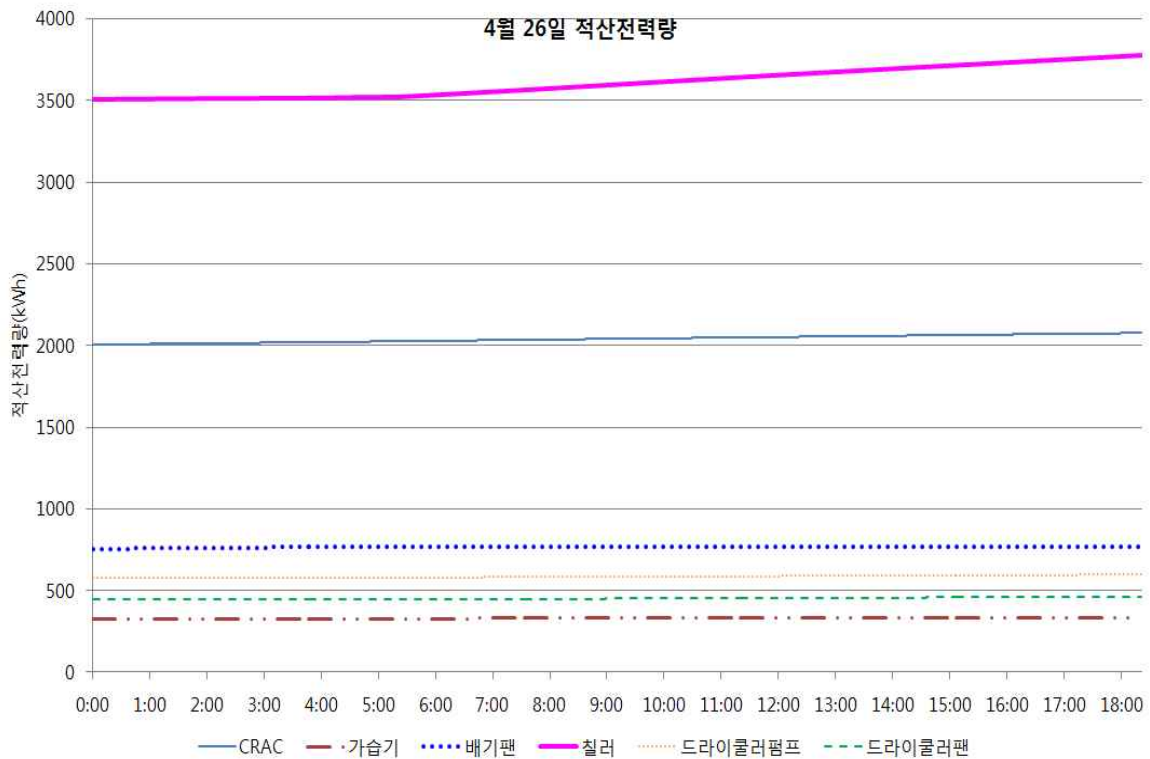
[그림 2.5.21] 외기냉방+기계식 운전모드의 FMS 측정결과

[그림 2.5.21]는 4월 26일 FMS 측정결과를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 외기냉방시스템을 가동하는 오전 05:22까지는 외기를 최대한 도입하고 도입된 공기는 배기를 실시하고 있는 것으로 나타났으며 평균 풍량은 기기의 정격 풍량인 9,500 CMH에 근접된 수치로서 적절한 댐퍼컨트롤이 수행되고 있음을 알 수 있었으나, 외기냉방을 실시하는 구간(00:00 - 05:22)에서는 잦은 댐퍼컨트롤이 실시되고 있었다. 이는 외기조건에 따라 외기의 도입량을 자동으로 조절하기 때문인 것으로서 측정 당시 외기조건이 외기냉방을 실시하기 위한 경계분분에 있었기 때문으로 판단된다. 추후 시스템의 안정적 운영을 위해서는 시간조건에 의한 컨트롤 뿐만 아니라 온도조건을 병행하여 고려하는 방안을 적용하는 것이 필요한 것으로 사료된다. 이후 기계식의 경우 정격풍량이 유지되고 있는 것으로 나타났다.

[그림 2.5.22]은 4월 26일 칠러로부터 CRAC에 공급된 냉수유량을 측정한 결과이다. 냉동기가 가동하여 기계식으로 운영되는 주간 시간대에는 평균적으로 165 LPM의 냉수가 안정적으로 공급되고 있는 것으로 나타났으나, 외기냉방시스템에서 기계식으로 절환되는 구간(05:22 ~ 07:00)에서는 FMS 데이터와 마찬가지로 냉수코일의 전단부에 설치된 3방밸브의 작동을 통하여 잦은 유량제어를 실시하고 있는 것으로 나타났다. FMS 데이터와 마찬가지로 안정적 운영을 위하여 컨트롤 기준을 개선할 필요가 있는 것으로 사료된다.



[그림 2.5.22]외기냉방+기계식 운전모드의 칠러로부터 CRAC에 공급된 냉수유량

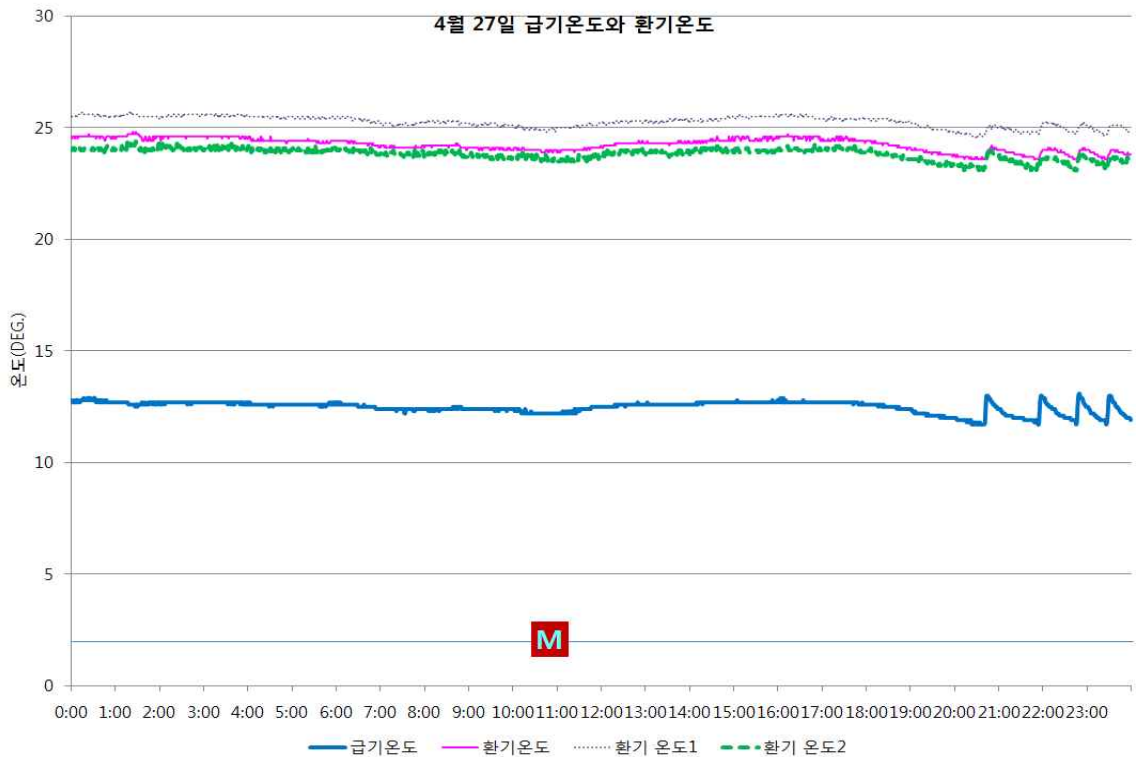


[그림 2.5.23] 외기냉방+기계식 운전모드의 기기별 적산전력량 분포

[그림 2.5.23]는 4월 26일의 외기냉방, 기계식 혼합운전모드의 운영결과 나타난 기기별 적산전력량 분포를 나타낸 것이다. 외기냉방을 실시한 오전 05:22까지 칠러는 가동하지 않은 상태에서 외기조건에 따라 CRAC(급기팬 포함), 배기팬의 기기가 작동한 외기냉방 모드로 운영되고 있었다. 각각의 시간당 소비전력은 CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 3.6 ~ 3.7 kW의 수치로 나타났다.

오전 05:22 이후 칠러가 가동되기 시작한 이후부터 칠러의 소비전력이 차지하는 비중이 크게 나타나 전반적인 전체 적산전력량이 급격히 증가하는 추세로 나타났다. 칠러의 시간당 평균 소비전력은 18.0 ~ 21.0 kW의 값을 나타냈다. 이는 칠러 내부에 설치된 압축기의 전원과 CRAC로 냉수 공급을 위하여 설치한 냉수순환펌프의 전력사용량을 포함한 수치이다. 시간당 소비전력량은 기기의 제어동작으로 인하여 부분적으로 기동 정지 및 비례제어 등을 실시함으로써 전력의 부분적인 변화가 발생하였다. 전반적으로 시스템의 전력소비량은 칠러의 가동이 가장 큰영향을 미치고 있음을 알 수 있었다.

다. 기계식 단독운전모드의 운영결과

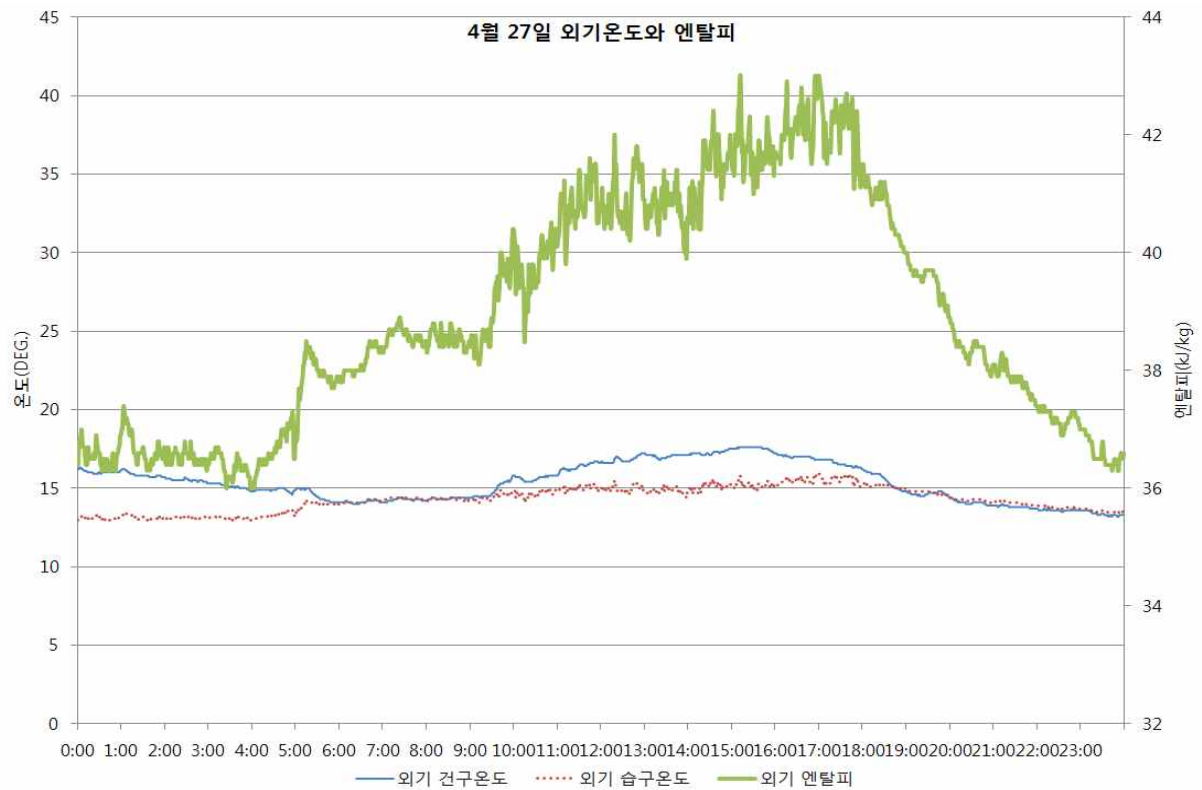


[그림 2.5.24] 기계식 운전모드의 급기온도와 환기온도

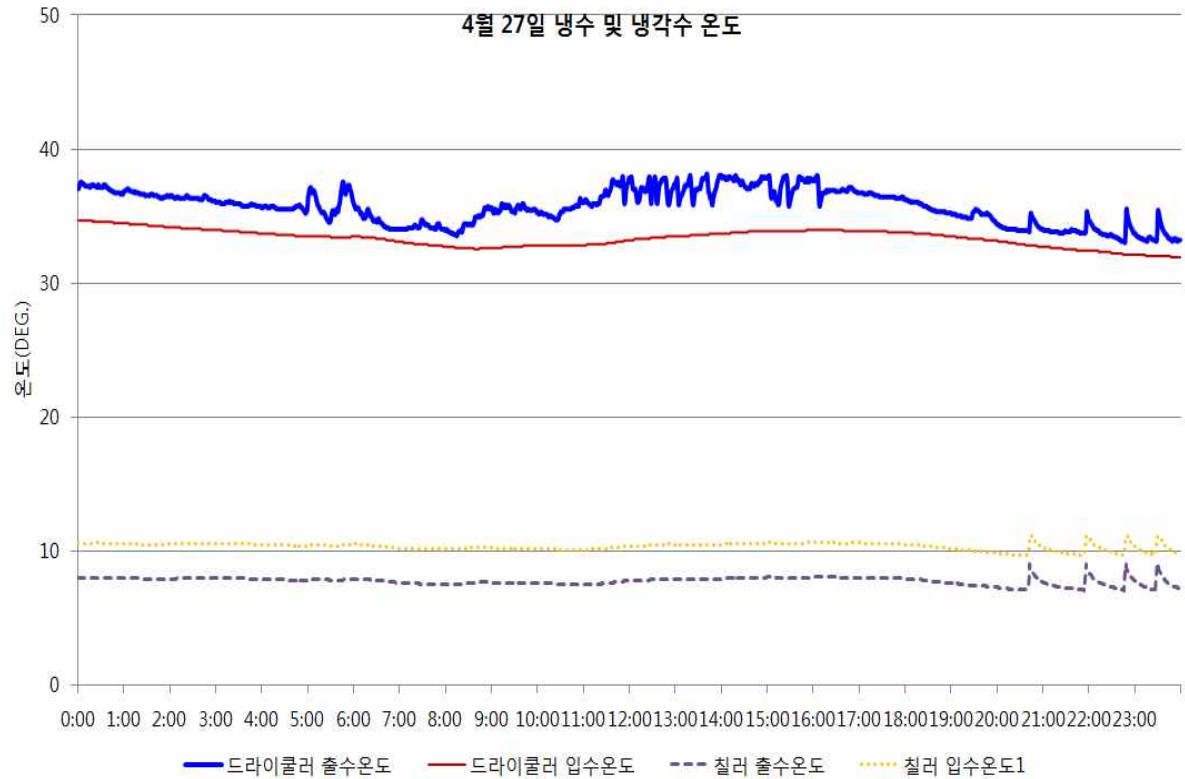
[그림 2.5.24]는 4월 27일 오전 00:00부터 오후 24:00까지의 CRAC의 급기온도와 환기 온도 측정결과를 나타낸 것이다. 4월 27일은 다음의 그림 2.3.16의 외기온도 및 엔탈피 조건에 의하여 기계식 운전모드가 운영된 날이다.

오전 00:00부터 24:00까지 기계식 시스템으로 운영되었다. 실내공급공기온도의 설정치인 13℃를 기준값으로 하여 따라 운영되고 있으나 21:00 이후 부분적으로 3방밸브의 작동으로 급기온도가 13.2~14.8℃ 범위에서 불안정적으로 운영되고 있는 것으로 나타났다. 이는 전술한 바와 같이 제어 특성상 온도조건의 미세한 변화에 따라 순간적으로 반응하여 나타난 결과로서 시간적인 처리보다 경계온도조건의 처리가 필요할 것으로 사료된다.

[그림 2.5.25]는 실험 일시인 4월 27일의 외기온도와 엔탈피 분포를 나타낸 것이다. 전 시간에 걸쳐서 외기의 엔탈피는 외기냉방 기준수치인 34.3 kJ/kg을 초과하는 상태를 나타냄으로써 기계식 모드로 운전되고 있었다. 그림에 나타난 바와 같이 일부 구간에서는 밸브 개도율의 조정으로 인하여 운영시스템의 제어동작이 안정적으로 작동하지 못하는 결과를 나타냈다.



[그림 2.5.25] 기계식 운전모드의 외기온도와 외기엔탈피

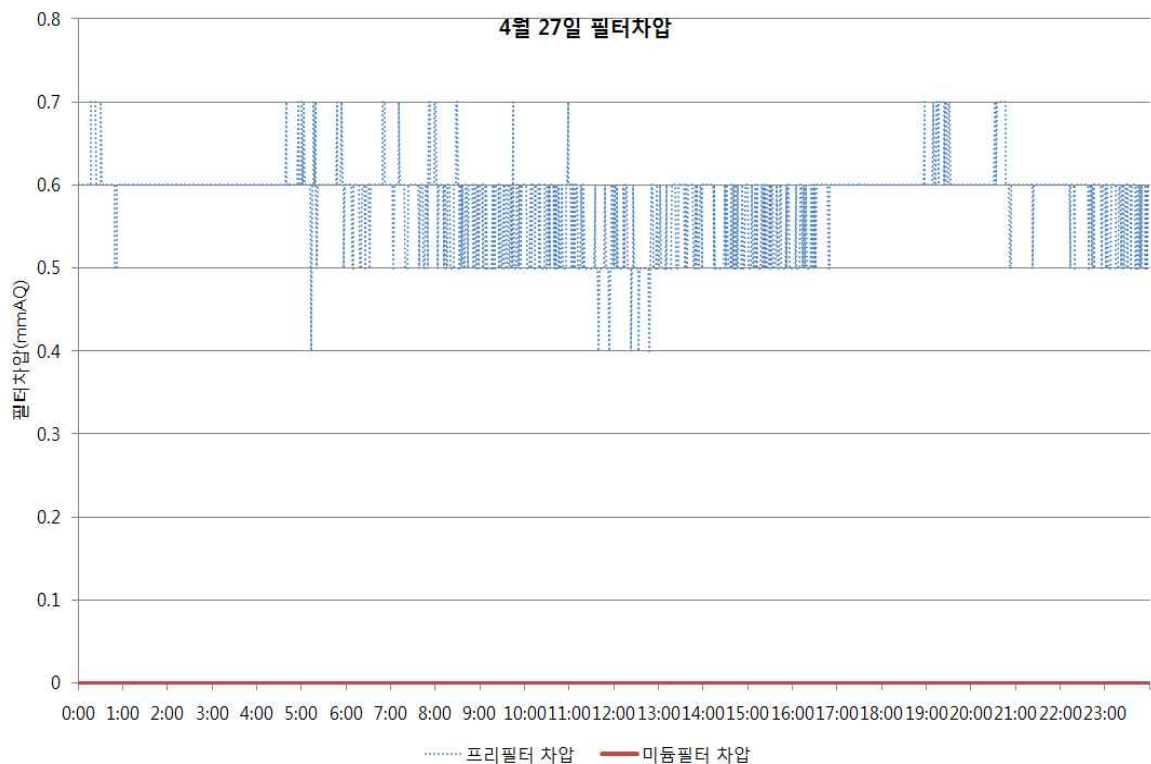


[그림 2.5.26] 기계식 운전모드의 냉수 및 냉각수 온도 분포

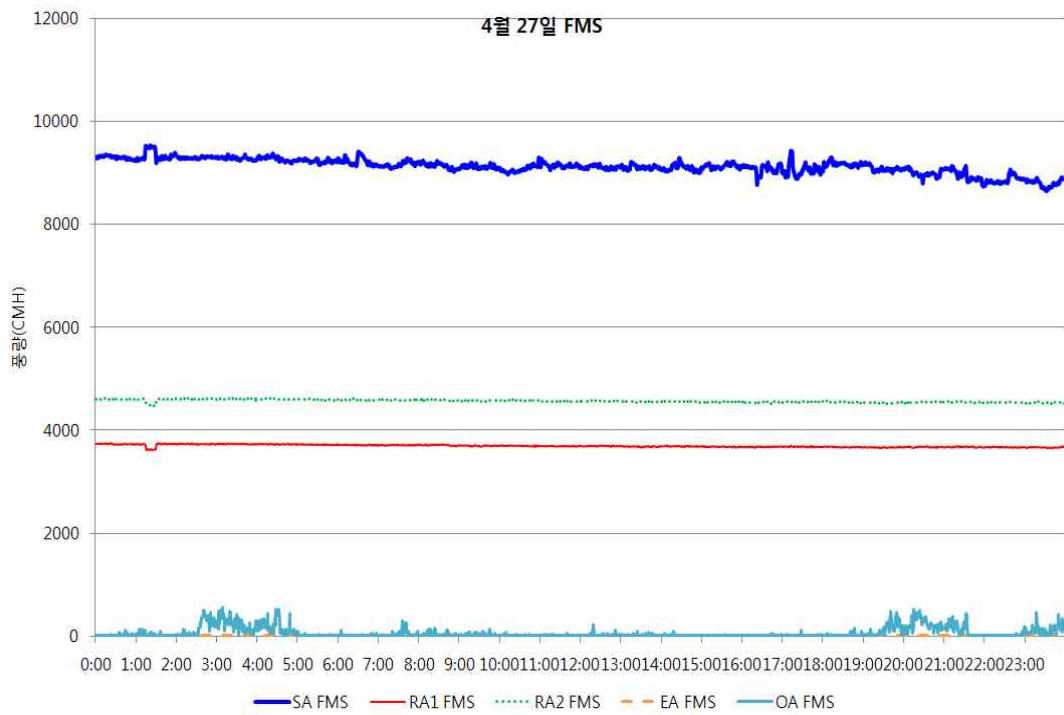
[그림 2.5.26]은 4월 27일 측정시간대에 냉수 및 냉각수 온도 분포를 나타낸 것이다. 칠러의 출수온도(냉수)는 전시간대에 걸쳐서 7.8 ~ 9.1 ℃의 분포를 나타내고 있었다. 4월 26일의 경우와 마찬가지로 칠러의 출수온도는 7 ℃를 기준으로 설정하였으나 현장의 운전 상태 및 기기 동작 등에 의한 영향으로 설정 기준치보다 0.8 ~ 2.1℃ 정도 높은 온도분포를 기록하였다.

[그림 2.5.27]은 4월 27일 운전시간대에 외기 도입부에 설치된 필터 차압을 나타낸 것이다. 외기도입부에서 측정된 필터의 차압은 전체적으로 외기도입을 실시하지 않은 상태이므로 평균 0.6 mmAq 정도의 분포를 나타냈으며 프리필터와 미디움필터의 차압은 거의 유사한 정도로 나타났다. 따라서 안정적으로 운영되고 있는 기계식 모드 시스템에서 FMS의 측정수치는 거의 정확한 상태값을 측정할 수 있음을 알 수 있었다.

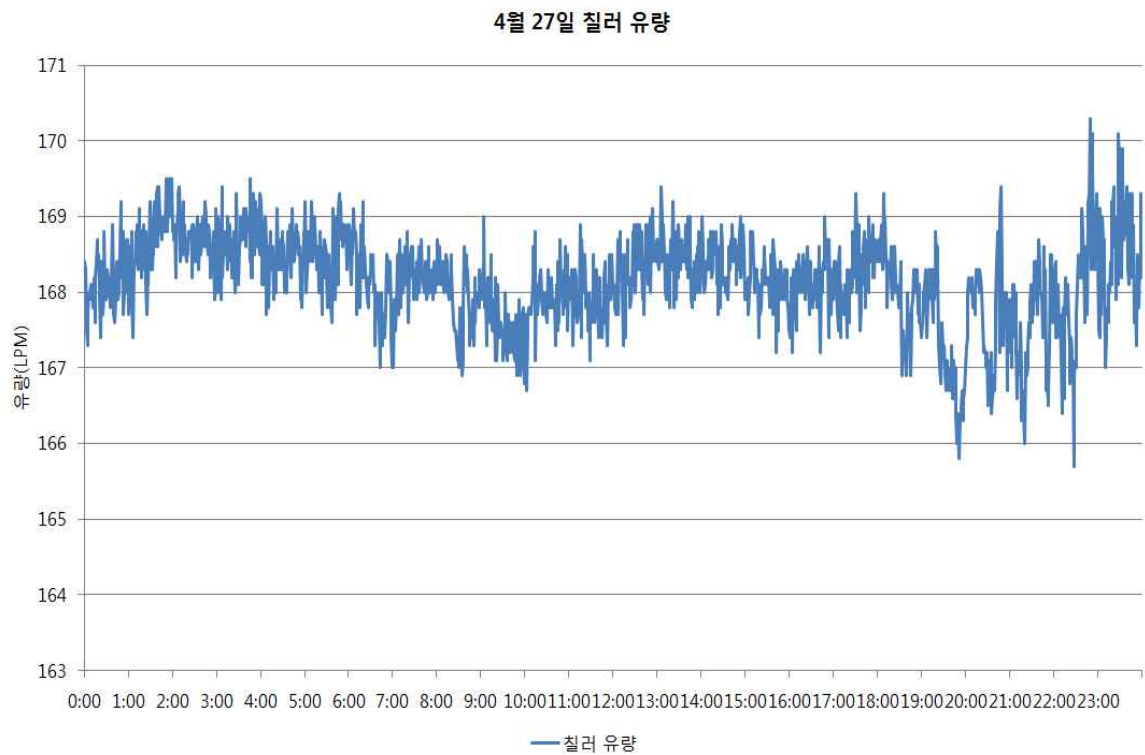
[그림 2.5.28]는 4월 26일 FMS 측정결과를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 기계식 모드로 가동하는 전시간대에 평균 풍량은 기기의 정격 풍량인 9,500 CMH에 근접된 수치로서 적절한 댐퍼컨트롤이 수행되고 있음을 알 수 있었다.



[그림 2.5.27] 기계식 운전모드의 외기 도입부에 설치된 필터 차압



[그림 2.5.28] 기계식 운전모드의 FMS 측정결과



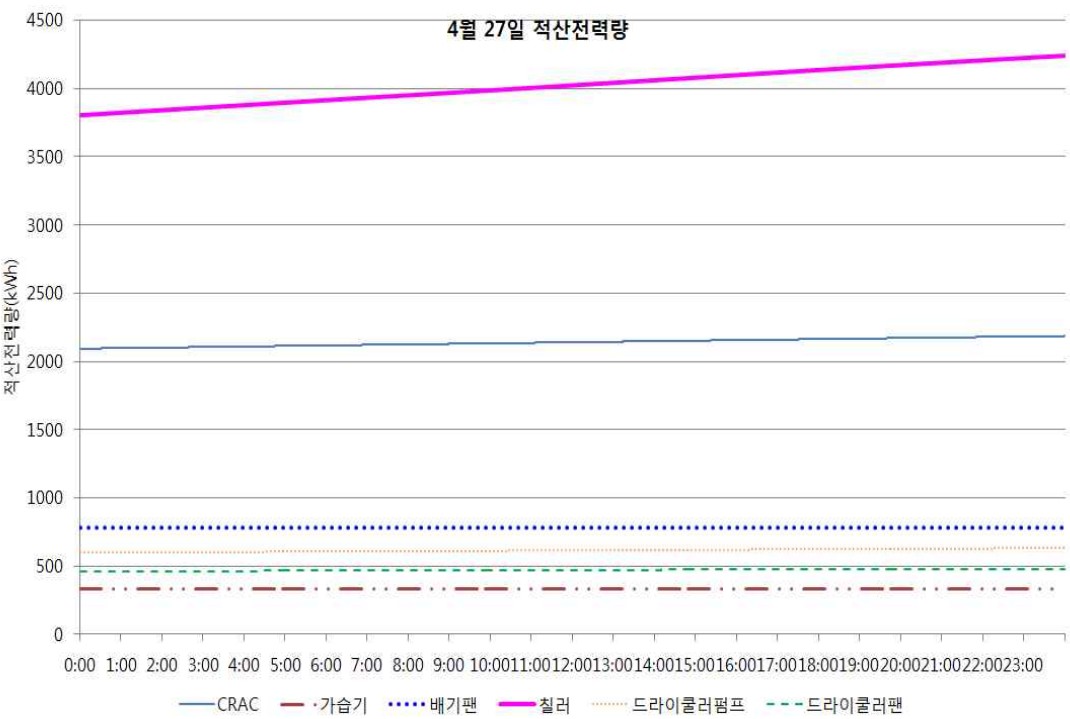
[그림 2.5.29] 기계식 운전모드의 칠러로부터 CRAC에 공급된 냉수유량

[그림 2.5.29]은 4월 27일 칠러로부터 CRAC에 공급된 냉수유량을 측정한 결과이다. 냉동기가 가동하여 기계식으로 운영되는 전시간대에 평균적으로 168 LPM의 냉수가 안정적으로 공급되고 있는 것으로 나타났으나, 외기냉수냉방 시스템으로 운영되는 시간간대의 FMS 데이터와 마찬가지로 냉수코일의 전단부에 설치된 3방 밸브의 작동을 통하여 잦은 유량제어를 실시하고 있는 것으로 나타났다. FMS 데이터와 마찬가지로 안정적 운영을 위하여 컨트롤 기준을 개선할 필요가 있는 것으로 사료된다.

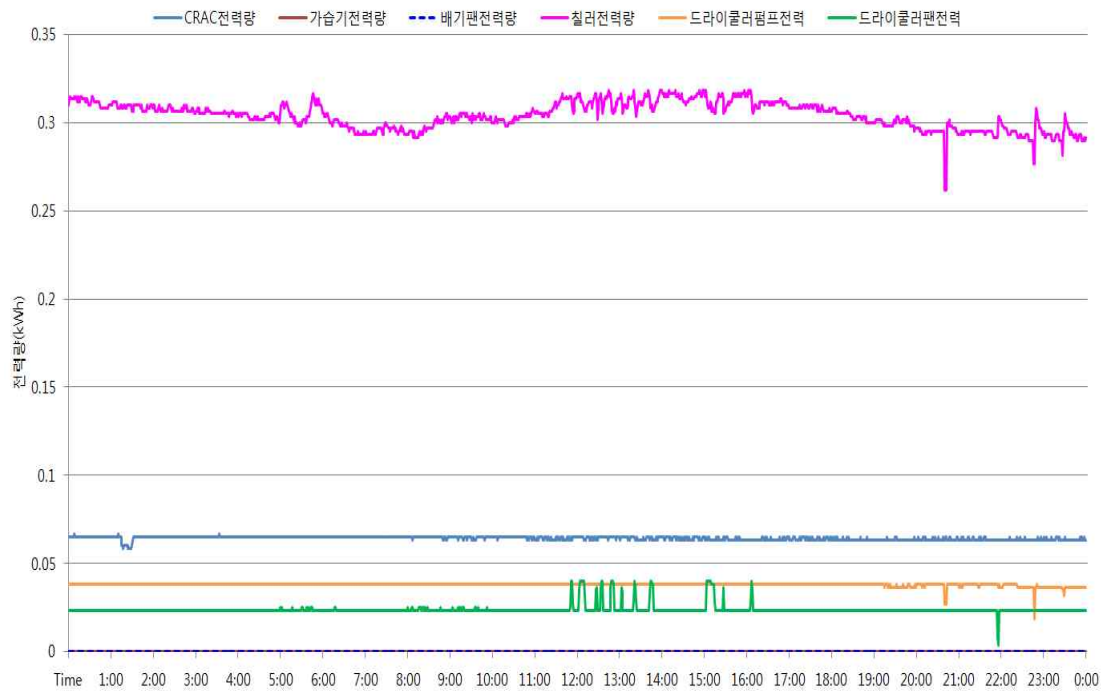
[그림 2.5.30]은 4월 27일 기계식 운전모드의 운영결과 나타난 기기별 적산전력량 분포를 나타낸 것이다. 각각의 시간당 소비전력은 칠러의 경우 18 ~ 21 kW, CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 0 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 1.4 ~ 1.5 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 1.5 ~ 1.6 kW의 수치로 나타났다.

시각별 소비전력량은 칠러의 경우 0.31 kWh, CRAC의 경우 0.065 kWh, 배기팬의 경우는 0 kWh, 드라이쿨러 펌프의 경우 0.038 kWh, 드라이쿨러 팬의 경우 0.023 kWh의 수치로 나타났다.

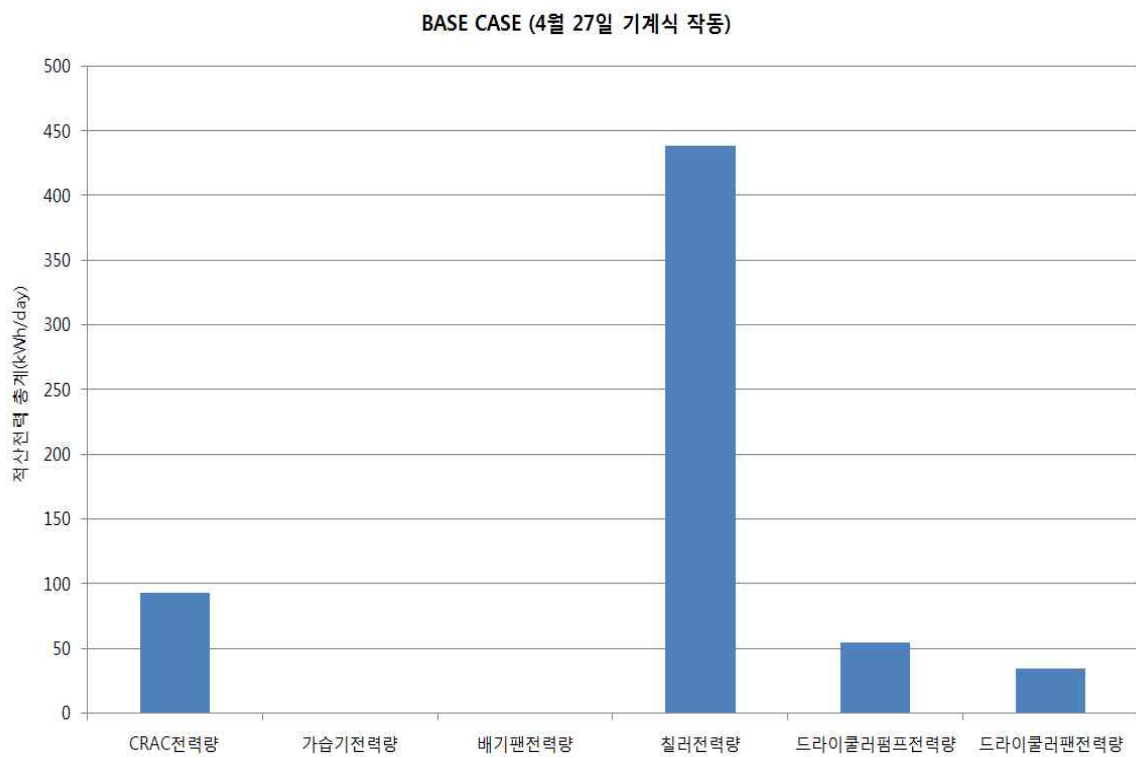
4월 27일의 경우 전체적인 시스템의 운영데이터가 균등하고 안정적으로 분포되어 있으므로 에너지 시뮬레이션을 위한 기본적인 BASE 시스템으로서 적용하여도 문제가 없을 것으로 판단되었다. CRAC의 공급유량을 제외한 전체 데이터가 평균적인 수치를 크게 벗어나지 않는 상태를 보임으로서 안정적 운영이 되었던 것으로 판단된다.



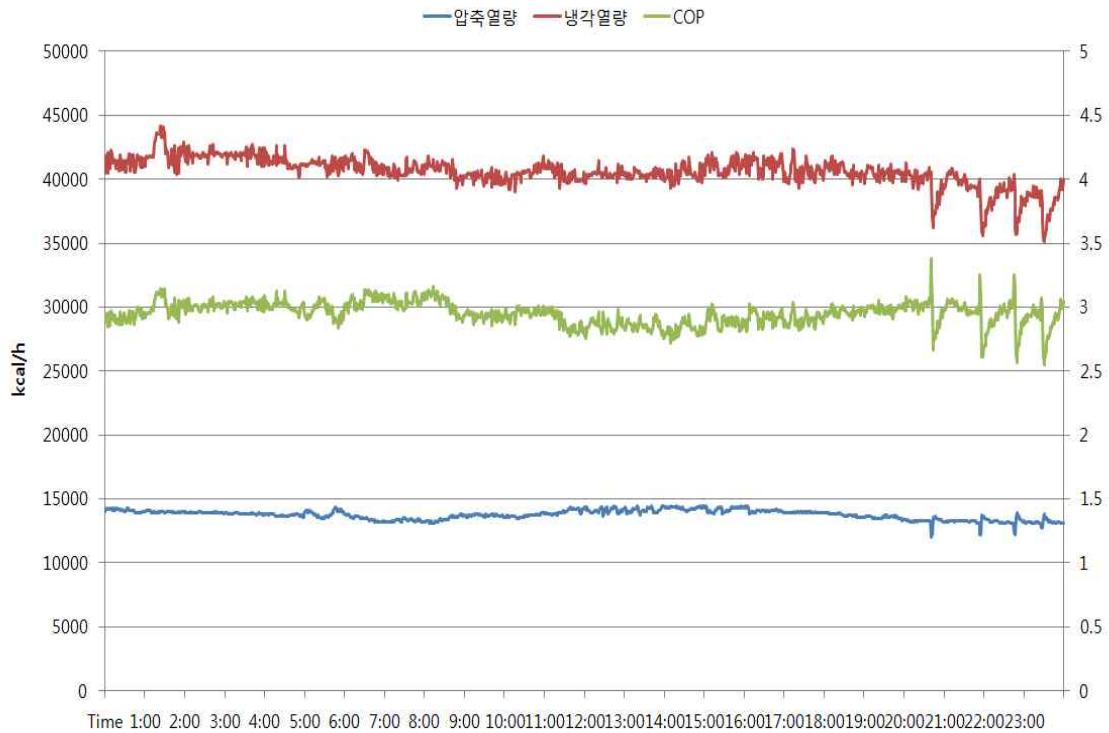
[그림 2.5.30] 기계식 운전모드의 기기별 적산전력량 분포



[그림 2.5.31] 기계식 운전모드의 기기별 소비전력량 분포



[그림 2.5.32] 기계식 운전모드의 기기별 적산전력량 분포(24시간 기준)



[그림 2.5.33] 기계식 운전모드의 냉방시스템 COP 분석

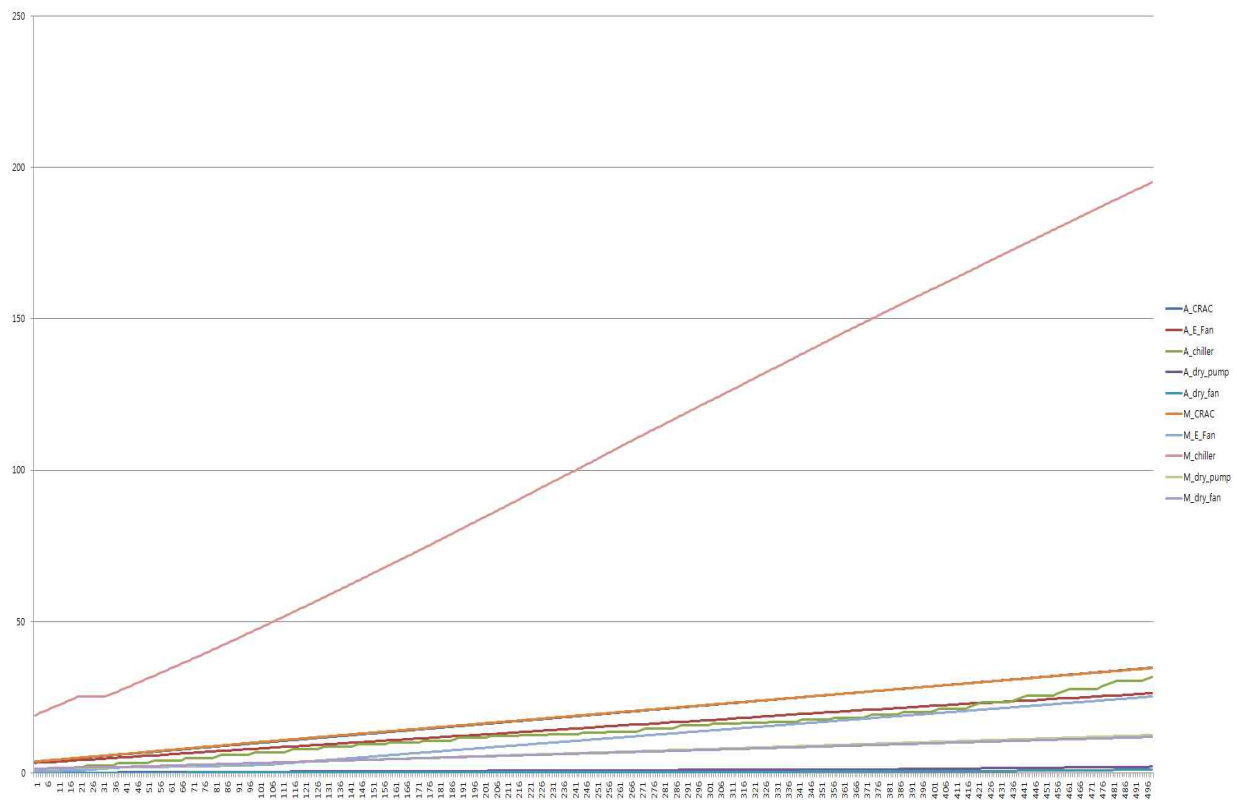
[그림 2.5.31]는 4월 27일 기계식 운전모드의 운영결과 나타난 기기별 소비전력량 분포를 시각대별로 나타낸 것이다. 시각별 평균 소비전력량은 칠러의 경우 0.31 kWh, CRAC의 경우 0.065 kWh, 배기팬의 경우는 0 kWh, 드라이쿨러 펌프의 경우 0.038 kWh, 드라이쿨러 팬의 경우 0.023 kWh의 수치로 나타났다.

이를 기초로 평균소비전력을 산정하면 칠러의 경우 18 ~ 21 kW, CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 0 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 1.4 ~ 1.5 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 1.5 ~ 1.6 kW의 수치로 나타났다. 배기팬의 경우는 기계식으로 작동하는 경우 실질적으로 작동하지 않는 상태이므로 전체 측정시간대에 0kWh로 측정되었다.

시각별 소비전력량은 칠러의 경우 0.31 kWh, CRAC의 경우 0.065 kWh, 배기팬의 경우는 0 kWh, 드라이쿨러 펌프의 경우 0.038 kWh, 드라이쿨러 팬의 경우 0.023 kWh의 수치로 나타났다.

[그림 2.5.32]은 4월 27일 기기별 적산전력량 분포를 24시간 기준으로 환산한 결과를 나타낸다. 기계식 모드로 운영하였을 경우 1일 기준 소비전력량은 칠러의 경우 438 kWh, CRAC의 경우 92.6 kWh, 배기팬의 경우 0 kWh, 드라이쿨러 펌프의 경우 54.9 kWh, 드라이쿨러 팬의 경우 34.3 kWh의 수치로 나타났다.

따라서 기본적으로 기존에 운영되고 있는 기계식 모드로 운전하는 경우 1일 총소비전력량은 619.8 kWh/일 정도로 추정할 수 있었다.



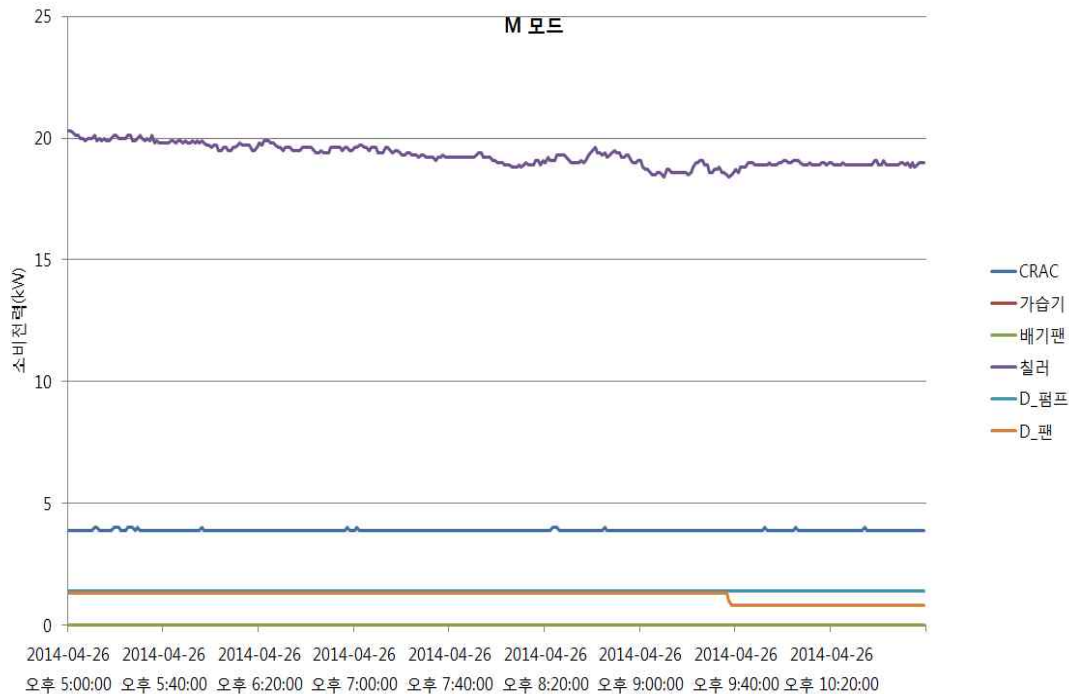
[그림 2.5.34] 냉방시스템 기기별 적산전력량 변화 추이

[그림 2.5.34]는 기계식 모드로 운전하는 경우와 외기냉방을 실시하는 경우 냉방시스템의 기기별 적산전력량 변화 추이를 나타낸 것이다. 기계식 모드에서 칠러가 가동되기 시작한 이후부터 칠러의 소비전력이 차지하는 비중이 크게 나타나 기타 기기가 소비하는 소비전력에 비하여 전반적인 전체 적산전력량이 급격히 증가하는 추세로 나타났다. 칠러의 시간당 평균 소비전력은 18.0 ~ 21.0 kW의 값을 나타내고 있으며 CRAC의 냉수코일에 냉수공급을 위한 냉수순환펌프를 내장하고 있으므로 순환펌프의 소비전력을 포함하여 평균 20 kW의 전력을 소비하고 있는 것으로 나타났다.

그림에 나타난 바와 같이 외기냉방의 경우 CRAC의 급기팬과 외기냉방 모드에서만 작동하는 배기팬의 소비전력을 제외한 기타 기기가 가동하지 않으므로 시간이 누적될수록 기계식 모드의 운전에 따른 소비전력이락이 비례적으로 증가할 것으로 예상된다. 시간당 소비전력량은 기기의 제어동작으로 인하여 부분적으로 기동 정지 및 비레제어 등을 실시함으로써 전력의 부분적인 변화가 발생하고 있으나 전반적으로 시스템의 전력소비량은 칠러의 가동이 가장 큰영향을 미치고 있음을 알 수 있었다.

따라서 칠러의 가동시간을 가능한 감소시키는 것이 에너지 절감에 가장 큰 효과가 있음을 알 수 있었으며, 동시에 칠러의 출수온도 상승 등을 통하여 COP 개선 등의 방법이 효과적인 것으로 예측되었다.

라. 각 운전모드의 운영결과 비교 분석



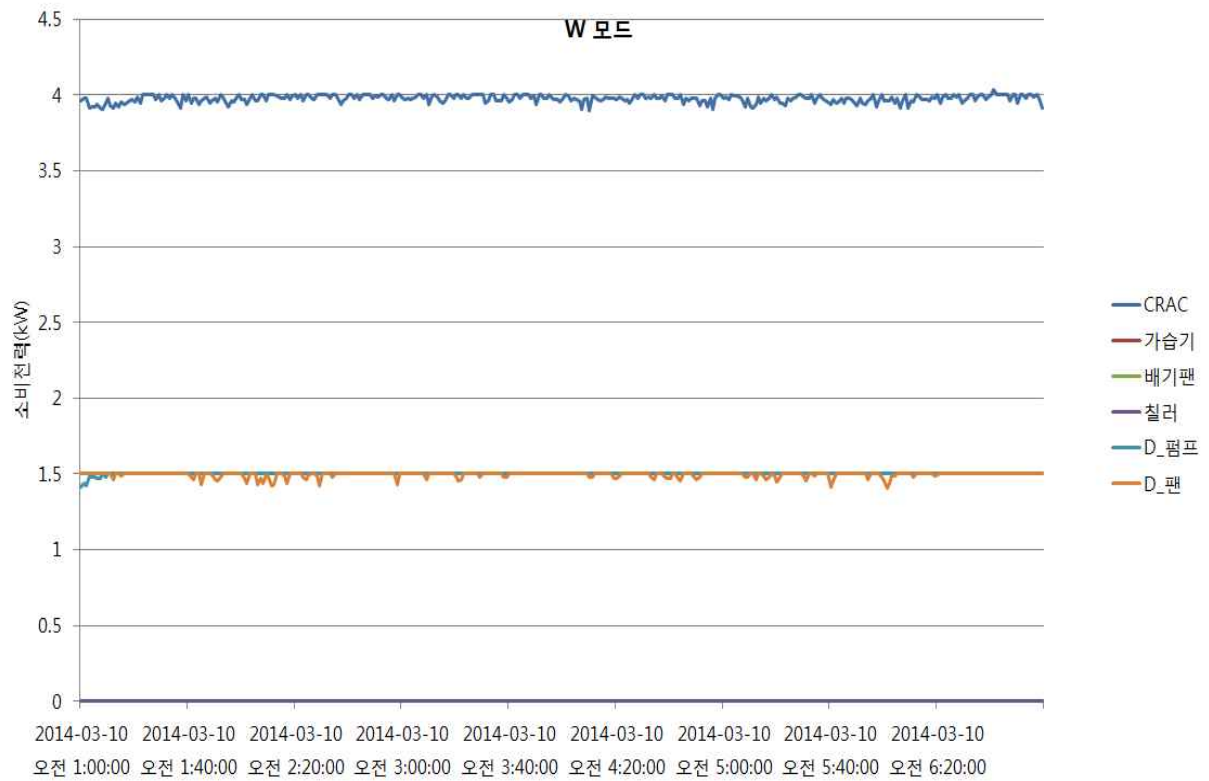
[그림 2.5.35] 기계식 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이

[그림 2.5.35]은 기계식 운전모드에서 기기별 소비전력 변화 추이를 나타낸 것이다. 기타 시스템의 운영모드와 상대비교를 위하여 측정 시간은 6시간을 기준으로 하였다. 기계식 운전모드의 경우는 4월 26일의 측정데이터를 기준으로 산정하였다.

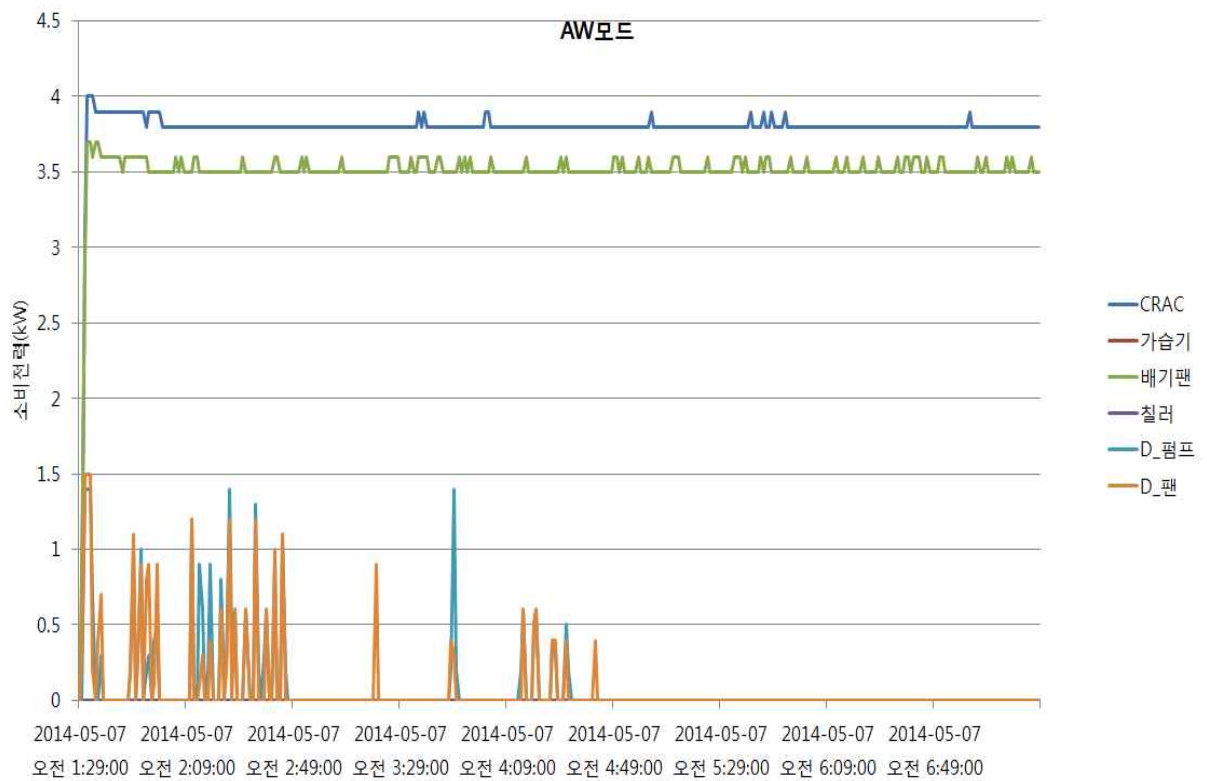
기존의 4월 27일 24시간 기계식 운전모드의 결과와 거의 유사한 측정 결과를 나타냈다. 평균소비전력을 산정하면 칠러의 경우 18 ~ 20 kW, CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 0 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 1.4 ~ 1.5 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 1.3 ~ 1.6 kW의 수치로 나타났다. 배기팬의 경우는 기계식으로 작동하는 경우 실질적으로 작동하지 않는 상태이므로 전체 측정시간대에 0kWh로 측정되었다.

기존의 4월 27일에 측정하여 시뮬레이션의 기준치로 비교한 데이터와 거의 유사한 결과를 나타냄으로써 데이터의 신뢰성을 확보하였다. 기계식의 경우 배기팬이 작동하지 않는 상태이며, CRAC 내부에 설치되어 있는 가습기의 경우 실내 서버실의 환경조건 등의 이유로 가동되지 않은 상태로 나타났다.

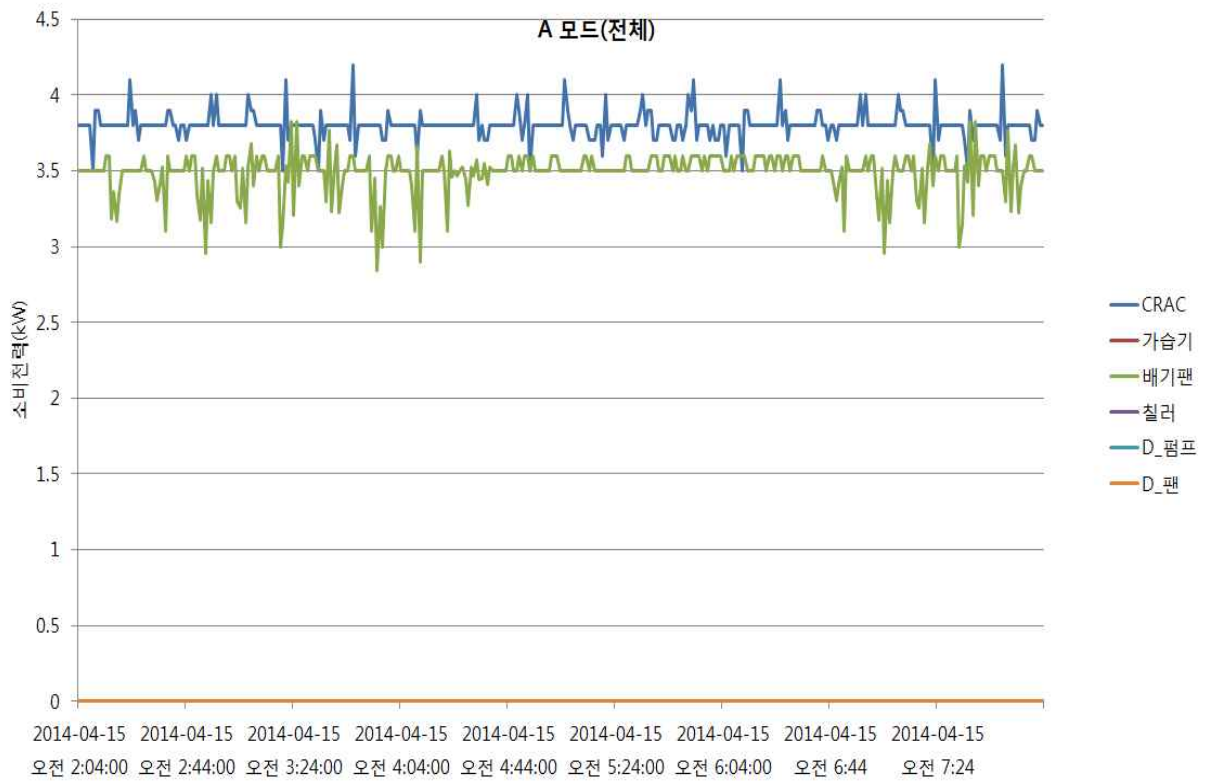
IDC는 24시간에 따른 경우에도 에너지 소비량이 거의 변화하지 않는 특성을 나타내므로 6시간 소비전력량을 기준으로 24시간 시스템 전체의 소비전력량을 산정할 수 있으며, 이를 기초로 1일 소비전력량은 618.6 kWh로 추정할 수 있었다.



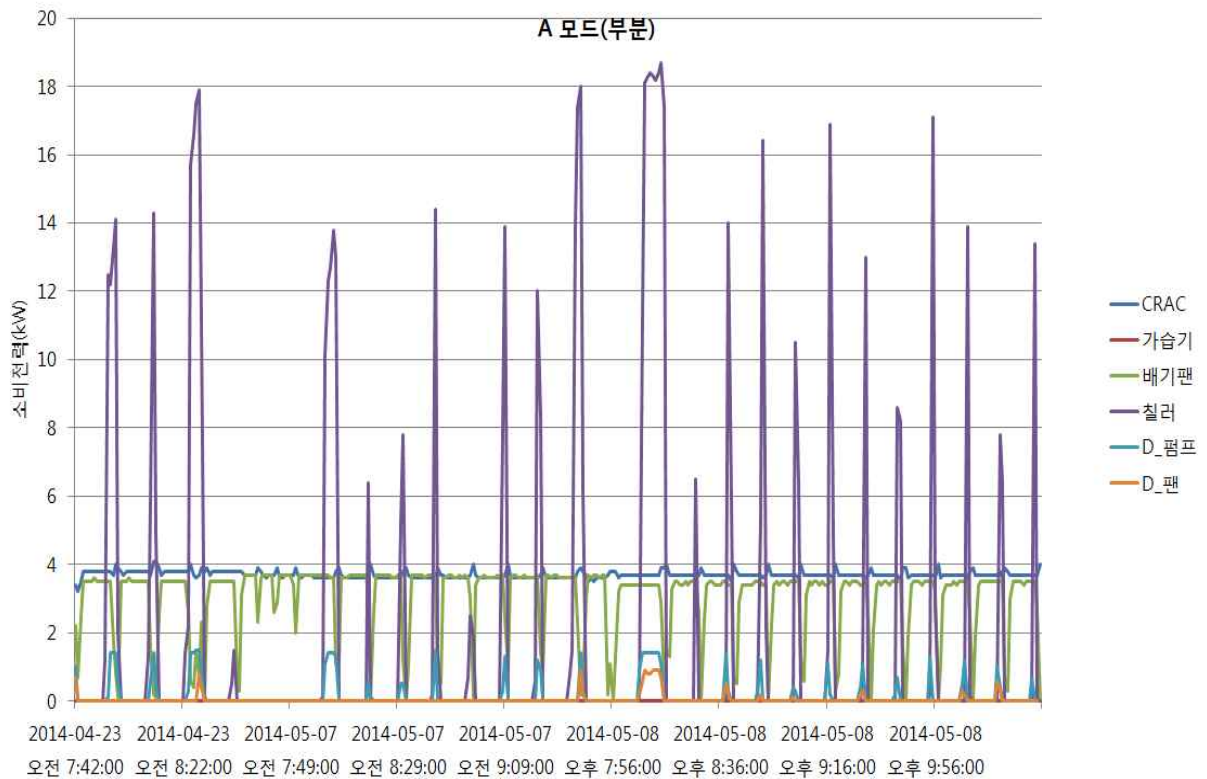
[그림 2.5.36] 외기냉수냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이



[그림 2.5.37] 외기냉수냉방+외기냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이



[그림 2.5.38] 전체외기냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이



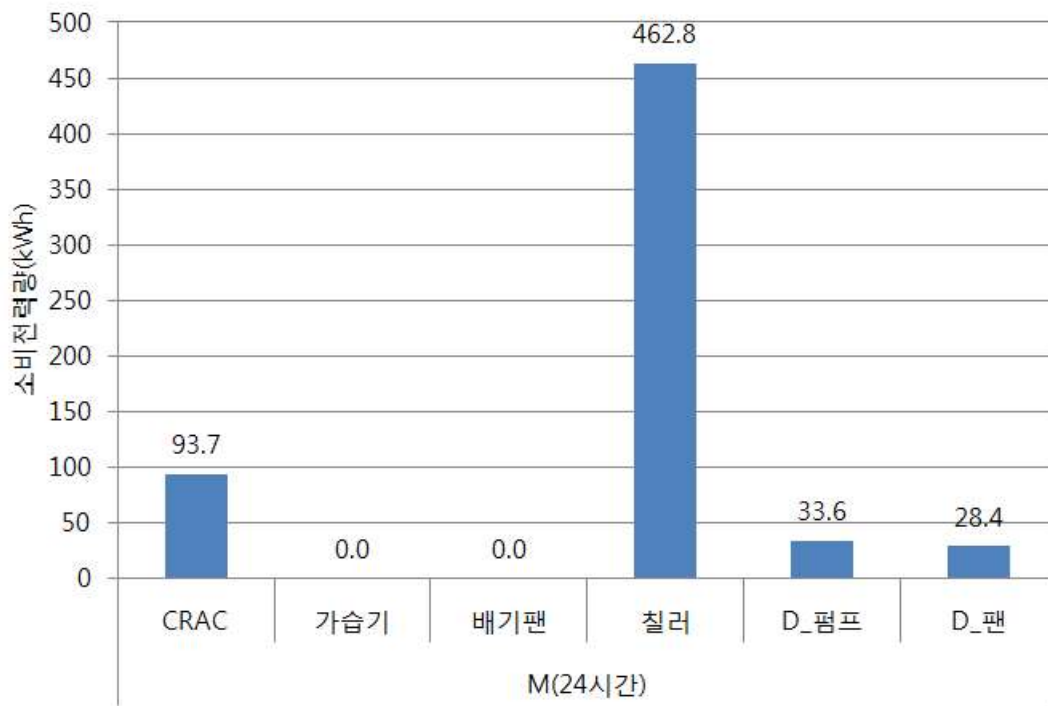
[그림 2.5.39] 부분외기냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이

[그림 2.5.36] 외기냉수냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이를 나타낸 것이다. 기타 시스템의 운영모드와 상대비교를 위하여 측정 시간은 6시간을 기준으로 하였다. 기계식 운전모드의 경우는 3월 10일의 측정데이터를 기준으로 산정하였다. 외기냉수냉방 모드로 운영되었으므로 가동한 기기는 CRAC(냉수순환펌프 포함), 드라이쿨러 펌프, 드라이쿨러 팬이 작동하였다. 측정 시간동안 가동한 각 기기의 평균소비전력은 칠러의 경우 0 kW, CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 0 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 1.4 ~ 1.5 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 1.4 ~ 1.5 kW의 수치로 나타났다. 배기팬의 경우는 기계식으로 작동하는 경우 실질적으로 작동하지 않는 상태이므로 전체 측정시간대에 0kWh로 측정되었다. 따라서 6시간 소비전력량을 기준으로 24시간 시스템 전체의 소비전력량을 산정할 수 있으며, 이를 기초로 1일 소비전력량은 167.2 kWh로 추정할 수 있었다.

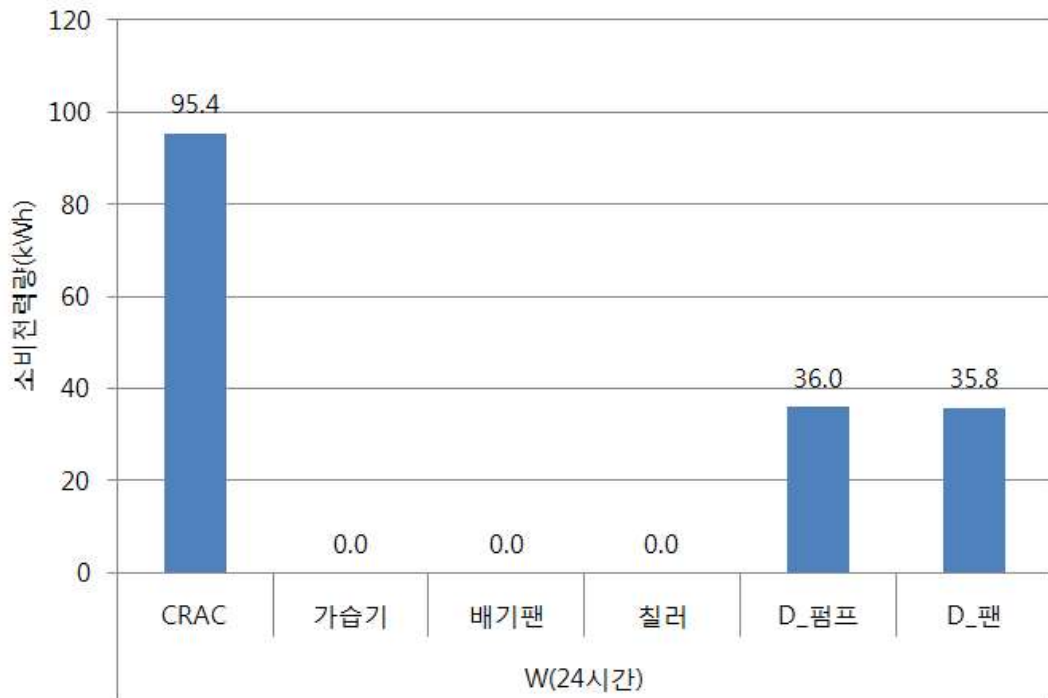
[그림 2.5.37] 외기냉수냉방+외기냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이를 나타낸 것이다. 기타 시스템의 운영모드와 상대비교를 위하여 측정 시간은 6시간을 기준으로 하였다. 외기냉수냉방+외기냉방 운전모드의 경우는 5월 7일의 측정데이터를 기준으로 산정하였다. 외기냉수냉방+외기냉방 모드로 운영되었으므로 가동한 기기는 칠러를 제외한 CRAC(냉수순환펌프 및 급기팬 포함), 배기팬, 드라이쿨러 펌프, 드라이쿨러 팬이 작동하였다. 측정 시간동안 가동한 각 기기의 평균소비전력은 칠러의 경우 0 kW, CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 3.5 ~ 3.6 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 0 ~ 1.4 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 0 ~ 1.5 kW의 수치로 나타났다. 배기팬의 경우는 모드가 작동하는 경우 상시 가동하는 상태이므로 전체 측정시간대에 3.5 ~ 3.6kWh로 측정되었다. 6시간 소비전력량을 기준으로 24시간 시스템 전체의 소비전력량을 산정하면 1일 소비전력량은 178.6 kWh로 추정할 수 있었다.

[그림 2.5.38]는 전체외기냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이를 나타낸 것이다. 기타 시스템의 운영모드와 상대비교를 위하여 측정 시간은 6시간을 기준으로 하였다. 전체 외기냉방 운전모드의 경우는 4월 15일의 측정데이터를 기준으로 산정하였다. 전체외기냉방 모드로 운영되었으므로 가동한 기기는 CRAC(급기팬 포함), 배기팬이었으며 드라이쿨러 펌프, 드라이쿨러 팬, 칠러는 작동하지 않았다. 측정 시간동안 가동한 각 기기의 평균소비전력은 CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 3.5 ~ 3.6 kW의 수치로 나타났다. 배기팬의 경우는 모드가 작동하는 경우 상시 가동하는 상태이므로 전체 측정시간대에 3.5 ~ 3.6kWh로 측정되었다. 6시간 소비전력량을 기준으로 24시간 시스템 전체의 소비전력량을 산정하면 1일 소비전력량은 162.8 kWh로 추정할 수 있었다.

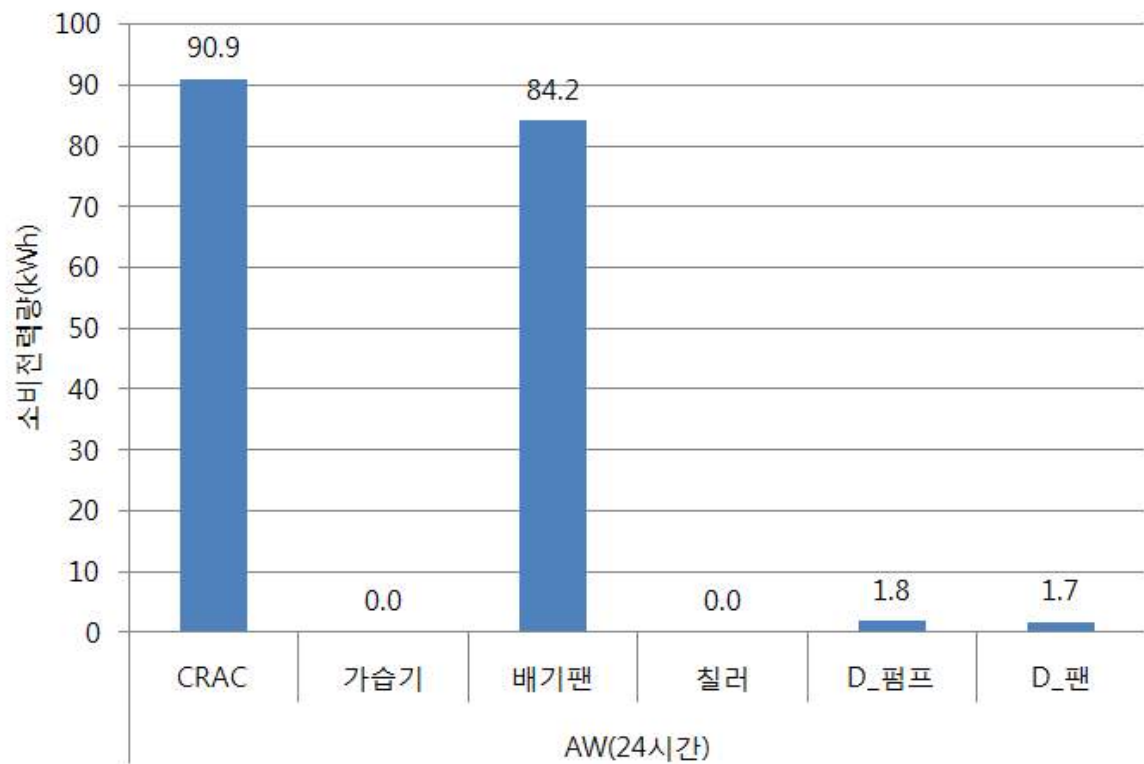
[그림 2.5.39]은 부분외기냉방 운전모드의 기기별 소비전력 변화 추이를 나타낸 것이다. 전체 외기냉방에 비하여 외기조건이 13℃ 이상인 경우 칠러를 작동하는 모드로서 추정된 1일 소비전력량은 213.6 kW로 산정되었다.



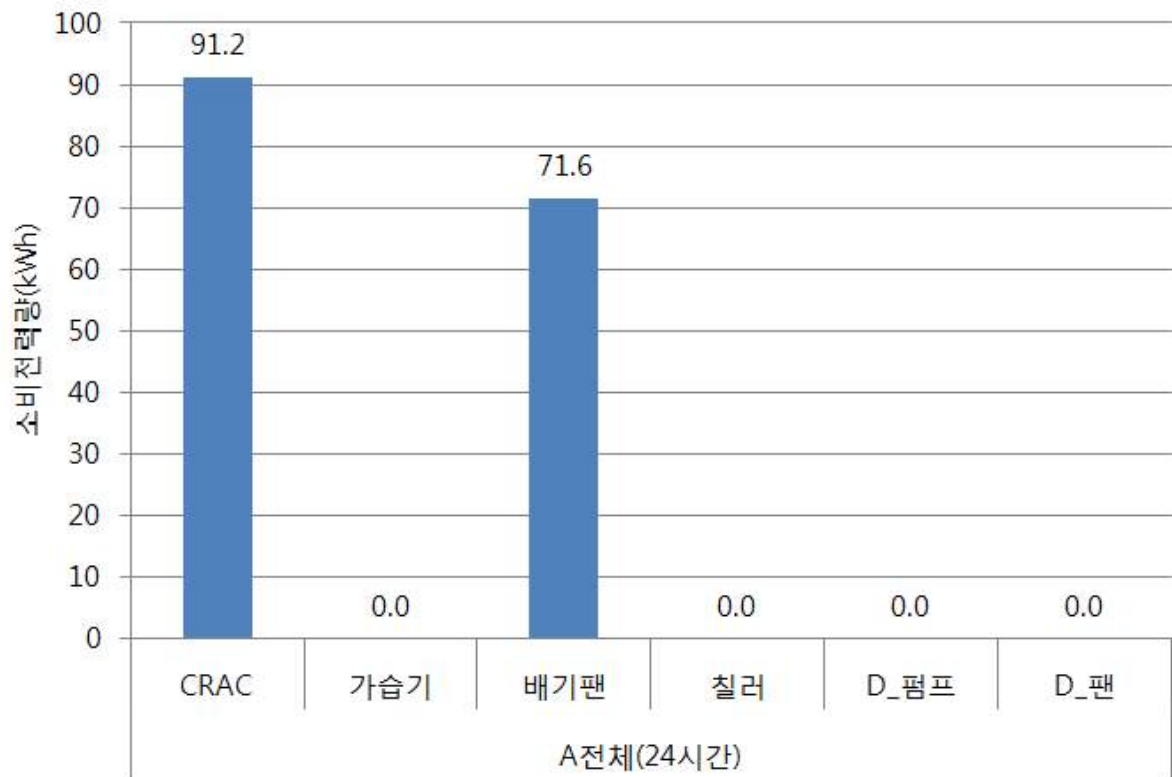
[그림 2.5.40] 기계식 운전모드의 기기별 24시간 기준 소비전력량 분석



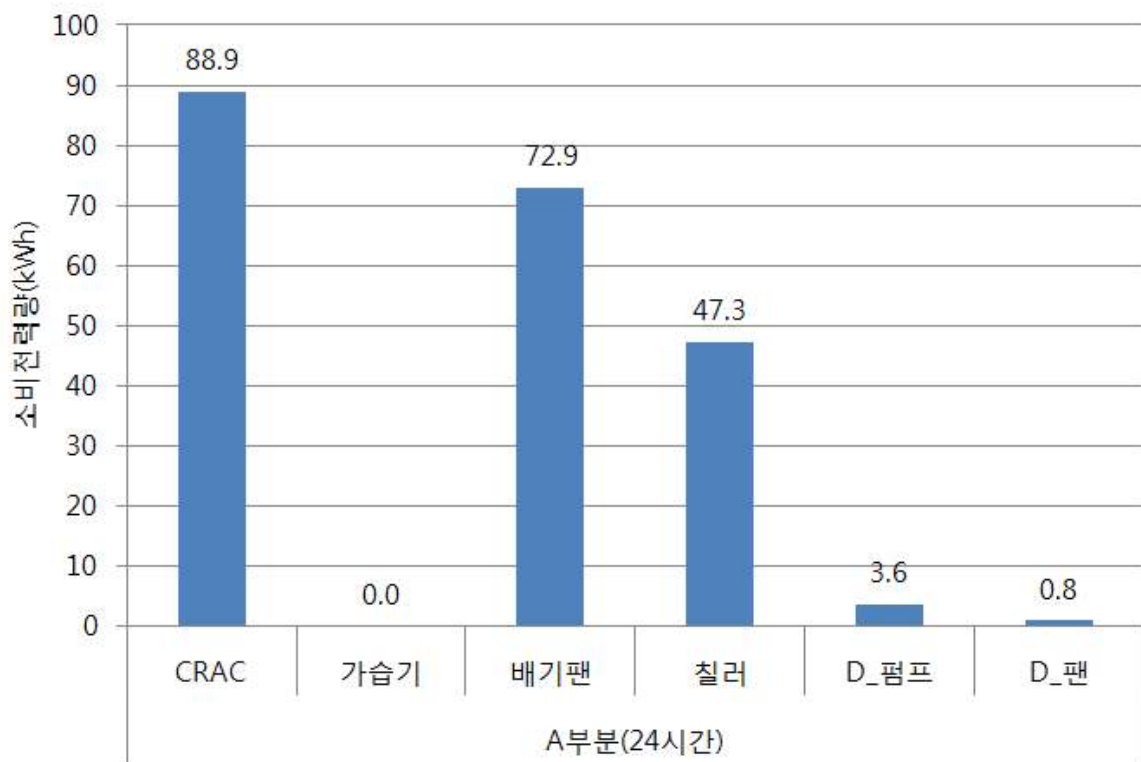
[그림 2.5.41] 외기냉수냉방 운전모드의 기기별 24시간 기준 소비전력량 분석



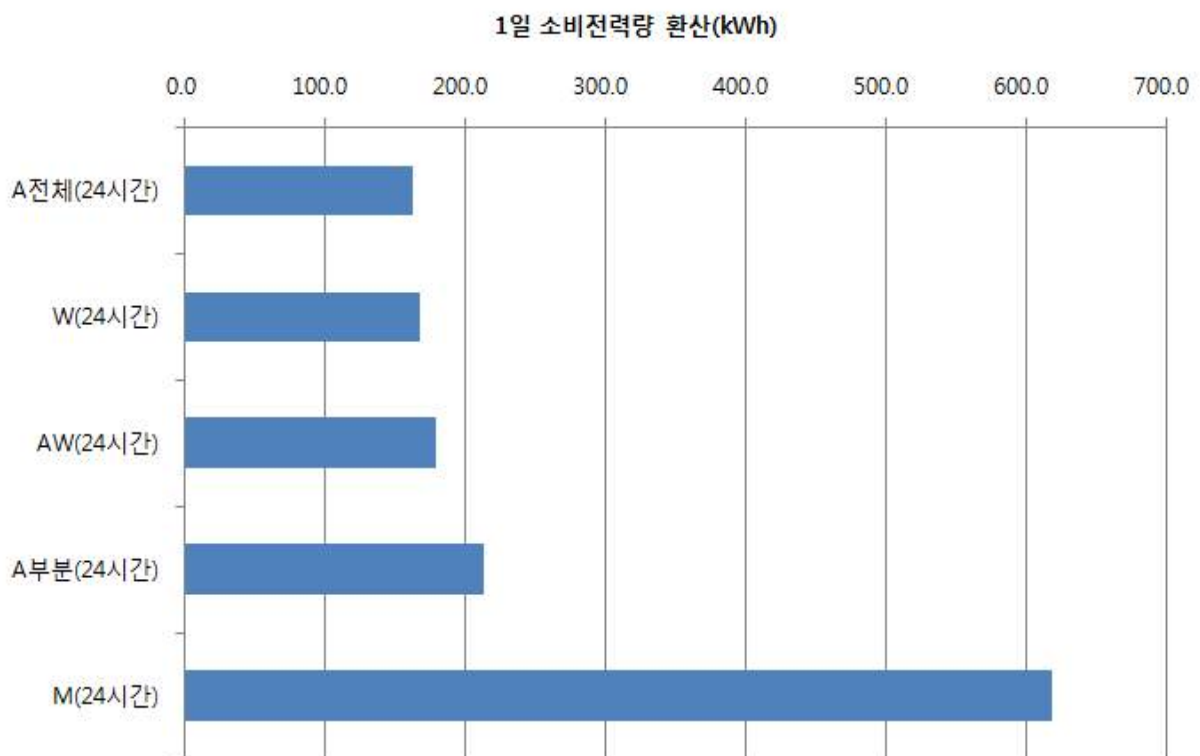
[그림 2.5.42] 외기냉수냉방+외기냉방 운전모드의 24시간 기준 소비전력량



[그림 2.5.43] 전체외기냉방 운전모드의 기기별 24시간 기준 소비전력량 분석

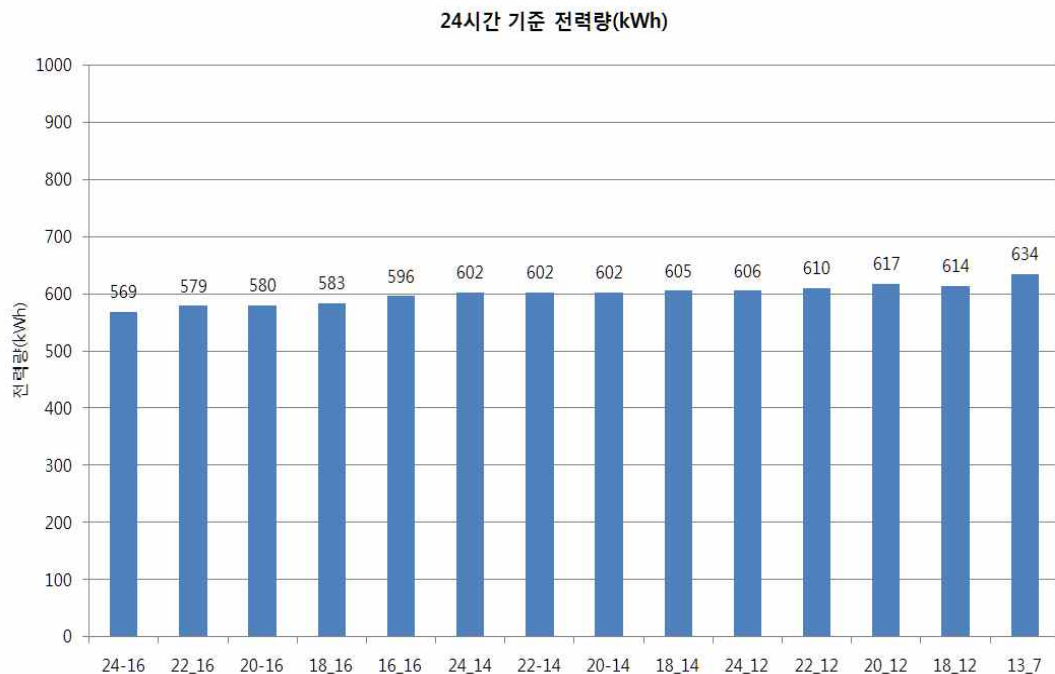


[그림 2.5.54] 부분외기냉방 운전모드의 기기별 24시간 기준 소비전력량 분석



[그림 2.5.45] 각 운전모드의 기기별 24시간 기준 비교

마. 냉수출수온도의 상승에 의한 에너지 절감효과 분석

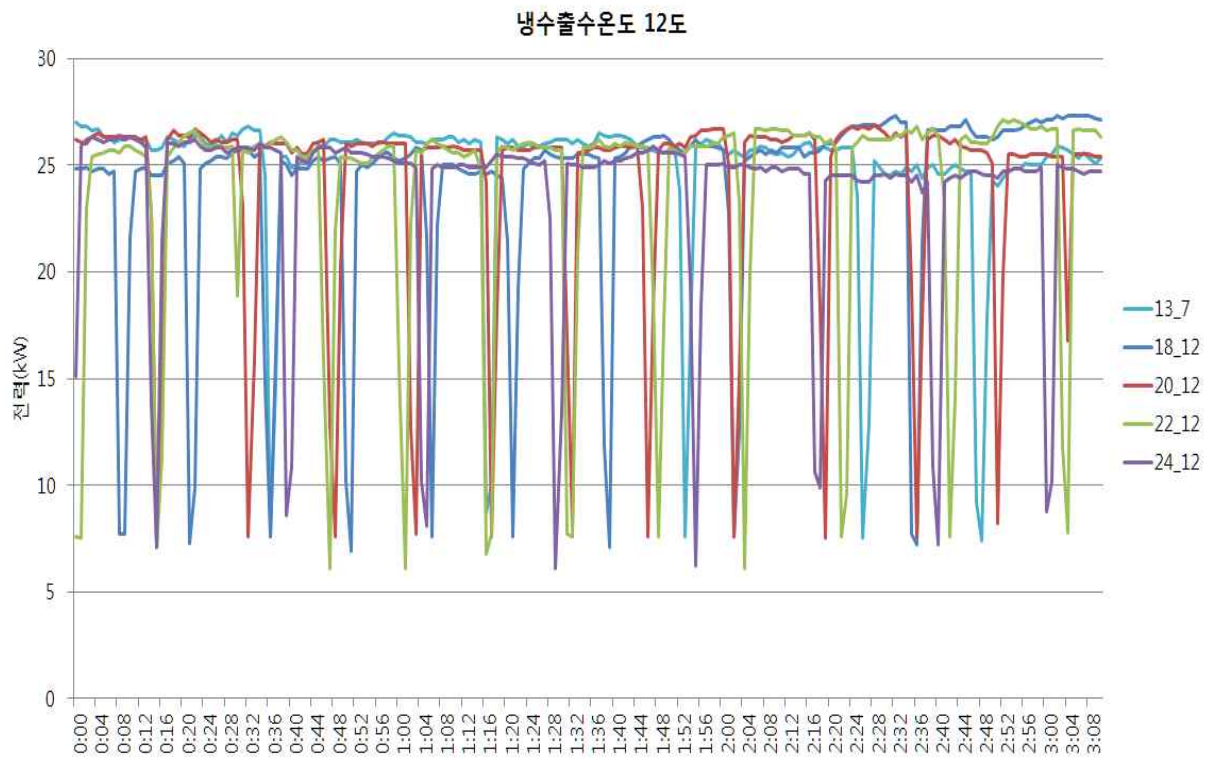


[그림 2.5.46] 냉수출수온도 변화에 따른 24시간 소비전력량 비교

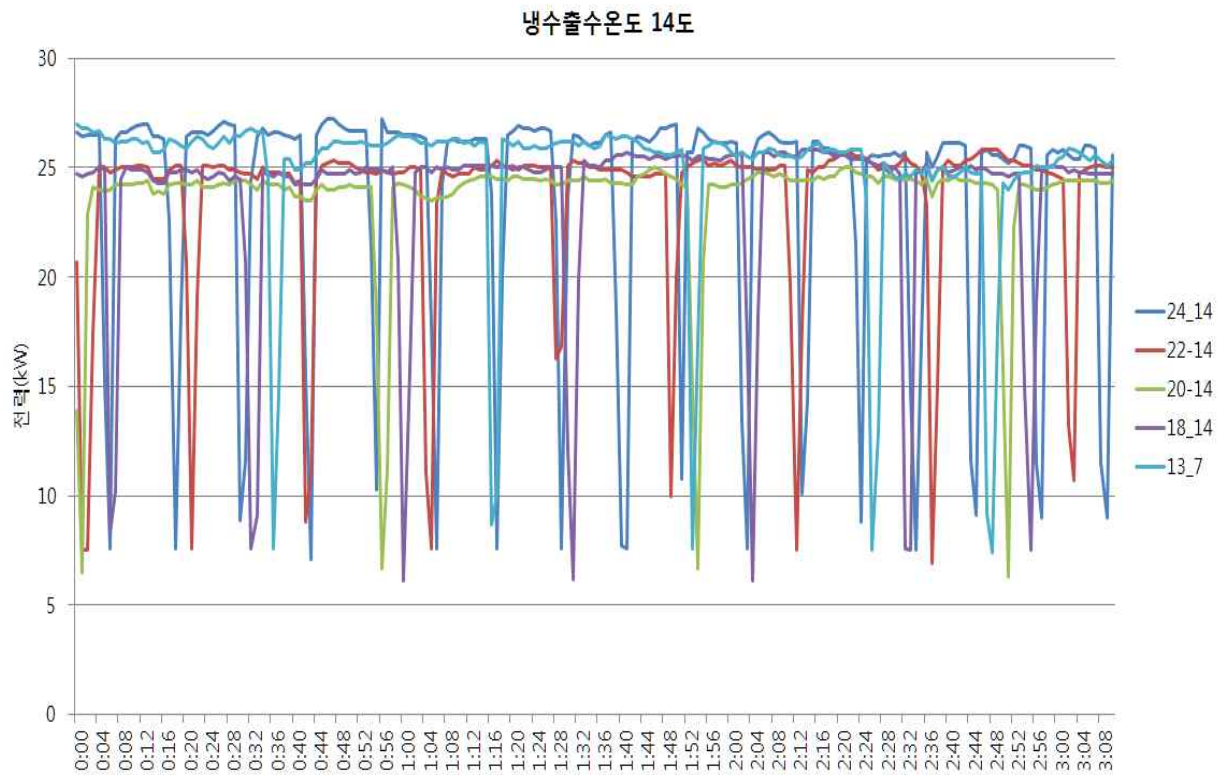
[그림 2.5.46]은 냉수출수온도 변화에 따른 24시간 소비전력량을 비교하여 나타낸 것이다. 냉수의 출수온도 변화에 따른 에너지 소비량 비교는 2014년 6월 10일부터 6월 17일까지 수행하였다. 칠러의 출수온도뿐만 아니라 CRAC의 급기온도 상승의 2가지 조건을 복합적으로 적용하여 실험을 수행하였다. 다양한 온도조건의 실험이 수행되었으나 실질적으로 적용 가능한 온도조건을 기준으로 분석하여 그림과 같은 결과를 도출하였다.

기존 IDC의 냉수공급시스템과 동일한 조건으로서 칠러의 출수온도 7℃, 서버실 급기온도 13℃의 경우에 해당하는 실험을 실시하였고, 이후에 칠러의 출수온도는 16℃까지 2℃ 간격으로 상승시켜 실시하였고, 서버실 급기온도는 26℃까지 출수온도 조건과 마찬가지로 2℃씩 상승시키는 조건으로 실험을 실시하였다.

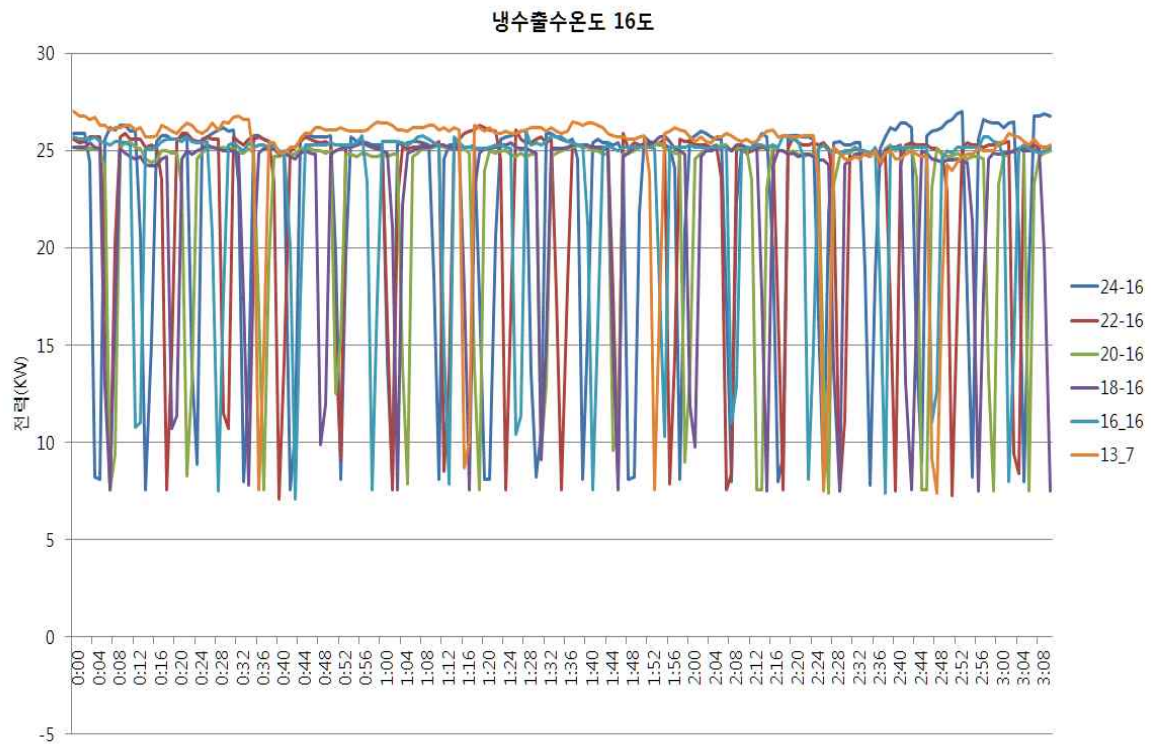
실험 결과 칠러 출수온도 7℃, 급기온도 13℃로 실시한 경우 1일 소비전력량은 634 kWh로 산정되었으며, 출수온도와 급기온도를 높게 설정할수록 소비전력량은 감소하였다. 출수온도 16℃, 급기온도 24℃로 실시하는 경우 소비전력량은 569 kWh로 나타나 기본 시스템에 비하여 전체적인 에너지 절감효과는 10% 정도로 추정되었다.



[그림 2.5.47] 냉수출수온도 12°C인 경우 소비전력량 비교



[그림 2.5.48] 냉수출수온도 14°C인 경우 소비전력량 비교



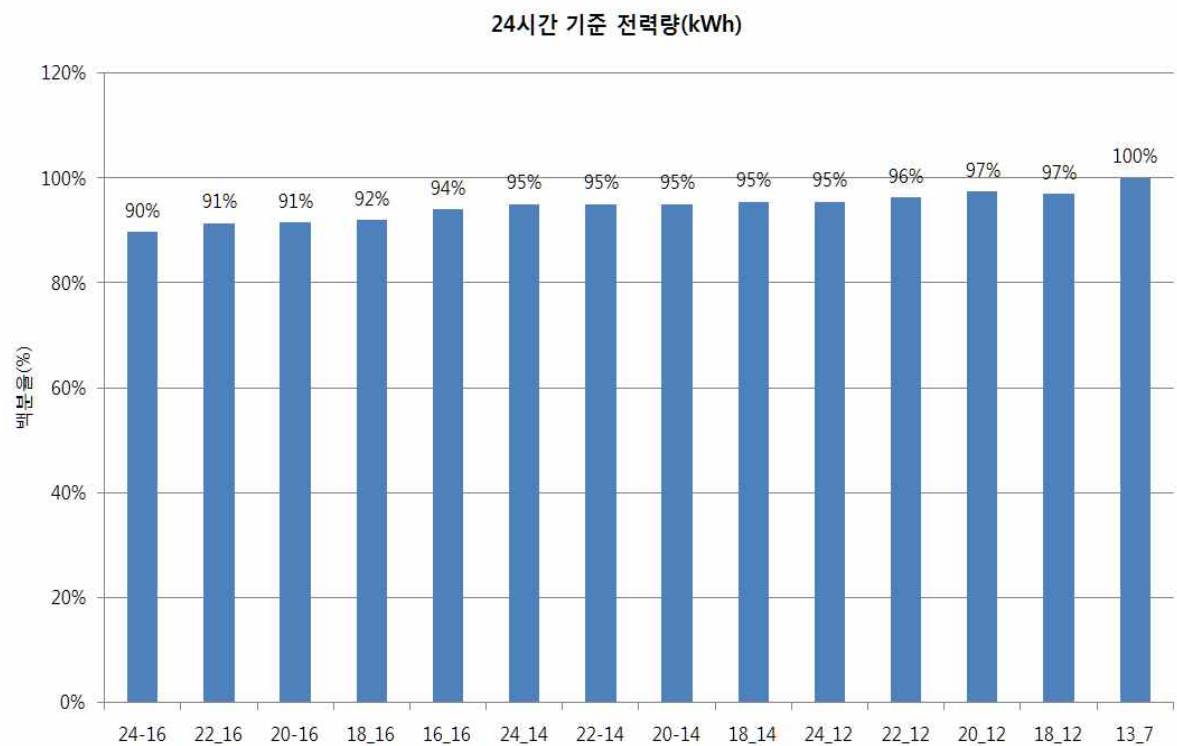
[그림 2.5.49] 냉수출수온도 16℃인 경우 소비전력량 비교

[그림 2.5.47], [그림 2.5.48], [그림 2.5.49]은 각각 냉수출수온도 12℃, 14℃, 16℃인 경우 소비전력량 변화를 나타낸 것이다. 각 그림에 나타난 바와 같이 냉수온도를 상승시키는 경우 칠러의 COP 상승으로 전반적인 소비전력의 감소를 기대할 수 있다.

그러나 서버실에서 진행된 실험의 경우 소용량의 칠러로서 압축기의 거동방식에 따라 다소 감소비율은 현저한 차이를 나타내지 않았다. 다만, 칠러의 소비전력이 감소하게 된 것은 출수온도를 높게 설정하는 경우 압축기의 on-off 제어를 통하여 칠러의 가동빈도수를 줄이는 효과가 있음을 알 수 있었다. 실질적으로 COP 4 ~ 5 정도의 대용량 압축식 냉동기를 적용할 경우 출수온도의 상승에 따른 소비전력의 절감을 기대할 수 있을 것으로 사료된다.

그러나 냉수의 출수온도를 지속적으로 높이는 것에는 한계가 있다. 냉수온도 16℃인 경우 냉각코일의 효율이 우수하더라도 코일 바이패스 팩터 및 전열손실 등을 고려하면 21℃ 이하의 급기온도를 구현하는 것이 어려울 것으로 판단된다.

급기온도가 21℃ 이상인 경우 서버실의 실내 온도 성층화 문제 등을 고려하면 실질적으로 악조건에 위치한 서버 인입구의 상한 한계온도(ASHRAE 기준 Class 1)인 27℃ 이상으로 나타날 수 있으므로 냉수의 출수온도는 14℃ 이하로 유지하는 것이 적절할 것으로 판단된다.



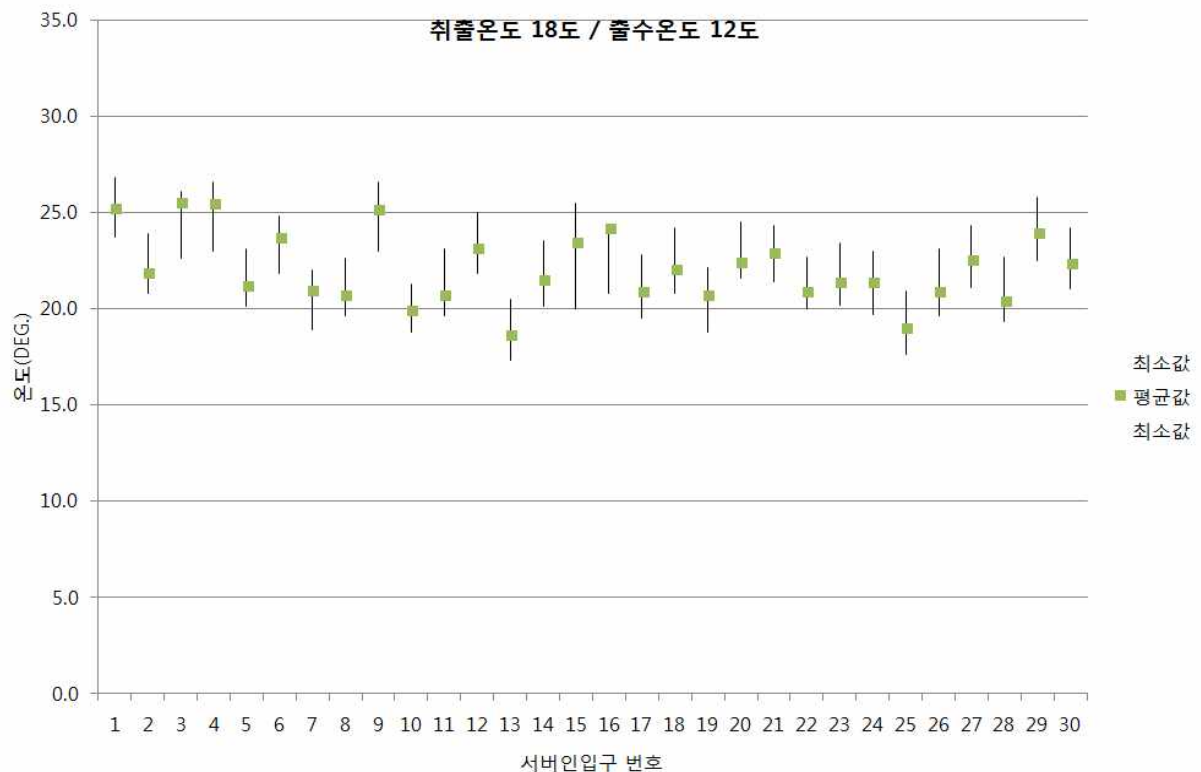
[그림 2.5.50] 냉수출수온도 변화에 따른 24시간 소비전력량 백분율 비교

[그림 2.5.50]은 냉수출수온도 변화에 따른 24시간 소비전력량을 백분율로 비교하여 나타낸 것이다. 냉수의 출수온도 변화에 따른 에너지 소비량 비교는 전술한 바와 같이 2014년 6월 10일부터 6월 17일까지 수행하였다. 칠러의 출수온도뿐만 아니라 CRAC의 급기온도 상승의 2가지 조건을 복합적으로 적용하여 실험을 수행하였다. 다양한 온도조건의 실험이 수행되었으나 실질적으로 적용 가능한 온도조건을 기준으로 분석하여 그림과 같은 결과를 도출하였다.

기존 IDC의 냉수공급시스템과 동일한 조건으로서 칠러의 출수온도 7℃, 서버실 급기온도 13℃의 경우에 해당하는 실험을 실시하였고, 이후에 칠러의 출수온도는 16℃까지 2℃ 간격으로 상승시켜 실시하였고, 서버실 급기온도는 26℃까지 출수온도 조건과 마찬가지로 2℃씩 상승시키는 조건으로 실험을 실시하였다.

실험 결과 칠러 출수온도 16℃, 급기온도 24℃로 실시한 경우 출수온도 7℃, 급기온도 13℃로 실시하는 경우에 비하여 전체적인 에너지 절감효과는 10% 정도로 추정되었다.

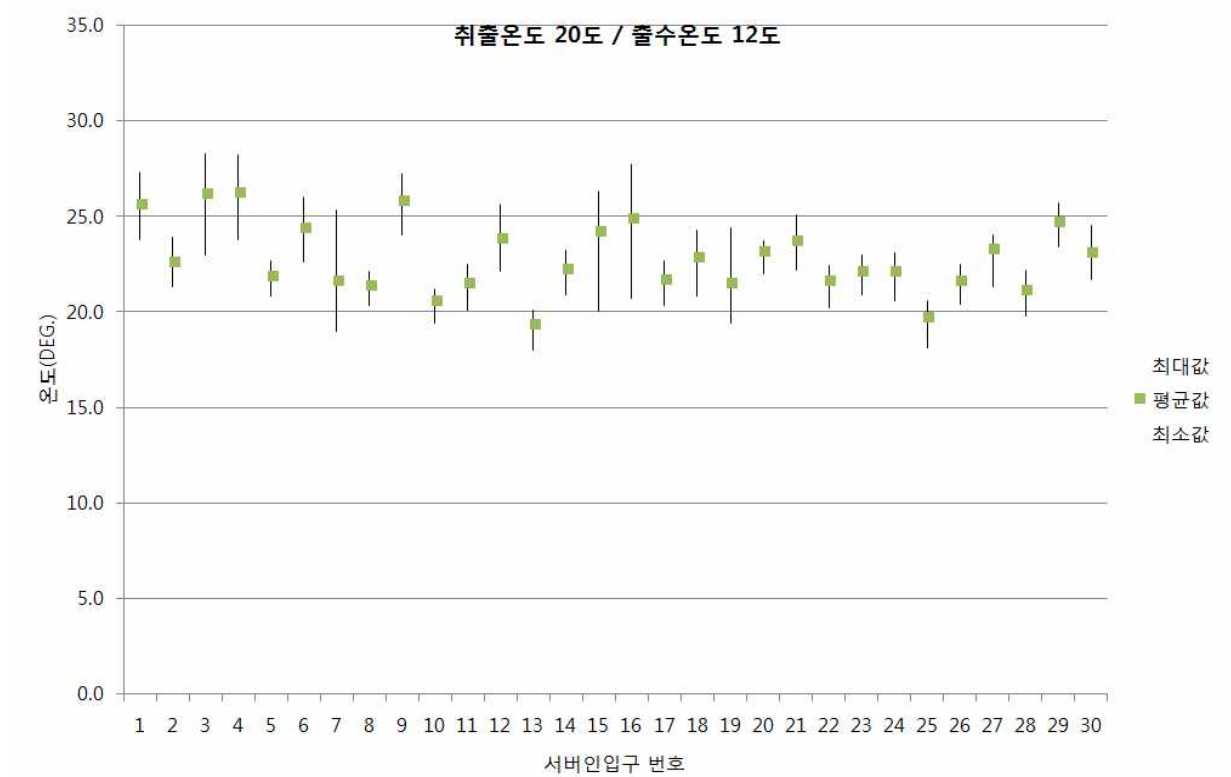
바. 냉수출수온도 및 급기온도 상승에 의한 서버 인입온도 분석



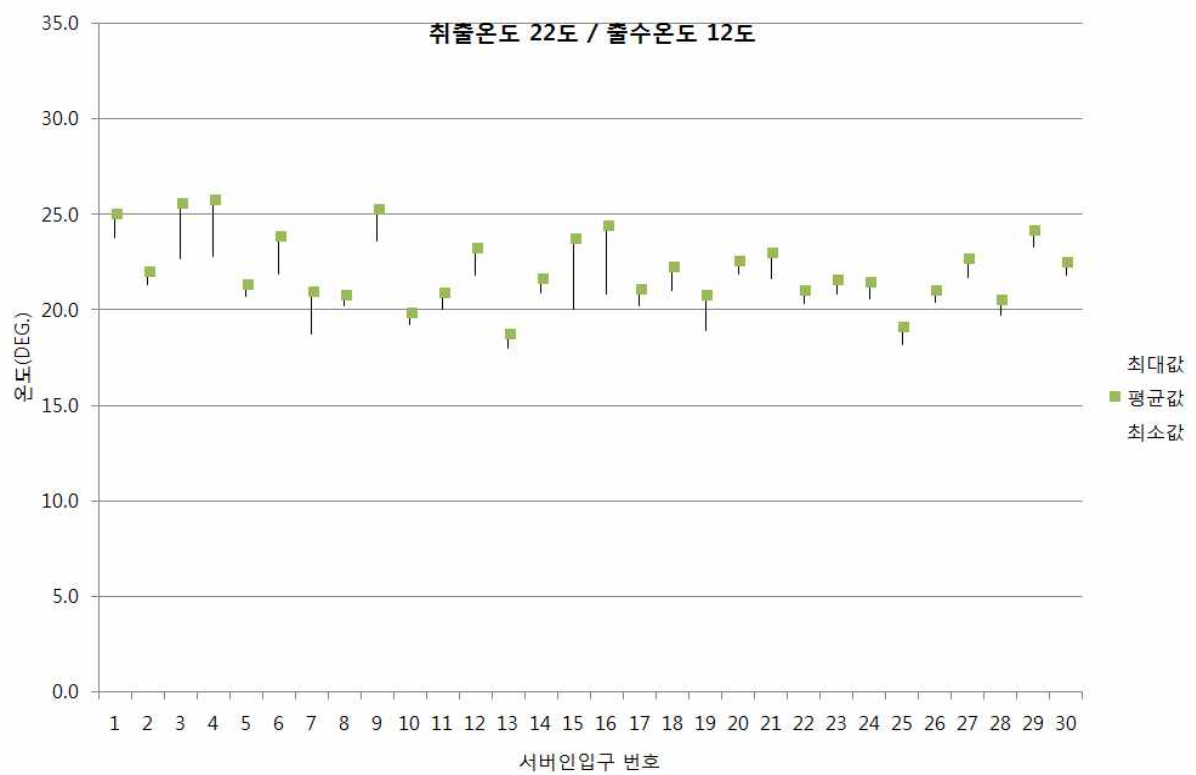
[그림 2.5.51] 출수온도 12℃, 급기온도 18℃인 경우 서버 인입온도 분포

[그림 2.5.51], [그림 2.5.52], [그림 2.5.53], [그림 2.5.54], [그림 2.5.55]은 각각 냉수출수온도 12℃이고 급기온도를 18℃, 20℃, 22℃, 24℃, 26℃인 경우 서버의 입입구 온도분포를 나타낸 것이다. 칠러의 출수온도와 급기온도를 상승시킬 수 있는 요인으로서 본 연구에서 개발한 급배기랙 시스템을 적용함으로써 기존의 cold aisle containment와 동일한 개념이나 서버랙 자체를 밀폐하는 시스템을 적용하여 실내 공기의 재순환에 의한 열취득을 원천적으로 차단할 수 있었기 때문이다.

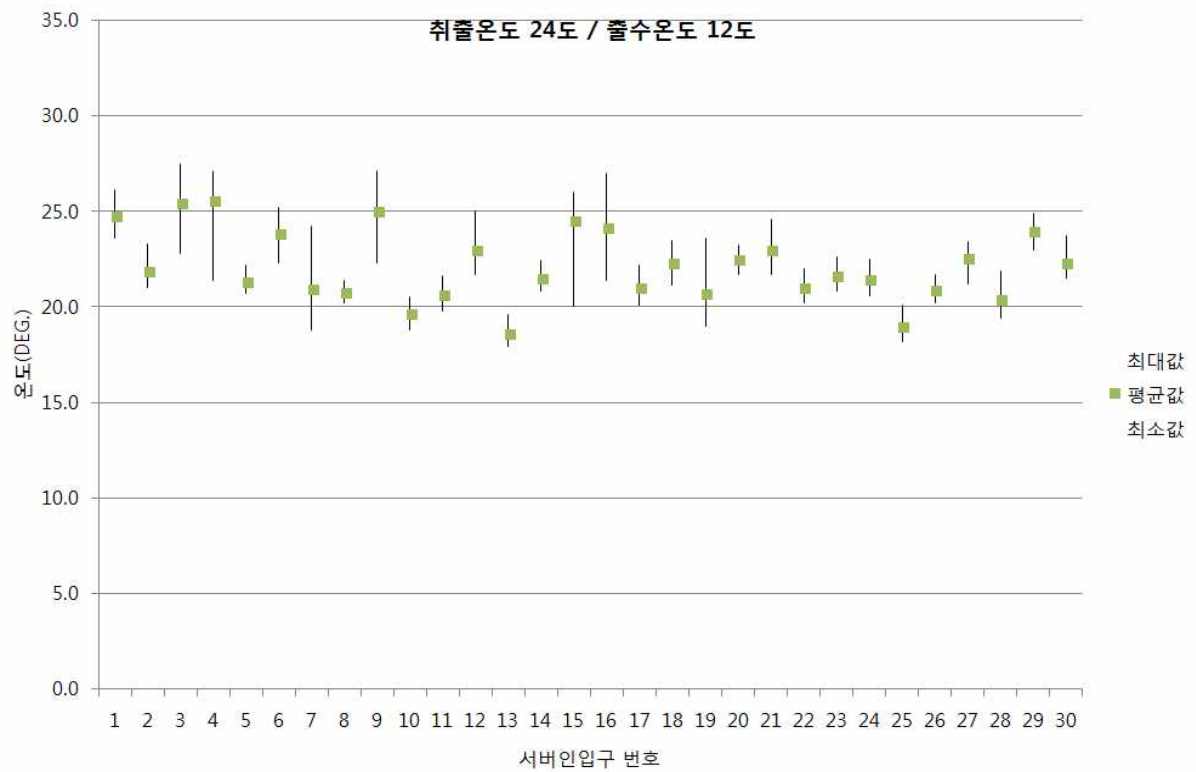
개발된 급배기랙을 적용하고 칠러의 출수온도를 12℃로 설정한 경우는 공급되는 급기온도를 24℃까지 상승시키는 경우에도 서버 인입구온도가 ASHRAE 기준 Class 1의 건구온도인 27℃ 이하로 유지되는 것으로 나타났다. 그러나 급기온도 자체를 26℃까지 상승시키는 경우에는 서버인입구 온도가 27℃를 초과하는 서버군이 나타나 문제가 발생할 우려가 있는 것으로 나타났다. ASHRAE 기준에 따른 allowable 범위에 속하는 온도조건으로 구분되지만 이러한 온도조건은 장시간 운영에는 문제가 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 출수온도 기준 12℃인 경우 급기온도는 24℃ 이하로 설정할 필요가 있는 것으로 판단된다.



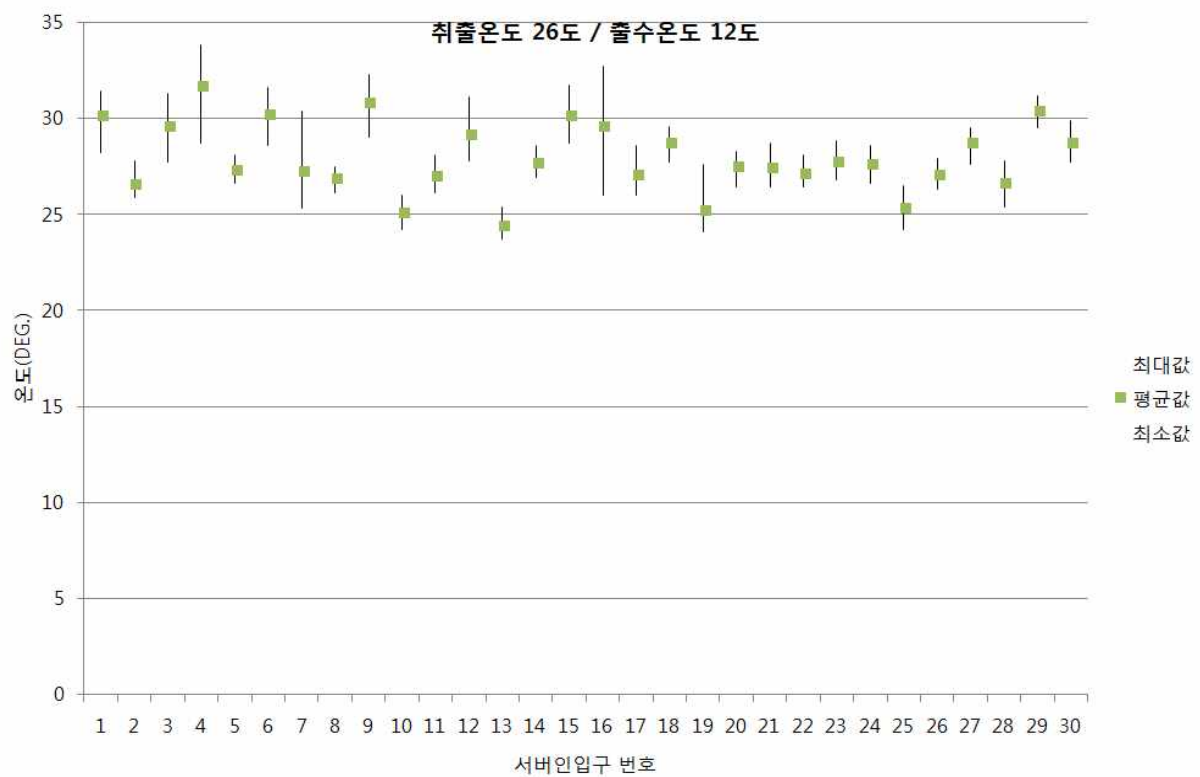
[그림 2.5.52] 출수온도 12°C, 급기온도 20°C인 경우 서버 인입온도 분포



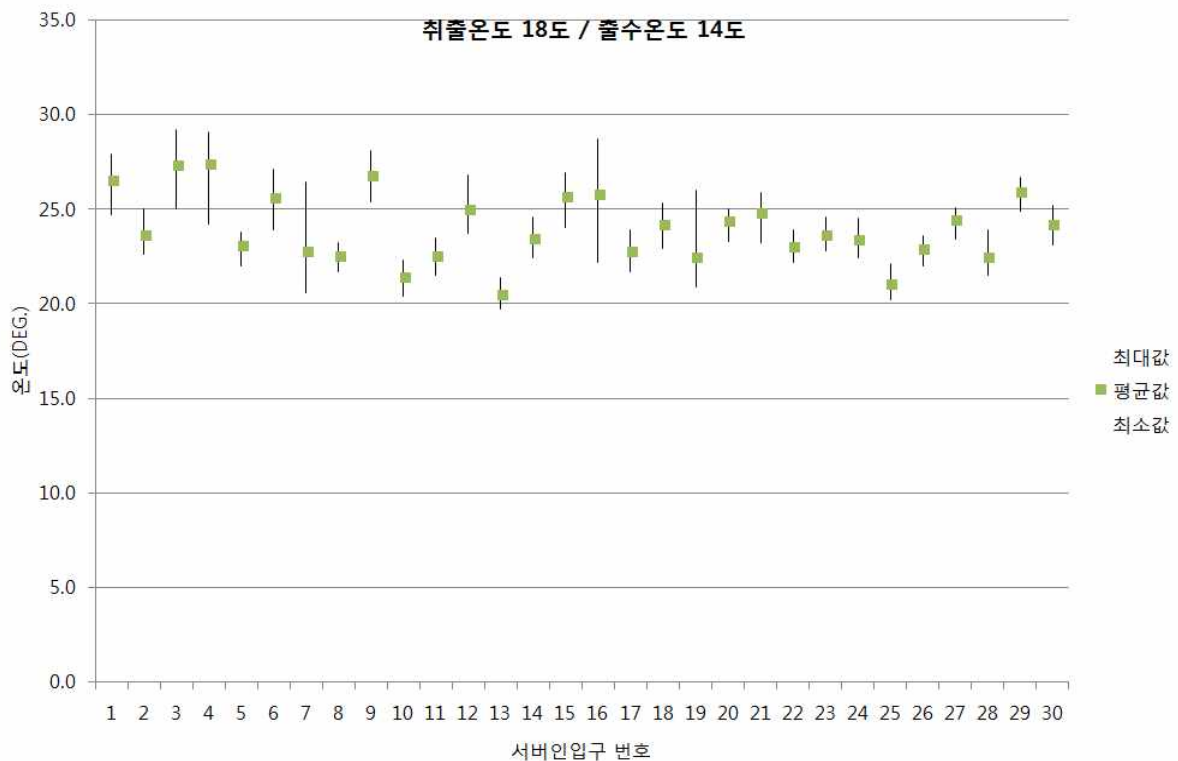
[그림 2.5.53] 출수온도 12°C, 급기온도 22°C인 경우 서버 인입온도 분포



[그림 2.5.54] 출수온도 12°C, 급기온도 24°C인 경우 서버 인입온도 분포



[그림 2.5.55] 출수온도 12°C, 급기온도 26°C인 경우 서버 인입온도 분포



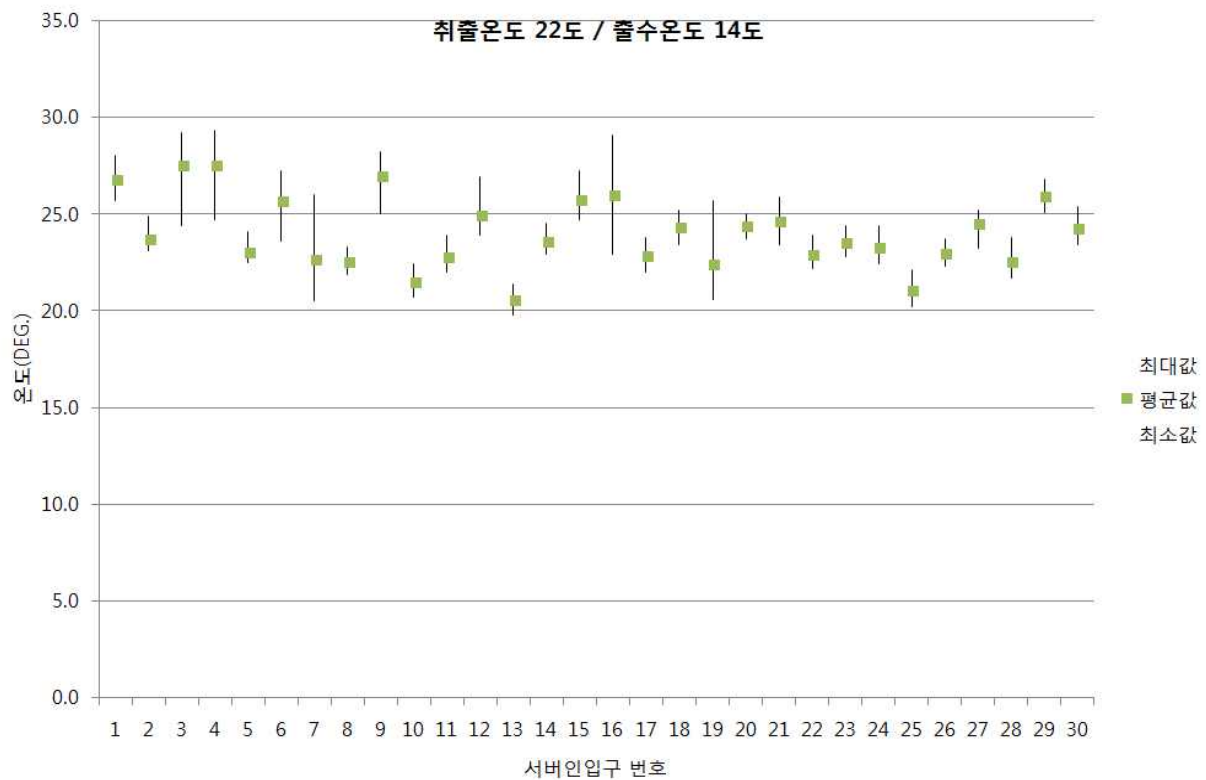
[그림 2.5.56] 출수온도 14℃, 급기온도 18℃인 경우 서버 인입온도 분포

[그림 2.5.56], [그림 2.5.57], [그림 2.5.58], [그림 2.5.59], [그림 2.5.60]은 각각 냉수출수온도 14℃이고 급기온도를 18℃, 20℃, 22℃, 24℃, 26℃인 경우 서버의 인입구 온도분포를 나타낸 것이다.

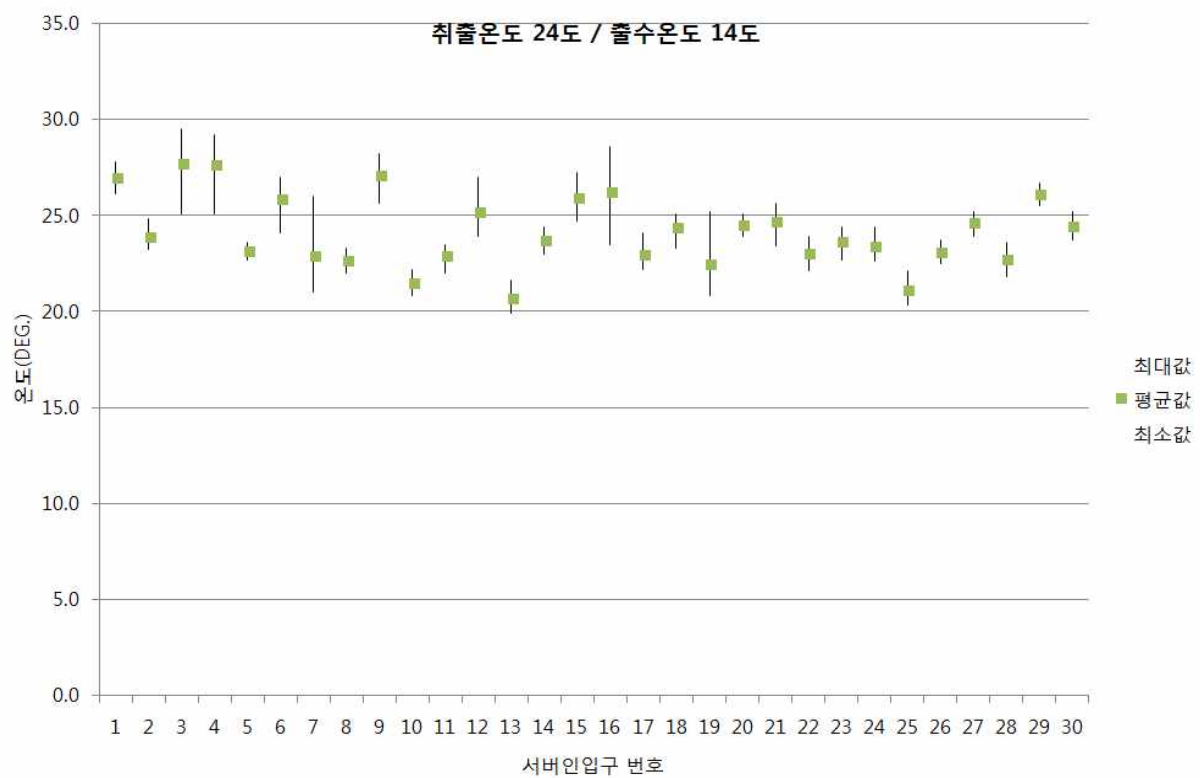
개발된 급배기랙을 적용하고 칠러의 출수온도를 14℃로 설정한 경우는 공급되는 급기온도를 18℃까지 상승시키는 경우 서버 인입구온도가 ASHRAE 기준 Class 1의 건구온도인 27℃를 초과하는 것으로 나타났다. 출수온도 12℃인 경우와 마찬가지로 ASHRAE 기준에 따른 allowable 범위에 속하는 온도조건으로 구분되지만 이러한 온도조건은 장시간 운영에는 문제가 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 출수온도 기준 14℃인 경우 급기온도는 18℃ 이하로 설정할 필요가 있는 것으로 판단된다.



[그림 2.5.57] 출수온도 14°C, 급기온도 20°C인 경우 서버 인입온도 분포



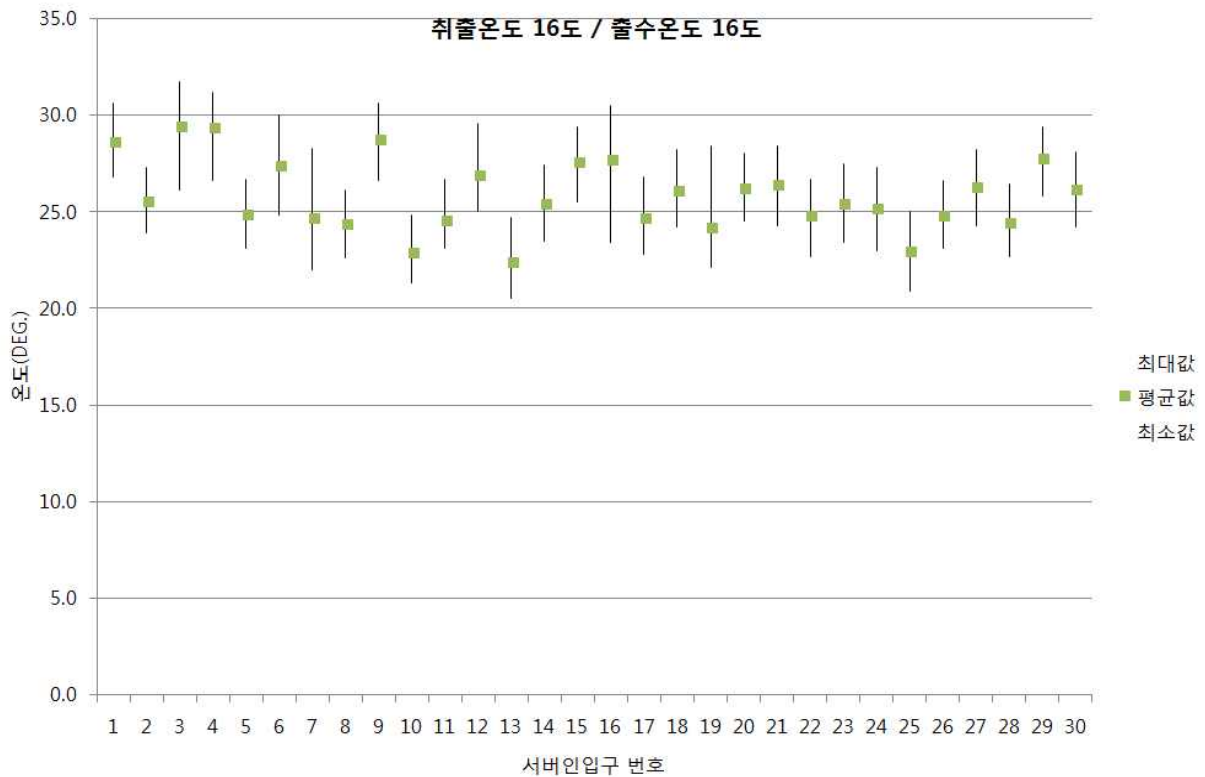
[그림 2.5.58] 출수온도 14°C, 급기온도 22°C인 경우 서버 인입온도 분포



[그림 2.5.59] 출수온도 14°C, 급기온도 24°C인 경우 서버 인입온도 분포



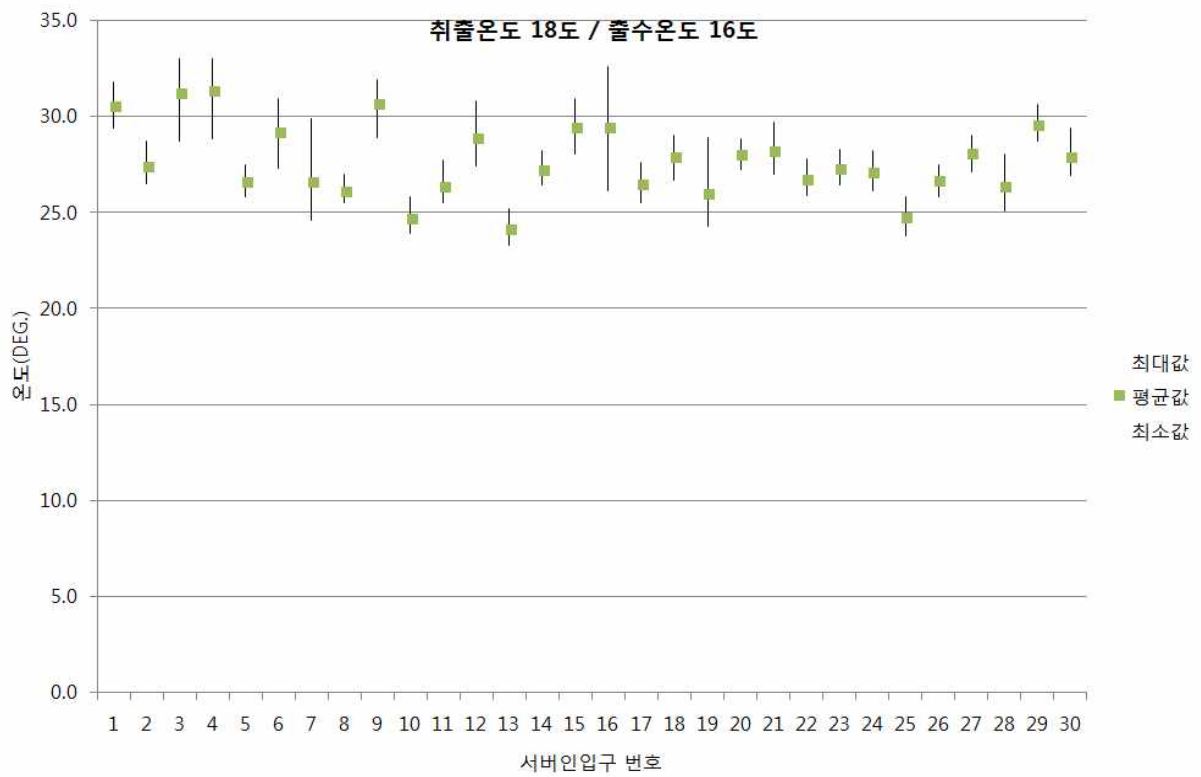
[그림 2.5.60] 출수온도 14°C, 급기온도 26°C인 경우 서버 인입온도 분포



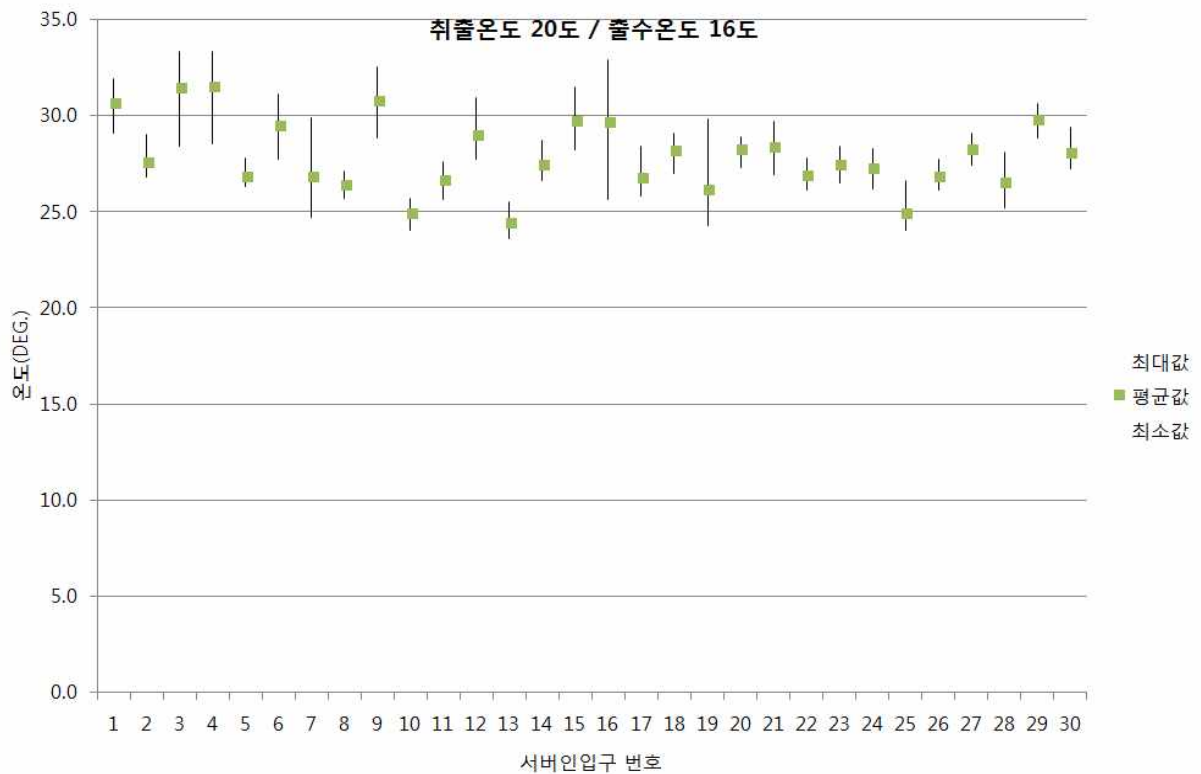
[그림 2.5.61] 출수온도 16°C, 급기온도 16°C인 경우 서버 인입온도 분포

[그림 2.5.61], [그림 2.5.62], [그림 2.5.63], [그림 2.5.64], [그림 2.5.65]은 각각 냉수출수온도 16°C이고 급기온도를 18°C, 20°C, 22°C, 24°C, 26°C인 경우 서버의 인입구 온도분포를 나타낸 것이다.

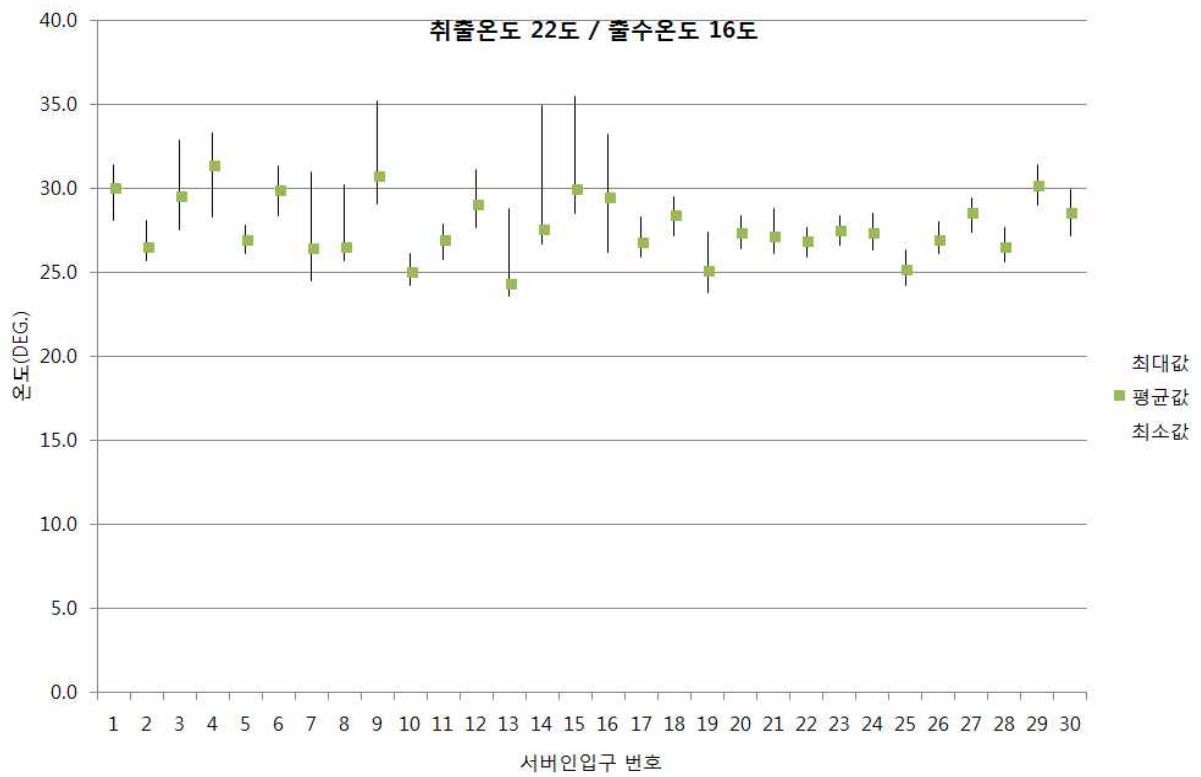
개발된 급배기랙을 적용하고 칠러의 출수온도를 16°C로 설정한 경우는 공급되는 급기온도를 출수온도와 동일한 16°C까지 상승시키는 경우에도 서버 인입구온도가 ASHRAE 기준 Class 1의 건구온도인 27°C 이하로 유지되는 것으로 나타났다. 출수온도온도 자체를 16°C까지 상승시키는 경우에는 전체 경우에 서버인입구 온도가 27°C를 초과하는 서버군이 나타나 문제가 발생할 우려가 있는 것으로 나타났다. 마찬가지로 ASHRAE 기준에 따른 allowable 범위에 속하는 온도조건으로 구분되지만 이러한 온도조건은 장시간 운영에는 문제가 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 출수온도 기준 16°C인 경우는 적용이 어려울 것으로 판단된다.



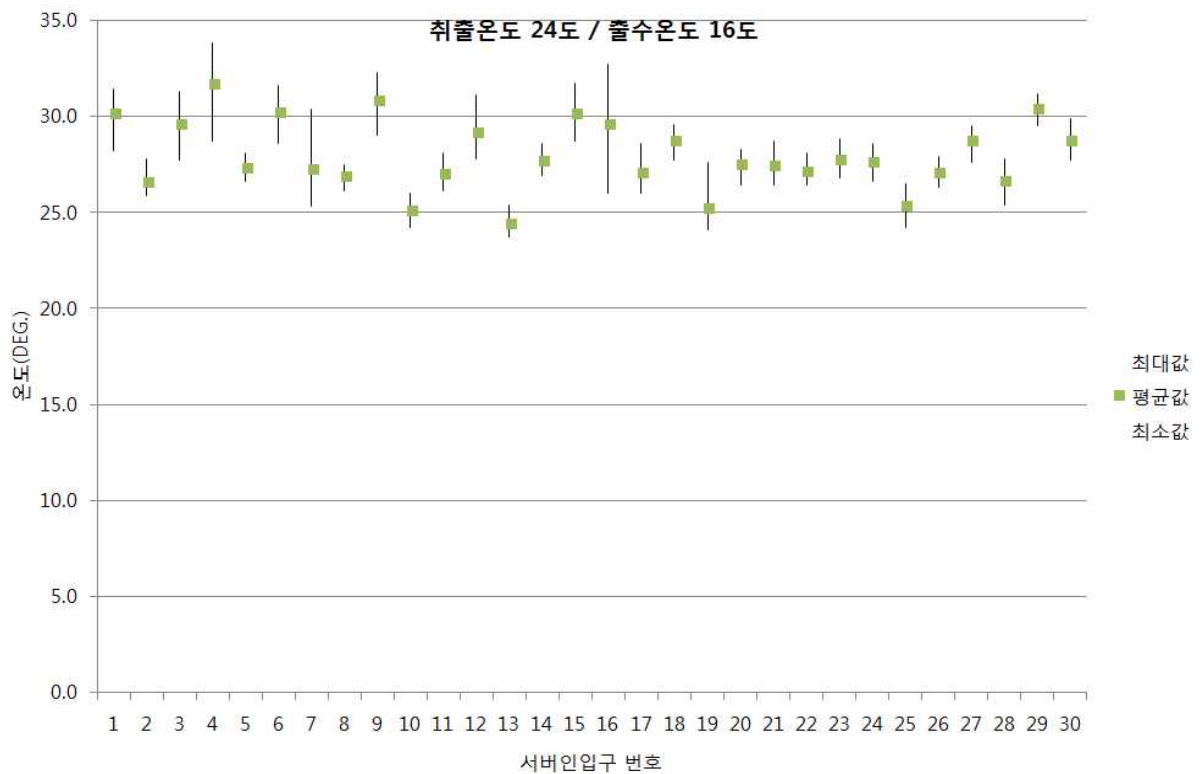
[그림 2.5.62] 출수온도 16°C, 급기온도 18°C인 경우 서버 인입온도 분포



[그림 2.5.63] 출수온도 16°C, 급기온도 20°C인 경우 서버 인입온도 분포

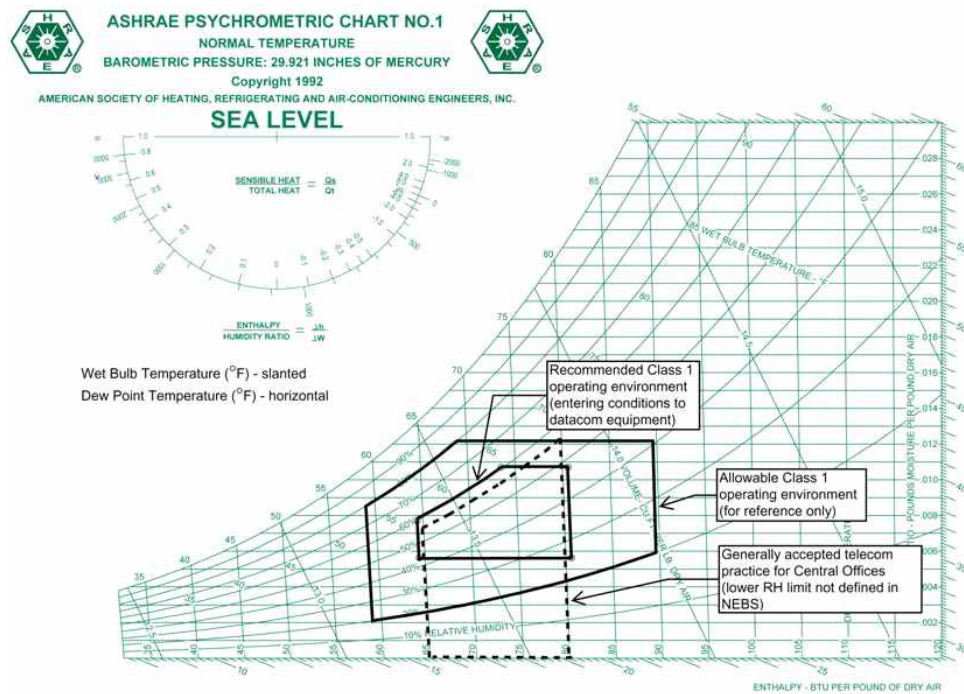


[그림 2.5.64] 출수온도 16°C, 급기온도 22°C인 경우 서버 인입온도 분포



[그림 2.5.65] 출수온도 16°C, 급기온도 24°C인 경우 서버 인입온도 분포

사. 서버인입구 온도설정치 조정 가능성



Equipment Environment Specifications										
Class	Product Operation ^{a,b}							Product Power Off ^{b,c}		
	Dry-Bulb Temperature (°C)		Humidity Range, Non-Condensing		Max. Dew Point (°C)	Max. Elevation (m)	Max Rate of Change (°C/h)	Dry-Bulb Temperature (°C)	Relative Humidity (%)	Max. Dew Point (°C)
	Allowable	Recommended	Allowable	Recommended						
	1	15 to 32 ^d	18 to 27	20 to 80	5.5°C DP to 60% RH and 15°C DP	17	3050	5/20 ^f	5 to 45	8 to 80
2	10 to 35 ^d	18 to 27	20 to 80	5.5°C DP to 60% RH and 15°C DP	21	3050	5/20 ^f	5 to 45	8 to 80	27
3	5 to 35 ^{d,e}	NA	8 to 80	NA	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80	29
4	5 to 40 ^{d,e}	NA	8 to 80	NA	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80	29

a. Product equipment is powered on.

b. Tape products require a stable and more restricted environment (similar to Class 1). Typical requirements: minimum temperature is 15°C, maximum temperature is 32°C, minimum relative humidity is 20%, maximum relative humidity is 80%, maximum dew point is 22°C, rate of change of temperature is less than 5°C/h, rate of change of humidity is less than 5% RH per hour, and no condensation.

c. Product equipment is removed from the original shipping container and installed but not in use, e.g., during repair, maintenance, or upgrade.

d. Derate maximum dry-bulb temperature 1°C/300 m above 900 m.

e. With a diskette in the drive, the minimum temperature is 10°C.

[그림 2.5.66] 데이터센터 서버실의 실내환경 기준(ASHRAE)

[그림 2.5.66]은 2008년 이후 서버실 내부의 열환경조건 기준(Class 1, 2)을 나타낸 것

이다. ASHRAE(미국 공조협회: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (www.ashrae.org))에서 밝힌 전산기계실의 최적 건구 온도는 18-27℃의 범위로 추천하고 있으며 2004년에 비하여 완화된 조건을 적용한다. 습도의 경우 40-55%의 범위에서 25-45%의 범위로 조정되었으며, 온도 및 습도조건의 완화가 가능할 경우 외기냉방의 운영시간 증대 가능한 조건이 되었다. 따라서 기존의 데이터센터에서 서버실의 기준온도는 일부 상향 조정하여도 문제되지 않는 것으로 알려져 있다.

전통적인 향온향습기 방식의 데이터센터에서는 차가운 공기의 풍량이 높아야 하며 18℃ 이하의 차가운 공기를 공급해야만 정상적으로 이중마루를 통해 전산장비로 공급이 가능하다. 그 이유는 차가운 공기와 뜨거운 공기가 대부분의 현재 데이터센터 구조에서는 서로 섞이기 때문이고 데이터센터가 최대 용량으로 운영될 시 더욱 심각해진다. 그로 인해 많은 데이터센터 관리자들은 향온향습기 풍량을 높이고 설정 온도를 낮추고 있고 이는 많은 양의 에너지 소모를 가져오게 된다.

결과적으로 cold aisle의 아래의 온도는 16~20℃가 되고, 윗 부분의 온도는 22~30℃에 이르게 된다. 데이터센터의 온도가 30℃가 넘는 경우는 모두 hot aisle의 뜨거운 공기가 재순환되어 cold aisle의 냉기류와 섞이기 때문이다.

결론적으로 본 연구를 통하여 개발된 급배기랙 시스템을 적용하는 경우 향온향습기에서 나오는 차가운 공기가 전산장비에서 배출되는 뜨거운 공기와의 접촉을 근본적으로 제거하기 때문에 향온향습기 토출공기의 온도를 전산장비에서 필요로 하는 20℃ 이상으로 설정할 수 있으며 이에 따라 향온향습기 및 칠러에서 사용하는 에너지를 절감할 수 있게 된다.

아. 소결

자. 전력소비량 분석

각각의 시간당 평균소비전력은 CRAC의 경우 3.9 ~ 4.0 kW, 배기팬의 경우 3.6 ~ 3.7 kW, 드라이쿨러 펌프의 경우 1.4 ~ 1.5 kW, 드라이쿨러 팬의 경우 1.3 ~ 1.5 kW, 칠러의 경우 18.0 ~ 21.0 kW의 값을 나타냈다.

차. 각 운전모드의 운영결과

시간당 소비전력량은 기기의 제어동작으로 인하여 부분적으로 기동 정지 및 비레제어 등을 실시함으로써 전력의 부분적인 변화가 발생하고 있으나 전반적으로 시스템의 전력소비량은 칠러의 가동이 가장 큰 영향을 미치고 있었으며, 칠러의 가동시간을 가능한 감소시키는 방법 및 칠러의 출수온도 상승 등을 통하여 COP 개선 등의 방법이 효과적인 것으로 예측되었다.

카. 냉수출수온도의 상승에 의한 에너지 절감효과 분석

칠러 출수온도 7℃, 급기온도 13℃로 실시한 경우 1일 소비전력량은 634 kWh로 산정되었으며, 출수온도와 급기온도를 높게 설정할수록 소비전력량은 감소하였다. 출수온도 16℃, 급기온도 24℃로 실시하는 경우 소비전력량은 569 kWh로 나타나 기본 시스템에 비하여 전체적인 에너지 절감효과는 10% 정도로 추정되었다.

타. 냉수출수온도 및 급기온도 상승에 의한 서버 인입온도 분석

개발된 급배기락을 적용하고 칠러의 출수온도를 12℃로 설정한 경우는 공급되는 급기온도를 24℃까지 상승시키는 경우에도 서버 인입구온도가 ASHRAE 기준 Class 1의 건구온도인 27℃ 이하로 유지되는 것으로 나타났으나 급기온도 자체를 26℃까지 상승시키는 경우에는 서버인입구 온도가 27℃를 초과하는 서버군이 나타나 문제가 발생할 우려가 있는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. ASHRAE. High density data centers case studies and best practices, Datacom series vol.7, 2012.
2. ASHRAE. Design considerations for datacom equipment centers second edition, Datacom series vol.3, 2009.
3. ASHRAE. High density data centers case studies and best practices, Datacom series vol.7, 2008.
4. Chang, H. J., Jung, Y. H., Seo, J. H., 2012, Analysis of Cooling Energy Saving by Cold Aisle Containment System in Internet Data Center Server Room, Journal of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems, Vol. 6, No. 3, pp. 181-190.
5. ASHRAE Transactions, vol.111, Part2, 2005
6. Simon Mingay(2007), Green IT: the New Industry Shockwave, Gartner RAS Core Research Note G00153703
7. IBM, HVAC Design Manual for Internet Data Center, 2003.
8. The Green Grid(2007), Green Grid Metrics: Describing Datacenter Power Efficiency, Technical Committee White Paper, February 2007
9. The Green Grid(2007), Guidelines for Energy-efficient Datacenters, February 2007
10. ASHRAE Handbook Fundamentals SI Edition, Chapter 27 Ventilaion and infiltration, 2005,
11. Magnus K. herrlin(2005), Rach Cooling Effectiveness in Data Centers and Telecom Central Offices, ASHRAE Transactions, 2005
12. Hewrette Packard, Maintenance Manual for CRAC(Computer Room Air Conditioning), 2001
13. 福田次郎, データセンターの概況と今後の方向性、空気調和衛生工学会、2010.5
14. 藤本貴行、データセンター省電力化プロジェクト coolCenter 50の取組み、空気調和衛生工学会、2010.5
15. データセンターにおける外気冷房システムを用いた省電力空調システム、空気調和衛生工学会、2010.5
16. 조진균. 최적 IT 환경제어를 위한 데이터센터의 냉각열원시스템 선정에 관한 연구. 대한건축학회논문집 계획계, 2008; 24(12); 313-320.
17. 조진균, 정차수, 김병선, 최적 IT 환경제어를 위한 데이터센터의 냉각(열원)시스템

- 선정에 관한 연구, 대한건축학회 논문집(계획계), 2008. 12
18. 이승연, 김민호, 이성구, 연창근, 데이터 센터의 냉방에너지 절감을 위한 Free Cooling 시스템 개선에 대한 연구, 대한설비공학회 2011 하계학술발표대회논문집, 2011
 19. 박상린, 안종관, 임효재, 박 경우, CFD를 이용한 전산실 내 열환경 예측 및 향상 방안, 대한설비공학회 2010 하계학술발표대회논문집, 2010
 20. 조진균, 홍민호, 성노천, 정차수, 김병선, 데이터센터의 합리적인 환경제어를 위한 투자패턴 분석 및 에너지소비량 산정에 관한 연구, 대한설비공학회 2006 동계학술 발표대회논문집, 2006
 21. 김영돈, 데이터센터 냉각시스템의 이코노마이저 모드 운전계획, 설비.공조.냉동.위생, 한국설비기술협회, 2012.2

2. 6 개발 시스템의 적용에 의한 냉방 에너지 절약 효과 분석

1) 테스트 베드 실험 결과와의 비교·분석

테스트 베드에서의 실험결과는 실제 실험을 통해 얻어진 값이므로 여러 가지 현장의 실제적인 상황과 미처 예상치 못한 조건들이 반영될 수 있어 시뮬레이션 결과와는 다를 수 있다. 그러나 테스트 베드에서의 실험 결과를 규모나 조건이 다른 대상에 그대로 적용하는 것도 불가능하다. 이에 본 연구에서는, 테스트 베드에서의 냉방에너지 사용량에 대한 에너지 시뮬레이션을 실시하여 그 결과를 실험 결과와 비교·검토함으로써 시뮬레이션 기법을 검증하고, 이 검증된 시뮬레이션 기법을 대형 데이터 센터에 대해 적용하는 것으로 연구를 진행하고자 한다.

에너지 시뮬레이션의 조건<표 2.6.1>과 같이 나타낸다.

<표 2.6.1>에너지 시뮬레이션 조건

구분		적용값	비고
기준평면		21.6m ²	1개 층
실내기준	온도	22℃	class 1(가동시) ASHRAE기준 온도: 20~25℃ ASHRAE기준 습도: 45~55%
	습도	50%	
내부발열	IT서버	30kW	1kW × 30개
	조명	0.384kW	32W × 12개
침입외기		없음	-
기상데이터		서울기준	측정데이터
벽체 조건		내단열	u-value = 0.006W/m ² K

테스트 베드의 공조설비용 장비의 사양은 다음과 같다.

－ 향온향습기

수량	형식	supply fan			cooling coil	heating coil		Humidifier	
		풍량 (CMM)	정압 (mmAg)	모터 (kW*P)	열량 (kcal/hr)	열량 (kcal/hr)	size (kW*step)	열량 (kg/hr)	size (kW)
1	하향식	160	25	3*6	45,000	17,200	5*4	15	10.875

－ 수냉식 Chiller

수량	형식	cooling coil		Condenser	cooling cir.pump	chilled cir.pump
		열량 (kcal/hr)	Capacity (R/T)	Capacity (R/T)	Capacity (HP)	Capacity (HP)
1	냉수식	45,000	20	20	2	2

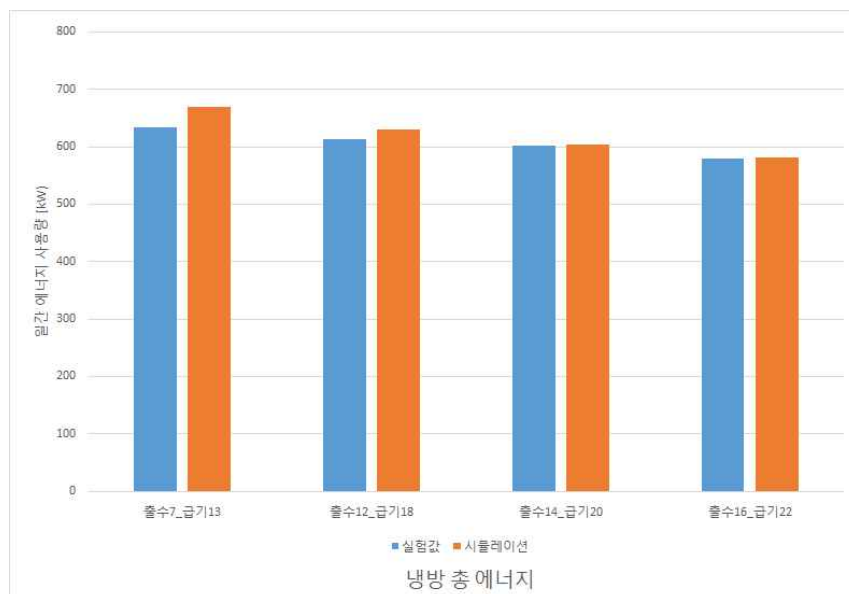
－ 밀폐형 냉각탑

수량	형식	condenser fan		condenser coil
		풍량 (CMM)	size (Φ*kW*EA)	열량 (kcal/hr)
1	수냉식	420	600*0.4*3	45,000

<표 2.6.2>에 테스트 베드에서의 냉방 에너지 사용량에 대한 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 나타낸다. 실험과 시뮬레이션은 밀폐형 랙 시스템의 적용시에 가능하게 되는 CRAC의 급기온도 상향 조정을 전제로 하여, 냉동기의 냉수 출수온도와 CRAC의 급기온도가 변화한 경우에 대해 실시하였다. 시뮬레이션의 정밀도 개선을 위해 기상데이터는 테스트 베드에서의 실험시에 측정된 외기의 측정 결과를 그대로 이용하였다. 실험결과와 시뮬레이션 결과의 오차를 비교해 보면 오차율이 약 5% 이내를 나타낸다. 이는 시뮬레이션이 실험 내용을 충분히 잘 모사하고 있는 것으로 보이며, 여기서 채택한 시뮬레이션 기법을 대형 데이터 센터의 에너지 시뮬레이션에 적용하여도 좋을 것으로 판단된다.

<표 2.6.2> 실험 결과와 시뮬레이션 결과에 대한 냉방 에너지 사용량 비교

출수온도 및 급기온도 조건	냉방 에너지 총 사용량 [kW]		오차율 [%]
	실험결과	시뮬레이션 결과	
출수7_급기13	634	669	5.3
출수12_급기18	614	630	2.5
출수14_급기20	602	604	0.3
출수16_급기22	579	580	0.2



[그림 2.6.1] 실험 결과와 시뮬레이션 결과에 대한 냉방 에너지 사용량 비교

2) 대형 데이터 센터를 대상으로 한 냉방 에너지 절약 효과 분석

가. 에너지 시뮬레이션 조건

테스트 베드에서의 실험결과와 에너지 시뮬레이션 결과의 비교·검토 결과를 토대로, 대상을 대형 데이터 센터로 하여 연간 냉방 에너지 사용량에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 본 에너지 시뮬레이션에서는 기존의 기계식 냉방에 의해 100%의 냉방부하를 처리하는 경우의 에너지 소비량과 본 연구에서 개발한 멀티 외기냉방과 밀폐형 랙을 적용한 경우의 에너지 소비량을 비교함으로써 본 연구에서 개발한 냉방방식의 에너지 절약 효과를 검토한다.

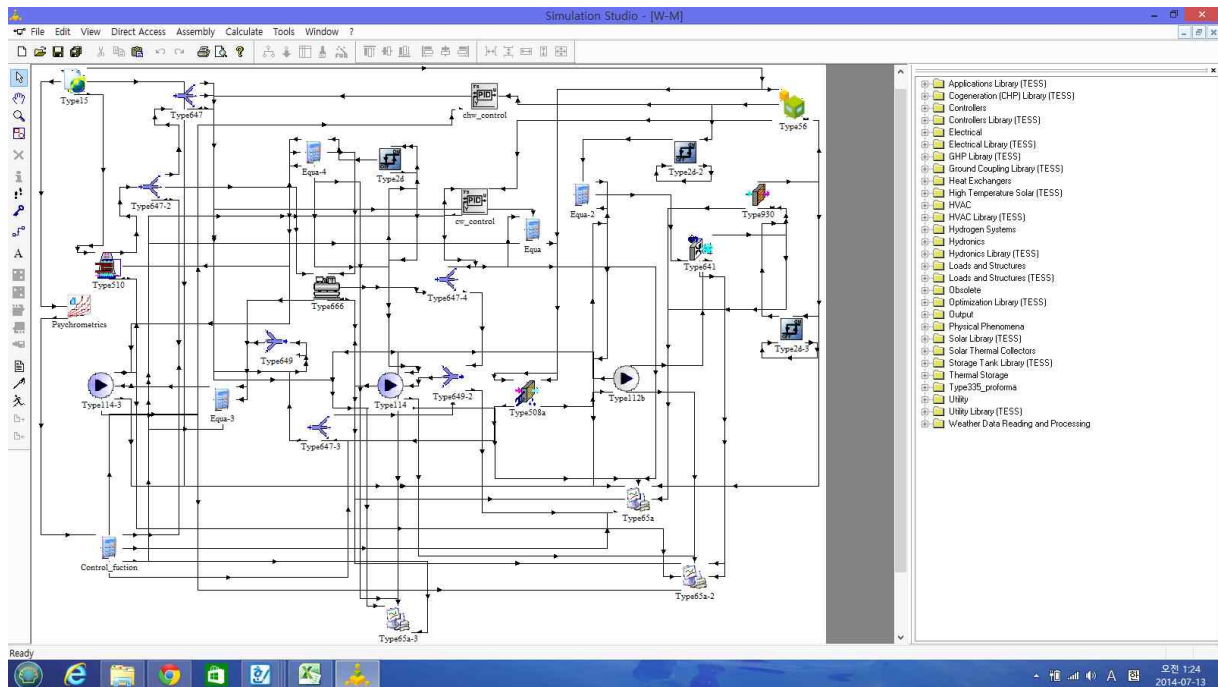
대상 데이터 센터는 서울에 위치하는 A 데이터 센터이며, 모든 냉방부하를 기계식 냉방 방식에 의해 처리하고 있다. 에너지 시뮬레이션 프로그램은 TRNSYS 17을 사용하였다. 에너지 시뮬레이션의 조건과 서버의 이용량에 따른 발열 스케줄을 각각 <표 2.6.3>과 <표 2.6.4>에 나타낸다. TRNSYS 17의 simulation studio에서의 본 에너지 시뮬레이션을 위한 모델링 화면을 [그림 2.6.1]에 나타낸다.

<표 2.6.3>에너지 시뮬레이션 조건

구분		적용값	비 고
기준평면		2,250m ²	9개 층
IT서버 수량		6,480대	720대/층 × 9개 층
실내 기준 환경	온도	22℃	class 1(가동시) Ashrae 기준 온도: 18 ~ 27℃ Ashrae 기준 습도: DP 5 ~ 15℃
	습도	50%	
내부 발열	IT서버	25,920kW	2880kW/층 × 9개 층
	조 명	22W/m ²	2250m ² × 9(층)
	인 체	100W/인	sensible heat : 60W, latent heat : 40W 상주인원 20명 × 9개 층
침입외기		없음	-
기상데이터		서울지방	TRNSYS 17의 TMY2 데이터

<표 2.6.4> 서버 발열 스케줄

시 간	WEEKDAY [%]	WEEKEND [%]
00:00~09:00	90	80
09:00~21:00	100	90
21:00~24:00	90	80



[그림 2.6.1] TRNSYS simulation studio의 모델링 화면

A 데이터 센터의 공조설비용 장비의 사양은 다음과 같다.

－ 터보냉동기

수량	용량 [usrt]/ [kcal/h]	증발기				응축기			
		유량 [LPM]	입구온도 [℃]	출수온도 [℃]	손실수두 [mAq]	유량 [LPM]	입구온도 [℃]	출수온도 [℃]	손실수두 [mAq]
8	1300/ 3931200	9400	12	5	5.4	15600	32	37	9.2

－ 냉각탑

수량	용량 [usrt]/ [kcal/h]	증발기				송풍기	
		유량 [LPM]	입구온도 [℃]	출수온도 [℃]	손실수두 [mAq]	풍량 [m ³ /min]	동력 [kW]
8	1400/ 5460000	15600	37	32	-	6737	37*3-11*3

– 냉각수 펌프

수량	유량 [LPM]	동력 [kW]	양정 [m]	구경	
				흡입 [mm]	토출 [mm]
8	15600	160	35	300	300

– 냉수 펌프

수량	유량 [LPM]	동력 [kW]	양정 [m]	구경	
				흡입 [mm]	토출 [mm]
8	9400	110	44	250	250

– CRAC

수량	냉각코일					급기팬		
	용량 [kcal/h]	입구온도 [℃]	출구온도 [℃]	냉수유량 [LPM]	면풍속 [m/s]	수량	풍량 [m ³ /min]	동력 [kW]
324	90000	22.5	13.5	215	2.5	324	22800	7.5

A 데이터 센터에 적용할 운전 모드별 외기조건을 <표 2.6.5>에 나타낸다. 본 에너지 시뮬레이션은 기존의 A 데이터 센터에 적용된 냉수 출수온도 5℃, CRAC의 급기온도 13℃인 조건을 비교 기준 조건으로 설정하고, 밀폐형 랙이 적용된 시스템에서는 출수온도와 급기온도를 다양하게 변화시켜가며 냉방에너지 절약 효과에 대해 검토한다. 최종적으로는 기존 랙 시스템이 적용된 기준조건과 밀폐형 랙 시스템을 적용하고 출수온도 18℃, 급기온도 26℃인 경우의 에너지 사용량을 비교·검토하여 본 연구에서 개발한 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템의 냉방에너지 절약 효과를 평가하고자 한다.

<표 2.6.5> 운전 모드별 외기 조건

운전모드	기존 Rack 시스템	밀폐형 Rack 시스템		
	출수온도 5℃ 급기온도 13℃	출수온도 16℃ 급기온도 22℃	출수온도 18℃ 급기온도 24℃	출수온도 18℃ 급기온도 26℃
기계식 (M mode)	엔탈피 46.9 kJ/kg 이상, 20℃ DB 이상	엔탈피 56.3 kJ/kg 이상, 29℃ DB 이상	엔탈피 58.4kJ/kg 이상, 31℃ DB 이상	엔탈피 60.6 kJ/kg 이상, 33℃ DB 이상
Air side economizer system – 1 (M_A mode)	엔탈피 46.9 kJ/kg 미만, 20℃ DB 미만	엔탈피 56.3 kJ/kg 미만, 29℃ DB 미만	엔탈피 58.4 kJ/kg 미만, 31℃ DB 미만	엔탈피 60.6 kJ/kg 미만, 33℃ DB 미만
Air side economizer system – 2 (M_A mode)	엔탈피 34.3 kJ/kg 이하, 13℃ DB 이하	엔탈피 49.2 kJ/kg 이하 22℃DB이하	엔탈피 51.2 kJ/kg 이하 24℃DB이하	엔탈피 53.2 kJ/kg 이하 26℃DB이하
Air side economizer + Water side economizer (M_AW mode)	습구온도 3℃ ~ 7℃	습구온도 8℃ ~ 14℃	습구온도 8℃ ~ 14℃	습구온도 8℃ ~ 14℃
Water side economizer system (M_W mode)	습구온도 3℃ 미만	습구온도 8℃ 미만	습구온도 8℃ 미만	습구온도 8℃ 미만
Air side economizer system – 3 (M_A mode)	건구온도 0℃ 미만	건구온도 0℃ 미만	건구온도 0℃ 미만	건구온도 0℃ 미만

나. 멀티 외기냉방 시스템의 에너지 절약 효과

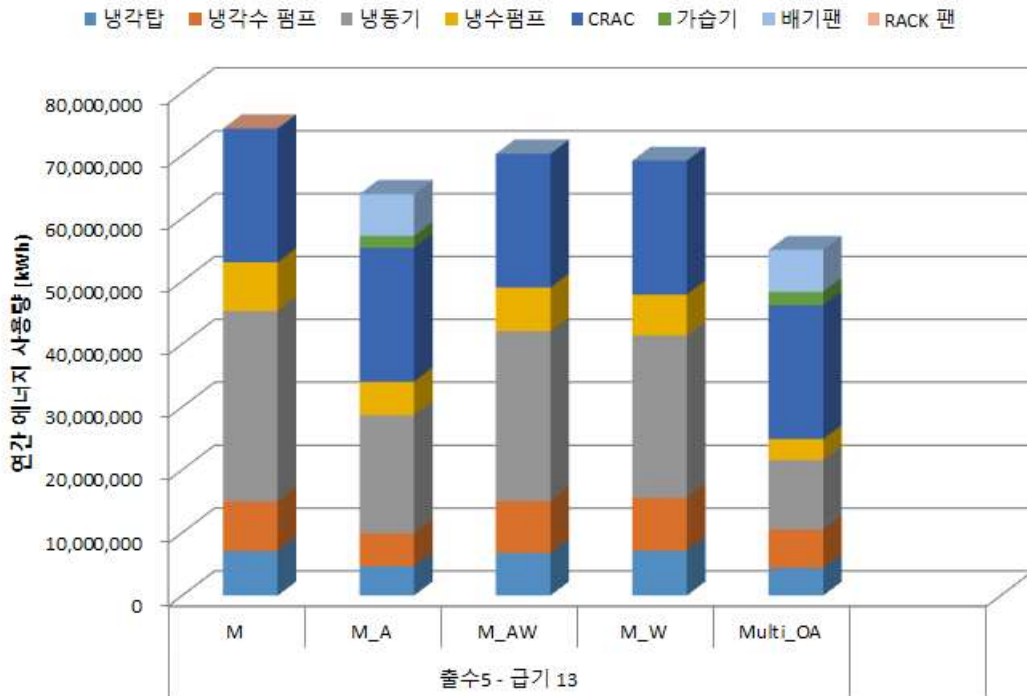
기존의 랙 시스템을 적용한 경우의 운전 모드별 냉방 에너지 사용량을 <표 2.6.6>에 나타낸다. 운전 모드 “M”은 모든 냉방부하를 기계식 냉방시스템으로 담당하는 경우로서, A 데이터 센터가 이에 해당하며 본 에너지 시뮬레이션의 기준 케이스이다. 운전 모드 “M”에서는 총 냉방 에너지 사용량이 약 75,000,000kW가 소모되는 것으로 나타났다. 냉동기의 에너지 소비량이 약 30,000,000kW로서 전체 에너지 소비량의 약 40%를 점하고 있으며, CRAC의 에너지 소비량은 약 21,000,000kW로서 전체의 약 28%를 차지하고 있다. 운전 모드 “M_A”는 총 에너지 소비량이 약 64,000,000kW로서 기준 케이스인 운전 모드 “M”에 비해 14.9%의 에너지 절약 효과를 나타내고 있다. 칠러의 에너지 소비량이 약 38% 줄어들었으며, 대신에 운전 모드 “M”에는 없던 가습기와 배기팬의 에너지 소비량이 추가 되었다. 운전 모드 “M_AW”에서는 에너지 소비량이 6.3% 줄어드는 것으로 나타났으며, 운전 모드 “M_W”에서는 7.8%의 에너지 절약 효과를 나타내었다. 세 가지의 외기 냉방 방식을 모두 적용한 멀티 외기냉방에서는 에너지 소비량이 약 55,000,000kW로서 26.7%의 냉방에너지 절약 효과를 나타내었다.

이상의 결과로부터 외기 냉방만을 이용한 멀티 외기냉방 시스템이 데이터 센터의 냉방 에너지 절약에 상당한 효과가 있는 것으로 판단된다.

<표 2.6.6> 기존 랙 적용시의 운전 모드별 냉방 에너지 사용량
(출수온도: 5℃, 급기온도: 13℃, CAV)

(단위: kWh)

운전 모드	M	M_A	M_AW	M_W	멀티 외기냉방
냉각탑	7,103,232	4,688,494	6,769,336	7,157,623	4,408,990
냉각수 펌프	7,892,480	5,209,437	8,251,731	8,407,765	6,083,974
냉동기	30,292,081	18,817,974	27,079,993	25,783,037	11,096,841
냉수 펌프	7,707,920	5,301,131	6,885,715	6,542,882	3,313,889
CRAC	21,286,798	21,286,798	21,286,798	21,286,798	21,286,798
가습기	0	1,886,672	0	0	2,139,880
배기팬	0	6,664,371	0	0	6,664,371
총사용량	74,990,318	63,854,877	70,273,573	69,178,105	54,994,743
에너지 감소율 [%]	0	14.9	6.3	7.8	26.7



[그림 2.6.4] 운전 모드별 냉방 에너지 사용량 (출수온도: 5℃, 급기온도: 13℃, CAV)

다. 밀폐형 랙 시스템의 에너지 절약 효과

밀폐형 랙 시스템을 적용한 경우의 운전 모드별 냉방 에너지 사용량을 <표 2.6.5>에 나타낸다. 밀폐형 랙 시스템을 적용한 운전모드에서는 냉수의 출수온도를 18℃, CRAC의 급기온도는 26℃로 하였다. 즉, 밀폐형 랙 시스템이 적용된 운전 모드에서는 냉수의 출수온도 상승에 따른 냉동기의 COP 향상 효과와 CRAC의 급기온도 상승에 따른 외기 이용범위의 확대 효과가 에너지 소비량 계산에 반영되게 된다. 운전모드 “M + 밀폐형 랙”은 <표 2.6.6>의 운전모드 “M”에 밀폐형 랙이 적용된 경우를 의미한다. <표 2.6.7>의 에너지 감소율 산정은 <표 2.6.6>의 운전모드 “M”의 총 에너지 사용량을 기준으로 산정되었다.

운전모드 “M + 밀폐형 랙”의 총 냉방 에너지 사용량은 약 65,000,000kW로서 기준 케이스인 운전모드 “M”에 비해 12.8%의 에너지 절약 효과가 있는 것으로 나타났다. 이는 밀폐형 랙 시스템의 적용에 따른 효과로서, 구체적으로는 냉수의 출수온도 상승에 따른 냉동기의 COP 향상에 따른 효과라고 볼 수 있다. 냉동기의 에너지 소비량이 약 19,000,000kW로서 기준 케이스에 비해 약 37% 줄었다. 그러나 밀폐형 랙 시스템의 상부에 설치되는 RACK 팬에 의해 약 3,600,00kW의 에너지 소비량이 추가되었으며, 이는 기준 케이스에는 없는 항목이다. 운전 모드 “M_A + 밀폐형 랙”은 총 에너지 소비량이 약 53,000,000kW로서 기준 케이스인 운전 모드 “M”에 비해 28.9%의 에너지 절약 효과를 나타내고 있다. 운전 모드 “M_AW + 밀폐형 랙”에서는 에너지 소비량이 18.2% 줄어드는 것으로 나타났으며, 운전 모드 “M_W + 밀폐형 랙”에서는 21.4%의 에너지 절약 효과를 나타내었다. 세 가지의 외기 냉방 방식을 모두 적용한 멀티 외기냉방에서는 에너지 소

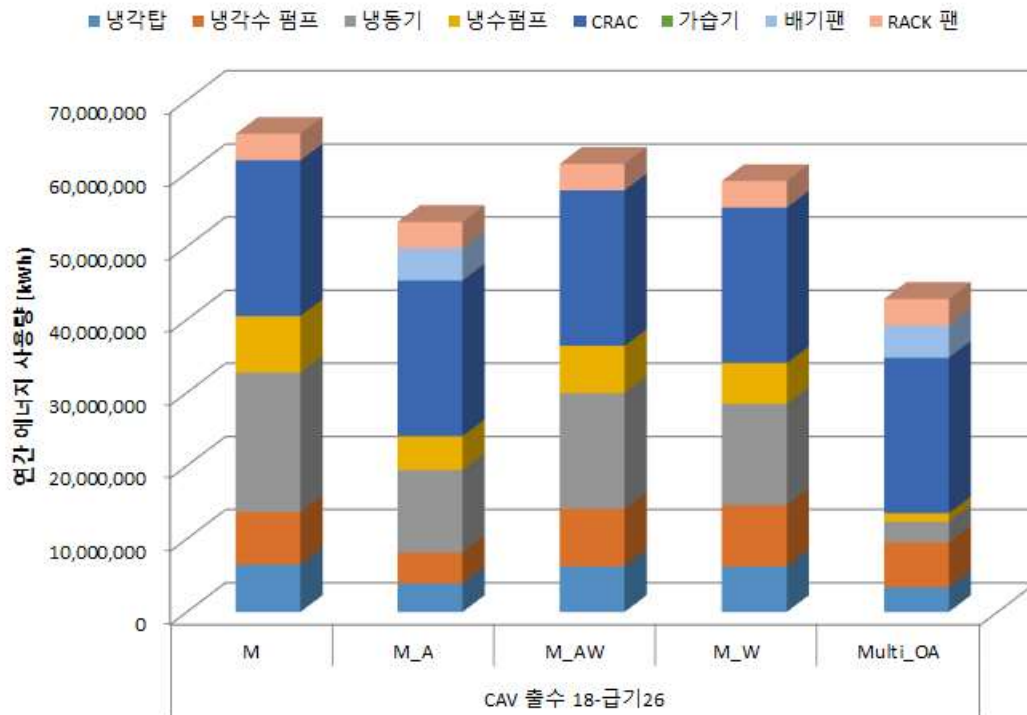
비량이 약 43,000,000kW로서 42.9%의 냉방에너지 절약 효과를 나타내었다. 여기서, 냉방 에너지 감소율 42.9%로부터 냉동기의 COP 향상에 따른 절약량 12.8%와 기존 랙 시스템에서의 외기 냉방에 의한 절약량 26.7%를 더한 합계 39.5%를 빼면 3.4%가 얻어진다. 이 3.4%는 밀폐형 랙 시스템의 적용에 의해 급기온도가 상승되고, 이로 인해 외기냉방의 이용 범위가 확대되는 효과에 기인한 에너지 절약효과를 의미한다.

이상의 결과로부터 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템의 조합에 의해 데이터 센터의 냉방 에너지 소비량이 큰 폭으로 절약되는 것으로 나타났으며, 이들 조합이 매우 효과적임을 알 수 있다.

<표 2.6.7> 밀폐형 랙 시스템 적용시의 운전모드별 냉방 에너지 사용량
(출수온도: 18℃, 급기온도: 26℃, CAV)

(단위: kWh)

운전 모드	M + 밀폐형 랙	M_A + 밀폐형 랙	M_AW + 밀폐형 랙	M_W + 밀폐형 랙	멀티 외기 + 밀폐형 랙
냉각탑	6,485,760	3,869,440	6,243,611	6,243,982	3,385,513
냉각수 펌프	7,206,400	4,299,377	7,869,399	8,361,083	6,117,061
냉동기	19,080,635	11,257,068	15,862,258	13,891,120	2,849,176
냉수 펌프	7,708,800	4,613,370	6,422,958	5,539,321	1,158,051
CRAC	21,286,798	21,286,798	21,286,798	21,286,798	21,286,798
가습기	0	302	0	0	302
배기팬	0	4,385,913	0	0	4,385,913
RACK 팬	3,632,947	3,632,947	3,632,947	3,632,947	3,632,947
총사용량	65,401,339	53,345,214	61,317,972	58,955,251	42,815,759
에너지 감소율 [%]	12.8	28.9	18.2	21.4	42.9



[그림 2.6.5] 운전 모드별 냉방 에너지 사용량 (출수온도: 18℃, 급기온도: 26℃, CAV)

라. VAV 시스템의 에너지 절약 효과

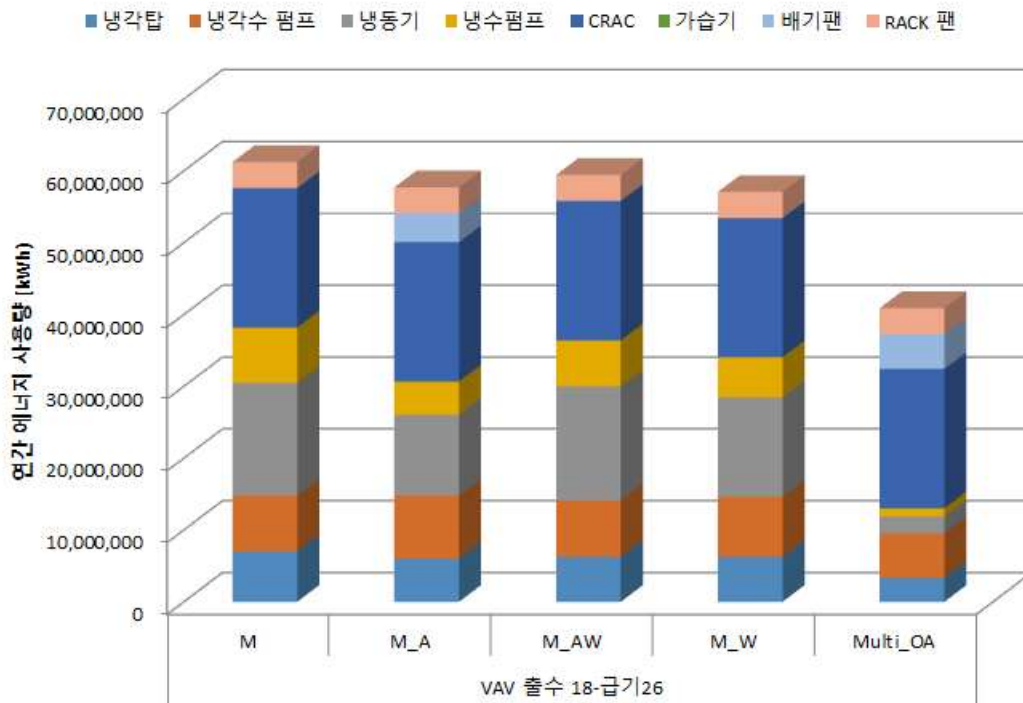
멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템에 추가적으로 VAV 시스템을 적용한 경우의 운전 모드별 냉방 에너지 사용량을 <표 2.6.8>에 나타낸다. 냉수의 출수온도는 18℃, CRAC의 급기온도는 26℃로 하였다. 운전모드 “M + 밀폐형 랙 + VAV” 는 <표 2.6.7>의 운전모드 “M + 밀폐형 랙” 에 VAV가 적용된 경우를 의미한다. <표 2.6.8>의 에너지 감소율 산정도 <표 2.6.4>의 운전모드 “M” 의 총 에너지 사용량을 기준으로 산정되었다.

운전모드 “M + 밀폐형 랙 + VAV” 의 총 냉방 에너지 사용량은 약 61,000,000kW로서 기준 케이스인 운전모드 “M” 에 비해 18.4%의 에너지 절약 효과가 있는 것으로 나타났다. 이는 밀폐형 랙 시스템과 VAV의 적용에 따른 효과로서, VAV만의 효과는 18.4%에서 운전모드 “M + 밀폐형 랙” 의 12.8%를 뺀 5.6%가 이에 해당한다. 운전모드 “멀티 외기 냉방 + 밀폐형 랙 + VAV” 에서의 에너지 절약 효과는 45.5%로서 총 냉방에너지 사용량이 거의 절반으로 줄어드는 것으로 나타났다. 다만, 여기서는 멀티 외기냉방에 의해 기계식 냉방장치의 사용시간이 줄어들며 따라 VAV만의 효과는 2.6%로 줄어든다.

<표 2.6.8> 밀폐형 랙 시스템 적용시의 운전모드별 냉방 에너지 사용량
(출수온도: 18℃, 급기온도: 26℃, VAV)

(단위: kWh)

운전 모드	M + 밀폐형 랙 + VAV	M_A + 밀폐형 랙 + VAV	M_AW + 밀폐형 랙 + VAV	M_W + 밀폐형 랙 + VAV	멀티 외기 + 밀폐형 랙 + VAV
냉각탑	6,990,336	5,994,889	6,243,611	6,243,982	3,315,489
냉각수 펌프	7,767,040	8,801,820	7,869,399	8,361,083	6,183,184
냉동기	15,721,025	11,257,068	15,862,258	13,891,120	2,372,518
냉수 펌프	7,708,800	4,613,370	6,422,958	5,539,321	1,158,051
CRAC	19,400,787	19,400,787	19,400,787	19,400,787	19,400,787
가습기	0	275	0	0	275
배기팬	0	3,997,321	0	0	4,826,418
RACK 팬	3,632,947	3,632,947	3,632,947	3,632,947	3,632,947
총사용량	61,220,934	57,698,477	59,431,962	57,069,240	40,889,668
에너지 감소율 [%]	18.4	23.1	20.7	23.9	45.5



[그림 2.6.6] 시스템별 냉방 에너지 사용량 (출수온도: 18℃, 급기온도: 26℃, VAV)

3) 소 결

- 테스트 베드의 실험결과를 활용하여 에너지 시뮬레이션 기법을 정립하였다.
- 본 연구에서 개발한 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템 및 VAV를 조합한 에너지 절약 시스템에 의해 데이터 센터의 냉방 에너지를 45.5%까지 절약할 수 있는 것으로 나타났다. 이는 데이터 센터의 에너지 사용량이 거의 절반수준으로 줄어드는 결과이며, 이들 개발 시스템이 냉방에너지 절약에 매우 효과적임을 의미한다.
- 데이터센터의 에너지 절약을 위한 기법은 크게 냉방시스템에서의 외기 냉방, CRAC에서의 공급공기온도 상향, 서버컴퓨터 자체의 부하 조절, 전력공급 시스템의 개선, 신재생 에너지의 이용 등으로 분류될 수 있다. 이 중, 외기냉방에 의한 방법은 데이터 센터가 소재한 곳의 외부 기상조건에 영향을 크게 받으므로 일률적으로 얘기할 수는 없으나, Kuei-Peng Lee 등의 연구에 의하면 우리나라와 유사한 기후 지역에서 25% 내외의 냉방 에너지를 절약할 수 있는 것으로 나타났다.
- 밀폐형 랙 시스템은 데이터 센터 내의 온도분포 문제를 해결할 수 있고 에너지 절약을 위한 전략으로서 적극적인 검토가 필요하다는 제안은 있으나, 이의 에너지 절약효과에 대한 분석내용이 공표된 바는 없다. 그러나 Schneider와 같은 세계적인 데이터 센터 냉방시스템 업체는 이미 밀폐형 랙 시스템을 개발하여 판매중에 있으나, 그 세부적인 내용에 대해서는 철저히 비밀로 하고 있다.
- 따라서, 본 연구에서의 실증 실험과 시뮬레이션을 얻어진 26.7%의 외기냉방에 의한 에너지 절약효과는 세계적 수준과 어깨를 나란히 할 수 있는 결과이며, 이와 함께 밀폐형 랙 시스템을 개발하고, 멀티 외기냉방 시스템과 연동하여 45.5%의 에너지 절약효과를 달성한 것은 매우 큰 성과라고 사료된다.

2. 7 냉방시스템의 경제성 및 친환경 성능 분석

[멀티 외기 냉방시스템의 경제성 및 친환경성 분석결과 요약]

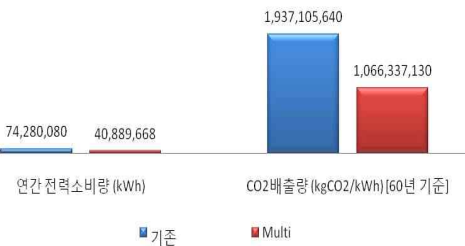
● 경제성 분석 결과(LCC)_60년

LCC 비용항목별 비교(천원)

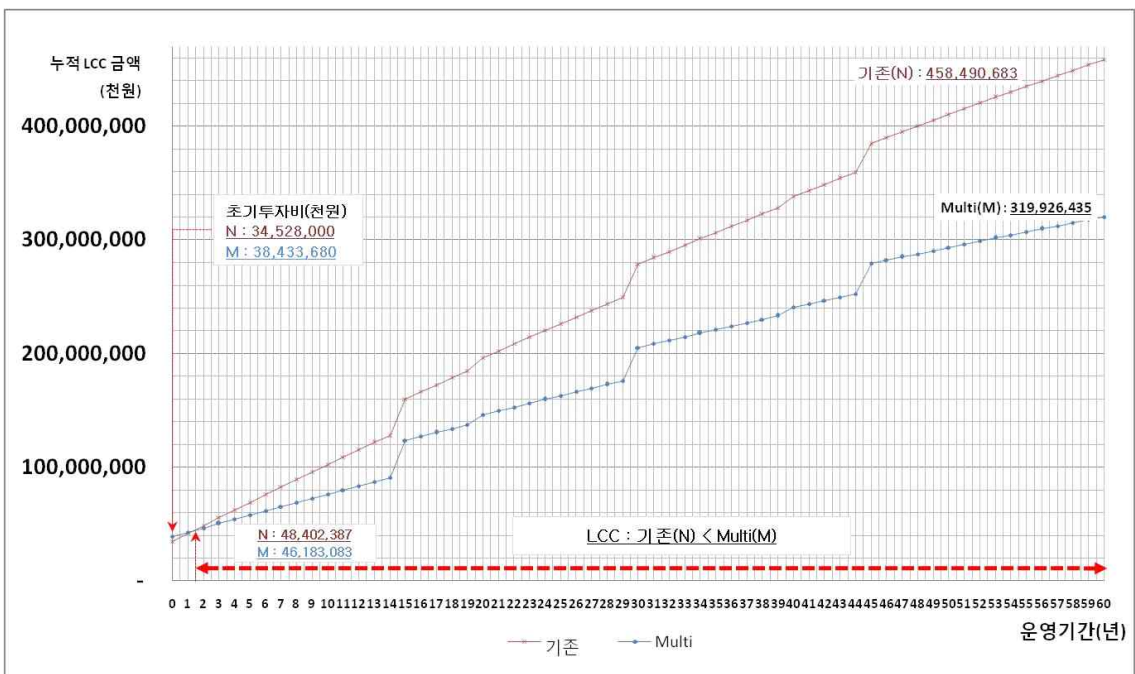


● 친환경성 분석 결과(LCCO2)_60년

LCCO2 배출량 비교



● 냉방시스템의 운영에 따른 경제적 측면의 손익분기점



● 기존 시스템 대비, 멀티 외기냉방 시스템이 경제성 및 친환경 측면에서 우수하다.

1. 생애주기비용 절감율 : 30.22%
2. 손익분기점 : 1년 ~ 2년 사이
3. CO2 배출량 절감율 : 44.55%

1) LCC분석을 위한, 냉방 시스템의 생애주기비용 항목 분석

가. LCC분석의 개념

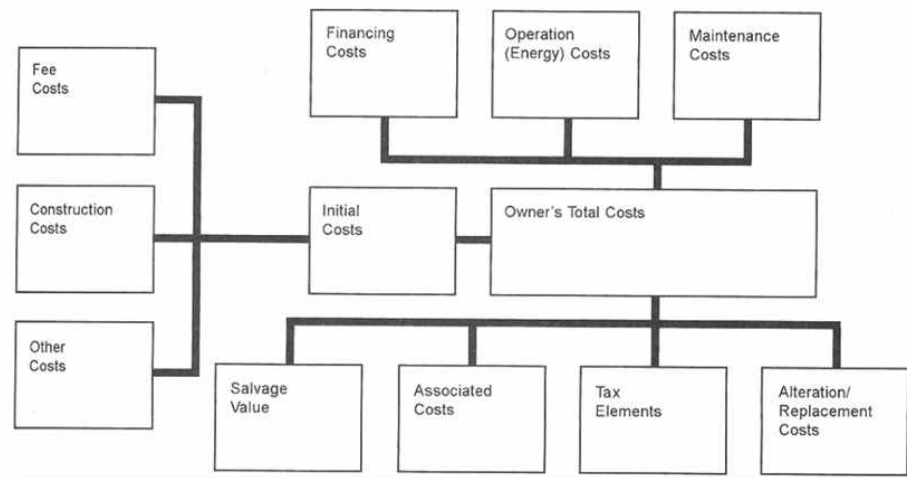
(1) LCC 정의

건축물의 계획, 설계, 시공과정에서 비용관리(Cost Management)는 전통적으로 건설사업에 참여하는 수많은 당사자들에게 가장 중요한 의사결정요소 중 하나로 간주되어 왔다. 프로젝트의 계획 및 설계단계에서 비용계획(Cost Planning) 과 프로젝트의 건설단계에서의 비용 통제(Controlling)은 건설프로젝트의 성공적 수행을 결정짓는 매우 중요한 관리(Management) 활동이었다. 최근 10년사이, 프로젝트의 건설단계에 투입되는 초기비용(Initial Costs) 뿐만 아니라, 운영 및 유지관리단계에서 요구되는 비용을 동시에 고려한 Life Cycle Cost (LCC)의 고려는 건설프로젝트의 비용관리(Project Cost Management) 분야에서 가장 큰 변화였다. LCCA (LCC Analysis)는 건설프로젝트의 초기단계, 즉 기획 및 설계단계, 에서 수행하는 것이 가장 효과가 큰 것으로 알려져 있기 때문에, 프로젝트의 관리자나 엔지니어들은 그들의 건축물을 구성하는 다양한 요소, 공법, 아이템 등을 대상으로 다양한 대안별 경제성을 분석하고자 노력해 왔다 (Li et al, 2012).

LCC는 건축물 혹은 건축물의 구성요소를 대상으로 수명 범위 내에서 발생하는 모든 중요한 비용을 등가로 환산하여 경제성을 평가하는 방법이다 (Dell'Isola and Kirk, 2003). 즉, 일반적으로 제품의 생산, 사용, 폐기·처분의 각 단계에서 발생하는 비용을 바탕으로 경제성을 평가하는 방법을 의미하며(박대근, 1992), 프로젝트의 여러 대안 중 최적안을 선택함에 있어 고려되어야 할 모든 비용구성 항목에 대해 일정기간에 발생하는 금전적 가치의 비교를 통하여 경제적 평가를 수행하는 절차로 정의할 수 있다.

(2) LCC 비용항목

일반적으로 LCC 분석의 대상이 되는 비용요소는 <그림 2.7.1>에서 볼 수 있듯이, 크게 2가지 항목으로 구분될 수 있다. 초기투자비 (Initial Costs)와 운영단계에서 발생하는 미래비용으로 구분되며, 초기투자비는 그림에서 볼 수 있듯이, 공사비 (Costruction Costs)와 설계비, 감리비 등의 용역관련 비용 (Fee Costs)등으로 구성되어 있다. 운영단계에서 발생하는 미래비용은 다시 두가지 부분으로 구분이 가능하다. 즉, 운영기간동안 매해 주기적으로 발생하는 비용과, 일회성으로 발생하는 부분으로 구분된다. 주기적으로 발생하는 비용요소는 금융비용, 에너지 비용, 유지보수 비용 등으로 구성되어 있으며, 수선/교체 비용 (Alteration/Replacement Costs) 및 잔존가치는 일회성 비용요소의 대표적인 항목이다.



[그림 2.7.1] LCC 비용항목 (Dell'Isola and Kirk 2003)

한편, 국내의 비용구성의 분류로는 국토해양부 기술안정정책관(2008)에서 정의한 <표 2.7.1>과 같이 “초기투자비(공사비, 설계비, 감리비, 보상비 등), 유지관리비(점검 및 진단비, 관리비, 보수비, 교체비, 보강비, 에너지비용등), 이용자비, 사회·경제적 손실비용, 해체·폐기비용, 잔존가치 비용으로 분류할 수 있다.

<표2.7.1> LCC분석의 비용구성 항목별 분류

대분류	중분류	소분류
초기투자비	시설투자비	재무비,노무비,경비
유지관리비	장비수선비	점검, 진단, 보강, 수선, 교체
		에너지비용
해체·폐기 처분비	해체·폐기 처분비	해체비
		폐기처분비
	잔존가치	폐기물 재활용비

(3) LCC 분석방법

LCC 이론은 내용년수 내의 각 년에 대한 초기투자비와 유지관리비를 합한 총비용을 산정하여 총비용이 가장 낮은 시점을 최적 경제 수명으로 판단하는 기법이다. 앞서 설명한 바와 같이, LCC를 집계하기 위해서는 생애주기동안의 모든 비용에 대해 동일한 가치로 환산해야 한다. 환산의 기준점에 따라 생애주기동안 발생하는 모든 비용을 현재시점의 가치로 환산하는 현가법, 운용기간중의 1년당의 비용으로 환산하는 연가법, 사용연수가 끝난 시점의 가치로 환산하는 증가법으로 나누며, 일반적으로 LCC분석을 위해 현가법과 연가법이 주로 사용된다 (Dell'Isola and Kirk 2003).

(가) 현가법

현가법을 중심으로 LCC분석을 수행하기 위해서는, 초기투자비와 미래비용(즉, 유지관리비, 교체비, 잔존가치 등)을 파악하여 이들을 동일 시점을 기준으로 현가 처리한 후 합산해야 한다. 초기투자비 그리고 대표적인 미래비용인 보수교체비는 아래의 산식을 활용하여 산정될 수 있다.

$$\text{초기투자비} = \sum_{j=1}^n [(M_j + L_j) \times A + I_j]$$

$$\text{보수교체비} = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^T [(RR \times IC_j) \times PW_i]$$

i : 경과년수

j : 구조체 또는 건물 부위의 종류(공중 또는 기초, 바닥, 내외벽, 지붕)

M : 재료비 단가

L : 노무비 단가

A : 해당 구조체 또는 부위의 면적

I : 간접공사비

T : 내용연수

RR : 보수교체주기를 고려한 수선교체율

IC_j : 구조체 또는 부위별 초기투자비

PW_i : 현가계수

여기에서, 현가계수(PWi)는 미래비용의 발생형태에 따라 아래의 계수들 중 선정할 수 있다. 우선, 미래의 비용이 일회성 비용일 경우, 이를 현재가치로 변경하기 위해 활용되는 현가계수는 아래와 같다.

$$\text{일회성 미래비용에 대한 현재가치 환산계수 } PW = \frac{1}{(1+i)^n}$$

한편, 미래의 비용이 전기세 등과 같이, 매해 동일한 크기로 발생하는 비용일 경우, 이를 현재가치로 환산하기 위한 현가계수는 아래와 같다.

$$\text{연간 발생비용에 대한 현재가치 환산계수 } PWA = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}$$

(나) 연가법

미래에 발생하는 비용 등을 가정하고, 생애주기에 발생하는 모든 비용이 매년 균일하게 발생한다고 가정할 경우, 아래의 산식을 활용하여, 현재의 비용(P)과 이자율(i)를 바탕으로 연간의 균일한 비용으로 환산할 수 있다. 현가법과 마찬가지로, 발생비용의 연간가치로 환산

하기 위해서는 계수를 활용하는데, 우선, 연간가치로 환산해야 할 비용이 현재의 금액일 경우 활용되는 계수는 아래와 같다.

$$\text{현재비용에 대한 연간가치 환산계수 } PP = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

한편, 연간가치로 환산해야 할 비용이 미래의 금액일 경우, 이를 연간가치로 환산하기 위한 계수는 아래와 같다.

$$\text{미래비용에 대한 연간가치 환산계수 } USF = \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

이상에서 설명한 다양한 환산계수를 바탕으로, LCC분석대상의 특성에 따라 현가법 혹은 연가법을 적용하여, 생애주기동안의 총비용을 산정할 수 있다. LCC 분석은 다음과 같은 절차로 수행된다. (i) 분석 대상 파악: 최소 성능기준을 만족 시킬 수 있는 대안을 창출하고 평가함으로써 비용효율적인 의사결정을 이루기 위한 최초 과정이다. (ii) 기본 가정의 설정: 분석기간(Analysis Period), 가치변동률(Discount Rate) 등의 LCC분석을 위한 공통적 가정을 설정한다. 또한 초기 투자비, 운영비, 기타 보조 관계 비용에 대하여 확인하고 각각 비용의 발생시점을 확인한다. 위의 COST ITEMS는 각기 다른 시점에서 발생하기 때문에, 각각의 비용을 하나의 시점의 가치로 환산한 값으로 변환해야한다. (iii) 각 대안의 생애주기비용 계산: 각 대안에 대하여 유형별 비용을 총합함으로써 LCC를 산정한다. (iv) 경제성 평가를 위한 관련 지표 산정(LCC 해석): 순익(Net Savings), 투자 대 이익의 비율(Savings to Investment Ratio), 회수기간(Payback Period) 등의 경제성 평가 지표를 산정한다. 또한 추정값을 사용하는 LCC분석의 방법론을 보완하기 위하여 민감도 분석(Sensitivity Analysis)을 수행한다.

(4) LCC 분석기간

분석기간은 수명주기를 얼마동안으로 산정할 것인가를 설정하는 것이며, 이에 따라 분석기간을 설정하기 위해서는 시설물 또는 시설물 부품의 수명주기에 대한 고려가 필요하다. 분석기간의 설정은 LCC분석의 결과에 크게 영향을 미치기 때문에, 신중하게 결정해야만 한다. 일반적으로 LCC분석을 위한 분석기간 설정을 위해, 다음과 같은 네 가지의 기준에 따라 선택적으로 적용될 수 있다. (Dell'Isola and Kirk 2003)

- 분석대상의 경제적 수명(Economic life): 고장율이 높아져서 유지관리비의 지출이 대폭 증가되어, 새로운 시스템으로 갱신하여 사용하는 것이 더욱 경제적인 때까지의 내용년수를 의미한다.
- 분석대상의 물리적 수명(Facility life): 분석대상의 고장 등에 따른 물리적인 노후화에 의해 결정되는 분석기간을 말하며, 예를들어 철골조/철근콘크리트조 등의 건축물의 경우 물리적 수명을 40년으로 설정하고 LCC분석을 수행하게 된다 (법인세법시행규칙, 2011).
- 분석대상의 기대 수명(Investment or mission life): LCC분석의 대안들에 대해, 특별히 발주자 혹은 투자자들이 운영계획을 가지고 있을 경우 적용가능한 분석기간이다.

예를 들어 시설물에 대한 투자를 결정하고, 이를 20년간 운영한다는 계획이 있을 경우 이러한 기대수명을 적용할 수 있다.

- 분석대상들의 경제적, 물리적, 공통배수 (Common multiple of component lives): 분석의 대상이 되는 대안들의 경제적 혹은 물리적 수명이 서로 다를 경우, 이들의 공배수를 분석기간으로 설정하는 것을 의미한다. 예를들어, 시스템 A의 물리적 수명은 4년이고, B의 물리적 수명이 6년이라면 LCC분석기간은 12년으로 설정하는 것을 의미한다.

가. 냉방시스템의 기존 LCC분석 사례 분석

앞서 설명한 바와 같이, 최근들어 LCC분석의 중요성이 부각되며, 건설과 관련된 거의 모든 부분에서 LCC 분석이 수행되고 있다. 본 연구의 대상이 되는 냉방시스템에 대한 LCC 분석도 2000년도 초/중반부터 본격적으로 수행되어 오고 있기 때문에, 이들의 분석을 통해, 냉방시스템의 LCC분석을 위한 다양한 내용을 살펴보고자 한다. 본 연구에서 분석한 냉방시스템의 LCC분석을 목적으로 수행된 8개의 기존의 연구를 살펴보고, 이를 통해 본 연구의 대상이 되는 데이터센터의 냉,난방 설비에 대한 LCC분석의 방향을 설정하고자 한다.

- 김용수외(2005) 연구는 기존 냉·난방 공조설비시스템과 신기술 냉·난방 공조설비시스템에 대한 사업 실행 전·후를 LCC분석하여 성과측정 및 경제성 평가를 실시하였고, 이를 통해 경제성 있는 대안을 제시하는 것을 목적으로 하였다. LCC분석을 위해 기존 건축물을 대상으로 실적자료 및 견적자료, 전문가 인터뷰등을 통해 기존 냉·난방 공조 설비 시스템과, 신기술 냉·난방 공조 설비 시스템의 정보를 조사하였다. LCC 분석 절차로는 (i)분석 대상 사례 선정 및 기본가정사항 결정, (ii)분석 대상 사례 건축물의 기존 냉·난방 공조설비 시스템 및 신기술 냉·난방 공조설비 시스템의 구성항목 및 비용산정, (iii)구성항목별 LCC 비용분석, (iv) LCC분석을 바탕으로 민감도분석 및 경제성평가, (v)결론도출 순으로 진행 되었다. 분석대상은 Y빌딩(오피스), LCC구성항목으로 초기투자비와 유지관리비 및 해체·폐기비, 분석기간은 15년(설비장비의 내용연수 등에 의거한 교체주기 공통연수), 할인율은 4.17% (1993년~2002년, 10년간 금리 및 물가상승률의 평균을 적용), 분석방법으로는 현가법을 사용하였다. LCC분석 결과 기존 냉·난방 공조설비 시스템일 경우, 초기투자비는 22,088원/m² (비용 전체의 2.2%), 유지관리비는 일반관리비 및 유지보수비가 82,473원/m²(비용 전체의 8.22%) - 에너지비가 898,778원/m² (비용 전체의 89.53%), 해체·폐기비는 593원/m²(비용 전체의 0.6%)으로 총1,003,933원/m² 임을 알 수 있다. 신기술 냉·난방 공조설비 시스템의 경우 초기투자비는 33,358원/m²(비용 전체의 4.26%), 유지관리비는 일반관리비 및 유지보수비가 60,808원/m²(비용 전체의 7.78%) - 에너지비가 687,632원/m² (비용 전체의 87.93%), 해체·폐기비는 197원/m²(비용 전체의 0.03%)으로 총 781,994원/m² 임을 알 수 있다. 기존 냉·난방 공조설비 시스템과 신기술 냉·난방 공조설비 시스템을 비교해보면, 기존 방식이 초기투자비가(11,270원/m²) 더 저렴하였지만, 신공법 방식이 유지관리비(232,811원/m²) 및 해체·폐기비

(396원/m²)에서 더 저렴하였다. 종합적으로 볼 때 기존 냉·난방 공조설비 시스템보다(1,003,933원/m² 100%) 신기술 냉·난방 공조설비 시스템(781,994원/m² 77.9%)이 22.1%만큼 더 경제적인임을 알 수 있다. 또한, 에너지비가 각각 87.93% ~ 89.53%로 LCC에서 차지하는 비율이 가장 높음을 알 수 있다.

- 박문선외(2006)는 사례대상 건물의 냉·난방설계용량에 대한 냉·온수 유닛의 설치 유형을 단일설치, 분할설치(균등분할), 분할설치(차등분할)의 유형으로 구분하여 각각의 사례를 선정하여 LCC분석 기법을 이용하여 경제성 평가를 목적으로 연구를 수행하였다. LCC분석을 위한 정보를 실적자료 및 견적자료로 사용 하였다. LCC 분석 절차로는 (i) 흡수식 냉·온수 유닛과 LCC개념 및 경제성 분석방법에 대한 이론적 고찰, (ii)LCC분석을 위한 사례대상 및 LCC 구성항목들을 선정, 기본 가정사항을 설정, (iii)사례대상 냉·온수 유닛의 LCC 분석 모형을 구축하고, 유형별 LCC 구성항목의 비용을 분석, (iv)사례대상 냉·온수 유닛의 유형별 LCC 분석과 민감도 분석을 통한 경제성 평가 실시 및 결론 도출 순으로 진행 되었다. 분석대상은 빌딩(오피스), LCC 구성항목은 냉·온수유닛의 초기투자비(재료비+노무비)와 유지관리비(교체 및 수선비, 에너지비) 및 해체비, 분석기간은 15년(실무 전문가들을 대상으로한 조사한 유지관리 효율성의 냉·온수유닛 수명주기), 할인율은 3.85%(1994년~2003년, 10년간 금리 및 물가상승률의 평균을 적용), 분석방법으로는 현가법을 사용하였다. LCC분석결과 단일설치시 초기투자비가 2,131원/100m(전체 비용의 24.58%), 유지관리비가 6,530원/100m (전체 비용의 75.31%), 해체비가 9원/100m(전체비용의 0.11%)로 총 8,671원/100m이다. 균등분할설치시 초기투자비가 2,638원/100m(전체 비용의 22.62%), 유지관리비가 9,008원/100m (전체 비용의 77.22%), 해체비가 18원/100m(전체비용의 0.16%)로 총 11,664원/100m이다. 차등분할설치시 초기투자비가 2,879원/100m(전체 비용의 23.39%), 유지관리비가 9,408원/100m (전체 비용의 76.42%), 해체비가 22원/100m(전체비용의 0.19%)로 총 12,311원/100m이다. LCC 결과를 비교하여 보면, 초기투자비와 유지관리비 및 해체비가 단일설치(8,671원/100m 100%) < 균등분할설치(11,664원/100m 135.24%) < 차등분할설치(12,311원/100m 142.46%) 순으로 단일설치가 가장 경제적 임을 알 수 있다. 또한 에너지비가 각각 75.31% ~ 76.62%임을 알 수 있었다.

- 변운섭(2007)은 중소규모 건축물의 냉난방 시스템의 경제성 분석을 진행하였다. 분석의 대상으로는 각 지역별 설비설계 사무실을 통하여, 최근 5년간 설계된 업무시설 및 근리생활시설을 대상으로 하였고, 총 6개(1안 : 온수보일러+방열기+PAC, 2안 : 냉온수기+FCU+외조기, 3안 : EHP+외조기, 4안 : EHP+환기유닛, 5안 : GHP+외조기, 6안 : GHP+환기유닛)의 분석 대상 시스템이 선정 되었다. LCC구성항목으로는 초기투자비와 연간유지관리비로 분류하였다. 분석 기간은 15년(설비 내용 연수), 할인율은 4.58%(1992년~2001년, 10년간 금리 및 물가상승률의 평균을 적용), 분석방법으로는 현가법을 사용하였다. LCC분석결과 1안의 초기투자비는 288,968천원, 연간유

지관리비는 21,545천원으로 총 310,513천원이다. 2안의 초기투자비는 884,037천원, 연간유지관리비는 47,710천원으로 총 931,747천원이다. 3안의 초기투자비는 558,382천원, 연간유지관리비는 68,616천원으로 총 627,001천원이다. 4안의 초기투자비는 521,131천원, 연간유지관리비는 45,429천원으로 총 575,560천원, 5안의 초기투자비는 788,150천원, 연간유지관리비는 65,683천원으로 총 853,833천원, 6안의 초기투자비는 750,899천원, 연간유지관리비는 42,494천원으로 총 793,393천원이다. LCC분석 결과를 종합하여 보면, 1안 (310,513천원 100%) < 4안(575,560천원 185%) < 3안(627,001천원 202%) < 5안(788,150천원 254%) < 6안(793,393천원 256%) < 2안 (931,747천원 300%) 순으로 1안(온수보일러+방열기+PAC)이 가장 경제적인 것을 알 수 있다.

- 백승효외(2009)는 공동주택의 세대 내 냉방시스템인 기존시스템(패키지 에어컨_PAC)과 대안1 시스템(팬코일 유닛 시스템_FCU), 대안2 시스템(바닥복사패널+제습을위한팬코일유닛_RFC+FCU)의 경제성 분석을 위한 연구를 진행하였다. LCC구성항목으로는 초기투자비(실시 설계안을 바탕으로 내역을 산출), 에너지비용(에너지 시뮬레이션을 통한 전력사용비용 산출), 교체비용(설비시스템의 사용연수를 통한 비용 산정), 유지보수비용(실무에서 활용하는 초기투자비용에 대한 비율로 산출), 잔존가치(초기투자비용에 감가상각을 하여 산출)로 분류하였다. 분석 기간은 40년(건축물 LCC분석에서 40년 이후부터 발생하는 비용의 현재 가치가 전체비용에서 차지하는 비율이 5% 미만이므로 분석기간을 40년으로 설정), 할인율은 2.57%(1999년~2008년, 10년간 금리 및 물가상승률의 평균을 적용), 분석방법으로는 현가법을 사용하였다. LCC분석결과 기존시스템의 초기투자비는 9,383,225원, 에너지비용은 2,967,472원, 교체비용은 33,978,234원, 유지관리비용은 278,922원, 잔존가치는 -388,832원으로 총 46,269,020원이다. 대안1의 초기투자비는 12,625,080원, 에너지비용은 2,181,457원, 교체비용은 21,244,800원, 유지관리비용은 398,863원, 잔존가치는 -2,112,914원으로 총 34,337,285원이다. 대안2의 초기투자비는 8,502,383원, 에너지비용은 2,048,880원, 교체비용은 14,143,399원, 유지관리비용은 276,313원, 잔존가치는 -1,517,424원으로 총 23,453,551원이다. LCC결과를 종합하면, 대안2 시스템 (23,453,551원 기존안 대비 50%) < 대안1 시스템 (34,337,285원 기존안 대비 74%) < 기존 시스템 (46,269,020원 100%) 순으로 대안2 시스템이 가장 경제적인 것을 알 수 있다.
- 홍두표(2009)의 건축물 냉난방시스템을 경제적인 대안으로 선정할 수 있도록 LCC분석 기법을 활용하여 경제성분석을 진행한 연구이다. 연구의 대상으로 대안1시스템(냉온수유닛+팬코일유닛+외기조화기)과, 대안2시스템(전기구동형 히트펌프_EHP+환기유닛), 대안3시스템(가스구동형 히트펌프_GHP+환기유닛)으로 하였다. LCC구성항목으로는 초기투자비(사례를 통한 견적자료), 유지관리비용(수선 및 교체, 에너지사용비_전기, 가스)으로 분류하였다. 분석 기간은 30년(건축물의 경제적 수명), 할인

율은 3.08%(1993년-2008년,16년간 금리 및 물가상승률의 평균을 적용), 분석방법으로는 현가법을 사용하였다. LCC분석결과 대안1의 초기투자비는 88,037,000원, 유지관리비는 1,202,173,413원으로 총 2,090,210,413원이다. 대안2의 초기투자비는 521,131,000원, 유지관리비는 1,091,145,647원으로 총 1,612,276,647원이다. 대안3의 초기투자비는 765,899,000원, 유지관리비는 909,811,935원으로 총 1,675,710,935원이다. 결과를 종합하면, 대안2(1,612,276,647원 100%) < 대안3(1,675,710,935원 104%) < 대안1(2,090,210,413원 130%) 순으로 대안2가 가장 경제적임을 알 수 있다.

<표 2.7.2> 냉방시스템의 기존 연구 사례 분석

저 자	연도	주제 (LCC분석)
1 김용수외	2005	냉,난방 공조설비 경제성분석 - 사례연구
2 박문선외	2006	오피스빌딩 냉난방시스템 경제성분석 -사례연구
3 변운섭	2007	중소규모 건축물 냉난방시스템 경제성 평가
4 백승효외	2009	공동주택 냉방시스템 대안별 경제성 평가
5 홍두표	2010	건축물 냉난방시스템 - 사례연구
6 이송우	2010	고층주거시설 냉,난방시스템 경제성 평가
7 이일규	2011	친환경 냉,난방설비 경제성분석
8 김춘동	2012	실내체육관 냉난방설비 경제성 평가

<표 2.7.3>은 앞서 설명한 8개의 기존 연구에서 LCC분석의 수행을 위해 적용한 비용 항목을 정리한 것이다. 표에서 볼 수 있듯이, 대부분의 연구에서 초기투자비로서 냉난방 공조시스템의 설치와 관련된 비용을 포함하였다. 또한 유지관리비로써, 냉난방시스템의 보수, 교체 비용을 포함하였으며, 냉난방시스템의 운영을 위한 에너지비용을 유지관리비에 포함하여 LCC분석을 수행하였다. 한편, 해체 및 폐기 비용은 일부연구에서 포함하였으나, 비용의 크기가 작기 때문에 포함하지 않고 LCC분석을 수행하였음을 알 수 있었다.

<표 2.7.3> 냉방시스템의 기존 연구 사례 분석을 통한 LCC 구성 항목 선정

구분	저 자	LCC 분석 구성 항목					
		초기투자비	유지관리비			해체	
		설치비	보수	교체	에너지	해체	폐기
1	김용수외	○	○	○	○	○	○
2	박문선외	○	○	○	○	×	×
3	변운섭	○	○	○	○	×	×
4	백승효외	○	○	○	○	×	×
5	홍두표	○	○	○	○	×	×
6	이송우	○	○	○	○	×	×
7	이일규	○	○	○	○	○	○
8	김춘동	○	○	○	○	×	×

나. 냉방시스템의 생애주기에 따른 LCC분석 항목 분석

이상의 분석을 바탕으로, 본 연구에서는 데이터센터에 설치되는 기존의 냉방시스템들과 멀티 외기냉방 시스템의 LCC를 분석하기 위해, 다음과 같은 항목을 선정하였다.

- 초기투자비(설치비): 냉방시스템별 구성요소에 따른 설치비용
- 유지관리비 1 (보수 및 교체 비용): 냉방시스템의 구성요소별 보수비용과 교체비용
- 유지관리비 2 (에너지 비용): 냉방시스템에 따른 월별 에너지 소비량을 산정하고, 이를 바탕으로 연간 에너지 비용 산정

2) 냉방시스템별 친환경성능(LCCO2) 평가 방향

가. LCCO2 분석의 개념

냉방시스템의 친환경성능을 평가하기 위해, 일반적으로 널리 사용되는 전과정분석 (LCA, Life-Cycle Assessment) 기법을 활용하였다. LCA 기법은 하나 혹은 여러 대안들의 재료 및 요소 등을 바탕으로 이들이 환경에 어떠한 영향을 미치는 지를 평가하기 위해 널리 사용되는 기법이다. 건설 분야에서는 LCA 분석은 건축물을 구성하는 재료, 환경설비, 전체 건축물 등의 시공, 운영, 해체과정에서 발생하는 환경영향물질의 배출량을 평가하기 위해 적용되어 왔다 (R.J Cole, 1988). LCA 평가를 위한 방법 및 사례가 늘어남에 따라 ISO(International Standard Organization)와 같은 국제단체 등을 중심으로 표준화 작업이 진행되었고, 그에 대한 결과물이 ISO 14040 시리즈이다.

특히 ISO 14041은 그 내용이 ‘목적 및 범위 설정에 관한 정의 및 목록분석(Inventory analysis)’을 다루고 있어, 현재 많은 LCA 평가 기법의 표준이 되고 있으며 다음의 4단계를 거쳐 진행된다 (ISO 14040, 2006).

- LCA 수행 목적 및 범위 정의(Goal and Scope Definition): 대상제품의 범위를 명확히 설정하여 분석 결과에 대한 신뢰성을 확보하는 단계이다.
- 투입물-산출물 목록 구성 및 분석(Life Cycle Input-Output Inventory Analysis): 영향 평가의 투입물과 산출물을 프로세스에 따라 작성하여 원단위를 적용한 LCI DB(Life Cycle Inventory Data Base)를 구축하는 단계로서, 세부 도출 방법으로는 개별적산법, 산업연관분석법, 조합법이 있다. 특히 LCI DB는 자재의 원단위별 환경영향배출물을 산출하는데 중요한 근거자료로 작용한다.
- 영향평가(Impact Assessment): 목록(Inventory) 분석을 통해 도출된 값을 근거로 환경 영향 평가를 실시하는 단계이다.
- 해석(Interpretation): 평가가 끝난 자료를 토대로 목적에 맞게 해석함으로써 환경 부하 관리, 대안 비교, 환경 정책 수립 등 다양하게 활용할 수 있다.

구체적으로, 건설단계에서 LCCO2의 평가는 아래의 산식을 바탕으로 산정될 수 있다. 즉, 건설단계의 환경영향물질 배출량(EQ_A)은 사용되는 재료(Q_a^M)와 운송장비(Q_b^V), 그리고 설치장비(Q_c^E)의 물량과 각각의 환경영향물질 배출지수(EF)를 곱하여 산정할 수 있다.

$$\text{설치단계 CO}_2 \text{ 배출량 } EQ_A = \sum_{a=1}^i (Q_a^M \times EF_a^M) + \sum_{b=1}^j (Q_b^V \times EF_b^V) + \sum_{c=1}^k (Q_c^E \times EF_c^E)$$

즉, 이 연구에서는 냉방시스템별 구성요소를 바탕으로 각각의 설비시스템을 만들기 위한 재료 및 장비에 대한 물량과 각각의 배출계수를 중심으로 산정할 수 있다.

그리고 운영단계에서의 LCCO2 평가는 아래의 식과 같이 운영을 위해 요구되는 에너지 소비량(Q_{aE})과 각 에너지원별 배출지수를 곱하고, 마지막으로 운영기간(n)을 곱해주면 산정할 수 있다.

$$\text{운영단계 CO2배출량 } EQ_A = (Q_a^E \times EF_a^E) \times n$$

즉, 이 연구에서는 냉방시스템별 운영단계에 소요되는 에너지소비량을 중심으로 운영단계 CO2배출량을 산정하게 되며, <표 2.7.4>와 같이, 냉방시스템별 전력사용량을 바탕으로, 전기의 탄소배출계수로 곱하여 주면 탄소배출량을 산정할 수 있다. 전기 1kWh당 0.495의 CO2 배출계수를 갖게 된다.

<표 2.7.4> LCI DB 탄소배출계수

원료물질	명칭	배출계수	단위
에너지	경유	6.82E-02	kgCO ₂ /kg
	석탄	4.80E-01	kgCO ₂ /kg
	전기	4.95E-01	kgCO ₂ /kWh
	중유	3.25E-01	kgCO ₂ /kg
	휘발유	8.32E-02	kgCO ₂ /kg
	액화천연가스(LNG)	5.95E-01	kgCO ₂ /kg
	액화석유가스(LPG)	3.94E-01	kgCO ₂ /kg
	등유	2.53E-01	kgCO ₂ /kg

나. 냉방시스템의 기존 LCCO2분석사례

냉방시스템의 LCCO2 분석에 관한 연구는 진행이 미비하고, 사례를 찾을 수 없어, 이와 유사한 LCCO2 분석 연구를 <표 2.7.5>과 같이 3개를 분석하였다. 이를 바탕으로 선행 연구 분석을 통하여 LCCO2 분석에 관한 진행절차 및 고려사항등에 대해 도출하였다.

<표 2.7.5> LCCO2 분석의 기존 연구 사례 분석

구분	저 자	연도	연구내용
1	최두성외	2008	빙축열시스템과 냉온수기의 LCA분석
2	설진호	2008	전열교환, 바닥축열 환기시스템의 LCC, LCCO2 평가
3	박재형외	2010	멀티 외기 냉방 공조시스템의 LCC, LCCO2 평가

- 최두성외(2008) 연구는 LCA분석으로 냉·열원 시스템의 사례 분석을 통해 환경성 평가를 수행하였다. LCA 수행 절차로는 (i)분석하고자하는 대상의 범위 및 CO2 배출 단계별 목록을 설정, (ii)단계별 CO2 배출 산출범위 설정, 환경부하량의 산출, (iii)전 과정해석을 통해 환경성능 평가 및 결론 도출 순으로 진행 되었다. 연구의 평가 대상으로는 빙축열시스템과 냉온수기시스템이며, CO2 배출 단계별 목록으로는 자재생산단계(원료채취부터 최종제품생산 공정에서 발생하는 CO2량 산정_하나의 제품을 만들기 위하여 들어간 모든 자원 및 에너지가 포함된다), 사용단계(운용에너지_에너지시물레이션분석을 수행하여 연간운용에너지소비량을 산출, 교체·수선에너지_시스템영역내

사용단계를 제외한 자재생산계의 분석 총계치에 기준 건물 생애주기 내 열원설비시스템별 교체·수선주기를 적용하여 산출)로 구분하였다. 환경부하의 산출범위로는 시스템영역내 투입되는 다양한 에너지자원소비량을 산정식들에 의하여 정량화하는 방법으로 범위를 설정 하였다. 전과정해석(LCA) 결과를 보면, 빙축열 시스템이 (90,630톤), 냉온수기시스템(101,249톤)보다 10,619톤(약10.5%)낮게 분석되었다. 자재생산, 교체, 수선단계에서는 빙축열시스템이 냉온수기에 비해 각 200%(1,150톤), 204%(4,568톤), 137%(58톤)로 높은 환경부하 발생량을 나타내나, 시스템의 효율이 반영되는 운용단계에서는 빙축열시스템이 약 17.25(16,396톤) 낮은 환경부하 발생량을 나타낸다.

위와 같이 열원설비시스템별 LCI 분석이 아닌 전공사범위 LCI 분석 결과를 보면, 전 생애에 걸친 자재생산단계가 5.5%(7,612톤), 사용단계가 94.5%(123,783톤)으로 자재생산단계는 사용단계에 비해 CO₂ 발생량이 미미한 것을 알 수 있다.

- 설진호(2008)은 LCC 및 LCCCO₂분석을 통해 전열교환 환기시스템과 바닥축열 환기시스템의 경제성 및 환경부하 평가에 관련 연구를 진행 하였다. LCCCO₂를 분석하기 위한 연구의 절차로 (i)LCC분석, (ii)LCC분석의 에너지 소비량 산정, (iii)에너지 소비량에 따른 이산화탄소 배출량 산정, (iv)에너지원별 환경비용 산출 및 결과도출 순으로 진행된다. LCCCO₂ 분석 결과로는 전열교환 환기시스템에 에너지소비량은 총 1041.86kw이고, 이산화탄소배출량(전기 1kw당 발생하는 이산화탄소량은 0.43464kg-c/kw이므로, 에너지 총 소비량 (1041.86kw) * 전기탄소배출계수 (0.43464kg-c/kw)를 하면 이산화탄소의 총 발생량을 산정할 수 있다.)은 총 452.84kg-c/kw이다. 바닥축열 환기시스템에 에너지소비량은 총 865.92kw이고, 이산화탄소배출량(전기 1kw당 발생하는 이산화탄소량은 0.43464kg-c/kw이므로, 에너지 총 소비량 (865.92kw) * 전기탄소배출계수(0.43464kg-c/kw)를 하면 이산화탄소의 총 발생량을 산정할 수 있다.)은 총 376.36kg-c/kw이다. 결과를 비교하여 보면, 시스템별 연간 발생하는 이산화탄소배출량은 전열교환 환기시스템, 바닥축열 환기시스템 각각 452.84kg-c/kw, 376.36kg-c/kw 으로, 전열교환 환기시스템이 76.48kg-c/kw 정도 환경측면에서 좀더 우수함을 알 수 있다. 연간발생되는 이산화탄소배출량에 분석기한을 곱하면, 생애주기동안 발생하는 CO₂(LCCCO₂) 계산이 가능하다.

- 박재형외(2010)는 LCC 및 LCCCO₂분석을 통해 멀티 외기 냉방 공조시스템에 대한 경제성 및 친환경 성능을 평가하는 연구를 진행 하였다. LCCCO₂를 분석하기 위한 연구의 절차로 (i)LCC분석, (ii)LCC분석의 에너지 소비량 산정, (iii)에너지 소비량에 따른 이산화탄소 배출량 산정, (iv)LCCCO₂ 분석 및 결과 도출 순으로 진행되었다. LCCCO₂ 분석 결과로는 기존 냉·난방 시스템에 에너지소비량은 총 933,501.36kWh 이고, 이산화탄소배출량은 22,814.8 ton-CO₂이다. 멀티 외기 냉방 공조시스템의 에너지소비량은 총 196,448.63kWh이고, 이산화탄소배출량은 20,759.2 ton-CO₂이

다. LCCO2 분석결과를 비교하면, 기존 냉·난방시스템, 멀티 외기 냉방 공조시스템 각각 22,814.8 ton-CO2, 20,759.2 ton-CO2으로, 멀티 외기 냉방 공조시스템이 2055.6 ton-CO2 정도 환경측면에서 좀 더 우수함을 알 수 있다. LCC, LCCO2 분석 결과를 종합하여 보면, 기존 냉·난방시스템의 LCC비용은 총 2,411,022원, LCCO2 배출량은 22,814.8 ton-CO2이고, 멀티 외기 냉방 공조시스템의 LCC비용은 총 2,031,618원, LCCO2 배출량은 2055.6 ton-CO2으로 멀티 외기 냉방 공조시스템이 경제성 및 환경성측면에서 좀 더 우수함을 알 수 있다.

LCCO2 분석의 기존연구 사례 분석을 통하여, <표 2.7.6>과 같이 LCCO2 분석 구성 항목으로 크게 분석 목록, 평가방법으로 대분류 되며, 구성 항목으로는 자재생산단계와 사용단계가 있고, 평가방법으로는 에너지사용량 계산과 탄소배출량 계산 그리고 에너지원별 환경비용 산출로 나눌 수 있다. 분석된 연구들을 살펴보면, 대부분의 연구에서 LCCO2 분석을 위해, 사용단계의 CO2분석을 주로 수행하였다. 일반적인 건설분야의 생산단계의 CO2배출량과는 다르게, <표 2.7.6>에서 보는 바와 같이, 냉방시스템의 LCCO2 분석의 경우, 사용단계의 에너지 사용량을 바탕으로 탄소 배출량을 계산하였다. 이러한 이유와 관련하여, 최두성 (2008) 연구 결과에 따르면, 건축물 열원설비의 전과정해석(LCA) 중, 생애주기(Life Cycle)동안 발생하는 CO2량은 자재생산단계가 5.5%, 사용단계가 94.5%로 나타나는 것으로 보고되고 있으며, 이에 따라, 생산단계의 CO2량이 사용단계에 비해 미미한 수준임을 알 수 있다.

<표 2.7.6> LCCO2 기존 연구 사례 분석을 통한 LCCO2 구성 항목 선정

구분	저자	연도	주제 (LCC분석)	LCCO2 분석 구성 항목				
				분석 목록		평가 방법		
				자재생산단계	사용단계	에너지사용량 계산	탄소 배출량 계산	에너지원별 환경비용 산출
1	최두성 외	2008	전과정해석에서 발생하는 CO2의 배출량의 비율	○	○	○	○	X
2	설진호	2008	LCCO2 산정 방법	X	○	○	○	○
3	박재형 외	2010	LCCO2 분석 및 환경부하평가	X	○	○	○	○

다. 냉방시스템별 LCCO2 분석 방향 설정

냉방시스템별 LCCO2 발생의 경우 일반적으로 자재생산단계와 운영단계로 나눌 수 있으나, 기존의 연구에서 분석한 바와 같이, 전체를 CO2 발생의 100%로 보았을 때 자재생산 단계는 5% 미만이기 때문에, 본 연구에서 냉방시스템별 LCCO2 분석방향은,

- 냉방시스템 설치단계에서 CO2평가는 실시하지 않고,
- 운영단계의 에너지소비량을 중심으로 CO2평가를 수행하기로 설정하였다.

3) 냉방시스템별 경제성 및 친환경 성능 분석

본 절에서는 앞서 설명한 LCC 및 LCCO₂ 평가기법을 활용하여, 냉방시스템별 경제성 및 친환경 성능을 분석하였다. 경제성 및 친환경 분석에 앞서, 평가의 대상이 되는 냉방시스템을 정의하고, 이들의 구성요소를 분석하였다. 본 연구에서 분석의 대상이 된 냉방시스템의 종류는 6가지이며, 이들은 다음과 같다.

- 기존 냉방시스템
- 기계식 냉방시스템 (Machine System)
- 외기 냉방시스템 (Machine_Air side economizer system)
- 외기냉수 냉방시스템 (Machine- Air side economizer + Water side economizer system)
- 수냉식 냉방시스템 (Machine_Water side economizer system)
- 멀티 외기냉방 시스템 (Multi system)

위의 다섯 가지 냉방시스템 중, 멀티 외기냉방 시스템은 앞서 정의한 네 가지 냉방시스템을 혼합한 냉방시스템을 의미한다.

가. 냉방시스템별 구성요소

앞서 설명한 다섯 가지 냉방시스템별 구성요소는 시스템의 정의에 따라 변하게 되는데, 기본적으로 <표 2.6.7>과 같다.

<표 2.7.7> 냉방시스템별 구성요소

구분	냉방시스템 구성 요소	기존 시스템	기계식 (M)	외기냉방 (M_A)	외기냉수 (M_AW)	수냉식 (M_W)	Multi
1-1	밀폐형 냉각탑	공통요소					
1-2	냉수 펌프	공통요소					
1-3	냉각수 펌프	공통요소					
1-4	수냉식냉동기	공통요소					
1-5	CRAC-항온항습기	공통요소					
1-6	필터박스	n/a	n/a	○	○	n/a	○
1-7	공기조화기-흡기팬	n/a	n/a	○	○	n/a	○
1-8	공기조화기-급기팬	공통요소					
1-9	공기조화기-배기팬	공통요소					
1-10	배관	공통요소					
1-11	2 Way 밸브	공통요소					
1-12	3 Way 밸브	공통요소					
1-13	서버랙 환기팬	n/a	공통요소				

- 기존 시스템은 KT데이터센터 등에 적용되어온 기존의 냉방시스템이며, 냉방시스템별 구성요소는 <표 2.7.7>에서 설명한 바와 같이, 밀폐형 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수 펌프, 수냉식 냉동기, CRAC, 급기팬, 배기팬, 배관으로 구성되어 있다. 한편, 이 연구에서 개발된 5가지 냉방시스템도 위의 기존의 냉방시스템과 같은 공통구성요소를 가지고 있으며 추가로 서버랙 환기팬이 구성되어 있다.
- 각각의 냉방형식별로 필터박스, 흡기팬, 급기팬, 배기팬, 배관, 밸브 등이 사용된다. 기계식 냉방시스템 (Machine system)과 수냉식 냉방시스템(Water side economizer)의 경우, 앞서 설명한 공통요소만으로 정의될 수 있으며, 외기 냉방 (Air side economizer system)과 외기냉수 냉방 (Air side economizer + Water side economizer system) 그리고 멀티 외기냉방 시스템 (Multi system)은 앞의 공통요소에 외기를 흡입하기 위한 흡기팬과 필터박스가 추가된다.
- 또한, 기존 시스템과 이 연구에서 개발된 5가지 유형의 냉방시스템의 차이는 출수온도와 급기온도인데, 기존 시스템의 출수온도는 5도, 급기온도는 13도를 의미하며, 5가지의 냉방시스템의 출수온도는 18도, 급기온도는 26도로 설정된 냉방시스템을 의미한다.

나. 경제성 및 친환경 성능 분석을 위한 가정사항 설정

앞서 설명한 바와 같이, 냉방시스템의 경제성 및 친환경 성능을 분석하기 위해서는, 냉방시스템별 유지보수 정보와 할인율에 대한 가정사항을 설정해야만 한다. 즉, 냉방시스템을 구성하는 각각의 항목들에 대하여 미래에 발생할 유지보수비용에 대한 가정과, 미래비용을 현재의 가치로 환산하기 위해 적용되는 할인율을 설정해야만 한다.

(1) 냉방시스템별 유지보수 정보 분석

앞서 정의한 냉방시스템별 구성요소들의 운영에 따라 노후화가 발생하게 되며, 이를 보수하기 위한 “수선비용”과 더 이상 보수가 불가능한 노후화에 따라 해당 구성요소를 100% 교체하기 위한 “교체비용”이 발생한다. 일반적으로, 이들 수선비용과 교체비용의 정확도가 최종결과물인 LCC의 신뢰성을 좌우하기 때문에, LCC분석을 수행하는 과정에서 이러한 미래비용을 설정하는 것은 매우 중요하다. 따라서 이러한 수선비용과 교체비용을 설정하는데 있어, 기존에 발표된 논문, 책, 법령 등을 참고하여 신뢰성있는 비용데이터를 수집하는 것이 일반적이며, 발간된 데이터가 없을 경우, 전문가의 경험 및 지식 등을 활용하여 데이터를 수집한다. 유지보수 정보를 구성하는 두가지 데이터, 수선비용과 교체비용을 고려함에 있어, 일반적으로 수선비용은 연간으로 발생하게 되며, 교체비용은 미래의 어느 순간에 한 번씩 간헐적으로 발생하는 비용이다.

<표 2.7.8>은 앞서 설명한 냉방시스템의 구성요소들의 연간수선 비용관련 데이터를 보여주고 있다. 현재 운용 중인 냉방시스템의 다수의 사례를 분석한 결과, 냉방시스템의 구성요소인 밀폐형 냉각탑은 연간 약 4,576,000원이 필요한 것으로 분석되었으며, 수냉식 냉동기는 32,760,000, 필터박스는 4,240,000원 등의 수선비용이 요구되는 것으로 보고되었다. 이일규 외(2011)과 백승효 외(2010)의 연구에 따라, 본 연구에서 적용할 냉방시스템 구성

요소별 수선율을 바탕으로 수선비용은 <표 2.7.8>과 같이 설정하였으며, 모든 수선비용은 연간으로 발생하는 비용으로 정의하였다.

<표 2.7.8> 냉방시스템 구성요소별 연간 수선비용

구분	냉방시스템 구성 요소	구성요소별 연간 수선율(%) 및 수선비용(원)		
		문헌1	문헌2	수선비용(원)
1-1	밀폐형 냉각탑		0.11%	4,576,000
1-2	냉수 펌프		1.17%	6,692,400
1-3	냉각수 펌프		1.17%	6,692,400
1-4	수냉식냉동기		0.35%	32,760,000
1-5	CRAC-항온항습기	-	-	-
1-6	필터박스		0.30%	6,240,000
1-7	공기조화기-흡기팬		0.22%	3,432,000
1-8	공기조화기-급기팬		0.22%	3,432,000
1-9	공기조화기-배기팬		0.22%	3,432,000
1-10	배관		0.12%	7,488,000
1-11	2 Way 밸브	0.12%		1,497,600
1-12	3 Way 밸브	0.12%		1,747,200
1-13	서버랙 환기팬		0.22%	584,496

문헌1: LCC 분석을 통한 도시가스 및 지열 냉난방설비의 경제성평가, 이일규 외3, 2011

문헌2: 지역냉방 공동주택 세대 내 냉방시스템 경제성 평가, 백승호 외4, 2010

한편, 수선비용과 달리, 교체비용은 해당 구성요소의 노후화로 인해, 더 이상 수선 등이 효과적이지 않을 경우, 100% 교체하는데 요구되는 비용을 의미한다. 이러한 교체비용을 고려할 때, “교체시기”와 “교체비용”의 결정은 매우 중요하다. 특히, 교체시기는 LCC분석 기간을 결정하는데도 중요한 영향을 미치기 때문에, 교체시기에 대한 결정은 매우 신중하게 이루어져야 한다. 이 연구에서는 교체시기를 결정하기 위해, 국내, 미국, 독일, 일본에서 발간된 문헌 등을 분석하였으며, 분석결과는 <표 2.7.9>와 같다. 표에서 보는 바와 같이, 4건의 국내에서 발간된 논문을 분석하였고, 미국의 사례로써 LCC 분석의 가장 저명한 책과 미국공조학회(ASHRAE)에서 발간한 자료를 분석하였다. 또한 독일과 일본의 경우, ASHRAE의 기준과 마찬가지로 각 나라의 기술인 협회 등에서 발간한 자료를 분석하였다.

표에서 보는 바와 같이, 각각의 문헌에서 정의한 냉방시스템별 구성요소의 교체주기는 대체로 유사하다. 예를 들어, 밀폐형 냉각탑의 경우 분석된 8개의 문헌에서 15년부터 20년까지 교체시기를 적용하였으며, CRAC은 ASHRAE의 문헌에서 15년을 주기로 100% 교체된다고 기술하고 있다. 표에서 보는 바와 같이, 8개의 문헌들을 분석한 결과, 가장 빈번하게 적용된 교체주기를 이 연구에서는 채택하였다. 즉, 냉방시스템을 구성하는 다양한 구성요소들 중, 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수 펌프, 수냉식 냉동기, CRAC, 필터박스, 흡기팬, 급기팬, 배기팬, 2 Way, 3Way 밸브, 서버랙 환기팬의 교체주기는 15년으로 설정하였고, 배관의 교체주기는 20년으로 설정하였다.

<표 2.7.9> 국가별 냉방시스템 구성요소의 교체주기 및 본 연구에서 적용한 교체주기

냉방시스템 구성요소	국내논문				미국		독일	일본	교체주기			
	문 헌1	문 헌2	문 헌3	문 헌4	문 헌5	문 헌6	문헌 7	문헌 8	최 소	평 균	최빈 값	최 대
밀폐형 냉각탑	17	15		19	15	20	15	15	15	17	15	20
냉수 펌프	9	20	13	12	15	15	10	15	9	14	15	20
냉각수 펌프	9	20	13	12	15	15	10	15	9	14	15	20
수냉식냉동기	15	15	-	16	25	20	20	15	15	18	15	25
CRAC	-	-	-	-	-	15		-	15	15	15	15
필터박스	20	15	-	15	20	-	15	-	15	17	15	20
송풍기(흡기팬)	-		15	-	-	15	20	15	15	16	15	20
송풍기(급기팬)	10	-	15	-	-	15	20	15	10	15	15	20
송풍기(배기팬)	-	-	15	-	20	15	20	15	15	17	15	20
배관	-	20	15	17	20	-	-	-	15	18	20	20
2 Way 밸브	6		15	10	15	-	15	15	6	13	15	15
3 Way 밸브	6		15	10	15	-	15	15	6	13	15	15
서버랙 환기팬	10	-	15	-	-	15	20	15	10	15	15	20

문헌1: LCC기법을 이용한 부산지역 사무소 건물의 열원방식 비교연구, 정문복, 2008

문헌2: LCC분석을 통한 도시가스과 지열 냉,난방설비의 경제성 평가,이일규 외3,2011

문헌3: 지역냉방 공동주택 세대 내 냉방시스템 경제성 평가,백승효 외 4명, 2012

문헌4: LCC분석에 의한 고층건물 설비 시스템의 대안평가, 정종림 외1명, 2003

문헌5: "LCC For Facilities" Dell'Isola / Kirk , 2003

문헌6: ASHRAE, ASHRAE Handbook 1999 Application

문헌7: VDI 2067 : 독일 기술자 협회

문헌8: 일본 법정내구연한년수, 정문복, 2008

(2) 냉방시스템별 경제성 분석을 위한 할인율 설정

LCC를 구성하는 각 비용요소들은 시간적 가치를 가진다. 따라서, 앞서 기술한 바와 같이, 각각의 대안 또는 하나의 대안 내에서 발생하는 비용들을 산술적으로 계산하여 상호비교하기 위해서는 하나의 시점(현재, 미래, 연간)으로 모든 비용을 전환하는 과정, 즉 현가법 및 연가법, 이 필요하다. 이 과정에서 가장 먼저 고려되어야 하는 개념은 이자율(할인율)이다. Dell'Isola and Kirk (2003), Ross et al. (2003), Hong and Hastak (2005) 등에 따르면, 실질할인율은 다음의 산식에 의해 정의된다. 산식에서 볼 수 있듯이, 실질할인율 i 를 산정하기 위해서는 명목이자율 (i_n)과 물가상승률(f)가 필요하며, 일반적으로 경제성 분석을 수행할 때, 명목이자율은 한국은행의 대출금리를 활용하여 분석할 수 있다. 한편, 물가상승률과 관련된 데이터는 설비시스템의 물가지수를 바탕으로 정리하였다 (한국은행 경제통계시스템, <http://ecos.bok.or.kr>).

$$(1 + i_n) = (1 + i) \times (1 + f)$$

$$\text{실질할인율 } i = \frac{(1 + i_n)}{(1 + f)} - 1$$

즉, 표 <표 2.7.10>에서 보는 바와 같이, 최근 10년간 한국은행의 예금금리와 설비시스템의 물가지수를 바탕으로 전년대비 변동률을 작성하였고, 이들의 평균값을 활용하여 실질할인율을 산정하였다. 표에서 보는 바와 같이, 한국은행 예금금리의 과거 10년간 평균치는 3.90%이며, 설비시스템의 물가지수의 변동률의 10년간 평균치는 1.90%이다. 따라서 위의 수식을 활용하여, 이 연구에서 적용할 실질할인율을 산정한 결과, 0.68%의 실질할인율을 산정하였고, 이를 중심으로 미래비용의 현재가치를 환산하였다.

<표 2.7.10> 할인율 설정을 위한 10년간 한국은행 예금금리 및 설비시스템 물가지수

연도	한국은행 예금금리 (%)	설비시스템 물가지수	
		물가지수	전년대비 변동률(%)
2003	4.20	86.00	0.17
2004	3.80	89.63	3.63
2005	3.60	91.95	2.32
2006	4.41	91.41	-0.54
2007	5.07	91.34	-0.07
2008	5.71	95.63	4.29
2009	3.26	99.85	4.22
2010	3.19	100.00	0.15
2011	3.69	104.34	4.34
2012	3.43	106.68	2.34
2013	2.66	107.00	0.32
평균	3.9		1.9

다. 설치단계 경제성 분석

LCC분석을 수행하기 위해, LCC를 구성하는 비용항목 중 초기비용에 관해 분석하였다. 앞서, 기존의 냉방시스템의 경제성 분석을 수행한 연구들의 분석내용을 바탕으로 결정한 바와 같이, 이 연구에서는 냉방시스템별 구성요소를 바탕으로, 이들의 설치비용을 분석하였다. <표 2.7.11>~ <표 2.7.16>까지 6개의 표는 각 시스템별 설치비용을 정리한 것이다.

- LCC분석을 수행하기 위해, LCC를 구성하는 비용항목 중 초기비용에 관해 분석하였다. 앞서, 기존의 냉방시스템의 경제성 분석을 수행한 연구들의 분석내용을 바탕으로 결정한 바와 같이, 이 연구에서는 냉방시스템별 구성요소를 바탕으로, 이들의 설치비용을 분석하였다. 표 11~ 15까지 5개의 표는 각 시스템별 설치비용을 정리한 것이다.
- 일반적으로 냉방시스템의 설치비용은 냉동기 용량 (RT)에 비례하여 증가하기 때문에, 홍익대에 설치된 테스트베드 냉동시스템의 설치비용과 냉동기 용량을 고려하여 “냉동기 용량당 설치단가(Unit Price/RT)”를 산정하고, 이를 기반으로 KT센터의 냉동기 용량(10,400RT)를 고려하여 설치비용을 추정하였다.
- 표 11에서 볼 수 있듯이, 기존 시스템은 10개의 구성요소로 정의될 수 있으며 (즉, 밀

폐형 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수 펌프, 수냉식 냉동기, CRAC, 급기팬, 배기팬, 배관, 2Way, 3Way 밸브), 이들의 설치 단가 (Unit price/RT)를 분석하여 설치비 34,528,000,000원을 산정하였다.

- 기계식 냉방시스템(Machine system)과 수냉식 냉방시스템(Water economizer system)은 11개의 구성요소로 정의될 수 있으며 (즉, 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수 펌프, 수냉식 냉동기, CRAC, 급기팬, 배기팬, 배관, 2Way, 3Way 밸브, 서버랙 환기팬), 이들의 설치 단가 (Unit price/RT)를 분석하여 설치비 34,793,680,000원을 분석하였다. 한편, 외기냉방방식과 외기냉수 냉방시스템 그리고 멀티 외기냉방 시스템의 경우, 기계식 냉방과 수냉식 냉방시스템에 비해, 흡기팬과 필터박스가 추가되고 이들의 설치비는 38,433,680,000원으로 결정되었다.

이상의 내용을 중심으로, 초기투자비(설치비)의 경우, 기존의 기계식냉방방식과 냉수 냉방시스템이 저렴한 것으로 분석되었고, 멀티 외기냉방 시스템의 설치비가 가장 큰 것으로 나타났다.

<표 2.7.11> 기존 시스템의 설치비용

구분	기존시스템 구성요소	단가 (Unit Price/RT)	설치비용 (원)
1-1	밀폐형 냉각탑	400,000	4,160,000,000
1-2	냉수 펌프	55,000	572,000,000
1-3	냉각수 펌프	55,000	572,000,000
1-4	수냉식냉동기	900,000	9,360,000,000
1-5	CRAC-항온항습기	750,000	7,800,000,000
1-6	송풍기 - 급기팬	75,000	1,560,000,000
1-7	송풍기 - 배기팬	75,000	1,560,000,000
1-8	배관	600,000	6,240,000,000
1-9	2 Way 밸브	60,000	1,248,000,000
1-10	3 Way 밸브	35,000	1,456,000,000
소계			34,528,000,000

<표 2.7.12> 기계식 냉방시스템(M)의 설치비용

구분	기계식 냉방시스템의 구성요소	단가 (Unit Price/RT)	설치비용 (원)
1-1	밀폐형 냉각탑	400,000	4,160,000,000
1-2	냉수 펌프	55,000	572,000,000
1-3	냉각수 펌프	55,000	572,000,000
1-4	수냉식냉동기	900,000	9,360,000,000
1-5	CRAC-향온항습기	750,000	7,800,000,000
1-6	송풍기 - 급기팬	75,000	1,560,000,000
1-7	송풍기 - 배기팬	75,000	1,560,000,000
1-8	배관	600,000	6,240,000,000
1-9	2 Way 밸브	60,000	1,248,000,000
1-10	3 Way 밸브	35,000	1,456,000,000
1-11	서버랙 환기팬	41,000*	265,680,000
소계			34,793,680,000

*: 서버랙 환기팬의 단가는 서버랙 1개당 비용임

<표 2.7.13> 외기 냉방시스템(M_A)의 설치비용

구분	외기 냉방시스템 구성 요소	단가 (Unit Price/RT)	설치비용 (원)
1-1	밀폐형 냉각탑	400,000	4,160,000,000
1-2	냉수 펌프	55,000	572,000,000
1-3	냉각수 펌프	55,000	572,000,000
1-4	수냉식냉동기	900,000	9,360,000,000
1-5	CRAC-향온항습기	750,000	7,800,000,000
1-6	필터박스	200,000	2,080,000,000
1-7	송풍기 - 흡기팬	75,000	1,560,000,000
1-8	송풍기 - 급기팬	75,000	1,560,000,000
1-9	송풍기 - 배기팬	75,000	1,560,000,000
1-10	배관	600,000	6,240,000,000
1-11	2 Way 밸브	60,000	1,248,000,000
1-12	3 Way 밸브	35,000	1,456,000,000
1-13	서버랙 환기팬	41,000*	265,680,000
소계			38,433,680,000

*: 서버랙 환기팬의 단가는 서버랙 1개당 비용임

<표 2.7.14> 외기냉수 냉방시스템의 설치비용

구분	외기냉수 냉방시스템 구성 요소	단가 (Unit Price/RT)	설치비용 (원)
1-1	밀폐형 냉각탑	400,000	4,160,000,000
1-2	냉수 펌프	55,000	572,000,000
1-3	냉각수 펌프	55,000	572,000,000
1-4	수냉식냉동기	900,000	9,360,000,000
1-5	CRAC-항온항습기	750,000	7,800,000,000
1-6	필터박스	200,000	2,080,000,000
1-7	송풍기 - 흡기팬	75,000	1,560,000,000
1-8	송풍기 - 급기팬	75,000	1,560,000,000
1-9	송풍기 - 배기팬	75,000	1,560,000,000
1-10	배관	600,000	6,240,000,000
1-11	2 Way 밸브	60,000	1,248,000,000
1-12	3 Way 밸브	35,000	1,456,000,000
1-13	서버랙 환기팬	41,000*	265,680,000
소계			38,433,680,000

*: 서버랙 환기팬의 단가는 서버랙 1개당 비용임

<표 2.7.15> 수냉식 냉방시스템의 설치비용

구분	수냉식 냉방시스템 구성 요소	단가 (Unit Price/RT)	설치비용 (원)
1-1	밀폐형 냉각탑	400,000	4,160,000,000
1-2	냉수 펌프	55,000	572,000,000
1-3	냉각수 펌프	55,000	572,000,000
1-4	수냉식냉동기	900,000	9,360,000,000
1-5	CRAC-항온항습기	750,000	7,800,000,000
1-6	송풍기 - 급기팬	75,000	1,560,000,000
1-7	송풍기 - 배기팬	75,000	1,560,000,000
1-8	배관	600,000	6,240,000,000
1-9	2 Way 밸브	60,000	1,248,000,000
1-10	3 Way 밸브	35,000	1,456,000,000
1-11	서버랙 환기팬	41,000*	265,680,000
소계			34,793,680,000

*: 서버랙 환기팬의 단가는 서버랙 1개당 비용임

<표 2.7.16> Multi 냉방시스템의 설치비용

구분	Multi system 구성 요소	단가 (Unit Price/RT)	설치비용 (원)
1-1	밀폐형 냉각탑	400,000	4,160,000,000
1-2	냉수 펌프	55,000	572,000,000
1-3	냉각수 펌프	55,000	572,000,000
1-4	수냉식냉동기	900,000	9,360,000,000
1-5	CRAC-항온항습기	750,000	7,800,000,000
1-6	필터박스	200,000	2,080,000,000
1-7	송풍기 - 흡기팬	75,000	1,560,000,000
1-8	송풍기 - 급기팬	75,000	1,560,000,000
1-9	송풍기 - 배기팬	75,000	1,560,000,000
1-10	배관	600,000	6,240,000,000
1-11	2 Way 밸브	60,000	1,248,000,000
1-12	3 Way 밸브	35,000	1,456,000,000
1-13	서버랙 환기팬	41,000*	265,680,000
소계			38,433,680,000

*: 서버랙 환기팬의 단가는 서버랙 1개당 비용임

다. 운영단계 경제성 및 친환경 성능 분석

냉방시스템의 운영단계에서 경제성 및 친환경 성능의 분석은 크게 2가지의 항목을 바탕으로 진행된다. 즉, 앞서 설명한 바와 같이, 운영단계에서 (i) 냉방시스템별 수선 및 교체로 인해 발생하는 항목과 (ii) 냉방시스템의 운영을 위해 소비되는 전기에너지의 사용량을 중심으로 분석이 수행된다.

(1) 냉방시스템별 운영단계 비용 분석

앞서 정의한 “가정사항” 에서 설명한 바와 같이, 냉방시스템의 구성요소에 따른 수선 및 교체비용을 중심으로 냉방시스템별 수선 및 교체비용을 산정하였다.

(가) 수선 및 교체비용

<표 2.7.17>은 냉방시스템별 수선비용을 산정한 결과이고, <표 2.7.19>은 냉방시스템별 교체비용을 산정한 결과이다. <표 2.7.17>에서 보는 바와 같이, 우선 냉방시스템별 연간 수선비용으로써, (i) 기존 시스템은 연간 68,317,600원이 발생하고, (ii) 기계식 냉방과 냉수 냉방의 경우, 냉방시스템을 구성하는 구성요소가 동일하기 때문에, 연간 68,902,096원이 발생하고, (iii) 외기냉방과 외기냉수냉방 그리고 멀티 외기냉방 시스템의 수선비용은 연간 78,574,096원이 발생하는 것으로 분석되었다.

<표 2.7.17> 냉방시스템별 연간 수선비용 (원)

구분	구성 요소	기존시스템	M	M-A	M-AW	M-W	Multi
1-1	밀폐형 냉각탑	4,576,000	4,576,000	4,576,000	4,576,000	4,576,000	4,576,000
1-2	냉수 펌프	6,692,400	6,692,400	6,692,400	6,692,400	6,692,400	6,692,400
1-3	냉각수 펌프	6,692,400	6,692,400	6,692,400	6,692,400	6,692,400	6,692,400
1-4	수냉식냉동기	32,760,000	32,760,000	32,760,000	32,760,000	32,760,000	32,760,000
1-5	CRAC-항온항습기	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
1-6	필터박스			6,240,000	6,240,000		6,240,000
1-7	송풍기 - 흡기팬			3,432,000	3,432,000		3,432,000
1-8	송풍기 - 급기팬	3,432,000	3,432,000	3,432,000	3,432,000	3,432,000	3,432,000
1-9	송풍기 - 배기팬	3,432,000	3,432,000	3,432,000	3,432,000	3,432,000	3,432,000
1-10	배관	7,488,000	7,488,000	7,488,000	7,488,000	7,488,000	7,488,000
1-11	2 Way 밸브	1,497,600	1,497,600	1,497,600	1,497,600	1,497,600	1,497,600
1-12	3 Way 밸브	1,747,200	1,747,200	1,747,200	1,747,200	1,747,200	1,747,200
1-13	서버랙 환기팬		584,496	584,496	584,496	584,496	584,496
소계		68,317,600	68,902,096	78,574,096	78,574,096	68,902,096	78,574,096

한편, 실질할인율 (0.68%)과 이를 활용한 미래의 비용을 현재의 가치로 환산하기 위한 환산지수(present value)를 바탕으로, <표 2.7.18>은 위의 표에서 정의한 냉방시스템별 구성요소들의 연간 수선비용을 현재의 가치로 환산한 금액과 이들의 합계를 보여준다. 예를 들어, 표에서 볼 수 있듯이, 냉각탑의 수선비용을 현재가치로 환산함에 있어, 1년, 2년 후에 발생할 연간 수선비용 4,576,000원의 현재의 가치 4,545,093원과 4,514,395원은 아래와 같이 각각 산정될 수 있다.

$$\text{1년 후의 수선비용의 현재가치, } 4,545,093 = 4,576,000 \times \frac{1}{(1 + 0.0068)^1}$$

$$\text{2년 후의 수선비용의 현재가치, } 4,514,395 = 4,576,000 \times \frac{1}{(1 + 0.0068)^2}$$

이상의 방법을 활용하여, 각 구성요소별 미래 발생 수선비용의 현재가치를 계산하였고, 이들의 합계를 <표 2.7.18> 같이 산정하였다.

<표 2.7.18> 냉방시스템 구성요소별 수선비용의 연도별 현재가치 및 현재가치의 합계 (원)

년	PWI	냉각탑	냉수펌프	냉각수 펌프	냉동기	필터박스	흡기팬	급기팬	배기팬	배관	2 Way	3 Way	서버랙
1	0.9933	4,545,134	6,647,258	6,647,258	32,539,027	6,197,910	3,408,850	3,408,850	3,408,850	7,437,492	1,487,498	1,735,415	580,553
2	0.9866	4,514,476	6,602,421	6,602,421	32,319,545	6,156,104	3,385,857	3,385,857	3,385,857	7,387,325	1,477,465	1,723,709	576,638
3	0.9799	4,484,025	6,557,887	6,557,887	32,101,543	6,114,580	3,363,019	3,363,019	3,363,019	7,337,496	1,467,499	1,712,082	572,748
4	0.9733	4,453,779	6,513,652	6,513,652	31,885,012	6,073,336	3,340,335	3,340,335	3,340,335	7,288,003	1,457,601	1,700,534	568,885
5	0.9667	4,423,738	6,469,717	6,469,717	31,669,941	6,032,370	3,317,803	3,317,803	3,317,803	7,238,844	1,447,769	1,689,064	565,047
6	0.9602	4,393,899	6,426,077	6,426,077	31,456,321	5,991,680	3,295,424	3,295,424	3,295,424	7,190,016	1,438,003	1,677,670	561,236
7	0.9537	4,364,261	6,382,732	6,382,732	31,244,142	5,951,265	3,273,196	3,273,196	3,273,196	7,141,518	1,428,304	1,666,354	557,450
8	0.9473	4,334,823	6,339,679	6,339,679	31,033,394	5,911,123	3,251,117	3,251,117	3,251,117	7,093,347	1,418,669	1,655,114	553,690
9	0.9409	4,305,584	6,296,917	6,296,917	30,824,068	5,871,251	3,229,188	3,229,188	3,229,188	7,045,501	1,409,100	1,643,950	549,956
10	0.9346	4,276,542	6,254,443	6,254,443	30,616,153	5,831,648	3,207,407	3,207,407	3,207,407	6,997,978	1,399,596	1,632,861	546,246
11	0.9283	4,247,696	6,212,255	6,212,255	30,409,641	5,792,313	3,185,772	3,185,772	3,185,772	6,950,775	1,390,155	1,621,848	542,561
12	0.9220	4,219,044	6,170,352	6,170,352	30,204,522	5,753,242	3,164,283	3,164,283	3,164,283	6,903,891	1,380,778	1,610,908	538,902
13	0.9158	4,190,586	6,128,732	6,128,732	30,000,786	5,714,436	3,142,940	3,142,940	3,142,940	6,857,323	1,371,465	1,600,042	535,267
14	0.9096	4,162,320	6,087,393	6,087,393	29,798,425	5,675,890	3,121,740	3,121,740	3,121,740	6,811,069	1,362,214	1,589,249	531,656
15	0.9035									6,765,127			
16	0.8974	4,106,358	6,005,548	6,005,548	29,397,788	5,599,579	3,079,768	3,079,768	3,079,768	6,719,494	1,343,899	1,567,882	524,508
17	0.8913	4,078,660	5,965,040	5,965,040	29,199,494	5,561,808	3,058,995	3,058,995	3,058,995	6,674,170	1,334,834	1,557,306	520,970
18	0.8853	4,051,148	5,924,804	5,924,804	29,002,538	5,524,293	3,038,361	3,038,361	3,038,361	6,629,152	1,325,830	1,546,802	517,456
19	0.8793	4,023,822	5,884,840	5,884,840	28,806,910	5,487,030	3,017,867	3,017,867	3,017,867	6,584,437	1,316,887	1,536,369	513,966
20	0.8734	3,996,681	5,845,146	5,845,146	28,612,602	5,450,019	2,997,511	2,997,511	2,997,511		1,308,005	1,526,005	510,499
21	0.8675	3,969,722	5,805,719	5,805,719	28,419,604	5,413,258	2,977,292	2,977,292	2,977,292	6,495,909	1,299,182	1,515,712	507,056
22	0.8617	3,942,946	5,766,558	5,766,558	28,227,908	5,376,744	2,957,209	2,957,209	2,957,209	6,452,093	1,290,419	1,505,488	503,636
23	0.8558	3,916,350	5,727,662	5,727,662	28,037,505	5,340,477	2,937,262	2,937,262	2,937,262	6,408,573	1,281,715	1,495,334	500,238
24	0.8501	3,889,933	5,689,028	5,689,028	27,848,387	5,304,455	2,917,450	2,917,450	2,917,450	6,365,346	1,273,069	1,485,247	496,864
25	0.8443	3,863,695	5,650,654	5,650,654	27,660,544	5,268,675	2,897,771	2,897,771	2,897,771	6,322,410	1,264,482	1,475,229	493,513
26	0.8386	3,837,634	5,612,539	5,612,539	27,473,968	5,233,137	2,878,225	2,878,225	2,878,225	6,279,764	1,255,953	1,465,278	490,184
27	0.8330	3,811,748	5,574,681	5,574,681	27,288,650	5,197,838	2,858,811	2,858,811	2,858,811	6,237,406	1,247,481	1,455,395	486,878
28	0.8274	3,786,037	5,537,079	5,537,079	27,104,583	5,162,778	2,839,528	2,839,528	2,839,528	6,195,333	1,239,067	1,445,578	483,593
29	0.8218	3,760,499	5,499,730	5,499,730	26,921,757	5,127,954	2,820,375	2,820,375	2,820,375	6,153,545	1,230,709	1,435,827	480,331
30	0.8162									6,112,038			
31	0.8107	3,709,940	5,425,787	5,425,787	26,559,797	5,059,009	2,782,455	2,782,455	2,782,455	6,070,811	1,214,162	1,416,522	473,873
32	0.8053	3,684,916	5,389,189	5,389,189	26,380,646	5,024,885	2,763,687	2,763,687	2,763,687	6,029,862	1,205,972	1,406,968	470,677
33	0.7998	3,660,060	5,352,838	5,352,838	26,202,703	4,990,991	2,745,045	2,745,045	2,745,045	5,989,189	1,197,838	1,397,477	467,502
34	0.7944	3,635,372	5,316,732	5,316,732	26,025,961	4,957,326	2,726,529	2,726,529	2,726,529	5,948,791	1,189,758	1,388,051	464,349
35	0.7891	3,610,851	5,280,870	5,280,870	25,850,410	4,923,888	2,708,138	2,708,138	2,708,138	5,908,665	1,181,733	1,378,689	461,217
36	0.7838	3,586,495	5,245,249	5,245,249	25,676,044	4,890,675	2,689,871	2,689,871	2,689,871	5,868,810	1,173,762	1,369,389	458,106
37	0.7785	3,562,303	5,209,869	5,209,869	25,502,854	4,857,686	2,671,728	2,671,728	2,671,728	5,829,224	1,165,845	1,360,152	455,016
38	0.7732	3,538,275	5,174,727	5,174,727	25,330,832	4,824,920	2,653,706	2,653,706	2,653,706	5,789,904	1,157,981	1,350,978	451,947
39	0.7680	3,514,409	5,139,823	5,139,823	25,159,971	4,792,375	2,635,806	2,635,806	2,635,806	5,750,850	1,150,170	1,341,865	448,898
40	0.7628	3,490,703	5,105,153	5,105,153	24,990,262	4,760,050	2,618,027	2,618,027	2,618,027		1,142,412	1,332,814	445,870
41	0.7577	3,467,158	5,070,718	5,070,718	24,821,697	4,727,942	2,600,368	2,600,368	2,600,368	5,673,531	1,134,706	1,323,824	442,863
42	0.7526	3,443,771	5,036,515	5,036,515	24,654,270	4,696,051	2,582,828	2,582,828	2,582,828	5,635,262	1,127,052	1,314,894	439,876
43	0.7475	3,420,542	5,002,543	5,002,543	24,487,972	4,664,376	2,565,407	2,565,407	2,565,407	5,597,251	1,119,450	1,306,025	436,908
44	0.7425	3,397,470	4,968,800	4,968,800	24,322,796	4,632,913	2,548,102	2,548,102	2,548,102	5,559,496	1,111,899	1,297,216	433,961
45	0.7374									5,521,996			
46	0.7325	3,351,791	4,901,995	4,901,995	23,995,778	4,570,624	2,513,843	2,513,843	2,513,843	5,484,749	1,096,950	1,279,775	428,127
47	0.7275	3,329,183	4,868,930	4,868,930	23,833,922	4,539,793	2,496,887	2,496,887	2,496,887	5,447,754	1,089,551	1,271,143	425,239
48	0.7226	3,306,727	4,836,088	4,836,088	23,673,157	4,509,175	2,480,045	2,480,045	2,480,045	5,411,007	1,082,201	1,262,568	422,371
49	0.7177	3,284,422	4,803,467	4,803,467	23,513,477	4,478,758	2,463,317	2,463,317	2,463,317	5,374,509	1,074,902	1,254,052	419,522
50	0.7129	3,262,268	4,771,067	4,771,067	23,354,874	4,448,547	2,446,701	2,446,701	2,446,701	5,338,257	1,067,651	1,245,593	416,692
51	0.7081	3,240,263	4,738,885	4,738,885	23,197,341	4,418,541	2,430,198	2,430,198	2,430,198	5,302,249	1,060,450	1,237,192	413,881
52	0.7033	3,218,407	4,706,921	4,706,921	23,040,870	4,388,737	2,413,805	2,413,805	2,413,805	5,266,485	1,053,297	1,228,846	411,090
53	0.6986	3,196,698	4,675,171	4,675,171	22,885,455	4,359,134	2,397,524	2,397,524	2,397,524	5,230,961	1,046,192	1,220,558	408,317
54	0.6939	3,175,136	4,643,637	4,643,637	22,731,088	4,329,731	2,381,352	2,381,352	2,381,352	5,195,677	1,039,135	1,212,325	405,563
55	0.6892	3,153,719	4,612,314	4,612,314	22,577,762	4,300,526	2,365,289	2,365,289	2,365,289	5,160,631	1,032,126	1,204,147	402,827
56	0.6845	3,132,447	4,581,203	4,581,203	22,425,471	4,271,518	2,349,335	2,349,335	2,349,335	5,125,822	1,025,164	1,196,025	400,110
57	0.6799	3,111,318	4,550,302	4,550,302	22,274,206	4,242,706	2,333,488	2,333,488	2,333,488	5,091,247	1,018,249	1,187,958	397,411
58	0.6753	3,090,331	4,519,609	4,519,609	22,123,962	4,214,088	2,317,748	2,317,748	2,317,748	5,056,906	1,011,381	1,179,945	394,730
59	0.6708	3,069,486	4,489,124	4,489,124	21,974,732	4,185,663	2,302,115	2,302,115	2,302,115	5,022,796	1,004,559	1,171,986	392,068
60	0.6663	3,048,782	4,458,844	4,458,844	21,826,508	4,157,430	2,286,587	2,286,587	2,286,587	4,988,916	997,783	1,164,080	389,423
합계		213,644,385	312,454,914	312,454,914	1,529,499,577	291,333,253	160,233,289	160,233,289	160,233,289	355,746,981	69,919,981	81,573,311	27,288,962

한편, 냉방시스템별 교체비용을 산정하였고, 결과는 <표 2.7.19>와 같다. 앞서 설명한 바와 같이 배관을 제외한 다른 구성요소들의 교체주기는 15년이기 때문에, <표 2.7.19>에서 설명한 각 구성요소별 교체비용의 의미는 15년에 한번 씩 해당 비용이 발생한다는 의미이다. 즉, 냉각탑의 경우, 설치가 끝난 후 15년이 지나면 4,160,000,000원을 투입해서 새로운 냉각탑으로 교체해야 한다는 의미이다.

<표 2.7.19> 냉방시스템별 1회 교체비용(천원)

구성 요소	교체주기 (년)	기존시스 템	M	M-A	M-AW	M-W	Multi
밀폐형 냉각탑	15	4,160,000	4,160,000	4,160,000	4,160,000	4,160,000	4,160,000
냉수 펌프	15	572,000	572,000	572,000	572,000	572,000	572,000
냉각수 펌프	15	572,000	572,000	572,000	572,000	572,000	572,000
수냉식냉동기	15	9,360,000	9,360,000	9,360,000	9,360,000	9,360,000	9,360,000
CRAC	15	7,800,000	7,800,000	7,800,000	7,800,000	7,800,000	7,800,000
필터박스	15			2,080,000	2,080,000		2,080,000
송풍기 - 흡기팬	15			1,560,000	1,560,000		1,560,000
송풍기 - 급기팬	15	1,560,000	1,560,000	1,560,000	1,560,000	1,560,000	1,560,000
송풍기 - 배기팬	15	1,560,000	1,560,000	1,560,000	1,560,000	1,560,000	1,560,000
배관	20	6,240,000	6,240,000	6,240,000	6,240,000	6,240,000	6,240,000
2 Way 밸브	15	1,248,000	1,248,000	1,248,000	1,248,000	1,248,000	1,248,000
3 Way 밸브	15	1,456,000	1,456,000	1,456,000	1,456,000	1,456,000	1,456,000
서버랙 환기팬	15		265,680	265,680	265,680	265,680	265,680
소 계		34,528,000	34,793,680	38,433,680	38,433,680	34,793,680	38,433,680

(나) 에너지 비용

에너지 비용은 냉방시스템별 연간에너지 소비량과 소비량대비 전력량요금을 활용하여 산정된다. 앞서 분석된 냉각시스템에 따른 월별 에너지 소비량을 바탕으로, 연간 요구되는 전력량을 계산하고, 이들을 한국전력공사에서 제공하는 전력량 요금에 대입하여 연간 에너지 비용을 산정하였다. 우선 <표 2.7.20>은 한국전력공사에서 제공하는 시간대별, 계절별 연기요금을 보여주고 있다. 에너지 비용의 산정을 위해, “산업용 고압B”의 요금체계를 적용하였으며, 에너지 비용의 산정은 기본 1KWh에 대한 기본 전력요금 7,380을 바탕으로, 초과되는 전력량 소비에 추가비용이 청구되는 형태로 계산된다. 즉, <표 2.7.20>에서 볼수 있듯이, 한국전력의 전기료산정 방식에 따르면, 1일 기준으로 경부하, 중간부하, 최대부하가 걸리는 시간에 따라, 또한 계절을 기준으로 여름철, 중간기, 겨울철로 구분되어 전기료가 산정된다. 이 연구에서는 월별 에너지 소비량을 중심으로 추가금액을 적용하였고, 시간대는 중간부하의 금액(여름철 및 겨울철 108.5원/kwh, 중간기 78.5원/kwh)을 적용하여 에너지 비용을 산정하였다.

<표 2.7.20> 시간대별, 계절별 전력사용에 따른 전력요금(한국전력)

1일 기준 전력소비량 시간대별 구분	계절별 전력사용에 따른 추가금액 (원/kWh)		
	여름철 (7~8월)	중간기 (3~6월), (9~10월)	겨울철 (11~2월)
경부하 : 23:00 - 09:00	56.2	56.2	63.2
중간부하 : 09:00-11:00/12:00-13:00/17:00-23:00	108.5	78.5	108.5
최대부하 : 11:00-12:00/13:00-17:00	189.7	108.8	164.7

<표 2.7.20>은 기존시스템의 월별 에너지 사용량 및 그에 따른 에너지비용 산정결과를 보여준다. 예를 들어, 1월의 에너지비용 674,624,210원은 다음과 같이 계산된다.

$$1월의 에너지 비용 674,624,210 = (6,217,668 - 1) \times 108.5$$

이상의 방법에 따라, 월별 에너지 비용을 산정하였으며, 이를 합산하면 연간 에너지 비용 6,939,621,633원이 된다. <표 2.7.21>~<표 2.7.26>까지는 냉방시스템별 연간 에너지 비용을 계산한 결과이다.

<표 2.7.21> 기존시스템의 월별 에너지 사용량 및 에너지비용

<표 2.7.22> 기계식 냉방시스템의 월별 에너지 사용량 및 에너지비용

4	591,500	1,104,343	591,500	1,400,200	210,092	4,500,450	491,031,999
4	655,360	1,271,555	654,720	1,647,738	308,552	5,127,749	402,535,607
4	636,160	1,276,853	633,600	1,594,585	298,598	5,012,340	393,475,999
4	661,760	1,383,059	654,720	1,647,738	308,552	5,251,412	412,243,176
4	642,560	1,374,978	633,600	1,594,585	298,598	5,122,625	402,133,371
2	666,880	1,448,561	654,720	1,647,738	308,552	5,326,643	577,948,004
4	668,160	1,425,625	654,720	1,647,738	308,552	5,306,139	575,723,361
0	640,000	1,343,977	633,600	1,594,585	298,598	5,086,761	399,318,002
6	663,040	1,346,020	654,720	1,647,738	308,552	5,216,806	409,526,542
6	637,440	1,265,401	633,600	1,594,585	298,598	5,003,320	542,867,521
0	652,800	1,259,034	654,720	1,647,738	308,552	5,110,364	554,481,733
6	7,767,040	15,721,025	7,708,800	19,400,787	3,632,947	61,220,934	5,718,027,998

<표 2.7.23> 외기 냉방시스템의 월별 에너지 사용량 및 에너지비용

<표 2.7.24> 외기냉수 냉방시스템의 월별 에너지 사용량 및 에너지비용

<표 2.7.25> 수냉식 냉방시스템의 월별 에너지 사용량 및 에너지비용

월	030,000	002,233	313,193	1,400,200	210,092	4,110,913	440,092,224
4	890,972	275,452	114,943	1,647,738	308,552	3,696,670	290,195,928
7	745,930	814,723	333,168	1,594,585	298,598	4,299,931	337,551,901
8	630,319	1,600,582	631,048	1,647,738	308,552	5,378,737	422,238,143
6	605,440	1,655,932	633,600	1,594,585	298,598	5,333,052	418,651,887
2	628,480	1,732,678	654,720	1,647,738	308,552	5,537,800	600,858,576
0	627,200	1,718,475	654,720	1,647,738	308,552	5,521,165	599,053,639
6	599,040	1,617,079	633,600	1,594,585	298,598	5,282,039	414,647,333
1	690,951	1,284,266	510,268	1,647,738	308,552	5,001,106	392,594,100
4	826,290	437,987	181,456	1,594,585	298,598	3,807,180	413,086,346
6	768,924	802,915	341,117	1,647,738	308,552	4,365,942	473,712,011
2	8,361,083	13,891,120	5,539,321	19,400,787	3,632,947	57,069,240	5,322,353,981

<표 2.7.26> Multi 냉방시스템의 월별 에너지 사용량 및 에너지비용

<표 2.7.27>은, 위에서 산정한 냉방시스템별 연간에너지 비용을 현재의 가치로 환산한 결과를 보여준다. 즉, 수선비용에서 설명한 바와 같이, 미래에 연간으로 발생할 에너지 비용을 실질할인율을 고려하여 현재의 가치로 환산한 결과를 보여주고 있다. 예를 들어, 기존 시스템의 연간 에너지비용 6,939,621,633원에 대하여, 1년, 2년후 에너지 비용의 각각의 현재가치는,

$$1\text{년 후의 에너지비용의 현재가치, } 6,892,750,927 = 6,939,621,633 \times \frac{1}{(1 + 0.0068)^1}$$

$$2\text{년 후의 에너지비용의 현재가치, } 6,846,196,789 = 6,939,621,633 \times \frac{1}{(1 + 0.0068)^2}$$

<표 2.7.27> 냉방시스템별 에너지비용의 현재가치와 총합 (단위: 원)

21년 / 24	4,701,093,000	4,403,207,300	4,004,043,109	4,432,301,009	3,194,200,000
186,456	4,729,731,476	4,452,987,054	4,633,139,818	4,402,445,242	3,172,694,339
416,822	4,697,786,528	4,422,911,257	4,601,847,257	4,372,710,808	3,151,265,732
909,040	4,666,057,338	4,393,038,595	4,570,766,047	4,343,177,203	3,129,981,855
661,343	4,634,542,449	4,363,367,694	4,539,894,763	4,313,843,070	3,108,841,731
671,974	4,603,240,414	4,333,897,194	4,509,231,986	4,284,707,062	3,087,844,390
939,187	4,572,149,796	4,304,625,739	4,478,776,307	4,255,767,841	3,066,988,865
461,251	4,541,269,165	4,275,551,985	4,448,526,328	4,227,024,077	3,046,274,201
236,443	4,510,597,105	4,246,674,598	4,418,480,659	4,198,474,451	3,025,699,444
263,054	4,480,132,206	4,217,992,250	4,388,637,921	4,170,117,651	3,005,263,652
539,387	4,449,873,069	4,189,503,626	4,358,996,743	4,141,952,375	2,984,965,884
063,753	4,419,818,305	4,161,207,415	4,329,555,764	4,113,977,329	2,964,805,208
834,479	4,389,966,532	4,133,102,320	4,300,313,632	4,086,191,229	2,944,780,699
849,899	4,360,316,381	4,105,187,048	4,271,269,002	4,058,592,797	2,924,891,438
108,362	4,330,866,489	4,077,460,317	4,242,420,543	4,031,180,768	2,905,136,509
608,226	4,301,615,503	4,049,920,856	4,213,766,928	4,003,953,882	2,885,515,007
347,861	4,272,562,081	4,022,567,397	4,185,306,841	3,976,910,888	2,866,026,030
325,647	4,243,704,888	3,995,398,686	4,157,038,976	3,950,050,544	2,846,668,683
539,975	4,215,042,598	3,968,413,475	4,128,962,034	3,923,371,617	2,827,442,077
989,248	4,186,573,896	3,941,610,523	4,101,074,726	3,896,872,882	2,808,345,329
671,879	4,158,297,473	3,914,988,601	4,073,375,771	3,870,553,120	2,789,377,562
586,292	4,130,212,031	3,888,546,485	4,045,863,896	3,844,411,125	2,770,537,904
730,922	4,102,316,280	3,862,282,960	4,018,537,839	3,818,445,694	2,751,825,490
104,213	4,074,608,940	3,836,196,822	3,991,396,344	3,792,655,636	2,733,239,462
704,622	4,047,088,736	3,810,286,871	3,964,438,164	3,767,039,765	2,714,778,965
530,614	4,019,754,406	3,784,551,918	3,937,662,062	3,741,596,906	2,696,443,152
580,665	3,992,604,694	3,758,990,781	3,911,066,808	3,716,325,890	2,678,231,180
853,263	3,965,638,353	3,733,602,285	3,884,651,180	3,691,225,556	2,660,142,213
346,904	3,938,854,145	3,708,385,266	3,858,413,965	3,666,294,752	2,642,175,420
060,095	3,912,250,840	3,683,338,563	3,832,353,958	3,641,532,332	2,624,329,976
991,354	3,885,827,214	3,658,461,028	3,806,469,962	3,616,937,160	2,606,605,062
139,208	3,859,582,057	3,633,751,518	3,780,760,789	3,592,508,104	2,588,999,862
502,193	3,833,514,160	3,609,208,898	3,755,225,257	3,568,244,045	2,571,513,570
078,857	3,807,622,328	3,584,832,040	3,729,862,194	3,544,143,867	2,554,145,382
173,020	280,942,010,175	264,503,627,858	275,204,548,186	261,501,487,379	188,455,334,039
100%	82.40%	77.58%	80.71%	76.70%	55.27%

<표 2.7.27>에서 볼수 있듯이, 각 냉방시스템별 경제성 분석기간(60년)을 바탕으로 에너지 비용의 현재가치 합계를 살펴보면, 기존 시스템의 에너지 비용이 340,962,173,020 원으로써 가장 큰 값을 보여주고 있으며, 멀티 외기냉방 시스템의 소요 에너지 비용은 188,455,334,039원으로 가장 작은 값을 보여주고 있다. 기존 시스템의 에너지 비용을 100%로 설정하고, 각각의 냉방시스템별 에너지 비용의 비율을 환산한 결과, 기계식 냉방은 82.40%, 외기 냉방은 77.58%, 외기 냉수냉방은 80.71%, 냉수냉방은 76.70%, 멀티 외기

냉방은 55.27%로 나타났다. 즉, 기존의 냉방시스템을 멀티 외기냉방 시스템으로 변환하면, 약 45%의 에너지 비용을 절감할 수 있다.

(다) 냉방시스템별 운영단계 비용

이상에서 분석한 운영단계비용, (i) 수선 및 교체비용, (ii) 에너지 비용을 합산하여 각 냉방시스템별 운영단계 비용을 분석하면 <표 2.7.28>~<표 2.7.33>과 같이 계산할 수 있다.

- <표 2.7.28> 에서 볼 수 있듯이, 기존 시스템의 경우, 운영을 개시하고 1년 후부터 14년까지 기계식 냉방시스템의 구성요소의 교체비용이 발생하지 않기 때문에, 각각의 구성요소에 대한 수선비용이 연간 68,317,600원 만큼 발생하게 되고,
- 또한 에너지 비용이 6,939,621,633원만큼 발생하게 된다. 운영이 시작된 후, 15년이 경과하면, 구성요소 중, 배관을 제외하고 모두 교체해야하기 때문에, 교체비용 34,528,000,000원이 발생한다.
- 20년이 경과하면, 배관에 대한 교체비용 6,240,000,000 원이 발생한다.
- 이상의 비용내역을 작성한 후, 이들을 현재가치로 환산하기 위한 환산지수를 곱하면 합계(PWI, Present Worth Index)금액을 구할 수 있으며,
- 최종적으로 이들의 누적금액을 환산한 결과, 기존 시스템의 60년간 운영비용은 458,490,682,918원에 이르는 것으로 계산되었다.

동일한 방법으로, 기계식 냉방시스템의 60년간 운영비용은 399,401,036,324원, 외기 냉방시스템의 운영비용은 395,994,074,981원, 외기냉수 냉방시스템의 운영비용은 406,697,717,615원, 냉수 냉방시스템은 379,955,567,876원이, 마지막으로 멀티 외기냉방 시스템의 운영비용은 319,926,434,542원으로 나타났다.

<표 2.7.28> 기존 시스템의 운영비용의 현재가치와 누적금액 (원)

기존 system					
연도	수선비	교체비	에너지비	PV	누적LCC
1	68,317,600		6,939,621,633	6,960,669,285	41,488,669,285
2	68,317,600		6,939,621,633	6,913,718,183	48,402,387,468
3	68,317,600		6,939,621,633	6,867,083,775	55,269,471,243
4	68,317,600		6,939,621,633	6,820,763,926	62,090,235,169
5	68,317,600		6,939,621,633	6,774,756,513	68,864,991,681
6	68,317,600		6,939,621,633	6,729,059,429	75,594,051,110
7	68,317,600		6,939,621,633	6,683,670,581	82,277,721,691
8	68,317,600		6,939,621,633	6,638,587,890	88,916,309,582
9	68,317,600		6,939,621,633	6,593,809,291	95,510,118,873
10	68,317,600		6,939,621,633	6,549,332,732	102,059,451,605
11	68,317,600		6,939,621,633	6,505,156,177	108,564,607,782
12	68,317,600		6,939,621,633	6,461,277,601	115,025,885,383
13	68,317,600		6,939,621,633	6,417,694,995	121,443,580,379
14	68,317,600		6,939,621,633	6,374,406,363	127,817,986,741
15	7,488,000	28,288,000,000	6,939,621,633	31,833,597,327	159,651,584,069
16	68,317,600		6,939,621,633	6,288,703,099	165,940,287,168
17	68,317,600		6,939,621,633	6,246,284,543	172,186,571,711
18	68,317,600		6,939,621,633	6,204,152,108	178,390,723,819
19	68,317,600		6,939,621,633	6,162,303,865	184,553,027,684
20	60,829,600	6,240,000,000	6,939,621,633	11,564,217,230	196,117,244,914
21	68,317,600		6,939,621,633	6,079,452,299	202,196,697,213
22	68,317,600		6,939,621,633	6,038,445,180	208,235,142,393
23	68,317,600		6,939,621,633	5,997,714,664	214,232,857,057
24	68,317,600		6,939,621,633	5,957,258,882	220,190,115,939
25	68,317,600		6,939,621,633	5,917,075,983	226,107,191,922
26	68,317,600		6,939,621,633	5,877,164,125	231,984,356,047
27	68,317,600		6,939,621,633	5,837,521,481	237,821,877,528
28	68,317,600		6,939,621,633	5,798,146,235	243,620,023,763
29	68,317,600		6,939,621,633	5,759,036,582	249,379,060,345
30	7,488,000	28,288,000,000	6,939,621,633	28,760,458,797	278,139,519,142
31	68,317,600		6,939,621,633	5,681,606,905	283,821,126,047
32	68,317,600		6,939,621,633	5,643,283,333	289,464,409,380
33	68,317,600		6,939,621,633	5,605,218,262	295,069,627,641
34	68,317,600		6,939,621,633	5,567,409,947	300,637,037,588
35	68,317,600		6,939,621,633	5,529,856,656	306,166,894,244
36	68,317,600		6,939,621,633	5,492,556,670	311,659,450,914
37	68,317,600		6,939,621,633	5,455,508,280	317,114,959,195
38	68,317,600		6,939,621,633	5,418,709,789	322,533,668,984
39	68,317,600		6,939,621,633	5,382,159,511	327,915,828,494
40	60,829,600	6,240,000,000	6,939,621,633	10,100,193,550	338,016,022,045
41	68,317,600		6,939,621,633	5,309,796,908	343,325,818,953
42	68,317,600		6,939,621,633	5,273,981,269	348,599,800,222
43	68,317,600		6,939,621,633	5,238,407,214	353,838,207,436
44	68,317,600		6,939,621,633	5,203,073,113	359,041,280,549
45	7,488,000	28,288,000,000	6,939,621,633	25,983,993,631	385,025,274,179
46	68,317,600		6,939,621,633	5,133,118,309	390,158,392,488
47	68,317,600		6,939,621,633	5,098,494,402	395,256,886,891
48	68,317,600		6,939,621,633	5,064,104,041	400,320,990,931
49	68,317,600		6,939,621,633	5,029,945,649	405,350,936,581
50	68,317,600		6,939,621,633	4,996,017,663	410,346,954,243
51	68,317,600		6,939,621,633	4,962,318,527	415,309,272,770
52	68,317,600		6,939,621,633	4,928,846,699	420,238,119,470
53	68,317,600		6,939,621,633	4,895,600,645	425,133,720,115
54	68,317,600		6,939,621,633	4,862,578,843	429,996,298,957
55	68,317,600		6,939,621,633	4,829,779,779	434,826,078,736
56	68,317,600		6,939,621,633	4,797,201,951	439,623,280,687
57	68,317,600		6,939,621,633	4,764,843,867	444,388,124,554
58	68,317,600		6,939,621,633	4,732,704,045	449,120,828,599
59	68,317,600		6,939,621,633	4,700,781,012	453,821,609,611
60	68,317,600		6,939,621,633	4,669,073,307	458,490,682,918

<표 2.7.29> 기계식 냉방시스템의 운영비용의 현재가치와 누적금액 (원)

Machine system					
연도	수선비	교체비	에너지비	PV	누적LCC
1	68,902,096		5,718,027,998	5,747,896,096	40,541,576,096
2	68,902,096		5,718,027,998	5,709,125,391	46,250,701,487
3	68,902,096		5,718,027,998	5,670,616,201	51,921,317,688
4	68,902,096		5,718,027,998	5,632,366,764	57,553,684,452
5	68,902,096		5,718,027,998	5,594,375,327	63,148,059,779
6	68,902,096		5,718,027,998	5,556,640,150	68,704,699,929
7	68,902,096		5,718,027,998	5,519,159,504	74,223,859,433
8	68,902,096		5,718,027,998	5,481,931,672	79,705,791,106
9	68,902,096		5,718,027,998	5,444,954,950	85,150,746,056
10	68,902,096		5,718,027,998	5,408,227,643	90,558,973,699
11	68,902,096		5,718,027,998	5,371,748,069	95,930,721,768
12	68,902,096		5,718,027,998	5,335,514,557	101,266,236,325
13	68,902,096		5,718,027,998	5,299,525,447	106,565,761,773
14	68,902,096		5,718,027,998	5,263,779,091	111,829,540,864
15	7,488,000	28,553,680,000	5,718,027,998	30,969,965,283	142,799,506,148
16	68,902,096		5,718,027,998	5,193,008,102	147,992,514,250
17	68,902,096		5,718,027,998	5,157,980,227	153,150,494,476
18	68,902,096		5,718,027,998	5,123,188,622	158,273,683,098
19	68,902,096		5,718,027,998	5,088,631,693	163,362,314,791
20	61,414,096	6,240,000,000	5,718,027,998	10,497,787,191	173,860,101,981
21	68,902,096		5,718,027,998	5,020,215,543	178,880,317,524
22	68,902,096		5,718,027,998	4,986,353,188	183,866,670,712
23	68,902,096		5,718,027,998	4,952,719,241	188,819,389,953
24	68,902,096		5,718,027,998	4,919,312,162	193,738,702,115
25	68,902,096		5,718,027,998	4,886,130,420	198,624,832,535
26	68,902,096		5,718,027,998	4,853,172,496	203,478,005,032
27	68,902,096		5,718,027,998	4,820,436,880	208,298,441,912
28	68,902,096		5,718,027,998	4,787,922,072	213,086,363,984
29	68,902,096		5,718,027,998	4,755,626,583	217,841,990,566
30	7,488,000	28,553,680,000	5,718,027,998	27,980,199,702	245,822,190,269
31	68,902,096		5,718,027,998	4,691,687,654	250,513,877,922
32	68,902,096		5,718,027,998	4,660,041,285	255,173,919,207
33	68,902,096		5,718,027,998	4,628,608,377	259,802,527,584
34	68,902,096		5,718,027,998	4,597,387,490	264,399,915,074
35	68,902,096		5,718,027,998	4,566,377,195	268,966,292,269
36	68,902,096		5,718,027,998	4,535,576,070	273,501,868,339
37	68,902,096		5,718,027,998	4,504,982,705	278,006,851,044
38	68,902,096		5,718,027,998	4,474,595,698	282,481,446,743
39	68,902,096		5,718,027,998	4,444,413,658	286,925,860,401
40	61,414,096	6,240,000,000	5,718,027,998	9,168,772,980	296,094,633,381
41	68,902,096		5,718,027,998	4,384,658,956	300,479,292,337
42	68,902,096		5,718,027,998	4,355,083,557	304,834,375,893
43	68,902,096		5,718,027,998	4,325,707,650	309,160,083,543
44	68,902,096		5,718,027,998	4,296,529,889	313,456,613,432
45	7,488,000	28,553,680,000	5,718,027,998	25,279,058,863	338,735,672,295
46	68,902,096		5,718,027,998	4,238,763,469	342,974,435,764
47	68,902,096		5,718,027,998	4,210,172,164	347,184,607,929
48	68,902,096		5,718,027,998	4,181,773,714	351,366,381,642
49	68,902,096		5,718,027,998	4,153,566,816	355,519,948,458
50	68,902,096		5,718,027,998	4,125,550,179	359,645,498,637
51	68,902,096		5,718,027,998	4,097,722,521	363,743,221,158
52	68,902,096		5,718,027,998	4,070,082,565	367,813,303,723
53	68,902,096		5,718,027,998	4,042,629,047	371,855,932,770
54	68,902,096		5,718,027,998	4,015,360,707	375,871,293,477
55	68,902,096		5,718,027,998	3,988,276,299	379,859,569,776
56	68,902,096		5,718,027,998	3,961,374,580	383,820,944,356
57	68,902,096		5,718,027,998	3,934,654,318	387,755,598,674
58	68,902,096		5,718,027,998	3,908,114,290	391,663,712,964
59	68,902,096		5,718,027,998	3,881,753,280	395,545,466,244
60	68,902,096		5,718,027,998	3,855,570,080	399,401,036,324

<표 2.7.30> 외기 냉방시스템의 운영비용의 현재가치와 누적금액 (원)

Air side economizer system					
연도	수선비	교체비	에너지비	PV	누적LCC
1	78,574,096		5,383,456,709	5,425,188,318	43,858,868,318
2	78,574,096		5,383,456,709	5,388,594,341	49,247,462,659
3	78,574,096		5,383,456,709	5,352,247,198	54,599,709,857
4	78,574,096		5,383,456,709	5,316,145,223	59,915,855,079
5	78,574,096		5,383,456,709	5,280,286,763	65,196,141,843
6	78,574,096		5,383,456,709	5,244,670,176	70,440,812,018
7	78,574,096		5,383,456,709	5,209,293,830	75,650,105,848
8	78,574,096		5,383,456,709	5,174,156,104	80,824,261,952
9	78,574,096		5,383,456,709	5,139,255,389	85,963,517,341
10	78,574,096		5,383,456,709	5,104,590,087	91,068,107,428
11	78,574,096		5,383,456,709	5,070,158,609	96,138,266,036
12	78,574,096		5,383,456,709	5,035,959,378	101,174,225,414
13	78,574,096		5,383,456,709	5,001,990,827	106,176,216,241
14	78,574,096		5,383,456,709	4,968,251,402	111,144,467,643
15	7,488,000	32,193,680,000	5,383,456,709	33,956,295,898	145,100,763,541
16	78,574,096		5,383,456,709	4,901,453,753	150,002,217,294
17	78,574,096		5,383,456,709	4,868,392,470	154,870,609,763
18	78,574,096		5,383,456,709	4,835,554,192	159,706,163,955
19	78,574,096		5,383,456,709	4,802,937,414	164,509,101,370
20	71,086,096	6,240,000,000	5,383,456,709	10,214,019,978	174,723,121,347
21	78,574,096		5,383,456,709	4,738,362,396	179,461,483,743
22	78,574,096		5,383,456,709	4,706,401,196	184,167,884,939
23	78,574,096		5,383,456,709	4,674,655,582	188,842,540,521
24	78,574,096		5,383,456,709	4,643,124,098	193,485,664,619
25	78,574,096		5,383,456,709	4,611,805,300	198,097,469,918
26	78,574,096		5,383,456,709	4,580,697,753	202,678,167,672
27	78,574,096		5,383,456,709	4,549,800,033	207,227,967,705
28	78,574,096		5,383,456,709	4,519,110,725	211,747,078,430
29	78,574,096		5,383,456,709	4,488,628,422	216,235,706,852
30	7,488,000	32,193,680,000	5,383,456,709	30,678,237,178	246,913,944,030
31	78,574,096		5,383,456,709	4,428,279,256	251,342,223,287
32	78,574,096		5,383,456,709	4,398,409,630	255,740,632,916
33	78,574,096		5,383,456,709	4,368,741,480	260,109,374,396
34	78,574,096		5,383,456,709	4,339,273,447	264,448,647,843
35	78,574,096		5,383,456,709	4,310,004,182	268,758,652,025
36	78,574,096		5,383,456,709	4,280,932,345	273,039,584,370
37	78,574,096		5,383,456,709	4,252,056,602	277,291,640,972
38	78,574,096		5,383,456,709	4,223,375,633	281,515,016,605
39	78,574,096		5,383,456,709	4,194,888,122	285,709,904,727
40	71,086,096	6,240,000,000	5,383,456,709	8,920,930,543	294,630,835,270
41	78,574,096		5,383,456,709	4,138,488,266	298,769,323,536
42	78,574,096		5,383,456,709	4,110,573,337	302,879,896,873
43	78,574,096		5,383,456,709	4,082,846,700	306,962,743,573
44	78,574,096		5,383,456,709	4,055,307,085	311,018,050,658
45	7,488,000	32,193,680,000	5,383,456,709	27,716,634,324	338,734,684,981
46	78,574,096		5,383,456,709	4,000,783,882	342,735,468,863
47	78,574,096		5,383,456,709	3,973,797,797	346,709,266,660
48	78,574,096		5,383,456,709	3,946,993,738	350,656,260,398
49	78,574,096		5,383,456,709	3,920,370,478	354,576,630,877
50	78,574,096		5,383,456,709	3,893,926,798	358,470,557,675
51	78,574,096		5,383,456,709	3,867,661,485	362,338,219,160
52	78,574,096		5,383,456,709	3,841,573,337	366,179,792,496
53	78,574,096		5,383,456,709	3,815,661,159	369,995,453,655
54	78,574,096		5,383,456,709	3,789,923,763	373,785,377,418
55	78,574,096		5,383,456,709	3,764,359,972	377,549,737,390
56	78,574,096		5,383,456,709	3,738,968,613	381,288,706,003
57	78,574,096		5,383,456,709	3,713,748,524	385,002,454,527
58	78,574,096		5,383,456,709	3,688,698,550	388,691,153,077
59	78,574,096		5,383,456,709	3,663,817,542	392,354,970,619
60	78,574,096		5,383,456,709	3,639,104,362	395,994,074,981

<표 2.7.31> 외기냉수 냉방시스템의 운영비용의 현재가치와 누적금액 (원)

Air side economizer system + Water side economizer system					
연도	수선비	교체비	에너지비	PV	누적LCC
1	78,574,096		5,601,253,122	5,641,515,651	44,075,195,651
2	78,574,096		5,601,253,122	5,603,462,503	49,678,658,153
3	78,574,096		5,601,253,122	5,565,666,031	55,244,324,184
4	78,574,096		5,601,253,122	5,528,124,503	60,772,448,687
5	78,574,096		5,601,253,122	5,490,836,201	66,263,284,888
6	78,574,096		5,601,253,122	5,453,799,416	71,717,084,304
7	78,574,096		5,601,253,122	5,417,012,451	77,134,096,755
8	78,574,096		5,601,253,122	5,380,473,622	82,514,570,377
9	78,574,096		5,601,253,122	5,344,181,254	87,858,751,632
10	78,574,096		5,601,253,122	5,308,133,686	93,166,885,318
11	78,574,096		5,601,253,122	5,272,329,266	98,439,214,583
12	78,574,096		5,601,253,122	5,236,766,353	103,675,980,937
13	78,574,096		5,601,253,122	5,201,443,320	108,877,424,257
14	78,574,096		5,601,253,122	5,166,358,548	114,043,782,805
15	7,488,000	32,193,680,000	5,601,253,122	34,153,066,771	148,196,849,576
16	78,574,096		5,601,253,122	5,096,897,368	153,293,746,944
17	78,574,096		5,601,253,122	5,062,517,779	158,356,264,722
18	78,574,096		5,601,253,122	5,028,370,087	163,384,634,809
19	78,574,096		5,601,253,122	4,994,452,728	168,379,087,536
20	71,086,096	6,240,000,000	5,601,253,122	10,404,243,482	178,783,331,018
21	78,574,096		5,601,253,122	4,927,302,804	183,710,633,822
22	78,574,096		5,601,253,122	4,894,067,164	188,604,700,987
23	78,574,096		5,601,253,122	4,861,055,705	193,465,756,692
24	78,574,096		5,601,253,122	4,828,266,915	198,294,023,607
25	78,574,096		5,601,253,122	4,795,699,292	203,089,722,899
26	78,574,096		5,601,253,122	4,763,351,344	207,853,074,243
27	78,574,096		5,601,253,122	4,731,221,589	212,584,295,833
28	78,574,096		5,601,253,122	4,699,308,556	217,283,604,389
29	78,574,096		5,601,253,122	4,667,610,783	221,951,215,171
30	7,488,000	32,193,680,000	5,601,253,122	30,856,012,268	252,807,227,439
31	78,574,096		5,601,253,122	4,604,855,217	257,412,082,656
32	78,574,096		5,601,253,122	4,573,794,550	261,985,877,207
33	78,574,096		5,601,253,122	4,542,943,394	266,528,820,601
34	78,574,096		5,601,253,122	4,512,300,335	271,041,120,936
35	78,574,096		5,601,253,122	4,481,863,969	275,522,984,905
36	78,574,096		5,601,253,122	4,451,632,903	279,974,617,808
37	78,574,096		5,601,253,122	4,421,605,751	284,396,223,559
38	78,574,096		5,601,253,122	4,391,781,139	288,788,004,698
39	78,574,096		5,601,253,122	4,362,157,699	293,150,162,397
40	71,086,096	6,240,000,000	5,601,253,122	9,087,071,854	302,237,234,252
41	78,574,096		5,601,253,122	4,303,508,920	306,540,743,172
42	78,574,096		5,601,253,122	4,274,480,894	310,815,224,066
43	78,574,096		5,601,253,122	4,245,648,668	315,060,872,735
44	78,574,096		5,601,253,122	4,217,010,921	319,277,883,656
45	7,488,000	32,193,680,000	5,601,253,122	27,877,247,435	347,155,131,091
46	78,574,096		5,601,253,122	4,160,313,626	351,315,444,718
47	78,574,096		5,601,253,122	4,132,251,481	355,447,696,199
48	78,574,096		5,601,253,122	4,104,378,621	359,552,074,820
49	78,574,096		5,601,253,122	4,076,693,769	363,628,768,589
50	78,574,096		5,601,253,122	4,049,195,656	367,677,964,245
51	78,574,096		5,601,253,122	4,021,883,024	371,699,847,269
52	78,574,096		5,601,253,122	3,994,754,621	375,694,601,890
53	78,574,096		5,601,253,122	3,967,809,204	379,662,411,095
54	78,574,096		5,601,253,122	3,941,045,540	383,603,456,635
55	78,574,096		5,601,253,122	3,914,462,402	387,517,919,037
56	78,574,096		5,601,253,122	3,888,058,572	391,405,977,609
57	78,574,096		5,601,253,122	3,861,832,842	395,267,810,452
58	78,574,096		5,601,253,122	3,835,784,009	399,103,594,461
59	78,574,096		5,601,253,122	3,809,910,881	402,913,505,342
60	78,574,096		5,601,253,122	3,784,212,273	406,697,717,615

<표 2.7.32> 수냉식 냉방시스템의 운영비용의 현재가치와 누적금액 (원)

Water side economizer system					
연도	수선비	교체비	에너지비	PV	누적LCC
1	68,902,096		5,322,353,981	5,354,890,979	40,148,570,979
2	68,902,096		5,322,353,981	5,318,771,172	45,467,342,151
3	68,902,096		5,322,353,981	5,282,895,000	50,750,237,151
4	68,902,096		5,322,353,981	5,247,260,819	55,997,497,970
5	68,902,096		5,322,353,981	5,211,866,999	61,209,364,969
6	68,902,096		5,322,353,981	5,176,711,916	66,386,076,886
7	68,902,096		5,322,353,981	5,141,793,962	71,527,870,848
8	68,902,096		5,322,353,981	5,107,111,537	76,634,982,384
9	68,902,096		5,322,353,981	5,072,663,051	81,707,645,435
10	68,902,096		5,322,353,981	5,038,446,927	86,746,092,362
11	68,902,096		5,322,353,981	5,004,461,598	91,750,553,960
12	68,902,096		5,322,353,981	4,970,705,506	96,721,259,466
13	68,902,096		5,322,353,981	4,937,177,106	101,658,436,572
14	68,902,096		5,322,353,981	4,903,874,862	106,562,311,434
15	7,488,000	28,553,680,000	5,322,353,981	30,612,488,680	137,174,800,114
16	68,902,096		5,322,353,981	4,837,942,749	142,012,742,863
17	68,902,096		5,322,353,981	4,805,309,861	146,818,052,724
18	68,902,096		5,322,353,981	4,772,897,087	151,590,949,811
19	68,902,096		5,322,353,981	4,740,702,945	156,331,652,756
20	61,414,096	6,240,000,000	5,322,353,981	10,152,205,292	166,483,858,048
21	68,902,096		5,322,353,981	4,676,964,662	171,160,822,710
22	68,902,096		5,322,353,981	4,645,417,603	175,806,240,313
23	68,902,096		5,322,353,981	4,614,083,335	180,420,323,648
24	68,902,096		5,322,353,981	4,582,960,423	185,003,284,071
25	68,902,096		5,322,353,981	4,552,047,441	189,555,331,511
26	68,902,096		5,322,353,981	4,521,342,973	194,076,674,484
27	68,902,096		5,322,353,981	4,490,845,613	198,567,520,097
28	68,902,096		5,322,353,981	4,460,553,964	203,028,074,061
29	68,902,096		5,322,353,981	4,430,466,638	207,458,540,698
30	7,488,000	28,553,680,000	5,322,353,981	27,657,233,026	235,115,773,724
31	68,902,096		5,322,353,981	4,370,899,452	239,486,673,176
32	68,902,096		5,322,353,981	4,341,416,863	243,828,090,039
33	68,902,096		5,322,353,981	4,312,133,141	248,140,223,180
34	68,902,096		5,322,353,981	4,283,046,943	252,423,270,122
35	68,902,096		5,322,353,981	4,254,156,937	256,677,427,059
36	68,902,096		5,322,353,981	4,225,461,800	260,902,888,859
37	68,902,096		5,322,353,981	4,196,960,218	265,099,849,077
38	68,902,096		5,322,353,981	4,168,650,884	269,268,499,961
39	68,902,096		5,322,353,981	4,140,532,502	273,409,032,463
40	61,414,096	6,240,000,000	5,322,353,981	8,866,941,564	282,275,974,027
41	68,902,096		5,322,353,981	4,084,863,452	286,360,837,479
42	68,902,096		5,322,353,981	4,057,310,234	290,418,147,713
43	68,902,096		5,322,353,981	4,029,942,867	294,448,090,580
44	68,902,096		5,322,353,981	4,002,760,099	298,450,850,679
45	7,488,000	28,553,680,000	5,322,353,981	24,987,270,609	323,438,121,288
46	68,902,096		5,322,353,981	3,948,943,385	327,387,064,673
47	68,902,096		5,322,353,981	3,922,306,974	331,309,371,647
48	68,902,096		5,322,353,981	3,895,850,232	335,205,221,878
49	68,902,096		5,322,353,981	3,869,571,945	339,074,793,823
50	68,902,096		5,322,353,981	3,843,470,910	342,918,264,734
51	68,902,096		5,322,353,981	3,817,545,933	346,735,810,666
52	68,902,096		5,322,353,981	3,791,795,824	350,527,606,490
53	68,902,096		5,322,353,981	3,766,219,405	354,293,825,895
54	68,902,096		5,322,353,981	3,740,815,504	358,034,641,399
55	68,902,096		5,322,353,981	3,715,582,957	361,750,224,357
56	68,902,096		5,322,353,981	3,690,520,609	365,440,744,966
57	68,902,096		5,322,353,981	3,665,627,312	369,106,372,278
58	68,902,096		5,322,353,981	3,640,901,925	372,747,274,203
59	68,902,096		5,322,353,981	3,616,343,315	376,363,617,518
60	68,902,096		5,322,353,981	3,591,950,358	379,955,567,876

<표 2.7.33> Multi 냉방시스템의 운영비용의 현재가치와 누적금액 (원)

연도	수선비	교체비	에너지비	PV	누적LCC
1	78,574,096		3,835,641,653	3,887,813,583	42,321,493,583
2	78,574,096		3,835,641,653	3,861,589,505	46,183,083,089
3	78,574,096		3,835,641,653	3,835,542,314	50,018,625,403
4	78,574,096		3,835,641,653	3,809,670,816	53,828,296,219
5	78,574,096		3,835,641,653	3,783,973,827	57,612,270,046
6	78,574,096		3,835,641,653	3,758,450,169	61,370,720,214
7	78,574,096		3,835,641,653	3,733,098,673	65,103,818,887
8	78,574,096		3,835,641,653	3,707,918,178	68,811,737,065
9	78,574,096		3,835,641,653	3,682,907,530	72,494,644,595
10	78,574,096		3,835,641,653	3,658,065,585	76,152,710,180
11	78,574,096		3,835,641,653	3,633,391,203	79,786,101,383
12	78,574,096		3,835,641,653	3,608,883,254	83,394,984,637
13	78,574,096		3,835,641,653	3,584,540,617	86,979,525,254
14	78,574,096		3,835,641,653	3,560,362,176	90,539,887,430
15	7,488,000	32,193,680,000	3,835,641,653	32,557,903,165	123,907,790,595
16	78,574,096		3,835,641,653	3,512,493,458	126,610,284,054
17	78,574,096		3,835,641,653	3,488,800,990	130,099,085,043
18	78,574,096		3,835,641,653	3,465,268,331	133,564,353,375
19	78,574,096		3,835,641,653	3,441,894,405	137,006,247,780
20	71,086,096	6,240,000,000	3,835,641,653	8,862,157,475	145,868,405,255
21	78,574,096		3,835,641,653	3,395,618,475	149,264,023,730
22	78,574,096		3,835,641,653	3,372,714,351	152,636,738,081
23	78,574,096		3,835,641,653	3,349,964,721	155,986,702,802
24	78,574,096		3,835,641,653	3,327,368,540	159,314,071,342
25	78,574,096		3,835,641,653	3,304,924,776	162,618,996,118
26	78,574,096		3,835,641,653	3,282,632,399	165,901,628,518
27	78,574,096		3,835,641,653	3,260,490,389	169,162,118,907
28	78,574,096		3,835,641,653	3,238,497,731	172,400,616,638
29	78,574,096		3,835,641,653	3,216,653,418	175,617,270,057
30	7,488,000	32,193,680,000	3,835,641,653	29,414,841,900	205,032,111,957
31	78,574,096		3,835,641,653	3,173,405,831	208,205,517,788
32	78,574,096		3,835,641,653	3,152,000,576	211,357,518,364
33	78,574,096		3,835,641,653	3,130,739,703	214,488,258,067
34	78,574,096		3,835,641,653	3,109,622,240	217,597,880,307
35	78,574,096		3,835,641,653	3,088,647,218	220,686,527,525
36	78,574,096		3,835,641,653	3,067,813,676	223,754,341,201
37	78,574,096		3,835,641,653	3,047,120,661	226,801,461,863
38	78,574,096		3,835,641,653	3,026,567,225	229,828,029,087
39	78,574,096		3,835,641,653	3,006,152,425	232,834,181,513
40	71,086,096	6,240,000,000	3,835,641,653	7,740,213,106	240,574,394,619
41	78,574,096		3,835,641,653	2,965,735,003	243,540,129,622
42	78,574,096		3,835,641,653	2,945,730,529	246,485,860,151
43	78,574,096		3,835,641,653	2,925,860,989	249,411,721,140
44	78,574,096		3,835,641,653	2,906,125,473	252,317,846,614
45	7,488,000	32,193,680,000	3,835,641,653	26,575,204,171	278,893,050,785
46	78,574,096		3,835,641,653	2,867,052,904	281,760,103,688
47	78,574,096		3,835,641,653	2,847,714,060	284,607,817,748
48	78,574,096		3,835,641,653	2,828,505,661	287,436,323,409
49	78,574,096		3,835,641,653	2,809,426,826	290,245,750,235
50	78,574,096		3,835,641,653	2,790,476,682	293,036,226,917
51	78,574,096		3,835,641,653	2,771,654,360	295,807,881,277
52	78,574,096		3,835,641,653	2,752,958,999	298,560,840,276
53	78,574,096		3,835,641,653	2,734,389,741	301,295,230,018
54	78,574,096		3,835,641,653	2,715,945,737	304,011,175,755
55	78,574,096		3,835,641,653	2,697,626,142	306,708,801,896
56	78,574,096		3,835,641,653	2,679,430,115	309,388,232,012
57	78,574,096		3,835,641,653	2,661,356,825	312,049,588,837
58	78,574,096		3,835,641,653	2,643,405,442	314,692,994,279
59	78,574,096		3,835,641,653	2,625,575,145	317,318,569,424
60	78,574,096		3,835,641,653	2,607,865,118	319,926,434,542

(2) 냉방시스템별 운영단계 CO2발생량 분석

냉방시스템별 이산화탄소 발생량은 각 시스템의 에너지사용량과 탄소배출계수의 곱으로 산정 한다. 앞서 분석된 에너지 비용에서, 냉각시스템에 따른 월별 에너지 소비량을 산정하였고, 이를 바탕으로 연간 요구되는 전력량을 계산하였다. 이를 바탕으로 CO2발생량을 분석 하였다.

<표 2.7.34>는 에너지원별 발열량 및 CO2 배출량에 대한 환산표이다. 이에 따라 전기의 CO2 배출량은 1kW당 0.495kgco2/kg-CO2로 환산 할 수 있다. 즉, 기존 냉방시스템의 CO2 배출량을 환산 하여 보면, 전력사용량 74,280,080 kWh에 CO2배출량 0.43464Kg-CO2/kWh를 적용하면, 32,285,094kg-CO2/kWh로 연간 CO2 발생량을 계산할 수 있다.

<표 2.7.34> 에너지원별 발열량 및 CO2 배출량(2008)

구분	단위	발열량 [Kcal/단위]	탄소배출계수		CO2배출량 [Kg-CO2/단위]
			Kg-c/Kcal	Ton C/TOE	
전기 ¹⁾	kWh	2500	0.000132	0.1319	0.43464

설진호, LCC와 LCCO2 분석에 의한 전열교환 환기시스템과 바닥축열 환기시스템의 경제성 및 환경부하평가

1) 전기부문의 이산화탄소 배출원단위는 IPCC 분류가 되어 있지 않아 전력부문의 배출계수는 전기사용에 따른 배출계수로 이는 전원구성비에 따라 종합평균 배출계수를 산출한 것 (에너지경제연구원 1998)

<표 2.7.35>은 냉방시스템별 연간 CO2 배출량 비교를 나타낸 것이다. 분석결과 전력 사용량에 따라 CO2 발생량이 변하는 것으로 분석되었다. 분석내용을 자세히 살펴보면, 연간 발생하는 CO2 배출량은 기존 시스템이 32,285,094 kgCO2/kwh 로 가장 배출량이 많았으며, 다음으로 M 냉방시스템, 26,609,067 kgCO2/kwh 가장 배출량이 많으며, 다음으로 AW 냉방시스템이 25,831,508 kgCO2/kwh로 두 번째, A 냉방시스템이 25,078,066 kgCO2/kwh로 세 번째, W 냉방시스템이 24,804,575 kgCO2/kwh로 네 번째이며, Multi 냉방시스템이 17,772,285 kgCO2/kwh으로 6개의 냉방시스템중 가장 적은 CO2배출하는 것으로 나타났다.

<표 2.7.35> 냉방시스템별 연간 CO2 배출량

구분	기존시스템	M	A	AW	W	Multi
연간 전력소비량 [kWh]	74,280,080	61,220,934	57,698,477	59,431,962	57,069,240	40,889,668
탄소배출환산 [kgCO2/kWh]	0.43464					
CO2배출량 [kgCO2/kWh]	32,285,094	26,609,067	25,078,066	25,831,508	24,804,575	17,772,285

라. 냉방시스템별 경제성 및 친환경 성능 분석결과

이상에서 분석한 설치단계 및 운영단계의 LCC 및 LCCO2 분석결과를 바탕으로, 각 냉방시스템별 경제성 및 친환경 성능을 분석하면 다음과 같다.

(1) 경제성 분석결과

<표 2.7.36>은 냉방시스템별 60년 사용을 중심으로 분석된 경제성 분석 결과이다. 표에서 보는 바와 같이, 본 연구에서 제안하는 멀티 외기냉방 시스템을 활용하면 기존 냉방시스템에 비해 약 69.78%의 비용만이 소요되는 것으로 나타났다. 보다 세부적으로 살펴보면,

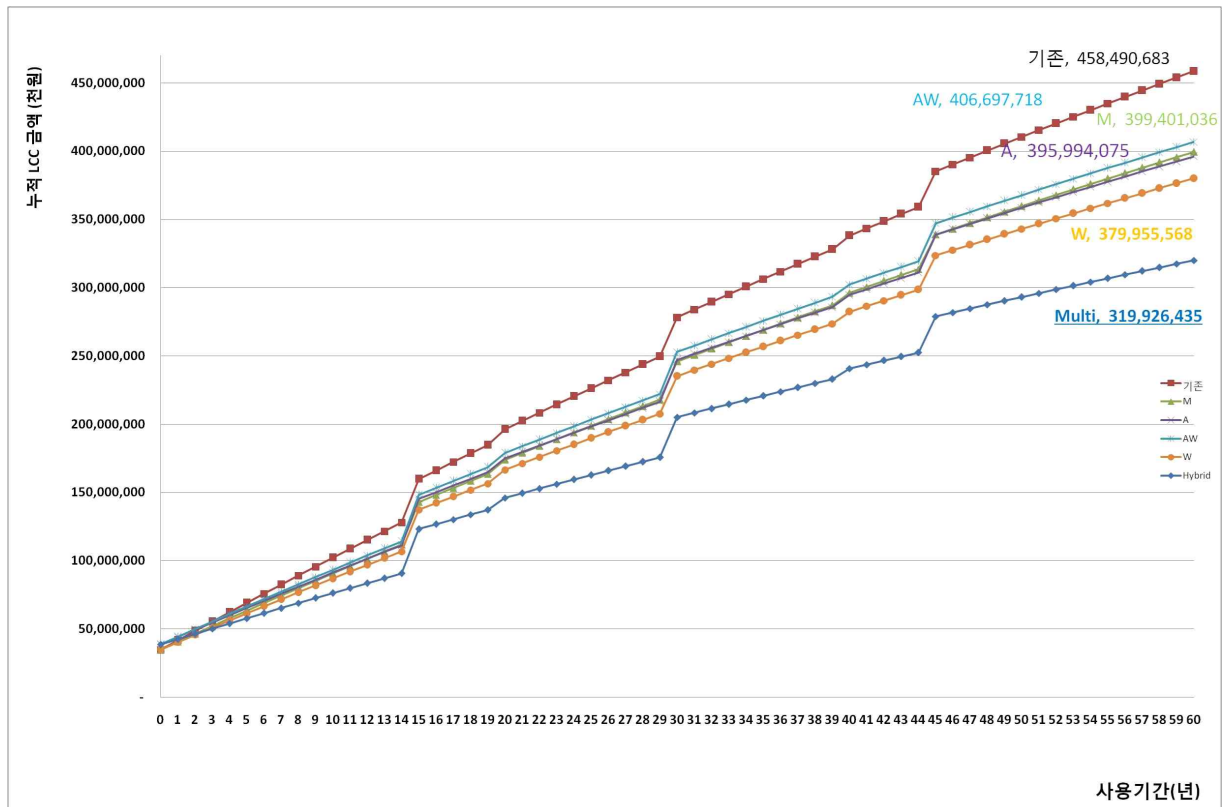
- 설치비용의 경우, 기존의 냉방시스템에 비해 멀티 외기냉방 시스템이 높은 것으로 나타났다, (34,528,000,000 vs. 38,433,680,000원)
- 수선 비용 및 교체 비용 역시, 멀티 외기 냉각시스템의 구성요소의 다양함으로 인해, 높은 것으로 나타났다.
- 한편, 최종적으로 LCC분석결과에서 멀티 외기냉방 시스템이 훨씬 경제적으로 도출된 이유는 에너지 비용의 차이이다. 즉, 멀티 외기냉방 시스템을 활용하면 에너지 소비량 측면에서 큰 절감을 가져올 수 있기 때문에, 전체적인 LCC분석결과 약 30.22%의 비용을 절감 할 수 있는 것으로 계산되었다.

<표 2.7.36> 냉방시스템별 경제성분석 결과 (원)

LCC항목	기존시스템	M	A	AW	W	Multi
초기투자비	34,528,000,000	34,793,680,000	38,433,680,000	38,433,680,000	34,793,680,000	38,433,680,000
수선비	3,195,760,640	3,223,049,602	3,674,616,144	3,674,616,144	3,223,049,602	3,674,616,144
교체비	79,718,008,775	80,370,825,142	89,314,861,485	89,314,861,485	80,370,825,142	89,314,861,485
에너지비	341,048,913,503	281,013,481,580	264,570,917,352	275,274,559,986	261,568,013,132	188,503,276,913
비용총합	458,490,682,918	399,401,036,324	395,994,074,981	406,697,717,615	379,955,567,876	319,926,434,542
%	100.00%	87.11%	86.37%	88.70%	82.87%	69.78%

[그림 2.7.2]는 냉방시스템별 현재가치의 누적금액을 표현한 것으로써, 그림에서 알 수 있듯이, 설치비용 및 교체비용 등은 멀티 외기냉방 시스템이 크지만 에너지비용이 훨씬 경제적이기 때문에 경제성측면에서 가장 효율적인 모습을 보여주고 있다.

(2) 친환경 성능 분석결과



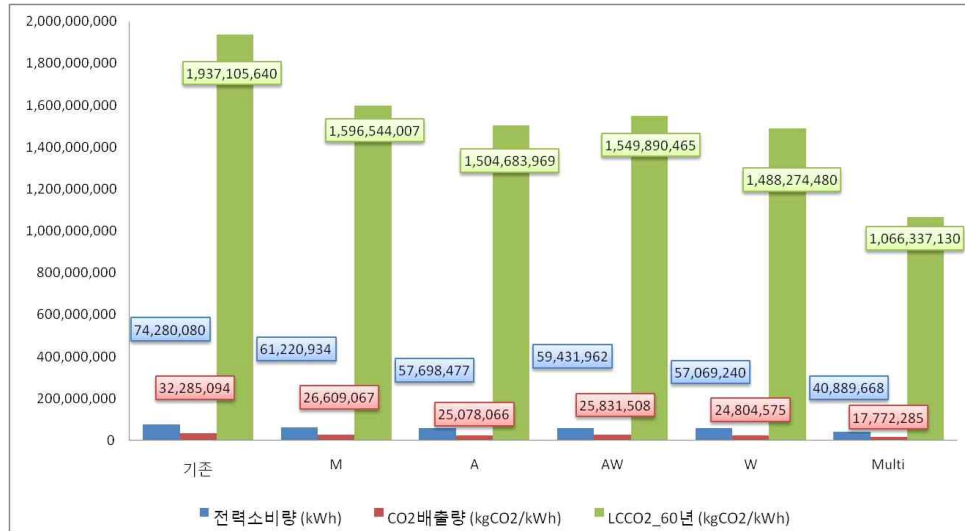
[그림 2.7.2] 사용기간에 따른 누적 LCC 금액]

<표 2.7.37>은 냉방시스템별 60년 사용을 중심으로 분석된 친환경 성능 분석 결과이다. 표에서 보는 바와 같이, 본 연구에서 제안하는 멀티 외기냉방 시스템을 활용하면 기존의 냉방시스템에 비해 약 55%의 CO₂가 배출되는 것으로 나타났다. 이는 870,768,510 kgCO₂/kwh 발생량의 차이로 멀티 외기냉방 시스템이 친환경적이라고 할 수 있다.

[그림 2.7.3]은 냉방시스템별 연간 전력 소비량 및 CO₂ 배출량과 분석주기인 60년 동안의 CO₂ 배출량을 나타낸 그림으로, 이를 통해 냉방시스템들 간의 CO₂ 발생량을 한눈에 비교 할 수 있다.

<표 2.7.37> 냉방시스템별 LCCO₂ 분석 결과

구분	기존	M	A	AW	W	Multi
연간 전력소비량 (kWh)	74,280,080	61,220,934	57,698,477	59,431,962	57,069,240	40,889,668
CO ₂ 배출량 (kgCO ₂ /kWh)	32,285,094	26,609,067	25,078,066	25,831,508	24,804,575	17,772,285
LCCO ₂ (kgCO ₂ /kWh)	1,937,105,640	1,596,544,007	1,504,683,969	1,549,890,465	1,488,274,480	1,066,337,130
%	100.00%	82.42%	77.68%	80.01%	76.83%	55.05%



[그림 2.7.3] LCCO2 분석 결과

마. 민감도 분석

LCC분석은 미래에 발생하는 비용을 가정하고, 이들을 현재 혹은 미래의 어느 하나의 시점으로 통일하여, 여러 대안들의 경제적 성능을 평가하는 기법이다. 따라서 미래에 발생하는 비용에 대한 신뢰성을 확보하는 것이 매우 중요하다 (Cho et al. 2014). 이러한 관점에서, 이 연구에서는 미래 비용의 신뢰성을 높이기 위해, (i) 기존에 출간된 다양한 문헌을 조사하여 미래에 발생할 수선 및 교체주기에 대한 분석을 수행하였고, (ii) 에너지 시뮬레이션을 통해 각 냉방시스템별 에너지소비량을 측정하였다. 이러한 노력들과 더불어, 경제성 분석 결과에 대한 불확실성(Uncertainty)을 줄이기 위해 민감도 분석을 수행하였다.

민감도 분석은 기본적으로 LCC분석을 수행하는 과정에서 LCC분석결과에 영향을 미치는 다양한 요인들을 선정하고, 이들의 변화에 따라 LCC분석결과를 살펴봄으로써, 산정된 LCC분석 결과값의 신뢰성을 부여하는 방법론을 의미한다. (Dell'Isola and Kirk, 2003). 따라서 이 연구에서는 3가지 측면에서 민감도 분석을 수행하였다.

- 민감도분석에서 필수적으로 수행되는 실질할인율의 변화에 따른 민감도 분석
- 에너지 소비량의 변화에 따른 민감도 분석
- 유지보수 비용의 변화에 따른 민감도 분석

(1) 실질할인율 변화에 따른 냉방시스템의 LCC변화

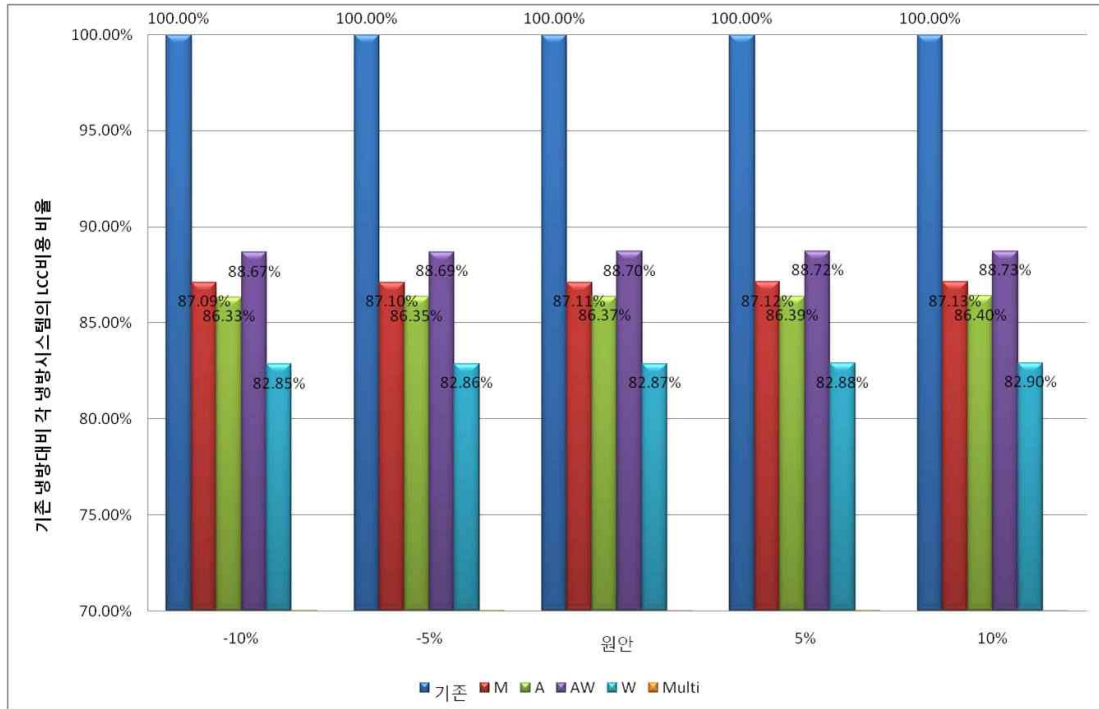
실질할인율은 앞서 설명한 바와 같이, 미래의 비용을 현재의 가치로 환산하기 위해, 명목할인율, 물가상승률 등을 바탕으로 산정되는 값을 의미한다. 이러한 실질할인율은 미래의 비용에 대한 현재의 가치를 결정하는 중요한 요소이기 때문에, LCC분석결과에 큰 영향을 미친다. 따라서 실질할인율을 설정하는 것은 매우 중요하다. 이 연구에서는 앞서 기술한 바와 같이, 과거 10년동안의 데이터를 수집하고 이들의 평균값을 중심으로 실질할인율을 0.68%로 설정하였으나, 이 값은 Stochastic method에 의한 추정값이기 때문에, 이값의 변화에 따라 LCC 결과값이 어떻게 변하는지를 분석해 보았다.

<표 2.7.38> [그림 2.7.4]는 실질할인율이 0.68%를 중심으로 -10%, -5%, 5%, 10% 변할 때, LCC결과값을 보여주고 있다. 연구에서 적용한 실질할인율 (0.68%, 원안)을 중심으로 실질할인율의 값을 변동하였을때의 LCC분석 결과값을 보여주는데, 표와 그림에서 보는 바와 같이 실질할인율의 변화에 따라 냉방시스템별 LCC의 크기는 큰 차이를 보이지 않는 것으로 나타났다.

- 원래의 실질할인율 값을 바탕으로 LCC분석결과 기존의 냉방시스템대비 멀티 외기냉방 시스템의 생애주기 비용은 약 71.1476% 정도를 나타냈고,
- 실질할인율이 -10% ~ 10%로 변함에 따라, 기존 냉방시스템 대비 멀티 외기냉방 시스템의 생애주기비용의 크기는 각각 71.0831% ~ 71.2122% 사이의 값을 보여주는 것으로 나타났다.
- 따라서, 실질할인율의 변화에 따라 산정된 LCC결과값은 큰 영향을 받지 않는 것으로 판단할 수 있으며,
- 나아가, 본 연구에서 적용된 실질할인율 0.68%의 적용에 따른 불확실성은 해소된 것으로 볼 수 있다.

<표 2.7.38> 실질할인율 변화에 따른 민감도분석결과

냉방시스템	민감도분석 시나리오 1: 실질할인율 변화									
	-10%		-5%		원안		5%		10%	
	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율
기존	466,772,181,179	100%	462,604,161,895	100%	458,490,682,918	100%	454,430,919,902	100%	450,424,062,110	100%
M	406,527,166,750	87.09%	402,940,733,868	87.10%	399,401,036,324	87.11%	395,907,370,884	87.12%	392,459,045,874	87.13%
A	402,985,837,677	86.33%	399,467,113,579	86.35%	395,994,074,981	86.37%	392,566,037,157	86.39%	389,182,326,594	86.40%
AW	413,897,866,910	88.67%	410,274,246,589	88.69%	406,697,717,615	88.70%	403,167,573,475	88.72%	399,683,119,239	88.73%
W	386,703,119,235	82.85%	383,307,252,897	82.86%	379,955,567,876	82.87%	376,647,400,515	82.88%	373,382,098,048	82.90%
Multi	325,437,254,959	69.72%	322,663,997,468	69.75%	319,926,434,542	69.78%	317,224,036,276	69.81%	314,479,066,752	69.82%



[그림 2.7.4] 민감도분석 시나리오에 따른, M시스템 대비 냉방시스템별 LCC값의 비율

(2) 에너지소비량의 변화에 따른 에너지비용의 LCC변화

LCC값에 가장 큰 비중을 차지하는 연간에너지 소비량을 중심으로, 이 값이 변할 때, 60년간의 에너지 비용의 변화를 살펴보았다. 실질할인율에서 적용한 방법과 동일하게, 분석된 에너지 소비량을 중심으로 (원안), 연간 에너지 소비량이 -10%, -5%, 5%, 10% 변할 때, 60년간의 에너지 비용의 변화를 <표 2.7.39>와 [그림 2.7.5]과 같이 분석하였다.

표와 그림에서 보는 바와 같이 연간에너지소비량의 변화에 따른 냉방시스템별 60년간의 에너지비용은 크게 변하지 않는 것으로 나타났다.

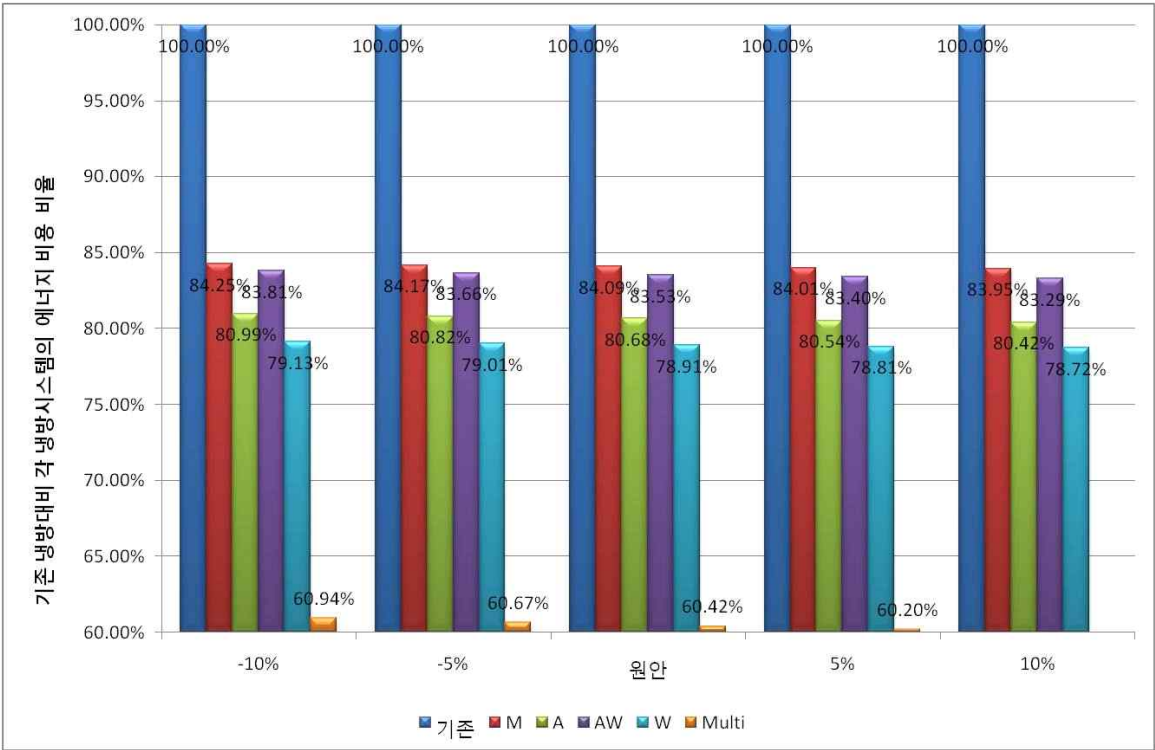
- 즉, 원래의 연간에너지소비량을 바탕으로 에너지비용을 분석한 결과 기존 냉방시스템 대비 멀티 외기냉방 시스템의 에너지비용은 60.8630% 정도를 나타냈고,
- 연간에너지 소비량의 변화를 -10% ~ 10%로 변함에 따라, 기존 냉방시스템 대비 멀티 외기냉방 시스템의 생애주기동안의 에너지비용의 크기는 각각 61.4259% ~ 60.3945 % 사이의 값을 보여주는 것으로 나타났다.
- 따라서, 연간에너지소비량의 변화에 따라 산정된 생애주기동안의 에너지비용은 큰 영향을 받지 않는 것으로 판단할 수 있으며,
- 이를 중심으로 계산되는 총 LCC비용역시 크게 영향을 받지 않을 것으로 판단된다.
- 따라서, 본 연구에서 적용한 연간 에너지소비량의 적용에 따른 불확실성은 해소된 것으로 볼 수 있다.

이상의 결과는 에너지비용이 LCC값에 미치는 영향도가 매우 클 뿐만 아니라, 분석기간이

60년으로 길기 때문에 에너지비용의 변화가 전체 LCC에 미치는 영향이 적은 것으로 판단 된다.

<표 2.7.39> 연간에너지비용의 변화에 따른 민감도분석결과

냉방시 스템	민감도분석 시나리오 2: 에너지비용의 변화									
	-10%		-5%		원안		5%		10%	
	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율
기존	341,472,022,152	100.00%	358,524,467,827	100.00%	375,576,913,503	100.00%	392,629,359,178	100.00%	409,681,804,853	100.00%
M	287,705,813,422	84.25%	301,756,487,501	84.17%	315,807,161,580	84.09%	329,857,835,659	84.01%	343,908,509,738	83.95%
A	276,547,505,617	80.99%	289,776,051,485	80.82%	303,004,597,352	80.68%	316,233,143,220	80.54%	329,461,689,088	80.42%
AW	286,180,783,987	83.81%	299,944,511,987	83.66%	313,708,239,986	83.53%	327,471,967,985	83.40%	341,235,695,985	83.29%
W	270,204,891,819	79.13%	283,283,292,476	79.01%	296,361,693,132	78.91%	309,440,093,789	78.81%	322,518,494,445	78.72%
Multi	208,086,629,222	60.94%	217,511,793,068	60.67%	226,936,956,913	60.42%	236,362,120,759	60.20%	245,787,284,605	59.99%



[그림 2.7.5] 민감도분석 시나리오에 따른, 각 시스템별 생애주기 에너지비용 비율

(3) 유지보수비용의 변화에 따른 냉방시스템의 LCC변화

마지막으로, 유지보수비용의 변화에 따른 냉방시스템의 LCC변화에 대해 살펴보았다. 앞서 적용한 방법과 동일하게, 기존의 문헌을 중심으로 정의한 수선 및 교체비용의 원안을

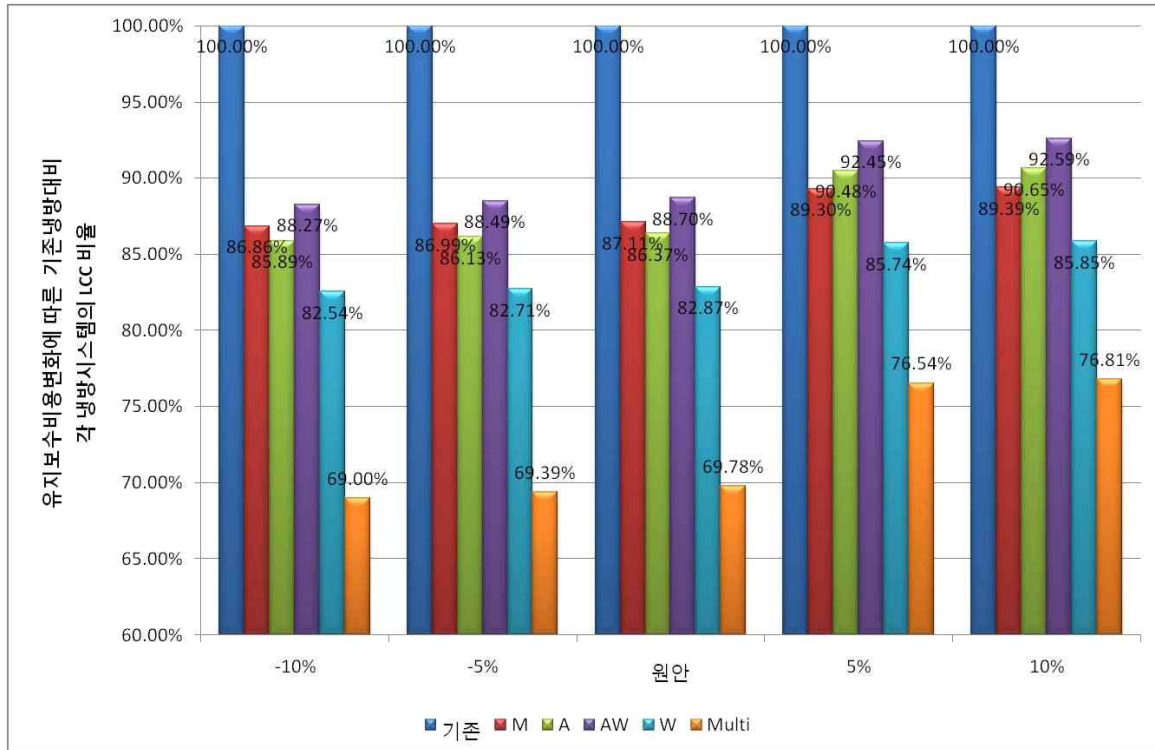
중심으로, 이들의 값이 -10%, -5%, 5%, 10% 변할 때, 총 LCC값의 변화를 <표 2.7.40>과 [그림 2.7.6]과 같이 분석하였다.

표와 그림에서 보는 바와 같이 유지보수 비용의 변화에 따른 냉방시스템별 60년간의 총 LCC비용은 역전이 생기지 않는 것으로 분석되었다.

- 즉, 원래의 유지보수비용을 바탕으로 총 LCC값을 분석한 결과 기존 냉방시스템대비 멀티 외기냉방 시스템의 LCC값은 71.1476%를 나타냈고,
- 유지보수비용의 변화를 -10% ~ 10%로 변함에 따라, 기존 냉방시스템 대비 멀티 외기냉방 시스템의 총 LCC값의 크기는 각각 70.2800% ~ 79.0449% 사이의 값을 보여주는 것으로 나타났다.
- 따라서, 유지보수비용의 변화에 따라 산정된 총 LCC값은 큰 영향을 받지 않는 것으로 판단할 수 있으며,
- 나아가, 본 연구에서 적용한 유지보수 비용 값에 불확실성은 해소된 것으로 볼 수 있다.

<표 2.7.40> 유지보수 비용의 변화에 따른 민감도분석결과

냉방시스템	민감도분석 시나리오 2: 에너지비용의 변화									
	-10%		-5%		원안		5%		10%	
	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율	LCC	비율
기존	450,199,305,976	100.00%	454,344,994,447	100.00%	458,490,682,918	100.00%	545,550,140,804	100.00%	549,695,829,275	100.00%
M	391,041,648,850	86.86%	395,221,342,587	86.99%	399,401,036,324	87.11%	487,174,604,805	89.30%	491,354,298,542	89.39%
A	386,695,127,218	85.89%	391,344,601,100	86.13%	395,994,074,981	86.37%	493,633,026,491	90.48%	498,282,500,373	90.65%
AW	397,398,769,852	88.27%	402,048,243,733	88.49%	406,697,717,615	88.70%	504,336,669,125	92.45%	508,986,143,007	92.59%
W	371,596,180,402	82.54%	375,775,874,139	82.71%	379,955,567,876	82.87%	467,729,136,357	85.74%	471,908,830,095	85.85%
Multi	310,627,486,779	69.00%	315,276,960,661	69.39%	319,926,434,542	69.78%	417,565,386,052	76.54%	422,214,859,934	76.81%



[그림 2.7.5] 민감도분석 시나리오에 따른, 각 시스템별 생애주기 에너지비용 비율

민감도 분석결과, 다음과 같은 사항을 확인할 수 있었다.

- 냉방시스템의 종류에 관계없이, 각각의 총 LCC비용 중 에너지비용이 차지하는 비중이 매우 크기 때문에, 실질할인율의 변화는 분석된 LCC결과에 큰 영향을 미치지 못한다. 따라서 실질할인율의 설정에 따른 LCC비용의 결과는 신뢰할 수 있다.
- 한편, 연간에너지비용이 워낙 크고, LCC분석기간이 60년으로 길기 때문에, 연간에너지비용의 크기의 변화도 생애주기동안의 에너지비용값에 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다. 따라서 연구에서 LCC분석을 위해 적용한 연간에너지비용에 따른 냉방시스템별 LCC분석결과는 신뢰할 수 있다.
- 최종적으로, 본 경제성 분석에서 설정한 가정사항들의 불확실성은 전체 LCC분석결과에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단되었으며, 이를 바탕으로 산정된 LCC값을 신뢰할 수 있다.

4) CO2 배출 거래 비용을 감안한 경제성 분석

본 장에서는, 앞서 분석한 CO2배출량에 대하여 향후 시행예정인 탄소배출권에 대한 내용을 반영하여 냉방시스템별 경제성 분석을 수행해 보았다. 즉, 앞서 제시한 냉방시스템별 경제성 분석결과에 냉방시스템별 CO2배출량 절감효과를 반영하여 LCC분석을 수행하였다. 이는 1992년 UN기후변화협약 채택과 2005년 발효된 교토의정서 이후로 탄소배출권(certified emission reduction, CER)에 대한 문제가 많이 다루어졌고, 2015년 1월부터 국내에 탄소배출권 거래가 적용되기 때문이다. 따라서 설비시스템의 경제성 분석에서 LCC구성항목뿐만 아니라 온실가스 감축효과와 같이 환경적 요인에 대한 고려가 필요하다. 탄소배출권이란, 교토의정서에서 정의된 이산화탄소(CO₂), 메탄(CH₄), 아산화질소(N₂O), 수소불화탄소(HFCs), 과불화탄소(PFCs), 육불화황(SF₆) 등 6개의 온실가스 발생량에 대한 배출거래권이다. 이러한 배출거래권의 거래방법으로는,

- 첫째, 국가별감축할당량(AAUs: Assigned Amount Units)배출권거래는 지구 전체에서 배출되는 오염물질의 총량을 정한 다음 국가마다 일정한 양의 오염물질을 배출할 수 있는 권한을 주고 이 한도를 넘는 경우에는 정해진 양을 다 사용하지 못하는 국가로부터 배출권을 구매할 수 있는 방식이다.
- 둘째, 청정개발체제(CDM)과 공동이행제도(JI)와 관련된 저감단위(ERUs: Emission Reduction Units)는 일정기간 동안 할당 받은 양만큼의 탄소를 배출할 수 있는 권리로 시장이 열리면 기업 간에 부족하거나 남는 탄소배출권을 사고 팔 수 있는 방식이다.(오원석,2009)

기후변화협약에 의해 파생되어진 탄소배출권 시장은, 실제 탄소배출량을 기초로 현금흐름이 가능하게 되었으며, 온실가스를 감축하는 만큼 실제로 금전적인 이득이 발생하는 것으로 볼 수 있다.

탄소배출권의 가격은 기본적으로 시장에서의 공급과 수요의 변동에 의해서 결정 되고, 이외에 여러 변수들에 의해 복합적으로 영향을 받아 결정이 된다. 복잡한 탄소배출권 판매수익을 경제성 평가에 일반화 시키는 방법으로는 국제시장의 온실가스 발생량에 대한 톤 CO2(TCO2)당 비용을 환율로 적용 하는 방법과, 국내시장의 산업통상자원부에서 정한 중소기업의 온실가스 감축 실적에 대한 정부구매단가를 적용하는 방법이 있다. (산업통상자원부, 2012)

본 연구에서 냉방시스템별 탄소배출 거래비용산정에 대한 방향은,

- 냉방시스템별 연간 탄소배출량을 산정,
- 국내 저감단위(ERUs)를 적용 산업통상자원부에 따라 톤CO2당 12,000원으로 설정,
- 기존의 냉방시스템대비, 냉방시스템별 연간 탄소배출절감량 산정 및 절감량에 따른 상대적 비용편익 분석,
- 상대적 비용편익을 고려한 냉방시스템별 경제성 분석

(가) 냉방시스템별 탄소배출 거래 비용 분석

냉방시스템별 탄소배출 거래비용은 각 시스템의 연간 탄소배출량과 산업통산자원부의 탄소배출 거래비용의 곱으로 산정한다. 앞서 분석한 연간 CO2 배출량을 바탕으로 탄소배출 거래비용은 산정하였다.

<표 2.7.41>는 냉방시스템별 연간 탄소배출 거래비용을 산정한 표이다. 즉, 앞서 분석한 냉방시스템별 연간 탄소배출량 (표 2.7.41의 1행)을 중심으로, 산업통상자원부에서 제시한 CO2 톤당 거래비용을 적용하여, 각 냉방시스템별 연간 탄소배출 거래비용 (표 2.7.41의 세 번째 3행)을 산정하였다. 분석 내용을 세부적으로 살펴보면, 연간 CO2배출량에 따라 기존 시스템이 391,125,502원 으로 가장 많은 탄소배출 거래비용이 산정 되었다. (i) M 냉방시스템이 341,112,456원으로 기존시스템과 비교시 17.58% 절약된 거래비용을 보이는 것으로 나타났고, (ii) M_A 시스템은 278,231,566원의 탄소배출비용을 나타냈으며, 이는 기존 시스템 대비 22.32% 절약된 비용이었으며, (iii) M_AW 냉방시스템은 319,814,920원의 탄소배출비용이 예측되며, 이는 기존 시스템대비 19.99%가 절감된 비용이고, (iv) M_W 냉방시스템은 307,491,724원의 탄소배출 비용이 예상되고, 기존 시스템대비 23.17%의 비용이 절감되었으며, (v) Multi 냉방시스템은 기존시스템의 연간 탄소배출비용의 44.95%수준인 223,313,298원의 연간 탄소배출비용이 나타나는 것으로 분석되었다.

<표 2.7.41> 냉방시스템별 연간 탄소배출비용 및 기존시스템대비 냉방시스템별 비율

구분	기존시스템	M	M_A	M_AW	M_W	Multi
탄소배출량 [TCO2]	32,285.094	26,609.067	25,078.066	25,831.508	24,804.575	17,772.285
탄소배출 거래비용 [원/TCO2]	12,000					
탄소배출 비용[원]	391,125,502	341,112,456	278,231,566	319,814,920	307,491,724	223,313,298
기존시스템대비 비율	100.00%	82.42%	77.68%	80.01%	76.83%	55.05%

<표 2.7.42>는 각 냉방시스템별 탄소배출 거래비용 (표 2.7.41)을 바탕으로 60년간 운영에 따른 현재가치의 합계금액을 분석한 결과이다. 분석결과에서 볼 수 있듯이, 60년간 운영을 가정하였을 때, (i) 기존시스템이 19,039,878,797원으로 가장 많은 탄소배출비용이 소비되는 것으로 나타났으며, (ii) M 냉방시스템이 15,692,486,641원, (iii) M_AW 냉방시스템이 15,233,927,356원, (iv) M_A 냉방시스템이 14,789,591,130원, (v) M_W 냉방시스템이 14,628,301,690원, (vi) Multi 냉방시스템이 10,481,064,784원으로 가정 적은 배출비용을 나타냈다.

<표 2.7.42> 냉방시스템별 연간 탄소배출비용 누적금액 (단위: 원)

연도	기존시스템	M	M_A	M_AW	M_W	Multi
1	384,807,895	317,155,000	298,906,915	307,887,229	295,647,154	211,828,895
2	382,212,289	315,015,726	296,890,728	305,810,468	293,652,955	210,400,067
3	379,634,191	312,890,882	294,888,141	303,747,716	291,672,208	208,980,876
4	377,073,483	310,780,371	292,899,062	301,698,877	289,704,820	207,571,258
5	374,530,047	308,684,095	290,923,399	299,663,858	287,750,704	206,171,149
6	372,003,767	306,601,959	288,961,063	297,642,565	285,809,768	204,780,483
7	369,494,528	304,533,868	287,011,963	295,634,907	283,881,924	203,399,198
8	367,002,213	302,479,726	285,076,010	293,640,790	281,967,084	202,027,230
9	364,526,710	300,439,440	283,153,115	291,660,125	280,065,159	200,664,516
10	362,067,905	298,412,916	281,243,191	289,692,819	278,176,064	199,310,994
11	359,625,685	296,400,062	279,346,150	287,738,783	276,299,711	197,966,601
12	357,199,938	294,400,784	277,461,904	285,797,928	274,436,014	196,631,277
13	354,790,553	292,414,992	275,590,368	283,870,164	272,584,889	195,304,960
14	352,397,420	290,442,595	273,731,456	281,955,403	270,746,249	193,987,589
15	350,020,429	288,483,502	271,885,083	280,053,557	268,920,012	192,679,104
16	347,659,471	286,537,623	270,051,164	278,164,540	267,106,093	191,379,445
17	345,314,439	284,604,869	268,229,615	276,288,265	265,304,409	190,088,553
18	342,985,224	282,685,153	266,420,353	274,424,645	263,514,878	188,806,368
19	340,671,720	280,778,385	264,623,294	272,573,596	261,737,417	187,532,831
20	338,373,822	278,884,479	262,838,358	270,735,033	259,971,946	186,267,885
21	336,091,423	277,003,347	261,065,460	268,908,871	258,218,384	185,011,471
22	333,824,419	275,134,905	259,304,522	267,095,027	256,476,649	183,763,531
23	331,572,707	273,279,065	257,555,461	265,293,418	254,746,663	182,524,010
24	329,336,183	271,435,743	255,818,198	263,503,961	253,028,346	181,292,849
25	327,114,745	269,604,855	254,092,653	261,726,574	251,321,619	180,069,992
26	324,908,290	267,786,316	252,378,748	259,961,177	249,626,405	178,855,384
27	322,716,719	265,980,044	250,676,403	258,207,687	247,942,625	177,648,969
28	320,539,931	264,185,956	248,985,540	256,466,024	246,270,203	176,450,691
29	318,377,825	262,403,969	247,306,083	254,736,110	244,609,061	175,260,496
30	316,230,303	260,637,002	245,637,955	253,017,864	242,959,124	174,078,329
31	314,097,266	258,875,973	243,981,078	251,311,208	241,320,316	172,904,136
32	311,978,618	257,129,803	242,335,377	249,616,064	239,692,563	171,737,863
33	309,874,260	255,395,412	240,700,776	247,932,354	238,075,788	170,579,457
34	307,784,096	253,672,719	239,077,201	246,260,000	236,469,920	169,428,865
35	305,708,031	251,961,645	237,464,578	244,598,928	234,874,883	168,286,033
36	303,645,969	250,262,114	235,862,832	242,949,059	233,290,605	167,150,910
37	301,597,817	248,574,046	234,271,890	241,310,319	231,717,013	166,023,444
38	299,563,479	246,897,365	232,691,680	239,682,633	230,154,036	164,903,583
39	297,542,864	245,231,993	231,122,128	238,065,926	228,601,601	163,791,275
40	295,535,878	243,577,854	229,563,163	236,460,124	227,059,638	162,686,471
41	293,542,429	241,934,873	228,014,714	234,865,153	225,528,075	161,589,118
42	291,562,427	240,302,974	226,476,709	233,280,941	224,006,843	160,499,167
43	289,595,781	238,682,082	224,949,078	231,707,414	222,495,873	159,416,568
44	287,642,399	237,072,124	223,431,752	230,144,501	220,995,093	158,341,272
45	285,702,194	235,473,025	221,924,660	228,592,131	219,504,438	157,273,228
46	283,775,076	233,884,713	220,427,734	227,050,231	218,023,836	156,212,389
47	281,860,956	232,307,114	218,940,905	225,518,732	216,553,222	155,158,705
48	279,959,748	230,740,156	217,464,105	223,997,564	215,092,527	154,112,129
49	278,071,363	229,183,768	215,997,266	222,486,655	213,641,685	153,072,612
50	276,195,717	227,637,877	214,540,322	220,985,938	212,200,630	152,040,106
51	274,332,721	226,102,414	213,093,204	219,495,344	210,769,294	151,014,566
52	272,482,293	224,577,309	211,655,848	218,014,804	209,347,613	149,995,942
53	270,644,345	223,062,490	210,228,187	216,544,251	207,935,522	148,984,190
54	268,818,795	221,557,889	208,810,156	215,083,617	206,532,955	147,979,262
55	267,005,559	220,063,437	207,401,690	213,632,835	205,139,849	146,981,112
56	265,204,553	218,579,065	206,002,724	212,191,839	203,756,140	145,989,695
57	263,415,695	217,104,706	204,613,195	210,760,563	202,381,764	145,004,965
58	261,638,904	215,640,291	203,233,038	209,338,941	201,016,659	144,026,878
59	259,874,097	214,185,754	201,862,191	207,926,908	199,660,761	143,055,388
60	258,121,195	212,741,029	200,500,590	206,524,399	198,314,010	142,090,451
합 계	19,039,878,797	15,692,486,641	14,789,591,130	15,233,927,356	14,628,301,690	10,481,064,784

(나) 탄소배출비용을 고려한 경제성분석결과

<표 2.7.43>은 기존시스템 대비 냉방시스템별 탄소배출비용을 고려한 최종 경제성 분석 결과를 보여주고 있다.

- 즉, 앞서 분석한 60년간 시스템별 탄소배출비용을 중심으로 각각의 냉방시스템의 경제성 분석결과를 다시 계산하였다. <표 2.7.43>에서 볼 수 있듯이, 기존 시스템대비 각 냉방시스템별 CO2발생에 따른 탄소배출비용의 60년간 누적액은 상대적으로 적은 비용으로 나타났기 때문에, 기존의 경제성분석결과 (표 2.7.43의 CO2비용 미고려)를 기반으로 기존 시스템대비 절감금액으로 인한 편익을 고려하여 경제성분석을 다시 수행하였다.
- 기존의 LCC분석결과는 지출액을 중심으로 계산된 반면, 탄소배출비용의 상대적 절감으로 인해 발생한 비용편익은 수익금액으로 볼 수 있다. 따라서 기존시스템 대비 각 시스템별 탄소배출비용을 해당 시스템의 비용편익으로 가정하여 경제성 분석을 다시 수행하였다.
- 표에서 볼 수 있듯이, (i) 기존시스템 대비 편익으로는 M 냉방시스템이 3,347,392,157원, (ii) M_A 냉방시스템이 4,250,287,668원, (iii) M_AW 냉방시스템이 3,805,951,441원, (iv) M_W 냉방시스템이 4,411,577,107원, (v) Multi 냉방시스템이 8,558,814,014원이다.
- 이 결과를 활용하여, 탄소배출비용이 미고려된 부분과 고려하였을 경우를 비교해 보면, 표에서 보는 바와 같이, 기존시스템은 변화가 없으며, M 냉방시스템은 3,347,392,157원을 차감하여, 최종 396,053,644,167원이 되었으며 이는 약 0.73% 절감됨을 알 수 있다. 이와 같은 방식으로 M_A 냉방시스템은 4,250,287,668원으로 0.93%, M_AW 냉방시스템은 3,805,951,441원으로 0.83%, M_W 냉방시스템은 4,411,577,107원으로 0.96%, Multi 냉방시스템은 8,558,814,014원으로 1.87% 절감됨을 알 수 있다.

<표 2.7.43> 기존 시스템 대비 냉방시스템별 탄소배출 비용편익을 고려한 경제성분석 (단위: 원)

구분		기존시스템	M	M_A	M_AW	M_W	Multi
탄소 배출 비용	60년간 누적비용	19,039,878,797	15,692,486,641	14,789,591,130	15,233,927,356	14,628,301,690	10,481,064,784
	기존시스템 대비 편익	0	3,347,392,157	4,250,287,668	3,805,951,441	4,411,577,107	8,558,814,014
LCC 비용	탄소배출비용 미고려	458,490,682,918	399,401,036,324	395,994,074,981	406,697,717,615	379,955,567,876	319,926,434,542
		100.00%	87.11%	86.37%	88.70%	82.87%	69.78%
	탄소배출비용 고려	458,490,682,918	396,053,644,167	391,743,787,313	402,891,766,173	375,543,990,769	311,367,620,528
		100.00%	86.38%	85.44%	87.87%	81.91%	67.91%

(다) 탄소배출비용을 고려한 연간비용편익

한편, <표 2.7.43>에서 제시된 60년간의 누적 현재가치와 더불어, 경제성 분석의 결과를 효율적으로 나타내기 위해 누적 현재가치를 연간비용으로 변환하였다. 이러한 연간비용을 계산하기 위해서는 아래의 산식을 활용하여, 현재의 비용 (P)와 이자율(i)를 바탕으로 연간의 균일한 비용으로 환산할 수 있다. 현가법과 마찬가지로, 발생비용의 연간가치로 환산하기 위해서는 계수를 활용하는데, 우선, 연간가치로 환산해야 할 비용이 현재의 금액일 경우 활용되는 계수는 아래와 같다.

$$\text{현재비용에 대한 연간가치 환산계수 } PP = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

위의 연간가치 환산계수와 앞서 <표 2.7.43>에서 제시된 60년간 누적금액을 곱하여, 60년간 누적금액에 상응하는 연간금액을 환산할 수 있으며, <표 2.7.44>는 연간비용으로 변환된 결과이다. 예를 들어, 기존냉방시스템의 “탄소배출비용을 미고려” LCC비용을 연간 금액으로 환산하면, 아래의 산식과 같이 산정할 수 있다.

$$9,329,312,412 = 458,490,682,918 \times \frac{0.0068(1+0.0068)^{60}}{(1+0.0068)^{60} - 1}$$

이상의 결과를 포함하여, 각 냉방시스템별 연간금액을 살펴보면,

- 탄소배출비용을 미고려한 냉방시스템별 연간비용은 기존시스템이 9,329,312,412원으로 가장 높으며, 그 다음으로 M시스템이 8,057,639,067원, M_AW 시스템이 8,275,435,480, M_A 시스템이 8,057,639,067원, M_W 시스템이 7,731,289,484원, Multi 시스템이 6,509,824,011원 순임을 알 수 있다.
- 탄소배출비용을 고려한 냉방시스템별 연간비용은 기존시스템은 동일하고, M 시스템이 탄소배출비용을 고려치 않았을 경우에 비해 68,112,327원 절감된 8,057,639,067원, M_AW 시스템이 77,443,035원 절감된 8,197,992,445원, M_A 시스템이 86,484,334원 절감된 7,971,154,733원, M_W 시스템이 89,766,232원 절감된 7,641,523,252원, Multi 시스템이 174,153,702원 절감된 6,335,670,309원 임을 알 수 있다.

<표 2.7.44> 냉방시스템별 연간 비용편익 분석결과 (단위: 원)

구분		기존시스템	M	M_A	M_AW	M_W	Multi
LCC 비용	탄소배출비용 미고려	458,490,682,918	399,401,036,324	395,994,074,981	406,697,717,615	379,955,567,876	319,926,434,542
		9,329,312,412	8,126,963,501	8,057,639,067	8,275,435,480	7,731,289,484	6,509,824,011
		100.00%	87.11%	86.37%	88.70%	82.87%	69.78%
	탄소배출비용 고려	458,490,682,918	396,053,644,167	391,743,787,313	402,891,766,173	375,543,990,769	311,367,620,528
		9,329,312,412	8,058,851,174	7,971,154,733	8,197,992,445	7,641,523,252	6,335,670,309
		100.00%	86.38%	85.44%	87.87%	81.91%	67.91%
탄소배출비용 고려시 연간금액 절감액		-	68,112,327	86,484,334	77,443,035	89,766,232	174,153,702

5) 소결

이 절에서는 냉방시스템의 유형에 따른 경제성과 친환경성능을 LCC기법과 LCCO2분석 기법을 활용하여 평가하였다. 평가결과, 본 연구를 통해 개발된 멀티 외기냉방 시스템은 경제성 및 친환경성 측면에서 기존의 냉방시스템에 비해 매우 우수한 것으로 분석되었으며, 세부적인 결과는 다음과 같다.

- 냉방시스템 종류별 초기투자비(설치비용)는 기존 냉방시스템에 비해, 멀티 외기냉방 시스템이 약 11.31% 높은 것으로 분석되었다 (기존: 34,528,000,000원 vs. 멀티 외기냉방 시스템 38,433,680,000원). 또한 기계식 냉방시스템과 수냉식 냉방시스템에 비해 멀티 외기냉방 시스템의 설치비용은 약 9.47% 높은 것으로 분석되었다.
- 운영단계 비용 중, 연간 수선비용은 기존의 기존 냉방시스템에 비해 멀티 외기냉방 시스템이 약 20.74% 높은 것으로 분석되었다 (기존: 65,072,800원 vs. 멀티 외기냉방 시스템 78,574,096원). 60년의 운영기간동안 누적 수선비용을 분석한 결과도 연간 수선비용과 유사하게 약 19.63% 높은 것으로 분석되었다. 한편, 외기 냉방시스템 및 외기냉수 냉방시스템과 비교해보면, 멀티 외기냉방 시스템의 연간 및 60년간 수선비용은 약 4% 높은 것으로 나타났다.
60년의 생애주기동안 교체비용의 경우, 멀티 외기냉방 시스템의 교체비용은 기존의 냉방시스템에 비해 약 21.14% 높은 것으로 나타났으며, 외기 냉방시스템 및 외기냉수 냉방시스템에 비해서도 약 8% 높은 것으로 나타났다.
- 운영단계 비용 중 에너지비용과 관련하여, 기존의 냉방시스템에 비해 멀티 외기냉방 시스템의 연간 에너지비용은 약 44.72% 절감되는 것으로 분석되었으며 (기존: 6,939,621,633원 vs. 멀티 외기냉방 시스템 3,835,641,653원), 60년 운영기간동안 누적 에너지비용을 분석한 결과도 연간 수선비용과 유사하게 약 44% 절감되는 것으로 분석되었다. 한편, 외기 냉방시스템, 외기냉수 냉방시스템, 수냉식 냉방시스템과 비교해보면, 멀티 외기냉방 시스템의 연간 및 60년간 에너지비용은 각각 29%, 31%, 27% 절감되는 것으로 나타났다.
- 이상의 내용을 기반으로, 60년간 각각의 냉방시스템을 운영하는 것을 가정하였을 때, 멀티 외기냉방 시스템은 (i) 기존의 냉방시스템에 비해 약 33.22%, (ii) 기계식 냉방시스템에 비해 약 17.33%, (iii) 외기 냉방시스템에 비해 약 16.59%, (iv) 외기냉수 냉방시스템에 비해 약 18.93%, (v) 수냉식 냉방시스템에 비해 약 13.09% 경제적으로 우수한 것으로 분석되었다.
- 냉방시스템별 친환경 성능(LCCO2)을 평가한 결과, 멀티 외기냉방 시스템의 60년 운영기간동안 LCCO2배출량은 기존의 냉방시스템에 비해 약 45% 절감되는 것으로 나타났다. 또한, 외기냉방, 외기냉수냉방, 수냉식 냉방시스템에 비해, 멀티 외기냉방 시스템의 LCCO2배출량이 현저히 절감되는 것으로 나타났다.

일반적으로 건설산업에서 적용되어온 LCC분석과 LCCO2분석은 해당 분석대상의 운영 단계에 발생하는 미래비용의 크기가 LCC 및 LCCO2의 분석결과를 좌우한다. 이러한 맥락

에서, 본 연구의 대상이 되는 데이터센터의 냉방에너지를 절감하기 위해 테스트된 6가지 유형의 냉방시스템들은 운영단계의 비용이 LCC 및 LCCO₂의 분석결과에 크게 영향을 미치는 것으로 나타났다. 특히, 본 연구의 시발점이기도 한 데이터센터는 겨울철에도 냉방시스템을 가동해야만하기 때문에, 냉방시스템 가동에 따른 전기에너지의 사용량이 매우 크다. 따라서 LCC 및 LCCO₂의 분석결과가 에너지비용에 의해 크게 좌우되는 것으로 나타났으며, 냉방 에너지의 사용량이 크게 절감되는 멀티 외기냉방 시스템의 경제성 및 친환경성능이 매우 우수한 것으로 분석되었다.

참고문헌

- 1) Li, W., Zhu, J., and Zhu, Z. (2012). "The Energy-saving Benefit Evaluation Methods of the Grid Construction Project Based on Life Cycle Cost Theory," *Energy Procedia*, 17, 227-232
- 2) Dell'Isola, A.J. and Kirk, S.J (2003). Life Cycle Costing for Facilities, Construction Publishers & Consultants, Kingston, MA.
- 3) 박태근, (1992). Life Cycle Cost 분석에 의한 공동주택의 최적설계 방법론에 관한연구, 서울대학교 박사학위논문
- 4) 국토해양부, (2008). 생애주기비용 분석 및 평가요령
- 5) 법인세법시행규칙, [별표 5] <개정 2011.2.28.> 건축물 등의 기준내용연수 및 내용연수범위표
- 6) 김용수외, (2006). LCC 기법을 이용한 신기술 냉·난방 공조설비 시스템의 경제성 분석에 관한 사례연구, 한국건설관리학회논문집, 6(2), p.129-138
- 7) 박문선외, (2006). 오피스빌딩 냉난방시스템의 수명주기비용 분석에 관한 연구, 한국건설관리학회논문집, 7(3), p.112-121
- 8) 변운섭, (2007). 생애주기비용(LCC),가치공학(VE)분석을 통한 중소규모 건축물의 냉난방시스템에 관한연구, 한양대학교 공학대학원, 석사학위논문
- 9) 백승효외, (2009). 지역냉방 도입을 위한 공동주택 세대 내 냉방시스템 대안별 경제성 평가, 한국건축친환경설비학회 학술발표대회 논문집, p.132-137
- 10) 홍두표, (2009). 건축물 냉난방시스템 선정을 위한 VE/LCC 평가모델에 관한 연구, 경기대학교 건설·산업대학원, 석사학위논문
- 11) 이송우, (2010). 생애주기비용기법에 의한 고층 주거시설 최적 냉·난방 시스템평가에 관한연구, 한양대학교 공학대학원, 석사학위논문
- 12) 이일규, (2011). LCC분석을 통한 건축물의 친환경 냉·난방설비에 대한 경제성 분석, 중앙대학교 건설대학원, 석사학위논문
- 13) 김춘동, (2012). 대규모 실내체육관이 냉난방설비 시스템의 에너지성능 분석 및 경제성 평가에 관한 연구, 대구가톨릭대학교 대학원, 석사학위논문

- 14) Cole, R.J. (1998). "Energy and greenhouse gas emissions associated with the construction of alternative structural systems," *Building and Environment*, 34(3), 335-348
- 15) ISO (2008), "ISO 14040, Life Cycle Assessment (LCA) – Principles and Guidelines," International Organization for Standardization, PART 1.3, 97
- 16) 최두성, (2008). 건축물 열원설비에서의 LCA 적용에 관한 사례연구, *한국생활환경학회지*, 15(4), 579-587
- 17) 설진호, (2008). LCC와 LCCO₂ 분석에 의한 전열교환 환기시스템과 바닥층열 환기시스템의 경제성 및 환경부하 평가, 가천대학교, 석사학위논문
- 18) 박재형외, (2010). LCC 및 LCCO₂ 분석을 통한 멀티 외기 냉방 공조시스템의 경제성 및 친환경 성능평가, *대한건축학회 학술발표대회논문집*, 30(1), p.471-472
- 19) 정문복, (2008). LCC기법을 이용한 부산지역 사무소 건물의 열원방식 비교연구, *동의대학교 대학원*, 석사학위논문
- 20) 이일규외, (2011). LCC분석을 통한 도시가스와 지열 냉,난방설비의 경제성 평가, *대한건축학회논문집*, 27(10), 161-168
- 21) 백승효외, (2010). 지역냉방 도입을 위한 공동주택 세대내 냉방시스템 경제성 평가, *한국건축친환경설비학회 학술발표대회논문*, 132-137
- 22) 정종립외, (2003). LCC분석에 의한 고층건물 설비시스템의 대안평가, *대한건축학회논문집*, 19(1), 249-257
- 23) 독일기술자협회, (2013). VDI 2067/40 Economic efficiency of building services installations
- 24) 국가 LCI 데이터베이스 정보망, <http://www.edp.or.kr/>, 2014.06.16
- 25) Stephen A. Ross, Randolph W. Westerfield, and Bradford D. Jaffe (2003). "Corporate Finance", 6th edition, McGraw Hill, New York, 2003, pp.169-199
- 26) Hong, T., and Hastak, M. (2005). "MEMRRES: Model for Evaluating Maintenance, Repair, and REhabilitation Strategies in concrete bridge decks." *Journal of Civil Engineering and Environmental Systems*, Elsevier, 22(4), pp.233-248
- 27) 한국은행 경제통계시스템, <http://ecos.bok.or.kr>

- 28) Cho, K., Hong, Y., and Seo, J. (2014). "Assessment of the economic performance of vacuum insulation panels for housing projects," *Energy and Buildings*, Elsevier, 70, 45-51

제3장 최종 연구성과 및 적용실적

3. 1 개별 연구성과

1) 밀폐형 랙 시스템 개발

가. 밀폐형 랙의 개념 및 기대 효과

기존의 개방형 랙 시스템을 적용한 데이터 센터에서의 기류분포는, 콜드 아일 (cold aisle)의 좌우에서 주변의 공기가 콜드 아일의 하부 다공판 (perforated tile) 에서 취출되는 냉각공기에 유입되어 콜드 아일쪽으로 유입되는 분포를 보인다. 콜드 아일 주변의 공기는 핫 아일 (hot aisle)에서 취출된 상대적으로 더운 공기가 많이 섞여 있어 결국 이와 같은 유입기류는 콜드 아일에서 공급되는 공기의 온도를 상승시키는 결과를 초래하게 된다. 이러한 고온의 영역을 줄이기 위해 데이터 센터의 서버실에 공급하는 공기온도를 13℃로 낮게 유지하여야 하며, 이러한 점은 데이터 센터의 냉방 에너지 소비량을 더욱 증가시키는 중요한 요인이 되고 있다. 최근의 서버 컴퓨터 개발의 동향은 블레이드 서버의 개발 등으로 인해 랙당 발열량이 더욱 증가할 것으로 예상되며 앞으로는 더욱 더 많은 냉방 에너지를 소모하게 되리라는 것이 일반적인 예측이다.

데이터 센터의 냉방 에너지 소비량을 줄이기 위해서는 서버에 급기되는 공기와 배기되는 공기를 분리함으로써 급/배기 온도차를 최대한 크게 할 필요가 있다. 이는 데이터 센터 내 서버 컴퓨터에 유입되는 공기온도를 보다 균일하게 유지할 수 있고, 냉동기의 출수온도를 높여 냉동기의 COP를 높일 수 있으며, 외기 냉방 이용시에는 활용할 수 있는 외기 조건의 폭을 훨씬 넓힐 수 있는 가능성이 높다.

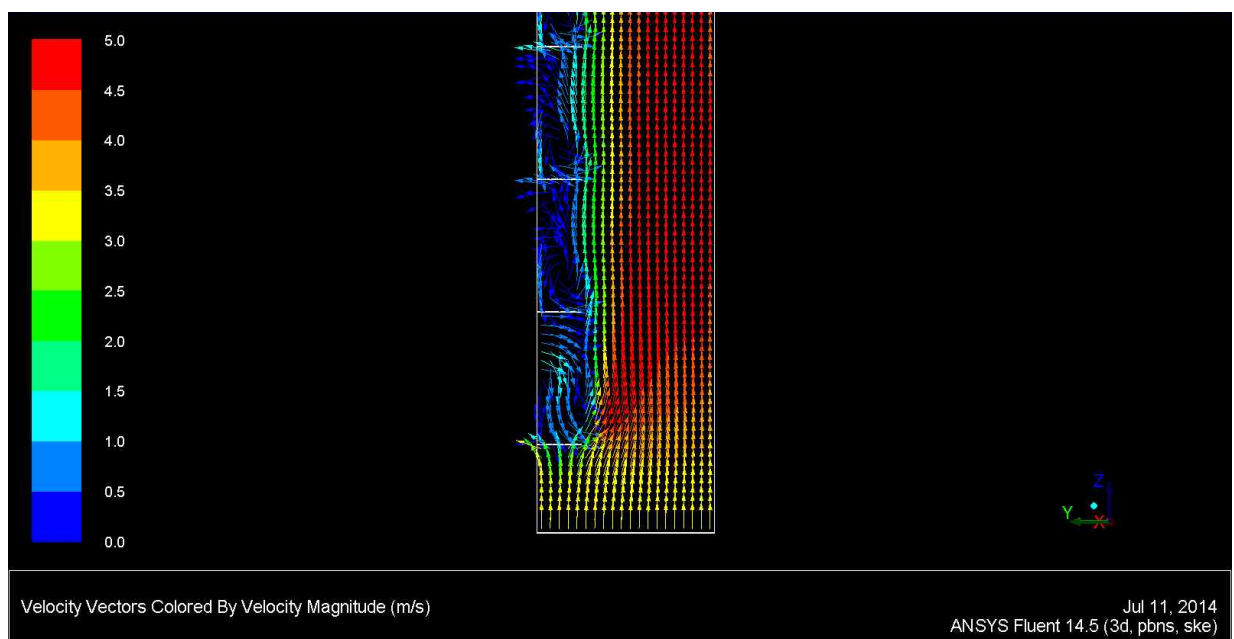
본 연구에서는 서버 컴퓨터의 유입 공기온도 분포를 균일하게 하고, 데이터 센터의 냉방에너지 절약을 위해 밀폐형 랙 시스템을 개발하였다. 밀폐형 랙은 기존의 랙 하부에 냉각 공기 공급을 위한 취출구를 설치하고, 상부에 배기구와 배기팬을 설치하는 구조로 되어있다. 랙의 전면부 도어와 후면부 도어는 천공부를 모두 막아 하부 취출구와 상부의 배기구를 제외하면 완전히 밀폐된 구조로 하였다. 상부의 배기팬은 밀폐형 랙의 냉각공기 취출구와 서버 앞쪽의 공기 유입로 (폭 : 10cm 및 20cm), 서버 뒤쪽의 공기 배출로 (폭 : 20cm)에서 발생하는 압력손실을 보전해주는 역할을 하게된다.

본 연구에서 개발한 밀폐형 랙 시제품의 성능평가를 위해 시제품을 제작하고, 기류 가시화, 풍량 측정, CFD 시뮬레이션을 수행하였다. 밀폐형 랙 시스템에서는 랙의 하부에서 취출되는 냉각공기의 기류속도가 매우 빠른 풍속을 나타내며, 상부로 갈수록 하부의 서버 컴퓨터에 냉각기류가 유입되면서 풍속이 느려지는 경향을 나타낸다. 또한 온도분포는 랙의 하단부로부터 상단부까지 취출되는 공급공기 온도가 거의 그대로 유지된다. 이는 밀폐형 랙에 공급되는 냉각공기가 주위의 공간과 완전히 차단된 상태에서 서버 컴퓨터로 공급되기 때문에 냉각공기의 냉열의 손실이 거의 없이 모든 서버에 공급될 수 있기 때문이다. 이와 같은

나. 밀폐형 랙의 학술적 성과 및 기술적 성과

본 연구에서 개발한 밀폐형 랙 시스템에 대해 기류 가시화, 풍량 측정, CFD 시뮬레이션을 수행하여 그 성능 평가를 수행하였다. 그 결과로부터, 밀폐형 랙 내에 설치된 서버 컴퓨터에 유입되는 공기는 거의 완벽하게 취출공기온도가 그대로 유지되는 것을 확인하였으며, 이는 Rack Cooling Index (RCI)가 100%에 달하는 결과를 도출하였다.

밀폐형 랙에서 서버에 유입되는 냉각공기의 양은 밀폐형 랙의 공기 유입로의 폭에 영향을 받으며, 풍량이 1,500CMH 이상이 되는 경우는 공기 유입로의 폭을 20cm 이상으로 확보할 필요가 있는 것으로 실험을 통해 확인되었다. 또한 랙의 취출기류가 랙의 최하부 근처에 설치되는 서버에 유입되는 양이 약간 부족한 경향을 나타내었으며, 이를 개선하기 위해 배플(baffle)을 설치하여 테스트를 하였으나 기대와는 달리 배플을 설치해도 개선 효과가 없거나 오히려 유입풍량이 줄어드는 경우도 있었다. 이러한 실험 결과에 대해 단순히 결과만을 확인하는데 그치지 않고 그 원인 분석을 위해 CFD 시뮬레이션을 실시하였다. CFD 시뮬레이션을 통한 검토 결과, 랙의 취출기류는 배플의 아랫면에 부딪히고 느린 풍속으로 서버 컴퓨터에 유입되지만, 배플의 윗부분 즉, 기류의 흐름방향으로 보면 배플의 하류 쪽에는 와류가 발생하고 있었다. 이 와류에 의해 서버 컴퓨터 내의 공기가 오히려 밀폐형 랙의 공기 유입로 쪽으로 역류하여 배플 근처에서의 공기온도가 상승하게 되는 것을 확인하였다. 이러한 원인 분석 결과는 이후에 밀폐형 랙의 성능 개선시에 유용하게 이용될 수 있는 학술적, 기술적 성과라고 자부한다.

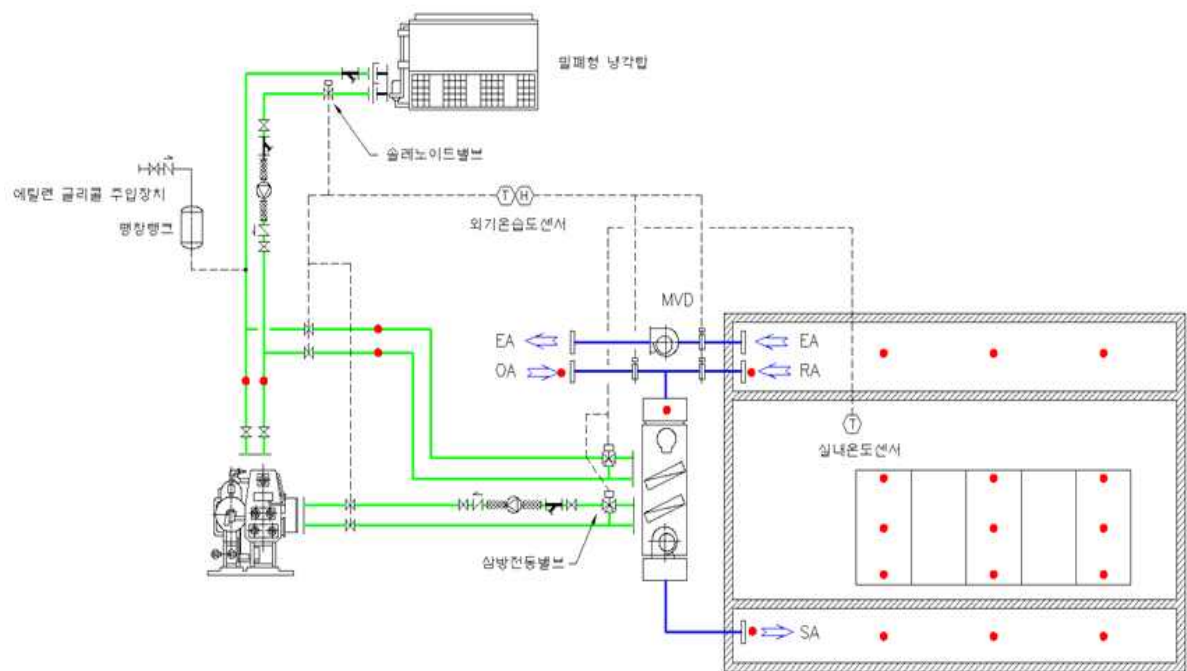


[그림 3.1.1] 밀폐형 랙에서의 기류 분포 확대 (급기쪽 공기유입로 폭: 20cm, 배플 설치)

2) 멀티 외기냉방형 CRAC

가. 멀티 외기냉방의 개요 및 특징

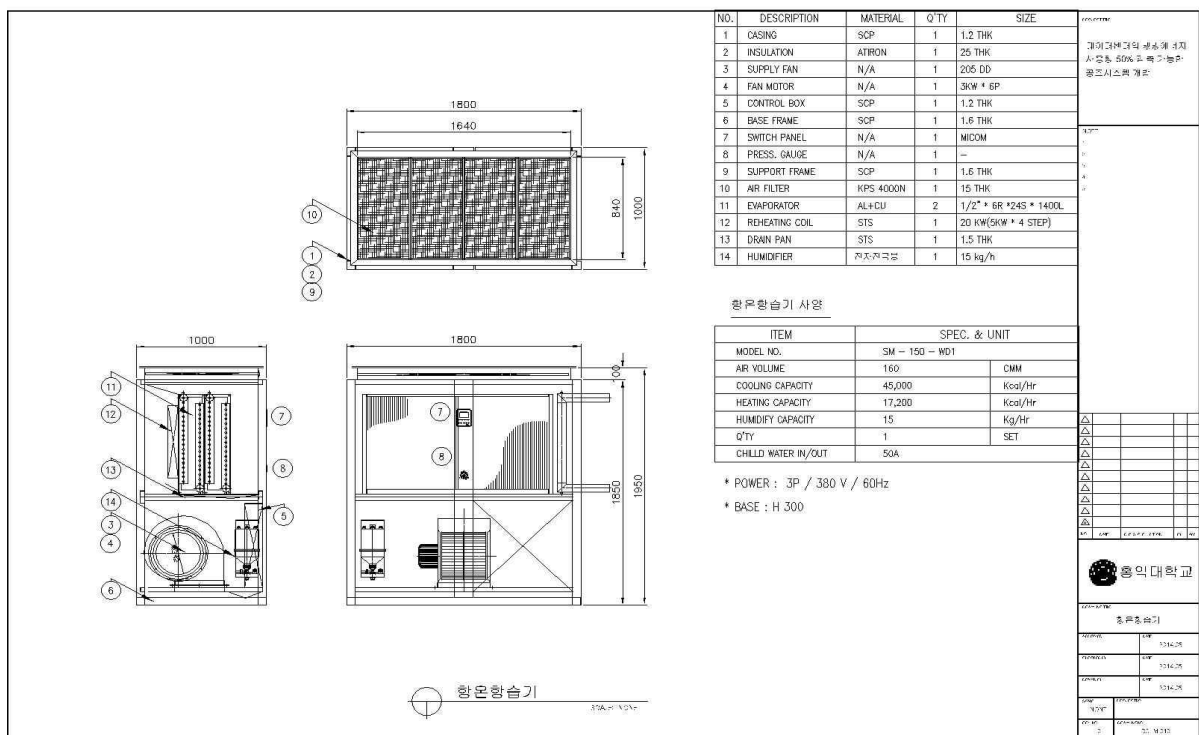
멀티 외기냉방은 데이터 센터에서 냉방에너지 절약을 달성하기 위한 가장 중요한 수단이라 할 수 있다. 외기 냉방의 형태도 몇 가지로 나누어 볼 수 있는데, 멀티 외기냉방은 외기를 이용할 수 있는 모든 수단을 사용하는 것이라고 할 수 있다. 즉, 외기의 직접도입에 의한 냉방, 외기 냉수냉방, 외기의 직접도입과 외기 냉수냉방을 병용하는 방식이다. 여기서, 외기의 직접도입과 외기 냉수냉방을 병용하는 방식은 본 연구를 통해 처음 도입되는 형식으로서, 외기 냉수냉방만으로는 데이터 센터를 충분히 냉각하기 부족한 외기조건이라 할지라도 외기 냉수냉방을 우선적으로 이용하고, 부족한 부분만큼의 열량만 외기의 직접도입을 통해 필요 냉방에너지를 공급해주는 방식이다. 멀티 외기냉방 시스템에서는 외기의 냉방이용 가능시간을 크게 늘릴 수 있어 데이터 센터의 냉방 에너지 절약에 기여할 수 있을 것으로 기대된다. 이와 같은 멀티 외기냉방이 가능하기 위해서는 외기 직접도입과 외기 냉수냉방이 가능할 수 있도록 장비와 열매의 연결 설비를 갖춰야 하며, CRAC에서도 이러한 멀티 외기 냉방이 효과적으로 운전될 수 있도록 시스템을 갖춰야 한다. 외기 직접도입과 외기 냉수냉방 병용운전을 위한 개요도를 [그림 3.1.2]에 나타낸다.



[그림 3.1.2] 멀티 외기냉방 시스템의 개요

나. 멀티 외기냉방 시스템의 시제품 제작

멀티 외기냉방 시스템의 적용을 가능하게 하기 위한 멀티 외기냉방형 CRAC의 개발에 착수하고 시제품을 제작하였다. 멀티 외기냉방형 CRAC은 기존의 CRAC에 냉각탑과 연결되어 외기 냉수냉방을 위한 별도의 쿨링 코일을 CRAC 내에 추가로 설치하였다. 이는 냉각수와 수질이 서로 다른 냉수가 하나의 쿨링 코일을 겸용할 때에 발생할 수 있는 문제점을 없애기 위함이다. 또한 기존의 쿨링 코일을 냉수와 겸용으로 사용할 경우는 외부에 물대물 열교환기를 설치하여야 냉수와와의 혼합에 의한 문제점을 피할 수 있으나 열교환 효율이 낮아지기 때문에 CRAC 내에 냉각수 전용 쿨링 코일을 별도로 설치하는 것으로 하였다. 멀티 외기냉방형 CRAC의 개발도와 현장 설치 사진을 각각 [그림 3.1.3]과 [사진 3.1.3]에 나타낸다. 비좁은 CRAC 내부의 공간에 별도의 냉각수 전용 쿨링 코일을 설치하는 것은 간단치 않고 CRAC 내부에서 기류의 와류 발생 등으로 인해 쿨링 코일 전체에서 열교환이 이루어지기 어렵고, 자동제어를 위한 센서의 설치 위치가 대표성이 없는 등 여러 가지 문제점이 발생할 수 있으므로, 시운전을 통해 이러한 문제점을 최소화 시킬 수 있도록 개선을 거듭하였다.



[그림 3.1.3] 멀티 외기냉방형 CRAC의 개발도



[사진 3.1.3] 멀티 외기냉방형 CRAC의 외관

다. 멀티 외기냉방형 CRAC의 학술적 성과 및 기술적 성과

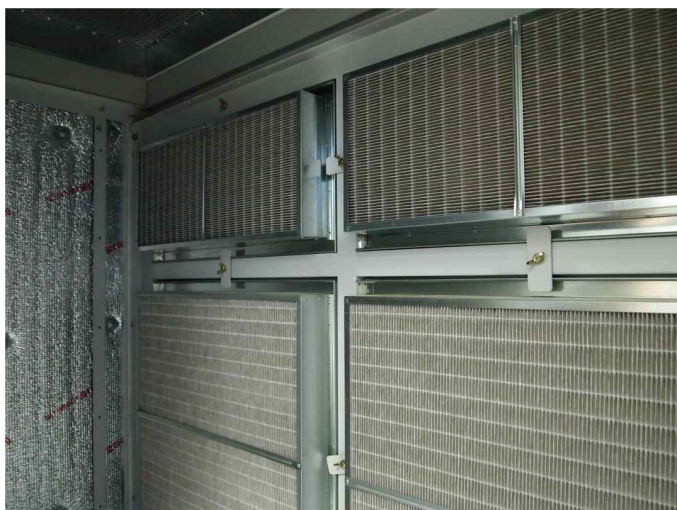
본 연구에서 개발한 멀티 외기냉방형 CRAC은 CRAC 내의 효과적인 열교환기 배치와 CRAC 내 기류의 흐름을 고려한 자동제어용 센서의 설치 위치 선정에 대한 기술은 멀티 외기냉방형 CRAC의 실용화를 위해 중요한 기술이라 사료되며, 금후의 기술 발전을 위해서도 요긴하게 활용될 수 있는 기술이라 사료된다.

3) 멀티 외기냉방 시스템 개발

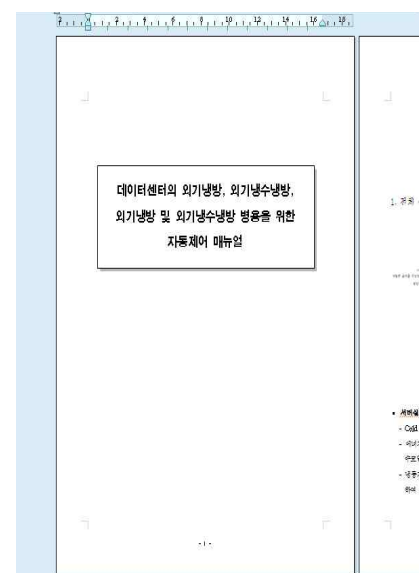
가. 멀티 외기냉방 시스템의 자동제어 기술 및 시제품 개발

멀티 외기냉방 시스템은 외기 냉방 효과를 극대화하기 위한 종합적인 외기 냉방 시스템으로서 데이터 센터의 냉방에너지 절약에 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다. 멀티 외기냉방 시스템이 실질적으로 가능하기 위해서는 멀티 외기냉방형 CRAC의 개발과 함께 멀티 외기냉방이 가능한 시스템을 구성하는 것이다. 이러한 시스템의 구성에서 가장 중요한 역할을 하는 것이 자동제어 시스템으로서, 본 연구에서는 멀티 외기냉방용 자동제어의 운전 조건과 외기조건을 명문화하고, 자동제어 센서의 측정값과 제어 방법을 규정한 매뉴얼을 작성하였다.

멀티 외기냉방을 가능하게 하기 위한 시스템의 구성에는 전외기 방식의 운전이 가능하도록 배기구와 배기팬을 설치하고, 외기 도입시의 분진 제거를 위해 필터박스를 설치하였으며, 냉각탑에서 외기 냉수냉방이 가능하도록 시스템을 구성하였다. 또한 자동제어에서는 외기의 직접도입에 의한 외기냉방과 외기 냉수냉방의 병용운전시에 외기 냉수냉방을 우선적으로 사용하고, 외기 냉수냉방만으로는 부족한 냉방 부하분에 대해서만 외기의 직접도입에 의한 외기냉방을 이용함으로써 필터의 부담을 줄일 수 있도록 배려하였다. 이와 함께, 외기의 엔탈피가 CRAC의 공급 공기의 엔탈피보다 높을 때에도 리턴 공기의 엔탈피보다 낮으면 전외기 방식으로 운전하여 냉동기의 부하제거 열량을 낮출 수 있도록 하였다. 멀티 외기냉방 시스템을 위한 외기 도입부의 필터박스과 자동제어 매뉴얼을 각각 [사진 3.1.4]와 [그림 3.1.4]에 나타낸다.



[사진 3.1.4] 필터 박스 내부



[그림 3.1.4] 자동제어 매뉴얼

나. 멀티 외기냉방 시스템의 학술적 성과 및 기술적 성과

외기의 직접도입에 의한 외기냉방 시스템, 외기 냉수냉방 시스템이 각각 독립적으로 사용된 예는 많이 있어도 이들 모두를 사용하고, 여기에 추가적으로 외기 냉수냉방과 외기의 직접도입에 의한 외기냉방을 병용하는 멀티 외기냉방 시스템은 아직까지 전 세계적으로 도입된 예가 없다. 특히, 데이터 센터가 설치되는 지역의 외기의 상태에 따라서는 멀티 외기냉방 시스템에 의한 에너지 절약효과가 더욱 증대될 수 있을 것으로 사료된다.

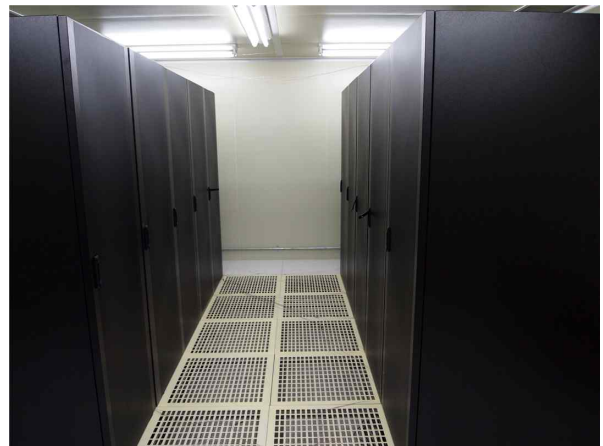
이러한 멀티 외기냉방 시스템을 적용한 운전데이터와 에너지 절약효과에 대한 데이터는 학술적으로뿐 아니라 기술적으로도 에너지 절약 시스템 개발을 위한 중요한 초석이 될 수 있을 것으로 기대된다. 또한 이들 기술은 데이터 센터만이 아니고 오피스 빌딩 등에도 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

4) 밀폐형 랙 시스템과 멀티 외기냉방 시스템의 적용

본 연구를 통해 개발한 밀폐형 랙 시스템과 멀티 외기냉방 시스템은 홍익대학교 조치원 캠퍼스 내의 건축설비실험실에 설치된 데이터 센터의 테스트 베드에 적용되었다. 이들 시스템의 적용에 의해 냉방에너지가 약 50% 절약되는 결과를 얻었다. 테스트 베드의 사진을 [사진 3.1.4]와 [사진 3.1.5]에 나타낸다.



[사진 3.1.4] 테스트 베드 내부 (건축공사)



[사진 3.1.5] 테스트 베드의 콜드 아일

3. 2 연구개발 시스템의 장단점 분석 및 적용 대상 건물

본 연구를 통하여 개발한 시스템의 기본적인 장단점은 다음과 같다.

시스템의 장점

- 미국의 경우와 달리 토지의 효율적 이용과 클라이언트의 운영 편의성을 위하여 도심지에 위치하며 임대형식의 운영체제로 유지되는 우리나라 데이터센터의 사업형태에 적절한 시스템이다.
- 외기를 최대한 이용하는 방식이지만 가능한 외기의 직접도입을 최소화함으로써 외기에 의한 실내환경 변화를 최소화할 수 있다.
- 요소기술(급배기 랙, 다양한 모드의 외기냉방 제어시스템 등)의 복합적 적용은 외기의 이용범위를 극대화 할 수 있고 에너지 절감효과를 최대한 도출 할 수 있다.

시스템의 단점

- 현재의 개발 수준은 파일럿 시스템 수준으로서 기본적인 기능이 가능함을 파악할 수 있었으나, 자동제어 등의 제어문제로 인하여 모드변환 등의 경우 신뢰성이 부족한 상태이다.
- 급배기랙의 경우 기밀성의 확보 및 내부 기류특성을 고려한 기능이 부족하여 기대수준의 효과를 나타내지 못하고 있다.

상기와 같은 분석내용에 따라 본 연구를 통하여 개발한 시스템의 적용 대상은 다양한 요소기술의 융합적 시스템으로 구성함으로서 설치 대상 데이터센터의 규모 및 특성에 따라 부분적인 요소기술의 적용이 가능하므로 용량 및 규모의 영향을 받지 않고 모든 경우의 데이터센터 시스템으로 적용이 가능한 특징이 있다.

제4장 연구목표 달성 및 효과

4. 1 연구개발 최종목표 달성도

데이터 센터는 IT 산업의 발전과 함께 질적인 면과 양적인 면 모두에서 크게 성장하고 있으며 새로운 산업분야로 자리매김 하고 있다. 그러나 대량의 서버 컴퓨터가 적재되어 있기 때문에 에너지 소비량이 일반 오피스 건물의 10 ∼ 20배에 이르며, 이러한 경향은 앞으로도 더욱 상승할 것으로 예상되는 에너지 과소비 건물이라 할 수 있다.

본 연구에서는 데이터 센터의 에너지 소비량을 획기적으로 개선하기 위해 총 냉방 에너지 사용량의 50% 감축을 목표로 하여 기술개발을 시작하였다. 목표 달성을 위한 핵심기술로서 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템을 개발하였으며, 테스트 베드를 구축하고 실증 실험을 수행하여 그 에너지 절약 효과를 검증하였다. 테스트 베드에서의 실험 결과를 토대로 에너지 시뮬레이션 기법을 정립하고, 대형 데이터 센터를 대상으로 하여 에너지 시뮬레이션을 실시하였다. 그 결과, 대형 데이터 센터의 총 냉방 에너지 사용량을 45.5%까지 줄일 수 있는 것으로 예상되었다. 당초 목표로 삼았던 50%에는 약간 못 미치지만, 본 연구를 통해 개발한 기술들을 적용함으로써 데이터 센터의 냉방 에너지 사용량을 크게 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

4. 2 연구개발 성과의 기술적 효과분석

본 연구를 통해 개발한 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템은 국내에서 아직 사례가 없는 새로운 기술들이다. 멀티 외기냉방 시스템은 외기 이용을 극대화한 냉방기술로서, 본 연구를 통해 시스템의 구성과 제어기술을 정립할 수 있었다. 멀티 외기냉방 시스템에 의한 에너지 절약 효과는 매우 큰 것으로 나타났으며, 테스트 베드에서의 실증실험을 통해 예상 못한 문제점을 확인하고 이의 개선을 이룰 수 있었다. 밀폐형 랙 시스템은 냉동기의 COP를 크게 개선하고, 외기냉방의 이용범위를 확대함으로써 에너지 절약에 기여하는 바가 클 것으로 사료된다. 또한, 데이터 센터에서 항상 문제가 되는 온도분포의 불균일성을 간단히 해소할 수 있기 때문에 에너지 절약 효과뿐만이 아닌 데이터 센터 운영상의 애로점을 해결하는 효과도 클 것으로 예상된다. 따라서 본 연구를 통하여 개발된 기술은 이들 기술들은 각각 독립적으로도 적용될 수 있기 때문에 데이터 센터의 규모 및 상황에 맞춰 적용방법을 선택할 수 있어 그 활용도가 매우 클 것으로 기대된다. 즉, 대규모 데이터센터가 아닌 소규모 시설 또는 일반건축물에 적용되는 IT서비스 시설의 경우 랙 개발 등의 기술적용 및 건축물의 구조변경을 최소화하는 외기냉수냉방 등을 적용할 경우 적용효과를 극대화할 수 있을 것으로 예측되며 본 연구개발을 통한 요소기술은 전체적으로 적용이 되는 경우 가장 효과를 극대화할 수 있으나 부분적인 요소기술의 적용으로도 에너지 절감효과를 기대할 수 있다.

본 연구에서 개발한 기술들은 테스트 베드에서의 실증실험을 통해 관련 데이터를 모두 확보하고 있으며, 이들 데이터는 보고서와 논문 발표 등을 통해 공개될 예정이다. 따라서 에

너지 절약효과가 큰 이들 기술들의 완성도를 더욱 높이기 위한 이후의 기술개발에도 기여하는 바가 클 것으로 예상된다.

4. 3 연구개발 성과의 경제적 효과분석(시장창출, 고용창출 등)

에너지 과소비 건물인 데이터 센터의 에너지 절약을 위해 그린 IDC가 구축됨으로써 관련기술의 조기 상용화가 가능하여 관련기술의 공급을 촉진하고 관련 산업의 육성 및 성과물의 경쟁력 확보에 기여할 것으로 사료된다.

그린 데이터센터의 원천기술 확보는 그린홈, 그린에너지, 그린카, 그린시티 등 그린산업의 수평·수직 융합을 선도하고 타산업 및 생활 전반의 그린화를 확산시키는 ‘Cascade Effect’를 유발, 2020년 약 120조 원의 국내 시장이 형성되어 신성장 동력화 성공 모델의 창출에 기여할 것으로 기대된다¹⁾.

<표 4.3.1> 국내 데이터센터의 시장 규모²⁾

구 분	2006년	2015년	2020년	2025년
서버수 (천대)	110	150	200	300
시장규모 (조원)	34.03	46.40	61.87	92.80
고용 창출 (인)	-	33,412	44,549	66,824
Cascade effect에 의한 시장 규모 (조원)	-	-	120	180

(자료출처: - 한국 IDC, 2006,

- “한국은행, 우리나라 고용구조 및 노동연관효과, 2008. 12”에서 취업유발계수 사용
- KT 경제경영연구소, 2009 및 녹색성장위원회 그린IT협의체, 2009)

본 연구개발과 관련된 기업이 향온향습기 제조사, 건축설비설계사무소, 자동제어 관련 기업 등으로 그 종류가 많고, 그 하부구조에 연결된 기업이 매우 다양하여 고용 창출에도 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

또한, 데이터센터는 대규모의 서버 컴퓨터를 운영하며 고객에 대한 신뢰성과 안정성을 최우선으로 하는 건물인 만큼 프로젝트당의 비용이 매우 크다. 미국 및 유럽과의 FTA 체결로 건설시장이 개방되므로 대형 프로젝트인 데이터센터의 신축 및 개축 등은 해외 유수의 관련 기업들의 주목을 받을 수 밖에 없다. 따라서 자체 기술개발에 의한 노하우가 없이는

1) KT 경제경영연구소, 2009 및 녹색성장위원회 그린IT협의체, 2009

2) - 한국 IDC, 2006.

- 한국은행, 우리나라 고용구조 및 노동연관효과, 2008. 12에서 취업유발계수 사용.
- KT 경제경영연구소, 2009 및 녹색성장위원회 그린IT협의체, 2009

국내 시장을 지키는 것도 어려운 상황에 처해있다. 반면, 데이터센터의 특성을 잘 반영하는 연구개발을 통해 기술개발을 이뤄간다면 국내 시장을 확보하는 것은 물론 세계 시장에서도 경쟁력을 발휘할 수 있는 기회를 잡을 수 있을 것으로 기대된다.

4. 4 연구개발 성과의 정책적 효과분석

후쿠시마 원전 사고 후 에너지 정책에 대한 관심이 세계적으로 크게 주목받고 있으며, 국내에서도 전기 사용량의 급속한 증가와 함께 에너지 사용량 줄이기에 전 국민의 참여를 호소하고 있다. 데이터 센터는 에너지 과소비 건물로서, 본 연구를 통해 개발된 기술의 적용을 통해 냉방 에너지 사용량을 절반 수준으로 줄일 수 있다면 정부의 에너지 정책 수립에 크게 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

제 5장 연구성과의 활용 및 추가연구 필요성

5. 1 연구성과의 향후 활용방안

본 연구를 통해 개발한 핵심기술인 멀티 외기냉방 시스템과 밀폐형 랙 시스템은 테스트 베드에서의 실증실험과 다양한 시뮬레이션을 통해 그 효과를 확인할 수 있었다. 본 연구의 참여기업은 이들 기술에 지대한 관심을 갖고 있으며, 참여기업과 기술실시 계약을 맺어 상품화할 예정이다.

이를 위하여 본 연구진은 연구기술개발 결과의 홍보대책으로서 기존의 대규모 데이터 센터(KT 등) 운영자를 통한 인적 네트워크 구성 및 교류 확대하고, 관련 IT 서비업계를 대상으로 한 학회(한국IT서비스학회 등) 및 기관의 세미나 및 컨퍼런스에서 논문 발표 및 주제 발표 등을 통하여 연구개발 결과에 대한 홍보 실시하며, 데이터센터 관련업계 종사자와의 실무협의회를 통한 기술 검증 및 결과 홍보할 예정이다.

5. 2 추가 연구의 필요성

1) 개발 시스템의 에너지 절약 효과에 대한 장기간 운전데이터 확보 및 분석

본 연구를 통해 개발한 멀티 외기냉방 시스템은 외기 이용을 극대화한 냉방기술로서, 본 연구기간에는 외기냉방 및 랙시스템을 구성하고 기본적인 적용 가능성을 분석하였다. 본 연구진은 연구를 위한 테스트베드의 구축을 위하여 다각적인 노력을 기울였음에도 불구하고 기존의 소규모 데이터센터를 모델로 한 테스트베드 설치사례가 없고 이에 따라 시공 단계별 검토 및 적용가능성 여부를 분석하며 테스트 설비를 제작함으로써 시스템 구축에 상당한 시간적 손실이 있었다.

따라서 실질적으로 테스트베드의 시운전과 실제적인 성능실험에는 충분한 실험기간을 활용할 수 없는 상황이었으며, 특히 외기냉방 및 외기냉수냉방실험의 경우 중간기 및 겨울철 실험이 실시되어야 함에도 불구하고 실험실 구축의 완료시에는 다양한 외기조건에서 실험이 실시되지 못한 결과를 나타냈다.

시스템의 적용효과 예측을 위하여 기존의 표준기상데이터를 기준으로 시스템의 연간 적용 가능 기간을 분석한 결과 1, 2월달에는 습구온도 3℃ 이하인 경우 외기냉수냉방시스템의 적용이 가능하며 전기간에 걸쳐 시스템 적용이 가능할 것으로 분석되었고 3월달 및 4월달은 외기냉수냉방은 빈도가 낮게 나타났으며 외기냉수냉방과 외기냉방을 조합한 시스템이 가동 가능할 것으로 나타났으며 5월 달은 전체기간 중 1/2의 기간 정도에서 외기냉방이 가능할 것으로 예측되었다. 6, 7, 8, 9월 달은 기계식시스템을 적용하여야 하는 것으로 예측되었다. 10, 11, 12월달은 이코노마이저시스템의 적용이 전시간대에 걸쳐 가능한 것으로 예측되었다.

그러나 본 연구에서는 2014년 3월 6일부터 6월 17일까지 수집된 데이터를 기준으로 결과를 분석하였고, 이 중 24시간 데이터를 지속적으로 수집하여 안정적인 시스템 운영이 가능한 날은 4월 15일부터 4월 16일, 4월 23일부터 4월 27일 정도로서 실험결과가 전체적인 시스템의 성능을 대표하는 결과로 제시하기에는 다소 무리가 있는 것으로 사료된다.

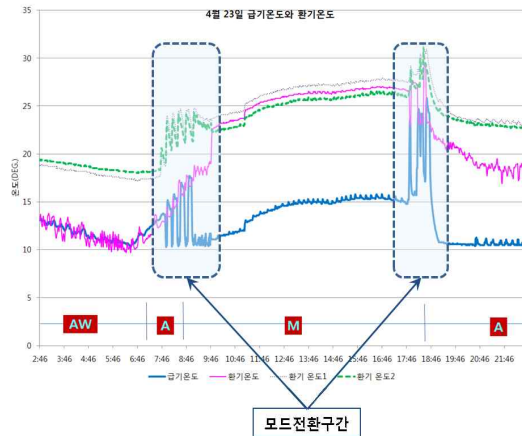
또한 외기냉방시스템뿐만 아니라 본 연구를 통하여 개발하고자 하는 다양한 랙시스템의 경우 데이터 센터에서 항상 문제가 되는 온도분포의 불균일성을 간단히 해소할 수 있기 때문에 서버의 급기온도 기준치를 상향조정 할 수 있으므로 냉동기의 COP를 크게 개선하고 외기냉방의 이용범위를 확대함으로써 에너지 절약에 기여하는 바가 클 것으로 사료되므로 랙시스템과 외기냉방시스템의 연동에 의한 시너지 효과의 검증을 위해서는 외기냉방이 가능한 외기조건하에서의 추가적인 검토가 필요한 상황이다.

본 연구기간의 결과는 단기간의 실험결과지만 멀티 외기냉방 시스템에 의한 에너지 절약 효과에 대한 가능성은 매우 큰 것으로 나타났으며, 테스트베드에서의 실증실험을 통해 예상치 못한 여러 가지 문제점을 확인할 수 있었다. 이러한 문제점을 심층적으로 분석하고 해결 방안을 모색하며 시스템의 전반적인 성능 검증을 위해서는 장기간의 운전데이터 확보가 절대적으로 필요한 실정이다.

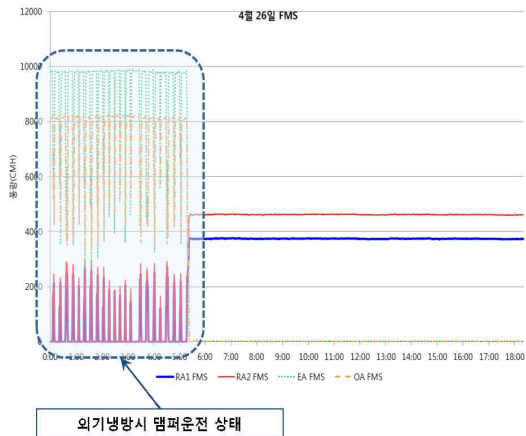
2) 멀티 외기냉방 시스템의 운전모드 전환시에 발생하는 제어의 불안정성에 대한 개선의 필요성

본 연구에서는 데이터 센터의 냉방에너지 절감을 위하여 외기를 이용하는 이코노마이저 시스템의 실질적 운영에 관한 다양한 조건을 대상으로 기존의 외기냉방시스템, 외기냉수냉방시스템, 두가지 시스템을 조합한 외기냉수냉방+외기냉방 시스템을 외기 조건에 따라 연속적으로 운전할 수 있는 멀티 외기냉방 시스템을 개발하였으며, 그 에너지 절약 효과가 매우 큼을 확인하였다.

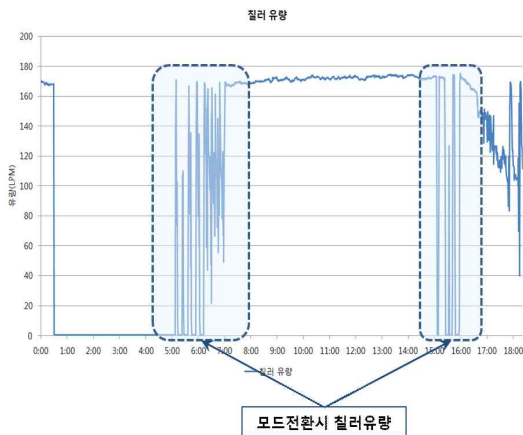
그러나 그림 5.1.1~5.1.4에 나타난 바와 같이 외기냉방과 기계식 시스템의 모드 전환시에 실내급기 및 환기온도가 불안정한 상태로 변화하는 결과를 나타냈다. 그림 5.1.2~5.1.3에 나타난 바와 같이 외기냉방시에 온도 경계조건에 따라 댐퍼의 작동시스템이 불안정한 상태로 작동하는 것으로 나타났고, 이에 따라 실내온도조건에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 또한 그림 5.1.4에 나타난 바와 같이 외기냉방+외기냉수냉방모드의 경우 잦은 댐퍼 및 밸브의 작동으로 인하여 기기의 소비전력에도 영향을 미치는 것으로 나타났다. 전반적으로 본 연구에서 제안한 멀티 외기냉방시스템으로 운전하는 경우, 외기조건이 온도경계조건 부근에 위치하게 되면 잦은 댐퍼 컨트롤이 실시되어 시스템의 운전상태가 불안정해지는 결과를 나타내었다.



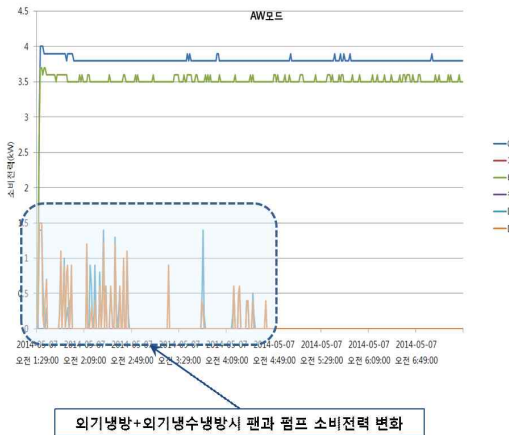
[그림 5.1.1] 모드 전환시 온도변화



[그림 5.1.2] 외기냉방시 댐퍼운전 상태



[그림 5.1.3] 모드 전환시 유량 변화



[그림 5.1.4] AW모드시 전력소비량 변화

이는 기술개발 단계에서 이를 개선하기 위해 컨트롤의 명령을 일정 시간 유지하도록 하여 개선되기는 하였으나 아직 충분히 안정된 제어가 이루어지지 않는 못하고 있다. 이를 위한 대책으로서는 제어 명령의 시간조건 뿐만 아니라 물리적 경계조건 상의 버퍼 존을 설정하는 등의 다양한 방법이 검토되어야 할 것으로 판단되며, 멀티 외기냉방 시스템의 안정적 운영을 위해서는 반드시 해결해야 할 과제라고 판단된다.

또한 제어방안의 부수적인 연구내용으로서 고온에서 사용되는 상용장비로서 Rackable CloudRack C2(40℃), Dell Servers(35℃) 등의 시스템이 아직 전반적인 데이터센터에 적용되고 있지 않은 상황이나 추후 이러한 서버를 적용하는 경우를 고려하여 CRAC의 취출 풍량을 감소시킴으로서 반송동력을 저감할 수 있는 방안 등도 필요할 것으로 사료된다.

3) 데이터 센터의 다양한 건축적 상황 및 운전 특성 등에 대응할 수 있는 다양한 형태의 밀폐형 랙 시스템에 대한 개발의 필요성

본 연구진은 밀폐형 랙 시제품의 성능평가를 위해 그림 5.1.5에 나타난 바와 k 같은 시

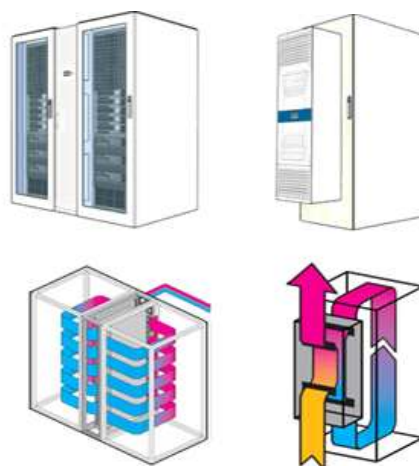
제품을 제작하고, 기류 가시화, 풍량 측정, CFD 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과로서, 밀폐형 랙 시스템에서는 랙의 하부에서 취출되는 냉각공기의 기류속도가 매우 빠른 풍속을 나타내고, 상부로 갈수록 하부의 서버 컴퓨터에 냉각기류가 유입되면서 풍속이 느려지는 경향을 나타내는 상황을 확인하였다. 또한 온도분포는 랙의 하단부로부터 상단부까지 취출되는 공급공기 온도가 거의 그대로 유지되는 것을 확인하였는데, 이는 밀폐형 랙에 공급되는 냉각공기가 주위의 공간과 완전히 차단된 상태에서 서버 컴퓨터로 공급되기 때문에 냉각공기의 냉열의 손실이 거의 없이 모든 서버에 공급될 수 있기 때문이다. 이와 같은 결과는 기존의 개방형 랙 시스템에서 항상 서버의 유입 공기온도에 신경써야했던 문제를 해결해 줄 수 있는 것으로 나타났다.

또한 개발 랙시스템의 성능 개선을 위하여 여러 가지 가능성을 검토하였고 검토된 문제 중 랙의 취출기류가 랙의 최하부 근처에 설치되는 서버에 유입되는 양이 약간 부족한 문제를 해결하기 위하여 배플 (baffle)을 설치하여 테스트를 하였으나 기대와는 달리 배플을 설치해도 개선 효과가 없거나 오히려 유입풍량이 줄어드는 경우도 있었다. 이러한 실험 결과 분석에 의해 서버 컴퓨터 내의 공기가 오히려 밀폐형 랙의 공기 유입로 쪽으로 역류하여 배플 근처에서의 공기온도가 상승하게 되는 것을 확인하였고 별도의 개선 방안이 필요함을 확인하였다.

상기의 분석 및 검토 결과로서 밀폐형 랙 시스템에 의해 공급 공기온도를 높일 수 있게 되어 냉동기의 COP가 크게 향상되며, 외기냉방의 이용 가능 범위가 넓어져 에너지 절약에 기여하는 효과도 매우 크게 나타나는 것을 확인하였다.



[그림 5.1.5] 개발 랙시스템



[그림 5.1.2] 기존 고밀도발열 서버 대응 랙시스템

밀폐형 랙 시스템에 의한 에너지 절약 효과와 균일한 온도분포 유지 가능성에 대해서는 본 연구를 통해 확인되었으나 밀폐형 랙 시스템에는 다양한 형태가 있을 수 있으며, 각각 서로 다른 장·단점을 가지게 된다. 어떤 형태의 밀폐형 랙 시스템을 적용할 것인가는 데이터 센터의 규모와 운영방식 (자사 전용 또는 임대용), IT 기기의 특성 및 보안문제 등에 따라 달라질 수 있다.

본 연구에서는 한 가지 형태의 밀폐형 랙 시스템을 개발하였으며, 그 효과가 탁월함을 확

인할 수 있었다. 이후로는 서버 컴퓨터의 개발 동향이 더욱 고집적화되어 랙당 발열량도 크게 증가할 것으로 예상되므로 밀폐형 랙 시스템의 효용성이 더욱 커질 것으로 판단된다. 그림 5.1.6에는 기존의 상용화된 고밀도발열서버 대응형 랙시스템을 나타낸다. 기존의 시스템은 고밀도 발열에 대응하기 위하여 서버 전면부 또는 측면부에 냉각장치를 직접적으로 부착하여 사용하는 방안을 적용하고 있다.

그러나 이러한 장치는 시스템의 초기투자비 및 유지보수, 확장성 및 활용성 측면에서 문제점을 내재하고 있는 시스템으로서 범용적인 활용도에는 미흡한 것이 현실이다. 따라서 현재까지의 연구결과와 추가적인 분석 및 검토를 통하여 다양한 형태의 밀폐형 랙 시스템을 개발함으로써 수요자의 상황에 맞춰 적절한 모델을 제공할 수 있도록 할 필요가 있다.