

공학석사학위 청구논문

자연냉매를 이용한 역 브레이튼 사이클
냉동기의 설계 및 부분부하 성능 해석

Design and Part Load Analysis of a Reverse Brayton Cycle
Refrigerator Using Natural Working Fluids

2007년 8월

인하대학교 대학원

기계공학과(열 및 유체공학전공)

김 정 진

지도교수 김 동 섭

이 논문을 석사학위 논문으로 제출함

이 논문을 김정진의 석사학위논문으로 인정함

2006년 8월

주심 _____

부심 _____

위원 _____

Design and Part Load Analysis of a Reverse Brayton
Cycle Refrigerator Using Natural Working Fluids

by

Jeong-Jin Kim

A THESIS

Submitted to the faculty of

INHA UNIVERSITY

in partial fulfilment of the requirements

for the degree of

MASTER OF ENGINEERING

Department of Mechanical Engineering

August 2007

목 차

목차	i
그림 목차	ii
표 목차	iv
약기호표	v
국문요약	vii
영문요약	viii
제1장 서론	1
1.1. 연구배경 및 동향	1
1.2. 연구목적 및 내용	2
제2장 본론	3
2.1. 설계 성능 해석	3
2.1.1. 시스템 구성 및 개요	3
2.1.2. 해석방법	11
2.1.3. 해석결과 및 고찰	14
2.2. 부분 부하 성능 해석	29
2.2.1. 시스템 구성 및 개요	29
2.2.2. 해석방법	29
2.2.3. 해석결과 및 고찰	30
제3장 결론	42
참고문헌	43

그림 목차

Fig. 1	T-S diagram of the open cycle refrigerator using the reverse Brayton cycle.	5
Fig. 2	T-S diagram of the closed cycle refrigerator using the reverse Brayton cycle.	6
Fig. 3	T-S diagram of the vapor compression cycle refrigerator.	7
Fig. 4	Schematics of the reverse Brayton cycle refrigerator.	8
Fig. 5	Schematics of the vapor compression cycle refrigerator.	9
Fig. 6	Variation of COP with the cycle pressure ratio.	18
Fig. 7	Variation of Refrigeration capacity with the cycle pressure ratio.	19
Fig. 8	Influences of parameter changes on COP and refrigeration capacity of the closed cycle.	20
Fig. 9	Influences of parameter changes on COP and refrigeration capacity of the open cycle.	21
Fig. 10	Effect of refrigerator temperature on the performance of the reverse Brayton cycle	22
Fig. 11	Variation of COP with the pressure ratio of the vapor compression cycle.	23
Fig. 12	Variation of refrigeration capacity with the pressure ratio of the vapor compression cycle.	24
Fig. 13	Effect of refrigerator temperature on the performance of the reverse Brayton closed cycle.	25
Fig. 14	Effect of refrigerator temperature on the performance of the reverse Brayton open cycle.	26
Fig. 15	Effect of refrigerator temperature on the performance of the vapor compression cycle.	27
Fig. 16	Comparison of COP each cycle.	28

Fig. 17	Part load operation on the compressor map.	34
Fig. 18	Components efficiency variations at the part load operation for the constant speed.	36
Fig. 19	Parameters variations at the part load operation for the constant speed.	37
Fig. 20	Parameters changes at the part load operation for the constant speed.	38
Fig. 21	Components efficiency variations at the part load operation for the variable speed.	39
Fig. 22	Parameters variations at the part load operation for the variable speed.	40
Fig. 23	Parameters changes at the part load operation for the variable speed.	41

표 목차

Table 1	Reference component parameters of the reverse Brayton cycle.	10
Table 2	Reference component parameters of the vapor compression cycle.	10
Table 3	Parameters change of the vapor compression cycle.	13
Table 4	Design parameters based on the reference component data of Table 1.	17
Table 5	Design point component parameters.	33
Table 6	Pressure, Temperature at each step.	35

Nomenclature

- COP : 성능계수(Coefficient of performance)
 q_{ref} : 냉동용량 [kJ/kg]
 w : 순일 [kJ/kg]
UA : 총합열전달계수 [kW/m²·K]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
CIT : 압축기 입구 온도(Compressor Inlet Temperature) [°C]
CDT : 압축기 출구 온도(Compressor Outlet Temperature) [°C]
TIT : 터빈 입구 온도(Turbine Inlet Temperature) [°C]
TET : 터빈 출구 온도(Turbine Outlet Temperature) [°C]
Pr : 압력비(Pressure Ration)

Greek symbols

- ϵ : 유용도 (Effectiveness)
 η : 효율 (Efficiency)

Subscripts

B	:	송풍기(Blower)
C	:	냉각기(Cooler)
c	:	압축기
t	:	터빈(Turbine)
c,i	:	저온부 입구(cold-side inlet)
c,o	:	저온부 출구(cold-side outlet)
h,i	:	고온부 입구(hot-side inlet)
h,o	:	고온부 출구(hot-side outlet)
I	:	변환기(Inverter)
M	:	모터
rec	:	재생기(Recuperator)
d	:	설계점(Design point)
in	:	입구(inlet)
out	:	출구(outlet)

요약문

최근 오존층 파괴와 온실화 효과로 인해, 대기중의 온실가스 배출량 절감에 대하여 전 세계적으로 관심이 고조되고 있다. 또한 현재 대체 냉매로 사용중인 HFC계열의 화합물이 규제 대상에 포함됨에 따라 새로운 대체 냉매의 개발이 필수적이라 할 수 있다. 이러한 상황에서 자연 냉매를 이용한 연구가 활발히 진행되고 있다. 자연 냉매로서는 주로 에탄, 암모니아, CO₂ 등이 사용된다.

최근에는 공기를 냉매로 사용하는 역브레이튼 사이클의 냉동시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 기존의 냉동시스템이 증기압축식 사이클을 이용하는 반면에, CO₂ 등을 사용하는 냉동시스템은 가스터빈 사이클로 잘 알려진 브레이튼 사이클을 이용하는 냉동시스템으로서 작동유체가 기체 상태로만 작동하여 작동 방식과 구조가 간단하다. 일반적으로 역브레이튼 사이클은 기존의 증기압축식 사이클보다 높은 효율을 내기 힘들기 때문에 주로 극저온 냉동에서 연구가 진행되어 왔다. 그러나 근래에는 시스템을 구성하는 구성부의 효율을 높임으로서 시스템의 성능을 향상시키고 있다. 또한 자연 냉매에 대한 관심이 높아지면서 실용화 단계에까지 이르고 있다.

이에 본 연구에서는 역브레이튼 사이클을 이용한 냉동기의 설계 파라미터 해석을 하였다. 역브레이튼 사이클은 일반적으로 공기뿐만 아니라 질소와 CO₂ 등을 냉매로 사용할 수 있다. 공기를 냉매로 사용할 경우 냉매인 공기를 냉동 창고에 분사하는 개방형 사이클과 냉각 후 냉동 창고 내부에서 열교환시키는 밀폐형 사이클 모두에 적용 가능하다. 반면에 질소와 CO₂를 사용할 경우 밀폐형 사이클에만 사용이 가능하다. 따라서 이를 고려하여 개방형과 밀폐형 두 가지 시스템에 대한 성능해석을 수행하였다. 또한 설계 파라미터 해석을 통해 사이클의 설계 성능에 가장 많은 영향을 주는 인자인 압력비, 압축기 효율, 터빈 효율 및 재생기의 효율의 변화에 대한 시스템의 변화를 분석하였다. 마지막으로 설계 성능에 기초하여 부분부하 운전시 설계 파라미터의 변화와 구성부의 효율 변화를 분석하였다. 부분부하 운전은 압축기의 회전수를 일정하게 고정한 상태에서 냉매의 유량을 변화시킴으로서 냉동 창고 온도를 제어하는 고정회전수 운전과 냉동 창고 온도가 고정된 상태에서 압축기의 회전수를 변화시켜 냉동부하율을 조절하는 가변회전수 방식에 대하여 해석하였다.

Abstract

Recently, an international interest in decreasing exhaust quantity of the endurance greenhouse gas is increasing, due to the depletion of ozone layer and the greenhouse effect. And HFC series using alternative working fluids included in disposable regulations lately. Therefore, it is essential to develop new alternative working fluids. In this circumstances, there are active researches using natural working fluids. Ethan, ammonia and CO₂ are generally used for natural working fluids.

Lately, researches in reverse Brayton cycle refrigerator using working fluid by air are going on lively. Instead of the existing vapor compression cycle, refrigeration cycle using CO₂ etc. is a system using Brayton cycle known as gas turbine cycle. Because reverse Brayton cycle refrigerator is operated only in vapor state, it has a simple operation mode and structure. Generally, reverse Brayton cycle is so hard to obtain higher efficiency than the existing vapor compression cycle that it has been used mainly for cryogenic refrigeration. But the system efficiency is being improved by increasing components efficiency, currently. And it is coming up to the level of utility as the interest in natural refrigerant increases.

In this study, the parametric performance of reverse Brayton cycle refrigerator has been analyzed. Reverse Brayton cycle can use not only air but also nitrogen and CO₂ for refrigerant, in general. It is possible to adopt air refrigerant to closed system and open system. But nitrogen and CO₂ are available only for closed system. Therefore, both performance analysis of open system and closed system are executed. Also, the influence of the variation of pressure ratio, compressor efficiency, turbine efficiency and recuperator efficiency that has an important effect on cycle performance are considered through design parameter analysis. Finally, based on a design performance, variations of a system and components parameters are considered in case of part load operation. This study analyzes constant speed control and variable speed control. A constant speed controls refrigerator temperature and a variable speed controls the ratio of refrigeration capacity.

제 1 장 서 론

1.1. 연구배경 및 동향

현재 오존층 파괴 및 온실화 효과에 의해서 대기 중의 온실가스 배출량 절감에 대한 전 세계적 관심이 고조되고 있다. 또한 현재 대체 냉매로 사용 중인 HFC계열의 화합물이 규제 대상에 포함됨에 따라 대체 냉매의 개발이 필수적이라 할 수 있다. 이러한 상황에서 자연 냉매를 이용한 연구가 활발히 진행되고 있다.

이미 EU국가들은 유럽규격을 정립하여 일부 선진국을 주축으로 냉동기 생산라인에 대해 자연냉매용으로 변경을 추진 또는 생산 중에 있다. 또한 미국에서는 자연냉매 등의 사용이 지구온난화의 궁극적인 해결 방안으로 평가하고 이에 대한 연구를 활발히 진행 중에 있다. 이외에도 많은 선진국들이 자연냉매의 개발에 박차를 가하고 있다.

자연 냉매로서는 주로 에탄, 암모니아, CO₂ 등이 사용된다. 암모니아는 유독성 가연성 냉매로 상업용 및 산업용 건물의 냉방 및 산업용 냉동기에 오래전부터 사용되고 있다. CO₂는 20세기 초기에 냉매로서 광범위하게 사용되어져 왔으나 CFC계열 냉매의 출현으로 사용이 급격히 줄어들게 되었다. 그러나 현재의 CFC 및 HCFC계열 냉매에 대한 규제로 인해 CO₂에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 하지만 암모니아의 경우 유독성과 인화성의 위험이 있고, CO₂를 증기 압축식 사이클에 사용시 기존의 냉매보다 낮은 시스템 효율과 높은 작동 압력 때문에 성능 향상을 위한 많은 연구가 필요한 실정이다. 그러나 이러한 노력들은 모두 기존의 증기압축식 냉동사이클을 벗어나지 않는 것들이다. 반면에, 작동 유체가 기체 상태로만 작동하여 작동 메카니즘이 간단하고, 구조적으로도 간단한 역브레이튼 사이클이 공기 등 자연냉매를 사용하기에 적합하다. 일반적으로 역브레이튼 사이클 냉동기의 경우 기존의 증기 압축식 사이클보다 높은 효율을 내기 힘들다고 알려져 왔으며, 항공기나 극저온 냉동 등 특수한 용도에 국한되어 사용되어 왔다. 그러나 근래에 자연냉매에 대한 관심이 일면서, 구성부 효율 향상을 통한 시스템 효율의 증가뿐만 아니라 일부 선진국에서는 실용화가 이루어지고 있다.⁽¹⁾

최근의 연구 활동을 보면 역브레이튼 사이클의 경우 냉매의 고온부와 저온부의 차이가 크기 때문에 이를 이용하여 건물의 냉난방에 적용시키려는 노력이 있다.⁽²⁾ 선진국 여러 업체에서는 -50℃에서 작동할 수 있는 냉동 시스템을 개발한 예도 있다.^(3,4) 공기 사이클에 대한 단일 냉각 장치들 만들어 기존의 증기 압축식 사이클과 비교하고 구성부의 파라미터를 해석하여 통하여 시스템 최적화를 모색한 연구도 발표된 바 있다. 또한 일

부 대학 및 연구소를 중심으로 역브레이튼 사이클을 열역학적으로 해석함으로써 최적의 시스템 효율을 얻고자 하는 노력도 진행되고 있다.⁽⁵⁻⁸⁾

1.2. 연구목적 및 내용

본 연구에서는 역브레이튼 사이클을 이용한 냉동기의 설계 파라미터 해석을 하였다. 역브레이튼 사이클은 일반적으로 공기뿐만 아니라 질소와 CO₂등을 냉매로 사용할 수 있다. 따라서 공기를 냉매로 사용할 경우 냉매인 공기를 냉동 창고에 분사하는 개방형 사이클과 냉각 후 냉동 창고 내부에서 열교환 시키는 밀폐형 사이클 모두에 적용 가능하다. 반면에 질소와 CO₂를 사용할 경우 밀폐형 사이클에만 사용이 가능하다. 따라서 이를 고려하여 개방형과 밀폐형 두 가지 사이클에 대한 성능해석을 수행하였다. 또한 설계 파라미터 해석을 통해 사이클의 설계 성능에 가장 많은 영향을 주는 인자인 압력비, 압축기 효율, 터빈 효율 및 재생기의 효율의 변화에 대한 시스템의 변화를 분석하였다.⁽⁹⁾

마지막으로 설계 성능에 기초하여 부분부하 운전시 설계 파라미터의 변화와 구성부의 효율 변화를 분석하였다. 고정 회전수 운전은 일정한 회전수에서 냉동 창고의 온도를 제어하는 방식으로 사용하였고, 가변 회전수 운전은 냉동 창고의 온도가 고정된 상황에서 냉동부하율을 조절하는데 사용하였다.

제 2 장 본 론

2.1 설계 성능 해석

역브레이튼 사이클은 가스터빈으로 잘 알려진 브레이튼 사이클을 역으로 이용하여 냉동의 효과를 보기 위해 사용된다. 브레이튼 사이클과 마찬가지로 작동유체는 기체 상태로만 작동하기 때문에 시스템이 간단하고, 작동 메카니즘이 단순하다. 작동유체로는 주로 공기가 이용되기 때문에 공기 사이클 냉동기(Air Cycle Refrigerator)이라고도 불린다.

본 논문에서는 압축기, 터빈 및 재생기를 이용하여 역브레이튼 사이클 냉동기를 설계하고, 시스템의 작동 조건에 따른 시스템의 성능을 분석하였다. 작동유체로서 공기뿐만 아니라 질소와 이산화탄소를 작동유체로 이용한 시스템에 대하여 비교 분석하였다. 또한 각 구성부의 설계 파라미터의 변화에 의한 시스템의 성능 변화를 분석하였다.

기존의 냉동기 사이클과의 비교를 위하여 증기 압축식 사이클을 구성하고 시스템의 성능을 비교 분석하였다.

2.1.1 시스템의 구성 및 개요

사이클은 압축기, 터빈 및 재생기를 이용하여 구성된다. 기본 사이클은 공기를 사용하는 개방형 사이클로 구성하였다. 작동 유체가 공기이기 때문에 대기 공기를 유입시켜서 냉각시킨 후 냉동 창고에 직접 유입하고 또한 대기로 바로 방출 가능하기 때문이다. Fig. 1과 Fig. 4의 (a)에는 개방형 사이클의 T-S 선도 및 구성도를 나타내었다. 냉매는 압축기를 통과하여 2기압의 고온, 고압이 된 후(①-②) 열교환기에서 냉동고 출구에서 나온 저온의 냉매(⑤)와 열교환을 하게 된다.(②-③) 열교환기를 통과한 냉매는 충분히 낮은 온도로 터빈으로 들어가게 되고 터빈에서 팽창을 통하여 더 낮은 온도가 된다.(③-④) 냉매는 냉동고(Refrigerator)를 통과(④-⑤)한 후 열교환기를 거쳐 외부로 방출된다(⑥).

반면 밀폐형 사이클을 사용할 경우 작동유체의 순환을 위해서는 작동 유체의 온도를 제어해 주어야 한다. 따라서 Fig. 4의 (b)에서처럼 재생기 이전에 냉각기를 설치하여 작동 유체의 온도를 제어한다. 냉매는 압축기를 통과한 후(①-②) 상온과의 열교환(②-③)을 통해 열교환기로 들어간다. 다시 열교환기에서 냉동고 출구에서 나온 저온의 냉매

자연냉매를 이용한 역브레이튼 사이클 냉동기의 설계 및 부분부하 성능해석

(⑥)와 열교환을 하게 된다.(③-④) 열교환기를 통과한 냉매는 충분히 낮은 온도로 터빈으로 들어가게 되고 터빈에서 팽창을 통하여 더 낮은 온도가 된다.(④-⑤) 냉매는 냉동고(Refrigerator)를 통과한 후 열교환기를 거쳐 압축기로 들어가게 된다.

증기 압축식 사이클은 암모니아를 냉매로 사용하였다. 시스템의 T-S 선도 및 구성도는 Fig. 3과 Fig. 5에 나타내었다. 또한 시스템의 주요 설계 사양은 Table 2와 같다.

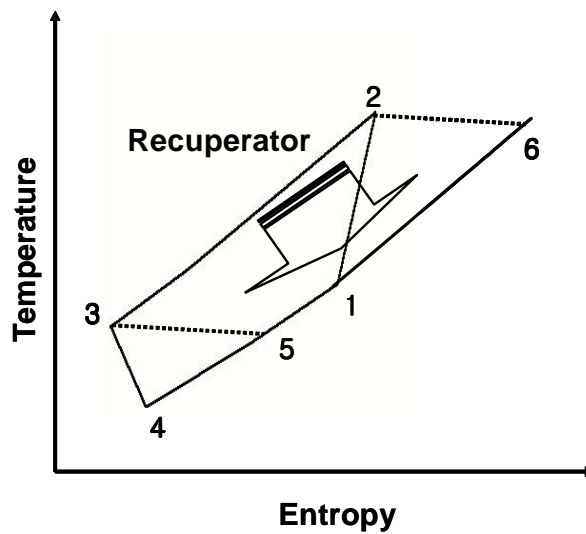


Fig. 1 T-S diagram of the open cycle refrigerator using the reverse Brayton cycle.

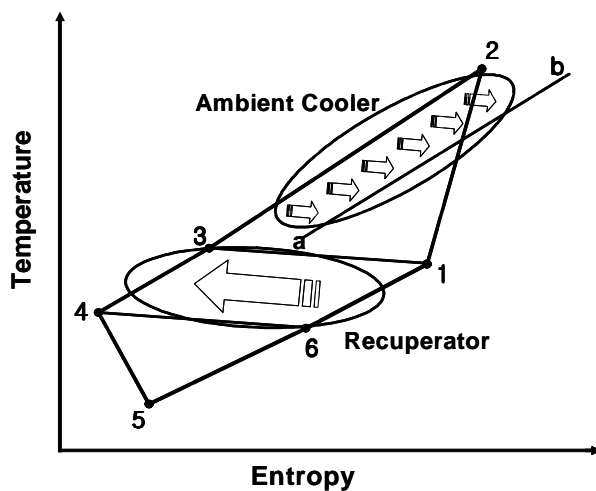


Fig. 2 T-S diagram of the closed cycle refrigerator using the reverse Brayton cycle.

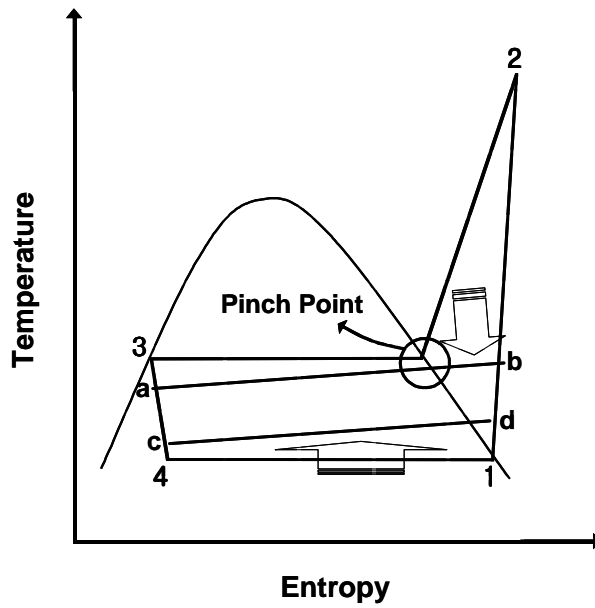
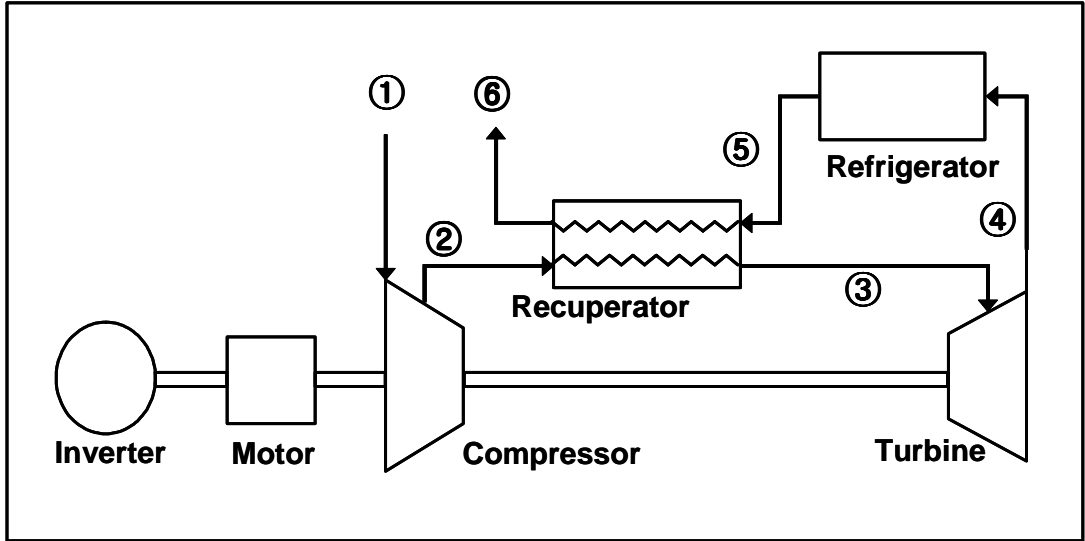
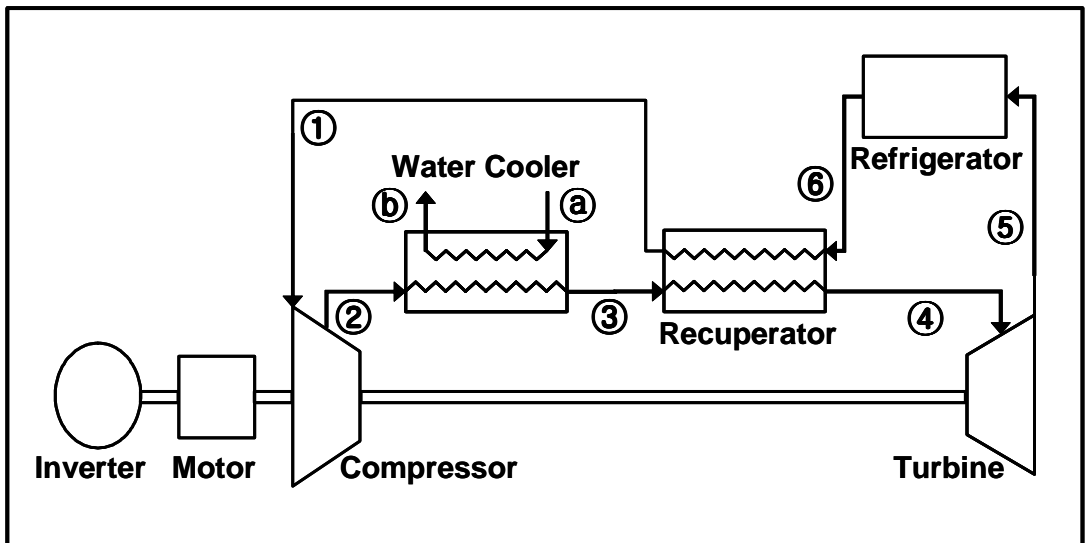


Fig. 3 T-S diagram of the vapor compression cycle refrigerator.



(a) Open cycle



(b) Closed cycle

Fig. 4 Schematics of the reverse Brayton cycle refrigerator.

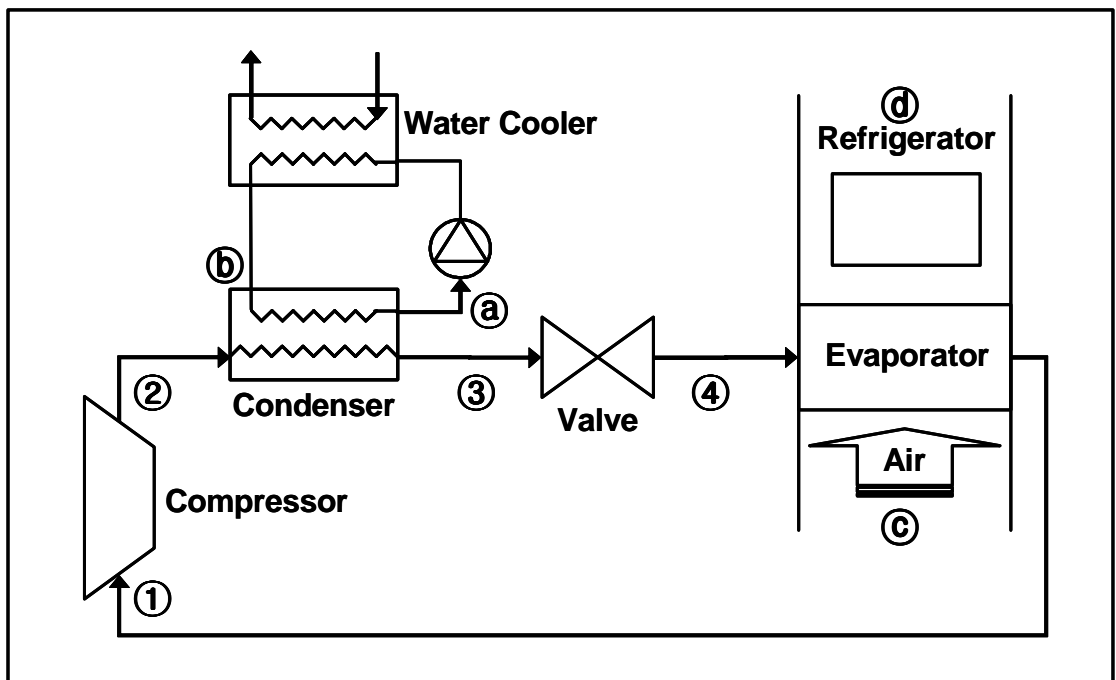


Fig. 5 Schematics of the vapor compression cycle refrigerator.

Table 1 Reference component parameters of the reverse Brayton cycle.

Component	Parameter
Motor efficiency(η_M)	0.95
Mechanical efficiency(η_m)	0.99
Inverter efficiency(η_I)	0.96
Compressor efficiency(η_c)	0.84
Turbine efficiency(η_t)	0.89
Recuperator effectiveness(ϵ_{rec}) pressure loss(Δp)	0.92 1%
Water Cooler effectiveness(ϵ_C) pressure loss(Δp)	0.92 1%
Pressure ratio	2
Refrigerator outlet temperature	0°C

Table 2 Reference component parameters of the vapor compression cycle.

Component	Parameter
Motor efficiency(η_M)	0.95
Inverter efficiency(η_I)	0.96
Compressor efficiency(η_c)	0.75
Condensing Temperature	35°C
Pinch Point	3°C
Refrigerator temperature	0°C

2.1.2 해석방법

가. 역브레이튼 사이클

Table 1 에는 기준이 되는 각 구성부의 파라미터들을 나타내었다. 이 표에 제시한 기준값들을 바탕으로 냉동시스템의 기준 성능을 비교한 뒤, 이 중 주요 설계 파라미터들을 변화시키면서 성능에 미치는 영향을 분석한다.

압축기와 팽창기는 등엔트로피 효율을 사용하여 계산하였고, 열교환기의 유용도(heat exchanger effectiveness)는 다음 (1)식으로 계산하였다.

$$\epsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \quad (1)$$

시스템에 들어간 순일의 양은 식 (2)에서와 같이 실제 압축기가 한 일의 양에 기계효율, 모터와 인버터의 효율을 고려하여 나타내었다. 상용 프로그램을 사용하여 계산을 수행하였다.⁽¹²⁾

$$w = \frac{w_c - w_t \times \eta_m}{\eta_M \times \eta_I} \quad (2)$$

여기서, 개방형의 경우 $w_c = h_2 - h_1, w_t = h_3 - h_4, q_{ref} = h_5 - h_4$ 이며, 밀폐형의 경우 $w_c = h_2 - h_1, w_t = h_4 - h_5, q_{ref} = h_6 - h_5$ 이다.

시스템의 성능계수는 (3)식에 의하여 계산하였다.

$$COP = \frac{q_{ref}}{w} \quad (3)$$

나. 증기 압축식 사이클

압축기는 등엔트로피 효율을 사용하여 계산하였다. 시스템의 성능계수는 식(5)에 의하여 계산하였다.

$$w = \frac{w_c + w_C + w_B}{\eta_M \times \eta_I} \quad (4)$$

여기서, $w_c = h_2 - h_1$, $w_C = \text{Cooler Work}$, $w_B = \text{Blower Work}$

$$q_{ref} = h_d - h_c$$

$$COP = \frac{q_{ref}}{w} \quad (5)$$

시스템의 순일은 식 (4)와 같이 압축기, 냉각기, 송풍기가 한 일에 모터와 인버터 효율을 고려하였다.

다. 역브레이튼 사이클과 증기 압축식 사이클의 비교

위에서 언급한 설계 파라미터에 기초하여 두 사이클의 설계 인자 변화시 시스템의 성능 변화를 고려하기 위하여 다음과 같은 방법에 의하여 분석하였다.

역브레이튼 사이클의 경우 압축기, 터빈, 재생기 및 냉각기의 설계값을 기준 설계값보다 $\pm 5\%$ 의 변화를 주어서 기존의 설계 성능과 비교하였다. 증기 압축식 사이클의 경우 표에 제시한 설계값에 의하여 설계 성능을 비교하였다. 마지막으로 두 사이클이 설계 성능 비교를 위하여 같은 그래프 상에 도시하였다.

Table 3 Parameters change of the vapor compression cycle.

Components	Low	Reference	High
Motor efficiency(η_M)	0.95	0.95	0.95
Inverter efficiency(η_I)	0.96	0.96	0.96
Compressor efficiency(η_c)	0.7	0.75	0.8
Condensing Temperature	40°C	35°C	30°C
Pinch Point	4°C	3°C	2°C

2.1.3 해석결과

가. 기준 성능 비교

Table 4에는 Table 1에서 제시한 구성부의 기준 성능 파라미터를 사용하여 밀폐형 사이클을 해석 한 결과를 나타내었다. 냉매별로 각 구성부의 온도 압력 및 성능계수와 냉동용량을 비교하였다. 외기 조건은 1기압 15℃로 설정하였으며, 냉매의 압축기 입구 압력을 1기압으로 설정하였다.

냉매중 성능계수와 냉동용량이 가장 높은 것은 이산화탄소이며, 공기와 질소는 비슷한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

나. 역브레이튼 사이클 설계인자 영향 분석

a. 압력비의 영향

Fig. 6과 Fig. 7에는 압력비의 변화에 따른 성능계수와 냉동용량의 변화를 나타내었다. 압력비는 1.5~2 사이의 구간에서 최고의 성능계수를 나타낸다. 이상적인 사이클의 경우 손실이 없다면, 압력비가 낮아짐에 따라 성능계수는 증가한다. 그러나 실제 시스템에서는 각 구성부의 효율에 의해서 임계의 성능계수 값을 가진다. 따라서 각 구성부의 효율이 시스템에 미치는 영향을 분석하는 것이 중요하다. 또한 밀폐형 사이클이 개방형 사이클보다 더 높은 성능계수와 냉동용량을 가짐을 알 수 있다. 이는 밀폐형 사이클이 개방형 사이클과는 달리 압력비가 높아짐에 따라서 외부로 방출되는 열 손실이 적기 때문이다.

b. 기타 파라미터의 영향

Fig. 8과 Fig. 9에는 각 구성부의 효율 및 유용도가 개방형 및 밀폐형 사이클의 성능에 미치는 영향을 나타내었다.

압축기와 터빈 : 압축기와 터빈은 효율이 $\pm 10\%$ 변화할 때 성능계수의 변화량은 약 $\pm 20\%$ 정도를 나타낸다. 터빈의 효율변화는 성능계수와 냉동용량에 가장 많은 영향을 주는 것을 알 수 있다. 터빈의 효율 증가는 냉동고로 들어가는 냉매의 온도를 낮춰줌으로써 냉동용량을 증가시키며, 시스템에서 압축기의 손실을 보상해 주는 작용도 하기 때문

이다. 반면에 압축기효율 변화량에 따른 냉동용량의 변화량은 아주 작다. 이는 압축기의 효율이 증가함에 따라 실제로 시스템에 전달하는 일의 양은 증가하지만 냉동고로 들어가는 냉매의 온도에는 크게 영향을 주지 않는다는 것을 알 수 있다.

냉각기와 열교환기 : 밀폐형 사이클의 경우 열교환기와 냉각기는 효율의 변화에 따라 성능계수와 냉동능력이 완만한 변화를 보임을 알 수 있다. 열교환기와 냉각기의 효율이 높아지면 열교환기를 통해 터빈으로 들어가는 냉매의 온도는 내려가지만 압축기로 들어가는 냉매의 온도는 올라가게 된다. 따라서 냉동용량의 증가와 함께 압축기의 순일도 증가하게 된다. 결국 냉동용량은 증가하지만 성능계수의 변화량은 적음을 알 수 있다. 반면에 개방형 사이클의 경우 재생기의 성능 변화는 시스템에 큰 영향을 미친다. 특히 냉동용량의 변화에 가장 큰 영향을 미치는 것은 재생기임을 Fig. 9에서 볼 수 있다. 이것은 열교환기의 성능에 따라 터빈으로 들어가는 냉매의 온도가 크게 좌우되기 때문이다.

c. 냉동실 출구온도 영향

Fig. 10에서는 냉동실 출구온도에 따른 시스템의 변화를 나타내었다. 냉동실 출구온도가 낮아짐에 따라 성능계수와 냉동용량이 감소한다. 같은 터빈의 효율에서는 낮은 온도영역에서 터빈에 의해 얻어지는 순일의 양이 작을 뿐 아니라 터빈 팽창에 의해서 낮아지는 온도의 변화량도 적다. 따라서 냉동실의 출구 온도가 낮아질수록 터빈의 일과 냉동실에서의 온도차는 적어지게 되므로 성능계수와 냉동용량은 낮아진다. 이상으로부터 시스템의 성능에 가장 밀접한 영향을 주는 설계인자로는 압력비, 터빈효율, 냉동실 출구온도 등임을 알 수 있다.

d. 증기 압축식 사이클 설계인자 영향 분석

Fig 11과 Fig. 12에는 증기 압축식 사이클의 냉동 창고 온도 변화에 따른 압력비 변화시 시스템의 성능 변화를 나타내었다. 냉동 창고의 온도는 냉동 창고의 출구 온도로 가정하였다. 일반적으로 냉매는 냉동 창고의 열을 회수한 후 냉동 창고에서 배출되기 때문에 냉동 창고의 온도를 냉동 창고 출구 온도로 가정하는 것이 적합하다. 성능계수는 냉동 창고 온도별로 최고값을 가진다. 또한 압력비가 일정 40기압 이상이 되면 냉동 창고 온도에 영향을 받지 않고 성능계수 1의 값에 접근하는 경향을 나타낸다. 성능계수가 최고값을 갖는 이유는 압력비가 증가할수록 냉동 창고 온도와 냉매의 온도차이가 작아

지게 된다. 이때 냉매의 유량은 일정하기 때문에, 냉동 창고로 들어가는 공기의 유량이 급격히 증가하게 된다. 이로 인해 송풍기의 순일이 증가함으로써 시스템 전체의 성능계수는 감소한다. 반면 냉동용량은 공기의 질량유량이 늘어남에 따라 지속적으로 늘어나다 임계값을 가짐을 알 수 있다.

라. 역브레이튼 사이클과 증기 압축식 사이클의 비교

역브레이튼 사이클에서 냉동기의 성능계수에 영향을 주는 것은 시스템의 구성부 파라미터 성능이다. 따라서 전반적으로 낮은 구성부 효율을 가지는 시스템과 높은 구성부 효율을 가지는 시스템을 비교하였다. Fig. 13과 Fig. 14에는 밀폐형과 개방형 사이클을 비교하였다. 두 사이클 모두 냉동 창고의 온도가 내려감에 따라 성능계수가 낮아짐을 알 수 있다.

증기 압축식 사이클은 구성부 효율 뿐 아니라 냉매의 증발압력 및 응축 온도 등이 중요한 설계 파라미터로 작용한다. Fig. 15에는 Table 3에 제시한 설계 성능을 바탕으로 하여 사이클의 성능을 비교하였다. 역브레이튼 사이클보다 조금 완만한 감소를 나타냄을 알 수 있다. Fig. 16에는 두 사이클의 비교 분석을 위하여 같은 그래프 상에 도시하였다. 역브레이튼 사이클의 경우 밀폐형이 개방형보다 높은 성능계수를 가진다. 그러나 구성부의 효율이 좋아질수록 두 사이클의 형태는 적어짐을 볼 수 있다.

일반적으로 증기 압축식 사이클이 역브레이튼 사이클보다 높은 성능계수를 나타낸다. 그러나 냉동 창고의 온도가 내려감에 따라 두 사이클의 차이가 감소함을 볼 수 있다.

Table 4 Design parameters based on the reference component data of Table 1. (Pressure: kPa, Temperature: °C)

Location	Air		CO2		N2		
	Pressure	Temp	Pressure	Temp	Pressure	Temp	
Compressor inlet	1	101.3	27.4	101.3	22.9	101.3	27.1
Compressor outlet	2	202.6	110.4	202.6	82.0	202.6	108.6
Recuperator inlet	3	200.6	34.1	200.6	28.4	200.6	33.7
Recuperator outlet/ Turbine inlet	4	198.6	6.4	198.6	5.7	198.6	6.8
Turbine outlet/ Refrigerator inlet	5	103.3	-32.1	103.3	-25.1	103.3	-31.5
Refrigerator outlet/ Recuperator inlet	6	102.3	0	102.3	0	102.3	0
Air cooler inlet	7	102.3	15.0	102.3	15.0	102.3	15.0
Air cooler outlet	8	101.3	15.9	101.3	15.8	101.3	15.9
COP		0.643		0.724		0.647	
Refrigeration capacity(kJ/kg)		31.6		32.6		31.6	

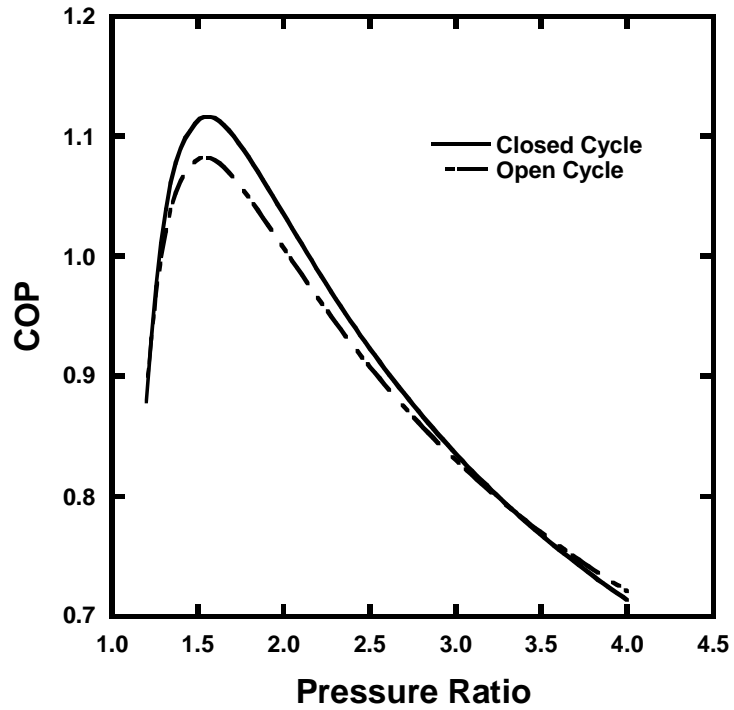


Fig. 6 Variation of COP with the cycle pressure ratio.

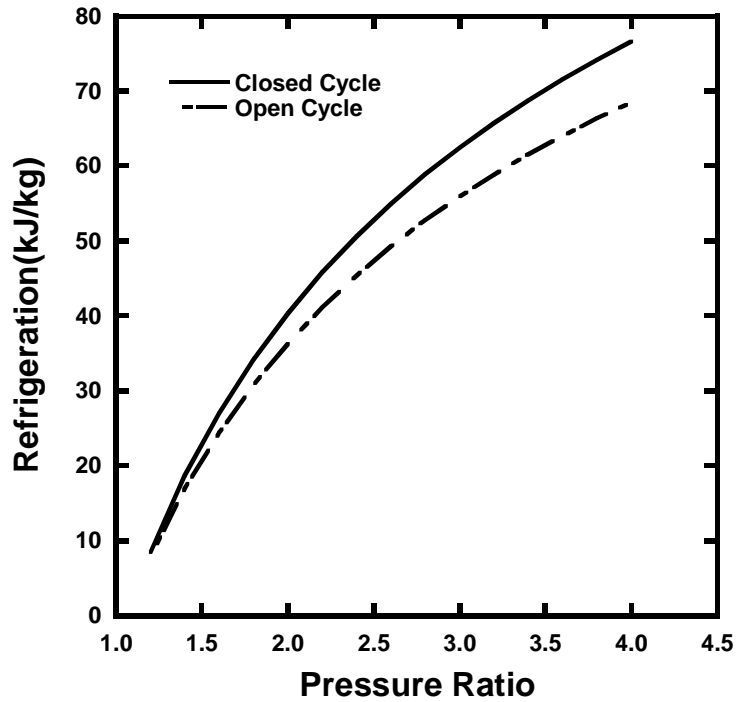
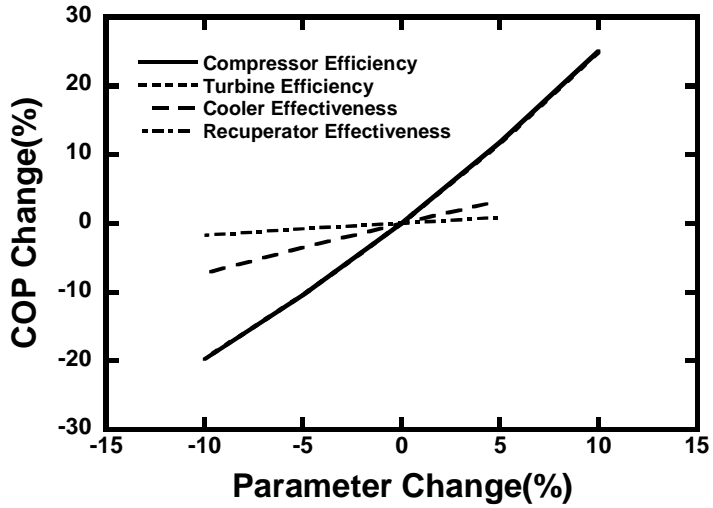
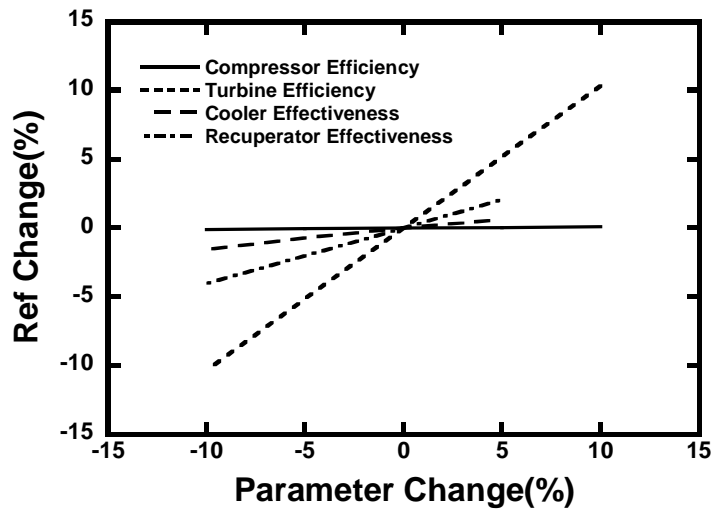


Fig. 7 Variation of refrigeration capacity with the cycle pressure ratio.

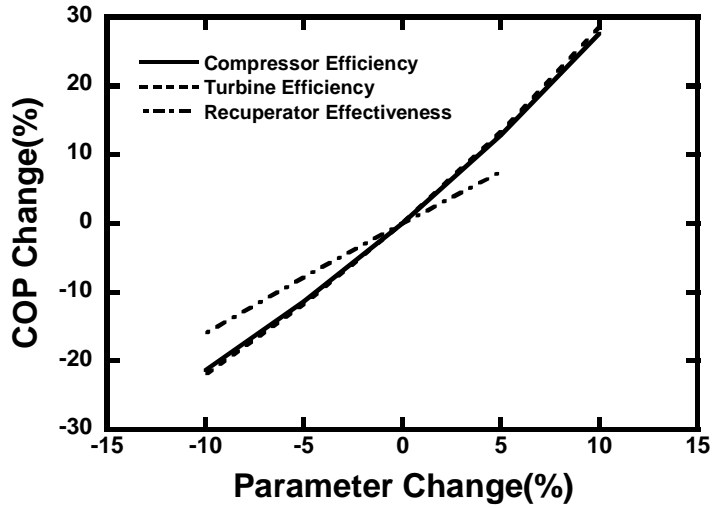


(a) COP

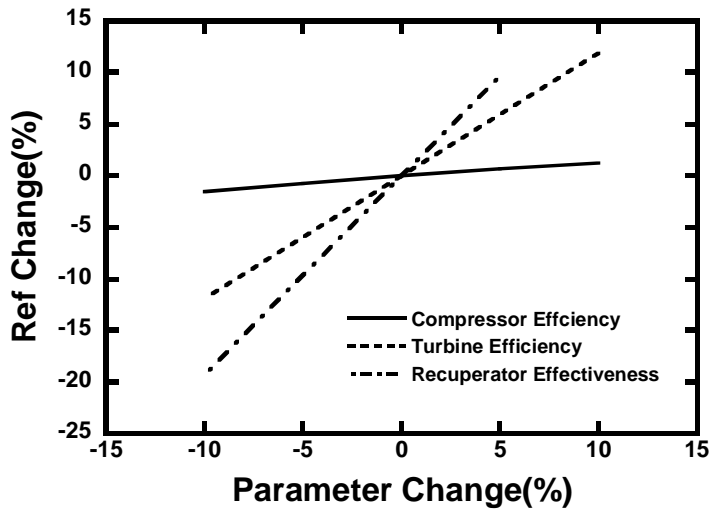


(b) Refrigeration capacity

Fig. 8 Influences of parameter changes on COP and refrigeration capacity of the closed cycle.

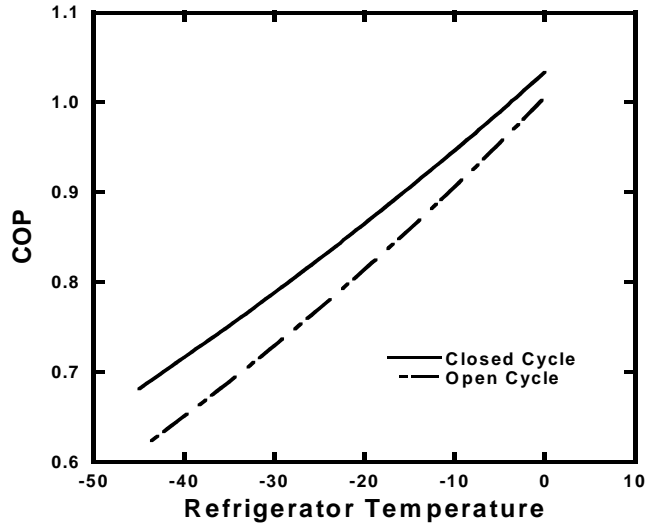


(a) COP

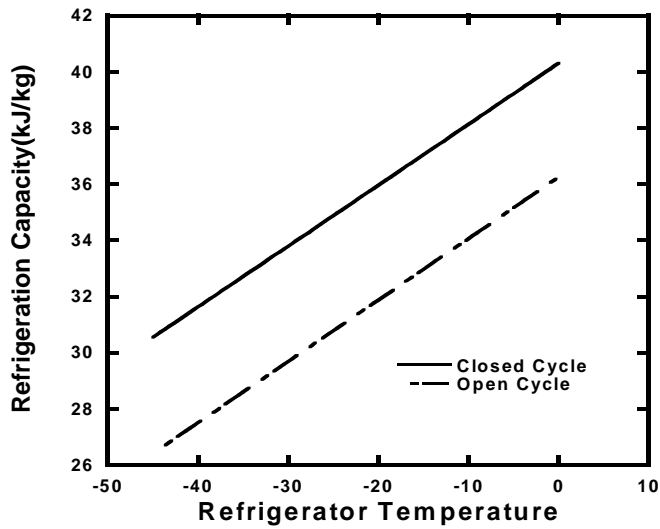


(b) Refrigeration capacity

Fig. 9 Influences of parameter changes on COP and refrigeration capacity of the open cycle.



(a) COP



(b) Refrigeration capacity

Fig. 10 Effect of refrigerator temperature on the performance of the reverse Brayton cycle.

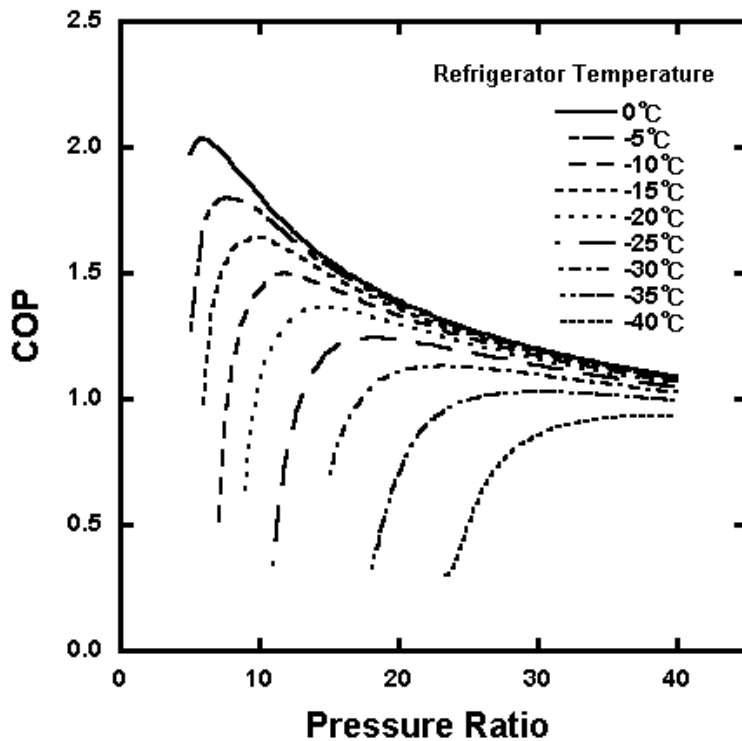


Fig. 11 Variation of COP with the pressure ratio of the vapor compression cycle.

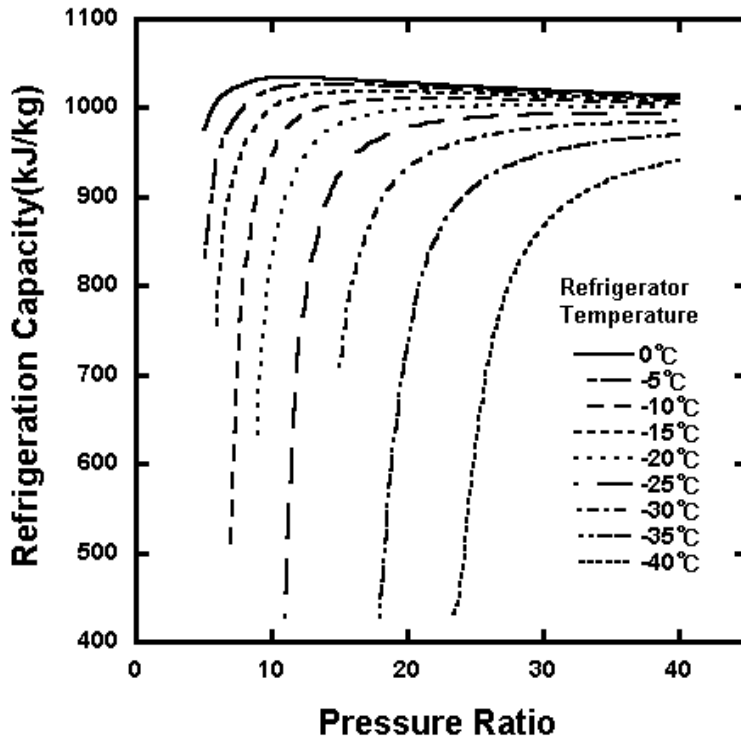
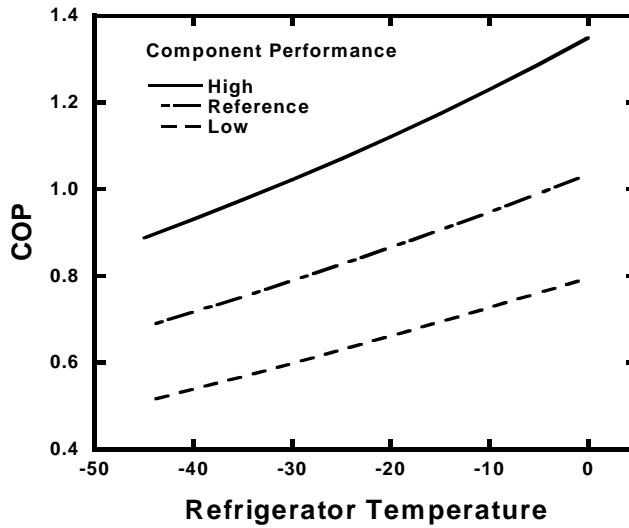
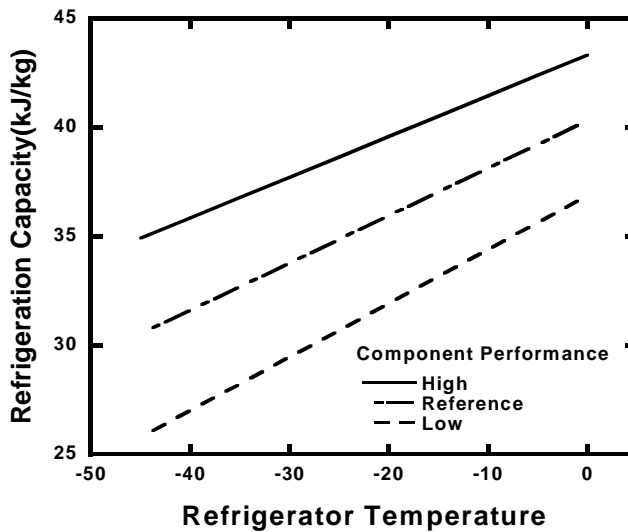


Fig. 12 Variation of refrigeration capacity with the pressure ratio of the vapor compression cycle.

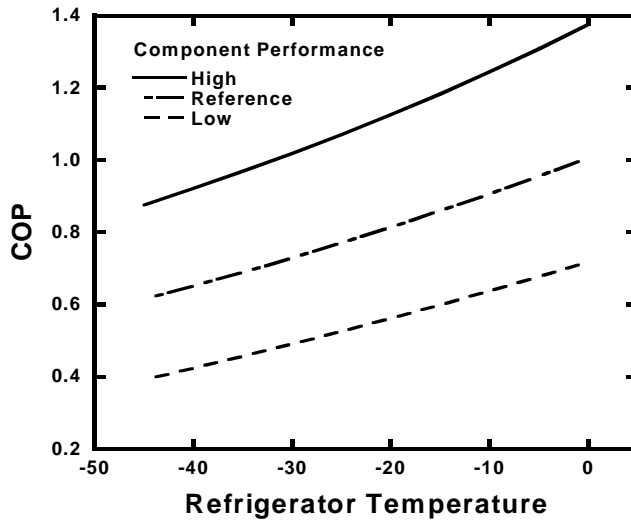


(a) COP

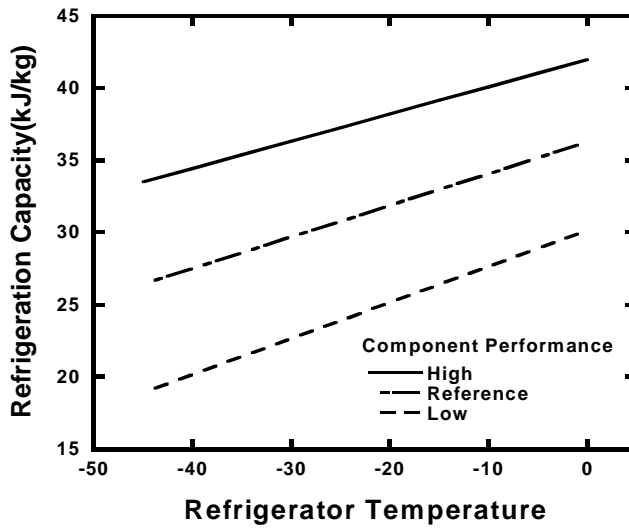


(b) Refrigeration capacity

Fig. 13 Effect of refrigerator temperature on the performance of the reverse Brayton closed cycle.



(a) COP



(b) Refrigeration capacity

Fig. 14 Effect of refrigerator temperature on the performance of the reverse Brayton open cycle.

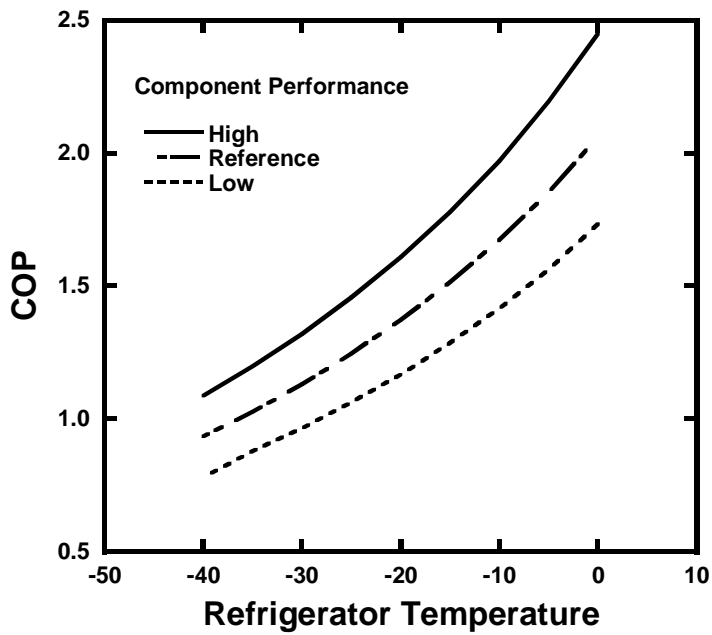


Fig. 15 Effect of refrigerator temperature on the performance of the vapor compression cycle.

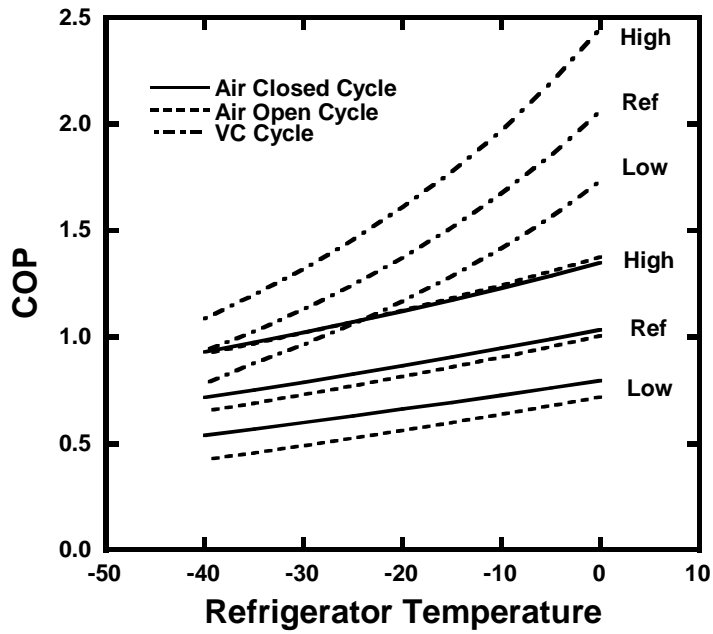


Fig. 16 Comparison of COP each cycle.

2.2 부분 부하 성능 해석

2.2.1 시스템 구성 및 개요

시스템의 부분 부하 해석은 Fig. 4의 (a)에 나타나 있는 개방형 사이클을 이용하였다. 개방형 사이클은 냉각된 냉매가 직접 냉동 창고를 거쳐 열교환후 외부로 방출된다.

냉매는 압축기를 통과하여 2기압의 고온이 된 후(①-②) 열교환기에서 냉동고 출구에서 나온 저온의 냉매(⑤)와 열교환을 하게 된다.(②-③) 열교환기를 통과한 냉매는 충분히 낮은 온도로 터빈으로 들어가게 되고 터빈에서 팽창을 통하여 더 낮은 온도가 된다.(③-④) 냉매는 냉동고(Refrigerator)를 통과(④-⑤)한 후 열교환기를 거쳐 외부로 방출된다(⑥).

부분 부하 운전은 가스터빈 사이클의 부분 부하 운전 방법인 고정 회전수 운전 방법과 가변 회전수 운전 방법을 고려하였다. 고정 회전수 운전 방법은 압축기의 회전수가 고정된 상태에서 냉동 창고의 온도를 제어하게 되면 시스템의 유량과 압력비가 변화하게 된다. 반면 가변 회전수 운전방법은 압축기의 회전속도를 변화시키면서 냉동 창고의 온도를 일정하게 유지하는 방법이다.

2.2.2 해석 방법

Table 5에는 설계 성능 계산을 위한 각 구성부의 파라미터들을 나타내었다. 이 표에 제시한 설계 성능에 기초하여 냉동시스템의 부분부하 운전 방법에 따른 부분부하 성능 및 냉동용량 등을 비교하였다.

해석을 위해 압축기는 Fig. 17과 같이 성능성도(performance map)를 본 연구의 설계 점에 맞게 스케일링하여 사용하였다. 압축기 성능선도는 각 회전수에서의 질량유량에 대한 압력비의 함수로 나타낸다. 따라서 부분 부하 운전시 냉매의 질량유량에 대한 변화 및 압축기의 회전수 변화에 대한 시스템의 해석에 적합하다.

터빈은 식(6)과 같이 Stodola식을 사용하였다.⁽¹¹⁾

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}} / P_{in}}{(\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}} / P_{in})_d} = \frac{\sqrt{1 - (P_{out} / P_{in})^2}}{\sqrt{1 - (P_{out} / P_{in})_d^2}} \quad (6)$$

열교환기는 유량의 변화에 따라 총합열전달 계수가 변화하는 것으로 가정하여 계산하였으며, 식 (7)과 같다.

$$UA = UA_d \left(\frac{\dot{m}}{m_d} \right)^n \quad (7)$$

지수 n 은 1.0보다 작으며, 유량이 줄어들수록 효율은 증가한다. 본 연구에서는 기존 열교환기의 성능 결과 분석에 기초하여 지수를 0.3 으로 정하였다. 이때의 열교환기의 유용도(heat exchanger effectiveness)는 식 (1)을 이용하여 계산하였다. 또한 시스템의 성능계수 및 순일의 양은 식 (2),(3)에 의하여 계산하였다.

2.2.3. 해석결과 및 고찰

가. 기준 설계 성능

Table 6에는 Table 5에서 제시한 구성부의 설계 성능 파라미터를 사용하여 사이클 해석을 한 결과를 나타내었다. 각 구성부의 온도 압력 및 성능계수를 나타내었다. 외기 조건은 1기압 15°C로 설정하였으며, 냉매가 냉동 창고에 직접 유입된 후 열교환기로 유입되기 때문에 열교환기 출구 압력을 1기압으로 설정하였다.

나. 부분부하 성능 해석

a. 고정 회전수 부분부하 성능 해석

먼저 가스터빈의 부분 부하 운전 중 가장 기본이 되는 고정 회전수 운전에 대한 성능 해석을 하였다. 고정 회전수 운전은 Fig. 17에서와 같은 작동형태를 보인다. 시스템에서 압축기의 회전수를 고정한 상태에서 냉동 창고의 온도를 낮추게 되면 냉매의 질량 유량은 증가하고, 압력비는 감소하는 방향으로 작동된다.

Fig. 18에는 고정 회전수 운전시 각 구성부의 효율을 나타내었다. 고정 회전수 부분부하 운전에서는 냉매의 질량유량이 증가하고 압축기의 압력비와 효율이 감소한다. Fig. 19에는 고정 회전수 부분부하 운전시 각 구성부의 파라미터 변화를 나타내었다. 압력비와 효율이 동시에 감소하기 때문에 압축기 출구 온도는 일정하게 유지된다. 이 때문에

압축기의 일은 변화가 작다. 또한 냉동 창고의 온도가 내려감에 따라 터빈의 입구와 출구 온도는 감소하게 된다. 이때 유량의 변화에 의한 터빈의 효율변화가 크지 않기 때문에 터빈의 일은 일정하게 감소하는 경향을 나타낸다. Fig. 20에는 고정 회전수 부분 부하 운전시 압축기와 터빈의 일 및 성능계수를 나타내었다. 성능계수와 냉동용량에 가장 많은 영향을 주는 것은 터빈의 효율이다. 압축기의 효율은 성능계수에는 영향을 주지만 냉동용량에는 많은 영향을 주지 않는다. 이에 따라 고정 회전수 부분부하 운전시 시스템의 성능계수에 큰 영향을 주는 것은 압축기이다. 압축기의 효율 감소로 인하여 시스템의 순일의 감소폭은 커진다. 반면 터빈 효율은 일정하게 유지되기 때문에 냉동용량은 비교적 일정하게 감소하게 된다. 이로 인해 성능계수는 Fig. 20과 같이 설계점에서 멀어질수록 감소폭이 적어지는 경향을 나타낸다.

b. 가변 회전수 부분부하 성능 해석

가변 회전수 운전은 Fig. 17에서와 같이 압축기의 회전수가 감소함에 따라 유량과 압력비가 낮아지는 경향을 나타낸다. 이 때 냉동 창고의 온도를 0°C 로 유지하면서 부분부하 성능을 해석하였다.

Fig. 21에는 가변 회전수 부분 부하 운전시 각 구성부의 효율의 변화를 나타내었다. 고정 회전수 운전과 비교해 볼 때, 압축기의 효율 변화가 더 큼을 알 수 있다. 이는 각 구성부의 효율이 냉매의 질량 유량과 밀접한 관계가 있기 때문이다. 따라서 유량 변화가 더 많은 가변 회전수 운전에서는 각 구성부의 효율 변화가 상대적으로 크다. Fig. 22에는 가변 회전수 부분 부하 운전시 각 구성부의 파라미터 변화를 나타내었다. 비슷한 압력비 변화에서 고정 회전수 운전에서는 터빈 출구 온도가 비슷하게 유지됨을 볼 수 있다. 그러나 회전수가 감소함에 따라 압축기의 효율 변화가 크기 때문에 압축기 출구 온도는 다소 감소하게 된다. 또한 냉동 창고의 온도를 0°C 로 고정하였기 때문에 터빈의 입구 온도는 비슷한 값을 가진다. 이는 냉매의 질량유량이 감소하면서 열교환기의 유용도가 설계값보다 좋은 값을 가져 냉동 창고 온도와 터빈 입구의 열교환이 잘 이루어지기 때문이다. 반면에 터빈 출구 온도는 압력비의 감소와 냉매의 질량 유량 감소로 다소 높아지는 경향을 나타낸다.

Fig. 23에는 가변 회전수 부분 부하 운전시 냉동 부하율에 따른 압축기, 터빈의 일과 COP 변화를 나타내었다. 압축기와 터빈의 입구온도가 일정한 상태에서 출구 온도가 일정하게 감소하기 때문에 압축기와 터빈의 일의 양은 일정하게 감소한다. 따라서 시스템의 순일의 양도 일정하게 감소하게 된다. 반면에 터빈의 효율 변화는 압축기의 효율 변화보다 크지 않기 때문에 냉동용량의 변화폭은 상대적으로 적다. 따라서 가변 회전수

자연냉매를 이용한 역브레이크 사이클 냉동기의 설계 및 부분부하 성능해석

운전시 성능계수는 Fig. 23과 같이 회전수를 감소시키면 점차적으로 감소폭이 증가하는 경향을 가진다.

이상에서 고정 회전수 부분 부하 운전과 가변 회전수 부분 부하 운전을 해석하였다. 위에서 언급한 것처럼 고정 회전수 운전은 일정한 회전수에서 냉동 창고의 온도를 제어하는 방식으로 사용하였고, 가변 회전수 운전은 냉동 창고의 온도가 고정된 상황에서 냉동부하율을 조절하는데 사용하였다.

Table 5 Design point component parameters.

Component	Parameter
Motor efficiency(η_M)	0.95
Mechanical efficiency(η_m)	0.99
Inverter efficiency(η_I)	0.96
Compressor efficiency(η_c)	0.84
Turbine efficiency(η_t)	0.89
Recuperator effectiveness(ϵ_{rec})	0.92
pressure loss(Δp)	1%
Pressure ratio	2
Refrigerator outlet temperature	0°C

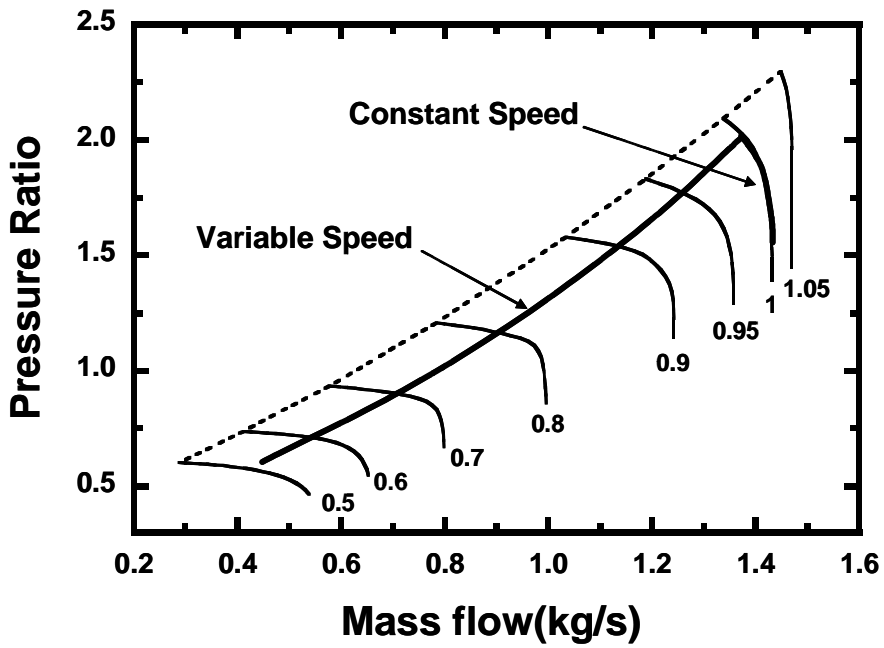


Fig. 17 Part load operation on the compressor map.

**Table 6 Pressure, Temperature at each step.
(Presssure: kPa, Temperature: °C)**

Location		Air	
		Pressure	Temperature
Air inlet/ Compressor inlet	1	101.3	15
Compressor outlet/ Recuperator hot side inlet	2	202.6	90.9
Recuperator hot side outlet/ Turbine inlet	3	200.6	7.1
Turbine outlet/ Refrigerator inlet	4	103.3	-36.9
Refrigerator outlet/ Recuperator cold side inlet	5	102.3	0
Recuperator cold side outlet/ Air outlet	6	101.3	83.9
COP			1.007

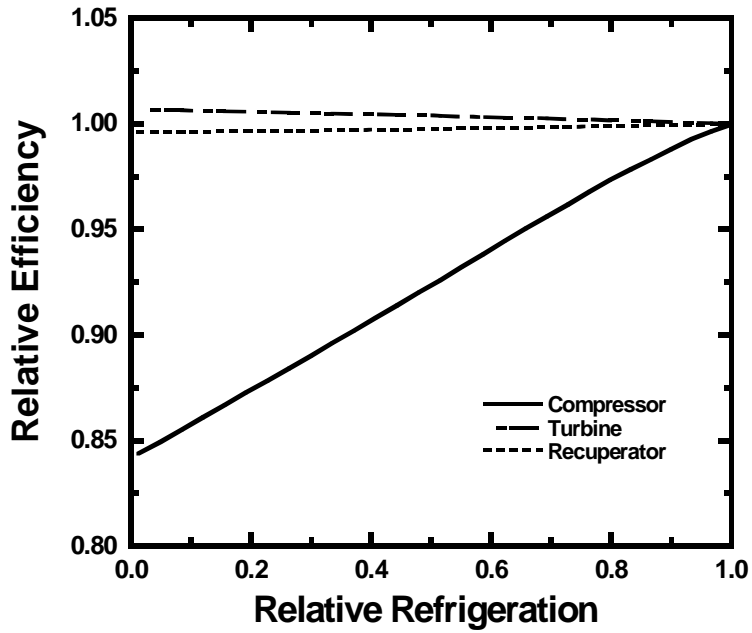


Fig. 18 Components efficiency variations at the part load operation for the constant speed.

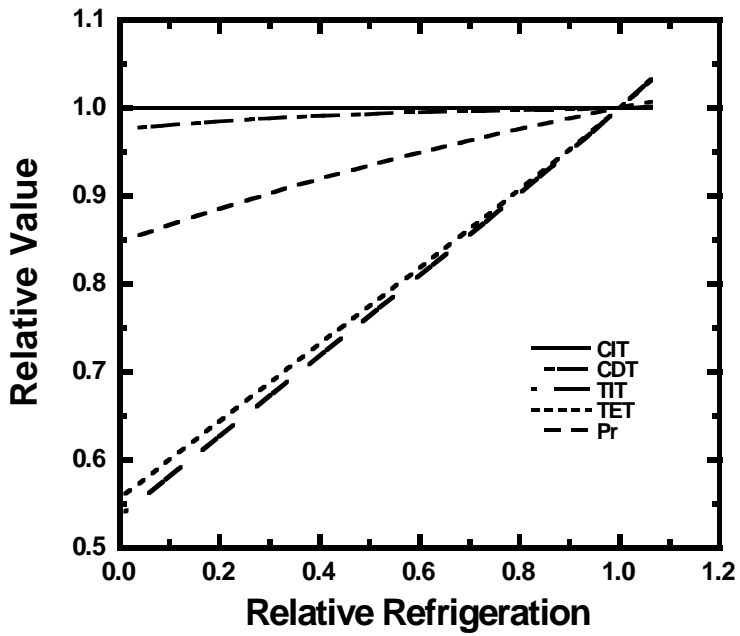


Fig. 19 Parameters variations at the part load operation for the constant speed.

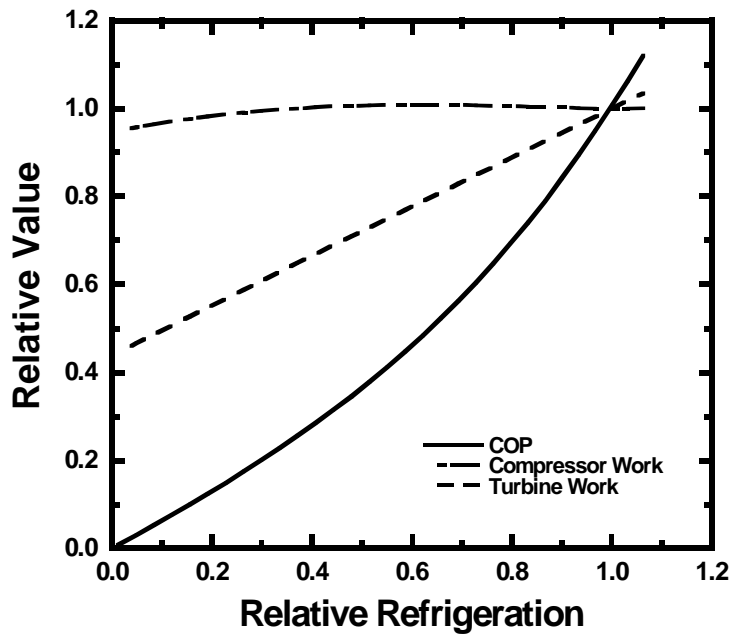


Fig. 20 Parameters changes at the part load operation for the constant speed.

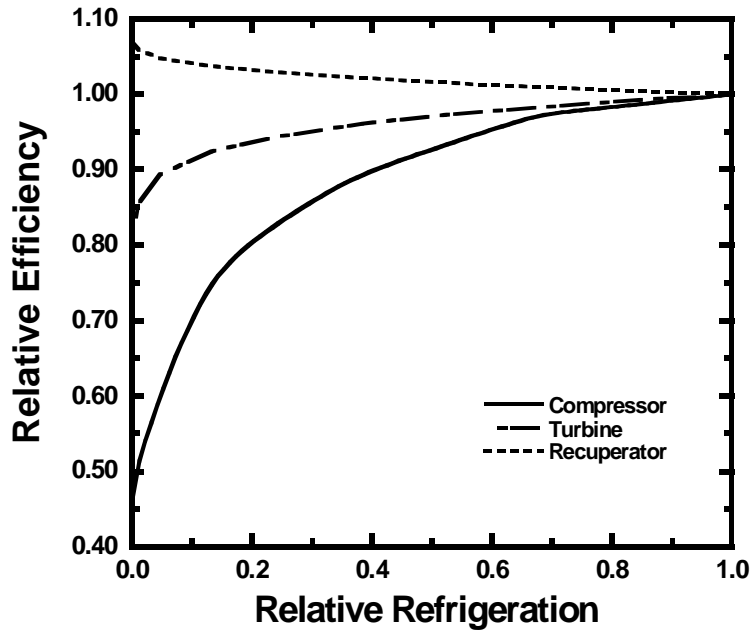


Fig. 21 Components efficiency variations at the part load operation for the variable speed.

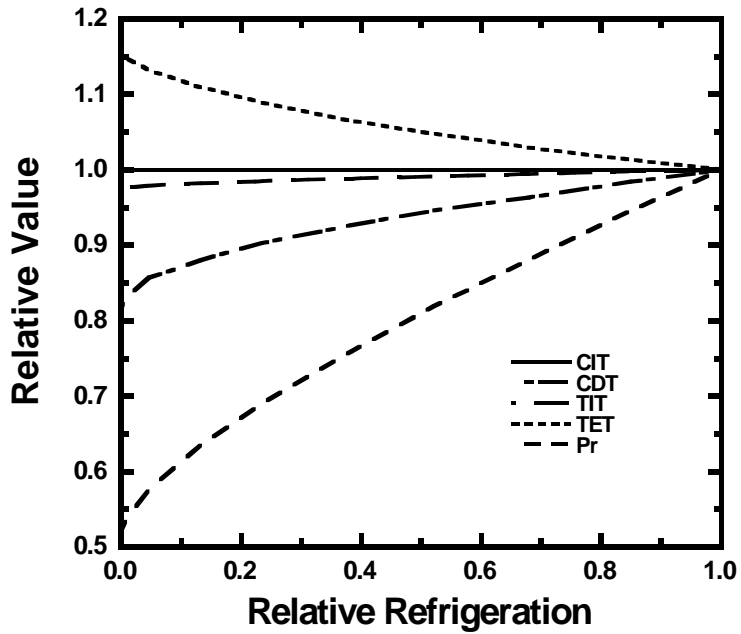


Fig. 22 Parameters variations at the part load operation for the variable speed.

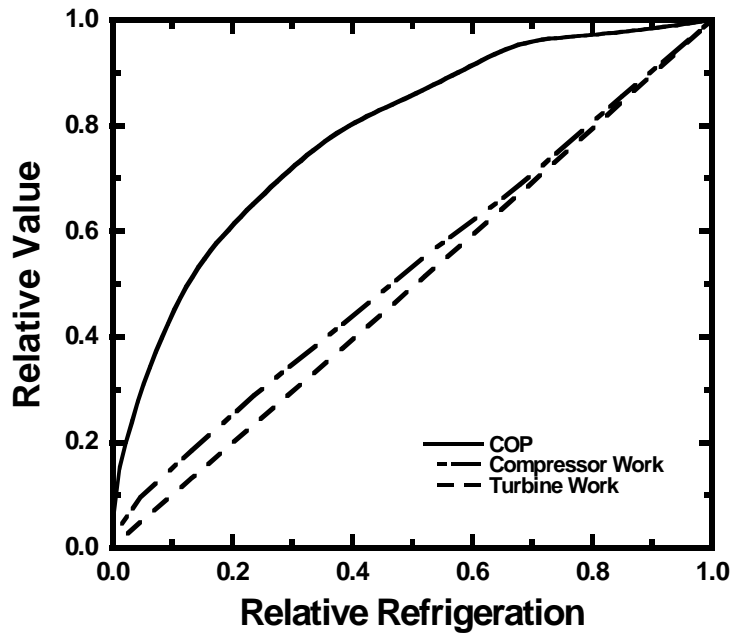


Fig. 23 Parameters changes at the part load operation for the variable speed.

제 3 장 결 론

3.1. 설계 성능 해석

본 연구에서는 자연 냉매를 이용한 냉동기의 개발을 위한 시스템의 해석과 설계인자의 영향을 분석하였으며, 다음의 결과들을 얻었다.

- (1) 공기, 이산화탄소, 질소 중 성능계수가 가장 좋은 것은 이산화탄소이다.
- (2) 시스템의 성능계수가 최고가 되는 압력비가 존재한다. 최적 압력비는 1.5~2 사이이다.
- (3) 설계인자 중 시스템의 성능계수와 냉동용량에 가장 큰 영향을 주는 것은 터빈의 효율이다. 압축기는 성능계수에는 영향을 주지만, 냉동용량에 미치는 영향은 크지 않다.
- (4) 시스템의 냉동창고 온도가 낮을수록 성능계수와 냉동용량이 감소하는 정도를 예시하였다. 냉동실 온도가 낮을수록 성능계수와 냉동용량은 감소한다.
- (5) 전체적으로 Closed Cycle 이 Open Cycle 보다 높은 COP를 가진다. 그러나 구성부의 효율이 높을수록 COP차이는 감소한다.
- (6) 증기 압축식 사이클이 역브레이튼 사이클보다 높은 성능계수를 나타낸다. 그러나 냉동 창고의 온도가 내려감에 따라 두 사이클의 차이가 감소함을 볼 수 있다.

3.2. 부분 부하 성능 해석

- (1) 고정 회전수 운전을 통해 냉동 창고의 온도를 제어하고 가변 회전수 운전을 통해 냉동부하율을 제어할 수 있다.
- (2) 고정 회전수 부분부하 운전시 구성부 효율중 압축기의 효율변화가 시스템의 성능에 가장 큰 영향을 미친다.
- (3) 고정 회전수 부분부하 운전시 설계점 근처에서는 성능계수의 변화폭이 상대적으로 크다. 즉 냉동 창고의 온도가 시스템에 주는 영향이 큼을 알 수 있다.
- (4) 가변 회전수 부분부하 운전시 성능계수 및 압축기의 효율의 감소폭이 적다. 가변회전수 운전을 통해 시스템의 냉동부하율을 제어하는 것이 적절함을 의미한다.

참고 문헌

1. <http://projects.bre.co.uk/cool>
2. Butler, D.J.G, Gigiel, A. and Ressel, S., 2001, Using air for cooling, Building Research Establishment.
3. <http://www.earthshipusa.com>
4. Kikuchi, S., Okuda, S., Igawa, H., Morii, S., Mitsuhashi, M. and Higashimori, H., 2005, Development of air cycle system for refrigeration, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review, Vol. 42, No 4.
5. Spence, S. W. T., Doran, W. J. and Artt, D. W., 2004, Design, construction and testing of an air-cycle refrigeration system for road transport, Int J. Refrig, Vol. 27, pp. 503-510.
6. Spence, S. W. T., Doran, W. J., Artt, D. W. and McCullough G., 2005, Performance analysis of a feasible air-cycle refrigeration system for road transport, Int J. Refrig, Vol. 28, pp. 381-388.
7. Tu, Y., Chen, L., Sun, F., Wu, C., 2006, Cooling load and coefficient of performance optimizations for real air-refrigerators, Applied Energy, Vol. 83, pp. 1289-1306.
8. Zhang, Y., Chen, J., He, J., Wu, C., 2007, Comparison on the optimum performances of the irreversible Brayton refrigeration cycles with regeneration and non regeneration, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 401-407.
9. Kim, J. J., Kim T. S., 2006, Design Parametric Analysis of a Reverse Brayton Cycle Refrigerator Using Natural Working Fluids, Proceedings of the SAREK, pp. 410-415.
10. Dixon, S. L., 1978, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 4th ed., Butterworth-Heinemann, pp. 120-122.
11. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th ed., John Wiley & Sons, New York.
12. Aspen Technology, 2006, AspenOne HYSYS, ver. 2004.