

공기사이클 냉동시스템의 성능해석

원 성 필[†]

울산대학교 기계공학부

Performance Analysis of an Air-Cycle Refrigeration System

Sung Pil Won[†]

School of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received June 29, 2012; revision received July 19, 2012)

ABSTRACT: The objective of this study is to analyze theoretically the performance of an open air-cycle refrigeration system in which environmental concerns increase. The pressure ratio of the external compressor and efficiencies of the components that compose of the system are selected as important parameters. As the pressure ratio of the external compressor increases, the pressure ratio of the ACM compressor is determined high, the refrigerating temperature and capacity increase, the COP decreases, and the total entropy production rate increases. The effect of heat exchanger effectiveness and turbine efficiency on the performance are greater than that of the ACM compressor efficiency. Also the performance of the air-cycle refrigeration system with two heat exchangers has been enhanced like high COP and low total entropy production rate, compared to the system with one heat exchanger.

Key words: Air-cycle refrigeration(공기사이클 냉동), Pressure ratio(압력비), COP(성능계수), Isentropic efficiency(등엔트로피 효율), Entropy production rate(엔트로피 생성률)

기 호 설 명

COP	: 성능계수
c_p, c_v	: 정압비열, 정적비열 [J/kg · K]
k	: 비열비(= c_p/c_v)
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
p	: 압력 [Pa]
PR	: 압축기 압력비
Q	: 열률 [W]
s	: 비 엔트로피 [J/kg · K]
SP	: 엔트로피 생성률 [W/K]
T	: 절대온도 [K]
w	: 단위질량 당 일 [J/kg]
W	: 일률 [W]

그리스 문자

η	: 등엔트로피 효율
ϵ	: 열교환기 효율

하첨자

C	: 압축기
$c, cool$: 냉각 공기
HX	: 열교환기
T	: 터빈

1. 서 론

공기사이클 냉동(Air-cycle refrigeration, 일명 역 브레이튼사이클)은 Fig. 1(a)에서 보는 바와 같이

[†] Corresponding author

Tel.: +82-52-259-2133; fax: +82-52-259-1680

E-mail address: spwon@ulsan.ac.kr

공기를 냉매로 사용하기 때문에 환경친화성뿐만 아니라 신뢰성이 매우 높은 장점을 갖고 있으나, 성능계수가 작기 때문에 액화가스의 생산이나 항공기용 공기조화와 같은 특수한 목적을 위해서만 주로 사용되어 왔다. 그러나 최근 환경 규제에 의한 천연냉매에 대한 관심이 높아지면서 공기는 가장 친화적인 냉매로 새롭게 주목받고 있으며, 다양한 용도로 공기사이클 냉동기술이 개발되고 있다.⁽¹⁾

지난 50년 이상 항공기용 공기조화 장치로 공기사이클 냉동기술이 독점적으로 적용되었기 때문에 그 분야에서는 상당한 연구결과가 축적되어 있으나, 일반 냉동이나 공기조화용으로는 거의 사용되지 않았기 때문에 이에 대한 연구 자료는 매우 미흡하다. Bhatti⁽²⁾는 공기사이클 냉동시스템을 차량용 공기조화 장치에 적용했을 때의 성능을 이론적으로 광범위하게 분석하고 온난화지수를 기존장치와 비교하였다. Spence et al.^(3,4)은 냉동 트레일러용 공기사이클 냉동시스템의 시작품을 직접 제작하고 증기압축 냉동시스템인 모델명 Thermo King SL220과의 성능을 실험적으로 비교하였으며, 열교환기의 성능저하가 성능계수에 가장 큰 영향을 끼친다고 제시하였다. Wang et al.⁽⁵⁾은 고압 수분분리기를 사용하는 공기사이클 냉동시스템의 일반 공조장치로의 적용을 평가하고 수분분리기에서 응축된 고압수를 재사용함으로써 성능향상을 도모할 수 있다는 결과를 제시하였다. Kim et al.^(6,7)은 공기, 질소 및 이산화탄소를 각각 작동 매체로 했을 때의 성능을 비교분석하여 이산화탄소를 사용하는 경우의 성능계수가 가장 우수하며, 설계 파라미터 분석을 통하여 고속회전수의 부분 부하 운전 시 압축기효율의 변화가 성능에 가장 큰 영향을 미친다는 결과를 제시하였다.

이상의 연구결과들을 종합적으로 검토해보면 해석 조건이나 실험 조건들에 따라 성능계수에 영향을 미치는 변수의 중요도가 다소 상이하하며, 각 구성요소의 상대적인 중요성에 대한 비교결과가 미흡한 편이며, 열역학 제 2법칙에 입각한 비교분석도 이루어지지 않았다. 따라서 본 연구는 그러한 미비점을 보완하는 데 주목적이 있으며, 일반 냉동 및 공기조화에 공기사이클 냉동의 적용 가능성을 평가하고자 한다. 본 연구에서는 항공기용 공기조화 장치의 해석⁽⁸⁻¹⁰⁾에서 보듯이(Fig. 1(b) 참조) 압축기를 외부 압축기와 터빈 출력에 의해서만 구동되는 내부 압축기(또는 ACM[Air-Cycle-Machine] 압축기)로 나누어 해석한다. 이 경우 외부 압축기의 압력비가 매우 중요한 성능변수가 되는 데, 대부분의 기존의 연구에서 간과한 부분이다. 아울러 각 구성요소의 상대적인 중요도를 평가하고, 열역학 제 2법칙에 입각한 해석도 수행하며, 엔트로피 생성률과 성능계수와의 상관관계 등을 최종적으로 검토하여 효율증진 방안을 모색하고자 한다. 또한 두 개의 열교환기를 사용했을 때의 결과도 추가로 분석할 것이다.

2. 사이클 모델링

본 연구의 대상인 공기사이클 냉동시스템은 Fig. 1(b)와 같으며, Fig. 1(a)의 역브레이튼 장치의 압축기를 외부 동력에 의해서 구동되는 외부 압축기와 터빈에 의해 자체 구동되는 ACM 압축기로 구분하였다. 이론적 해석에 사용한 가정은 다음과 같다.

- ① 작동유체는 건공기이고 이상기체로 취급하며, 정압비열은 1 kJ/kg · K로 일정하다.
- ② 압력강하는 고려하지 않는다.

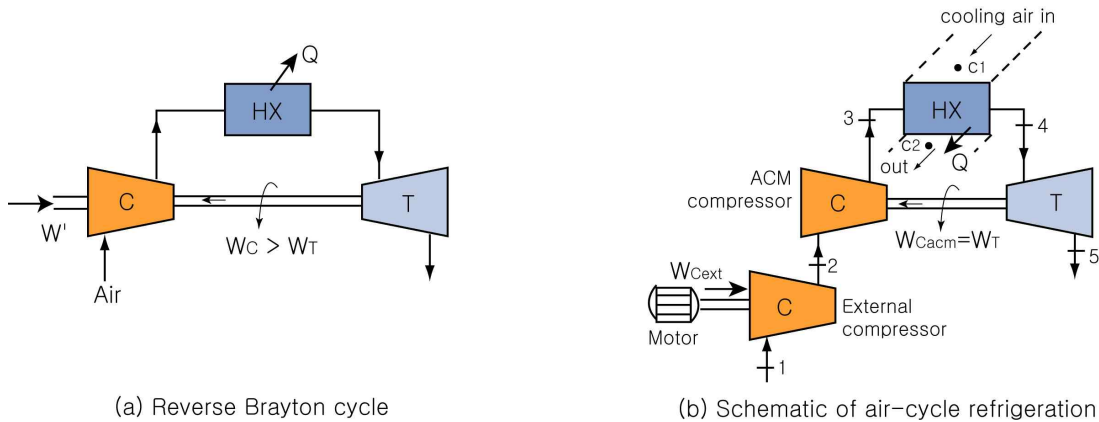


Fig. 1 Schematics of an air-cycle refrigeration system

- ③ 압축기와 터빈은 잘 단열되어 있다.
- ④ 압축기와 터빈에서는 등엔트로피 효율 η_C, η_T 를 각각 고려하고, 열교환기에서는 열교환기 효율 ϵ 을 고려한다.

계산할 때 두 개의 제한조건이 있는데 첫째는 터빈 출구의 압력은 입구 압력과 같은 대기압이며, ACM 압축기에서 필요한 동력은 터빈에서 전적으로 공급된다. 즉 터빈 출력과 ACM 압축기 소요 동력은 서로 같다($W_{Cacm} = W_T$).

2.1 성능 관계식

Fig. 1(b)에 나타나 있는 기호 표기에 따르면, 외부 압축기의 단위질량 당 소요 일 w_{Cext} (J/kg)과 소요 동력 W_{Cext} (W)는 다음과 같이 각각 유도된다.

$$w_{Cext} = \frac{c_p T_1}{\eta_{Cext}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1)$$

$$W_{Cext} = \dot{m} \cdot w_{Cext} \quad (2)$$

위 식에서 k 는 비열비(= c_p/c_v)이며, \dot{m} 은 공기의 질량유량(kg/s)이다. 마찬가지로 ACM 압축기에서의 소요 일과 소요 동력은 다음과 같다.

$$w_{Cacm} = \frac{c_p T_2}{\eta_{Cacm}} \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3)$$

$$W_{Cacm} = \dot{m} \cdot w_{Cacm} \quad (4)$$

한편 열교환기에서 냉각 공기의 질량유량을 \dot{m}_c (kg/s)라 하면 일반적으로 이 값은 장치 내의 공기 질량유량 보다 큰 값을 갖는데($\dot{m}_c > \dot{m}$), 이 경우 최대 열전달률 Q_{HXmax} (W) 대비 실제 열전달률 Q_{HX} (W)의 비인 열교환기 효율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{Q_{HX}}{Q_{HXmax}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{c1}} \quad (5)$$

식(5)에서 실제 열전달률과 최대 열전달률은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_{HX} = \dot{m} c_p (T_3 - T_4) = \dot{m}_c c_p (T_{c2} - T_{c1}) \quad (6)$$

$$Q_{HXmax} = (\dot{m} c_p)_{min} (T_3 - T_{c1}) = \dot{m} c_p (T_3 - T_{c1}) \quad (7)$$

터빈에서의 단위질량 당 일 w_T (J/kg)과 출력 W_T (W)는 다음과 같이 각각 표시된다.

$$w_T = c_p T_5 \eta_T \left[\left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (8)$$

$$W_T = \dot{m} \cdot w_T \quad (9)$$

공기사이클 냉동기에서의 냉각률 Q_{cool} (W)는 최초 온도 T_1 이 최종 온도 T_5 로 냉각될 때의 값으로 정의할 수 있으므로

$$Q_{cool} = \dot{m} c_p (T_1 - T_5) \quad (10)$$

이 되며, 최종 온도가 최초 온도보다 높게 된다면 당연히 냉각효과는 없다. 마지막으로 성능계수 COP 는 소요 동력에 대한 냉각률의 비로 나타낼 수 있으며, 다음과 같이 정의된다.

$$COP = Q_{cool} / W_{Cext} \quad (11)$$

2.2 엔트로피 생성률 관계식

열역학 제 2법칙에 입각한 해석을 부차적으로 수행하기 위해서 엔트로피 생성률에 대한 관계식을 유도한다. 엔트로피 생성률을 SP (W/K)라 표시하고 각 구성 요소에서 구해보면 다음과 같다.

$$SP_{Cext} = \dot{m} (s_2 - s_1) \quad (12)$$

$$SP_{Cacm} = \dot{m} (s_3 - s_2) \quad (13)$$

$$SP_{HX} = \dot{m} (s_4 - s_3) + \dot{m}_c (s_{c2} - s_{c1}) \quad (14)$$

$$SP_T = \dot{m} (s_5 - s_4) \quad (15)$$

위 식에서 s 는 비엔트로피(J/kg · K)이며, 이상기체이므로 냉각 공기를 제외한 구성 요소에서의 엔트로피 변화량은 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta s = s_o - s_i = c_p \ln \frac{T_o}{T_i} - R \ln \frac{p_o}{p_i} \quad (16)$$

위 식에서 R 은 기체상수이다.

그리고 냉각 공기의 엔트로피 변화량은 압력강하를 고려하지 않으므로 식(16)에서 압력변화 부분이 제거된 값으로 표시된다.

Table 1 Basic initial conditions

공기	입구온도 T_1	308.15 K(35°C)
	입구압력 p_1	101.3 kPa
	질량유량 \dot{m}	1 kg/s
냉각 공기	입구온도 T_{c1}	308.15 K(35°C)
	질량유량 \dot{m}_c	4 kg/s

2.3 변수 분석

본 사이클 해석에서 단순히 변화시킬 수 있는 파라미터는 많이 있으나 성능 변화의 경향에 영향을 미치는 중요한 입력변수는 외부 압축기의 압력비($PR_{Cext} = p_2/p_1$), 압축기와 터빈의 등엔트로피 효율 및 열교환기 효율이다. 질량유량은 성능에 당연히 영향을 미치지만 변화 경향과는 무관하며, 작동유체나 냉각 공기의 초기조건도 경향과는 무관하다고 할 수 있다. 한편 ACM 압축기의 압력비도 결과에 영향을 미치나 제한조건 $W_{Cacm} = W_T$ 에 의하여 계산 과정에서 자동적으로 결정되므로 입력변수에서 제외된다.

3. 결과 및 고찰

변수 분석에서 언급한 바와 같이 유량이나 온도 등의 초기조건은 경향에 영향을 미치지 않으므로 Table 1과 같은 기본조건을 사용하여 계산한다.

위와 같은 조건을 기초로 주어진 외부 압축기의 압력비나 각종 효율 등을 변화시켜가며 계산을 수행한다. 결과는 두 개의 제한조건이 만족될 때까지 반복적으로 계산하여 구한다.

3.1 외부 압축기 압력비의 변화

외부 압축기의 압력비 변화에 대한 성능 변화를 보기 위한 것이므로, 각종 효율은 모두 1로 가정하고 계산을 수행하였다. 즉

$$\eta_{Cext} = \eta_{Cacm} = \eta_T = \epsilon = 1$$

이다.

Fig. 2는 외부 압축기의 압력비에 따른 ACM 압축기의 압력비의 변화를 보여주고 있다. 외부 압축기의 압력비가 1.1에서 2.0으로 증가함에 따라 제한조건에 의해 자동적으로 결정되는 ACM 압축기의 압력비도 1.63에서 2.54로 증가한다. 압축기 1개로 생각하면 압력비가 2.73에서 4.54로 변화되는 것을 의미한다.

Fig. 3은 외부 압축기의 압력비 대비 냉각물과 최종 출구온도(5점)의 변화 경향을 보여주고 있다. 압

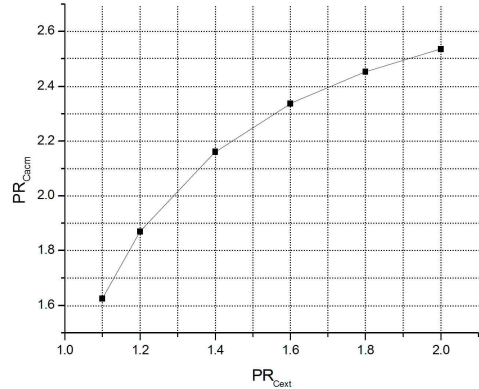


Fig. 2 The change of PR_{Cacm} to PR_{Cext} with basic initial conditions.

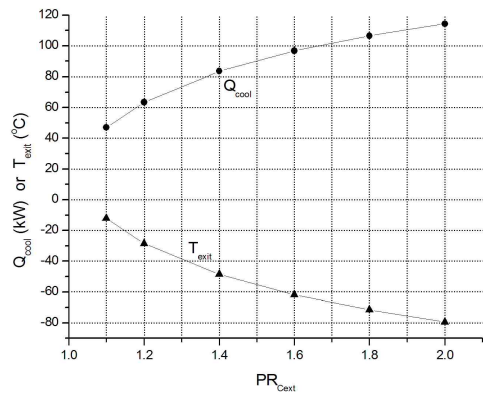


Fig. 3 The change of T_{exit} and Q_{cool} to PR_{Cext} with basic initial conditions.

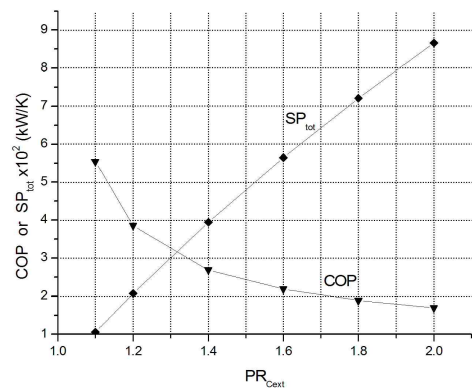


Fig. 4 The change of COP and SP_{tot} to PR_{Cext} with basic initial conditions.

력비가 커질수록 최종 출구온도가 낮아지며, 입구온도는 일정하게 유지되므로 출구온도가 작아질수록 냉각물은 당연히 커지게 된다.

Fig. 4는 외부 압축기 압력비 대비 성능계수와 총 엔트로피 생성률의 변화를 보여주고 있다. 총 엔트로피 생성률 SP_{tot} 는 사이클 각 구성요소의 엔트로

피 생성물의 총합이다. PR_{Cext} 가 커질수록 성능계수는 작아지고, 총 엔트로피 생성물은 커진다. 모든 효율이 1인데도 총 엔트로피 생성물이 0이 아니라는 것은 열교환기에서 온도차에 따른 비가역성 때문이며, 이것을 열교환기에서의 불균형 엔트로피 생성 (imbalance entropy production)이라 한다(물론 압축기와 터빈에서의 생성물은 0이다). 이것은 외부 압축기의 압력비가 커질수록, 즉 최종 출구온도가 낮아질수록, 열역학 제 1법칙 관점의 성능이나 제 2법칙 관점의 성능이나 모두 나빠진다는 것을 의미한다.

모든 효율이 1이라는 사실을 전제하지만, 실제의 경향도 비슷할 것이기 때문에 Fig. 2~Fig. 4의 결과를 실제적인 관점에서 검토해보자. 최종 출구온도는 보통의 냉동기에서 보면 냉각온도(또는 냉동온도)로서 중요한 성능변수인데 낮은 냉각온도가 요구된다면 외부 압축기의 압력비를 증가시키면 가능하지만, 성능계수의 감소와 비가역성의 증대를 감수해야 한다. 또한 효율이 모두 1이기 때문에 그림에서 나타난 값들은 변수에 따라서 얻을 수 있는 최대한계 값이거나 최저한계 값이 된다. 즉 실제의 경우 효율은 1보다 작기 때문에 실제의 값은 주어진 외부 압축기 압력비에서 그림의 결과 값보다는 작거나 커지게 된다. 예를 들어 외부 압축기 압력비가 1.4인 경우 얻을 수 있는 최저 냉각온도는 -50°C 정도, 최대 냉각률은 85 kW 정도이고, 최대 성능계수는 2.7정도이며, 최저 엔트로피 생성물은 0.04 kW/K 정도가 된다.

3.2 일률적인 효율 변화

Fig. 5~Fig. 7은 외부 압축기의 압력비가 2.0으로 고정된 경우, 효율 변화에 대해서 자동 결정되는 ACM 압축기 압력비의 변화, 냉각온도, 냉각률, 성능계수 및 총 엔트로피 생성물의 변화를 각기 보여주고 있다. 효율이 일률적으로 커질수록 대응하는 ACM 압축기의 압력비가 커지는데, 압력비가 커지면 얻을 수 있는 냉각온도가 작아지고 냉각효과가 커진다는 것을 예측할 수 있고, 그 경향을 Fig. 6에서 보여주고 있으며 거의 선형적으로 변한다는 것을 알 수 있다. 또한 효율 증가에 따라 성능계수가 증가하고 총 엔트로피 생성물이 감소하게 되는데 그 변화경향이 Fig. 7에 나타나 있다. 그림에서 ‘no cooling’ 점은 최종 출구온도가 입구온도와 같은 35°C 가 되는 지점으로 효율의 한계점이 0.643이 된다. 즉 외부 압축기의 압력비가 2인 경우 일률적인 효율 값이 0.643보다 작아지면 냉각효과를 기대할 수 없다는 것을 나타낸다.

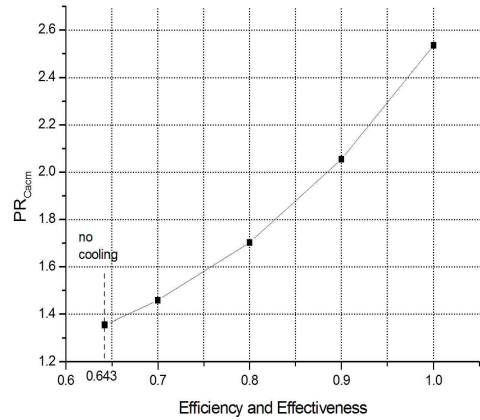


Fig. 5 The change of PR_{Cacm} to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions at $PR_{Cext} = 2.0$.

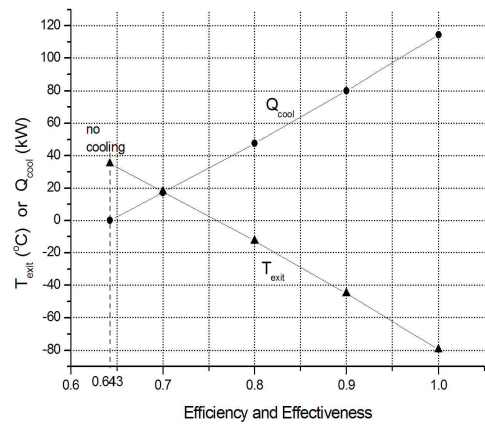


Fig. 6 The change of T_{exit} and Q_{cool} to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions at $PR_{Cext} = 2.0$.

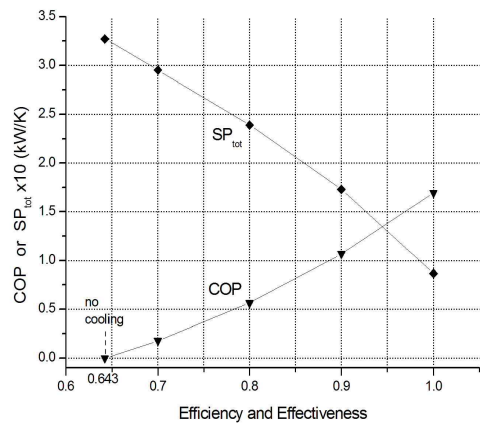


Fig. 7 The change of COP and SP_{tot} to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions at $PR_{Cext} = 2.0$.

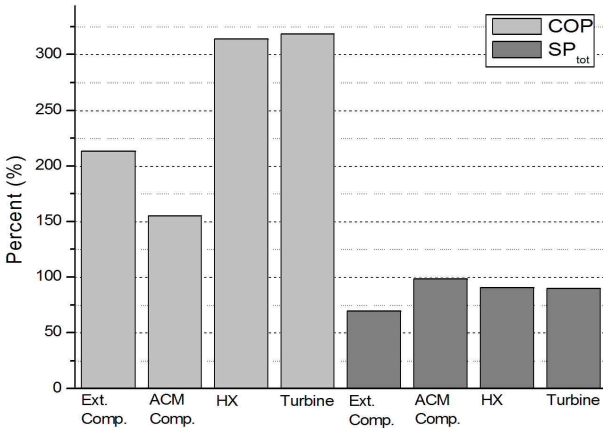


Fig. 8 Relative comparison of COP and SP_{tot} to basic case of which all efficiencies and effectiveness equal to 0.7 at $PR_{C_{ext}} = 2.0$.

Fig. 8은 모든 구성 장치의 효율이 0.7일 때의 결과 값을 기준으로 각 장치만의 효율이 1로 될 때 그 결과 값의 비를 %로 나타낸 것이다. 그림을 보면 성능계수의 상대적인 증가는 터빈에서의 효율이 1로 증가할 때 340% 정도로 가장 크고 ACM 압축기의 효율이 1로 증가할 때는 160% 정도로 가장 작다. 이것은 성능계수에 대한 영향 정도를 나타내는 것으로 성능계수의 증대를 목적으로 한다면 터빈 효율이나 열교환기 효율의 증대가 보다 큰 효과를 얻을 수 있다는 것을 보여주고 있다. 한편 총 엔트로피 생성률의 감소폭은 외부 압축기의 효율 증가 시 가장 크고 ACM 압축기의 효율 증가 시는 아주 미미하다는 것을 보여주고 있다.

Table 2는 설계요구조건으로 냉각온도 -20°C ($Q_{cool} = 55 \text{ kW}$)를 얻기 위해서 외부 압축기의 압력비를 1.2에서 2로 세팅할 때 대응하는 일률적 효율 값과 기타 결과 값을 각각 보여주고 있다. 표에

Table 2 Corresponding efficiencies and effectiveness according to the change of $PR_{C_{ext}}$ values for the exit temperature, -20°C

$PR_{C_{ext}}$	η & ϵ	$W_{C_{ext}}$ (kW)	COP	SP_{tot} (kW/K)
1.2	0.973	16.9	3.249	0.030
1.4	0.906	34.3	1.602	0.083
1.6	0.866	51.1	1.075	0.134
1.8	0.841	67.0	0.822	0.181
2.0	0.824	81.9	0.672	0.225

나타나 있지 않은 ACM 압축기의 압력비는 1.733에서 1.77 사이의 값으로 그 변화가 크지 않다. 표를 보면 작은 외부 압축기 압력비로 시스템이 세팅된다면 관계되는 효율 값이 커야 요구되는 냉각온도를 얻을 수 있다는 사실을 보여주고 있으며, 압력비가 크게 세팅될수록 관계되는 효율이 작아도 된다는 것을 나타내고 있다. 즉 효율이 작은 장치들로 시스템을 구성하려 한다면 외부 압축기의 압력비를 크게 세팅해야 할 것이다. 참고로 압력비의 증대는 동일한 외부 압축기라도 그것을 구동하는 모터의 회전수를 증가시키면 가능하다.

3.3 두 개의 열교환기 사용 시 결과

압축기를 외부 압축기와 ACM 압축기로 구분하므로 Fig. 9에서처럼 외부 압축기와 ACM 압축기 사이에 열교환기를 추가로 장착할 수 있다. 기본적인 변화 경향은 두 개의 열교환기가 있을 때도 같을 것이므로 주요 결과만 비교해 보자. Fig. 10은 외부 압축기의 압력비가 2이고 기본 조건을 사용하는 경우, 모든 효율이 일률적으로 변할 때 내부적으로 자동 결정되는 ACM 압축기의 압력비 변화를 두 경우에 대해서 각각 보여주고 있는데, 두 개의 열교환기 사용의 경우가 다소 크게 결정되는 것으로 나타나고 있다. Fig. 11은 동일한 조건에서 성능계수의 변화와 총 엔트로피 생성률의 변화를 보여주고 있는데, 두 개의 열교환기를 사용할 때 성능계수는 크고 총 엔트로피 생성률은 작으므로 전반적으로 성능이 우수함을 알 수 있다.

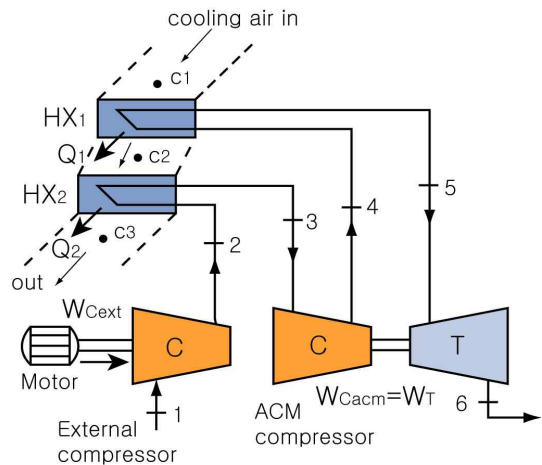


Fig. 9 Another air-cycle refrigeration system with two HX's.

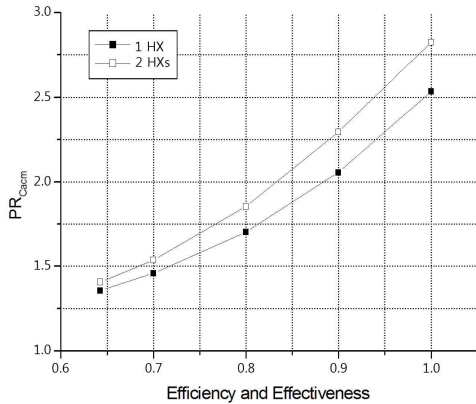


Fig. 10 The comparison of the change of PR_{Cacm} to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions at $PR_{Cext} = 2.0$ in two systems.

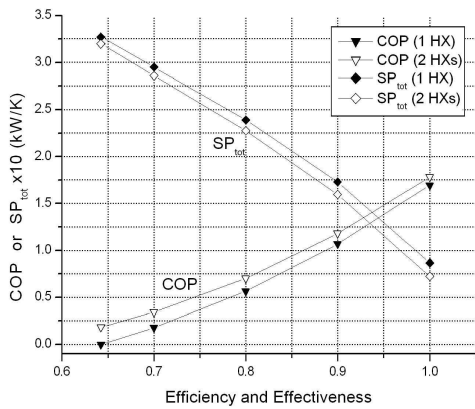


Fig. 11 The comparison of the change of COP and SP_{tot} to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions at $PR_{Cext} = 2.0$ in two systems.

4. 결 론

본 연구는 요즈음 환경 문제로 관심이 증대되고 있는 공기사이클 냉동시스템을 일반 냉동이나 공조 시스템에 적용할 때의 성능을 해석한 것이다. 압축기를 외부 압축기와 ACM 압축기로 분리하고 ACM 압축기의 소요 동력이 터빈 출력과 같다는 제한 조건 하에서 계산을 수행하였다. 해석 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- (1) 외부 압축기의 압력비를 증가시키면 대응하는 ACM 압축기의 압력비가 높게 결정되고 낮은 냉각온도를 얻을 수는 있으나, 성능계수

- 가 하락하고 총 엔트로피 생성률은 증가한다.
- (2) 각 구성 요소의 효율 증가는 성능을 증진시키거나 상대적인 중요도에서 차이가 있다. 성능계수의 증대를 목적으로 한다면 터빈과 열교환기에서의 효율 증대가 가장 영향이 크며, ACM 압축기의 효율 증가는 상대적으로 그 영향이 미미하다.
- (3) 외부 압력비가 크게 세팅될수록 관계되는 효율이 작아도 된다. 즉 효율이 작은 장치들로 시스템을 구성하려 한다면 외부 압축기의 압력비를 크게 세팅해야 요구되는 냉각온도를 얻을 수 있다.
- (4) 열교환기를 추가로 장착하면 비용은 증가할 수 있으나 낮은 냉각 온도를 얻을 수 있고 성능계수가 증가하며 총 엔트로피 생성률은 하락하므로 전반적인 성능 향상을 이룰 수 있다.

향후 공기 중에 포함되어 있는 수증기를 포함하는 습공기에 대해서 해석을 수행할 예정이며, 성능향상에 영향이 큰 열교환기의 효율 증대에 초점을 맞춘 연구를 수행할 예정이다.

후 기

본 논문은 2010년도 울산대학교 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드리는 바이다.

참고문헌

1. Kim, Y. M., 2005, Air cycle refrigeration technology, Journal of the KSME, Vol. 45, No. 8, pp. 23-25.
2. Bhatti, M. S., 1998, Open air cycle air conditioning system for motor vehicles, SAE Paper No. 980289.
3. 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. of Refrigeration, Vol. 27, pp. 503-510.
4. 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. of Refrigeration, Vol. 28, pp. 381-388.

5. Wang, X. and Yuan, X., 2007, Reuse of condensed water to improve the performance of an air-cycle refrigeration system for transport applications, *Applied Energy*, Vol. 84, pp. 874-881.
6. Kim, J. J. and Kim, T. S., 2006, Design parameter analysis of a reverse Brayton cycle refrigerator using natural working fluids, *Proceedings of the SAREK winter conference*, pp. 410-415.
7. Kim, J. J. and Kim, T. S., 2007, *Proceedings of the SAREK summer conference*, pp. 127-132.
8. Figliola, R. S. and Tipton, R., 2000, An exergy-based methodology for decision-based design of integrated aircraft thermal systems, *SAE Paper No. 2000-01-5527*.
9. Conceicao, S. T. and Turcio, W. H. L., 2007, Thermodynamic study of aircraft air conditioning air cycle machines : 3-wheel x 4-wheel, *SAE Paper No. 2007-01-2579*.
10. Zhao, H., Zhu Y., and Chen S., 2009, Experimental study on the performance of an aircraft environmental control system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 16, pp. 3284-3288.