

3단압축 드라이아이스 제조사이클의 압축동력과 엑서지 해석

이 근 식[†]

울산대학교 기계자동차공학부

Compression Power and Exergy Analysis in a Dry Ice Production Cycle with 3-stage Compression

Geun Sik Lee[†]

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

(Received July 13, 1999; revision received May 15, 2000)

ABSTRACT: In order to minimize compression power and analyze the cause of exergy loss for a dry ice production cycle with 3-stage compression, the variation of compression power was investigated and the exergy analysis was performed for the cycle. In this cycle, CO₂ is used both as a refrigerant and as a raw material for dry ice. The behavior of compression power and irreversibility in the cycle were examined as a function of intermediate pressure. From this result, the conditions for the minimum compression power were obtained in terms of the first stage or the third stage pressure. In addition, the irreversibilities for the cycle were investigated with respect to the efficiency of compressor. Result shows that the optimum pressure is not consistent with the conventional pressure obtained from the equal-pressure-ratio assumption. This is mainly due to the change in mass flow rate of the intermediate stage compressor by the flash gas evaporation from the flash drums. Most important is that the present exergy analysis enabled us to find bad performance components for the cycle and informed us of methods to improve the cycle performance.

Key words: Dry ice production cycle(드라이 아이스 제조 사이클), Compression power(압축동력), Intermediate pressure(중간압력), Mass flow rate(질량유량), Exergy(엑서지), Irreversibility(비가역성), Compressor efficiency(압축기 효율)

기 호 설 명

h : 엔탈피 [kJ/kg]

I : 비가역성 [kW]

i : 단위유량당 비가역성 [kJ/kg]

m : 질량유량 [kg/s]

P_{1st} : 저압플래쉬드럼 압력 [bar]

P_{2nd} : 중간(고압플래쉬드럼) 압력 [bar]

P_{3rd} : 응축기 압력 [bar]

P_{dry} : 분리기 압력 [bar]

s : 엔트로피 [kJ/kgK]

T : 온도 [°C, K]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-52-259-2135; fax: +82-52-259-1680

E-mail address: gslee@uou.ulsan.ac.kr

- W : 압축동력 [kW]
 w : 단위유량당 압축동력 [kJ/kg]
 x : 건도

그리스 문자

- σ : 생성 엔트로피 혹은 엔트로피 생성율 [kJ/kgK, kW/K]
 ψ : 엑서지 [kJ/kg]

하첨자

- 0 : 기준상태
 $1-22$: 각 상태점
 $C1$: 압축 제1단
 $C2$: 압축 제2단
 $C3$: 압축 제3단
 $COMP$: 압축기
 $COND$: 응축기
 $HPEV$: 고압팽창밸브
 $HPFD$: 고압플래쉬드럼
 $LPEV$: 저압팽창밸브
 $LPFD$: 저압플래쉬드럼
 $MPEV$: 중압팽창밸브
 $INT1$: 제1단 중간냉각기
 $INT2$: 제2단 중간냉각기
 SEP : 분리기

1. 서 론

최근 전세계적으로 지구온난화에 대한 관심의 증가와 함께 이에 대한 규제책으로 탄소세 도입도 추진되고 있다.⁽¹⁾ 특히, 화석연료의 연소에서 발생하는 이산화탄소는 그 양이 막대하므로 지구온난화의 주범이 되고 있다. 이산화탄소의 대기 중 배출은 여러 가지 방법으로 감소시킬 수 있다. 그 중 한가지는 에너지 사용을 되도록 줄이는 것이 될 수 있으나 이것은 생활습관을 바꾸어야 하므로 정부와 국민 모두가 합심하여 달성해야 할 과제이며 긴 시일을 요한다. 또한 화석연료의 사용을 단시간 내에 바꾸기는 어려우므로, 대신에 에너지 사용장치를 효율적으로 설계하고 운전함으로써 이산화탄소의 배출량을 간접적으로 줄일 수 있음을 예측할 수 있다.

한편, 드라이아이스는 기계적인 냉동이 용이하지 않은 곳의 냉동식품의 저장과 수송시 사용되며, 저온이 필요한 특수한 용기나 실험실의 급속냉각, 혈액의 보냉, 세정 및 약취방지, 각종 기기의 제압시험 및 약품의 합성, 알루미늄 등 연질 금속의 저온경화 가공 등 그 용도가 다양하다. 드라이아이스 제조용 이산화탄소는, 공업적으로는 석회석의 가열 또는 산으로 처리하는 방법으로 얻어지며 대량적으로는 코크스(cokes)를 분해할 때 발생하는 가스를 이용하나, 최근에는 화학공정의 부산물이나 연도가스를 분리하고 세정하여 얻기도 한다. 상업적으로는 유기물의 발효로써 일부 얻기도 한다.⁽²⁾

드라이아이스 제조 사이클은 낮은 저온 작동부(1기압에서 -78°C)와 대기온도에서 높은 응축압력(300 K에서 67 bar) 때문에, 많은 압축동력이 소요된다. 상업적으로 드라이아이스 1 ton/hr 생산 시 요구되는 동력은 대략 260 kW이다.⁽³⁾ 드라이아이스 제조 사이클의 성능은 실제 압축소요동력에 대한 이상적 소요동력의 비로 표시될 수 있다. 이 때 이상적 소요동력은 이 사이클의 출입 엑서지 차에 생산되는 드라이아이스의 질량유량의 곱으로 표시될 수 있다. 이 때 입구 및 출구 엑서지는 각각 -78°C 의 드라이아이스의 엑서지와 300 K 부근에서의 이산화탄소의 엑서지 값으로 정해지며, 드라이아이스의 질량유량은 해석의 편의상 1 ton/hr로 정하면 이상적 소요동력은 거의 일정한 값으로 된다. 따라서 드라이아이스 제조 사이클의 성능은 압축동력에 크게 의존하며, 엑서지 해석이 매우 중요함을 알 수 있다. 그러므로 이 사이클에서 압축동력의 거동과 각 구성 장치의 비가역성을 조사하는 것은 효율적인 설계 및 운전 조건을 제시하기 위해 필수적이다. 그러나 드라이아이스 제조 사이클에 대한 국내연구는 거의 없으며, 외국 설계자료는 거의 노출되고 있지 않으며, 드라이아이스 제조 사이클에 엑서지 해석을 시도한 연구는, 저자가 아는 한, 없다.

본 연구에서는 대기 중 이산화탄소의 저감책 중의 하나로 화학공정의 부산물이나 화력발전소의 배출가스로부터 이산화탄소를 분리하여 드라이아이스를 만들어 필요한 곳에 공급하는 방법을 제시하고자 한다. 그러나 본 연구의 초점은 소요 전력 절감을 통한 화력발전소의 이산화탄소 배출을 줄이기 위해 드라이아이스 제조과정에서 압축

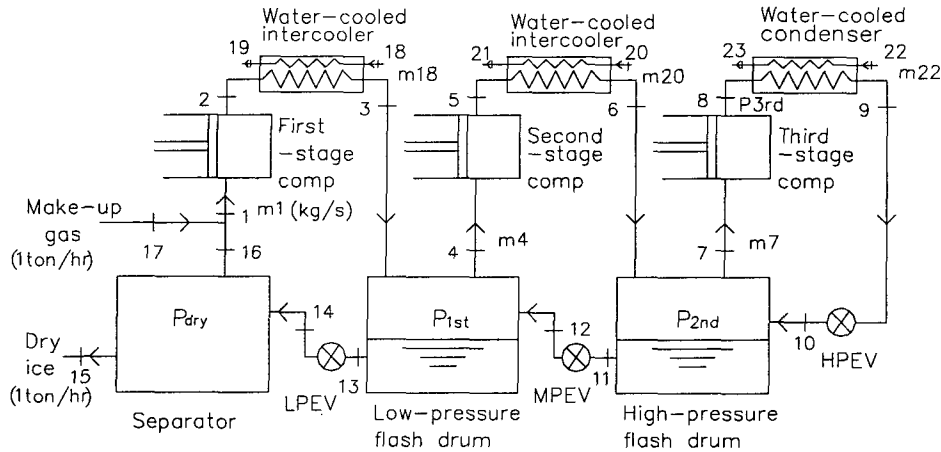


Fig. 1 Schematic diagram of a dry ice production cycle.

동력의 최소화와 엑서지 손실을 최소화하는 데 있다.

연구내용으로는 이산화탄소가 1기압에서 67 bar부근까지 압축되는 3단압축 드라이아이스 제조 사이클에 대하여 압축동력의 거동을 분석하고 각 구성장치의 비가역성을 조사한다. 그러나 Table 1에서 볼 수 있듯이, 문헌마다 중간압축압력이 다르게 되어 있어 어떤 값이 최소압축동력을 위한 최적의 중간압력(고압플래쉬드럼의 압력, 압축 제2단의 출구압력)인지 알 수 없었으며, 이것이 본 연구를 하게 된 동기 중의 하나이다. 시뮬레이션을 통하여, 중간압력의 증가에 대한 압축동력의 거동과 비가역성을 조사한 후, 이로부터 제1,3단의 압력변화가 최소압축동력에 미치는 영향을 분석한다. 아울러 압축기효율 감소에 따른 비가역성의 크기와 각 장치의 비가역성의 크

기 및 상대적인 변화를 조사하고자 한다.

2. 해석

2.1 드라이 아이스 제조 장치

Fig. 1에 드라이 아이스 제조 시스템을, Fig. 2에 그 P-h 선도를 도시하였다. 압축기는 3단으로 구성되어 있으며 대기압하에서 물을 이용한 냉각이 가능하도록 약 63 bar까지 이산화탄소를 압축한다. 압축동력을 줄이기 위하여 각 압축과정 직후 물로 냉각하고 플래쉬 드럼에서 액화탄산의 증발열을 이용하여 중압과 고압단의 입구 이산화탄소를 냉각시킨다. 플래쉬 드럼은 스로틀링 과정후의 이산화탄소의 습증기를 액과 증기로 분리하는 기능과 압축기 입구의 유입가스를 중간

Table 1 Different P_{2nd} values from various references

Variables	King ⁽⁵⁾	Jordan ⁽²⁾	Im & Suh ⁽⁷⁾
Condenser pressure, P_{3rd} (bar)	63.05	66.15	70.60
Intermediate (High pressure flash drum) pressure, P_{2nd} (bar)	19.98	27.56	31.38
Low pressure flash drum pressure, P_{1st} (bar)	5.857	5.513	6.864
Separator pressure, P_{dry} (bar)	1.013	1.013	1.013
Geometric mean value of P_{2nd} , $(P_{3rd} P_{1st})^{0.5}$ (bar)	19.22	19.10	21.93

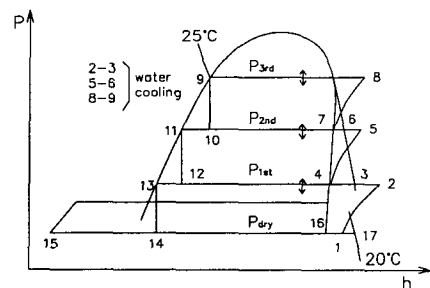


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of the dry ice production cycle.

Table 2 Simulation conditions for a dry ice production cycle

Variables	Values
Separator pressure, P_{dry}	1.03 bar
Pressure in LPFD, P_{1st}	5.857 bar (5.5-13.5 bar)
Pressure in condenser, P_{3rd}	63.05 bar (62-70 bar)
Make-up gas temperature, T_{17}	20°C
Compressor efficiency	70-100 %
Cooling water inlet temperature, T_{18}	15°C
Cooling water outlet temperature, T_{19}	25°C

냉각(intercooling)하는 기능을 가진다.⁽⁴⁾ 고압으로 압축된 이산화탄소는 HPEV(High-pressure expansion valve)와 MPEV(Middle-pressure expansion valve)에서 2단의 팽창과정 후 6 bar 부근의 액화탄산으로 된다. 이 액화탄산을 LPEV(Low-pressure expansion valve)에서 대기압까지 스로틀링하면 눈 모양의 부드러운 고체가 만들어진다. 이것을 가압성형하면 드라이 아이스가 된다.⁽⁵⁾ 이때 고체-증기 포화상태에 있는 이산화탄소의 증기는 보충되는 이산화탄소와 함께 다시 제1단의 압축기에 유입된다. 여기서 분리기의 압력(P_{dry})은 1기압으로, 저압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{1st})은 6 bar 부근으로, 고압압축기의 출구 압력(P_{3rd})은 수냉식 냉각을 고려하여 63 bar 부근으로 고정되어 있으므로, 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})이 최소압축동력을 결정하기 위한 변수가 된다. Fig. 2에서 P_{2nd} 를 P_{1st} 에 가깝게 낮추면, 제2단의 압축동력은 감소하나 9-10의 스로틀링과정에서 플래쉬 가스가 많이 발생하고 제3단의 압력비가 커져서 제3단의 압축동력이 증가하게 됨을 알 수 있다. 반면에 P_{2nd} 를 P_{3rd} 에 가깝게 높이면, 제3단의 압축동력은 감소하나 11-12의 스로틀링과정에서 플래쉬 가스가 많이 발생하고 제2단의 압력비가 커져서 제2단의 압축동력이 증가하게 됨을 알 수 있다. 따라서 총압축동력을 최소로 하는 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})이 P_{1st} 와 P_{3rd} 사이에 존재함을 예측할 수 있다. 총압축동력은 3단 압축이므로 질량유량과 엔탈피 차의 곱의 합으로 주어지나, 습증기 영역을 포함한 상태방정식이 복잡하므로 간단한 함수형태로 표시되지는 않는다. 따라서 본 연구

에서는 물성치 프로그램⁽⁶⁾을 이용하여 최소동력과 이에 대응하는 고압플래쉬드럼의 압력(P_{2nd})을 시뮬레이션을 통하여 구하였다.

시뮬레이션을 위한 기본 가정은 다음과 같다. 드라이 아이스의 생산량은 편의상 1 ton/hr로 한다. 압축기 각 단의 유입상태는 상태 1을 제외하고는 포화증기 상태이며, 각 스로틀링과정에서 입구상태는 포화액의 상태이다. 배관에서의 압력강하는 무시하며, 플래쉬 드럼들과 분리기에서 외부로의 열전달은 무시한다. 에너지 식에서 운동에너지와 위치에너지 항들은 무시한다. 위의 가정들로부터 시뮬레이션 조건은 Table 2와 같으며, 각 장치에 대한 질량보존 식과 에너지와 엑서지 식은 다음과 같다.

2.2 각 구성장치의 해석

- 분리기(separator):

분리기에 대한 에너지 식으로부터 건도 x_{14} 가

$$x_{14} = \frac{h_{14} - h_{15}}{h_{16} - h_{15}} \quad (1)$$

얻어지며, 세 상태점 1, 16, 17들을 검사체적으로 한 에너지 식은

$$h_1 = (1 - x_{14})h_{17} + x_{14}h_{16} \quad (2)$$

이며, 분리기에 대한 연속방정식으로부터 압축기 제1단에서의 질량유량 m_1 이 계산된다.

$$m_1 = \frac{1000/3600}{1 - x_{14}} \quad (3)$$

- 저압플래쉬 드럼(low-pressure flash drum):

저압플래쉬 드럼에 대한 다음의 에너지 식과 연속방정식으로부터 압축기 제2단에서의 질량유량 m_4 가 계산된다.

$$m_3h_3 + m_{12}h_{12} = m_4h_4 + m_{13}h_{13} \quad (4a)$$

$$m_1 = m_3 = m_{13} \quad (4b)$$

$$m_4 = m_{12} \quad (4c)$$

$$m_4 = \frac{m_3(h_3 - h_{13})}{h_4 - h_{12}} \quad (4d)$$

- 고압플래쉬 드럼(high-pressure flash drum):

고압플래쉬 드럼에 대한 다음의 에너지 식과 연속방정식으로부터 압축기 제3단에서의 질량유량 m_7 이 계산된다.

$$m_6 h_6 + m_{10} h_{10} = m_7 h_7 + m_{11} h_{11} \quad (5a)$$

$$m_4 = m_6 = m_{11} = m_{12} \quad (5b)$$

$$m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} \quad (5c)$$

$$m_7 = \frac{m_4(h_6 - h_{11})}{h_7 - h_{10}} \quad (5d)$$

- 압축기(compressor):

압축기의 등엔트로피 압축효율의 정의 η_C 로부터 다음의 압축기의 출구 엔탈피가 계산된다.

$$h_{ea} = h_i + \frac{h_{es} - h_i}{\eta_C} \quad (6)$$

여기서, 하첨자 e 는 압축기의 출구상태 2,5,8을, 하첨자 i 는 압축기의 출구상태 1,4,7을 각각 표시한다. 하첨자 a 는 실제과정을, 하첨자 s 는 등엔트로피 과정을 표시한다. 이들 정의로부터 압축기 각 단의 압축동력과 총압축동력은 다음과 같다.

$$W_{C1} = m_1(h_{2a} - h_1) \quad (7a)$$

$$W_{C2} = m_4(h_{5a} - h_4) \quad (7b)$$

$$W_{C3} = m_7(h_{8a} - h_7) \quad (7c)$$

$$W_{C,tot} = W_{C1} + W_{C2} + W_{C3} \quad (7d)$$

2.3 엑서지 해석

운동에너지와 위치에너지 항을 무시하고 엑서지 식⁽⁸⁾을 각 구성장치에 적용하면 다음으로 주어진다.

- 압축기

$$\psi_{in} + w_{COMP} = \psi_{out} + i_{COMP} \quad (8)$$

여기서 $\Psi = h - h_0 - T_0(s - s_0)$ 로서 엑서지이며, h 는 엔탈피를, s 는 엔트로피를 나타내며, w 는 압축기 일을, i 는 비가역성을 표시한다. 하첨자 ($in, out, COMP$)의 조합은 (1, 2, C1), (4, 5, C2), (7, 8, C3) 이고, C1, C2, C3는 각각 압축 제1단, 제2단, 제3단을 표시한다. 따라서 압축 제1단의 비가역성 I_{C1} 은 다음으로 계산된다.

$$I_{C1} = m_1 \{ (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + w_{C1} \} \\ = T_0 m_1 \sigma_{C1} \quad (9)$$

여기서 σ_{C1} 은 생성엔트로피이다. 압축 제2단과 제3단의 비가역성도 유사하게 표현되며, 위의 식에서 ($I_{C1}, m_1, h_1, h_2, s_1, s_2, w_{C1}, C_1$) 대신에 ($I_{C2}, m_4, h_4, h_5, s_4, s_5, w_{C2}, C_2$)와 ($I_{C3}, m_7, h_7, h_8, s_7, s_8, w_{C3}, C_3$)를 각각 대입하면 된다. 압축기의 총 비가역성은 이들의 합으로 표시된다.

$$I_{COMP} = I_{C1} + I_{C2} + I_{C3} \quad (10)$$

- 수냉식 중간냉각기와 응축기

본 계산에서는 냉각수 입출구 온도를 각각 일정하게 유지하였으므로 각 중간냉각기의 냉각수 질량유량이 달라진다. 각 질량유량을 에너지 식으로부터 구하면 다음과 같다. 먼저 제1 중간냉각기에서 질량유량을 구하면 다음으로 주어진다.

$$m_{18} = \frac{m_1(h_2 - h_3)}{h_{19} - h_{18}} \quad (11)$$

제2 중간냉각기와 응축기에서 질량유량들은 위의 식에서 (m_{18}, m_1, h_2, h_3) 대신에 (m_{20}, m_4, h_5, h_6)와 (m_{22}, m_7, h_8, h_9)를 각각 대입하여 구해진다. 이로부터, 수냉식 중간냉각기들과 응축기에서 엑서지 식은 다음으로 주어진다.

$$\sum_{in} m_i \psi_i = \sum_{out} m_e \psi_e + I \quad (12)$$

이로부터 제1 중간냉각기의 엑서지 손실은 다음 식으로 주어진다.

$$I_{INT1} = m_1 \{ (h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) \} + m_{18} \{ (h_{18} - h_{19}) - T_0(s_{18} - s_{19}) \} \quad (13)$$

제2 중간냉각기와 응축기에서 엑서지 손실은 $(I_{INT1}, m_1, m_{18}, h_2, h_3, s_2, s_3)$ 대신에 $(I_{INT2}, m_4, m_{20}, h_5, h_6, s_5, s_6)$ 와 $(I_{COND}, m_7, m_{22}, h_8, h_9, s_8, s_9)$ 를 각각 대입하여 구해진다. 중간냉각기와 응축기에서의 총비가역성은 이들의 합으로 표시된다.

$$I_{INT} = I_{INT1} + I_{INT2} + I_{COND} \quad (14)$$

- 팽창밸브

$$\psi_{in} = \psi_{out} + i_{EV} \quad (15)$$

위의 엑서지 식으로부터 고압팽창밸브에서 비가역성은 다음 식으로 주어진다.

$$I_{HPEV} = m_7(\psi_9 - \psi_{10}) = m_7 T_0(s_{10} - s_9) = m_7 T_0 \sigma_{HPEV} \quad (16)$$

여기서 σ_{HPEV} 는 고압팽창과정에서 생성엔트로피이다. 중압 및 저압 팽창밸브에서 비가역성은 위의 식에서 $(I_{HPEV}, m_7, \psi_9, \psi_{10}, s_{10}, s_9, HPEV)$ 대신에 $(I_{MPEV}, m_4, \psi_{11}, \psi_{12}, s_{12}, s_{11}, MPEV)$ 와 $(I_{LPEV}, m_1, \psi_{13}, \psi_{14}, s_{14}, s_{13}, LPEV)$ 를 각각 대입하면 얻어진다. 팽창밸브에서의 총비가역성은 이들의 합으로 표시된다.

$$I_{EV} = I_{HPEV} + I_{MPEV} + I_{LPEV} \quad (17)$$

- 플래쉬드럼과 분리기

$$\sum_{in} m_i \psi_i = \sum_{out} m_e \psi_e + I \quad (18)$$

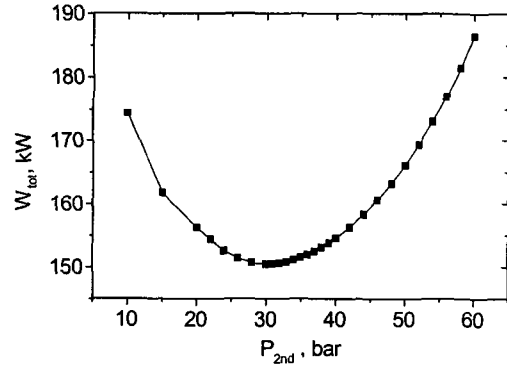
위의 엑서지 식으로부터 고압플래쉬드럼에서 비가역성은 다음 식으로 주어진다.

$$I_{HPFD} = m_7 \{ (h_{10} - h_7) - T_0(s_{10} - s_7) \} + m_4 \{ (h_6 - h_{11}) - T_0(s_6 - s_{11}) \} = T_0 \sigma_{HPFD} \quad (19)$$

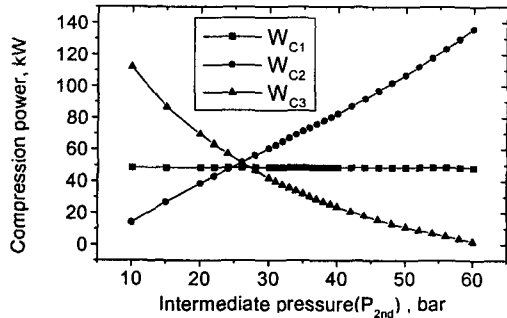
여기서 σ_{HPFD} 는 고압플래쉬드럼에서 엔트로피 생성율(kW/K)이다. 저압플래쉬드럼과 분리기에서 비가역성은 위의 식에서 $(I_{HPFD}, m_7, m_4, h_{10}, h_7, s_{10}, s_7, h_6, h_{11}, s_6, s_{11}, HPFD)$ 대신에 $(I_{LPFD}, m_4, m_1, h_{12}, h_4, s_{12}, s_4, h_3, h_{13}, s_3, s_{13}, LPFD)$ 와 $(I_{SEP}, m_7, m_1, h_{14}, h_{16}, s_{14}, s_{16}, h_{16}, h_{15}, s_{16}, s_{15}, SEP)$ 를 각각 대입하면 얻어진다. 플래쉬드럼들과 분리기에서의 총비가역성은 이들의 합으로 표시된다.

$$I_{FD} = I_{HPFD} + I_{LPFD} + I_{SEP} \quad (20)$$

3. 결과 및 토의



(a) Total compression power



(b) Each stage compression power

Fig. 3 Compression power as a function of intermediate pressure.

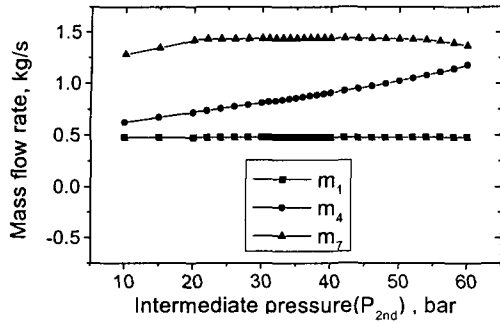


Fig. 4 Mass flow rate as a function of intermediate pressure.

3.1 고압플래쉬드럼의 압력(P_{2nd})의 증가에 따른 압축동력의 거동

Fig. 3은 등엔트로피 압축효율이 1인 경우 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})이 변화할 때 압축동력의 경향을 나타낸 그림이다. $P_{2nd} = 30$ bar 부근에서 최소의 압축동력이 소요됨을 알 수 있다. 이는 각 단계에 유입되는 질량유량이 동일한 경우에 압축동력을 최소화 하는 중간압력은 대략 저압과 고압의 기하평균 값⁽⁴⁾으로 주어지는(약 19 bar) 상황과 대조적이다.

각 압축단을 살펴보면, 제1단의 압축동력(W_{C1})은 질량유량과 입출구의 엔탈피의 변화가 없으므로 일정한 값을 보여주고 있다. 제2단의 압축동력(W_{C2})은 P_{2nd} 이 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가함을 볼 수 있다. 이는 P_{2nd} 이 증가함에 따라 저압축 플래쉬 드럼에 유입되는 건도(x_{12})가 높아져서 압축기 제2단으로 유입되는 플래쉬 증기의 양(m_4)이 증가하는(Fig. 4) 요인과 압축전후의 엔탈피차($h_{5a} - h_4$)가 증가하기 때문이다. 제3단의 압축동력(W_{C3})은 P_{2nd} 이 증가함에 따라 거의 반비례적으로 감소함을 볼 수 있다. 이 때 제3단에 유입되는 질량유량(m_7)은 Fig. 4에 보이듯이 P_{2nd} 이 증가하더라도 거의 일정함이 흥미롭다.

이는 식(5d)와 Fig. 2에서 살펴보면, P_{2nd} 이 증가할 때 고압축 플래쉬 드럼에 유입되는 증기의 양(m_4)은 선형적으로 증가하나 이와 반대로 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})을 증가시키면 플래

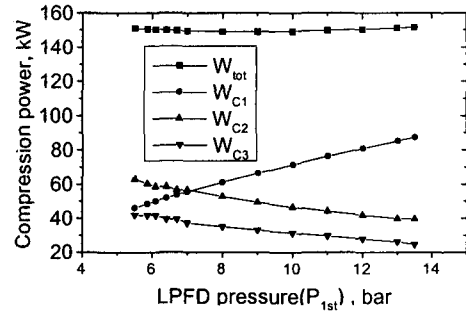


Fig. 5 Minimum compression power as a function of LPFD pressure.

쉬 가스의 생성이 억제되는(건도 x_{10} 이 감소하는) 상반된 효과가 발생하기 때문이다. 그런데 P_{2nd} 를 증가시키면 압축기 제3단의 엔탈피차($h_{8a} - h_7$)가 감소한다. 따라서 제3단의 압축동력에는 엔탈피차($h_{8a} - h_7$)가 주된 영향을 줄 수 있다.

3.2 저압플래쉬드럼의 압력(P_{1st})의 변화가 최소 압축동력에 미치는 영향

$P_{3rd} = 63.05$ bar로 유지하였다. 제1단의 압력비가 지나치게 높을 수 없으므로, P_{1st} 를 삼중점보다 약간 높은 5.5 bar로부터 13.5 bar까지 증가시켰다. 이 때, 각 P_{1st} 에서 총압축동력을 최소화 하는 최적의 P_{2nd} 가 존재하였으며, 각 최소압축동력들만을 Fig. 5에 표시하였다. P_{1st} 가 증가함에 따라 각 최적의 P_{2nd} 는 30 bar로부터 39 bar까지 단조증가하였다. 여기서 P_{1st} 가 증가함에 따라 제1단 압축동력은 단조증가하며, 제2 및 제3단의 압축동력은 단조감소한다. P_{dry} 와 P_{3rd} 는 고정되어 있으므로 제3단의 동력감소는 P_{2nd} 의 단조증가에 따른 압력비 감소에 기인하며, 제1단 동력증가는 제1단 출구압력 증가에 기인한다. 한편 제2단의 동력감소 경향은 제2단의 압력비(P_{2nd}/P_{1st})의 경향(단조감소)에 의존하기 때문이다. 전체적으로 보아 최소동력의 변화폭은 150.94 kW ~ 151.57 kW 범위로 저압플래쉬드럼의 압력의 변화에 대하여 거의 무관함을 알 수 있다.

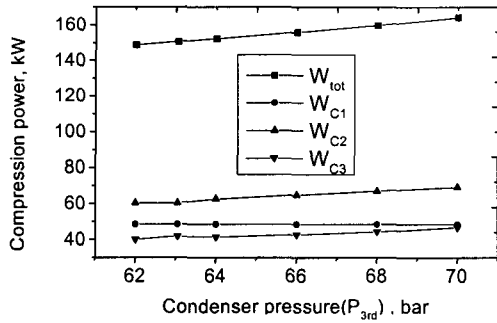
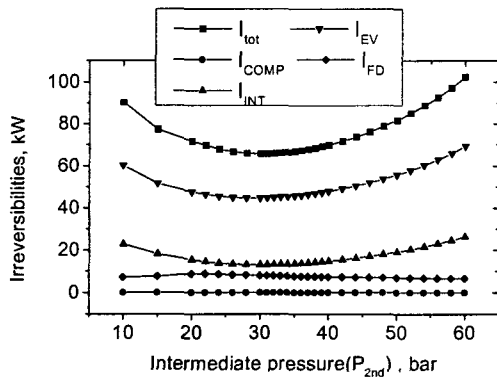


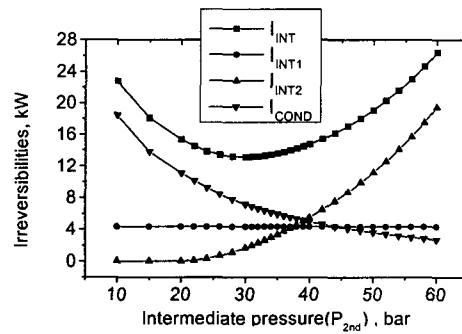
Fig. 6 Minimum compression power as a function of the condenser pressure.

3.3 응축기 압력(P_{3rd})의 변화가 최소압축동력에 미치는 영향

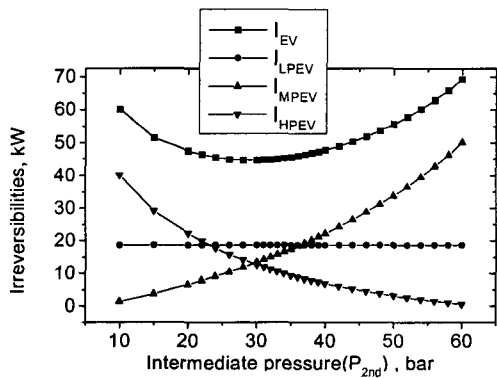
$P_{1st}=5.857$ bar로 유지하였다. 응축기 압력은 20°C 전후의 수냉식 응축과정을 고려하고 임계압력보다 낮은 압력을 고려하여 62 bar에서 70 bar까지 변화시켰다. 이 때도, 각 P_{3rd} 에서 압축동력을 최소로 하는 최적의 P_{2nd} 가 존재하였으며, 이 최소압축동력만을 Fig. 6에 표시하였다. 각 P_{3rd} 에 대응하는 최적의 P_{2nd} 는 30 bar로부터 34 bar까지 단조증가하였다. P_{3rd} 가 증가함에 따라 각 단 압축동력은 소폭으로 단조증가하였으나, 제3단의 압축동력 증가폭이 가장 큼을 알 수 있다. 전체적으로 보아 P_{3rd} 의 변화범위 내에서 최소동력들의 변화폭은 148.70 kW에서 164.19 kW로, P_{2nd} 의 변화에 대한 압축동력의 변화폭보다 훨씬 적으나 P_{1st} 의 변화에 대한 최소동력들의 변화폭보다 훨씬 큼을 볼 수 있다.



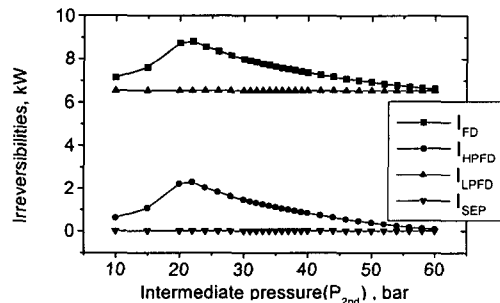
(a) For the entire cycle



(c) For the intercoolers and condensers



(b) For the expansion valves



(d) For the flash drums and separator

Fig. 7 Total or component irreversibility as a function of intermediate pressure.

3.4 엑서지 해석결과

엑서지 해석결과는 대표적으로 압축기 효율이 100%이고, $P_{1st}=5.817$ bar, $P_{3rd}=63.05$ bar로 유지시켰을 때 P_{2nd} 의 함수로써 Fig. 7에 도시하였다.

Fig. 7(a)는 총엑서지 손실과 각 구성부품인 압축기, 수냉식 중간냉각기와 응축기, 팽창밸브, 플래쉬드럼에서 엑서지 손실을 제시하고 있다. 총 엑서지 손실은 (총압축동력이 최소가 되는) $P_{2nd}=30$ bar에서 최소값이 되며, 팽창밸브, 수냉식 중간냉각기와 응축기, 플래쉬드럼 순으로 총 엑서지 손실에 기여함을 알 수 있다.

Fig. 7(b)는 팽창밸브에서 총엑서지 손실과 각 팽창밸브에서 엑서지 손실을 표시하며, P_{2nd} 가 증가함에 따라 중압팽창밸브에서는 엑서지 손실이 증가하며, 고압팽창밸브에서는 엑서지 손실이 감소함을 볼 수 있다. 이는 다음의 두가지 현상으로 설명될 수 있다. 엑서지 손실은 질량유량과 입출구의 엑서지차이의 곱으로 표시된다. 먼저 Fig. 2에서 살펴보면, P_{2nd} 가 증가함에 따라 P_{1st} 와 P_{2nd} 의 압력차는 커지며 P_{2nd} 와 P_{3rd} 의 압력차는 작아진다. 이들 스로틀링과정 전후의 압력차에 의한 엑서지 차이들이 동력발생없이 소산되므로 같은 크기의 엑서지 손실로 되며, P_{2nd} 가 증가함에 따라 중압팽창밸브에서는 엑서지 손실이 증가하며, 고압팽창밸브에서는 엑서지 손실이 감소하기 때문이다. 또한 Fig. 1과 Fig. 4에서 중압

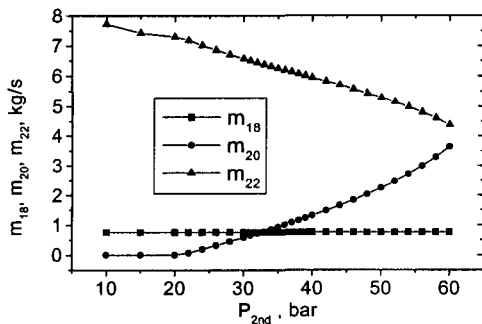


Fig. 8 Mass flow rate of cooling water into the water-cooled intercoolers or condenser as a function of intermediate pressure.

팽창밸브를 통과하는 유량이 증가하나 고압팽창밸브를 통과하는 유량은 소폭증가에 그치기 때문이다.

Fig. 7(c)에 수냉식 중간냉각기와 응축기의 엑서지 손실들이 제시되어 있다. 전체적인 경향은 팽창밸브들에서의 엑서지 손실의 경향과 유사함을 볼 수 있으며, 이에 대한 이유도 Fig. 7(b)에서 설명되었던 바와 유사하다. 그러나 중간냉각기들과 응축기에서는 냉각수의 출입에 따른 엑서지 손실이 추가된다. Fig. 8의 응축기측 냉각수 유량이 월등히 많은 점을 고려하면 $P_{2nd}=40$ bar 까지도 응축기측의 엑서지 손실이 가장 높게 됨을 알 수 있다.

Fig. 7(d)에서 플래쉬 드럼과 분리기에서 총엑서지 손실의 대부분은 저압플래쉬 드럼에서 발생함을 알 수 있다. 한편 P_{2nd} 에 따른 총엑서지 손실의 변화 경향은 고압플래쉬 드럼의 경향을 따르고 있음을 관찰할 수 있다. P_{2nd} 의 값이 약 20 bar 까지 고압플래쉬 드럼의 엑서지 손실이 증가하는 것이 독특한데, 이는 P_{2nd} 의 값이 약 20 bar 이하에서는 압축2단 출구온도(T_{5a})가 25°C이하가 되어 수냉각을 할 수 없을 뿐만 아니라 고압플래쉬 드럼에서 입출구의 온도차에 의한 비가역성이 증가하기 때문이다.

Fig. 8에는 각 수냉식 중간냉각기의 냉각에 필요한 유량을 제시하였다. Fig. 2를 참조하면, 제3단 출구에서의 냉각과정(이산화탄소의 응축과정)에서 가장 많은 방열량을 필요로 하므로, 이에 필요한 냉각수가 제일 많음을 알 수 있다. P_{2nd} 가

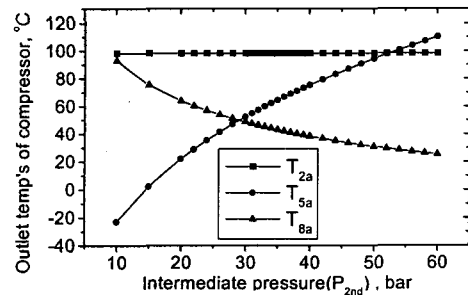


Fig. 9 Outlet temperature of the compression stages as a function of intermediate pressure.

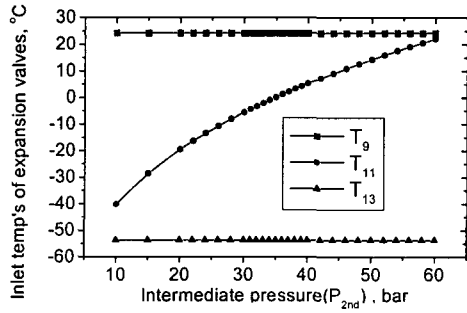
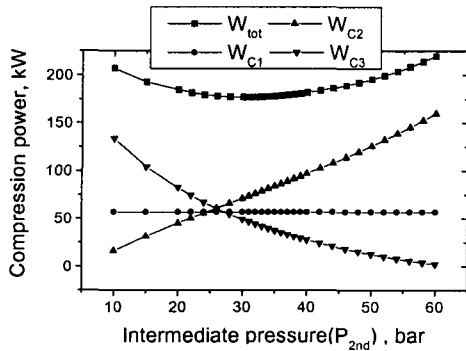
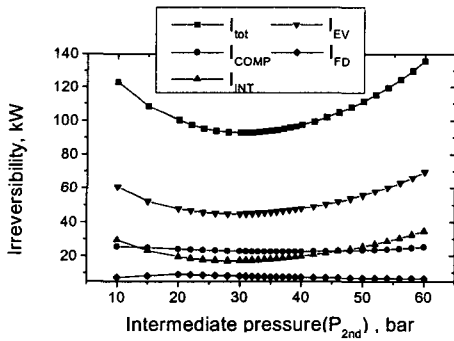


Fig. 10 Inlet temperature of the expansion valves as function of intermediate pressure.



(a) Compression power

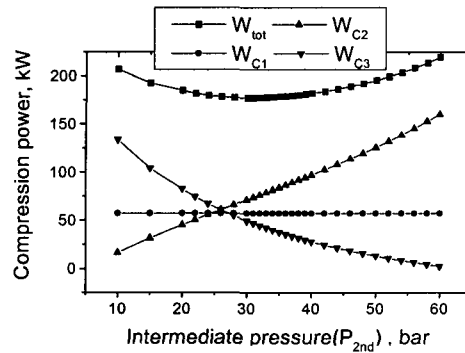


(b) Irreversibility

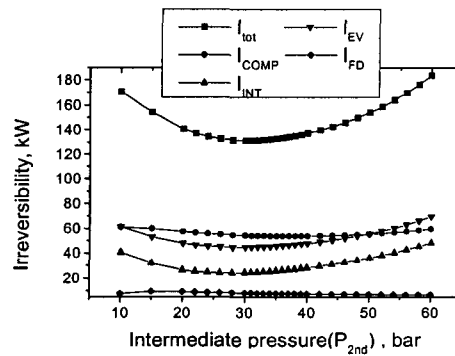
Fig. 11 Compression power and irreversibility as a function of intermediate pressure when compressor efficiency is 85%.

증가함에 따라, 압축기 제2단의 출구온도가 증가하므로(Fig. 9의 T_{5a}) 소요 냉각수가 증가하며, 제3단의 출구온도가 감소하므로(Fig. 9의 T_{8a}) 소요 냉각수가 감소하게 된다.

Fig. 10에는 P_{2nd} 에 따른 각 팽창밸브의 입구온도의 경향을 제시하였다. P_{1st} 와 P_{3rd} 가 고정되었으므로 T_9 과 T_{13} 은 일정하나, T_{11} 은 P_{2nd} 에 대응하는 포화온도이므로 P_{2nd} 의 증가에 따라 단조증가한다.



(a) Compression power



(b) Irreversibility

Fig. 12 Compression power and irreversibility as a function of intermediate pressure when compressor efficiency is 70%.

3.5 압축기 효율이 압축기 동력과 비가역성에 미치는 영향

Fig. 11과 Fig. 12에 압축기 효율이 각각 85%와 70%일 때 압축동력과 비가역성이 각각 제시되었다. 두 경우 모두다 P_{2nd} 에 따른 압축동력의 거동과 총비가역성의 거동은 압축기 효율이 100%일 때의 경우와 유사하나, 압축기 효율이 감소함에 따라 최소압축동력이 크게 증가(150.47 kW로부터 214.95 kW로 증가)하였으며, 총비가역성의 최소값도 크게 증가(65.73 kW에서 131.32 kW로 증가)하였다. 이 총비가역성의 증가량의 대부분은 압축동력의 증가에 기인함을 알 수 있다. 특히, 압축효율이 70%일 때 압축기에서의 비가역성이 가장 큼을 볼 수 있다.

4. 결론

시뮬레이션 결과에 의하면 1 ton/hr의 드라이아이스를 생산하는 데 필요한 최소동력은 100%의 등엔트로피 압축효율을 고려할 때 150 kW이며 이에 대응하는 최적의 고압축 플래쉬 드럼의 압력은 약 30 bar로 얻어졌다. 이 결과는 플래쉬 드럼에서 이산화탄소의 증발 때문에 각 단의 질량유량이 달라지기 때문이다. 만일 각 단의 질량유량이 동일하다고 가정하여 등압력비로 계산하면, 최적의 고압플래쉬 드럼의 압력과 이에 대응하는 최소압축동력은 19 bar와 155 kW가 된다. 따라서, 본 연구에서 제시한 최소압축동력조건으로 설계하면 1 ton/hr의 드라이아이스 생산당 5 kW의 동력을 절감할 수 있다.

최소압축동력은 저압플래쉬드럼의 압력의 증가에 대해서는 거의 변화가 없으나, 압축 제3단 출구압력의 증가에 따라 단조증가함을 알 수 있었다. 따라서 압축 제3단 출구압력은 냉각수의 온도가 허용하는 범위에서 되도록 낮게 유지함이 바람직하다.

압축기효율이 낮아질수록 최소압축동력은 현저하게 증가함을 볼 수 있어서 (압축효율이 1.0에서 0.7으로 감소함에 따라 최소동력은 약 150 kW로부터 215 kW로 단조증가함) 압축기효율 역시 이 시스템을 설계 혹은 운전하는데 주요한 변수로 취급

되어야 함을 알 수 있었다.

엑서지 해석 결과로부터, 총엑서지 손실을 최소로 하는 중간 압력은 압축동력을 최소로 하는 중간 압력과 일치함을 알 수 있었다. 따라서 최적의 중간 압력은 압축동력 최소조건에서 결정되며 동시에 사이클의 비가역성을 최소로 하게 된다. 압축기 효율이 높을 때(100%, 85%)는 팽창밸브에서의 비가역성이 총비가역성의 50%이상을 차지하므로 이에 해당하는 동력회수장치가 필요하다. 압축기 효율이 70%일 때는 압축기와 팽창밸브에서의 비가역성이 총비가역성의 약 80%를 차지하므로 팽창밸브에서의 동력회수와 함께 압축기에서의 효율개선이 필요하다.

본 연구는 3단 압축 드라이아이스 제조 시스템의 예비설계로서 열역학적 설계 방법을 도입한 예로 볼 수 있으며, 유사 액화시스템에도 적용될 수 있을 것이다. 실제 설계시에는 시스템에 대한 통합적인 고려와 장치 개선에 대한 경제성도 함께 고려되어야 할 것이나 이는 차후의 연구로 한다.

참고문헌

1. Denton, J., 1997, Energy Conversion and Management, Vol. 38, Suppl., Pergamon.
2. Jordan, R. C. and Priestler, G. B., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, Prentice Hall, Chap. 15.
3. Seifritz, W., 1993, The terrestrial storage of CO₂-dry ice, Energy Convers. Mgmt, Vol. 34, No. 9-11, pp. 1121-1141.
4. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1983, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, Chap. 16.
5. King, G. R., 1971, Modern Refrigeration Practice, McGraw-Hill, pp. 398-399.
6. PROPATH Group, 1993, PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties. Version 8.1.
7. Suh, J. Y. and Im, J. S., 1982, Refrigeration, pp. 261-264.
8. Wark, Jr., K., 1995, Advanced Thermodynamics for Engineers, McGraw-Hill.