

CO₂ 사이클용 로타리 베인 팽창기 성능해석

김호영, 안종민, 김현진*, 조성욱**

인천대학교 대학원, *인천대학교 기계공학과, **삼성전자 가전연구소

Performance Analysis of Vane Rotary Expander for CO₂ Cycles

Ho Young Kim, Jong Min Ahn, Hyun Jin Kim^{*}, Sung Oug Cho^{**}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 420-749, Korea

**Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 420-749, Korea*

***Digital Appliance Network Business, Samsung Electronics CO., Suwon 442-742, Korea*

(Received October 9, 2008; revision received December 1, 2008)

ABSTRACT: Relatively low cycle performance of a conventional CO₂ system is partly due to significant increase in friction loss in the expansion process, since the pressure drop across the expansion device is considerably large compared to a conventional refrigeration cycle. To recover friction loss and increase refrigeration effect by providing isentropic expansion, a rotary vane type expander has been designed. Performance of the designed expander has been investigated by numerical simulation. With the pressure condition of 9 MPa/4.5 MPa and inlet temperature of 35 °C, volumetric, isentropic, and mechanical efficiencies of the expander are calculated to be 58.1%, 101.1%, and 78.8%, respectively, resulting in total expander efficiency of 46.3%. With this expander, COP of a CO₂ refrigeration cycle is estimated to be improved by about 14%.

Key words: Expander(팽창기), Vane rotary(베인 로타리), Expansion loss(팽창손실), COP(성적계수), Efficiency(효율)

기호설명

F_{in}	: 베인의 관성력 [N]
F_{ce}	: 베인의 원심력 [N]
F_{co}	: 코리올리 힘 [N]
F_{gr1}	: 베인 측면후방 가스력 [N]
F_{gl1}	: 베인 측면전방 가스력 [N]
F_{gr2}	: 베인 전단면후방 가스력 [N]
F_{gl2}	: 베인 전단면전방 가스력 [N]
F_n	: 베인 선단력 [N]
F_u	: 베인 상단 반력 [N]
F_d	: 베인 하단 반력 [N]

H_v	: 베인의 높이 [m]
l_v	: 베인의 돌출 길이 [m]
l_t	: 베인의 길이 [m]
m_v	: 베인의 질량 [kg]
P_r	: 베인 후방 팽창실 압력 [Pa]
P_l	: 베인 전방 팽창실 압력 [Pa]
r_c	: 실린더 반경 [m]
r_a	: 로터 반경 [m]
r_v	: 베인의 반경 [m]

그리스 문자

* Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

β : Fig. 5에서 정의된 각 [°]

θ : 크랭크 각 [°]

1. 서 론

기존 냉매를 사용하는 냉동 사이클에서는 냉매 액축이 일어나는 열방출 과정이 상변화를 수반하므로 온도 변화가 거의 없지만 이산화탄소 사이클에서는 열방출이 임계점보다 높은 압력 및 온도에서 일어나는 초월임계 사이클 특성을 지니므로 열방출 과정에서 온도가 계속 감소한다. 따라서 이러한 열방출 과정은 물의 온도를 높여주는 급탕 용도로의 열교환 응용에 매우 유리하다. 하지만 이산화탄소를 냉매로 사용함에 있어 가장 큰 문제는 냉동 사이클의 효율이 낮아지는 것이다. 이는 냉매의 열역학적 특성에 기인한 문제 외에도 냉매의 팽창과정에서 일어나는 손실이 크기 때문이다.

냉매의 팽창과정은 고압부인 가스쿨러 출구에서 출발하여 저압부인 증발기 입구까지 도달하게

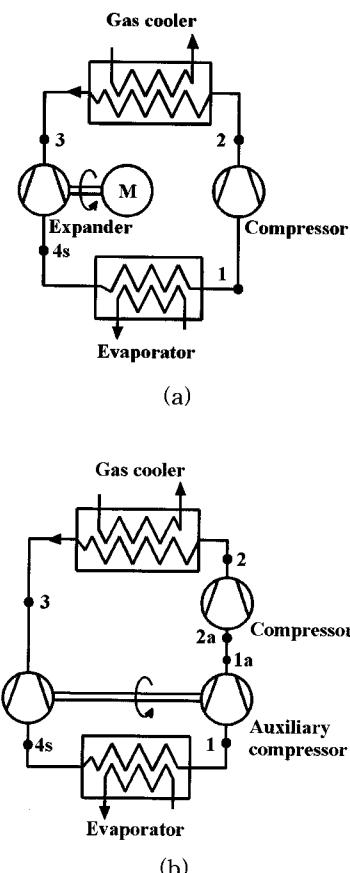


Fig. 1 Application of expander in CO₂ system.

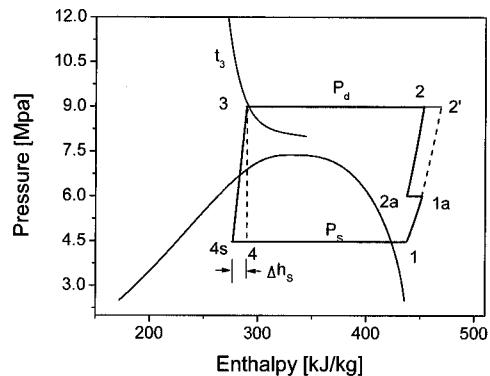


Fig. 2 P-h diagram of a CO₂ transcritical cycle with expander.

된다. 급탕겸용 히트펌프 사이클의 경우 통상 냉매의 팽창은 가스쿨러 출구에서 압력 $P = 8 - 12$ MPa 및 온도 $t = 35 - 45^{\circ}\text{C}$ 의 초월임계 조건에서 출발하여 증발기 입구의 압력 $P = 3.5 - 4.5$ MPa의 이상(two-phase) 상태에 이르기까지 큰 압력 차를 가지고 진행되므로 팽창밸브와 같은 일반적인 팽창기구를 사용할 경우 마찰로 인한 손실이 다른 냉매 때와는 달리 매우 크게 나타난다. 이 같은 점에 착안하여 이산화탄소 사이클에서 효율을 향상시키기 위한 주요 방안으로 팽창기의 적용이 학계 및 산업체에서 적극적으로 검토되고 있다.⁽¹⁾

Fig. 1(a)(b)은 팽창기가 적용된 냉동사이클을 도식적으로 보여준다. Fig. 1(a)에서와 같이 팽창기의 축에 발전기를 연결하여 축출력을 바로 전기 에너지로 변환하거나, 또는 Fig. 1(b)에서와 같이 보조 압축기와의 동일한 축 연결을 통해 팽창기 출력으로 보조 압축기를 구동하는데 사용하는 방안들이 제시되고 있다.

Fig. 2는 팽창기 적용에 따른 이산화탄소 사이클 변화를 보여 준다. 팽창기 사용에 따라 종래의 등엔탈피 팽창과정($3 \rightarrow 4$)이 등엔트로피 팽창과정($3 \rightarrow 4s$)에 근접하게 된다. 가스쿨러 출구의 고압 냉매가 팽창기를 통과하면서 압력에너지를 팽창기 러너(runner)에 전달하여 축 출력을 발생시키며, 그 결과 팽창기 출구에서는 엔탈피가 감소하게 (Δh_s)된다. 이 엔탈피 감소분만큼 증발기에서는 냉력 효과의 증대를 가져온다.

본 연구에서는 이산화탄소 사이클에서 팽창 과정 중에 발생하는 냉매의 압력 손실을 유효일로 환원해 주고 동시에 팽창과정을 등엔트로피 과정에 가깝게 만들어 주어 냉동능력을 증가시키는

기능을 수행할 수 있는 팽창기에 대한 개념 설계를 수행하여 주어진 용량 및 운전조건에서의 개략적인 크기 및 성능에 대해 살펴보자 한다.

2. 개념설계

2.1 기본구조

CO₂를 냉매로 하는 10.5 kW급의 금탕겸용 히트펌프 사이클을 대상으로 하여 팽창기 적용을 고려한다면 CO₂ 냉매 순환량이 그리 많지 않아 용적형 팽창기가 적합하다. 터보형 팽창기 즉, 이상(two-phase) 터빈의 경우 냉매 순환량이 많지 않다면 운전 속도가 낮게 되고 이럴 경우 터빈의 효율이 매우 낮아진다.⁽⁵⁾

용적형 가운데서도 왕복동식은 고속운전에 제한이 따르므로 소형화가 어렵고,⁽³⁾ 스크롤식은 진동 및 소음이 작고 정숙한 운전이 가능하지만 스크롤 가공에 대한 정밀도 요구가 매우 높고 누설길이가 길어서 누설공차에 대한 엄격한 관리가 뒷받침 되지 못한다면 이에 따른 누설이 크다. 로타리 베인식은 소형화가 가능하고 가공도 스크롤에 비해 비교적 용이하며 진동 특성도 왕복동에 비해서는 월등히 양호하므로 본 연구에서는 로타리 베인식 팽창기를 대상으로 하고자 한다.

로타리 베인 팽창기의 설계 조건은 CO₂ 금탕겸용 히트펌프 사이클의 운전 조건을 고려하여 팽창기 입구 및 출구 압력이 각각 9.0 MPa, 4.5 MPa, 팽창기 입구 온도 $t_3 = 35^{\circ}\text{C}$ 로 잡고자 한다. 이를 Table 1에 정리 하였다.

Fig. 3은 설계된 로타리 베인 팽창기의 단면을 보여 준다. 타원형의 실린더 내에 8개의 베인이 45°간격으로 설치된다. 크랭크 축에 걸리는 반경 방향 가스력이 서로 상쇄되도록 실린더를 상하에서 2개의 별도 팽창과정이 수행되도록 하고 축

Table 1 Operating conditions

Notation	Description	Value
t_1	Compressor inlet temp.	15 [°C]
t_3	Expander inlet temp.	35 [°C]
P_3	Expander inlet pressure	9.0 [MPa]
P_4	Expander outlet pressure	4.5 [MPa]
N	Shaft speed	3000 [rpm]

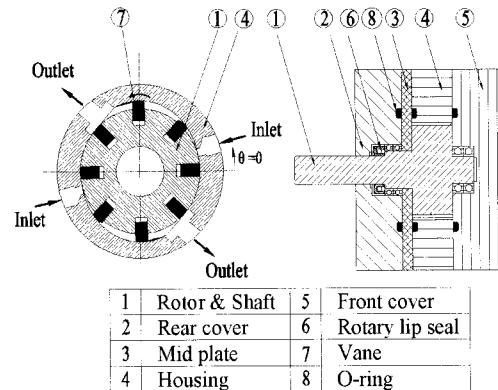


Fig. 3 Schematic of rotary vane expander.

대칭의 입출구를 갖는 구조를 택하였다. 베인이 팽창과정 중에 실린더 내벽면과의 접촉을 유지하도록 베인실 내에 배압을 형성해 준다. 크랭크 축을 따라 팽창기 내부의 냉매가 외부로 누설되는 것을 방지하기 위해 로타리 립 셀(Rotary lip seal)을 적용하여 로우터 양단에서 니들 베어링을 통해 축을 지지한다.

2.2 기본치수 설계

Fig. 2의 CO₂ 초임계 사이클에서 냉동능력 Q_c 과 팽창기 입구체적 즉, 행정체적 V_{th} 과의 관계는 식(1)과 같다.

$$V_{th,e} = \frac{\eta_v Q_c}{\rho_3 N / 60 (h_1 - h_4 + \Delta h_s)} \quad (1)$$

여기서 $N[\text{rpm}]$ 은 팽창기 속도이고, ρ_3 는 팽창기 입구에서의 CO₂ 밀도를 나타낸다. 팽창기 출구체적과 입구체적과의 비인 설계 체적비 $V.R$ 는 설계 조건에서의 CO₂ 물성치와 식(2)와 같이 연관된다.

$$V.R = \frac{V_{4s}}{V_{th}} = \frac{\dot{m}/\rho_{4s}}{\dot{m}/\rho_3} = \rho_3 \left(\frac{x_{4s}}{\rho_{g,4s}} + \frac{1-x_{4s}}{\rho_{l,4s}} \right) \quad (2)$$

여기서 x 는 냉매의 전도이고, 하첨자 g 및 l 은 각각 가스 상태와 액 상태를 나타낸다.

Table 1과 같은 운전조건에서 냉동능력 10.5 kW를 내기 위한 냉매 순환량은 70 g/s이고 체적

효율을 85%로 가정하면 팽창기 행정 체적은 $V_{th} = \dot{m}/\rho_3 = 1.69 \text{ cc}$ 이 된다.

로우터의 반경을 r_a , 중심에서 실린더 내면까지의 거리를 r_c 라고 할 때(Fig. 5 참조), 베인의 최대 톨출 거리 a 에 대해 r_c 는 식(3)과 같이 주어지도록 하였다.

$$r_c = r_a + a \sin^2 \theta \quad (3)$$

베인과 베인 사이에 형성된 팽창실의 체적은 앞 베인의 위치 θ 에 대해 식(4)과 같다.

$$V = H_v \left[\int_{\theta - \theta_{bv}}^{\theta} \frac{1}{2} (r_c^2 - r_a^2) d\theta + \frac{1}{2} \frac{t_v}{2} l_v (\theta) - l_v (\theta - \theta_{bv}) \right] \quad (4)$$

베인의 갯수를 8개로 잡으면, 베인 간격은 $\theta_{bv} = 45^\circ$ 이 되고, 최대 체적 즉, 톨출체적은 $\theta = 112.5^\circ$ 에서 나타나며 행정체적은 설계 체적비를 기준하여 $\theta = 66^\circ$ 에서 얻어진다. 따라서 이 각도가 팽창 개시각이 되며 입구통로가 끝나는 각도 즉, 흡입 완료각도로는 $\theta_{s2} = 66^\circ - \theta_{bv} = 21^\circ$ 이다. 출구에 연결되는 톨출개시각 즉, 팽창완료각은 $\theta_{d1} = 112.5^\circ$ 이 된다.

뒷 베인이 흡입완료각을 지나 포켓이 흡입구로부터 차단되는 순간 형성되는 밀폐 포켓의 체적은 베인의 수가 8개이고 전체 형상이 상하 대칭이므로 $V_3 = V_{th}/16 = 0.106 \text{ cc}$ 이 된다. 이상의 값들에 기초하여 설계한 팽창기의 주요 치수를

Table 2 Expander main dimensions

Notation	Description	Value
r_c	Cylinder radius	11.3 [mm]
r_a	Rotor radius	10 [mm]
H_v	Vane width	28 [mm]
l_v	Vane length	3.2 [mm]
t_v	Vane thickness	2 [mm]
r_v	Vane radius of curvature	4.5 [mm]
θ_s	Inlet angle	21°
θ_d	Outlet angle	112.5°

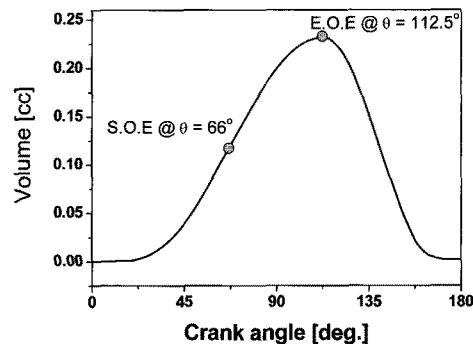


Fig. 4 Volume diagram.

Table 2에 나타내었다.

Fig. 4는 설계된 팽창기의 체적 선도를 보여준다. 팽창개시각은 SOE(start of expansion), 팽창완료각은 EOE(end of expansion)으로 표시하였다.

3. 성능해석

3.1 가스 압력계산

팽창기에서의 팽창을 등엔트로피 과정으로 간주하면 팽창실 압력은 주어진 엔트로피 값(s_3)에서 평균 밀도 ρ_m 를 가지고 식(5)에서 구할 수 있다.

$$P = P(\rho_m; s_3) \text{ along } s_3 = s(P_3, t_3) \quad (5)$$

팽창실 내에서의 CO₂ 냉매의 평균 밀도는 식(6)으로 나타내진다.

$$\rho_m = \frac{M_o - \int_0^{\theta} m \frac{d\theta}{\omega}}{V(\theta)} \quad (6)$$

여기서 m 는 유로에서 또는 누설 간극에서 일어나는 질량유량으로서 CO₂ 냉매가 팽창 초기에는 마치 액상과 같고 이상 영역에서도 냉매의 전도가 그리 크지 않으므로 비압축성으로 간주하여 식(7)과 같이 계산된다.

$$\dot{m} = c_v A \sqrt{2\rho \Delta P} \quad (7)$$

여기서 유량계수 c_v 는 유로에서의 마찰계수를 f , 유로의 길이를 l_e , 유로의 수력직경을 d_h 라고

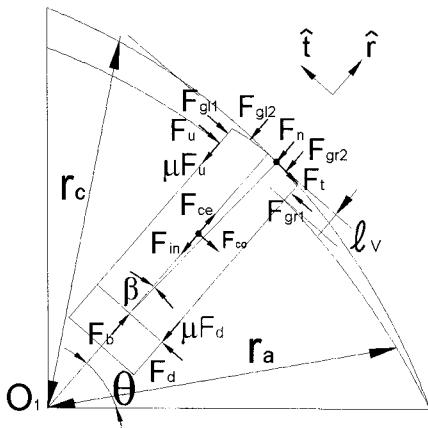


Fig. 5 Force diagram on vane.

할 때, $c_v = 1/\sqrt{1+(f_{le}/d_h)}$ 로 나타낼 수 있다. 유로에서의 마찰계수는 층류일 때 $f = 96/Re$, 난류일 때는 $f = 0.316/Re^{0.25}$ 를 사용한다.⁽⁸⁾

엔탈피와 건도도 주어진 엔트로피 값에서는 압력만의 함수로 각각 식(8) 및 식(9)와 같이 주어진다.

$$h = h(P; s_3) \quad (8)$$

$$x = x(P; s_3) \quad (9)$$

3.2 베인의 운동방정식

Fig. 5는 베인에 작용하는 각종 힘들을 보여준다. 각 β 는 베인이 실린더 내면과 접촉하는 각도를 나타내며 베인 중심선과 접촉점간의 사이 각이다. 베인에 작용하는 힘들로는 관성력 $F_{in} = m_v \ddot{x}$, 원심력 $F_{ce} = m_v r_v \omega^2$, 코리올리힘 $F_{co} = 2m_v \omega \dot{x}$, 그리고 가스력 등이 있다. 가스력에는 로우터의 회전 방향을 따라서 즉 접선방향으로는 베인 돌출부 후면에 작용하는 힘 $F_{gr1} = P_r H_v l_v$ 과 베인 돌출부 전면의 $F_{gl1} = P_l H_v l_v$ 등이 있고, 베인의 미끄럼 방향으로 즉, 반경방향으로는 베인을 밀어내는 힘인 베인 배압 F_b , 베인 선단에서 베인을 슬롯 내로 밀어 넣는 힘들인 접촉점 후방의 $F_{gr2} = (\frac{t_v}{2} - r_v \sin \beta) P_r H_v$ 및 접촉점 전

방의 $F_{gl2} = (\frac{t_v}{2} + r_v \sin \beta) P_l H_v$ 등이 있다. 이들

로부터 힘과 모멘트의 평형을 구하면 식(10)~식(12)와 같다.

$$- F_{gr2} - F_{gl2} - F_n \cos \beta - F_t \sin \beta - \mu F_u \\ - \mu_s F_d - F_{in} + F_{ce} + F_b + F_k = 0 \quad (10)$$

$$F_{gr1} - F_{gl1} + F_n \sin \beta - F_t \cos \beta - F_{co} \\ - F_u + F_d = 0 \quad (11)$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{t_v}{2} + r_v \sin \beta \right) F_{gl2} - \frac{1}{2} \left(\frac{t_v}{2} - r_v \sin \beta \right) F_{gr2} \quad (12) \\ - \frac{l_v}{2} (F_{gr1} - F_{gl1}) - l_v F_u + l_s F_d \\ - \left(\frac{t_v}{2} - r_v \sin \beta \right) \mu F_d \frac{\dot{x}}{|x|} + \left(\frac{t_v}{2} + r_v \sin \beta \right) \mu F_u \frac{\dot{x}}{|x|} \\ + \frac{\ell_t}{2} \sin \beta (F_{in} - F_{ce}) + \frac{\ell_t}{2} \cos \beta F_{co} \\ + \left(\ell_v + r_a \left(1 - \cos \left(\frac{t_v}{2r_a} \right) \right) \right) \cos \beta F_u \\ - (\ell_t - \ell_v) \cos \beta F_d + F_b r_v \sin \beta = 0$$

여기서 미지수는 베인이 베인 슬롯의 축면에서 받는 반력 F_u 및 F_d 과 베인이 실린더 벽면에서 받는 반력 F_n 등의 3개이므로 식(10)~식(12)를 연립하여 풀면 구할 수 있다. F_t 는 F_n 로 인한 마찰력으로 $F_t = \mu_n F_n$ 과 같다.

베인 선단과 실린더 내면 그리고 베인과 베인 슬롯 사이의 마찰로 이루어지는 기계적 마찰손실은 식(13)과 같다.

$$L_{mech} = L_{Fn} + L_{Fu} + L_{Fd} \quad (13)$$

여기서 $L_{Fn} = \mu_{vn} r_c \omega F_n$, $L_{Fu} = \mu_{vs} \dot{x} F_u$, 그리고 $L_{Fd} = \mu_{vd} \dot{x} F_d$ 이며, 각 부위의 상태는 경계윤활로서 마찰계수는 0.1로 간주하였다.⁽⁹⁾

3.4 팽창기 출력과 효율 정의

팽창기의 체적효율과 등엔트로피 팽창효율, 그리고 기계효율은 각각 식(14), 식(15) 및 식(16)과 같이 정의한다.

$$\eta_v = \dot{m}_{th} / \dot{m} \quad (14)$$

$$\eta_i = L / L_{th} \quad (15)$$

$$\eta_{mech} = L_s / L \quad (16)$$

여기서 가스팽창 동력 L 은 팽창압력 $P - V$ 선도에서 얻어지며, 이론 출력 L_{th} 은 $L_{th} = \dot{m}_{th} \Delta h_s$ 과 같이 정의된다. L_s 는 축 출력으로서 가스팽창 동력에서 마찰손실을 뺀 $L_s = L - L_{mech}$ 와 같다.

팽창기 전효율 η_e 은 식(19)로 주어진다.

$$\eta_e = \frac{L_s}{\dot{m} \Delta h_s} = \eta_v \eta_i \eta_{mech} \quad (19)$$

4. 계산결과 및 고찰

Fig. 6은 팽창기에서 베인과 하우징 사이의 간극이 $10 \mu m$ 및 $20 \mu m$ 일 때 압력이 팽창하는 선도를 보여준다. 팽창기 입구에서 흡입완료각도 $\theta = 66^\circ$ 에 이르기 전에 압력이 미리 감소하기 시작하는 것은 유효흡입 면적이 충분하지 않아서 유입되는 냉매량에 비해 체적증가가 더 크기 때문에 밀도가 흡입상태의 밀도보다 작아지기 때문이다. 흡입완료각도부터 압력이 급격히 감소하다가 압력 감소가 다소 정도 완만해 지는데 이는 초임계 영역에서 이상(two-phase) 영역으로 냉매의 상태가 바뀌기 때문이다. 이상적인(ideal) 압력선도에 비해 계산에서는 토출부근에서 압력이 높게 나타나는데 이는 베인 주위의 간극을 통한 내부 누설 때문이다. 간극이 커지면 흡입과정에서는 압력이 약간 더 낮아지고 팽창과정에서는 압력이 약간 높아지는데 이는 간극이 클수록 상류 축 팽창실로부터 하류축 팽창실로의 내부 누설이 심해지기 때문이다. 간극이 $10 \mu m$ 에서 $20 \mu m$ 로 증가하면 체적효율은 58.1% 에서 48.2% 로 약 10% 정도 감소한다.

Fig. 7은 P-V 선도를 보여주는데 P-V 선도의 내부면적에서 계산한 팽창동력은 간극 $10 \mu m$ 및 $20 \mu m$ 에서 각각 $LPV = 536.4 W$ 및 $534.8 W$ 로서 간극의 영향은 거의 없다. 이후의 계산에서는 팽창기 제작 정밀도를 고려하여 간극을 $10 \mu m$ 로 가정하였다.

Fig. 8은 흡입질량유량 선도이다. 팽창실의 앞 베인이 흡입완료각 $\theta_{s2} = 21^\circ$ 을 지나면서부터 냉매의 유입이 시작되고 $\theta = 66^\circ$ 에서 유입이 완료되는데 이 각도는 뒷 베인이 흡입완료각을 지나

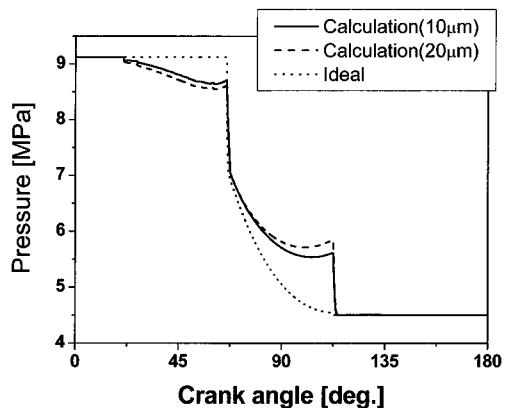


Fig. 6 Pressure vs. crank angle.

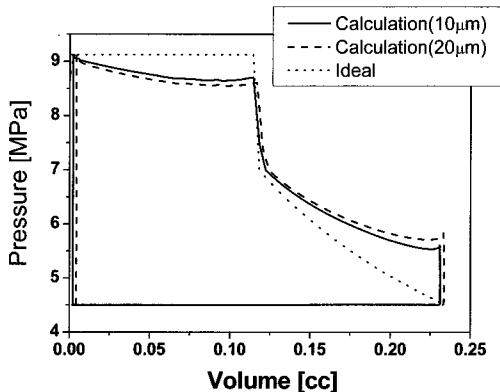


Fig. 7 P-V diagram.

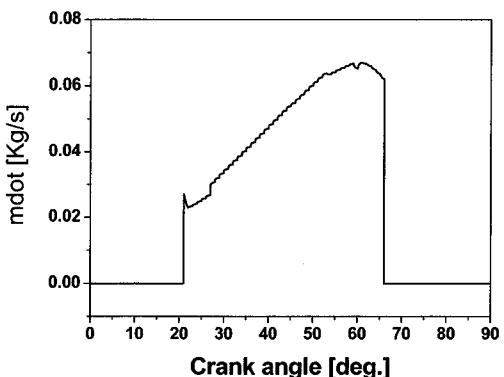


Fig. 8 Inlet mass flow.

는 순간에 해당한다. 유입이 시작된 후부터 흡입질량유량이 증가하는 것은 흡입포켓 내의 체적 증가율이 빨라져서 내부 압력이 낮아지기 때문이다.

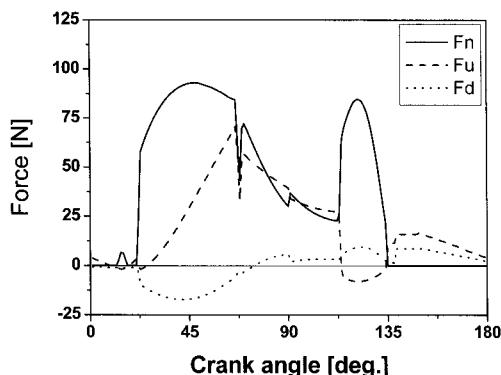


Fig. 9 Reaction forces on the vane.

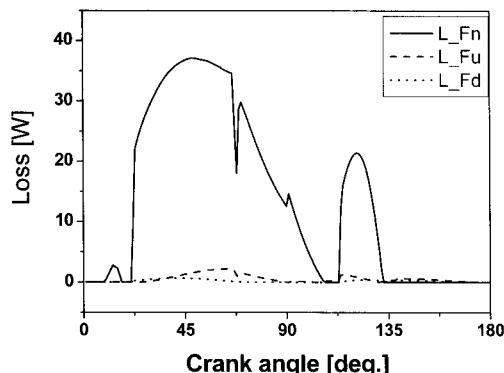


Fig. 10 Loss on the vane.

Fig. 9는 베인에 작용하는 각종 반력을 보여준다. 베인과 실린더 벽면과의 수직 반력 F_n 은 토출 개시각 $\theta_{d1} = 112.5^\circ$ 에 이르러 팽창실 압력이 출구압력에 연통된 후에도 약 20° 의 크랭크 각도에 해당하는 기간 동안 상당한 값을 보이는데 이는 베인 배압 해소에 시간이 걸리기 때문이다. 베인이 베인 슬롯으로부터 받는 측면 반력 F_u 및 F_d 는 F_n 에 비해 크기도 작을뿐더러 마찰속도 자체가 작으므로 마찰손실이 상대적으로 작다.

Fig. 10은 베인에 작용하는 각종 반력으로 인해 발생하는 마찰손실을 보여준다. 베인 선단에서의 마찰손실이 107.2 W, 베인 측면에서의 손실은 6.37 W로서 대부분의 마찰손실은 베인 선단에서 일어난다.

간극 $10 \mu\text{m}$ 일 때 팽창기 성능을 보여주는 주요 지표들을 Table 3에 나타내었다. 기계적 마찰손실은 113.59 W이고 축동력 422.84 W이다. 체적 효율은 58.1%, 지시효율은 101.06%, 기계효율은

Table 3 Expander performance

Notation	Description	Value
L_{PV}	Expansion power	536.43 [W]
L_{th}	Theoretical expansion power	530.80 [W]
L_{mech}	Mechanical loss	113.59 [W]
L_s	Shaft power	422.84 [W]
η_v	Volumetric efficiency	58.10 [%]
η_i	Isentropic efficiency	101.06 [%]
η_{mech}	Mechanical efficiency	78.83 [%]
η_e	Total efficiency	46.29 [%]

78.83%, 팽창기 전효율은 46.29%로 나타났다. 이렇게 설계된 팽창기를 CO₂ 냉동사이클에 적용한다고 할 때, 팽창기 축동력만큼 압축기 일을 감소시킬 수 있고, 냉동 능력의 증가는 팽창기를 통과한 냉매의 질량유량과 등엔트로피 팽창에 따른 엔탈피 차이 Δh_e 의 곱에 해당하여 534.48 W에 상당한다. 압축기의 효율을 75%로 가정하면 사이클 COP는 3.80에서 4.33으로 약 14% 향상된다.

5. 결 론

CO₂ 초임계 사이클에 적용할 로타리 베인 타입의 팽창기에 대한 개념 설계를 수행함에 있어,

- (1) 로타리 베인식 팽창기 개념을 소개하였고
- (2) CO₂ 초임계 사이클을 대상으로 로타리 베인 타입의 팽창기의 기본 설계를 수행하였다.
- (3) 가스팽창 이론 및, 베인 동적해석 등을 적용하여 팽창기 성능해석 프로그램을 작성하고, 설계된 팽창기의 성능을 예측하였다.
- (4) 팽창기 입구압력 9 MPa, 출구압력 4.5 MPa 일 때, 팽창기의 제적효율은 58.1%, 기계효율은 78.8%, 팽창기 전효율은 46.3%로 나타났다.
- (5) 압축기 효율이 75%인 CO₂ 냉동사이클에 팽창기를 적용할 때, 사이클 COP는 3.80에서 4.33으로 약 14% 향상된다.

참고문헌

1. Hwang Y., 1997, Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle, Ph. D dissertation, University of Maryland, USA.

2. Hiwata, A. and Sawai, K., 2003, A study of cycle performance improvement with expander-compressor in air conditioning systems, International Conference on Compressors and their systems, London, pp. 339-347.
3. Baek, J.S., Groll, E.A. and Lawless, P.B., 2002, Development of a piston-cylinder expansion device fro the transcritical carbon dioxide cycle, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue, USA.
4. Nickl, J., Will, G., Kraus, W.E. and Quack, H., 2003, Third generation CO₂ expander, International Congress of Refrigeration, Washington, D.C., Paper, No. ICR0571.
5. Tondell, E., 2006, Impulse Expander for CO₂, 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, pp. 107-110.
6. Huff H., Radermacher, R. and Preissner, M., 2003, Experimental investigation of a scroll expander in a carbon dioxide air-conditioning system, International Congress of Refrigeration, Washington D. C., Paper no ICR0485.
7. Preissner M., 2001, Carbon dioxide vapor compression cycle improvement with focus on scroll expander, Ph.D dissertation, University of Maryland, USA.
8. Munson, B., Young, D. and Okiishi, T., 1990, Fundamentals of Fluid Mechanics, John Wiley and Sons.
9. Yanagisawa, T., Shimizu, T., Chu, I. and Ishijima, K., 1982, Motion Analysis of rolling Piston in Rotary Compressor, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue, USA, pp. 185-192.