

R134a 로타리 베인 압축기 급유 계통 해석

김 호 영, 김 현 진^{*†}

인천대학교 대학원, ^{*} 인천대학교 기계공학과

Analysis of Oil Supply System of a R134a Rotary Vane Compressor

Ho Young Kim, Hyun Jin Kim^{*†}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*†} Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

ABSTRACT: For a R134a rotary vane compressor used for car air conditioners, characteristics of gas compression and oil supply have been studied. The compressor model under investigation has the low volume ratio of suction to discharge volumes so that there occur flow reversal from discharge port to compression chamber as the leading vane passes over the discharge port. As a result, the volumetric and adiabatic efficiencies turn out to be relatively low compared to other types of displacement compressors. Oil supply mechanism has been comprehended for mathematical modeling and oil flow rate has been calculated for the individual oil passages. This study on the gas compression and oil supply of a rotary vane compressor can be applied to a future design practice on a similar type of compressor.

Key words: Rotary vane compressor(로타리 베인 압축기), Oil supply(급유), Oil groove(오일 그루브), Efficiency(효율)

기 호 설 명

- q_0 : 오일 유량 [cc]
- r_{gr} : 로터중심에서 그루브 중심까지의 거리 [m]
- ℓ_r : 그루브 폭[m]
- q_{VP} : 점성 펌핑에 의한 유량 [cc]

μ : 점성계수 [Pa · s]

θ : 크랭크 각 [°]

ϵ : 간극 [μm]

하첨자

r : 반경 방향

그리스 문자

ν : 동점성계수 [m^2/s]

1. 서 론

로타리 베인 압축기는 간극 체적이 작고, 흡입 밸브가 필요 없으며, 여러 개의 압축실이 형성되어 순차적으로 진행되므로 가스맥동이 작다는 장점을 지니고 있다. 더구나 다중의 압축실을 상하

[†] Corresponding author

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

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

또는 좌우 대칭으로 형성되도록 할 경우 축에 걸리는 가스력을 상쇄시킬 수 있어서 냉매 압축기로서의 적용성이 높아진다. 다만 로타리 베인 압축기에서 베인 선단과 실린더 내면 그리고 베인 측면과 베인 슬롯 사이의 마찰 손실이 크기 때문에 이러한 마찰손실을 감소시키기 위한 설계 개선이나 윤활 특성 개선이 로타리 베인 압축기의 성능을 향상시키는데 매우 중요하다.

실린더 형상 변경⁽¹⁾이나 마찰손실 최소화 설계⁽²⁾, 또는 베인의 윤활 특성^(3,4) 및 동특성⁽⁵⁾ 등에 관한 연구들이 있으며, 오일이 압축기의 질량유량과 동력손실에 미치는 영향에 대한 연구⁽⁶⁾와 압축기 급유에 관한 각종 방안^(7,8,9) 등도 제안되었다.

로타리 베인 압축기에서 급유가 필요한 부위는 베인과 베인 슬롯의 사이 마찰면, 로우터 측면과 양측의 덮개 사이 간극, 그리고 축 지지 베어링 등이다. 또한 마찰뿐만 아니라 누설 저감을 위해서도 각 간극 부위에 오일이 필요하다.

로타리 베인 압축기에서 급유를 위한 기본적인 방안은 오일 저장부를 고압 환경에 노출시켜 압력 차이에 의해 오일이 오일 통로를 따라 필요 부위로 이송되도록 하는 것이다.

크랭크 축이 수직으로 되어 있는 입형 로타리 베인에서는 크랭크 축 하단부에 오일 픽업(pick-up)을 설치하여 오일이 픽업을 따라 크랭크 축 중심부에 마련해 놓은 오일 통로를 올라가도록 하며, 횡형의 경우에는 로우터 양측 덮개의 하단부를 오일 저장부에 잠기게 하고 덮개 하단부에서 중심부로 향하는 오일 공급 통로를 덮개 살 내부에 뚫고, 로우터 측면에는 오일 그루브를 설치하여 오일이 오일 저장부에서 덮개 내부에 뚫린 오일통로를 통해 로우터의 오일 그루브나 또는 로우터 측면 평판부에 공급되도록 한다.

본 연구에서는 오일 공급계통 사례에 대해 급유량을 계산하는 모델링을 세우고, 이를 향후 로타리 베인 압축기의 급유체계 최적 설계에 활용하고자 한다.

2. 로타리 베인 압축기 구조 및 급유계통

Fig. 1은 로타리 베인 압축기의 외관을 보여주



Fig. 1 Appearance of R134a rotary vane compressor

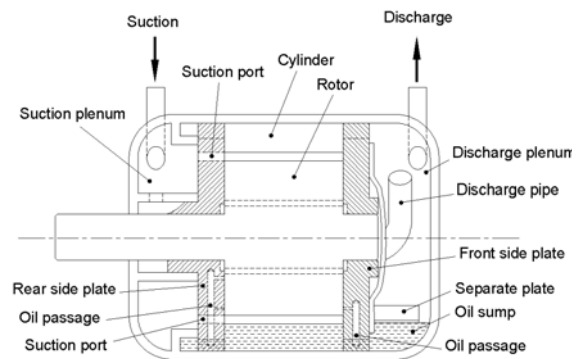


Fig. 2 Cross-sectional view

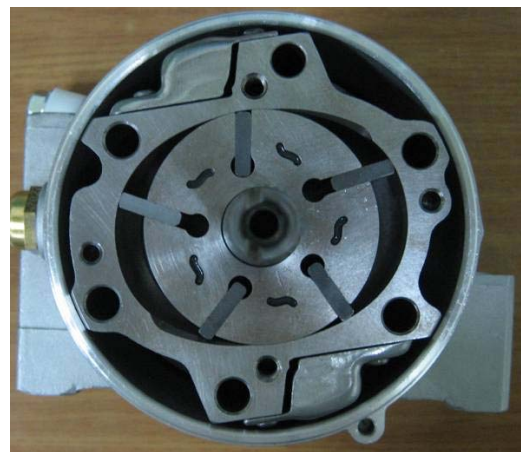


Fig. 3 Rotor with vanes

며, 클러치 부분을 제외한 압축기의 종단면과 횡단면을 각각 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 흡입관을 통해 들어온 냉매 가스는 뒤쪽 측면 덮개(rear side plate) 후방에 형성된 흡입 플리넘을 채우고 이어서 흡입포트를 통해 실린더 내로 유입된다. 베인이 흡입포트를 지나면 베인 앞의 공간은 밀폐되고 이후에는 크랭크 각이 진행함에 따라 압축되기 시작하며, 밀폐 공간의 앞쪽 베인이 토출포트를 지나는 순간 토출이 개시된다.

실린더 형상은 타원형이며 기준선을 중심으로 상부 및 하부에서 동시에 압축이 진행된다. 토출포트에는 리드 밸브가 장착되어 있고 이후에는 토출 머플러를 통해 토출 플리넘으로 토출가스가 모아진다. 이 때 각각의 토출 머플러에서 나온 2개의 토출관의 출구를 Fig. 4와 같이 마주보게 하여 2개의 토출 가스 분류가 충돌되게 하여 토출 가스 내에 섞여 있는 오일 입자들이 냉매 가스에서 분리되는 것을 촉진시킨다.

토출 플리넘 하부 및 압축기 하우징 하단부에는 오일이 저장되어 있다. 앞쪽 측면 덮개(front side plate)와 뒤쪽 측면 덮개의 하단에는 오일 저장부 내에서 자유로이 움직이도록 유로를 만들어 주고 또한 덮개 살 내부에 급유공을 뚫어 주어서 로우터 측면으로 공급되도록 한다.

Fig. 5(a)(b)는 각각 뒤쪽 측면 덮개와 앞쪽 측면 덮개에 설치된 급유통로와 각각 이들에 접하는 로우터 측면에 설치된 오일 그루브들을 나타내었다. 덮개 내부에 뚫린 급유통로의 끝부분에서 최종 오일공들을 통해 로우터 측면으로 오일이 공급된다. 급유공 A 및 C는 로우터 외주부 부분에, 급유공 B는 로우터 내주부 부분에 오일을 공급한다.

3. 압축실 가스 압력 계산

가스압력 계산을 위한 검사체적을 흡입실, 압축실, 토출포트 간극체적, 토출머플러, 토출 플리넘 등으로 잡는다. 가스 압축을 폴리트로픽 압축으로 간주하여 식(1)을 사용하며,

$$P = P_s \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^n \quad (1)$$



Fig. 4 Arrangement of discharge pipes out of discharge mufflers

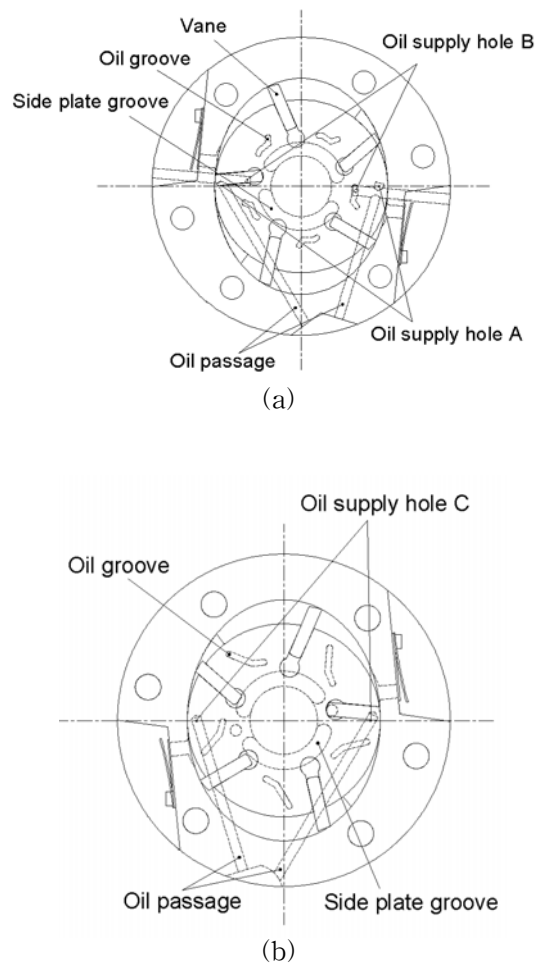


Fig. 5 Oil supply lines and oil grooves: (a)rear side plate, (b)front side plate

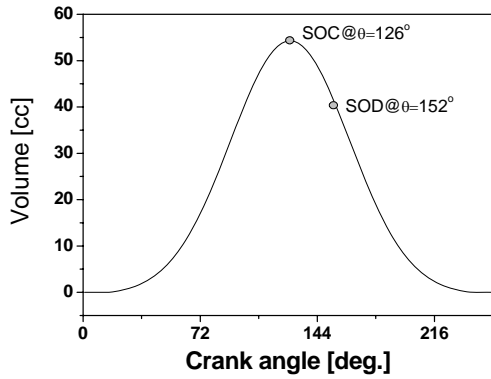


Fig. 6 Volume diagram

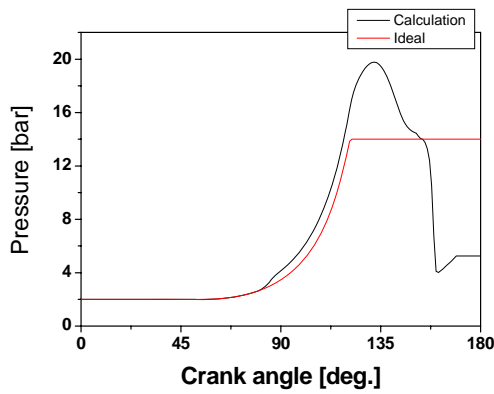


Fig. 7 Pressure diagram

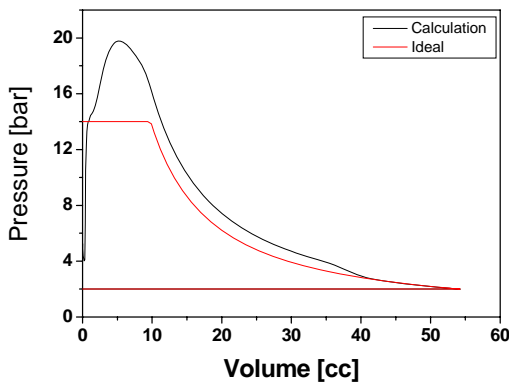


Fig. 8 P-V diagram

검사체적 내 밀도는 검사체적으로 들어오고 나가는 질량유량 및 누설을 고려하여 식 (2)와 같이 구한다.

$$\rho = \frac{M(0) - \int_0^t \sum \dot{m} dt}{V(t)} \quad (2)$$

질량유량 \dot{m} 는 압축성 노즐 유량식을 사용하되 유량계수 C_v 를 적용하여 점성효과를 반영한다 (10).

토출포트 간극체적에서 토출 머플러로 나가는 유량은 밸브의 열림도에 달려 있다. 밸브 열림도는 밸브 시스템을 1자유도를 갖는 스프링-질량계로 간주하여 세운 2차 상미분 방정식을 풀어 구한다.

Fig. 6는 체적선도를 보여준다. 체적이 최대가 되는 $\theta = 126^\circ$ 에서 압축이 시작되며, 밀폐 공간의 앞 베인이 토출포트를 지나는 $\theta = 152^\circ$ 에서 토출이 시작된다.

냉매 R134a에 대해 압축기 운전조건을 흡입압과 흡입온도 $P_s = 0.2MPa$ 및 $t_s = 35^\circ C$, 토출압 $P_d = 1.4MPa$ 으로 잡았을 때, 계산된 압력 선도를 Fig. 7에 나타내었다. $\theta = 80^\circ$ 부근에서 압력이 증가하는 것은 압축실 내의 압력이 아직 토출압에 이르지 못하였는데도 앞 베인이 토출포트 경계선을 스쳐 지나가서 토출포트와 연통되기 때문에 토출포트 내의 고압가스가 압축실로 역류되어 들어오기 때문이다. 과압축이 $120^\circ < \theta < 150^\circ$ 부근에서 발생한 후 압력이 급격히 감소하여 토출압에도 이르지 못하는 것은 압축실 뒷 베인이 토출포트를 지나면서 연통통로가 형성되어 베인 후방의 새로이 따라오는 저압의 압축실로 가스가 유출되기 때문이다.

Fig. 8의 P-V 선도에서 보듯이 압축실 간의 누설과 과압축 손실이 지시효율을 낮추는 큰 요인임을 알 수 있다.

4. 급유해석

Fig. 5(a)(b)에 나타난 급유통로를 급유공(A 또

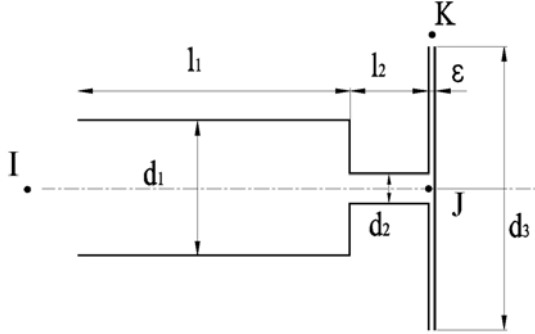


Fig. 9 Simplified model of oil supply line

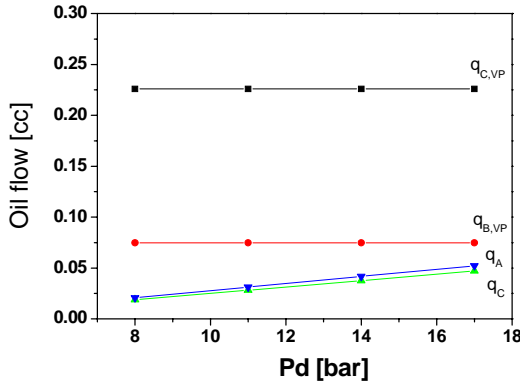


Fig. 10 Oil flow rates vs. discharge pressure with $P_s = 0.2MPa$

는 B)이 로우터의 평편한 면에 오게 될 때는 Fig. 9와 같은 두 개의 직렬 연결된 파이프에 이어진 방사형 분출(source flow)로 간주할 수 있다. 'I'점의 압력은 오일 저장부 압력이므로 P_d 에 해당하며, 'K'점의 압력은 P_s 에 가깝다. 'J'점의 압력을 P_J 라고 하고 급유량을 q_0 라고 하면, 'I'점에서 'J'점까지 그리고 'J'점에서 'K'점까지의 압력과 유량과의 관계식은 각각 식(3) 및 식(4)과 같다.

$$P_d - P_s = \frac{0.5}{A_1^2} q_0^2 + \frac{64\nu}{2g} \left(\frac{l_1}{d_1^2 A_1} + \frac{l_2}{d_2^2 A_2} \right) q_0 \quad (3)$$

$$P_J - P_s = \frac{24\mu q_0}{\pi \epsilon^3} \ln \left(\frac{d_3}{d_2} \right) \quad (4)$$

급유공(B 또는 C)이 로우터 측면의 오일 그루브에 오게 될 때는 방사형 분출은 없는 단지 두 개의 직렬 연결 파이프 시스템으로 간주한다. 그리고 로우터의 회전에 의해 오일 그루브 내의 오일이 측판 평면과의 사이에서 점성에 의해 딸려 나가는 현상을 점성펌프로 간주하여 식(5)과 같이 표현할 수 있다.

$$q_{VP} = \frac{r_g \omega}{2} l_r \epsilon \quad (5)$$

이상의 식들을 적용하여 뒤쪽 측판과 로우터 사이에서 로우터 측면의 평판부에 분사되는 급유량 q_A 및 오일 그루브에서 점성 펌핑 되는 급유량 $q_{B,VP}$, 그리고 앞쪽 측판과 로우터 사이에서 로우터 측면의 평판부에 분사되는 급유량 q_C 및 오일 그루브에서 점성 펌핑 되는 급유량 $q_{C,VP}$ 등을 구할 수 있다.

Fig. 10은 흡입압을 $P_s = 0.2MPa$ 에 고정하고 토출압을 $P_d = 0.8 \sim 1.7MPa$ 로 변화시켰을 때 급유량을 계산한 결과이다. 로우터 측면 오일 그루브에서 퍼져 나가는 급유량은 전적으로 점성효과에 의한 것이므로 토출압 변화에 관계없이 거의 일정하다. 로우터 측면 평판부로의 급유량은 토출압 증가에 따라 선형적으로 증가한다.

5. 결론

자동차 에어컨용 냉매 압축기인 R134a 로타리 베인 압축기에서

- (1) 압축실 내에서 일어나는 가스 압축 특성을 계산하였고,
- (2) 압축기 내 마찰 부위로 오일 공급을 위한 급유 구조를 분석하였으며
- (3) 이를 토대로 각 급유통로를 통해 발생하는 급유량을 계산하였다.
- (4) 이런 분석과 계산을 토대로 향후 로타리 베인형 압축기의 급유 구조 설계 및 급유 특성 개선을 수행하고자 한다.

참고문헌

1. H. Lindemann, H. Kaiser, M. Kuever, H. Kruse, 1982, Optimization of a Special Shaped Rotary Vane Compressor - Comparison of Theoretical and experimental Results, Proc. Purdue Comp. Techn. Conf.
2. W. Beck, R. Stern, J. Eibling, 1966, Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Compressors., Ashrae Trans., Vol. 72, Part 1
3. Platts H.H., 1976, Hydrodynamic Lubrication of Sliding Vanes, Proc. Purdue Comp. Techn. Conf.
4. A. Picksak, H. Kruse, 1986, Mathematical Simulation of Lubrication Conditions in Rotary Vane Compressors, Int. Compressor Engg. Conf., pp 461-476
5. K. Tojo, T. Kau, A. Arai, 1978, Dynamic Behaviour of Sliding Vane in Small Rotary Compressors, Proc. Purdue Comp. Techn. Conf.
6. Tromblee, J.D. 1984, Performance Analysis of a Sliding-Vane Rotary Compressor for a Household Refrigerator/Freezer, Int. Compressor Engg. Conf., pp 40-45
7. M. Ono, Konan, 1989, Sliding-Vane Rotary Compressor for Bearing Lubrication, U.S Patent 4,834,634
8. K. Yamada, Kusatsu, Y.M., Otsu, K. Fujio, Shiga, K.Y., T. M., T.T., 1982, Rotary Vane Compressor with Valve Control of Oil to Bias the Vanes, U.S Patent 4,342,547
9. T. Sugita, K. Urushibara, 1989, Rotary Vane Compressor Having Pressure-Biased Vanes, U.S Patent 4,867,658
10. Kim, H. J., 1996, Development of computer simulation program for the performance of a variable speed scroll compressor, Univ. of Incheon, Technical Report