

고압식 스크롤 압축기 스러스트 오일 그루브 최적 설계

Optimal Design of Thrust Surface Oil Groove of a High Side Scroll Compressor

김현진(Hyun-Jin Kim)^{1†}, 노영재(Young-Jae No)²

¹인천대학교 기계공학과, ²인천대학교 대학원

¹Department of Mechanical Engineering, Incheon National University, 20772, Korea

²Department of Mechanical Engineering, Incheon National University Graduate School, 20772, Korea

(Received December 16, 2016; revision received January 4, 2017; Accepted: January 5, 2017)

Abstract Performance analysis has been carried out on a high side scroll compressor that had a fixed scroll equipped with a circular oil groove on its thrust surface. Oil was supplied to the oil groove through an intermittent opening from a high pressure oil reservoir formed inside the orbiting scroll hub. Oil in the groove was then delivered to both suction and back pressure chambers by pressure differentials and viscous pumping action of the orbiting scroll base plate. Mathematical modeling of this oil groove system was incorporated into a main compressor performance simulation program for an optimum oil groove design. The study findings were as follows. Pressure in the oil groove can be controlled by changing its configuration and the oil passage area. With an enlarged oil passage, the pressure in the oil groove heightens due to an increased flow rate, but the pressure elevation in the back pressure chamber is small, resulting in reduced friction loss at the thrust surface between the two scrolls. On the other hand, by increasing the oil passage area, the oil content in the refrigerant flow increases. Considering all these factors, the energy efficiency ratio could be improved by about 3.6% under the ARI condition by an optimal oil groove design.

Key words Scroll compressor(스크롤 압축기), Oil groove(오일 그루브), Performance improvement(성능 향상)

† Corresponding author, E-mail: kimhj@inu.ac.kr

기호설명

HIC : hub-inside chamber [-]
m : mass flow [kg/s]
w : width [mm]

그리스 문자

α : solubility [-]
 ϕ : diameter [mm]

하첨자

BPC : back pressure chamber
d : discharge
gr : groove
m : back pressure
pin : throttling pin
s : suction
sc : sub cooling
SC : suction chamber
1,4 : evaporator outlet and inlet

상첨자

* : ARI 조건에서의 실험값으로 무차원화

1. 서론

고압식 스크롤 압축기에서 축 방향 순응을 위해 선 회 스크롤 경판 후면이 고압 및 중간압의 조합으로 이루어지는 배압실에 놓이도록 하는 배압 방식이 적용되기도 한다. 이럴 경우 운전 조건이 바뀌어도 축 방향 가스력과 배압력과의 차이가 비교적 작게 변동되도록 할 수 있기 때문이다. 즉, 선회 스크롤과 고정 스크롤 간의 축 방향 밀봉력의 변동 폭을 비교적 작게 만들어 줄 수 있다는 것이다. 선회 스크롤 경판 중앙부 허브 주위는 고압 환경에, 외주부는 중간압 환경에 놓이도록 하기 위해서는 고압부와 중간압부를 나누어 주는 실링을 설치한다. 중간압부의 압력은 중간압의 배압실로 유입되거나 유출되는 오일과 냉매의 혼합류의 균형에 의해 결정되며, 오일이 압력이 다른 영역으로 이동할 때 오일 속에 용해되어 있었던 냉매 가스의 일부가 다시 증발하여 기상으로 변화하는 정도에 의해서도 영향을 받는다.

선회 스크롤에 작용하는 배압력이 충분히 크지 않은 경우, 선회 스크롤이 고정 스크롤로부터 완전히 이

격되지는 않더라도 여전히 전복 모멘트의 영향 아래 부분적인 이탈이 발생할 수 있다. 반대로 배압력이 너무 클 경우에는 선회 스크롤과 고정 스크롤 사이의 접촉면, 즉 스러스트 면에서 마찰 손실이 증가하게 된다. 따라서 선회 스크롤 안정성 유지와 마찰손실 저감 사이에 절충이 필요하게 된다.

스러스트 면에서 마찰 손실이 증가하는 것을 최소화 하면서 동시에 선회 스크롤의 안정성을 향상시키는 몇몇 절충 방안들이 제시되었다. Furusho et al.⁽¹⁾은 선회 스크롤 경판 스러스트 면에 압축부를 구성하는 스크롤 랩 조합부 주위를 둘러싸는 원형의 오일 그루브를 설치하고 여기에 고압의 오일을 공급해 주어 전복 모멘트를 극복할 수 있는 복원력이 발생되도록 하였다. 압축기 운전조건을 확장하기 위해 고정 스크롤 외주부 면에 몇 개의 부분적인 원형 그루브 설치가 Chikano et al.⁽²⁾에 의해 제안되었다. 이 경우 배압실 유체가 그루브를 채우고 주입된 유체 팽창 손실을 감소시킨다.

Hiwata et al.⁽³⁾은 그루브가 설치된 스러스트 면을 흡입가스로 채워지도록 하여 선회 스크롤을 고정 스크롤 쪽으로 당겨지도록 유도하는 방식을 통해 전복모멘트 한계를 향상시켰다. 배압실에서 고정 스크롤 외주부와 메인프레임이 맞닿는 스러스트 면에 설치된 그루브에 이르는 오일 통로 내에 저항 핀을 삽입하여 오일공급량을 미세하게 조절하는 것은 Morozumi et al.⁽⁴⁾에서 볼 수 있다. Fushiki et al.⁽⁵⁾은 순응 프레임이라는 새로운 구조를 고안하여 선회 스크롤의 안정성은 유지한 채, 스러스트 손실을 감소시키는 방안을 제시하였다.

본 연구에서는 고압방식 스크롤 압축기에서 원형의 오일 그루브를 고정 스크롤 외주부와 선회 스크롤 경판이 서로 맞닿아 비비는 스러스트 면 부위에 고정 스크롤 외주부 면 쪽에 설치하는 방안을 제시하고, 이 오일 그루브에 공급되는 오일을 선회 스크롤 허브 내부 오일 저장부로부터 가져오도록 오일 공급 통로를 선회 스크롤 경판 내부에 설치하도록 하였다. 이렇게 할 경우 오일 공급 통로가 고정 스크롤 외주부 오일 그루브에 연통되는 것이 압축기 운전 속도에 따라 주기적으로 일어나는 특성을 지니게 된다. 이러한 오일 그루브 시스템의 설계 변수들이 압축기 성능에 미치는 영향에 대해 수치해석적인 방법을 통해 살펴봄으로써 오일 그루브 최적 설계를 수행하고자 한다.

2. 스러스트 오일 그루브를 가진 고압식 스크롤 압축기의 구조

Fig. 1은 고압식 스크롤 압축기의 배압실과 오일 그루브 구조를 보여준다. 배압실은 선회 스크롤 경판 후면에 설치되어 있고, 고정 스크롤과 선회 스크롤 사이의 스러스트면의 마찰 특성을 향상시키기 위해 원형의

오일 그루브가 고정 스크롤 외주부 평면에 Fig. 2와 같이 가공되었다. 배압실은 실링에 의해 두 구역으로 나뉘는데, 실링 안쪽 중앙부는 고압의 가스/오일로 채워지고 실링 바깥쪽은 중간압의 가스/오일로 채워진다.

선회 스크롤 허브 내부에 크랭크 핀 헤드부 평면과 허브 천장면 사이에 축 방향 간격으로 인한 작은 공간이 형성되는데 이 공간(허브 오일저장실) 내부에는 크랭크 축 내부에 뚫린 오일 통로를 따라 압축기 하단의 오일 저장부에서부터 펌핑되어 올라오는 오일로 채워져 있다.

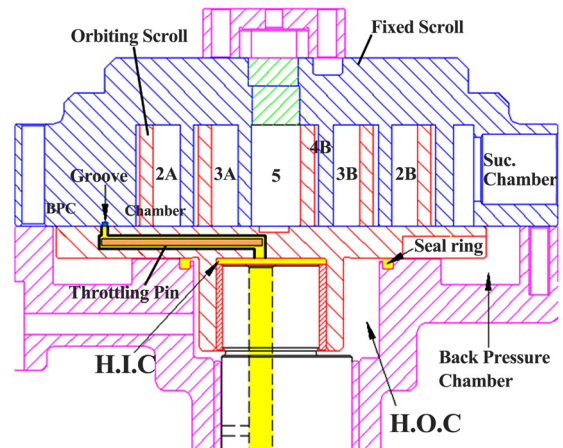


Fig. 1 Oil groove on thrust surface of the fixed scroll.

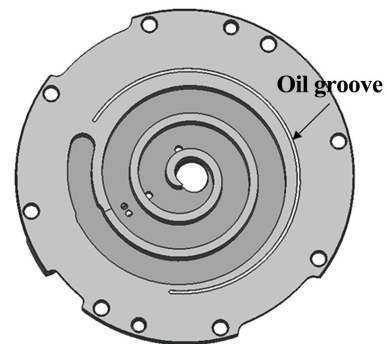


Fig. 2 Oil groove on fixed scroll.

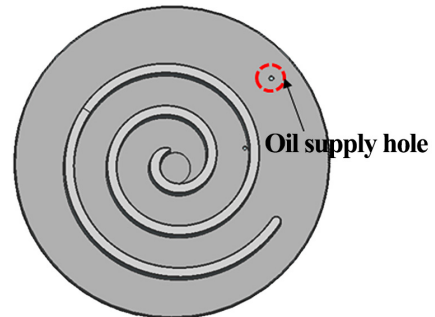


Fig. 3 Oil supply hole on orbiting scroll baseplate.

허브 내부 오일저장실(HIC, Hub Inside Chamber)로부터 스러스트면 오일 그루브까지의 오일 공급은 Fig. 1에 나타난 선회 스크롤 경관 내부에 뚫린 오일통로를 통해 공급된다. 너무 많은 오일이 공급되지 않도록 오일 통로 내부에 원통형 저항 핀을 삽입하여 유로를 제한하였다. 내부 오일 통로의 출구는 원통 홀로서 선회 스크롤 경관면에 뚫린다. 이 오일공급통로 출구인 오일 공급공은 Fig. 4에서와 같이 선회 스크롤의 선회운동에 따라 고정 스크롤 외주부에 가공된 오일 그루브와 주기적으로 연결과 차단과 반복한다.

내부 오일 통로의 입구는 허브오일 저장실에 닿아 있어 고압상태의 오일이 들어오고, 오일 통로 출구가 이어지는 오일 그루브는 압력이 상당히 저하된 환경이므로 이러한 압력 차이에 의해 오일 공급 유량이 결정된다. 주어진 압력 차이에서는 삽입된 저항 핀의 직경에 따라 유량이 달라지게 된다.

3. 스러스트 오일 그루브 모델링

스러스트 베어링 오일 그루브로 들어오고 나가는 오일 유동에 연관된 주변의 오일 유동망(network)은 Fig. 5와 같다.

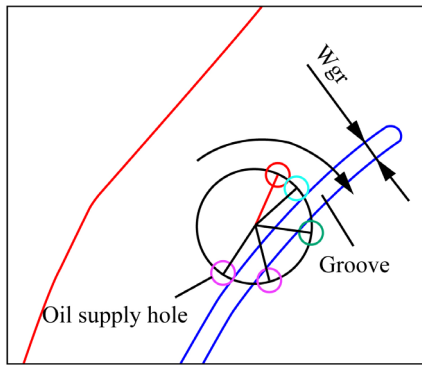


Fig. 4 Intermittent connection of oil supply hole to thrust oil groove.

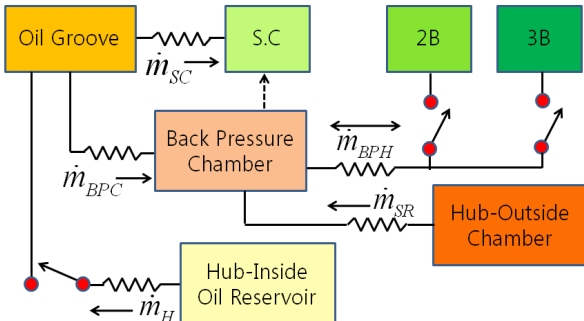


Fig. 5 Oil flow network around oil groove system.

앞서 언급한대로 허브 내부 오일 저장부에서 오일 그루브로 유입되는 유동(\dot{m}_H)은 선회 스크롤의 선회운동에 따라 주기적이다. 오일 그루브에서 오일 유출은 두 경로를 통해 이루어지는데, 하나는 오일 그루브 안쪽의 흡입실로 가는 경로와 또 하나는 오일 그루브 바깥쪽의 선회 스크롤 경관 외곽을 통해 배압실로 들어가는 경로이다. 오일 그루브에서 흡입실 및 배압실로 가는 유량을 각각 \dot{m}_{SC} 및 \dot{m}_{BPC} 라고 한다. 배압실은 선회 스크롤 경관 후면에 설치된 실링(seal-ring)에 의해 실링 안팎의 두 구역으로 나뉘는데 실링 안쪽의 공간인 허브외부실(H^C)은 고압의 오일/냉매로 채워져 있다.

실링 외부의 배압실은 선회 스크롤 경관에 뚫린 배압공을 통해 압력실(2B/3B)과 주기적으로 연통되며, 이 때 냉매/오일의 혼합류가 배압실로 들어오거나 배압실로부터 배출된다. 또한 실링을 가로질러 허브 외부실로부터 배압실로 누설이 일어난다.

허브내부실(HIC)로부터 오일공급통로를 통해 오일 그루브로의 오일 유동(\dot{m}_H)가운데 오일 함유량을 x_H 라고 하면, 오일 그루브로 공급되는 냉매가스와 오일의 유량은 각각 식(1a), (1b)로 표현된다.

$$\dot{m}_{H,gas} = (1 - x_H)\dot{m}_H, \quad \dot{m}_{H,oil} = x_H\dot{m}_H \quad (1a)(1b)$$

오일 이동에 의해 압력 및 온도 변화가 일어나면 용해도가 변화하여 오일 속에 녹아 있던 냉매 가스가 다시 가스화 되거나 아니면 더 많은 가스가 오일 속에 용해된다. 이러한 변화를 식(2)에 나타내었다.

$$\dot{m}_{H,flash} = [\alpha(P_H, t_H) - \alpha(P_{gr}, t_{gr})]\dot{m}_{H,oil} \quad (2)$$

이 압축기에 사용된 냉매는 냉매 R410A이며, 오일은 POE-32로서 온도 40°C에서 오일의 점도 32 cSt이다. 압력과 온도에 따라 냉매 R410A가 오일 POE-32 속에 용해되어 있는 상태에 대한 실험적 데이터는 각 오일 제조사로부터 제공받을 수 있다.⁽⁶⁾ 일례로 압력 20 bar 온도 60°C일 때 오일 속에 냉매 R410A가 20.3% 용해되어 있는데, 만약 압력이 15 bar로 낮아진다면 용해도는 14%가 되어, 6.3%의 냉매가 다시 가스 상태로 나오게 된다.

오일 그루브에서 흡입실로, 그리고 배압실로 가는 냉매가스의 유량을 각각 $\dot{m}_{SC,gas}$ 및 $\dot{m}_{BPC,gas}$ 라고 하면, 오일 그루브 내에서 냉매 가스량 변화는 식(3)과 같다.

$$\frac{dM_{gr,gas}}{dt} = \dot{m}_{H,gas} + \dot{m}_{H,flash} - (\dot{m}_{BPC,gas} + \dot{m}_{suc,gas}) \quad (3)$$

오일 그루브 내 가스의 밀도와 압력은 식(4)와 같다.

$$\rho_{gr,gas} = \frac{M_{gr,gas}}{V_{gr}}, P_{gr} = P_s \left(\frac{\rho_{gr,gas}}{\rho_s} \right)^n \quad (4a)(4b)$$

배압실 압력 P_m 도 동일한 방식으로 구한다.

4. 오일 그루브 압력 계산

해석 대상 스크롤 압축기는 비대칭 스크롤 형상의 고압식이며, 정격 조건에서 20 kW급 냉동능력을 보인다.

본 압축기 모델의 오일 그루브 초기 설계치와 관련된 기구적 치수는 다음 Table 1과 같다.

Fig. 6 및 Fig. 7은 각각 오일 그루브 형성 압력 및 배압에 대한 계산 결과와 실험 데이터와의 비교를 보여준다. 그루브 압력과 배압 측정은 각각 Kistler 4005B 정압센서⁽⁷⁾를 사용하였다.

그림에서 그루브 압력 P_{gr} 과 배압 P_m 은 각각 ARI 조건($P_d = 32.8$ bar, $P_s = 10$ bar, $T_s = 18.3$ °C, $T_{sc} = 8.3$ °C)에서의 실험치 그루브 압력과 배압을 기준으로 하여 무차원화 된 값들이다. 그림 내의 각 영문자 기호는 Fig. 8에 나타낸 각 운전 조건을 나타낸다.

Table 1 Oil supply system dimensions

oil system dimensions	value
groove depth	1 mm
groove width	1.5 mm
groove length	225 mm
groove angular range	250°
oil supply hole diameter	4 mm
throttling pin	3.9 mm

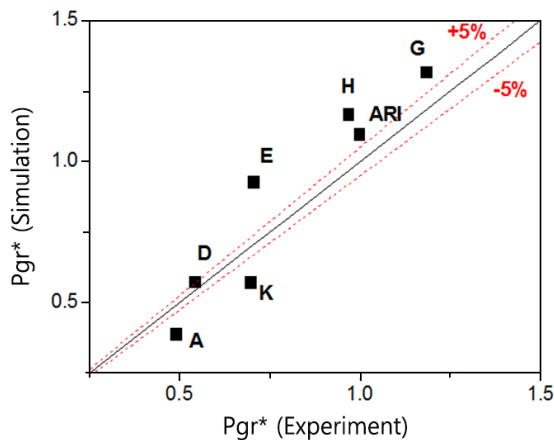


Fig. 6 Comparison of groove pressure between simulation and experiment.

배압의 경우 저온난방조건인 A와 D를 제외하고는 해석 결과와 실험치가 $\pm 5\%$ 이내로 잘 비교된다. 오일 그루브 압력은 산포가 크기는 하지만 계산과 실험이 어느 정도 비교된다고 할 수 있다.

5. 스러스트 오일 그루브 설계 인자가 압축기 성능에 미치는 영향

5.1 기본 형상의 오일 그루브를 가진 스크롤 압축기 성능

오일 그루브 최적 설계를 위해 기존 스크롤 압축기 성능해석 프로그램에 오일 그루브 해석 모델링을 적용시켰다. 기존 고압식 스크롤 압축기에 대한 성능 해석 프로그램은 Kim에 나와 있다.⁽⁸⁾ 압축기 입력과 냉동능력에 대해 성능해석 프로그램 결과와 압축기 열량계실

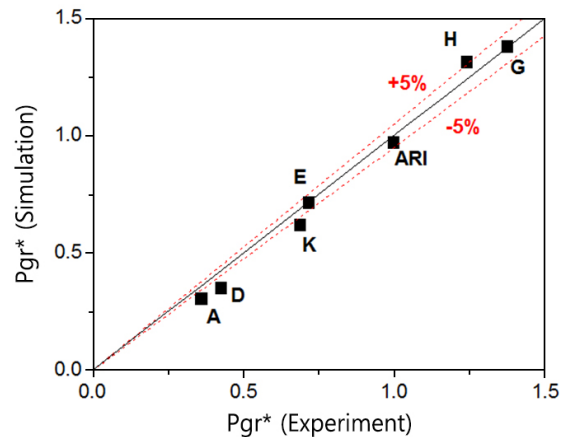


Fig. 7 Comparison of back pressure between simulation and experiment.

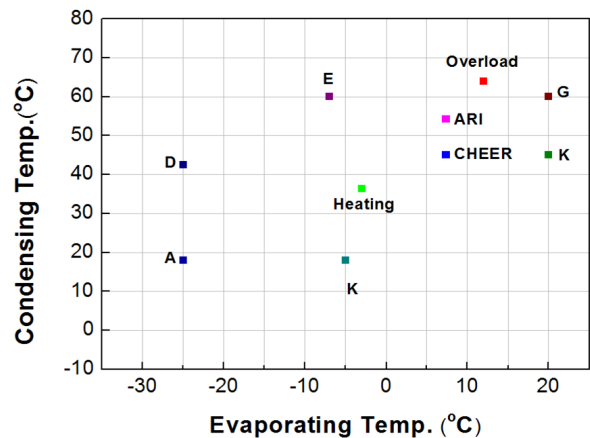


Fig. 8 Compressor operating conditions.

험 결과의 비교를 각각 Fig. 9 및 Fig. 10에 나타내었다. 이때 압축기 일(W_c^*)과 냉동능력(Q_c^*)은 각각 ARI 조건에서의 실험값들로 무차원화 하였다. 냉동 능력에 대한 계산은 식(5)와 같이 압축기 토출 유량 계산 값에 냉동 효과를 곱하여 얻는다.

$$Q_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (5)$$

여기서 h_1 및 h_4 는 각각 증발기 출구(즉 압축기 입구) 및 입구에서의 엔탈피로서 냉매 물성치 프로그램인 Refprop 8.0⁽⁹⁾을 압축기 프로그램과 연동시켜 각 운전 조건에 해당하는 점들에서의 값들을 구한다. 대부분의 계산 결과 값이 오차 $\pm 5\%$ 범위 내에서 실험치와 잘 비교된다. 저온난방조건인 A 및 D에서는 계산결과가 실험치보다 약간 크게 나왔다. 저온난방조건에서는 흡입관 온도가 -20 to -25°C 정도이므로 해석결과보다 실험에서 냉력이 낮게 나오는 것은 실제 실험에서 주위로부터 흡입관으로의 열전달에 의한 흡입가스가열로

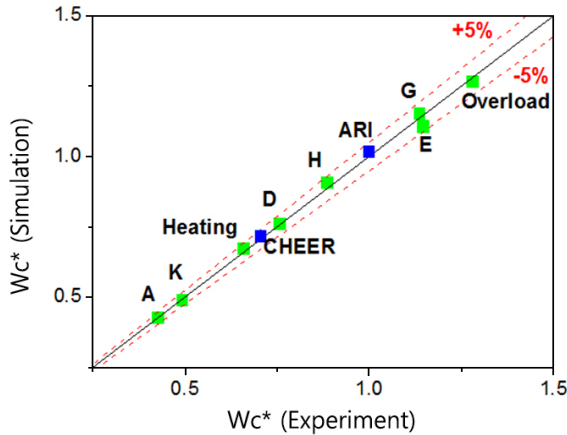


Fig. 9 Validation of compressor input simulation.

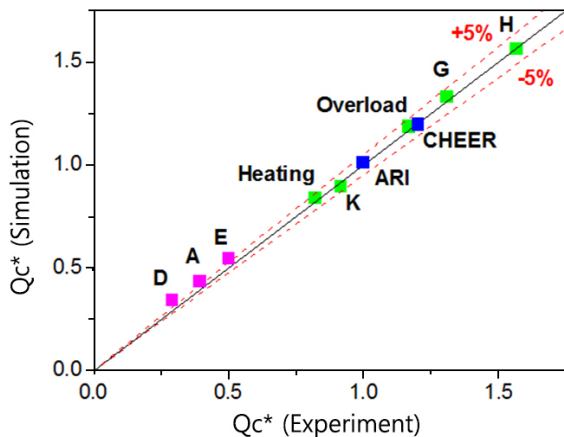


Fig. 10 Validation of cooling capacity simulation.

인한 것으로 여겨진다.

5.2 오일 그루브 설계 변수 연구

오일 그루브 설계변수가 압축기 성능에 미치는 영향을 조사하기 위해 오일 그루브의 폭과 삽입되는 저항핀의 직경을 변화시켜가며 압축기 성능을 계산해 보았다. Table 2에 설계변수의 변화 범위를 나타내었다.

여기서 그루브 폭(w_{gr}^*)은 Table 1의 기준치로 그리고 저항핀 직경(ϕ_{pin}^*)은 오일공급통로 직경으로 각각 무차원화 시킨 값들이다.

Fig. 11은 오일 그루브 설계 변수에 따른 그루브 압력 변화를 보여준다. 그루브 압력은 설계기준치 모델을 ARI 조건에서 실험한 그루브 압력으로 무차원하였다. 즉, $P_{gr}^* = P_{gr} / P_{gr,exp}$ 로 정의된다. 저항핀 직경이 작아지면 그루브 압력(P_{gr}^*)은 급격히 증가하는 큰 변화를 보인다. 이는 저항핀 직경이 작아지면 오일공급통로가 커져 오일 공급량이 증가하기 때문이다. 그루브 폭 변화에 대한 그루브 압력(P_{gr}^*) 변화는 그루브 폭이 아주 작은 경우에 약간 감소할 뿐 전반적으로는 거의 영향을 받지 않는다. 이는 그루브 폭이 증가하여도 그루브로부터 스러스트 면을 따라 압축실이나 배압실로 빠져나가는 오일 출구 면적은 그루브 길이와 스러스트 면 간극에 의해 주로 결정되기 때문이다. 배압실 압력은 그루브 설계 변수에 영향을 받지 않고 일정한 값을 유지한다(그림에 불포함). 이는 배압실로 드나드는 다른 유량들이 상대적으로 오일공급통로를 통한 유량보다 크기 때문이다. 따라서 저항핀 직경을 작게 하고 그루브 폭을 어느 수준 이상으로 해 주면 배압은 거의 변화하지 않은 채 그루브 압력은 증가하게 되므로 스러스트면에서의 마찰손실을 감소시킬 수 있게 된다.

Fig. 12에서 그루브 폭의 증가에 따른 압축기 일(W_c^*)의 감소는 매우 미미하지만, 저항핀 직경의 감소에 따른 압축기 일 감소는 약 2% 수준에 이른다. 이러한 압축기 일의 감소는 주로 스러스트 면에서의 마찰 손실 감소에 기인한 것이다. 그루브 폭이 변화하여도 그루브 압력 변화는 거의 없어서 스러스트 면에서의 부하도 거의 변화가 없게 되지만, 저항핀의 경우에는 핀 직경 변화가 그루브 압력에 상당한 영향을 미치므로 스러스트 면 부하도 영향을 받게 되므로 결국 마찰 손실에도 변화를 가져오게 된다.

Table 2 Design parameter range

design parameters	symbol	values
groove width	w_{gr}^*	0.33, 1.0, 1.67, 2.33
throttling pin diameter	ϕ_{pin}^*	0.975, 0.95

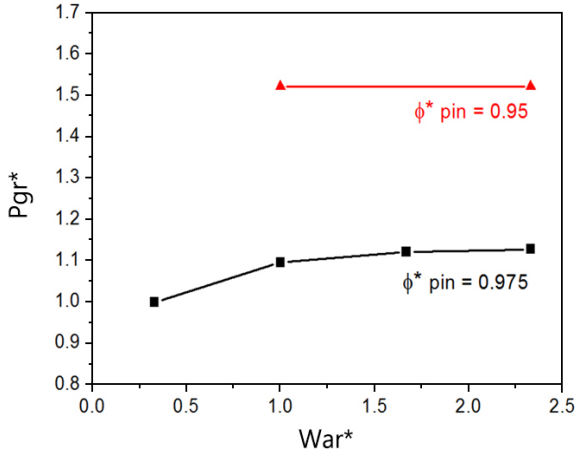


Fig. 11 Effects of oil groove design parameters on thrust oil groove pressure at ARI condition.

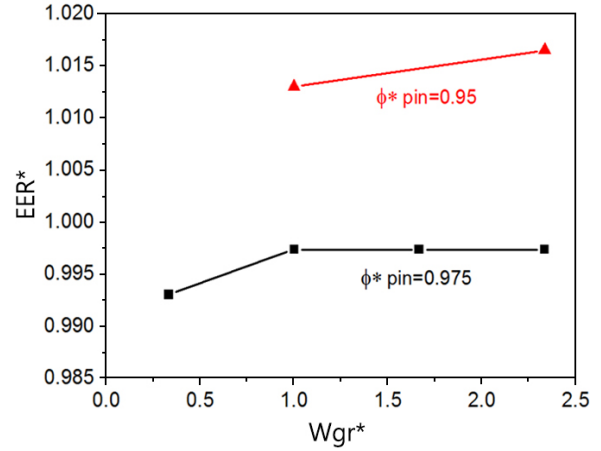


Fig. 14 Effects of oil groove design parameters on EER at ARI condition.

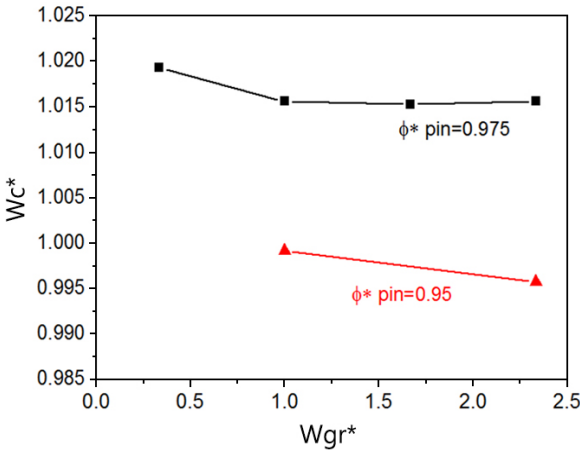


Fig. 12 Effects of oil groove design parameters on compressor input at ARI condition.

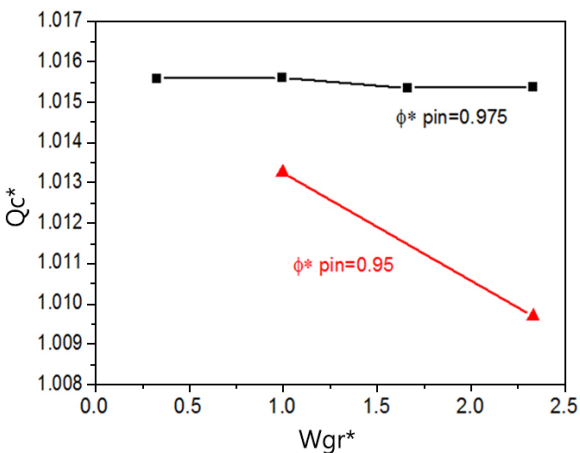


Fig. 13 Effects of oil groove design parameters on cooling capacity at ARI condition.

Fig. 13에서 그루브 폭이나 저항 핀 치수 변화가 냉동 능력에 미치는 영향은 매우 미미하다. 이는 오일 그루브로의 오일 공급 및 그루브로부터의 오일 유출은 거의 전부 압축기 내부를 순환하는 경로 상에서 이루어므로 압축기 외부로의 토출량에 미치는 영향은 매우 미미하기 때문이다.

오일 그루브 설계 변수에 대해 냉동 능력은 거의 변화가 없고 압축기 일만 영향을 받으므로 EER은 Fig. 14에서와 같이 저항 핀 직경이 작을수록 향상되며 그루브 폭이 미치는 영향은 미미하다. 결과적으로 EER은 오일 그루브 설계치 $w_{gr}^* = 2.3$ 및 $\phi_{pin}^* = 0.95$ 에서 약 3.6% 향상되는 효과를 얻었다.

6. 결 론

선회 스크롤 배면에 배압실이 설치되는 고압식 스크롤에서,

- (1) 선회 스크롤과 고정 스크롤 사이의 슬러스트 면에서의 윤활 증대와 마찰손실 감소를 목적으로 고정 스크롤 외주부 슬러스트면에 원형 오일 그루브가 고안되었다.
- (2) 오일 그루브 기능에 대한 모델링이 스크롤 압축기 성능해석 주 프로그램과 연동되어 사용되어 오일 그루브 최적 설계를 수행하였다.
- (3) 최적 설계된 오일 그루브를 통해 ARI 조건에서 3.6%의 스크롤 압축기 성능 향상을 얻었다.

후 기

본 연구는 2015년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

References

1. Furusho, K., Katoh, K., and Ohno, T., 2005, Scroll-type compressor, EP 1508699 A1.
2. Chikano, M., Tsuchiya, G., and Yanagase, Y., 2009, Scroll compressor, Japan patent, JP 2009-13882.
3. Hiwata, A., Futagami, Y., Morimoto T., and Ishii, N., 2004, New thrust nearing groove to control the overturning for CO₂ scroll compressor without accumulators, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, C078.
4. Morozumi, N., Fujino, M., Tanaka, J., and Nakazawa, T., Scroll compressor, 2005, US Patent 20050053508A1.
5. Fushiki, T., Sano, F, Ikeda, K., Nishiki, T., Sebata, T., Tani, M., and Sekiya, S., 2002, Development of scroll compressor with new compliant mechanism, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, C18-3.
6. www.comstarproducts.com.
7. Kistler catalogue, www.kistler.com.
8. Kim H. J., 2011, Development of design guide tool for a high-side inverter scroll compressor, INU Technical Report.
9. National Institute of standards and Technology, 2007, REFPROP 8.0.