

스크롤압축기용 오일레스 베어링의 신뢰성 평가

김완두* · 조준행**

Reliability Evaluation of Oilless Bearing for Scroll Compressor

Wandoo Kim · Joonhaeng Cho***

ABSTRACT

The life of oilless bearing affects the durability of scroll compressor. The main shaft of the scroll compressor is supported by oilless bearing. Some of the major parameters which influence the life of oilless bearing are rotational speed, normal load, environment of refrigerant and oil film thickness. The reliability evaluation of oilless bearing is performed through the acceleration life test for reduction of experimental time and costs. In this study, the experimental and computational investigations were performed to verify the effects of various parameters on the life of oilless bearing. The acceleration factor was achieved with the lubrication analysis between the scroll compressor and the developed reliability tester. the expected life of oilless bearing was guaranteed by reliability evaluation accompanied with the acceleration life test.

Key Words : 오일레스 베어링, 윤활해석, 상사, 신뢰성, 비마모량, 유막계수

* 구조연구부 마이크로응용역학그룹 책임연구원

** 구조연구부 마이크로응용역학그룹 위촉연구원

기호 설명

- c : 베어링 틈새 [μm]
- e : 축 중심의 편심 [μm]
- h : 유막 두께 [μm]
- K : 비마모량 [$mm / (kgf/cm^2 \cdot m/min \cdot hr)$]
- P : 베어링 면압 [kgf/cm^2]
- R : 베어링 반지름 [m]
- T : 베어링 마찰시간 [hr]
- V : 축 회전속도 [m/min]
- W : 베어링 마모량 [mm]
- y : 베어링 길이방향 좌표
- β : 축 중심의 자세각 [rad]
- Ω_s : 축 회전속도 [rpm]
- Ω_b : 베어링 회전속도 [rpm]
- θ : 베어링 원주방향 좌표
- μ : 오일의 점도 [$Pa \cdot s$]
- w : 스크롤 회전속도 [rpm]
- λ : 유막계수
- SRr : 케도를 표면조도 [rms]
- SRb : 볼 표면조도 [rms]

1. 서론

오일레스 베어링(oilless bearing)은 미끄럼 베어링의 한 종류로서 고온 및 저온, 부식성 분위기 등의 특수한 환경조건, 또는 외부로부터 이물질 유입이 심하거나 충격하중 및 진동 등에 의하여 구조상 오일급유가 불가능한 기계요소의 윤활부위에 완전 무급유 또는 최소한의 급유로써 기능을 수행할 수 있는 베어링의 총칭이다 [1]. 또한 급유장치를 필요로 하지 않으므로 협소한 공간으로도 설계가 가능하며 무급유의 효과로 유지비 절감 및 기름에 의한 오염을 방지

할 수 있는 장점이 있다. 오일레스 베어링의 재료로는 금속, 플라스틱, 세라믹 등, 사용 요구조건에 따라서 다양하게 사용되고 있으며, 용도에 따라서는 각 재료들의 장점들을 복합적으로 이용하기 위하여 각 재료들을 복수적으로 선택하기도 한다.

최근, 냉동기와 에어컨 등에 사용되는 압축기는 로터리(rotary)방식보다 상대적으로 효율성이 좋고 소음, 진동이 적은 스크롤 방식이 선호되고 있다. 스크롤 압축기(scroll compressor)는 인벌류트(involute) 곡선으로 구성되는 스크롤 형상의 부재를 상대적으로 운동시켜 냉매기체의 압축을 수행하는 회전형 압축기의 일종이다. 고정 및 선회 스크롤 사이의 접촉부에 의해 다수의 초승달 형상의 압축실이 형성되어 압축과정이 연속적으로 이루어지므로, 회전체 토크의 변동이 작고 압축실 사이의 압력차가 작으므로 냉매기체의 누설도 작아 로터리방식의 압축기를 대체하는 추세이다. 또한, 1996년 몬크리올 협약에 따라 대체냉매의 사용이 권장되고 있고 다양한 외기 상태에서도 최적으로 대응 가능한 압축기의 개발이 요구되고 있다. 변화하는 기술개발과 규제에 따른 소비자의 냉동, 공조기기의 쾌적성과 에너지 비용 절감의 다양한 요구를 충족시키기 위해 대체냉매용 스크롤압축기가 개발되었고 오일레스 베어링은 개발된 스크롤압축기의 회전 주축을 지지하는데 사용되고 있다[2]. Fig. 1에 스크롤압축기의 모습을 나타내었다.

스크롤압축기에서 구동부위의 마찰로 인한 손실이 수명 단축과 고장의 주원인이 되므로 스크롤압축기의 수명동안 주회전축을 지지하는 오일레스 베어링의 신뢰성을 확보해야 한다. 그러나 실제 제품과 동일한 작동환경조건에서 수행하는 신뢰성 시험은 많은 시간과 비

2. 베어링 수명산출이론

2.1 베어링 수명과 마모량

슬라이딩 베어링의 수명 산출은 마모량에 의해 결정되며 마모량은 운동 상태, 하중조건, 윤활상태, 온도조건 등에 따라 차이가 있지만 근사적으로 식(1)과 같이 산출된다[4].

$$W = K \cdot P \cdot V \cdot T \quad (1)$$

일반적으로 베어링에 대한 이물질 침입이나 윤활유의 부족 등 이상상태의 작동으로 인해 상승적 효과로 비마모량이 비약적으로 급증하여 베어링 수명을 저하시키는 요인이 된다. 비마모량 K 값은 마모량 산출에 있어서 중요한 수치이며, 실험결과로부터 역으로 산출할 수 있다. 따라서 K 값을 산정한다면 베어링의 수명을 예측할 수 있다. 실제의 마모량은 상기 조건 외에도 운동 상태, 하중조건, 윤활방법, 공차, 축의 경도, 이물질의 침투, 온도조건 등 다양한 요소에 의해 영향을 받기 때문에 마모량 공식에 의한 수명산출은 참고 사항으로만 이해되어야 한다.

2.2 베어링 수명과 유막 계수

유막이 상대 운동하는 두 접촉물체를 분리시킬 수 있을 만큼 두꺼우면, 베어링의 피로 수명이 매우 증가하게 된다고 알려져 있다[5, 6]. 반대로 유막이 접촉표면의 조도보다 얇게 되면 두 면이 직접 접촉을 일으켜 높은 전단 영향을 받아 피로수명이 단축되게 된다. 베어링의 수명에 끼치는 유막두께의 영향을 정량화하기 위해 식(2)와 같은 유막계수(film

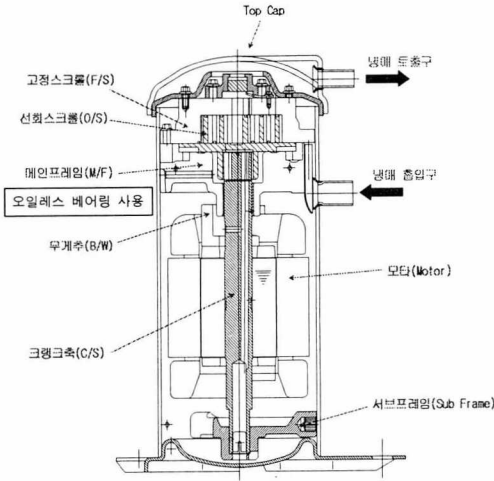


Fig. 1 Scroll compressor

용을 필요로 하며 제품개발주기가 연장되는 단점이 있다. 따라서 다양한 구동환경변수의 영향을 규명하고 주요한 변수에 대한 가속수명시험을 수행하여 시간과 비용을 절약시킬 수 있으며, 가속수명시험은 각 변수의 오일레스 베어링의 파손 수명에 대한 영향을 평가하여 가속수명계수를 추출함으로써 수행될 수 있다[3].

본 연구에서는 스크롤압축기용 오일레스 베어링의 내구성시험에 소요되는 장시간의 마찰, 마모현상을 단시간 내에 시뮬레이션 할 수 있는 마모 및 내구성 가속시험법을 개발하였다. 이론적 해석과정으로 가속시험법의 타당성을 확보하였으며 윤활해석을 이용한 오일레스 베어링의 내구성 변수를 규명하였다. 또한, 가속수명계수 추출의 결과로 다양한 구동환경변수의 영향에 대한 실험을 수행할 수 있는 오일레스 베어링 신뢰성 시험기를 설계, 제작하였다. 개발된 시험기로써 3가지 다른 조건으로 만들어진 오일레스 베어링의 마모 특성 및 내구성 시험을 수행하고 신뢰성 데이터를 확보, 평가하였다.

parameter)를 사용한다.

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{SRr^2 + SRb^2}} \quad (2)$$

통상의 베어링 운전 영역에서 λ 값은 1~2 값을 지니며 이 영역에서 λ 증가에 따라 수명이 선형적으로 증가되며, 1이하인 경우에는 거칠기 접촉 압력(asperity contact pressure)이 발생하므로 수명이 짧아진다.

2.3 베어링 수명과 PV값

일반적으로 저널베어링 및 부시(bush) 등에 사용되는 오일레스 베어링의 사용 특성은 사용되는 재료의 종류에 따라서 크게 영향을 받으며 이와 같은 사용 특성에 의해서 사용 조건들이 제한받게 된다. 베어링 류 기계설계에 사용되는 주요한 사용 특성들에는 최대 면압(P_{max}), 최대 미끄럼속도(V_{max}), 최대허용 PV 값(maximum allowable PV value) 및 최대허용온도(T_{max})등이 있으며, 이들 중 최대허용 PV값이 베어링의 폭 등을 결정할 수 있는 중요한 설계변수이다. 최대허용 PV값은 저널베어링, 부시 등의 사용조건 한도(limit)를 결정하게 하는 주요한 설계인자로서, 저널의 단위투상 면적당 마찰일과 직접적인 관련이 있다. 저널베어링의 경우, 반경방향의 하중을 F , 저널의 원주 속도를 V , 마찰계수를 μ 라 하면, 단위시간의 마찰일 W 는 식 (3)과 같다.

$$W = \mu FV \quad (3)$$

이 마찰일이 전부 마찰열로 발생한다고 가정하면, 마찰열 Q 는 식 (4)과 같다.

$$Q = \mu FV \quad (4)$$

이 열은 베어링 몸체로부터 열전도 등에 의하여 외부로 발산되지만, 발생열량이 발산되는 열량보다 커지면 베어링의 온도가 증가하게 되어 극심할 경우에는 높은 열에 의해 베어링 표면이 눌러 붙음(seizure)현상이 초래될 수 있다. 베어링의 길이를 l , 지름을 d 라 하여 발생열량을 베어링면적($l \times d$)에 비례한다고 하면, 저널의 단위투상면적당 마찰일 W 를 제한하여야 하는데, 이 값은 식(5)와 같다.

$$w = \frac{W}{dl} = \frac{\mu FV}{dl} = \mu PV \quad (5)$$

마찰계수 μ 가 일정하다고 가정하면, 식 (5)의 PV값은 마찰열에 의한 온도상승의 주된 변수가 되며 베어링의 수명을 결정하는 중요한 인자이다. Ashby 등은 상대 운동하는 두 물체의 접촉조건 변화를 고려하여 마찰열 발생에 의한 표면온도를 식(6)과 같이 해석적으로 제시하였다[7, 8].

$$\Delta T = (T_s - T_o) \propto \mu FV \quad (6)$$

T_s [$^{\circ}C$]는 접촉 표면온도이며 T_o [$^{\circ}C$]는 마찰열이 전달되는 접촉표면과 먼 거리의 heat sink의 온도, 즉 대기상태의 온도를 나타낸다. 따라서 접촉표면과 대기의 온도차이 측정하여 가속수명계수 산출에 고려할 수 있다.

3. 실험방법 및 시험 베어링

스크롤압축기의 주요 부품인 오일레스 베어링의 신뢰성을 평가하기 위한 시험기는 다음

의 세 가지의 조건을 만족하여야 한다.

- (1) 스크롤압축기 내부 작동 조건을 시뮬레이션 할 수 있도록 설계, 제작되어야 한다.
- (2) 가속수명시험이 가능하도록 가혹한 환경 조건을 부여할 수 있어야 한다.
- (3) 가속수명시험 수행 시 파손 양상이 실제의 파손 양상과 다르지 않도록 해야 한다.

Table 1과 Fig. 2에 스크롤압축기와 오일레스 베어링 신뢰성 시험기의 조건과 모습을 나타내었다. 가속시험을 위하여 내부압력과 시험하중을 작동조건보다 가혹하게 부여할 수 있도록 결정하였다.

Table 1 Operation condition of reliability tester and scroll compressor

	Scroll compressor	Reliability tester
Capacity	1.5~6 kW	6 kW
Rotational speed	1600 ~ 7200 rpm	max:7200 rpm
Pressure	6.37 bar	10 bar
max. load	500 kgf	1000 kgf

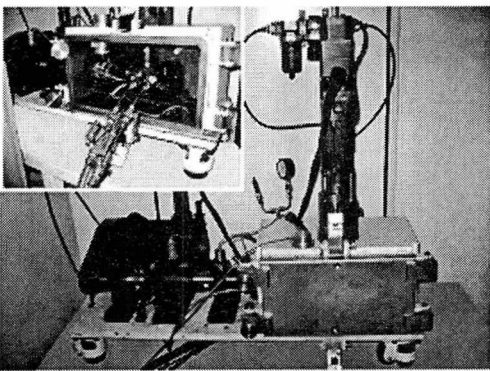


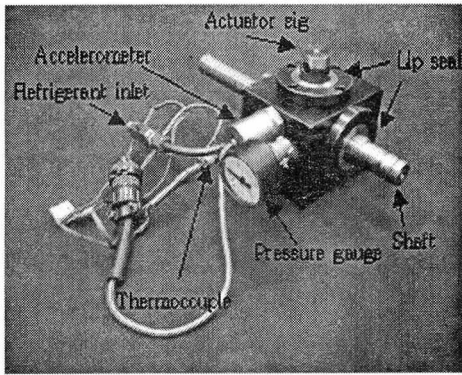
Fig. 2 Oilless bearing reliability tester

3.1 시험기 구성

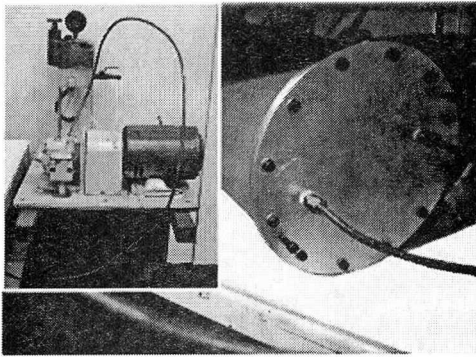
스크롤압축기 내부는 일정압력의 냉매가스가 흡입, 가압과정을 통해 토출되며 회전축과 오일레스 베어링의 마찰부에 급유하는 작동 환경이다. 따라서 가속수명시험 후, 냉매와 오일의 폐기 처리문제가 발생하므로 소요되는 오일과 냉매를 최소화하는 것을 시험기 설계에 고려하였다. 이러한 이유로 작동 분위기 조성을 시험베어링의 마찰부위만을 국한시키기 위해 Fig. 3의 a)와 같은 소형 내부 챔버를 제작하였다. 회전용 기계요소에 일반적으로 사용되는 립실(lip seal)로써 기밀을 유지하였으며 냉매가스와 동일한 압력의 공기압을 외부 챔버에 가하는 이중가압 구조를 채택하여 미소하게 발생할 수도 있는 냉매 가스의 누설을 방지하도록 하였다. 또한 Fig. 3의 b)와 같은 냉각장치로부터 내부 챔버까지 오일 순환장치를 구성하여 마찰로 인한 습동부의 급격한 온도 상승을 완화시키도록 하였다.

3.2 신호측정

오일레스 베어링 신뢰성 시험기에 사용되는 주요 센서는 토크센서, 진동가속도센서, 열전대로 구성된다. 토크센서를 이용하여 시편과 회전축과의 토크를 측정하여 마모정도에 따른 토크의 변화량과 시편의 마찰계수를 평가할 수 있게 하였으며, 진동가속도센서로 진동을 감지하여 시편의 수명을 평가할 수 있게 하였다. 측정된 데이터를 PC를 통한 모니터링과 저장을 할 수 있게 하였다. 신호증폭기에 의해 증폭된 신호는 DAQ 보드를 통해 컴퓨터에 저장되며 마찰계수는 측정된 수직하중과 토크로부터 계산된다. Fig. 4에 신호처리계통도를 나타내었다.



a) inner chamber



b) oil cooling and circulation device

Fig. 3 Accessory device of oilless bearing reliability tester

3.3 시험베어링

본 연구에서는 구성물질이 서로 다른 3가지

종류의 시험 베어링의 신뢰성 시험을 수행하였다. 각각의 시험편은 원 소재에 연청동 및 청

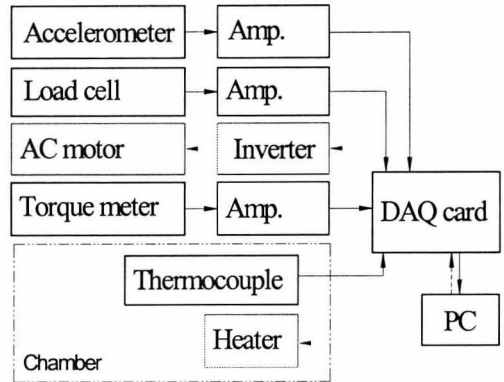


Fig. 4 Block diagram of tester for signal processing

동 분말을 도포한 소결층으로 구성되어 있으며, 시험베어링 A와 B는 소결층 위에 불소수지 코팅을 한 고체 윤활층이 있다. 각 시험베어링의 치수는 내경 26mm, 외경 30mm, 길이 30mm이다. Table 2와 Fig. 5에 각 시험 베어링의 구성성분 및 단면 구조를 나타내었다.

3.4 가속수명시험 방법

본 연구에서 개발된 오일레스 베어링 신뢰성 시험기는 진동가속도 센서와 토크 센서로부터 신호를 수집하여 설정된 한계 값을 초과하면 자동 정지할 수 있도록 설계하였다.

Table 2 Configuration of oilless bearings

구분	A	B	C
강대층	SCP 강판	SCP 강판	SCP 강판
소결층	연청동 : (Cu,Sn,Pb)	청동 : (Cu,Sn)	연청동 : (Cu,Sn,Pb)
고체윤활층	불소수지:PTFE+FEP	불소수지:PTFE+FEP +Carbon Fiber	무

주) PTEF: Poly Tetra Flour Ethylene, FEP: Flour Ethylene Propylene

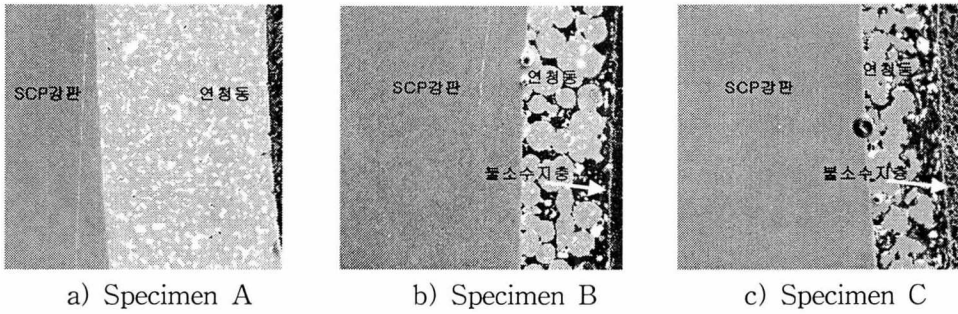
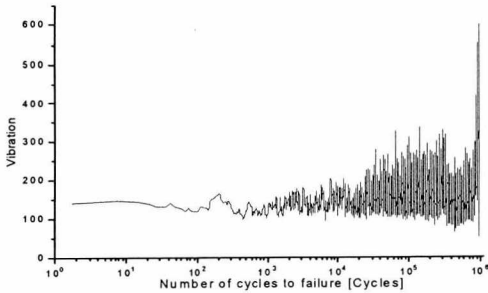


Fig. 5 Cross section of oilless bearings

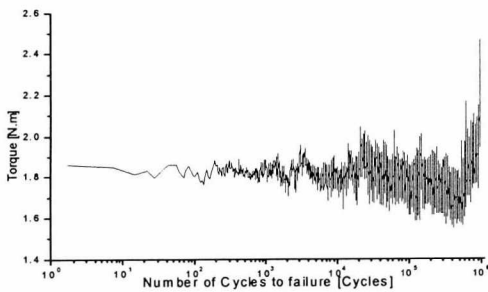
시험베어링의 마모량이 증가함에 따라 진동가속도도 증가하므로 한계 진동가속도를 설정하여 설정값을 초과하는 상태에 도달하면 베어링의 기능을 상실한 상태로 판정하였다. 초기 운전상태는 불안한 진동상태를 보이므로 50000 cycle에서 측정되는 진동가속도의 5배에 해당하는 값을 한계 값으로 설정하였다. 또한 시험축의 토크도 한계 값을 설정하여 시험기가 정지할 수 있게 하였으며 진동가속도, 토크 한계 값을 초과하여 시험기가 정지될 때의 회전수를 파손수명으로 판정하였다. Fig. 6에 시험 종료 후 수집된 진동가속도와 토크의 예를 나타내었다. 시험 베어링이 파손수명에 도달할 때 진동가속도와 토크가 갑자기 증가하는 현상을 보이고 있다. 저 하중 조건(50, 100, 150 kgf)에서는 냉각, 급유장치를 사용하지 않고 시험하였으며 고 하중 조건(200, 250, 300, 350 kgf)에서 마찰열로 인한 눌러 붙음(seizure) 현상을 방지하기 위해 냉각, 급유장치를 사용하였다. 냉매 가스는 인화, 폭발이 없는 불연성 물질이며 전기적 특성이 양호한 HCFC-22를 사용하였다. 사용된 냉매가스의 특성을 살펴보면 공기 중의 유리 수분과 혼합되면 금속의 부식을 촉진하고 윤활유의 점도저하를 발생시키는 경향이 있다. 또한 온도가 올라갈수록 이러한 영향이 현저하게 발생하는 특징이 있는 것으로 알려져 있다[9]. Table 3에 시험베어링의 시험조건을 나타내었다.

4. 신뢰성 시험기 상사 이론

스크롤압축기는 인벌류트 곡선으로 구성되는 스크롤 형상의 부재를 상대적으로 운동시켜 냉매기체의 압축을 행하는 회전형 압축기의 일종이다. 선회스크롤은 회전축에 편심되어 고정되어 있으므로 오일레스 베어링에 의해 지지되는 회전 주축은 자전과 공전을 함께 하는 운동을 하게 된다. 따라서 스크롤압축기의 메인 베어링의 원주방향으로 선회하는 하중이 작용하게 된다. 본 연구에서 개발된 오일레스 베어링 신뢰성 시험기는 한쪽 방향으로 정하중을 가하는 구조이므로 높은 가속효과를 기대할 수 있다. 스크롤압축기와 오일레스 베어링 신뢰성 시험기의 상사는 선회 하중과 한쪽 방향의 하중을 상사함으로써 가능하다. 이러한 상사방법은 단위면적당 동일 마모량을 발생하기 위해서 오일레스 베어링 신뢰성 시험기와 스크롤압축기의 운전시간이 다르다는 원리에 기인한다. Fig. 7에 오일레스 베어링 신뢰성 시험기와 스크롤압축기의 작용 하중 특성을 나타내었다. 일반적으로 오일레스 베어링의 수명은 마모량으로 판단하게 되며, 식(1)과 같이 마모량 W 는 면압 P 와 접촉 시간 T 의 함수이다. 회전속도를 알고 있으므로 오일레스 베어링의 원주방향좌표는 임의의



a) Vibration

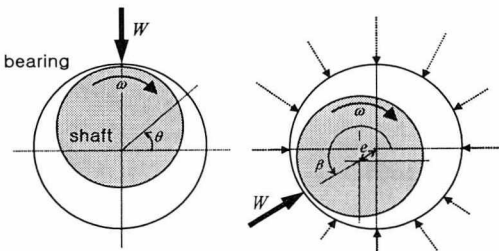


b) Torque

Fig. 6 Example of monitored signals

Table 3 Test conditions

Condition	Variations
Specimen	A, B, C
Rotation speed (rpm)	2000, 3000, 4000
Nomal Force (kgf)	50, 100, 150
Pressure (bar)	6.5, 9.5
Lubricant	SUNIGO-4GSD(VG56)
Refrigerant	HCFC-22



a) reliability tester b) scroll compressor

Fig. 7 Load conditions of oilless bearing

회전수의 접촉시간으로 볼 수 있다. 이러한 하중작용시간의 차이를 비교하기 위해 윤활현상의 지배 방정식인 레이놀즈 방정식 (Reynolds equation)을 이용하여 각 경우의 하중 분포를 해석한다. 식(7)은 저널 베어링 (journal bearing) 윤활해석에 일반적으로 사용되는 원통좌표계의 레이놀즈 방정식이다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12 \mu R^2 \left(\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon \sin \theta \left(\dot{\beta} - \frac{\Omega_s + \Omega_b}{2} \right) \right) \quad (7)$$

h 는 유막두께로서 식(8)과 같이 정의된다.

$$h = c + e \cdot \cos \theta \quad (8)$$

식(7)의 해석에 필요한 입력변수를 Table 4에 나타내었다.

신뢰성시험기의 경우 축 중심이 회전만 하고 베어링 틈새 내에서 공전 운동하지 않기 때문에 반경 방향 속도와 자세각의 속도는 0이다. 반면에, 스크롤압축기의 경우는 회전축 중심이 1:1의 비율로 자전과 공전 운동이 동시에 이뤄지므로 자세각의 속도는 회전 속도와 같으며 일정한 간극에서 동심원을 그리는 공전 운동에 의해 반경방향 속도는 무시할 수 있다. P_a 를 스크롤압축기의 냉매 흡입압력이라고 하면 윤활해석의 경계조건은 다음과 같다.

$$P(\theta, 0) = P_a, \quad P(0, y) = P_a \quad (9)$$

베어링 틈새에서 윤활유의 압력이 주위 대기압보다 낮을 경우 공동현상(cavitation)이 발생하므로 식(10)와 같은 레이놀즈 경계조건을 수치해석 과정에 적용한다.

Table 4 Input parameters for lubrication analysis

Parameter	Value
Oil viscosity, $\mu[Pa \cdot s]$	5
Nominal clearance, $c[\mu m]$	20
Radius of bearing, $R[m]$	0.013
Angular velocity of shaft, $\Omega_s[rad/s]$	377
Angular velocity of bearing, $\Omega_b[rad/s]$	0
Radial velocity of shaft center, $\dot{e}[\mu m/s]$	0
Tangential angular velocity of shaft center, $\dot{\beta}[rad/s]$	$0, \Omega_s$

$$P = \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

따라서 식(7)의 윤회현상 지배방정식을 무차원화와 이산화 과정을 통해 Gauss-Siedel 법을 이용한 반복법(SOR method)을 이용하여 수치해석을 한다.

동일한 하중지지력을 발생시키는 스크롤압축기와 신뢰성 시험기의 유막두께를 계산하기 위한 하중조건은 다음과 같다.

$$W = \int_0^{2\pi} \int_0^L P \sin \theta d\theta dy \quad (11)$$

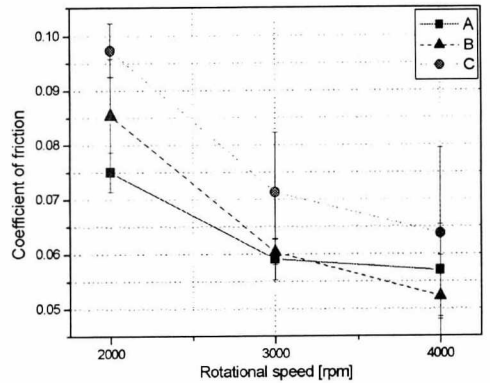
식(11)로부터 외부하중과 유막 하중지지력이 같을 때의 유막두께를 shooting method를 이용한 시행 착오법(trial and error)을 이용하여 계산할 수 있다[10, 11].

5. 결과 및 고찰

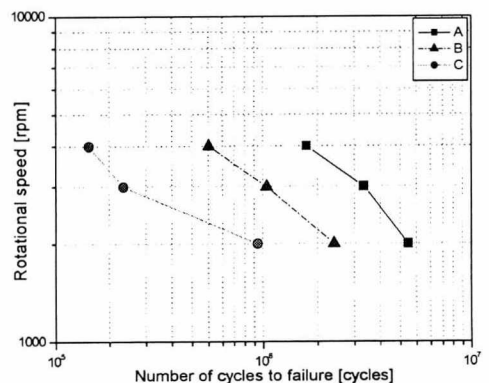
5.1 회전속도의 영향

Fig. 8에 베어링 수직하중 150 kgf, 냉매가

스압력을 6.5 bar의 상태에서 축 회전속도에 따라 측정된 마찰계수와 파손수명을 나타낸 것이다. 속도가 증가하면 마찰계수가 감소하는 경향을 보이는데 이러한 현상은 고속의 상대운동 시 국소적 윤착 표면이 형성되는 시간이 충분하지 않아 발생하는 것으로 측정된다. 각각의 시편 모두 회전속도가 증가하면 수명이 감소하는 경향을 나타내고 있으며 고속으로 운전조건이 변화할수록 파손수명에 미치는 영향은 적은 것으로 추정된다.



a) coefficient of friction

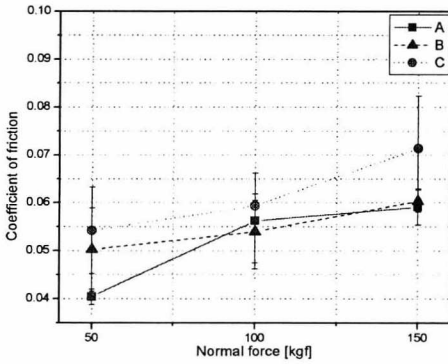


b) failure lives

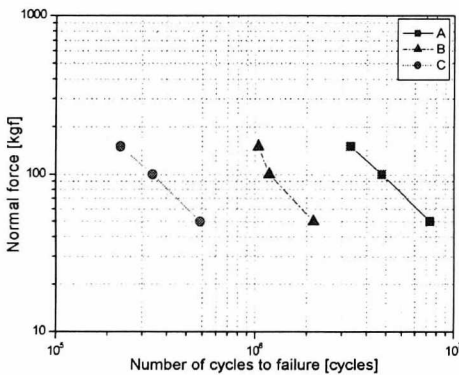
Fig. 8 Effect of rotational speed on the coefficient of friction and the failure lives

5.2 수직하중의 영향

Fig. 9에 회전속도 3,000 rpm, 냉매가스압력 6.5 bar의 상태에서 시험하중에 따라 측정된 마찰계수와 파손수명을 나타내었다. 동일 조건하에서 하중이 증가하면 마찰계수가 미소하게 증가하는 경향을 나타낸다. 증가된 하중에 대하여 평균접촉면적은 미소하게 증가하므로 접촉압력은 매우 커져 접촉표면에 점착력이 증가하기 때문으로 생각할 수 있다. 하중의 증가에 대하여 베어링의 수명이선형적으로 감소하는 경향을 나타내고 있다



a) coefficient of friction

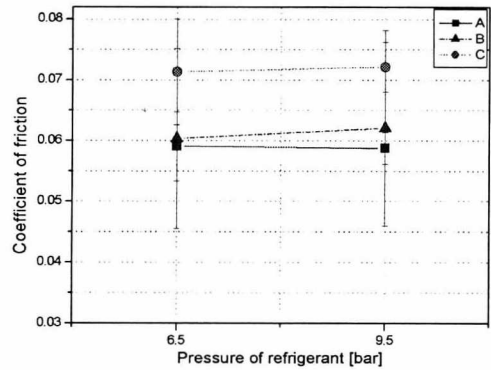


b) failure lives

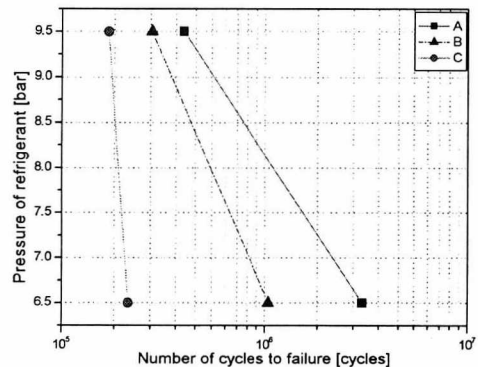
Fig. 9 Effect of normal load on the coefficient of friction and the failure lives

5.3 냉매의 영향

Fig. 10에 회전속도 3,000 rpm, 하중 150 kgf의 상태에서 내부 챔버의 냉매가스압력에 따라 측정된 마찰계수와 수명을 나타내었다. 압력이 증가함에 따라 마찰계수의 현저한 변화는 없었으나 파손 수명이 급격히 감소하는 것은 오일이 냉매와 혼합되면서 점도가 저하되었기 때문이다. 이러한 현상은 동일한 하중 지지력을 발생시키기 위한 유막두께가 감소되어 발생하는 현상이라고 추정할 수 있다.



a) coefficient of friction



b) failure lives

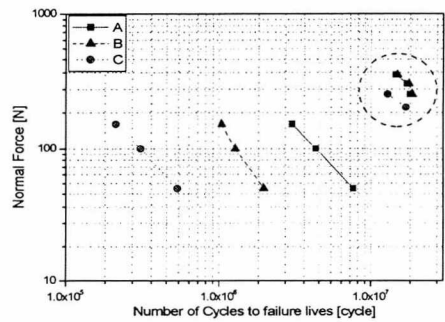
Fig. 10 Effect of refrigerant on the coefficient of friction and the failure lives

5.4 오일온도의 영향

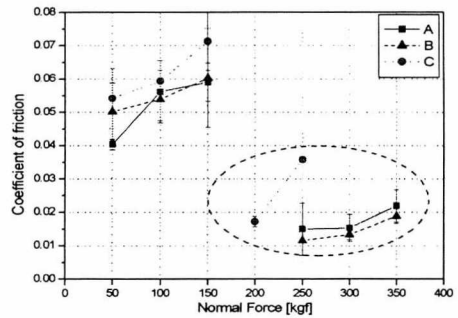
가속시험 시 가속인자를 가혹하게 부여하였을 경우 접촉부위에서 마찰로 인한 고열이 발생하며, 냉매 가스는 오일의 점도를 저하시키는 영향이 있다. 이러한 현상으로 목표 수명을 기대하기 어려우며 시험결과 데이터의 신뢰성을 보장할 수 없다. 따라서 고 하중 시험조건 조건에서는 오일 냉각, 순환장치를 이용하여 습동부에 온도를 일정하게 유지하여 마찰열 발생을 완화시켰다. 시험 중 측정되는 내부 챔버의 온도는 냉각, 순환장치를 사용하지 않았을 경우 최대 약 130°C까지 측정되었으며 이것으로 미루어 실제 접촉부의 온도는 순간적으로 더 크게 상승할 것으로 예상된다. 따라서 실제 사용 환경과 같은 오일온도(최대 70°C)를 유지하면 오일레스 베어링의 수명은 늘어나게 된다. 고 하중 조건에서 Table 5에 각 시험베어링의 최대하중에서의 파손수명과 마찰계수를 나타내었다. 그리고 Fig. 11에 저 하중 조건과 점선 안의 고 하중 조건에서의 파손 수명과 마찰계수를 비교하였다. 시험결과, A, B형의 오일레스 베어링이 최대하중 350 kgf 에서 파손수명이 약 1500만 cycles, 약 2.8일로 나타났다. 고체 윤활층이 없는 C형의 오일레스 베어링은 상대적으로 파손수명이 적었으며, 높은 마찰계수를 수반하였다. 따라서 마찰계수가 작을수록 내구 수명은 양호한 것으로 나타났다. 또한 오일의 온도를 일정하게 유지하여 노화를 방지함으로써 파손수명과 마찰계수가 저 하중 조건보다 고 하중 조건에서 전반적으로 양호하게 나타났다.

Table 5. Result of reliability test under maximum load condition

	최대하중[kgf]	파손수명[cycles]	마찰계수
A	350	1.45×10^7	0.022
B	350	1.50×10^7	0.019
C	250	1.29×10^6	0.036



a) coefficient of friction



b) failure lives

Fig. 11 Effect of high normal load on the coefficient of friction and the failure lives with oil cooling system

5.5 신뢰성 시험기의 가속수명계수

외부하중을 부여했을 경우의 해석결과로서 Fig. 12에 나타난 것과 같이 스크롤압축기의 경우에 1 cycle 동안 최대 하중이 발생영역은 매우 협소하며 한정되어 있다. 이것은 회전축이 베어링 내에서 회전을 하며 동시에 회전축의 중심 또한 베어링의 틈새에서 회전하기 때문이다. 즉, 축의 회전중심은 베어링 내에서 자전 운동과 공전 운동을 동시에 하게 되어 마모부위가 분산되는 효과가 있다. 반면에, 오일레스 베어링 신뢰성 시험기의 경우에서 최대하중이 일정한 접촉면적에 대해 집중, 작용하므로 접촉 면적 대비 마모량은 더욱 증가하게 되어 수명이 감소하는 현상이 나타난다. 스크롤압축기의 압력곡선을 베어링 원주방향으로 적분하면 식(1)의 마모량 식에서 면압 P 와 접촉시간 T 가 된다. 두 가지 경우의 적분 값을 비교하면 오일레스 베어링 신뢰성 시험기는 약 6.5배의 하중분포에 의한 가속계수를 산출할 수 있다. 스크롤 압축기의 사용 환경은 냉매 순환 시스템이므로 접촉 부위의 안정된 온도를 유지할 수 있다. 반면에, 신뢰성 시험기의 경우는 최소한의 냉매 소요량을 고려하여 냉매 순환 시스템을 사용하지 않았기 때문에 접촉 부위의 온도가 상대적으로 높게 측정되었다. 스크롤 압축기의 성능시험 조건에서 주위온도를 약 43°C로 규정하고 있으므로 오일과 주위 환경과 온도차이는 약 20°C 정도이나, 신뢰성 시험기는 오일과 주위와의 온도 차이가 약 100°C 이상이다. 따라서 식(6)으로부터 온도 차이에 의한 PV값의 증가로 가속수명효과가 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 마모부위 집중으로 인한 비마모량 K 의 증가 현상으로써 설명될 수 있으며 실험 결과로부터 10배의 가속효과를 산출할 수 있

다. 따라서 하중분포에 따른 가속효과와 비마모량 K 의 증가에 따른 가속효과로써 가속수명계수는 Table 6과 같이 산출할 수 있다. 시험 베어링 A, B형의 파손수명 2.8일에 가속수명계수 32.2를 적용하여 연속동작 90일의 수명을 보증할 수 있었다. 신뢰성 시험기의 하중은 한쪽 방향이고 스크롤 압축기의 경우는 선회하중이므로 같은 하중조건이라도 유막두께가 다를 수 있다. 가속수명시험에서 최소유막두께가 스크롤 압축기의 경우보다 작다면 유막계수가 1~2 범위에서 가속인자가 될 수 있으므로 가속계수 산출에 고려해야 한다. 스크롤 압축기와 신뢰성 시험기의 경우, Table 4의 입력변수 값을 식(7)에 대입하면 우변항의 부호만 서로 달라지며, 해석결과로서 Fig. 13에 나타난 것과 같이 최소유막두께 발생 위

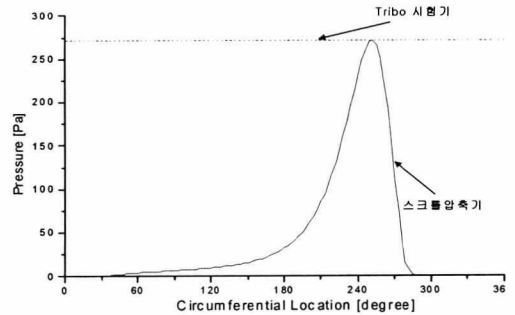
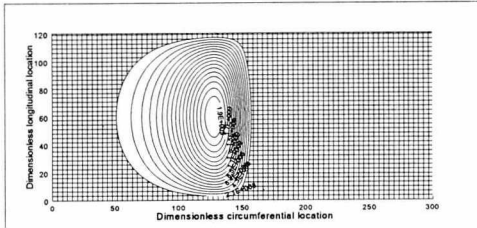


Fig. 12 Similarity relations of reliability tester and scroll compressor

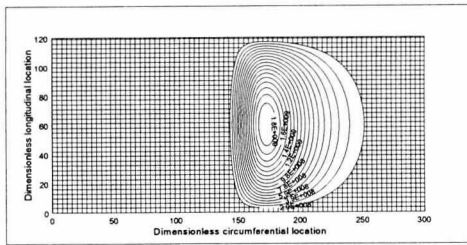
Table 6. Calculation about acceleration factor

	스크롤압축기	신뢰성시험기
하중	500 kgf(P_1)	350 kgf(P_2)
회전속도	3600 rpm(V_1)	3000 rpm(V_2)
시험기 가속효과	6.5	
비마모량 가속효과	10	
가속수명계수	$6.5 \times 10 \times (P_2 V_2 / P_1 V_1) = 32.2$	
보증수명	$2.8 \times 32.2 = 90.16$	

치를 기준으로 서로 반대 방향에서 압력이 생성된다. 외부 하중이 500 kgf인 경우, 두 경우 모두 편심율이 0.65로 해석되었다. 이러한 현상은 자전과 공전을 같은 비율로 회전하는 스크롤 압축기의 축 운동특성 때문이며 하중분포에 의한 유막두께의 가속효과는 없는 것으로 해석되었다.



a) scroll compressor



b) reliability tester

Fig. 13 Characteristics of pressure distribution on the surface

6. 결 론

본 연구에서는 스크롤 압축기의 전체 신뢰도에 영향을 끼치는 주요부품인 주축 지지용 오일레스 베어링의 피로수명 평가를 위한 시험을 실시하였으며 세 가지 형태의 오일레스 베어링의 가속피로수명시험을 통하여 시험하중, 시험 속도, 냉매가스의 압력, 온도변화 등의 영향을 규명하였다. 또한, 윤활해석 이론을 바탕으로 산출된 가속 계수로부터 오일레스 베어링의 가속수명 시험법을 정립할 수 있었다.

참고문헌

1. 오일레스 베어링의 응용, 윤활경제(일본), pp. 16-27, 1993. 2
2. 5.5 HP 대체냉매용 스크롤 압축기 제품 일류화기술개발, 2000-JP-MP-04-B-01, LG 전자(주), 2000.
3. Wayne Nelson, Accelerated Testing, John Wiley & Sons, 1990.
4. The Oilless Bearing, PMO-86K-0001, Oilless Industry Co., 1986.
5. T. A. Taillian, "On Competing Failure Modes in Rolling Contact," ASLE Trans., Vol. 10, No. 4, pp. 418-439, 1967.
6. J. Skurka, "Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings," J. of Lubrication Tech., ASME Trans., Vol. 92, pp. 281-291, 1970.
7. M. F. Ashby, J. Abulawi and H. Kong, "Temperature Maps for Frictional Heating in Dry Sliding," STLE Tribology Trans., 43(4), pp. 577-587, 1991.
8. H. Kong and M. F. Ashby, "Wear Mechanisms in Brittle Solids," Acta Metal. Mater., 40(11), pp.2907-2920, 1992.
9. Mizuhara, K., "The Friction and Wear Behavior in Controlled Alternative Refrigerant Atmosphere," Tribology Transaction, Vol. 37, pp. 120-128.
10. Harmrock, B. J & Dawson, D., Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons, 1983.
11. Harmrock, B. J, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, 1994.