

접선방향의 누설을 고려한 스크롤 압축기의 동적 거동에 관한 연구

김태종 · 한동철

서울대 정밀기계설계공동연구소, 서울대 기계설계학과

A Study on the Dynamic Behavior of a Scroll Compressor Considering Tangential Leakage

Tae-Jong Kim and Dong-Chul Han*

Institute of Advanced Machine & Design, Seoul National University

**Department of Mechanical Design and Production Engineering, Seoul National University*

Abstract—Pressures in compression pockets consists of two identical spiral scrolls are influenced by gas flow resistance in discharge process and leakages in radial and tangential directions between two scroll wraps. In this paper, considering geometrical characteristics of these members, flow resistance and refrigerant gas leakage losses, pressure variations in compression pockets are calculated. For a scroll compressor model with fixed crank mechanism, acting load on crankshaft is analyzed. And, for a vertical type crankshaft-journal bearing system used in scroll compressor, nonlinear transient response is calculated including nonlinear fluid film reaction forces of journal bearings.

Key Words: Scroll Compressor, Fixed Crank Mechanism, Crankshaft-Journal Bearing System, Orbiting Scroll, Tangential Leakage, Radial Clearance

1. 서 론

스크롤 압축기는 인벌류트 곡선으로 구성되는 스크롤 형상의 부재를 상대적으로 운동시켜 냉매기체의 압축을 행하는 회전형 압축기의 일종이다. 고정 및 회전 스크롤 사이의 접촉부에 의해 다수의 초승달 형상의 압축실이 형성되어 압축과정이 연속적으로 이루어지므로, 회전체 토크의 변동이 작고 압축실 사이의 압력차가 작으므로 기체의 누설도 작다. 이 누설은 스크롤의 축방향의 간극을 통해 발생하는 반경방향의 누설(tip leakage)과 반경방향의 간극을 통해 발생하는 접선방향의 누설(flank leakage)이 있다. 또, 흡입된 기체가 토출구에 도달할 때 까지 회전 스크롤은 2회 이상 회전하므로 압축운동은 완만하게 이루어진다.

이 압축기의 구조는 밀폐용기 내부에 냉매기체의 토출압력이 작용하는 고압방식과 흡입압력이 작용하

는 저압방식의 2가지 형태가 있다[1]. 고압방식의 경우, 토출된 냉매기체가 용기 내부를 거쳐 냉동사이클의 응축기로 들어가기 때문에 용기가 오일 분리기로 작용하여 냉매기체에 포함된 냉동기유를 분리한다. 이 방식은 토출압력 혹은 압축실의 중간압력을 이용하여 축방향의 하중을 지지하고 킴플라인스를 제어하는 구조이다. 저압방식의 경우, 압축기의 토출기체가 냉동사이클로 바로 토출되어 냉매기체에 용해된 냉동기유가 사이클의 운전효율을 저하시키기 때문에 흡입과정에서 냉매기체에 냉동기유가 접촉되지 않는 구조로 설계되어야 한다. 또, 압축과정 중 스크롤 내부에 냉동기유가 소량 존재하여, 스크롤면에서 마찰, 마멸 등에 대한 윤활작용 및 누설기체에 대한 밀봉작용이 미약하므로 스크롤면이 정밀하게 가공되어야 한다. 이 구조는 스러스트 베어링을 이용하여 축방향의 하중을 지지하고, 고정 스크롤의 뒷면에 작용하는 배압으로

축방향의 컴플라이언스를 제어하는 것이 대표적이다.

스크롤 압축기의 동적 거동의 해석은 압축과정 및 누설에 관한 열역학적 모델링[2-7], 누설손실 등을 고려한 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트의 계산[8, 9], 축방향 및 반경방향의 컴플라이언스를 고려한 압축기의 다양한 구조에 대한 역학적 모델링[10], 각종 미끄럼 베어링의 유막반력의 계산 등을 필요로 한다. 일본 히타치사의 기계연구소에서 중간압 이용지구조의 스크롤 압축기에 관한 성능해석으로, 압축과정에 대한 기하학적, 열역학적 모델을 제시하고, 각 작동공간 사이의 내부누설을 해석하였다[2]. 도시바 연구소에서 축방향 및 반경방향 간극의 변화에 대한 압축기 성능의 영향을 측정하였다[3]. 미쓰비시 연구소에서 스크롤 벽면 사이의 누설손실 및 마찰손실의 평가에 의한 최적의 크랭크 반경을 해석하였다[11]. 선회 스크롤의 동적 거동의 측정은, 압축기 부하의 크기에 따라 크랭크 핀, 베어링, 스크롤 등의 변형량이 미소하게 변화하고, 이 변화에 가변반경의 기구가 추종함을 측정한 연구[12]와, 올댐 링에 센서를 장착하여 간접 측정한 결과[13]도 있다.

본 논문은 스러스트 베어링을 이용하여 선회 스크롤의 축방향 하중을 지지하는 저압방식의 압축기의 구조에 대해 기계요소들의 치수, 설계변수 및 기하학적 수식을 구하며[14], 이상적인 압축과정 및 누설을 고려한 과정에 대해 선회 스크롤에 작용하는 힘을 계산한다. 고정반경의 크랭크 기구가 적용된 선회 스크롤, 올댐 링, 크랭크축 등으로 구성되는 운동기구부의

모델링을 통해 각 기계요소에 작용하는 힘과 모멘트, 크랭크축에 작용하는 하중을 계산한다. 크랭크축의 동적 거동은 축-베어링계의 각 설계변수 및 압축기의 운전조건에 의해 영향을 받으므로, 이 값들이 크랭크축의 동적거동에 미치는 영향에 관해 조사하였다. 설계변수는, 냉동기유의 점도, 보조 및 주 베어링의 간극, 베어링의 길이, 베어링 지지점의 위치, 베어링 사이의 미스얼라인먼트(misalignment) 등을 고려하였다. 크랭크축에 작용하는 하중을 변동시키는 인자로서 크랭크축의 회전속도, 운전압력비, 스크롤 벽면 사이의 누설에 의한 작용 하중의 변화 등이 있다.

2. 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트

2-1. 이상적인 압축과정의 경우

Fig. 1에 인벌류트 곡선의 기초원 반경이 r_b 이고, 2개의 인벌류트 곡선으로 구성되는 선회 스크롤 벽면의 형상을 나타낸다. 스크롤 벽면 중앙의 인벌류트 곡선의 시작점을 기준으로 이 곡선의 기준 좌표계 $X_s - Y_s$ 를 설정하고, 이 좌표계에서 인벌류트 끝각은 ϕ_c , 내측 인벌류트 곡선의 시작점 B의 인벌류트 시작각 ϕ_a , 외측 인벌류트 곡선의 시작점 A의 인벌류트 시작각 $\phi_a - \pi$, 내측 및 외측 인벌류트 곡선의 기초원 시작각 α 로 표시한다. 스크롤의 중심부는 절삭공구의 회전반경 $R_c [= r_b (\phi_a - \pi/2 + \frac{1}{\phi_a - \pi/2})]$ 에 의해 A,

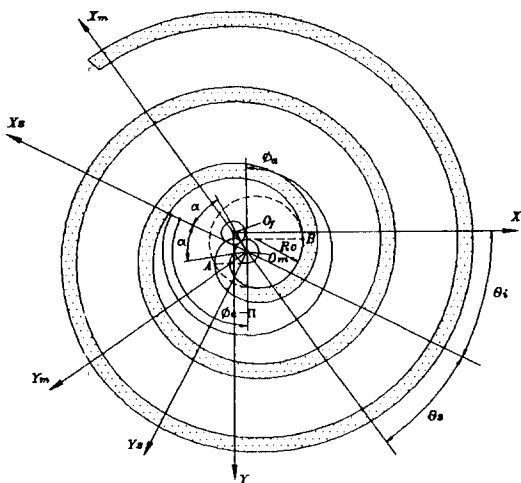


Fig. 1. Configuration of orbiting scroll wrap.

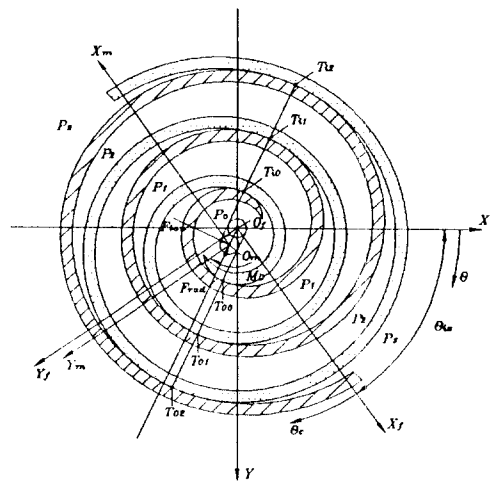


Fig. 2. Pairing of the orbiting and the fixed scroll wraps.

B 점을 연결하는 원호로서 내측 및 외측의 인벌류트 곡선이 원활하게 접속된다.

선회 스크롤 기초원의 중심에 $X_m - Y_m$ 고정좌표계를 설정하고, 이 좌표계에서 내측 및 외측의 인벌류트 곡선의 초기각도는 각각 ϕ_{io} , ϕ_{oo} 로, 내측 및 외측의 인벌류트 곡선의 끝각은 $\phi_{ic} = \phi_c - \phi_{io}$, $\phi_{oc} = \phi_c - \phi_{oo}$ 로 표시한다. 내측과 외측의 인벌류트 곡선의 접선길이의 차이에 의해 스크롤 벽면의 두께는 $t = r_b(\phi_{io} - \phi_{oo})$ 로 계산되고, 선회반경은 $r_o = r_b \pi - t$ 이다.

Fig. 1의 스크롤과 이 스크롤을 180° 만큼 선회시킨 것을 조합하면 Fig. 2의 압축기에 적용된 선회 및 고정 스크롤의 형상이 만들어지고, 선회 스크롤을 선회 반경으로 선회(회전 및 병진)운동시키면 압축과정이 이루어진다. 고정 스크롤 기초원의 중심에 $X_f - Y_f$ 고정좌표계를 설정하면, 압축실의 압축시작점을 기준으로 선회 스크롤의 선회각도는 X_f 축에서 θ_c 로 표시된다. 선회 스크롤 1회전의 선회운동과정에서 가장 바깥에 위치한 흡입실로 냉매기체가 유입되고, 동시에 2개의 압축실에서 압축이 진행되어 토출시작각 θ_d 에 도달하면 안쪽의 압축실이 중앙의 토출실로 개방되어 1개의 압축실에서 압축이 진행된다. 토출시작각 θ_d 는 다음과 같이 계산된다.

$$\theta_d = \phi_c - \phi_a - 2\pi \text{INT}\left(\frac{\phi_c - \phi_a}{2\pi}\right) \quad (1)$$

여기서, 함수 $\text{INT}(x)$ 는 x 를 넘지 않는 최대정수를 표시한다.

흡입실은 $\theta_c = 0^\circ$ 에서 냉매기체의 유입이 시작되어

$\theta_c = 360^\circ$ 에서 밀폐된 체적으로 흡입이 종료되므로 흡입과정의 선회각도는 360° 이다. 압축과정은 토출개시각까지 2개의 압축실에서 압축이 진행되고 앞 단계에서 2개의 압축실의 압축과정을 고려하면, 선회각도는 483.9° 이다. 토출과정은 토출개시각 θ_d 에서 다음 단계의 토출개시각 직전까지 진행되므로, 선회각도는 360° 이다. 이 압축기의 기계적 사이클의 한 주기의 선회각도는 360° 이지만, 냉매기체의 흡입과정의 시작에서 토출과정의 종료까지 열역학적 사이클의 한 주기의 선회각도는 1203.9° 이다.

역학적 해석과 관련하여 X-Y 좌표계를 고정 스크롤 기초원의 중심에 설정하고, 선회 스크롤의 선회각도 θ 의 기준좌표로 이용한다. 이때, X 축은 선회 스크롤의 올뎀 링 슬롯의 위치와 평행하다. 인벌류트 곡선의 $X_s - Y_s$ 기준좌표계의 $-X_s$ 축과 X-Y 좌표계의 X 축 사이의 각도를 θ_i , $X_s - Y_s$ 좌표계와 $X_f - Y_f$ 좌표계 사이의 각도는 θ_s 로 표시하면, $\theta_{is} = \theta_i + \theta_s$ 이다. X-Y 및 $X_f - Y_f$ 좌표계의 상관 관계는 다음과 같다.

$$0 \leq \theta < \theta_{is} ; \theta_c = \theta - \theta_{is} + 2\pi$$

$$\theta_{is} \leq \theta < 2\pi ; \theta_c = \theta - \theta_{is} \quad (2)$$

정수값 $i = \text{INT}[(\phi_c - \theta_c - \phi_a)/2\pi] + 1$ 에서, 선회 및 고정 스크롤 사이에 i 쌍의 접촉점과 $(i-1)$ 쌍의 압축실이 존재한다. 1쌍으로 이루어진 흡입실의 체적 V_n , 첫번째와 두번째 접촉점 사이의 1쌍의 압축실의 체적 V_1 , 두번째와 세번째 접촉점 사이의 1쌍의 압축실의 체적 V_2 , 토출실의 체적 V_0 는 각각 기하학적 관계에 의해 다음 식으로 유도된다.

$$0 \leq \theta_c < 2\pi ;$$

$$V_n = S_n \cdot H = H r_b^2 \left[\left(\frac{\phi^3}{3} + \phi_{io}^2 \phi - \phi_{io} \phi^2 \right)_{\phi_c - \theta_c}^{\phi_c} - \left(\frac{\phi^3}{3} + \phi_{oo}^2 \phi - \phi_{oo} \phi^2 \right)_{\phi_c - \pi - \theta_c}^{\phi_c} \right] +$$

$$2H \left[-r_b r_o (\phi_{oc} - \pi) \sin \theta_c + r_b r_o (1 - \cos \theta_c) - \frac{r_o^2}{4} \sin 2\theta_c \right]$$

$$0 \leq \theta_c < \theta_d ;$$

$$V_2 = S_2 \cdot H = \frac{H \cdot r_b^2}{3} \left[\left(\phi^3 \right)_{9\pi/2 - \phi_c - \theta_c}^{13\pi/2 - \phi_c - \theta_c} - \left(\phi^3 \right)_{7\pi/2 + \phi_c - \theta_c}^{11\pi/2 + \phi_c - \theta_c} \right]$$

$$V_1 = S_1 \cdot H = \frac{H \cdot r_b^2}{3} \left[\left(\phi^3 \right)_{5\pi/2 - \phi_c - \theta_c}^{9\pi/2 - \phi_c - \theta_c} - \left(\phi^3 \right)_{3\pi/2 + \phi_c - \theta_c}^{7\pi/2 + \phi_c - \theta_c} \right] \quad (3)$$

$$V_0 = S_0 \cdot H = H r_b \cdot r_o \cdot (5\pi/2 - \theta_c - \phi_{io} - \phi_a) (5\pi/2 - \theta_c - \phi_{io} + \phi_a - \pi) + V_c$$

$$\theta_d \leq \theta_c < 2\pi ;$$

$$V_1 = S_1 \cdot H = \frac{H \cdot r_b^2}{3} [(\phi^3)_{9\pi/2 - \phi_a}^{13\pi/2 - \phi_a} - (\phi^3)_{7\pi/2 + \phi_a}^{11\pi/2 + \phi_a}]$$

$$V_0 = S_0 \cdot H = H r_b \cdot r_o \cdot (9\pi/2 - \theta_c - \phi_{io} - \phi_a) \\ (9\pi/2 - \theta_c - \phi_{io} + \phi_a - \pi) + V_c$$

여기서, 간극체적은 $V_c = HR_c^2 \cdot [\pi - \sin^{-1}(2r_b/R_c) - 2r_b/R_c]$ 이다.

Fig. 2 에서, 선회 스크롤과 고정 스크롤 사이에 형성되는 압축실의 압력을 중심부에서 시작하여 p_o, p_1, p_2 로 표시하고, 가장 바깥의 압력은 흡입압력으로 p_s 로 표시한다. 흡입체적은 압축이 시작되는 선회각에서의 압축실의 체적으로 $V_s = (V_2)_{\theta=0}$ 이고, 토출체적은 토출이 시작되는 선회각에서의 압축실의 체적 $V_d = (V_1)_{\theta=\theta_c}$ 로 다음과 같이 계산된다.

$$V_s = \frac{H \cdot r_b^2}{3} [(\phi^3)_{9\pi/2 - \phi_a}^{13\pi/2 - \phi_a} - (\phi^3)_{7\pi/2 + \phi_a}^{11\pi/2 + \phi_a}] \\ V_d = \frac{H \cdot r_b^2}{3} [(\phi^3)_{5\pi/2 - \phi_a}^{9\pi/2 - \phi_a} - (\phi^3)_{3\pi/2 + \phi_a}^{7\pi/2 + \phi_a}] \quad (4)$$

냉매기체의 흡입, 압축, 토출과정이 이상적으로 행하여지는 경우, 흡입실의 압력 p_n 및 토출실의 압력 p_o 는 각각 압축기의 흡입압력 p_s 및 토출압력 p_d 와 같다고 가정한다. 또, 체적 V_i 인 압축실의 압력 p_i 는 단열압축과정 혹은 폴리트로픽과정으로 가정하여 단열압축지수를 k 로 표시하면, 다음과 같다.

$$p_i = p_s (V_s/V_i)^k; i=1, 2 \quad (5)$$

또, 내부체적비가 V_s/V_d 일 때, 내부압력비는 $n = p_d/p_s = (V_s/V_d)^k$ 로 계산된다.

압축과정에서, 냉매기체의 압력에 의해 선회 스크롤에 접선방향의 힘 F_{tan} , 반경방향의 힘 F_{rad} 및 축방향의 힘 F_j 가 작용한다. 접선방향의 힘은 선회반경의 중심에 수직으로 선회 반대방향으로 작용하고, 이 힘에 의해 압축실이 이루어진다. 이 힘이 선회 스크롤의 기초원 중심에 작용하는 것으로 표시하면, 선회방향으로 자전시키는 선회 모멘트 M_o 가 동시에 작용한다. 접선방향의 힘은 선회방향과 반대방향으로 작용할 때 +, 반경방향의 힘은 바깥에서 중심으로 작용할 때 +, 선회 모멘트는 선회방향으로 작용할 때 +의 방향으로 하여 표시하면 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트

는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$0 \leq \theta_c < \theta_d ; \\ F_{tan} = H [r_b (3\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o] (p_o - p_1) + \\ H [r_b (7\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o] (p_1 - p_2) + \\ H [r_b (11\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o] (p_2 - p_s) \\ F_j = S_o \cdot p_o + S_1 \cdot p_1 + S_2 \cdot p_2 + S_n \cdot p_s \quad (6)$$

$$\theta_d \leq \theta_c < 2\pi ; \\ F_{tan} = H [r_b (7\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o] (p_o - p_1) + \\ H [r_b (11\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o] (p_1 - p_s) + \\ H \cdot E \cdot (p_d - p_o) \\ F_j = S_o \cdot p_o + S_1 \cdot p_1 + S_n \cdot p_s$$

여기서, E는 토출개시각 θ_d 에서의 토출실의 반경방향의 길이를 표시하고 $E = \sqrt{2R_c(R_c + E_1)}$, $E_1 = \sqrt{R_c^2 - 4r_b^2}$ 이다.

선회 스크롤에 작용하는 반경방향의 힘은 $F_{rad} = 2r_b H \cdot (p_d - p_s) = 2r_b H \cdot p_s (n - 1)$ 이고, 흡입압력 p_s 가 일정한 경우 압력비 $n = p_d/p_s$ 에 따라 이 힘이 변한다. 선회 모멘트는 $M_o = F_{tan} \cdot \frac{r_o}{2}$ 이다.

2-2. 누설이 고려된 경우

실제 압축과정의 경우, 이상적인 과정과는 달리 냉매기체의 유동 저항에 의한 압력손실이나 스크롤의 반경방향 및 축방향 간극에서의 기체의 누설 등에 의해 압축실내의 압력이 영향을 받는다. 압축기의 열역학적 사이클의 한 주기 동안 냉매기체 상태량의 변화를 계산하기 위해 각 작동공간을 Fig. 3 과 같이 흡입실, 압축실, 토출실 등으로 모델링한다.

선회각도 $0 \leq \theta_c < \theta_d$ 의 영역에서는 2개의 압축실이, $\theta_d \leq \theta_c < 2\pi$ 에서는 1개의 압축실이 존재한다. 각 작동공간내 냉매기체의 상태변화는 다음의 가정에 의한다.

- 각 작동공간의 상태를 나타내는 열역학적 특성 값들은 임의의 순간에 작동공간내에서 항상 균일 (homogeneous)하다.
- 작동유체는 일정한 비열을 갖는 이상기체이다.
- 스크롤부에 의한 열전달 및 작동유체의 중력 및 운동에너지는 무시한다.

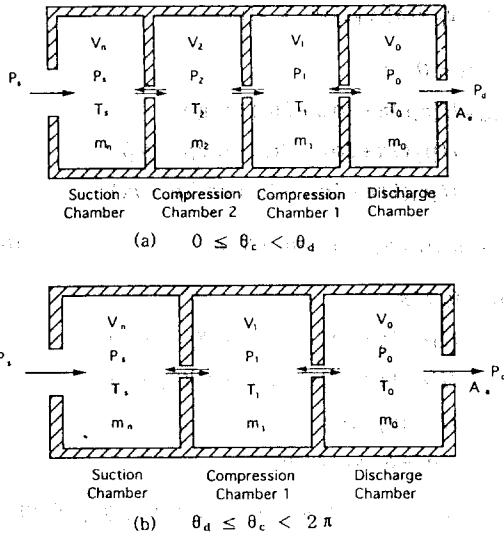


Fig. 3. Analytical model of a scroll compressor.

질량보존의 법칙, 에너지보존의 법칙 및 이상기체의 상태방정식 등을 이용하여 각 작동공간에서의 기체의 상태량 및 기체의 출입은 다음과 같이 표시된다[2].

$$\frac{dT}{dt} = T \left[\frac{1}{M_g} \left(k \frac{T_i}{T} - 1 \right) \frac{dM_{gi}}{dt} - \frac{1}{M_g} (k-1) \frac{dM_{go}}{dt} - \frac{(k-1)}{V} \frac{dV}{dt} \right]$$

$$\frac{dp}{dt} = p \left[\frac{k}{M_g} \frac{T_i}{T} \frac{dM_{gi}}{dt} - \frac{k}{M_g} \frac{dM_{go}}{dt} - \frac{k}{V} \frac{dV}{dt} \right] \quad (7)$$

$$\frac{dM_g}{dt} = \frac{dM_{gi}}{dt} - \frac{dM_{go}}{dt}, \quad \frac{dV}{dt} = \omega \cdot \frac{dV}{d\theta_c}$$

첨자 *i* 및 *o* 는 각각 작동실로 유입 및 유출되는 상태량을 표시한다.

흡입유동손실에 의한 흡입실의 압력변화는 미소하

$$f(p_{j-1}, p_j) = p_{j-1} \sqrt{\frac{1}{R_g T_{j-1}} \left(\frac{2k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_j}{p_{j-1}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_j}{p_{j-1}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}; \quad \frac{p_j}{p_{j-1}} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (11)$$

$$f(p_{j-1}, p_j) = p_{j-1} \sqrt{\frac{k}{R_g T_{j-1}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad \frac{p_j}{p_{j-1}} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

여기서, 아랫 첨자 *j-1*, *j* 는 각각 상류 측(upstream side), 하류 측(downstream side)을 표시하고 *k* 및 *R_g* 는 각각 기체의 비열상수, 기체상수이다.

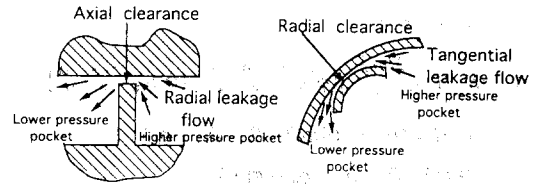


Fig. 4. Leakages and leakage paths.

여 선회 스크롤에 작용하는 힘의 변동은 거의 무시할 수 있으므로, 흡입실로의 기체의 유입은 이상적인 과정으로 가정한다. 토출실에서 압력 *p_o*의 냉매기체가 유효 단면적 *A_e*의 토출구멍을 통해 토출압력 *p_d*로 토출될 때, 토출유량의 질량유동율은 다음과 같다.

$$M_g = C_f \cdot A_e \cdot f(p_o, p_d) \quad (8)$$

여기서, *C_f*는 유량계수로서 1로 가정한다.

Fig. 4에서 스크롤 접촉면 사이의 반경방향 간극 δ 에서는 원주방향의 누설이, 고정 스크롤의 밀판과 선회 스크롤 단면 사이의 축방향 간극 δ_a 에서는 반경방향의 누설이 존재한다. 이들 누설유량의 질량유동율은 다음과 같다.

$$M_g = 2C_f (H \delta_r + l_j \delta_a) f(p_{j-1}, p_j) - 2C_f (H \delta_r + l_{j+1} \delta_a) f(p_j, p_{j+1}) \quad (9)$$

여기서, *l_j*는 *j* 번째와 *j+1* 번째 작동공간 사이의 축방향 간극의 누설길이로서 다음과 같이 구해진다.

$$l_j = r_b \pi [2\pi(j+1) - \frac{\phi_{io} + \phi_{oo}}{2} - \theta_c]; \quad j=0, 1, 2 \quad (10)$$

각 작동공간에서의 누설 및 토출실의 토출과정은 각 제어체적 사이의 압력차에 의해 발생되므로, 등엔트로피 과정의 단순노출유동으로 가정하여 다음과 같이 구하였다.

3. 운동방정식

Fig. 5에 해석 대상의 스크롤 압축기에 적용된 고정

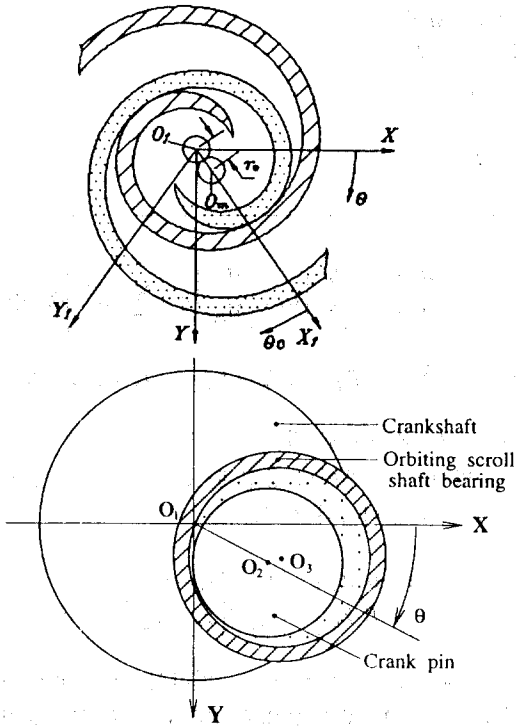


Fig. 5. Fixed crank mechanism.

반경 크랭크 기구의 구성을 표시한다. 크랭크축 상단의 편심된 크랭크 핀에 선회 스크롤의 축 베어링부가 끼워맞추어지는 구조이다. 크랭크축의 중심 O_1 (고정 스크롤의 기초원 중심 O_f 와 일치), 크랭크 핀의 중심 O_2 , 선회 스크롤 축 베어링의 중심 O_3 (선회 스크롤의 기초원 중심 O_m 과 일치)는 그림과 같다. 이상적인 경우 크랭크축의 중심은 프레임의 저널 베어링의 중심과 일치하고 또, 크랭크 핀의 중심과 선회 스크롤 축 베어링의 중심이 같다고 가정하면, 선회 스크롤의 기초원 중심은 고정 스크롤의 기초원 중심에 대해 선회 반경 r_o 의 거리에 위치한다. 해석 모델에 설정된 크랭크축 중심에서 크랭크 핀부 중심까지의 거리는 선회 반경 $r_o = \overline{O_1O_2}$ 이므로, 스크롤 벽의 반경방향의 접촉부에서 이상적인 접촉을 유지한다면 반경방향의 간극

은 이론적으로 $0 \mu\text{m}$ 이다. 정상운전조건에서 스크롤의 측면이 이상적인 접촉이 되도록, 선회 스크롤의 선회반경은 고정반경 크랭크 기구의 선회반경으로 설정된다. 이 기구는 스크롤 벽면의 측면 간극의 허용된 공차이내의 정밀가공과 엄밀한 조립일치의 조합에 의해 그 구성이 가능하다.

선회 스크롤에 작용하는 반경방향의 합력은 선회 스크롤 축 베어링부에 작용하는 반경방향의 유막 반력에 의해 지지되고, 크랭크 핀에 반경방향의 하중으로 작용한다. 또, 선회 스크롤에 작용하는 원주방향의 합력은 축 베어링의 원주방향의 유막 반력에 의해 지지되고, 크랭크 핀에 원주방향의 하중으로 작용한다. r, θ, z 회전 좌표계에서 선회 스크롤의 운동 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_r = 0, & F_c - F_{rad} + (f_1 + f_2)\cos\theta + \\ & (F_1 - F_2)\sin\theta - F_{br} = 0 \\ \sum F_\theta = 0, & F_m - F_{tan} - \mu F_t - (f_1 + f_2)\sin\theta + \\ & (F_1 - F_2)\cos\theta + F_{b\theta} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = 0, & (\mu F_t \sin\theta y - \mu F_c \cos\theta x) - (F_1 + F_2) \cdot R_{or} + \\ & (f_1 - f_2)a + M_o - M_b = 0 \end{aligned}$$

스러스트 베어링의 스러스트 지지점은 $x = r_o \sin\theta - \frac{r_o}{2} \cos\theta, y = r_o \cos\theta + \frac{r_o}{2} \sin\theta$ 이고, 원주방향의 스러스트 지지점의 반경 r_θ 는 선회 스크롤의 반경방향의 모멘트 평형식에서 계산된다.

올댐 링의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0, & f_1 + f_2 - F_3 + F_4 = 0 \\ \sum F_y = m_o \ddot{y}_r, & -F_1 + F_2 - f_3 - f_4 = m_o \ddot{y}_r \\ \sum M_z = 0, & F_1 + F_2 - F_3 - F_4 = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

식 (12), (13)에서, 선회 스크롤의 선회 운동을 한정하는 선회 스크롤 및 올댐 링의 구속력을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{br} &= F_c - F_{rad} + (f_1 + f_2)\cos\theta + (F_1 - F_2)\sin\theta \\ F_{b\theta} &= F_{tan} + \mu F_t + (f_1 + f_2)\sin\theta - (F_1 - F_2)\cos\theta - F_m \\ F_1 &= \frac{(\mu F_t \sin\theta y - \mu F_c \cos\theta x) + (f_1 - f_2)a + M_o - M_b}{2R_{or}} - \frac{(f_3 + f_4)}{2} - \frac{m_o \ddot{y}_r}{2} \end{aligned} \quad (14)$$

$$F_2 = \frac{(\mu F_t \sin \theta_y - \mu F_t \cos \theta_x) + (f_1 - f_2)a + M_o - M_b}{2R_{or}} + \frac{(f_3 + f_4)}{2} + \frac{m_o \ddot{y}_r}{2}$$

$$F_3 = \frac{(\mu F_t \sin \theta_y - \mu F_t \cos \theta_x) + f_1(R_{or} + a) + f_2(R_{or} - a) + M_o - M_b}{2R_{or}}$$

$$F_4 = \frac{(\mu F_t \sin \theta_y - \mu F_t \cos \theta_x) - f_1(R_{or} - a) - f_2(R_{or} + a) + M_o - M_b}{2R_{or}}$$

X-Y 의 고정좌표계에서 크랭크 편부에 작용하는 하중 S_x, S_y 는 다음과 같다.

$$S_x = F_{br} \cos \theta + F_b \phi \sin \theta \quad (15)$$

$$S_y = F_{br} \sin \theta - F_b \phi \cos \theta$$

크랭크축의 해석 모델에서 축의 잔류 편심질량에 의한 불평형 하중과 자이로 모멘트를 고려한 강체 축의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m_e \ddot{X}_o, m_e \ddot{X}_o = S_x + F_{bx} - m_e e_u \omega^2 \cos(\omega t + \phi) \\ \sum F_y &= m_e \ddot{Y}_o, m_e \ddot{Y}_o = S_y + F_{by} - m_e e_u \omega^2 \sin(\omega t + \phi) \\ \sum M_z &= I_z \ddot{\theta}, I_z \ddot{\theta} = N(\theta) - \\ & (S_x \cdot r_o \sin \theta - S_y \cdot r_o \cos \theta + T_b + T_s) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\sum M_y = I_y \ddot{\alpha} - I_z \omega \dot{\beta}, I_y \ddot{\alpha} = I_z \omega \dot{\beta} + M_y + M_{by}$$

$$\sum M_x = I_x \ddot{\beta} + I_z \omega \dot{\alpha}, I_x \ddot{\beta} = -I_z \omega \dot{\alpha} + M_x + M_{bx}$$

여기서,
$$\begin{pmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^2 \begin{pmatrix} F_{bxi} \\ F_{byi} \end{pmatrix}$$

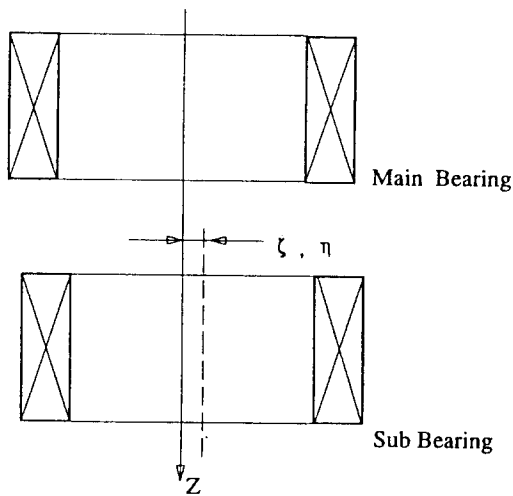


Fig. 6. Misalignment between main bearing and sub bearing.

$$\begin{pmatrix} M_x \\ M_y \end{pmatrix} = \pm \begin{pmatrix} S_y \\ S_x \end{pmatrix} \cdot L_f, \begin{pmatrix} M_{bx} \\ M_{by} \end{pmatrix} = \pm \sum_{i=1}^2 \begin{pmatrix} F_{byi} \\ F_{bxi} \end{pmatrix} \cdot Z_{li} \text{이다.}$$

$$\text{또, } T_b = \sum_{i=1}^2 T_{bi}, T_{bi} = \mu \sqrt{F_{bxi}^2 + F_{byi}^2} \cdot r_i, T_s = \mu \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \cdot r_s$$

$$, Z_{l1} = -L_{b1}, Z_{l2} = L_{b2} \text{이다.}$$

축방향의 각 베어링 중심에서, 크랭크축 중심의 위치 및 속도는 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} X_i \\ Y_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_o + \alpha \cdot Z_{li} \\ Y_o - \beta \cdot Z_{li} \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \dot{X}_i \\ \dot{Y}_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{X}_o + \dot{\alpha} \cdot Z_{li} \\ \dot{Y}_o - \dot{\beta} \cdot Z_{li} \end{pmatrix} \quad (i=1, 2) \quad (17)$$

각 베어링의 상대적인 미스얼라인먼트는 베어링의 중심좌표를 X, Y 방향으로 임의로 변위시켜 표시한다. Fig. 6에 표시된 바와 같이, X-Y 평면에서 주 베어링의 중심을 기준으로 보조 베어링의 중심은 미스얼라인먼트에 의해 ζ, η 의 위치에 있다고 가정한다. 보조 베어링의 축방향의 중심에서 축중심의 위치 및 속도를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_o + \alpha \cdot Z_{l2} - \zeta \\ Y_o - \beta \cdot Z_{l2} - \eta \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \dot{X}_2 \\ \dot{Y}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{X}_o + \dot{\alpha} \cdot Z_{l2} \\ \dot{Y}_o - \dot{\beta} \cdot Z_{l2} \end{pmatrix} \quad (18)$$

4. 해석 결과

해석 대상의 스크롤 압축기는 내부체적비가 $V_s/V_d = 2.25$ 로 주어지고, 내부압력비는 $p_d/p_s = 2.48$ 로 계산된다. 흡입조건 $p_s = 0.584 \text{MPa}$, $T_s = 288.15 \text{K}$ 으로, 토출압력은 압력비 2.7 과 3.2 의 경우에 대해 계산하였다. 단열압축지수 k 는 1.12 로 가정한다. 스크롤 곡선의 주요 치수는 Table 1. 에 나타내었다.

4-1. 스크롤 변형의 간극 변화에 의한 압축실의 압력 및 작용힘의 변화

해석 대상 모델 (축기의 흡입 및 토출과정을 이상

Table 1. Specifications of scroll wrap

Radius of involute base circle	$r_b = 2.06 \text{ mm}$
Orbiting radius	$r_o = 3.95 \text{ mm}$
Height of scroll wrap	$H = 24.72 \text{ mm}$
Thickness of scroll wrap	$t = 2.53 \text{ mm}$
Involute starting angle	$\phi_a = 298^\circ$
Involute ending angle	$\phi_e = 1141.91^\circ$
Involute angle corresponding to half of wrap thickness	$\alpha = 35.18^\circ$
Reference angle of involute curve w.r.t. X-Y coordinate	$\theta_i = 26.8^\circ$
Reference angle of involute curve w.r.t. $X_f - Y_f$ coordinate	$\theta_s = 28.1^\circ$

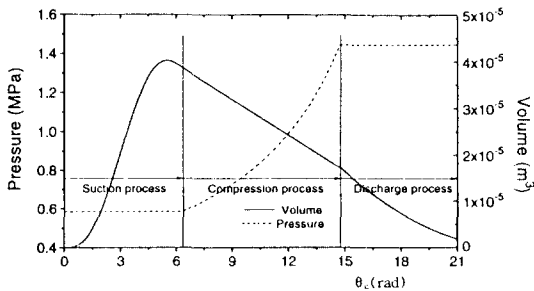


Fig. 7. Pocket volumes and pressures variation with the orbiting angle θ_c of scroll compressor.

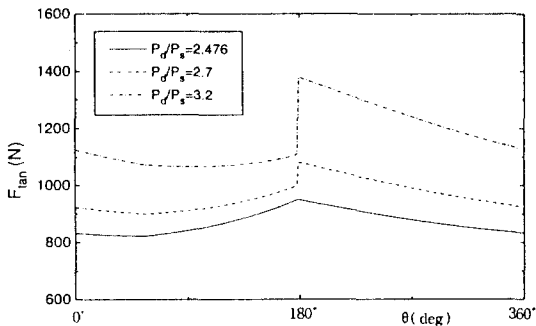


Fig. 8. Tangential forces F_{tan} acting on the orbiting scroll for various operating pressure ratios.

적인 과정으로 가정하여 흡입 및 토출압력을 각각 p_s, p_d 로서 일정하게 하였을 때, 각 작동공간의 선회 각도 θ_c 에 대한 압력 및 체적의 변화는 Fig. 7과 같다. 냉매기체의 유동저항 및 누설 등의 압력손실을 고려한 최적압력비는 내부압력비보다 높으므로 이 값을 설계압력비로 가정하여 2.7로 설정하고, 과부하 조건

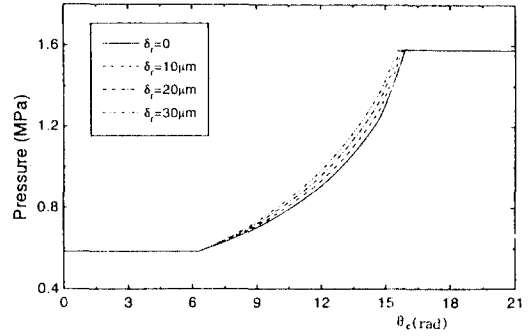


Fig. 9. Effect of radial clearance on $p - \theta_c$ diagram.

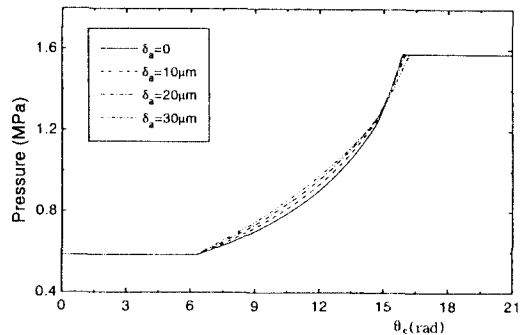


Fig. 10. Effect of axial clearance on $p - \theta_c$ diagram.

의 고압력비는 3.2로 가정한다. 내부압력비, 설계압력비, 고압력비의 조건에 대해 선회 스크롤에 작용하는 반경방향의 힘 F_{rad} 은 88.6 N, 102.1 N, 132.1 N으로 계산되고, 흡입압력 p_s 가 일정한 경우 이 힘은 각종 손실과는 상관없이 압력비 n 값에만 관계한다. 접선방향의 힘 F_{tan} 은 Fig. 8과 같이 나타나고, 내부압력비 외의 운전조건의 경우 토출개시점의 선회각 θ_d 에서 힘이 급격하게 증가한다.

스크롤 벽면 사이의 반경방향 간극에서 접선방향의 누설을 고려한 경우 압축실의 압력변화는 Fig. 9에, 축방향 간극에서 반경방향 누설의 경우는 Fig. 10에 나타내었다. 이 그림에서 반경방향의 간극을 증가시키면 압축과정의 후반부에서 상대적인 압력상승이 발생되고, 반대로 축방향의 간극을 증가시키면 압축과정의 전반부에서 상대적인 압력상승이 일어남을 볼 수 있다. 그 이유는 축방향의 간극은 밀봉선의 길이가 스크롤 벽면의 인벌류트 각도에 비례하여 증가하므로 스크롤의 바깥영역에서 냉매기체의 누설이 증가되어 체적 효율에 영향을 준다. 반면에 반경방향 간극은 스크롤

의 중심영역에서 비교적 작은 곡률반경을 갖기 때문에 누설경로의 등가길이와 마찰손실이 줄어들고 또, 근접하는 작동공간 사이의 압력차가 크기 때문에 누설이 증가된다. 이것은 반경방향 간극에서의 누설은 압력이 증가하면 누설도 증가하지만, 상대적으로 축방향의 간극은 토출실 부근에서 누설길이가 작아지므로 반경방향의 누설보다 영향이 작아지기 때문이다.

반경방향 간극의 변화에 의한 선회 스크롤에 작용하는 접선방향의 힘은 Fig. 11에, 축방향 간극의 변화에 의한 힘은 Fig. 12에 각각 나타내었다. 반경방향의 간극이 커지면 토출개시각 전후에서 힘이 크게 증가하는 것을 볼 수 있지만, 축방향의 간극이 커지면 압축과정의 전반부에서 힘이 증가되는 것을 알 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12에서 누설을 고려하지 않은 Fig. 8과 비교하면, 누설을 고려하는 경우 최대하중의 작용위치가 수십도 지연되는 것을 볼 수 있다. Fig. 11에서 반경방향의 간극이 클수록 지연각도는 작아지고, Fig. 12에서 축방향의 간극이 커질수록 각도가 커지는 것

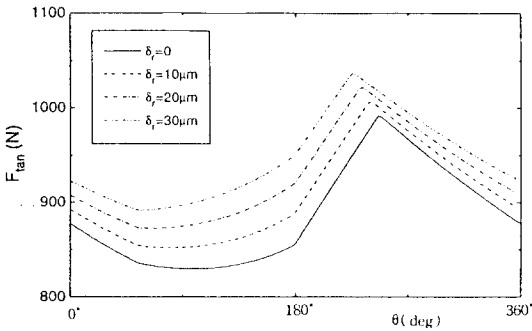


Fig. 11. Influence of tangential leakage on tangential force ($p_d/p_s=2.7$).

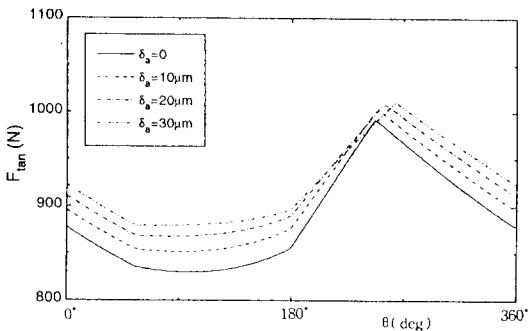


Fig. 12. Influence of radial leakage on tangential force ($p_d/p_s=2.7$).

을 볼 수 있다. 접선방향의 누설은 토출 개시각 전후에서 반경방향의 간극이 커짐에 따라 누설길이 증가하여 압축실의 압력도 증가한다. 이에 따라 작용힘도 증가하여 최대 작용힘의 위치도 상대적으로 최대각의 앞쪽으로 이동하는 것으로 생각된다. 상대적으로 축방향의 간극은 토출실 부근에서 누설길이가 작아지므로 반경방향의 누설보다 영향이 작아지기 때문이다.

4-2. 크랭크축의 동적 거동

선회 스크롤의 축 베어링부에 작용하는 힘과 모멘트는 크랭크축의 크랭크 핀에 같은 힘과 모멘트가 작용하는 것으로 가정한다. 크랭크 핀에 작용하는 X 방향 및 Y 방향의 하중 S_x, S_y 를 계산하면 Fig. 13과 같다. Fig. 14에 축의 정상운전조건에서 각 베어링의 유막반력의 변화를 나타낸다. 주 베어링의 유막반력은 보조 베어링 유막반력의 5배 정도의 크기로서 작용하중의 대부분을 지지하므로, 주 베어링에서의 크랭크 축의 동적거동이 중요하게 된다.

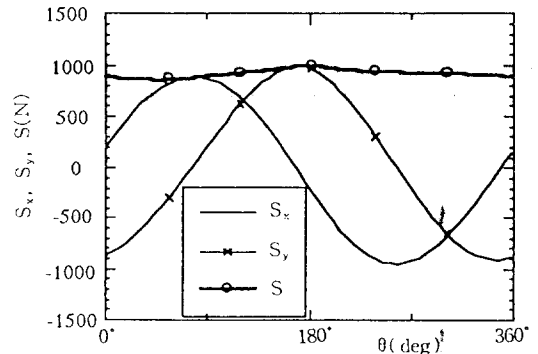


Fig. 13. Acting load on crankpin of crankshaft.

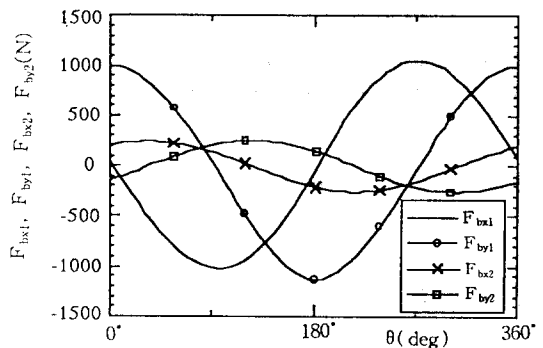


Fig. 14. Oil film reaction forces $F_{bx1}, F_{by1}, F_{bx2}, F_{by2}$.

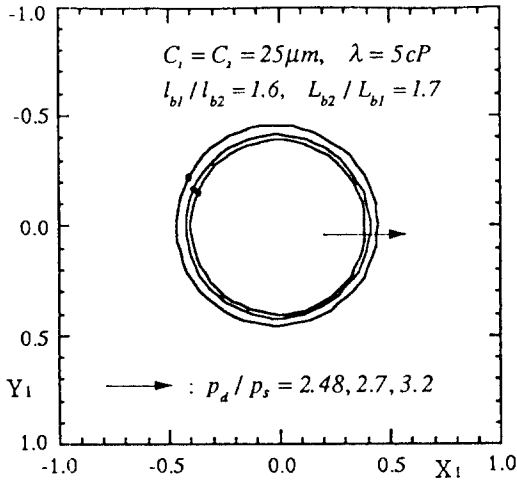


Fig. 15. Journal orbits of crankshaft in the main bearing variation in operating pressure ratios.

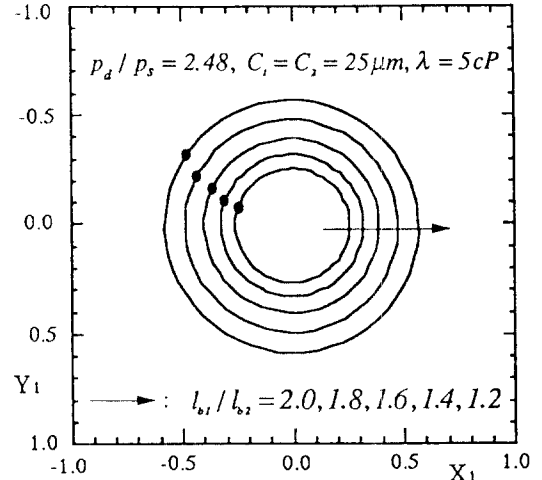


Fig. 17. Journal orbits of crankshaft in the main bearing variation in main bearing length.

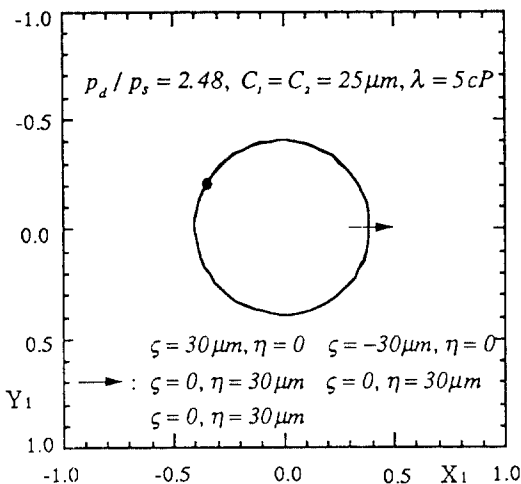


Fig. 16. Journal orbits of crankshaft in the main bearing variation in bearing misalignment.

Fig. 15에서 운전압력비의 조건 ($p_d/p_s=2.48, 2.7, 3.2$)에 따라 주 베어링에서의 편심율은 $\varepsilon=0.4, 0.42, 0.45$ 정도의 크기이다. 정상운전조건에서 크랭크축의 궤적의 크기는 주 베어링, 보조 베어링, 무게중심의 순으로 나타난다. 안정적인 궤적으로 수렴되었을 때, 선회각도 $\theta=0^\circ$ 에서의 크랭크축의 중심위치를 까만 점으로 표시하였다. 이 위치는 운전압력비 $p_d/p_s=2.7$ 에서 양(+)의 X축 기준으로 주 베어링에서는 위상각 $\phi=209^\circ$ 이고, 크랭크축의 축방향 무게중심위치에서는 $\phi=168^\circ$, 보조 베어링에서는 $\phi=85^\circ$ 이다. 크랭크축

은 주 및 보조 베어링에서 위상각의 차이가 124° 로 경사되어 회전운동을 한다.

이 압축기의 경우, 크랭크축의 상단에서 하중이 작용하고, 주 베어링에서 작용하중의 대부분을 지지하는 구조이다. 주 베어링의 중심을 기준으로 베어링 사이의 미스얼라이먼트를 설정하면 이 베어링의 중심에서 어긋난 보조 베어링의 위치가 미스얼라이먼트가 된다. Fig. 16에서 베어링 간극 크기 수준의 미스얼라이먼트에 대해 또, 미스얼라이먼트의 위치에 상관없이 축의 궤적은 거의 일정하다. 이 현상은 주 베어링이 주된 지지 베어링으로 작용하고, 보조 베어링은 부수적인 지지 베어링으로 작용하는 축-베어링계의 구조에 의한 것으로 사료된다.

주 베어링에서 작용하중의 대부분을 지지하므로 보조 베어링의 길이는 설계된 값으로 고정시키고, 이 값에 대한 주 베어링의 길이를 변화시켜 동적 거동에 관한 영향을 계산하였다. 설계값은 $l_{b1}/l_{b2}=1.6$ 정도이므로, 1.2-2.0사이의 값에 대해 동적 거동의 영향을 조사하였다. Fig. 17에서 보는 바와 같이 궤적형상의 차이가 분명하므로 주 베어링의 길이는 주된 설계변수로 작용한다.

크랭크축의 무게중심의 위치 즉, Z축의 중심에서 베어링 지지점의 위치 변화에 따른 크랭크축의 동적 거동의 영향을 조사한다. 이 압축기에서 전동기는 주 및 보조 베어링의 사이에 위치하므로, 설치 공간을 고려하여 주 베어링의 지지점의 위치는 한정된다. 해석

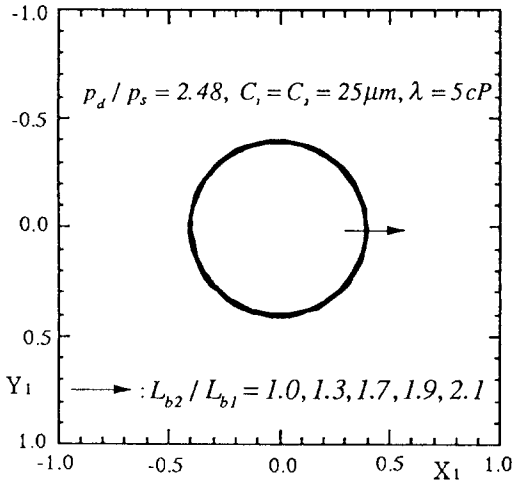


Fig. 18. Journal orbits of crankshaft in the main bearing variation in distance of sub bearing from gravity center of crankshaft.

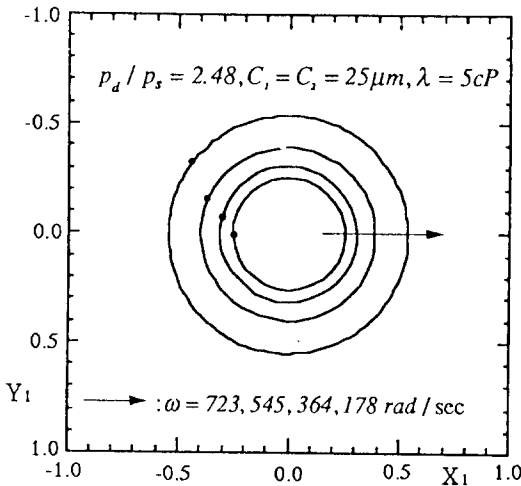


Fig. 19. Journal orbits of crankshaft in the main bearing variation in revolutionary speed of crankshaft.

모델의 설계변수는 $L_{b2}/L_{b1}=1.7$ 이므로 1.0-2.1의 값에 대해 계산한 축의 궤적형상은 Fig. 18과 같다. 이 결과에서 보조 베어링 지지점 위치의 변화에 의한 축의 궤적형상의 변화는 작으므로 이 변수는 부차적인 요인으로 사료된다.

크랭크축의 회전 각속도 ω 의 변화도 작용하중의 변화로 작용하고, 전동기의 운전 주파수 30 Hz, 60 Hz, 90 Hz, 120 Hz의 경우 동적 거동의 영향은 Fig. 19와 같으므로 주된 요인으로 작용한다. 작용하중의 변화

에 영향을 미치는 요인으로, 운전압력비의 변화에 따른 크랭크축의 동적 거동의 영향은 크지만 정속운전 압축기의 경우 부차적인 요인이 된다. 스크롤 벽면에서의 반경방향 및 축방향의 간극의 변화에 따른 압력 변동은 작으므로 크랭크 축의 동적 거동에 큰 영향을 미치지 못하고 부차적인 요인으로 작용한다.

5. 결 론

스크롤 압축기는 고정 스크롤 및 선회 스크롤의 접촉부에 의해 압축실이 형성되고, 이 접촉부에서의 접선방향의 누설은 선회 스크롤 및 크랭크축의 동적 거동특성에 의해 영향을 받고, 선회 스크롤 및 크랭크축의 동적 거동은 스크롤 접촉부의 냉매기체의 누설로 인한 작용하중의 변동으로 영향을 받는다. 본 논문에서는 누설을 고려하여 선회 스크롤에 작용하는 힘을 계산하고, 각 작동요소를 역학적으로 모델링하였다. 크랭크축의 동적 거동에 영향을 미치는 인자는 축-베어링계의 설계변수 및 축에 작용하는 하중 등의 조건들이 있고, 이들이 동적 거동에 주 요인 혹은 부차적인 요인으로 작용하는지를 조사하였다. 이상의 과정으로 다음의 결론을 구하였다.

(1) 스크롤 벽면 사이의 반경방향의 간극이 증가되면 압축과정의 후반부에서 상대적인 압력상승이 발생되고, 반대로 축방향의 간극을 증가시키면 압축과정의 전반부에서 상대적인 압력상승이 발생된다. 이것은 반경방향 간극에서의 누설은 압력이 증가하면 누설도 증가하지만, 상대적으로 축방향의 간극은 토출실 부근에서 누설길이가 작아지므로 반경방향의 누설보다 영향이 작아지기 때문이다. 누설을 고려하는 경우 최대하중의 작용위치가 수습도 지연되고, 반경방향의 간극이 클수록 지연각도는 작아지고, 축방향의 간극이 클수록 지연각도는 커진다.

(2) 운전압력비의 조건 ($p_d/p_s = 2.48, 2.7, 3.2$)에 따라 주 베어링에서의 편심율은 $\epsilon=0.4, 0.42, 0.45$ 정도의 크기이다. 설계압력비의 조건에서 궤적형상이 안정적으로 수렴되었을 때 크랭크축은 주 및 보조 베어링에서 124° 의 위상각으로 경사되어 회전운동을 한다. 이 위상각 ϕ 는 운전조건 및 축-베어링계의 설계변수에 따라 변한다.

(3) 크랭크축의 동적 거동에 대해 냉동기유의 점도, 주 및 보조 베어링의 간극, 주 베어링의 길이 등의 설

계변수는 주된 요인으로 작용하고, 베어링 사이의 미스얼라인먼트, 베어링 지지점의 위치의 설계변수는 부차적인 요인으로 작용한다. 또, 크랭크축에 작용하는 하중을 변동시키는 인자로서 크랭크 축의 회전속도, 운전압력비는 주된 요인으로, 스크롤 벽면 사이의 누설은 부차적인 요인으로 작용하였다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지원 터보 동력기계우수 연구센터의 연구활동의 일환으로 이루어진 것입니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다

참 고 문 헌

1. Richardson, H. and Gatecliff, G., 1992, "Comparison of the High Side vs. Low Side Scroll Compressor Design," Proc. of International Compressor Engineering Conference (ICEC), pp. 603-610.
2. Inaba, T. and Sugihara, M., 1986, "A Scroll Compressor with Sealing Means and Low Pressure Side Shell," ICEC, Vol.3, pp. 887-900.
3. Tojo, K. and Ikegawa, M., 1986, "Computer Modeling of Scroll Compressor with Self Adjusting Back-Pressure Mechanism," ICEC, Vol.3, pp. 872-886.
4. Hayano, M. and Nagatomo, S., 1986, "Performance Analysis of Scroll Compressor for Air Conditioners," ICEC, Vol.3, pp. 856-871.

5. Caillat, J. and Ni, S., 1988, "A Computer Model for Scroll Compressors," ICEC, Vol.1, pp. 47-55.
6. Margolis, D. L. and Craig, S., 1992, "Modelling and Simulation of a Scroll Compressor Using Bond Graphs," ICEC, Vol.1, pp. 55-73.
7. Suefuji, K. and Shiibayshi, M., 1992, "Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressors," ICEC, Vol. 1, pp. 75-84.
8. Hirano, T. and Matsumura, N., 1988, "Development of High Efficiency Scroll Compressor for Air Conditioners," ICEC, Vol.1, pp. 65-74.
9. Yanagisawa, T. and Cheng, M.C., 1990, "Optimum Operating Pressure Ratio for Scroll Compressor," ICEC, Vol.1, pp. 425-433.
10. 김태종, 안영재, 1993, "스크롤 압축기의 크랭크축의 동적 거동에 관한 수치적 연구," 대한기계학회논문집, 제17권, 제8호, pp. 1940-1950.
11. 椎林正夫, 東條健司, 1988, "指壓線圖解析に基づく旋回スクロールに作用する力と舉動の解析," JAR Trans., Vol.5, No.2, pp. 53-64.
12. Suefuji, K. and Shiibayshi, M., 1988, "Deformation Analysis of a Scroll Members in Hermetic Scroll Compressor for Air Conditioners," ICEC, Vol.2, pp. 583-590.
13. Schumann S.P., 1994, "Measurement of Orbiting Scroll Motion," ICEC, Vol.2, pp. 453-458.
14. 森下悦生, 杉原正浩, 1985, "スクロール壓縮機の幾何理論," タ-ボ機械, 第13巻, 第4號, pp. 23-33.