

접선방향의 누설이 고려된 스크롤 압축기 선회 스크롤의 동적 거동 해석

(Dynamic Behavior Analysis of a Orbiting Scroll in Scroll Compressor with Tangential Leakage)

김 태 중 · 한 동 철*

서울대 정밀기계설계공동연구소

*서울대 기계설계학과

Abstract - For a vertical type crankshaft-journal bearing system used in scroll compressor, nonlinear transient response analysis is applied including nonlinear fluid film reaction forces of journal bearings. By a connected behavior analysis of crankshaft and orbiting scroll, the radial clearance of scroll wraps is calculated. Considering tangential leakage for this clearance, a coupled analysis model for leakage and dynamic behavior of the orbiting scroll is made, and analyzed by iterative calculation. By regarding clearances of main, sub bearing of crankshaft and orbiting scroll shaft bearing clearance as design parameters, the radial clearance of scroll wraps is analyzed.

Key Words : Scroll Compressor (스크롤 압축기), Fixed Crank Mechanism (고정반경 크랭크 기구), Crankshaft-Journal Bearing System (크랭크축 - 저널 베어링계), Orbiting Scroll (선회 스크롤), Tangential Leakage(원주방향의 누설), Radial Clearance(반경방향의 간극)

1. 서 론

스크롤 압축기는 인벌류트 곡선으로 구성되는 스크롤 형상의 부재를 상대적으로 운동시켜 냉매기체의 압축을 행하는 회전형 압축기의 일종이다. 고정 및 선회 스크롤 사이의 접촉부에 의해 다수의 초승달 형상의 압축실이 형성되어 압축과정이 연속적으로 이루어지므로 압축실 사이의 압력차가 작고 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.

이 압축기의 구조는 밀폐용기 내부에 냉매기체의 토출 압력이 작용하는 고압방식과 흡입압력이 작용하는 저압 방식의 2가지 형태가 있다⁽¹⁾. 고압방식은 토출압력 혹은 압축실의 중간압력을 이용하여 축방향의 하중을 지지하고 컴플라이언스를 제어하는 구조이다. 저압방식은 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, 각종 미끄럼 베어링의 유막반력의 계산 등이 필요하다. 스크롤 벽면 사이의 누설손실 및 마찰손실을 평가하여 최적의 크랭크 반경을 해석한 연구⁽¹⁰⁾가 있다. 선회 스크롤의 동적 거동의 측정, 압

축기 부하의 크기에 따라 크랭크 핀, 베어링, 스크롤 등의 변형량이 미소하게 변화하고, 이 변화에 가변반경의 기구가 추종함을 측정한 연구⁽¹¹⁾와, 올덴 링에 센서를 장착하여 간접 측정된 결과⁽¹²⁾가 있지만 해석된 예는 알려져 있지 않다.

본 논문은 스러스트 베어링을 이용하여 선회 스크롤의 축방향 하중을 지지하는 저압방식의 압축기의 구조에 대해 이상적인 압축과정 및 누설을 고려한 과정에 대해 선회 스크롤에 작용하는 힘을 계산한다. 고정반경의 크랭크 기구가 적용된 선회 스크롤, 올덴 링, 크랭크축 등으로 구성되는 운동기구부의 모델링을 통해 각 기계요소에 작용하는 힘과 모멘트, 크랭크축에 작용하는 하중을 계산한다.

선회 스크롤의 축 베어링에 작용하는 힘은 저널 베어링의 유막 반력에 의해 지지되고, 이 힘은 유막 간극에 관계되므로 축 베어링에서의 간극이 계산된다. 선회 스크롤의 동적 거동은 크랭크축, 선회 스크롤의 축 베어링 부를 연관하여 결합된 운동으로 동적 거동을 해석하여 스크롤 벽면 사이 반경방향의 간극을 계산하였다.

2 선회 스크롤에 작용하는 힘과 모멘트

냉매기체의 압축과정을 이상적인 조건으로 가정하는 경우, 체적 V_i 인 압축실의 압력 p_i 는 단열압축과정 혹은 폴리트로픽과정으로 가정하여 단열압축지수 k 로 표시하면 다음과 같다.

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

압축과정중 냉매기체의 압력에 의해 선회 스크롤에 접선방향의 힘 F_{\tan} , 반경방향의 힘 F_{rad} , 축방향의 힘 F_j 및 선회 모멘트 M_o 가 동시에 작용가 작용하고, 이들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

$$F_{\tan} = H[r_b(3\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o](p_o - p_1) +$$

$$H[r_b(7\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o](p_1 - p_2) +$$

$$H[r_b(11\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o](p_2 - p_s)$$

$$F_j = S_o \cdot p_o + S_1 \cdot p_1 + S_2 \cdot p_2 + S_n \cdot p_s$$

$$\theta_d \leq \theta_c < 2\pi \quad ; \quad (2)$$

$$F_{\tan} = H[r_b(7\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o](p_o - p_1) +$$

$$H[r_b(11\pi + 2\phi_{oo} - 2\theta_c) + r_o](p_1 - p_s) +$$

$$H \cdot E \cdot (p_d - p_o)$$

$$F_j = S_o \cdot p_o + S_1 \cdot p_1 + S_n \cdot p_s$$

여기서, E 는 토출개시각 θ_d 에서의 토출실의 반경방향의 길이를 나타낸다.

선회 스크롤에 작용하는 반경방향의 힘은 $F_{\text{rad}} = 2r_b H \cdot p_s(n-1)$ 이고, 선회 모멘트는

$$M_o = F_{\tan} \cdot \frac{r_o}{2} \text{이다.}$$

실제 압축과정의 경우, 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 흡입실, 압축실, 토출실 등으로 모델링한다. 질량보존의 법칙, 에너지보존의 법칙 및 이상기체의 상태방정식 등을 이용하여 각 작동공간에서의 기체의 상태량 및 기체의 출입은 다음과 같이 표시된다⁽²⁾.

$$\frac{dT}{dt} = T \left[\frac{1}{M_g} \left(\frac{T_i}{T} - 1 \right) \frac{dM_{g_i}}{dt} - \frac{1}{M_g} (k-1) \frac{dM_{g_o}}{dt} - \frac{(k-1)}{V} \frac{dV}{dt} \right] \quad (3)$$

$$\frac{dp}{dt} = p \left[\frac{k}{M_g} \frac{T_i}{T} \frac{dM_{g_i}}{dt} - \frac{k}{M_g} \frac{dM_{g_o}}{dt} - \frac{k}{V} \frac{dV}{dt} \right]$$

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

첨자 i 및 o 는 각각 작동공간으로 유입 및 유출되는 상태량을 표시한다.

흡입실로의 기체의 유입은 이상적인 과정으로 가정하고, 토출실에서 압력 p_o 의 냉매기체가 유효 단면적 A_e 의 토출구멍을 통해 토출압력 p_d 로 토출될 때, 토출유량의 질량유동율은 다음과 같다.

$$\dot{M}_g = C_f \cdot A_e \cdot f(p_o, p_d) \quad (4)$$

여기서, C_f 는 유량계수로서 1로 가정한다.

스크롤 접촉면 사이의 반경방향 간극 δ_r 에서는 원주방향의 누설이, 고정 스크롤의 밀판과 선회 스크롤 단면 사이의 축방향 간극 δ_a 에서는 반경방향의 누설이 존재하므로 누설유량의 질량유동율은 다음과 같다.

$$\dot{M}_g = 2C_f(H\delta_r + l_j\delta_a) \cdot f(p_{j-1}, p_j) -$$

$$2C_f(H\delta_r + l_{j+1}\delta_a) \cdot f(p_j, p_{j+1}) \quad (5)$$

여기서, l_j 는 j 번째와 j+1 번째 작동공간 사이의 축방향 간극의 누설길이를 표시한다.

각 작동공간에서 누설 및 토출실의 토출과정은 각 체어체적 사이의 압력차에 의해 발생되므로, 등엔트로피 과정의 단순노즐유동으로 가정하였다.

$$f(p_{j-1}, p_j) =$$

$$p_{j-1} \sqrt{\frac{1}{R_g T_{j-1}} \left(\frac{2k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_j}{p_{j-1}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_j}{p_{j-1}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

$$; \quad \frac{p_j}{p_{j-1}} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

(6)

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

$$; \quad \frac{p_j}{p_{j-1}} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

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.

3. 운동방정식

선회 스크롤의 선회운동을 한정하는 구속력의 계산으로, X-Y의 고정좌표계에서 크랭크 편부에 작용하는 하중 S_x , S_y 는 다음과 같이 표시된다.

$$S_x = F_{bx} \cos \theta + F_{b\theta} \sin \theta \quad (7)$$

$$S_y = F_{by} \sin \theta - F_{b\theta} \cos \theta$$

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

$$\sum F_x = m_c \ddot{X}_o, \quad m_c \ddot{X}_o = S_x + F_{bx} - m_c e_u \omega^2 \cos(\omega t + \phi)$$

$$\sum F_y = m_c \ddot{Y}_o, \quad m_c \ddot{Y}_o = S_y + F_{by} - m_c e_u \omega^2 \sin(\omega t + \phi)$$

$$\sum M_x = I_x \ddot{\theta}, \quad I_x \ddot{\theta} = N(\theta) - (S_x \cdot r_o \sin \theta - S_y \cdot r_o \cos \theta + T_b + T_u)$$

$$\sum M_y = I_y \ddot{\alpha} - I_x \omega \beta, \quad I_y \ddot{\alpha} = I_x \omega \beta + M_y + M_{by} \quad (8)$$

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

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

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

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

$$T_s = \mu \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \cdot r_s, \quad Z_{11} = -L_{b1}, \quad Z_{12} = L_{b2}$$

이다.

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

$$\begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_o + \alpha \cdot Z_{12} \\ Y_o - \beta \cdot Z_{12} \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} \dot{X}_2 \\ \dot{Y}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{X}_o + \dot{\alpha} \cdot Z_{12} \\ \dot{Y}_o - \dot{\beta} \cdot Z_{12} \end{pmatrix} \quad (9)$$

$$(i = 1, 2)$$

4. 선회 스크롤의 동적 거동

Fig. 1 의 선회 스크롤의 동적 거동을 고려한 해석 모델에서, 저널 베어링의 중심에 대한 크랭크 핀의 위치, 이 위치에 대한 선회 스크롤 축 베어링 중심의 상대적인 위치가 정해져야 한다. 선회 스크롤의 축 베어링에 작용하는 힘은 축 베어링의 유막압력의 합력에 의해 지지되고, 이 힘은 유막 간극의 함수이므로 축 베어링의 유막간극이 계산된다. 이때, 선회 스크롤의 축 베어링과 크랭크 핀의 상대적인 거동에만 관심을 가지고 다음을 가정한다. 선회 스크롤 축 베어링의 선회운동에 대한 크랭크 핀의 편심 회전운동을 고정된 선회 스크롤

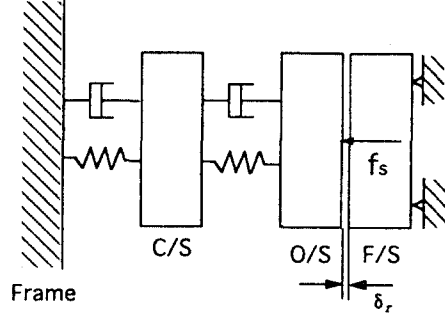


Fig.1 Modelling of orbiting scroll for dynamic behavior analysis

축 베어링에 대한 크랭크 핀의 회전운동으로 가정한다. 축 베어링에 지지된 크랭크 핀의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_e \ddot{X}_3 = S_x + F_{bx} - m_e e_u \cos \omega t$$

$$m_e \ddot{Y}_3 = S_y + F_{by} - m_e e_u \sin \omega t \quad (10)$$

4.1 스크롤 벽면의 반경방향의 간극

저널 베어링에 대한 크랭크 핀, 크랭크 핀에 상대적인 선회 스크롤 축 베어링 중심의 동적 거동을 고려하여 크랭크축 및 선회 스크롤의 거동을 서로 연관하여 해석함으로써 스크롤 벽면 사이의 반경방향의 간극을 계산하였다. Fig. 2 (a) 에서 주 베어링의 중심에 대해 위상각 ψ_1 만큼 편심된 크랭크 핀의 위치는 선회 스크롤의 기초원 중심이 고정 스크롤의 기초원 중심에 대해 위상각 ψ_1 만큼 편심된 것을 나타낸다. Fig. 2 (b) 에서 크랭크 핀의 위치에 대해 위상각 ψ_2 만큼 편심된 선회 스크롤 축 베어링의 중심의 위치는 앞서와 같이 선회 스크롤 기초원 중심이 고정 스크롤의 기초원 중심에 대해 위상각 ψ_2 만큼 편심된 것을 나타낸다. 이들을 고려하여 스크롤 벽면의 반경방향의 간극을 구하면 다음과 같다.

$$\delta_{r1} = R_{xy1} \cdot \cos \psi_1, \quad \delta_{r2} = R_{xy2} \cdot \cos \psi_2$$

$$\delta_r = \delta_{r1} + \delta_{r2} \quad (11)$$

여기서, $R_{xy1} = \sqrt{X_{cp}^2 + Y_{cp}^2}$, $R_{xy2} = \sqrt{X_3^2 + Y_3^2}$ 이고, X_{cp} , Y_{cp} 는 주 베어링에 대한 크랭크 핀의 궤적을, X_3 , Y_3 는 선회 스크롤 축 베어링내에서의 크랭크 핀의 궤적을 나타낸다.

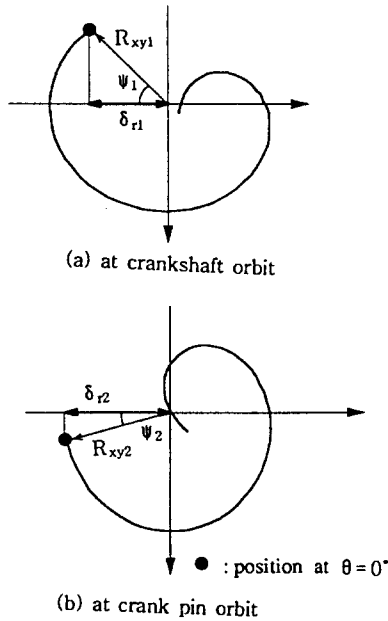


Fig.2 Radial clearances δ_{r1} , δ_{r2} of scroll wrap and phase angles Ψ_1 , Ψ_2

간극 δ_r 에 대한 선회 스크롤의 원주방향의 누설을 고려하여, 누설과 선회 스크롤의 동적 거동이 결합된 해석 모델을 만들어 반복계산으로 이를 해석하였다. 계산 과정의 순서도는 Fig. 3 에 나타내었다.

5. 해석 결과

해석 대상의 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 토출 압력은 압력비 2.7 과 3.2 의 경우에 대해 계산하였다. 단열압축지수 k 는 1.12 로 가정한다.

5. 1 스크롤 벽면의 간극 변화에 의한 작용힘의 변화

냉매기체의 유동저항 및 누설 등의 압력손실을 고려한 최적압력비는 내부압력비보다 높으므로 이 값을 설계압력비로 가정하여 2.7 로 설정하고, 과부하 조건의 고압력비는 3.2 로 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 내부압력비 외의 운전조건인 경우 토출개시점의

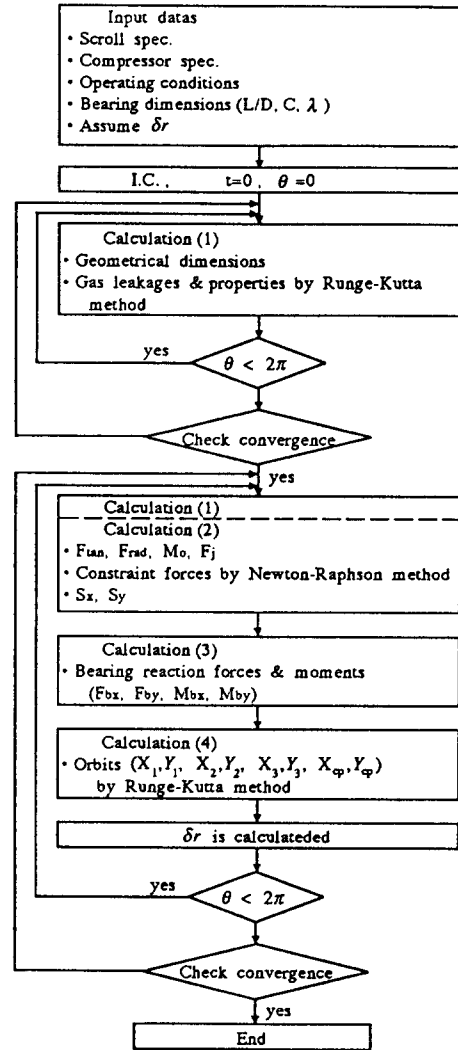


Fig.3 Flowchart

선회각 θ_d 에서 힘이 급격하게 증가한다.

반경방향 간극의 변화에 의한 선회 스크롤에 작용하는 접선방향의 힘은 Fig. 4 에, 축방향 간극의 변화에 의한 힘은 Fig. 5 에 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. 누설을 고려하는 경우 최대하중의 작용위치가 수십도 지연되는 것을 볼 수 있다. 반경방향의 간극이 클수록 지연각도는 작아지고, 축방향의 간극이 커질수록 각도가 커진다.

5.2 선회 스크롤의 동적 거동

선회 스크롤의 축 베어링부에 작용하는 힘과 모멘트는 크랭크축의 크랭크 핀에 같은 힘과 모멘트가 작용하는 것으로 가정한다. 이 압축기의 경우, 크랭크축의 상단에서 하중이 작용하고, 주 베어링의 유막반력은 보조 베어링 유막반력의 5배 정도의 크기로서 작용하중의 대부분을 지지하므로 주 베어링에서의 크랭크축의 동적거동이 중요하게 된다.

Fig. 6 에서 운전압력비의 조건에 따라 주 베어링에서의 편심율은 $\epsilon = 0.4, 0.42, 0.45$ 정도의 크기이다. 정상운전조건에서 크랭크축의 궤적의 크기는 주 베어링, 보조 베어링, 무게중심의 순으로 나타난다. 안정적인 궤적으로 수렴되었을때, 선회각도 $\theta = 0^\circ$ 에서의 크랭크축의 중심위치를 까만 점으로 표시하였다. 이 위치는 운전압력비 $p_d / p_s = 2.7$ 에서 양(+)의 X 축 기준으로 주 베어링에서는 위상각 $\psi = 209^\circ$ 이고, 크랭크축의 축방향 무게중심위치에서는 $\psi = 168^\circ$, 보조 베

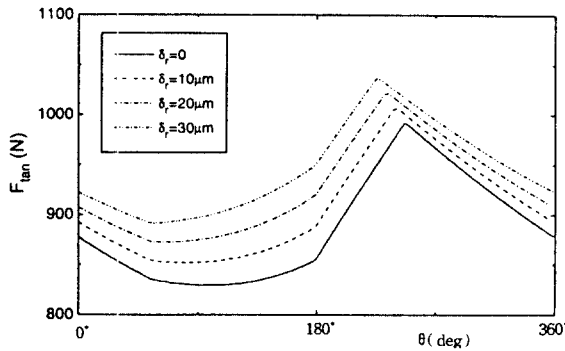


Fig.4 Influence of tangential leakage on tangential force F_{tan} ($p_d/p_s = 2.7$)

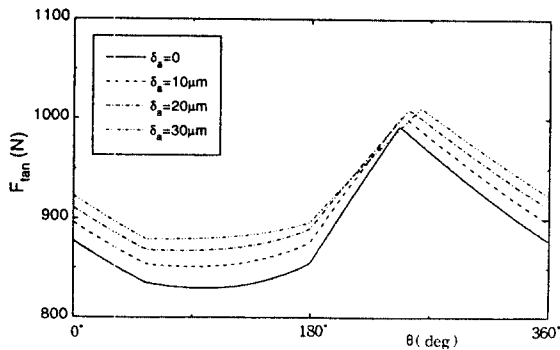


Fig.5 Influence of radial leakage on tangential force F_{tan} ($p_d/p_s = 2.7$)

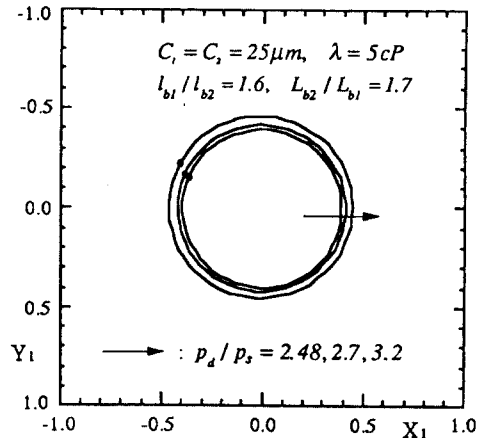


Fig.6 Journal orbits of crankshaft in the main bearing variation in operating pressure ratios

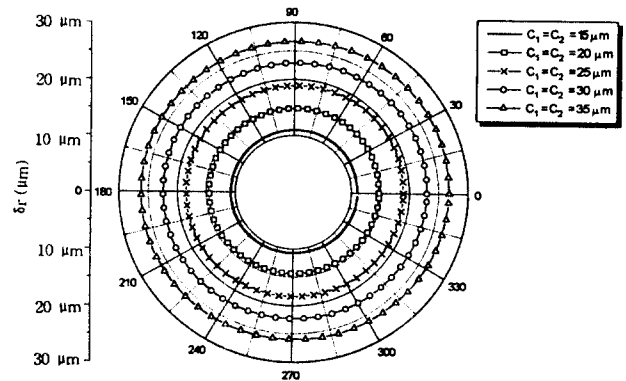


Fig.7 Radial clearances of scroll wrap at various bearing clearances

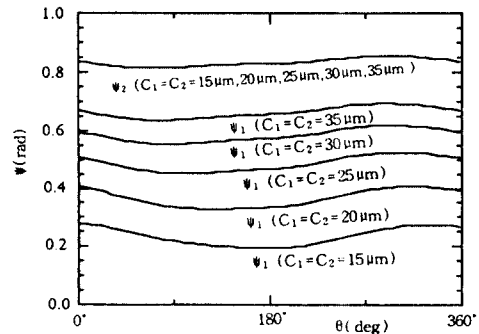


Fig.8 Phase angles Ψ_1, Ψ_2 on crank pin and orbiting scroll shaft bearing

어링에서는 $\psi = 85^\circ$ 이다. 크랭크축은 주 및 보조 베어링에서 위상각의 차이가 124° 로 경사되어 회전운동을 한다. 이 위상각 ψ 는 운전조건 및 축-베어링계의 설계변수에 따라 변한다.

크랭크축의 주 및 보조 베어링의 유막간극을 설계변수로 가정하여, 이 변수에 대한 선회 스크롤과 축의 연관된 거동해석으로 스크롤 벽면 사이 반경방향의 간극을 계산하였다. 주 및 보조 베어링의 유막 간극을 $C_1 = C_2 = 15, 20, 25, 30, 35 \mu\text{m}$ 으로, 선회 스크롤 축 베어링의 간극을 $C_3 = 21.5 \mu\text{m}$ 으로 가정하였을 때, 스크롤 벽면 사이 반경방향의 간극은 11, 15, 19, 23, 27 μm 정도의 크기로서 Fig. 7 과 같이 계산된다. 프레임의 저널 베어링에 대한 크랭크 핀의 위상각 ψ_1 과 선회 스크롤에서의 핀의 자세각 ψ_2 는 Fig. 8 과 같다.

6. 결론

압축실 접촉부에서의 접선방향의 누설은 선회 스크롤 및 크랭크축의 동적 거동특성에 의해 영향을 받고, 선회 스크롤 및 크랭크축의 동적 거동은 스크롤 접촉부의 냉매기체의 누설로 인한 작용하중의 변동을 받는다. 본 연구에서는 누설을 고려하여 선회 스크롤에 작용하는 힘을 계산하고, 각 작동요소를 역학적으로 모델링하여 스크롤 벽면 사이의 반경방향의 간극을 해석하였다.

(1) 스크롤 벽면 사이의 반경방향의 간극이 증가되면 압축과정의 후반부에서 상대적으로 작용하중이 커지고, 반대로 축방향의 간극을 증가시키면 압축과정의 전반부에서 하중이 커지게 된다. 누설을 고려하는 경우 최대 하중의 작용위치가 $70^\circ - 80^\circ$ 지연되고, 반경방향의 간극이 클수록 지연각도는 작아지고, 축방향의 간극이 클수록 지연각도는 커진다.

(2) 운전압력비의 조건에 따라 주 베어링에서의 편심율은 $\epsilon = 0.4 - 0.45$ 정도의 크기이다. 설계압력비의 조건에서 궤적형상이 안정적으로 수렴되었을 때 크랭크축은 주 및 보조 베어링에서 124° 의 위상각으로 경사되어 회전운동을 한다.

(3) 크랭크축의 주 및 보조 베어링의 유막간극을 설계변수로 가정하여, 이 변수에 대한 선회 스크롤과 크랭크축의 연관된 거동의 해석을 통해 스크롤 벽면 사이 반경방향의 간극을 예측하였으며, 이 간극은 주 베어링 간극 크기의 75 % 수준으로 계산되었다. 스크롤 벽면 사이 반경방향의 간극은 주 및 보조 베어링, 선회 스크롤 축 베어링의 유막간극의 크기에 의해 영향을 받는다.

참고 문헌

- 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
- Inaba, T. and Sugihara, M., 1986, "A Scroll Compressor with Sealing Means and Low Pressure Side Shell", ICEC, Vol.3, pp.887-900
- Tojo, K. and Ikegawa, M., 1986, "Computer Modelling of Scroll Compressor with Self Adjusting Back-Pressure Mechanism", ICEC, Vol.3, pp.872-886
- Hayano, M. and Nagatomo, S., 1986, "Performance Analysis of Scroll Compressor for Air Conditioners", ICEC, Vol.3, pp.856-871
- Caillat, J. and Ni, S., 1988, "A Computer Model for Scroll Compressors", ICEC, Vol.1, pp.47-55
- Margolis, D. L. and Craig, S., 1992, "Modelling and Simulation of a Scroll Compressor Using Bond Graphs", ICEC, Vol.1, pp.55-73
- Suefuji, K. and Shiibayshi, M., 1992, "Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressors", ICEC, Vol.1, pp.75-84
- Hirano, T. and Matsumura, N., 1988, "Development of High Efficiency Scroll Compressor for Air Conditioners", ICEC, Vol.1, pp.65-74
- Yanagisawa, T. and Cheng, M. C., 1990, "Optimum Operating Pressure Ratio for Scroll Compressor", ICEC, Vol.1, pp.425-433
- 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
- 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
- Schumann S. P., 1994, "Measurement of Orbiting Scroll Motion", ICEC, Vol.2, pp.453-458