

사판식 압축기의 동적 해석 및 마찰손실에 관한 연구

김 태 종

부산대 기계공학부, 기계기술연구소

A Study on Dynamic Analysis and Friction Loss of Swash Plate Compressor

Tae Jong Kim

School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract—A dynamic analysis and friction loss of non-variable swash plate compressor are studied theoretically. Rotating swash plate and reciprocating pistons are modelled kinematically, and forces and torques acting on rotor-bearing system are analyzed. Then, friction losses on 4 roller bearings, 10 sliding parts between swash plate and shoes, and 10 lubricating surfaces between cylinders and pistons are calculated. On each frictional element of sliding surfaces and roller bearings, the same friction loss is obtained, respectively.

Key words—swash plate compressor, shoe, roller bearing, dynamic analysis, friction loss.

1. 서 론

자동차 에어컨용 압축기는 소형 경량화, 고속화 및 전 운전영역에 걸쳐 작동이 원활하고 저소음, 저진동의 특성이 필요하다. 이 용도의 압축기에는 배인형 압축기, 왕복동형 압축기, 액셀 피스톤 펌프 압축기, 롤링 피스톤형 회전 압축기, 스크롤 압축기 등이 사용되어 왔다. 액셀 피스톤 펌프 압축기의 일종인 사판식 압축기는 고정 행정형과 가변 행정형의 구조로 구분되고, 고정형은 2 실린더형에서 시작하여 4, 5, 7형을 거쳐 현재는 10 실린더형 압축기가 주종을 이루고 있다[1].

본 해석 대상의 10 실린더 고정 행정형 사판식 압축기의 구조는 Fig. 1과 같다. 압축기 본체는 3 부분으로 구성되고 이들은 5개의 긴 볼트에 의해 체결된다. 압축기구부는 폴리 구동의 회전축, 이 축에 압입된 고정 경사판, 이 경사판이 원활하게 회전 경사운동을 할 수 있도록 슬리퍼(slipper)의 역할을 하는 슈(shoe) 그리고, 냉매기체의 압축실을 형성하는 실린더, 피스톤

등이 있다. 구동축의 회전운동은 고정 경사판의 회전 경사운동으로 변환되어 지지 볼(pivot ball)의 역할을 하는 슈의 회전 경사운동에 의해 피스톤의 직선 왕복 운동이 이루어지는 구조이다. 또, 회전축-경사판에 작용하는 힘과 모멘트를 지지하기 위해 2개의 니들 롤러 베어링(needle roller bearing)과 2개의 스러스트 니들 롤러 베어링(thrust needle roller bearing)으로 구성되는 베어링계가 있다. 스러스트 베어링은 본체의 볼트 체결에 의해 예하중(preloading)이 작용한다.

이 사판식 압축기의 윤활 방법은 밀폐용기 내에 채워진 냉동기유를 경사판의 회전으로 슈 접촉면을 윤활함과 동시에 냉동기유를 튀겨 날리는 비산급유법의 윤활형식이다. 냉매기체에 용해된 냉동기유가 분무상태로 밀폐용기 내부를 꽉 채우고, 경사판의 회전으로 발생하는 압력차에 의한 유동으로 마찰면을 윤활시킨다. 이 압축기에서 가장 큰 하중이 슈 마찰면의 미끄럼접촉을 통하여 전달되므로, 이 접촉면에서 대부분의 마찰손실이 발생한다. 경사판-슈의 접촉면에서 회전축의 한 회전 동안의 반 회전 구간에서 하중이 작용

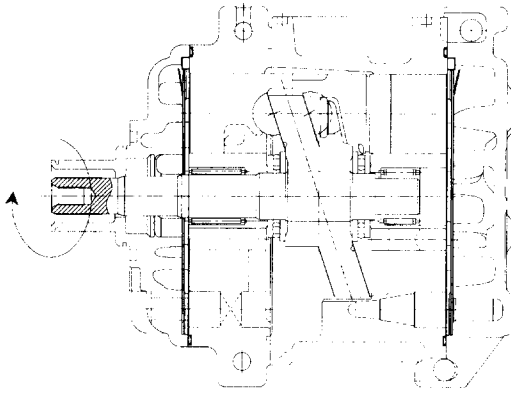


Fig. 1. Schematic view of a non-variable displacement swash plate compressor.

하고 그 하중도 최소하중에서 시작하여 최하중까지 연속적으로 증가한다. 그러므로, 접촉면의 윤활조건도 윤활유가 충분히 공급되어 유막이 형성되는 완전 유체윤활영역에서 서서히 유막이 얇아져 마찰계수가 증가되는 것으로 가정할 수 있다. 완전유체윤활의 미끄럼 마찰계수는 일반적으로 $\mu=0.001-0.01$ 로 알려져 있지만 그 영역이 광범위하여 압축기 운전조건과 같은 조건의 측정실험을 통하지 않고는 그 값을 한정하기는 어렵다. 본 논문에서는 구름 베어링의 마찰계수 수준인 0.004를 기준으로 그 값을 변화시켜 마찰손실을 계산하였다.

사판식 압축기의 운동과 관련하여 경사판 기구의 기구학적 해석[2] 및 액셀 피스톤 펌프의 기구학적 해석[3]에 관한 연구가 있다. 또, 피스톤 펌프의 정상상태조건에서 경사판에 작용하는 평균 토크의 수학적 모델링에 관한 연구[4] 및 이 모델에 근거한 가변 행정형 펌프의 경사판 및 피스톤에 작용하는 힘과 토크 및 동적 응답에 관한 해석[5]이 있다. 가변 행정형 사판식 압축기의 기구학적 해석[6] 및 동적 해석[7]에 관한 논문이 있지만 본 해석 모델의 고정 행정형 사판식 압축기에 대한 연구는 없는 실정이다.

본 논문에서는 고정 행정형 사판식 압축기의 동적 해석 및 마찰손실에 관한 이론적인 연구를 수행하였다. 압축기구부를 기구학적으로 해석하고, 회전 운동하는 경사판 및 왕복 운동하는 피스톤에 작용하는 힘과 토크를 고려하여 동역학적으로 모델링하였다. 이 압축기의 마찰부는 경사판과 10개의 슈로 이루어지는 마찰면, 4개의 롤러 베어링, 10개의 실린더와 피스톤

사이의 윤활면으로 이루어지고, 경사판을 기준으로 서로 대칭적인 구조이다. 경사판의 양쪽에서 하중이 순차적으로 작용하므로, 베어링 및 슈 마찰부도 서로 같은 크기의 대칭적인 반력으로 지지한다. 이 모델에 근거하여, 각 마찰부 및 베어링에 작용하는 힘과 마찰손실을 동시에 계산하였다.

2. 동역학적 해석

2-1. 회전 경사판과 슈 접촉점의 미끄럼 속도

Fig. 2의 구동축에 열박음으로 압입 고정되어 함께 회전하는 경사판의 기하학적 중심에 좌표계의 원점을 설정하고 축의 회전방향을 Z축으로 하는 관성좌표계 XYZ를 설정한다. 또, 경사판의 기하학적 중심에 좌표계의 원점을 설정하고 경사판에 평행하게 X_0Y_0 평면을, 이 평면에 수직방향으로 Z_0 축을 설정한다.

XYZ 고정좌표계에서 두께 t 인 강체 경사판의 Z 방향에 위치하는 경사평면 A의 경사각도가 α 일 때, 접촉점 $i(i=1, 2, 3, 4, 5)$ 의 초기각도는 $\theta_i = \frac{4i-3}{10} \cdot \pi$ 이고 -Z 방향에 위치하는 경사평면 B에 있는 접촉점 $i(i=6, 7, 8, 9, 10)$ 의 초기각도는 $\theta_i = \left[\frac{4(i-5)-3}{10} \right] \cdot \pi$ 이다.

XYZ 좌표계에서 각변위 θ 일 때 i 번째 피스톤 중심의 축방향의 변위 $Z_{pi}(\theta)$ 는 식 (1)과 같고, 속도 $V_{pi}(\theta)$ 및 가속도 $A_{pi}(\theta)$ 는 각속도 ω 가 일정하다고 가정하여 계산하였다.

$$Z_{pi}(\theta) = R \tan \alpha \cdot \sin(\theta_i - \theta), \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5) \quad (1)$$

여기서, R 은 회전축의 중심에서 실린더 중심까지의 반경거리이다.

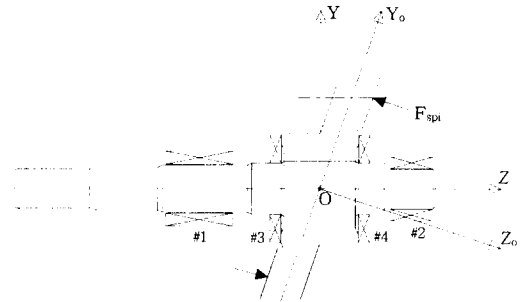


Fig. 2. Analytical model for drive shaft on 4 roller bearings.

$X_oY_oZ_o$ 좌표계에서 경사면 A에서의 접촉점 i 의 위치 벡터 $(\vec{r}_i)_A$ 및 각속도 벡터 $(\vec{\beta})_A$, 경사면 B에서의 접촉점 i 의 위치 벡터 $(\vec{r}_i)_B$ 및 각속도 벡터는 각각 다음과 같다.

$$(\vec{r}_i)_A = A_1 \cdot \vec{i}_o + (B_2 + C_2) \cdot \vec{j}_o \quad (2)$$

$$(\vec{\beta})_A = \frac{A_2 \cdot (B_2 + C_2) + A_1 \cdot (B_1 - C_1)}{A_1^2 + (B_2 + C_2)^2} \cdot \omega \vec{k}_o \quad (3)$$

$$(\vec{r}_i)_B = A_1 \cdot \vec{i}_o + (B_2 - C_2) \cdot \vec{j}_o \quad (4)$$

$$(\vec{\beta})_B = \frac{A_2 \cdot (B_2 - C_2) + A_1 \cdot (B_1 + C_1)}{A_1^2 + (B_2 - C_2)^2} \cdot \omega \vec{k}_o \quad (5)$$

여기서, $A_1 = R \cos(\theta_i - \theta)$, $B_1 = \frac{R \cos(\theta_i - \theta)}{\cos \alpha}$, $C_1 = \frac{t}{2} \tan \alpha \cdot |\cos(\theta_i - \theta)|$, $A_2 = R \sin(\theta_i - \theta)$, $B_2 = \frac{R \sin(\theta_i - \theta)}{\cos \alpha}$, $C_2 = \frac{t}{2} \tan \alpha \cdot |\sin(\theta_i - \theta)|$ 이다. 그러므로, 회전 경사면 A 및 B와 슈 사이의 접촉점 i 에서의 미끄럼속도 $(\vec{V}_s)_A$, $(\vec{V}_s)_B$ 가 각각 계산된다.

2-2. 실린더의 체적 및 압력

피스톤의 중심이 Z축상의 원점에 위치할 때, 간극 체적 V_c 를 고려하면 피스톤의 양쪽에 존재하는 실린더의 체적 V_s 는 $V_c + A_p \cdot R \tan \alpha$ 이다. A_p 는 피스톤의 단면적 πR_p^2 이고, R_p 는 피스톤의 반경을 나타낸다. 피스톤이 하사점에 위치할 때 간극 체적 V_c 를 고려한 이론적인 실린더 체적 V_i 는 $V_c + A_p \cdot 2R \tan \alpha$ 이다.

XYZ 좌표계에서 임의의 회전각 θ 의 위치에서, +Z 방향에 위치하는 실린더와 -Z 방향에 위치하는 실린더의 체적들은 각각 다음과 같이 구해진다.

$$V_i(\theta) = V_c + V_o - A_p \cdot Z_{pi}(\theta), \quad (i=1, 2, 3, 4, 5) \quad (6)$$

$$V_i(\theta) = V_c + V_o + A_p \cdot Z_{p(i-5)}(\theta), \quad (i=6, 7, 8, 9, 10) \quad (7)$$

흡입체적 V_i 는 압축이 시작되는 회전각에서 실린더 내에 형성되는 압축실의 체적으로 $V_c + A_p \cdot 2R \tan \alpha$ 이다. 실린더 내에서 냉매기체의 흡입, 압축, 토출 과정이 이상적으로 행하여지는 경우, 흡입실의 압력 및 토출실의 압력은 각각 압축기의 흡입압력 p_s 및 토출압력 p_d 와 같다고 가정한다. i 번째 실린더의 체적 $V_i(\theta)$ 일 때, 단열압축과정 또는 폴리트로픽과정으로 가정

하여 단열압축지수를 k 로 가정하면 압축실의 압력 $p_i(\theta)$ 는 $p_s \cdot (V_i/V_i(\theta))^k$ 이다.

2-3. 경사판에 작용하는 힘과 토크

Fig. 3의 피스톤의 모델링에서 실린더와 피스톤사이의 유체유회환의 마찰력 F_{fs} , 피스톤 및 슈의 관성력 $(m_p + 2m_s) \cdot A_{pi}(\theta)$ 을 고려한 피스톤의 운동방정식에서 경사판에 수직으로 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$\vec{F}_{spi} = \frac{(p_{i+5} - p_i) A_p - (m_p + 2m_s) \cdot A_{pi}(\theta) - F_{fi}}{\cos \alpha} \cdot \vec{k}_o, \quad (i=1, \dots, 5) \quad (8)$$

한 개의 피스톤은 한 접촉점과 접촉하여 경사평면에 힘을 작용시킨다고 가정하면, $F_{spi} > 0$ 이면 B 경사평면에서 힘이 작용하므로 $\vec{F}_{spi} = 0$, $\vec{F}_{sp(i+5)} = F_{spi} \cdot \vec{k}_o$ 이다. 또, $F_{spi} < 0$ 이면 A 경사평면에서 힘이 작용하므로 $\vec{F}_{sp(i+5)} = 0$, $\vec{F}_{spi} = F_{spi} \cdot \vec{k}_o$ 이다. 경사평면 A, B의 각 접촉점에 작용하는 힘은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\vec{F}_{spi} = F_{spi} \cdot \vec{k}_o, \quad (i=1, \dots, 10) \quad (9)$$

$X_oY_oZ_o$ 좌표계에서 경사판에 작용하는 힘은 경사판에 수직방향으로 작용하는 힘 \vec{F}_{spi} 및 경사판의 접촉면에 작용하는 마찰력 \vec{f}_{spi} 이다. 경사판의 회전운동에서 마찰력의 방향은 경사판의 회전방향과 반대방향으로, 경사평면 접촉점의 반경 벡터에 수직으로 작용한다. 경사평면 접촉점의 반경 벡터를 \vec{r}_i 라 하고, 마찰력이 작용하는 방향의 벡터를 \vec{P}_i , 이 벡터의 단위벡터를 \vec{n}_{pi} 라 하면 \vec{f}_i 를 4개의 사분면과 4개의 좌표축에 따라 구분하여 \vec{P}_i , \vec{n}_{pi} 를 구할 수 있다. 마찰력은 쿨롱(coulomb)의 마찰법칙을 따른다고 가정하면 마찰력의 벡터는 다음과 같다.

$$\vec{f}_{spi} = \mu_s |\vec{F}_{spi}| \cdot \vec{n}_{pi} \quad (10)$$

$X_oY_oZ_o$ 좌표계에서 경사면 A, B의 접촉점에 각각 작

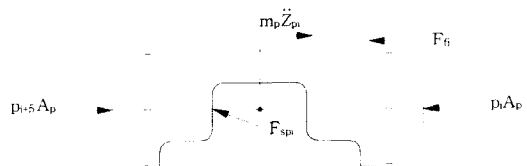


Fig. 3. Forces applied to reciprocating piston.

용하는 토크 벡터는 접촉점의 반경 벡터 $(\vec{r}_i)_A$, $(\vec{r}_i)_B$ 와 경사판에 수직으로 작용하는 힘 벡터 \vec{F}_{spi} 의 벡터 곱으로 계산된다.

경사판-회전축 및 롤러 베어링계의 베어링에 작용하는 반력을 구하기 위해, 회전축에 작용하는 힘과 토크를 계산한다. 즉, 경사면에 설정된 $X_oY_oZ_o$ 좌표계에서 작용하는 힘과 토크를 경사판 회전축계의 기하학적 중심의 단면상에 직각으로 설정된 XYZ 좌표계로 변환한다. $X_oY_oZ_o$ 좌표계의 단위벡터를 $\vec{i}_o, \vec{j}_o, \vec{k}_o$, XYZ 좌표계의 단위벡터를 $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ 라 하면 단위 벡터의 변환은 좌표계의 변환과 동일하므로 XYZ 좌표계의 각 접촉점 i 에 작용하는 힘 및 토크는 다음과 같다.

$$(\vec{F}_{spi}) = F_{spi}(-\sin \alpha \cdot \vec{j} + \cos \alpha \cdot \vec{k}), \quad (i=1, \dots, 10) \quad (11)$$

$$(\vec{T}_i)_A = F_{spi} \left[\left\{ \frac{R \sin(\theta_i - \theta)}{\cos \alpha} + \frac{t}{2} \tan \alpha \cdot |\sin(\theta_i - \theta)| \right\} \vec{i} - R \cos(\theta_i - \theta) (\cos \alpha \vec{j} + \sin \alpha \vec{k}) \right], \quad (i=1, 2, 3, 4, 5) \quad (12)$$

$$(\vec{T}_i)_B = F_{spi} \left[\left\{ \frac{R \sin(\theta_i - \theta)}{\cos \alpha} - \frac{t}{2} \tan \alpha \cdot |\sin(\theta_i - \theta)| \right\} \vec{i} - R \cos(\theta_i - \theta) (\cos \alpha \vec{j} + \sin \alpha \vec{k}) \right], \quad (i=6, 7, 8, 9, 10) \quad (13)$$

2-4. 회전축-베어링계의 베어링 반력

Fig. 2의 회전축-베어링계의 모델링에서, XYZ 좌표계에서 경사판-회전축에 작용하는 각 방향의 합력과 토크의 합은 F_x, F_y, T_x, T_y, T_z 이다. -Z 방향에 있는 레디얼 베어링을 # 1, Z 방향에 있는 것을 # 2, -Z 방향에 있는 스러스트 베어링을 # 3, Z 방향에 있는 것을 # 4의 베어링으로 표시한다. 레디얼 베어링은 반경방향의 하중만 지지하고 스러스트 베어링은 축방향의 하중만 지지한다고 가정하면, 각각의 베어링에는 $(F_{bx1}, F_{by1}), (F_{bx2}, F_{by2}), F_{bz3}, F_{bz4}$ 의 베어링 반력이 작용한다. 이 회전축-베어링계에서 베어링 반력을 해석하기 위해 다음과 같이 가정한다.

(1) 압축기 본체의 볼트 체결에 의한 축방향의 예하중 $(F_z)_o$ 을 고려하여 F_z 가 양(+)의 방향으로 작용하면 # 4의 스러스트 베어링 반력 F_{bz4} 는 $F_z + (F_z)_o$ 이고, F_z 가 음(-)의 방향으로 작용하면 # 3의 베어링 반력 F_{bz3} 는 $F_z + (F_z)_o$ 이다.

(2) 스러스트 베어링의 반력이 작용하는 위치는 각

각 $\vec{r}_3 = r_i(-\sin \theta \vec{i} + \cos \theta \vec{j}), \vec{r}_4 = r_i(\sin \theta \vec{i} - \cos \theta \vec{j})$ 로 가정한다. 여기서, r_i 는 스러스트 베어링 지지점까지의 반경거리이다.

위의 가정에서 회전축-베어링계의 힘과 모멘트의 평형을 고려하여 평형방정식을 유도하면, 각각의 레디얼 롤러 베어링에 작용하는 베어링 반력은 다음과 같이 표시된다.

$$F_{bx1} = \frac{T_y + r_i F_z \cdot \sin \theta}{L_{b1} + L_{b2}} \quad (14)$$

$$F_{by1} = -\frac{T_x + L_{b2} F_y + r_i F_z \cdot \cos \theta}{L_{b1} + L_{b2}} \quad (15)$$

$$F_{bx2} = -\frac{T_y + r_i F_z \cdot \sin \theta}{L_{b1} + L_{b2}} \quad (16)$$

$$F_{by2} = \frac{T_x - L_{b1} F_y + r_i F_z \cdot \cos \theta}{L_{b1} + L_{b2}} \quad (17)$$

여기서, L_{b1}, L_{b2} 는 경사판-회전축의 중심에서 # 1, # 2의 레디얼 베어링 중심까지의 거리이다.

3. 마찰손실의 계산

3-1. 회전축-베어링계의 마찰손실

구름 베어링의 마찰 토크 $T_{f\beta}$ 는 작용 하중에 의한 기계적 마찰 토크 T_m 과 점성 마찰 토크 T_v 의 합이다. Palmgren[8]은 기계적 마찰에 의한 롤러 베어링의 마찰토크를 다음 실험식으로 정리하였다.

$$T_m = f_1 F_\beta d_m \quad (18)$$

여기서, d_m 은 구름 베어링의 피치 직경, f_1 은 베어링의 형상 및 상대적인 베어링 하중에 의해 산정되는 하중계수이다. 작용하중 F_β 는 레디얼 롤러 베어링의 경우 반경방향의 하중만 작용하는 것으로 하고, 스러스트 롤러 베어링의 경우 축방향의 하중만 작용하는 것으로 가정하여 계산하였다.

니들 롤러 베어링의 경우에는 피치 직경 d_m 은 18 mm, 하중계수 f_1 은 0.002이다. # 1의 레디얼 롤러 베어링의 작용하중 F_β 는 F_{b1} 이고, # 2의 베어링 작용하중 F_β 는 F_{b2} 이다. 스러스트 롤러 베어링의 경우에는 피치 직경 d_m 은 25.6 mm이고 하중계수 f_1 은 0.0015이다. 또, # 3의 스러스트 롤러 베어링의 작용하중 F_β 는 F_{b3} 이고, # 4의 베어링 작용하중 F_β 는 F_{b4} 이다.

적절한 속도와 하중이 작용하는 베어링의 경우, Palmgren[8]은 점성 마찰 토크 T_v 를 다음의 실험식으로 표시하였다.

$$T_v = 10^{-7} f_o (v_o n)^{\frac{2}{3}} d_m^3, \quad v_o n \geq 2,000 \quad (19)$$

$$T_v = 160 \times 10^{-7} f_o d_m^3, \quad v_o n < 2,000 \quad (20)$$

여기서, v_o 는 cST 단위의 냉동기유 동점도(kinematic viscosity)이고 n 은 회전수(rev/min)이고, f_o 는 베어링의 형식과 윤활방법에 의해 산정되는 윤활계수이다.

압축기의 운전조건에서 윤활유로 사용되는 냉동기유의 동점도 v_o 는 9.02 cST이고, 회전축의 회전수 n 을 3500 rpm으로 가정하면 $v_o n > 2,000$ 이므로 식 (19)을 적용한다. 제트 급유법으로 냉동기유를 분사시켜 베어링 내부를 충분히 윤활시키는 완전유체윤활의 경우 니들 롤러 베어링의 윤활계수 f_o 는 24이고, 스러스트 롤러 베어링의 경우 윤활계수 f_o 는 11이다.

기계적 마찰 토크 T_m 및 점성 마찰 토크 T_v 의 합으로 베어링 마찰 토크 T_{bf} 가 구해지면, 이들의 마찰손실은 $E_{bf} = T_{bf} \cdot \omega$ 로 계산된다.

3-2. 회전 경사판과 슈 사이 접촉면의 마찰손실

마찰손실은 회전 경사판과 슈 사이 접촉점 i 에서의 마찰력과 속도의 곱으로 계산되므로 한 회전 동안의 손실은 $\int_0^{2\pi} \vec{f}_{spt} \cdot \vec{v}_s d\theta$ 이다. 한 회전 동안 회전 경사판과 10개의 슈 사이 접촉면에서의 전체 마찰손실은 이들의 합으로 계산된다.

3-3. 실린더와 피스톤 사이의 마찰손실

실린더와 피스톤 사이의 마찰손실의 모델링에 있어서 실린더와 피스톤 사이의 윤활은 유체윤활영역이고, 피스톤 원통형상의 전체에 걸쳐 유막의 간극은 일정하며, 유체유동은 층류 흐름으로 하였다. 또, 피스톤 양단에서의 끝단 효과(end-effect)는 무시하고, 피스톤 전체에서의 표면온도는 일정하다고 가정한다.

피스톤의 직선 왕복운동에 의해 발생하는 냉동기유의 전단응력을 고려하면 마찰력 $F_{\mu}(\theta)$ 는 $\frac{\lambda V_{\mu}(\theta) A_i(\theta)}{C_p}$ 로서 전단응력과 이 응력이 작용하는 면적의 곱으로 표시되고, 마찰손실 $E_{\mu}(\theta)$ 는 $\lambda \cdot \frac{V_{\mu}^2(\theta)}{C_p} A_i(\theta)$ 이다. 회전축의 회전각 θ 에 대한 실린더와 피스톤의 접촉면적

$A_i(\theta)$ 는 다음과 같이 계산하였다.

$$A_i(\theta) = A_o + 2\pi R_p \cdot R \tan \alpha \{1 + \sin(\theta_i - \theta)\} \cdot G_p \quad (i=1, 2, 3, 4, 5) \quad (21)$$

$$A_i(\theta) = A_o + 2\pi R_p \cdot R \tan \alpha \{1 - \sin(\theta_i - \theta)\} \cdot G_p \quad (i=6, 7, 8, 9, 10) \quad (22)$$

여기서, A_o 는 실린더와 피스톤의 기하학적 관계에 의해, 피스톤이 하사점에 위치할 때의 초기 접촉면적으로서 $2\pi R_p \cdot l_o$ 이다. l_o 는 이들의 초기 접촉길이로서 $l_{cyl} - 2R \tan \alpha$ 이고, l_{cyl} 는 실린더의 축방향 길이를 나타낸다. 또, G_p 는 피스톤이 완전한 원통형상이 아니므로 이를 고려하기 위한 형상계수로서 $G_p = \frac{135^\circ}{360^\circ} = 0.375$ 로 하였다.

4. 해석 결과 및 고찰

해석 대상의 사판식 압축기는 내부체적비 V_i/V_d 는 6.04, 내부압력비 p_d/p_s 는 7.5이고 기하학적 사양의 설계변수들은 Table 1과 같다. 운전조건은 압축기 생산업체에서 시험을 행하는 조건과 동일하게 하여 프레온-22의 냉매기체가 흡입압력 p_s 는 0.196 MPa, 흡입온

Table 1. Design parameters of a swash plate compressor

Swash plate angle	$\alpha=19^\circ$
Thickness of swash plate	$t=12$ mm
Radius of cylinder bore	$l_{cyl}=30$ mm
Axial length of cylinder	$R_p=14.75$ mm
Clearance volume of cylinder	$V_c=151.87$ mm ³
Radius of piston	$R_p=14.75$ mm
Clearance between piston and cylinder	$C_p=16$ μ m
Mass of piston	$m_p=95.8$ g
Mass of shoe	$m_s=33$ g
Radial distance between crankshaft center and cylinder center	$R=33$ mm
Pitch diameter of needle roller bearing	$d_m=18$ mm
Pitch diameter of thrust needle roller bearing	$d_m=25.6$ mm
Axial distance between crankshaft center and # 1 bearing center	$L_{b1}=37.1$ mm
Axial distance between crankshaft center and # 2 bearing center	$L_{b2}=32.9$ mm
Radial distance between crankshaft center and reaction point of thrust bearing	$r_r=17$ mm

도 T_s 는 288.15 K로서 압축기에 흡입되고, 토출압력 p_a 는 1.47 MPa로서 토출된다. 이 조건에서 실린더내의 압축과정을 단열압축과정으로 가정하여 단열압축 지수 k 는 1.12로 계산하였다.

이상과 같은 사판식 압축기에서, 기구학적 해석 결과로서 피스톤은 단순조화형태의 직선운동을 하므로 피스톤 중심의 축방향 변위 Z_{pi} 는 Fig. 4와 같이 변화한다. 경사판-회전축계는 3500 rpm으로 일정하게 회전한다고 가정하면, 각속도 ω 는 366.5 rad/sec이다. 하지만, X_o, Y_o, Z_o 좌표계의 경사평면 A에서 접촉점 i 의 각속도 $(\dot{\beta})_A$ 는 Fig. 5와 같이 변화한다. 경사평면 A와 B에서 수 접촉점의 궤적은 X_o, Y_o, Z_o 좌표계에서 타원형상으로 나타나는데, 접촉점 ($i=1, 6$)에서의 궤적을 Fig. 6에 표시하였다. 경사판-회전축의 회전각 θ 에 대한 # 1, # 6의 실린더내 압력 p_1, p_6 와 체적 V_1, V_6 는 Fig. 7과 같이 계산된다. 이 그림에서 경사판 A에 있는 실린더 # 1 및 반대편 경사면 B에 있는 실린더 # 6의 압력 및 체적은 한 회전동안 회전각 위치 $180^\circ + \theta$ ($\theta = 18^\circ$)에 대해 대칭적으로 변화하는 것을 볼 수 있다.

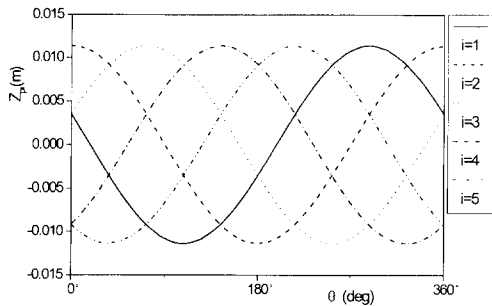


Fig. 4. Axial displacements Z_{pi} ($i=1, 2, 3, 4, 5$) of piston centers.

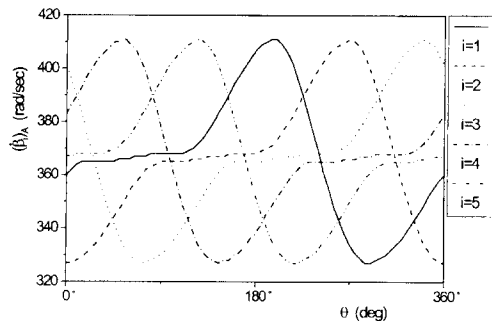


Fig. 5. Angular velocities $(\beta^*)_A$ ($i=1, 2, 3, 4, 5$) of contact points at plane A of swash plate.

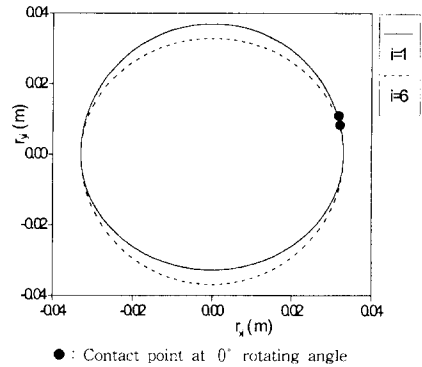


Fig. 6. Contact paths ($i=1, 6$) between swash plate and shoes.

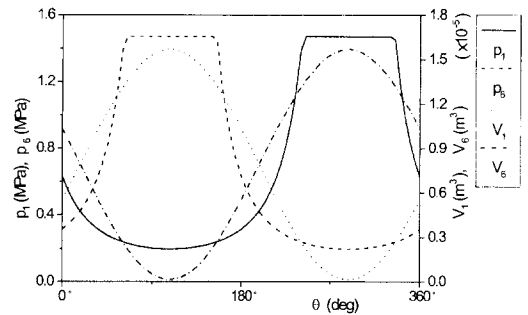


Fig. 7. Cylinder pressures (p_1, p_6) and volumes (V_1, V_6) with respect to rotating angle θ .

X_o, Y_o, Z_o 좌표계에서 경사평면에 설정된 접촉점에 수직방향으로 작용하는 힘 F_{spi} 을 한 회전 동안 표시하면 Fig. 8과 같다. 접촉점 $i=1$ 인 경우, 작용하는 힘을 Fig. 9에 나타내면 실린더 압력에 의한 힘 F_{press} , 슈 및 피스톤의 관성력 F_{inert} , 실린더와 피스톤 사이의 유체 윤활의 마찰력 F_f 으로 구성되고 그 합력은 F_{spi} 이다.

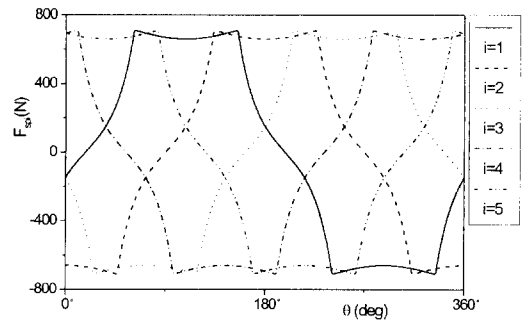


Fig. 8. Forces F_{spi} ($i=1, 2, 3, 4, 5$) perpendicular to the sliding surfaces of swash plate.

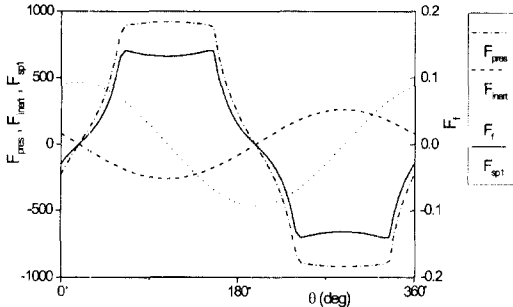


Fig. 9. Force by cylinder pressure F_{precvs} , inertia force of piston and shoes F_{inerts} , friction force between cylinder and piston F_f , and summation of forces F_{spt} .

여기서, 압력에 의한 힘과 관성에 의한 힘이 경사판에 작용하는 힘의 대다수를 차지하고 마찰력의 크기는 아주 작아 그 영향이 미미함을 알 수 있다.

X, Y, Z_o 좌표계에서 경사면 A 및 B에 작용하는 수직방향의 합력 $\sum(F_{spi})_A, \sum(F_{spi})_B$ 와 그들의 합력을 $\sum(F_{spi})_{AB}$ 로 나타내면 Fig. 10과 같다. 즉, 회전축이 한 회전하는 동안 경사면에 작용하는 합력은 그림과 같이 주기적으로 변화함을 볼 수 있다.

XYZ 좌표계에서 경사면 A에 작용하는 합력 $(F_y)_A, (F_z)_A, B$ 에 작용하는 합력 $(F_y)_B, (F_z)_B$ 는 Fig. 11에 나타내었다. 이 결과에서 경사판-회전축계에 작용하는 합력 $(F_y)_A, (F_z)_A$ 는 0의 값을 기준으로 상하 대칭으로 380 N의 크기를 가지고 순차적으로 사인함수의 형태로서 변화한다. 또, 합력 $(F_y)_B, (F_z)_B$ 는 0의 값을 기준으로 상하 대칭으로 1110 N의 크기를 가지고 순차적으로 코사인함수의 형태로 변화한다.

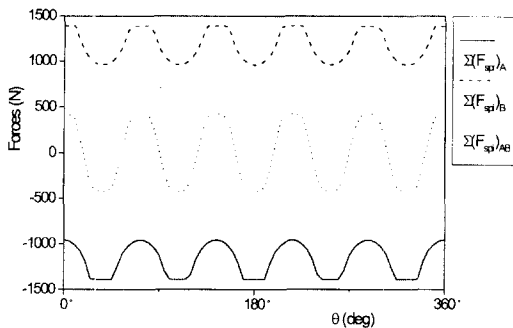


Fig. 10. Total forces $\sum(F_{spi})_A, \sum(F_{spi})_B$ perpendicular to plane A and B of swash plate, and their summation $\sum(F_{spi})_{AB}$

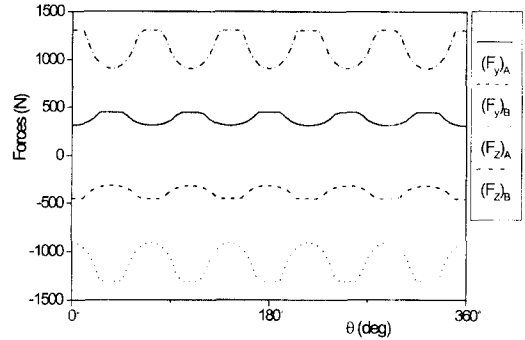


Fig. 11. Total forces $(F_y)_A, (F_y)_B, (F_z)_A, (F_z)_B$ acting on plane A and B at XYZ-coordinates.

XYZ 좌표계에서 경사면 A, B에 작용하는 X, Y 방향의 토크의 합 $(T_x)_A, (T_y)_A, B$ 에 작용하는 X, Y 방향의 토크의 합 $(T_x)_B, (T_y)_B$ 는 Fig. 12와 같다. 최종적으로, XYZ 좌표계에서 경사판-회전축계에 작용하는 힘 $(F_y)_{AB}, (F_z)_{AB}$ 와 토크 $(T_x)_{AB}, (T_y)_{AB}$ 는 Fig. 13과 같다.

Fig. 14에서 스톱스트 니들 롤러 베어링의 반력은

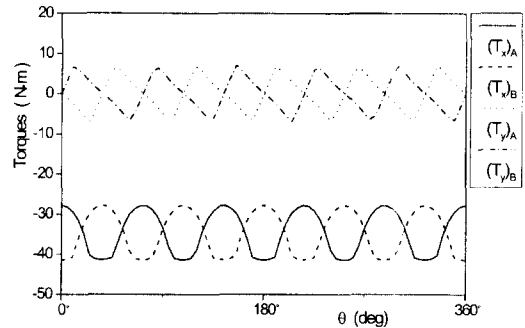


Fig. 12. Total torques acting on A and B plane of swash plate with X, Y directions at XYZ-coordinates.

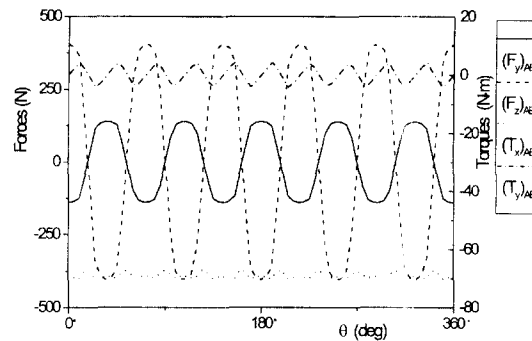


Fig. 13. Forces $(F_y)_{AB}, (F_z)_{AB}$ and torques $(T_x)_{AB}, (T_y)_{AB}$ acting on rotor-bearing system at XYZ-coordinates.

에 하중의 작용에 의해 예하중 크기 이상으로 F_{hx3} 는 항상 양(+)의 방향으로 작용하고 F_{hx4} 는 항상 음(-)의 방향으로 작용함을 분수 있다. 2개의 니들 롤러 베어링에서 # 1의 반경방향의 베어링 반력 F_{bx1} , F_{by1} 과 # 2의 반경방향의 베어링 반력 F_{bx2} , F_{by2} 는 Fig. 15와 같다. 경사판과 슈 사이 접촉부에서의 마찰손실 $L_{si}(i=1, 2, 3, 4, 5)$ 와 이들의 평균 값 L_{sr} 는 Fig. 16과 같다.

해석 대상의 사판식 압축기의 마찰부에서의 마찰손실은 운전조건, 예하중의 크기, 가정된 마찰계수 등의 값에 영향을 받는다. 냉동기유의 동점도 ν_o 는 9.02 cST, 점도 λ 는 20 cP, 회전축의 회전수 n 을 3500 rpm, 본체의 볼트 체결력에 의한 스러스트 베어링의 예하중은 200 N으로, 경사판-슈 사이의 마찰계수 μ_s 는 0.004로 가정하였다. 이 조건들을 이용하여 마찰손실을 계산하면, 레디얼 롤러 베어링 1개의 마찰손실은 13.05 W이고 스러스트 롤러 베어링 1개는 4.95 W이다. 각각의 베어링은 서로 같은 크기의 손실로 계산되

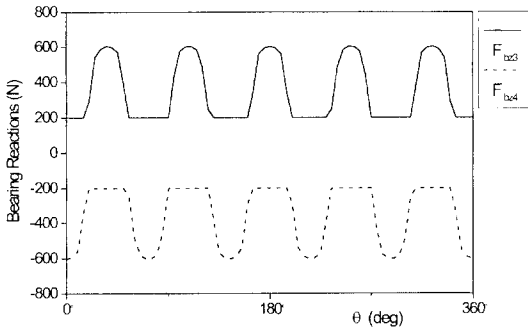


Fig. 14. Bearing reactions F_{bx} , F_{by} of thrust needle roller bearings.

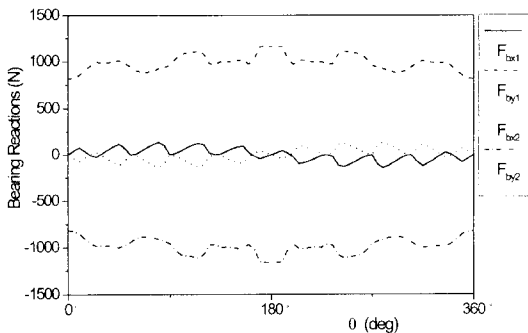


Fig. 15. Bearing reactions F_{bx1} , F_{by1} , F_{bx2} , F_{by2} of needle roller bearings.

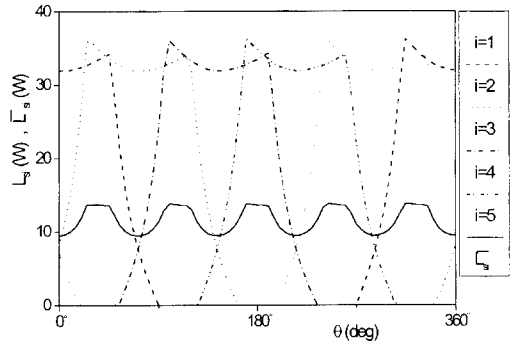


Fig. 16. Friction losses $L_{si}(i=1, 2, 3, 4, 5)$ between swash plate and shoes at A plane, and their average value L_{sr} .

었다. 경사판과 1개의 슈 마찰면은 11.55 W, 1개의 실린더와 피스톤 사이의 마찰 손실은 2.23 W로 계산되고 이들도 각각 서로 같은 크기의 마찰손실을 나타내었다. 경사판과 10개의 슈 마찰면의 마찰손실은 115.5 W로서 전체 마찰손실 153.7 W의 75.2%, 4개의 롤러 베어링은 36 W의 값으로 23.4%, 10개의 실린더와 피스톤의 마찰면에서는 22.3 W의 값으로 15%를 차지하였다. 슈 마찰면과 롤러 베어링에서의 마찰손실이 98.6%로서 대부분을 차지하고, 4개의 롤러 베어링에서 2개의 레디얼 롤러 베어링의 마찰손실이 전체 베어링의 72.5%를 점유한다. 또, 슈 마찰면과 2개의 레디얼 롤러 베어링의 마찰손실이 계산된 압축기 전체 마찰손실의 92%를 이루고 있다.

경사판과 슈 사이의 마찰손실의 계산에 있어서 마찰계수 μ_s 의 값을 변화시키면 마찰손실의 값도 비례적으로 증가하는 것을 Table 2에서 볼 수 있다. 회전축의 회전수 n 의 변화에 따른 마찰손실은 Table 3에 표시하였으며 회전수의 증가에 따라 마찰손실도 증가하였다.

Table 2. Friction losses between swash plate and shoes on various values of friction coefficient (Condition: $n=3500$ rpm)

Parts	Coefficient (μ_s)			
	0.004	0.006	0.008	0.01
Total Loss (W) between Swash plate and Shoes	115.5	173.3	231.1	288.8

Table 3. Friction losses on various values of rpm (Conditions: $\mu_s=0.004$, $\lambda=20$ cP, $v_s=9.02$ cST)

Losses (W)	RPM						
	700	1000	1800	3000	3500	4000	
Radial Roller Bearings (2 parts)	7.0	9.9	16.8	24.4	26.1	26.7	
Thrust Roller Bearings (2 parts)	1.9	2.8	5.1	8.5	9.9	11.3	
Cylinder and Pistons (10 parts)	0.09	0.18	0.6	1.7	2.23	2.9	
Swash Plate and Shoes (10 parts)	30.94	43.7	74.9	108.3	115.5	117.7	
Total Losses	39.93	56.6	97.4	142.9	153.7	158.6	

5. 결 론

사판식 압축기의 동적 해석 및 마찰손실의 계산에 관한 연구를 수행하여 다음의 결론을 구하였다.

1. 압축기구부 및 구동축-베어링계에 대한 기구학적, 동역학적 해석과정을 통해 해석 모델을 수립하고 마찰손실을 수치적으로 계산하였다.

2. 해석 대상 압축기의 마찰부는 4개의 롤러 베어링, 경사판과 10개의 슈, 10개의 실린더와 피스톤으로 이루어지고, 경사판을 기준으로 서로 대칭적인 구조이다. 경사판의 양쪽에서 하중이 서로 반복적으로 작용하므로, 베어링 및 슈 마찰면도 서로 같은 크기의 대칭적인 반력으로 지지한다. 그러므로, 각 마찰면에서의 마찰손실도 서로 같은 값으로 계산된다.

3. 압축기 전체의 마찰손실은 153.73 W로 계산되었다. 4개의 롤러 베어링은 36 W의 값으로 23.4%, 경사판과 10개의 슈 마찰면에서는 115.5 W로서 75.2%, 10개의 실린더와 피스톤의 마찰면에서는 2.23 W로서 1.5%를 차지하였다.

4. 경사판-슈의 마찰손실의 계산에 있어서 마찰계수의 값을 변화시키면 마찰손실의 값도 비례적으로 증가하고, 실린더-피스톤의 유체유회의 마찰손실은 냉동기유의 점도 값의 변화에 따라 비례적으로 마찰손실이 변화하였다. 또, 회전축의 회전수의 증가에 따라 마찰손실도 증가하였다.

5. 마찰손실의 대부분을 차지하는 경사판-슈 접촉면의 마찰손실은 가정에 의한 마찰계수에 좌우되지만, 이 값의 신뢰성은 실제 운전조건에 부합되는 환경에서의 측정실험을 통해서 확보될 수 있다. 또, 경사판-슈 접촉면의 유체 유회 이론에 의한 마찰계수 및

마찰손실의 해석이 필요하다.

참 고 문 헌

1. Reichelt, J. and Fachhochschule, "Refrigerating Compressors for Air Conditioning of Passenger Cars," Proc. of International Compressor Engineering Conference, Vol. 2, pp. 537-549, 1986.
2. Shoup, T.E. and Chi, D., "An Improved Alternative to the Three-Dimensional Swash Plate Mechanism," Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 105, September, pp. 468-470, 1983.
3. Milestone, W.D. and Solomon, A., "The Kinematic Analysis of Axial-Piston Pumps," Mechanism and Machine Theory, Vol. 18, No. 6, pp. 475-479, 1983.
4. Zieger, G. and Akers, A., "Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 107, September, pp. 220-226, 1985.
5. Schoenau, G.J., Burton, R.T. and Kavanagh, G.P., "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, March, pp. 122-132, 1990.
6. Tojo, K. and Takao, K., "A Study on the Kinematics of a Variable Displacement Compressor for Automotive Air Conditioners," Proc. of International Compressor Engineering Conference, Vol. 2, pp. 496-504, 1988.
7. Ishii, N. and Abe, Y., "Dynamic Behavior of Variable Displacement Wobble Plate Compressor for Automotive Air Conditioners," Proc. of International Compressor Engineering Conference, Vol. 1, pp. 345-353, 1990.
8. Harris, T.A., "Rolling Bearing Analysis," John Wiley and Sons, Inc, pp. 504-512, 1991.