스러스트 볼 베어링이 적용된 왕복동형 압축기의 마찰손실 해석

김 태 종[†]

부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구원

Frictional Loss Analysis of a Reciprocating Compressor with Thrust Ball Bearing

Tae-Jong Kim[†]

School of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received January 10, 2011; Revised February 25, 2011; Accepted March 3, 2011)

Abstract – In this paper, a study on the frictional losses and dynamic behaviors of a reciprocating compression mechanism used in small refrigeration compressor is performed. In the problem formulation of the compressor dynamics, the viscous frictional force between piston and cylinder wall is considered in order to determine the coupled dynamic behaviors of piston and crankshaft supported on a thrust ball bearing. The solutions of the equations of motion of the reciprocating mechanism along with the time dependent Reynolds equations for the lubricating film between piston and cylinder wall and lubricant films of the journal bearings are obtained simultaneously. The hydrodynamic forces of journal bearings are calculated using finite bearing model and Gûmbel boundary condition. And, a Newton-Raphson procedure was employed in solving the nonlinear equations of piston and crankshaft with a thrust ball bearing. The results explored the effects of design parameters on the frictional losses and dynamic stability of the compression mechanism.

Keywords – reciprocating compressors(왕복동형 압축기), thrust ball bearing(스러스트 볼 베어링), crankshaft-journal bearing(크랭크 축-저널 베어링), piston secondary dynamics(피스톤의 2차적 동역학), dynamic behavior(동적 거동), frictional loss(마찰손실)

1. 서 론

냉장고, 에어컨 등의 가전제품에 사용되는 압축기의 마찰손실 저감에 의한 효율 향상은 소비자의 큰 욕구일 뿐만 아니라 공학적으로도 중요한 문제 중의 하나이다. 에어컨용 스크롤 압축기에 적용되는 유체윤활 스러스트 베어링의 경우, 운전조건에서의 미끄럼 마찰계수의 측정[1], 스러스트 베어링의 마찰손실의 측정[2], 접촉면적의 최적화에 대한 마찰손실의 저감[3] 등에 관한 연구가 발표되어 있다. Fig. 1의 왕복동형 압축기의 경우에도 마찰손실의 저감을 위하여 기존의 유체윤활

스러스트 베어링이 구름접촉 스러스트 볼 베어링으로 교체되고 있는 추세이다. 크랭크축을 지지하는 저널 베어링은 반경방향 하중 및 반경방향의 모멘트를, 스러스트 베어링은 축방향 하중 및 반경방향의 모멘트 하중을 지지하게 된다. 그러므로 반경방향의 모멘트를 동시에 지지하는 저널 베어링과 스러스트 베어링은 연성된 베어링 반력 및 마찰손실의 특성을 갖게 된다. 즉, 저널 베어링의 간극을 증가시키면, 저널 베어링에서의 손실은 감소되지만, 크랭크축의 경사운동이 커지게 되므로 스러스트 베어링의 마찰손실은 증가된다. 또, 저널 베어링의 길이를 증가시키면, 저널 베어링의 손실은 증가되지만 크랭크축의 경사운동이 안정되어 스러스트 베

[†]주저자 · 책임저자 : tjong@pusan.ac.kr

Fig. 1. Schematic view of reciprocating compressor and crankshaft-connecting rod.

어링의 마찰손실은 줄어든다. 이와 같이 연성된 저널과 스러스트 베어링 각각의 마찰손실에 관한 정확한 예측은 압축기의 설계 단계에서 매우 중요하며, 마찰손실의 저감에 의한 성능 개선에도 반드시 필요하다.

저널 베어링과 스러스트 베어링으로 지지되는 크랭크축, 피스톤과 실린더 사이에서 발생하는 기계적 손실은 압축기 기계적 손실의 큰 부분을 차지한다. 또한, 크랭크축에 작용하는 반경방향 하중은 크랭크축-베어링의 동적 거동에 의해 영향을 받고, 축방향 하중은 스러스트 베어링의 마찰손실에 영향을 미친다. 크랭크축을 지지하는 스러스트 베어링에는 3 방향의 하중 및 모멘트가 작용하므로 이 베어링에서 발생하는 마찰손실은 이와 같은 동적 거동 특성을 고려하여야 한다. 본 논문에서는 스러스트 볼 베어링이 적용된 왕복동형 압축기의 피스톤과 크랭크축을 동역학적으로 모델링하였다. 동하중이 작용하는 조건에서, 피스톤과 크랭크축을 지지하는 유체윤활의 유막 반력 및 모멘트를 구하고 Newton-Raphson 방법으로 동적 궤적을 수치적으로 구하였다. 또, 크랭크축의 동적 거동은 비선형의 유막 힘을 고려한 과도응답으로 해석하여야 한다[4-6]. 이와 같은 수치적 방법으로 크랭크축-베어링, 피스톤[7-8] 등 압축기구의 동적 거동을 고려하여 마찰손실에 영향을 미치는 설계변수의 영향을 해석하였다.

2. 동역학적 수식화

2.1 피스톤 및 크랭크축

실린더 내에서 왕복운동하는 피스톤의 반경방향의

무차원 운동방정식은 다음과 같이 유도된다[9].

$$\bar{T}_y + \bar{F}_h = \bar{m}_p \ddot{y}_0 \quad (1)$$

$$\bar{M}_f + \bar{M}_h = \bar{I}_p \ddot{\gamma} \quad (2)$$

또, 피스톤 반경방향의 병진운동 가속도와 회전운동 각가속도를 무차원화하여 표시하면 각각 다음과 같다.

$$\ddot{y}_0 = \ddot{\epsilon}_b - \left(\frac{\ddot{\epsilon}_b - \ddot{\epsilon}_t}{\bar{l}_p} \right) \bar{x}_b \quad (3)$$

$$\ddot{\gamma} = (\ddot{\epsilon}_t - \ddot{\epsilon}_b) / \bar{l}_p \quad (4)$$

피스톤의 반경방향 동적 거동을 Newton-Raphson 방법으로 계산하기 위해 무차원의 피스톤 운동방정식 (1), (2)를 다음과 같은 비선형 방정식으로 가정한다.

$$f_1(\dot{\epsilon}_b, \dot{\epsilon}_t) = \bar{T}_y + \bar{F}_h - \bar{m}_p \left[\ddot{\epsilon}_b - (\ddot{\epsilon}_b - \ddot{\epsilon}_t) \frac{\bar{x}_b}{\bar{l}_p} \right] = 0 \quad (5)$$

$$f_2(\dot{\epsilon}_b, \dot{\epsilon}_t) = \bar{M}_f + \bar{M}_h - \bar{I}_p (\ddot{\epsilon}_t - \ddot{\epsilon}_b) / \bar{l}_p = 0 \quad (6)$$

스러스트 볼 베어링과 저널 베어링으로 지지되는 크랭크축의 해석 모델에서 축의 편심질량에 의한 불평형 하중과 전동기 회전자의 자이로 모멘트를 고려하면, 강체 축의 병진 및 회전의 무차원 운동방정식은 다음과 같이 유도된다[9].

$$\bar{m}_c \ddot{\bar{X}}_0 = -\bar{S}_x + \bar{F}_{bx} - \bar{m}_c E_n \cos(\bar{t} + \varphi) \quad (7)$$

$$\bar{m}_c \ddot{\bar{Y}}_0 = -\bar{S}_y + \bar{F}_{by} - \bar{m}_c E_n \sin(\bar{t} + \varphi) \quad (8)$$

$$\bar{I}_x \ddot{\bar{\alpha}} = -\bar{I}_z \dot{\bar{\beta}} + \bar{M}_x + \bar{M}_{bx} \quad (9)$$

$$\bar{I}_y \ddot{\bar{\beta}} = \bar{I}_z \dot{\bar{\alpha}} + \bar{M}_y + \bar{M}_{by} \quad (10)$$

Fig. 2에서 크랭크축의 X, Y 방향의 병진운동 가속도 $\ddot{X}_0$ 와 $\ddot{Y}_0$ 방향의 회전운동 각가속도 $\ddot{\alpha}, \ddot{\beta}$ 를 무차원화하여 표시하면 다음과 같다.

$$\ddot{\bar{X}}_0 = \ddot{\epsilon}_{2x} - \frac{\ddot{\epsilon}_{2x} - \ddot{\epsilon}_{1x}}{\bar{L}_{b2}} \cdot \bar{L}_{b2} \quad (11)$$

$$\ddot{\bar{Y}}_0 = \ddot{\epsilon}_{2y} + \frac{\ddot{\epsilon}_{1y} - \ddot{\epsilon}_{2y}}{\bar{L}_b} \cdot \bar{L}_{b2} \quad (12)$$

Fig. 2. Analytical model for a crankshaft-journal bearing system supported on thrust ball bearing.

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{\epsilon}_{1y} - \ddot{\epsilon}_{2y}}{\bar{L}_b} \quad (13)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{\ddot{\epsilon}_{2x} - \ddot{\epsilon}_{1x}}{\bar{L}_b} \quad (14)$$

여기서, $(\epsilon_{1x}, \epsilon_{1y}), (\epsilon_{2x}, \epsilon_{2y})$ 는 주 베어링의 중심, 보조 베어링의 중심에서의 X, Y 방향의 편심률을 각각 나타낸다. 크랭크축의 동적 궤적을 Newton-Raphson 방법으로 계산하기 위해 무차원의 크랭크축 운동방정식을 다음과 같은 비선형방정식으로 가정한다.

$$g_1(\dot{\epsilon}_{1x}, \dot{\epsilon}_{2x}, \dot{\epsilon}_{1y}, \dot{\epsilon}_{2y}) = -\bar{S}_x + \bar{F}_{bx} - \bar{m}_e E_u \cos(T + \varphi) - \bar{m}_e \left[\ddot{\epsilon}_{2x} - \left(\frac{\ddot{\epsilon}_{2x} - \ddot{\epsilon}_{1x}}{\bar{L}_b} \right) \bar{L}_{b2} \right] = 0 \quad (15)$$

$$g_2(\dot{\epsilon}_{1x}, \dot{\epsilon}_{2x}, \dot{\epsilon}_{1y}, \dot{\epsilon}_{2y}) = -\bar{S}_y + \bar{F}_{by} - \bar{m}_e E_u \sin(T + \varphi) - \bar{m}_e \left[\ddot{\epsilon}_{2y} - \left(\frac{\ddot{\epsilon}_{1y} - \ddot{\epsilon}_{2y}}{\bar{L}_b} \right) \bar{L}_{b2} \right] = 0 \quad (16)$$

$$g_3(\dot{\epsilon}_{1x}, \dot{\epsilon}_{2x}, \dot{\epsilon}_{1y}, \dot{\epsilon}_{2y}) = \quad (17)$$

$$\begin{aligned} -\bar{I}_z \ddot{\beta} + \bar{M}_x + \bar{M}_{bx} - \bar{I}_x \left(\frac{\ddot{\epsilon}_{1y} - \ddot{\epsilon}_{2y}}{\bar{L}_b} \right) &= 0 \\ g_4(\dot{\epsilon}_{1x}, \dot{\epsilon}_{2x}, \dot{\epsilon}_{1y}, \dot{\epsilon}_{2y}) &= \\ \bar{I}_z \ddot{\alpha} + \bar{M}_y + \bar{M}_{by} - \bar{I}_y \left(\frac{\ddot{\epsilon}_{2x} - \ddot{\epsilon}_{1x}}{\bar{L}_b} \right) &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

피스톤과 크랭크축의 동적 거동 해석을 통하여 Fig. 2와 같은 크랭크축의 경사각도 α 를 계산하였으며, 이 값을 스러스트 볼 베어링의 편심하중에 의한 경사각도로 환산하였다. 스러스트 베어링 위치에서의 크랭크축 경사각도 α 는 다음과 같이 표시된다.

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{(x_i - x_o)^2 + (y_i - y_o)^2}}{L_t} \right) \quad (19)$$

2.2. 스러스트 볼 베어링

Fig. 3의 스러스트 베어링의 접촉점에서, 볼 베어링의 축방향 탄성 변형량 $(\delta_a)_M$ 과 볼에서의 최대 반력 $(Q_{\max})_M$ 은 다음과 같이 계산된다[10].

$$(\delta_a)_M = \frac{d_m}{2} \cdot \tan \alpha \cong \frac{d_m}{2} \alpha \quad (20)$$

$$(Q_{\max})_M = \left[\frac{(\delta_a)_M \times 10^4 \times D^{1/3} \sin \alpha}{5.24} \right]^{3/2} \quad (21)$$

볼 베어링이 지지하는 모멘트 반력은 다음과 같다.

$$M = \frac{Z}{2} (Q_{\max})_M \cdot d_m \cdot J_m(\epsilon) \sin \alpha \quad (22)$$

여기서,

Fig. 3. Thrust ball bearing under eccentric load.

$$J_m(\varepsilon) = \frac{1}{2\varepsilon} \int_{-\psi_i}^{\psi_i} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right] \cos \psi \cdot d\psi$$

접촉점에서 모멘트 반력 M 이 계산되며, Fig. 2에서 x , y 방향의 모멘트 성분을 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$(M_x)_{Ball} = M \cdot \cos \theta, \quad (M_y)_{Ball} = M \cdot \sin \theta \quad (23)$$

크랭크축에 작용하는 모멘트 하중 M_x , M_y 에서 볼 베어링 지지 모멘트 하중 $(M_x)_{ball}$, $(M_y)_{ball}$ 을 고려하면, 축에 작용하는 모멘트 하중은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$M'_x = M_x - (M_x)_{Ball}, \quad M'_y = M_y - (M_y)_{Ball} \quad (24)$$

이와 같은 모멘트 하중을 고려하여 크랭크축의 동적 거동을 다시 계산한다.

3. 동수력 해석

3-1. 피스톤-실린더 및 저널 베어링의 유막

피스톤과 실린더 벽면 사이 유체유회의 무차원 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 유도된다[9].

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) = 6 \bar{V}_p \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + 12 \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (25)$$

$$\bar{h} = 1 - (\bar{y}_0 + \bar{y} \cdot \bar{x}_i) \cos \theta$$

피스톤 표면에 작용하는 무차원 유막 반력 및 반력에 의한 피스톤 수직축 방향의 모멘트는 각각 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{F}_h = - \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}} \bar{p}(\theta, \bar{x}) \cos \theta \, d\bar{x} \cdot d\theta \quad (26)$$

$$\bar{M}_h = - \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}} [\bar{p}(\theta, \bar{x}) \cdot \cos \theta] \bar{x} \, d\bar{x} \cdot d\theta \quad (27)$$

피스톤에 작용하는 점성 마찰력은 축방향 운동의 반대방향으로 작용한다고 가정하면, 무차원의 점성 마찰력 및 마찰 모멘트는 각각 다음과 같다.

$$\bar{F}_f = \frac{C_p}{R_p} \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}} \left(\frac{\bar{h} \partial \bar{p}}{2 \partial \bar{x}} + \frac{\bar{V}_p}{\bar{h}} \right) d\bar{x} d\theta \quad (28)$$

$$\bar{M}_f = \frac{C_p}{R_p} \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}} \left(\frac{\bar{h} \partial \bar{p}}{2 \partial \bar{x}} + \frac{\bar{V}_p}{\bar{h}} \right) \cos \theta \, d\bar{x} d\theta \quad (29)$$

피스톤 왕복운동의 한 주기동안 무차원의 평균 마찰

손실은 각각 다음과 같다.

$$\bar{W}_{avg} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{W} d\theta \quad (30)$$

여기서, $\bar{W} = \bar{F}_f \cdot \bar{V}_p$ 이다.

3-2. 저널 베어링의 유막

크랭크축과 저널 베어링의 벽면 사이 유체유회의 무차원 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_i^3 \frac{\partial \bar{p}_i}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_i} \left(\bar{h}_i^3 \frac{\partial \bar{p}_i}{\partial \bar{z}_i} \right) = 6 \frac{\partial \bar{h}_i}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial \bar{h}_i}{\partial t} \quad (31)$$

$$\bar{h}_i = 1 - (\varepsilon_{ix} \cos \theta + \varepsilon_{iy} \sin \theta) \quad (i=1,2)$$

$$\left\{ \frac{\bar{F}_{hxi}}{\bar{F}_{hyi}} \right\} = - \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}_i} \bar{p}_i(\theta, \bar{z}_i) \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} d\bar{z}_i d\theta \quad (32)$$

$$\left\{ \frac{\bar{M}_{hxi}}{\bar{M}_{hyi}} \right\} = \pm \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}_i} \bar{p}_i(\theta, \bar{z}_i) \begin{Bmatrix} \sin \theta \\ \cos \theta \end{Bmatrix} \cdot \bar{z}_{i,j} d\bar{z}_i d\theta \quad (33)$$

여기서, $\bar{h}_i = l_{bi}/R$ 이고, $i=1,2$ 는 주 및 보조 베어링 길이를 각각 나타낸다. $\bar{z}_{i,j}$ 는 XYZ 좌표계의 중심 O에서 베어링면에 설정된 각 격자점 (i,j) 까지의 무차원 거리 $(\bar{z}_{i,j} = \frac{z_{i,j}}{R})$ 를 나타낸다. 또, $\left\{ \frac{\bar{F}_{hx}}{\bar{F}_{hy}} \right\} = \sum_{i=1}^2 \left\{ \frac{\bar{F}_{hxi}}{\bar{F}_{hyi}} \right\}$,

$\left\{ \frac{\bar{M}_{hx}}{\bar{M}_{hy}} \right\} = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{\bar{M}_{hxi}}{\bar{M}_{hyi}} \right)$ 이다. 크랭크축의 회전 반대방향으로

작용하는 무차원의 점성 마찰력과 축 회전운동의 한 주기동안 평균 마찰손실은 다음과 같다.

$$\bar{F}_{fi} = \frac{C}{R} \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}_i} \left(\frac{\bar{h}_i \partial \bar{p}_i}{2 \partial \theta} + \frac{1}{\bar{h}_i} \right) d\bar{z}_i d\theta \quad (34)$$

$$(\bar{W}_i)_{avg} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{W}_i d\theta \quad (35)$$

$$\text{여기서, } \bar{F}_{fi} = \frac{F_{fi}}{\lambda \omega R^2 \left(\frac{R}{C} \right)^2}, \quad \bar{W}_i = \frac{W_i}{\lambda \omega^3 R^3 \left(\frac{R}{C} \right)^2},$$

$$W_i = F_{fi} \cdot \omega R \quad \text{이다.}$$

4. 수치계산

4-1. 수치적 계산과정

피스톤 및 크랭크축 동적 거동의 초기조건들과 피스

Fig. 4. Flow chart of calculation procedure.

톤, 커넥팅 로드, 크랭크축으로 구성되는 압축기구의 운동방정식에서 구속력 T_x , S_y 를 Newton-Raphson방법으로 계산한다. 또, 피스톤과 실린더 벽면 사이의 점성 마찰력, 유막 반력 F_b , 유막반력 모멘트 M_b , M_h 는 과도 조건에서 연속 가속 완화법(Successive Over Relaxation Scheme)으로 계산한다. 이러한 반복 계산 과정에서 수렴조건이 만족되면, 유한 저널베어링 모델

과 SOR 방법으로 유막반력 및 모멘트를 계산하여 크랭크축의 궤적을 구한다. 이와 같은 결과로부터 크랭크축의 경사각도 α 를 계산할 수 있으며, 이 값을 이용하여 스러스트 볼 베어링의 반력 모멘트를 구한다.

앞에서 구한 크랭크축의 반력 모멘트에서 스러스트 볼 베어링의 반력 모멘트를 고려한 축에 작용하는 모멘트와 저널 베어링의 반력 모멘트를 계산하여 축의 동적 거동 및 마찰손실 해석을 Fig. 4와 같은 과정으로 수행하였다.

4.2. 수치적 계산결과

해석 대상의 소형 냉장고용 압축기는 흡입압력 $p_s=0.132$ MPa, 토출압력 $p_r=1.352$ MPa 조건에서 3570 rpm으로 운전된다고 가정하였다. 이 압축기의 주요 설계

Table 1. Design parameters of the reciprocating compressor and baseline values used in the simulation

Mass of the piston (m_p)	0.044 kg
Mass of the connecting rod (m_c)	0.019 kg
Mass of the crankshaft and motor rotor (m_o)	1.460 kg
Moment of inertia of the piston (I_p)	$4.25 \times 10^{-8} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$
Mass moment of inertia of the crankshaft and motor rotor about the axial gravity center.	$I_c=1.27 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ $I_r=4.25 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ $I_z=0.68 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$
Radius of the piston (R_p)	12.5 mm
Length of the piston (L)	21.5 mm
Length of the connecting rod ($l=a+b$)	$a=31.3 \text{ mm}$, $b=9.8 \text{ mm}$
Length of the cylinder (CYL)	30.7 mm
Radial clearance between the piston and the cylinder wall (C_p)	4.5 μm
Journal clearance on bearings (C)	11 μm
Lengths of the main bearing (l_{b1}) and sub bearing(l_{b2})	14.2 mm, 9 mm
Rotating radius between crankshaft center and crank-pin center (r)	8 mm
Lubricant viscosity (λ)	3, 4, 5(mPa·s)
Number of balls (Z)	12
Ball diameter (D)	3.2 mm
Ball bearing pitch diameter(d_m)	21.9 mm

Fig. 5. Comparison of the trajectories of the piston bottom, pin, and top positions w.r.t. lubricant viscosity.

Fig. 6. Friction losses of piston and bearings w.r.t. lubricant viscosity.

변수 및 그 값은 Table 1과 같다.

피스톤의 유막 간극 $4\ \mu\text{m}$ 의 조건에서, 피스톤과 실린더 사이의 유막 및 저널 베어링의 유막 점도값을 3, 4, 5 $\text{mPa}\cdot\text{s}$ 로 변화시켜 궤적을 해석하였다. 점도값을 증가시키면, Fig. 5와 같이 피스톤 상사면, 피스톤 핀, 피스톤 끝 단의 위치에서의 피스톤 궤적은 실린더 중심으로 근접하여 안정화 된다.

윤활유의 점도 변화에 따른 피스톤과 저널의 주 베어링 및 보조 베어링, 스러스트 베어링의 마찰손실 해석결과를 Fig. 6에 나타내었다. 피스톤의 마찰손실이 가장 크고, 주 베어링, 보조 베어링, 스러스트 베어링 순으로 마찰손실의 크기가 계산되었다. 또, 윤활유의 점도값이 커짐에 따라 마찰손실도 증가하는 것으로 나타났다으며 스러스트 볼 베어링은 미소하게 감소하는 것

Fig. 7. Comparison of the crankshaft orbits on main bearings and sub bearings w.r.t. lubricant viscosity.

Fig. 8. Friction losses of bearings w.r.t. journal bearing clearance.

으로 나타났다. 즉, 윤활유의 점도가 증가되면 저널 베어링의 유막 반력이 커져 마찰손실이 증가하지만, 축의 경사운동은 감소하여 스러스트 베어링의 마찰손실은 감소하는 것으로 이해할 수 있다. 이는 저널 베어링과 스러스트 베어링이 동적으로 연성되어 베어링 반력 및 마찰손실이 해석되기 때문이다. 저널 베어링 위치에서의 크랭크축의 동적 궤적은 유막점도가 커짐에 따라 Fig. 7과 같이 안정화 되는 것으로 나타났다.

Fig. 8과 Fig. 9는 저널 베어링의 간극을 변화시켰을 때, 베어링의 마찰손실과 크랭크축의 동적 궤적을 나타낸다. 저널 베어링의 간극을 증가시킬 경우, 저널 베어링의 마찰손실은 감소하지만, 스러스트 베어링의 마찰손실은 증가하였다. 즉, 저널의 간극이 증가되면 베어링의 유막 반력이 감소하여 마찰손실이 감소되지만,

Fig. 9. Comparison of the crankshaft orbits on main bearings and sub bearings w.r.t. journal bearing clearance.

Fig. 10. Friction losses of bearings w.r.t. journal bearing length.

Fig. 11. Comparison of the crankshaft orbits on main bearings and sub bearings w.r.t. journal bearing length.

축의 경사운동이 커져 스러스트 베어링의 마찰손실은 증가하는 것으로 해석된다.

저널 베어링의 길이를 변화시켰을 경우의 결과를 Fig. 10와 Fig. 11에 나타내었다. 저널 베어링 길이를 증가시키면 저널 베어링의 손실은 증가되지만 축의 경사운동은 감소되어 스러스트 베어링의 마찰손실은 줄어든다. 즉, 스러스트 베어링의 마찰손실은 미소하게 감소하지만 저널 베어링의 마찰손실은 증가하여 전체 마찰손실은 증가하게 된다. 하지만, 베어링 위치에서의 동적 궤적 및 축의 경사각도는 Fig. 11과 같이 안정되는 것으로 나타났다.

5. 결 론

스러스트 볼 베어링이 적용된 왕복동형 압축기의 피스톤과 크랭크축을 동역학적으로 모델링하여 윤활유의 점도, 저널 베어링의 간극, 저널 베어링의 길이와 같은 설계변수에 대하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 점도값이 큰 윤활유를 사용하는 경우, 윤활유의 점도 값이 증가되면 저널 베어링의 유막 반력이 커져 베어링의 마찰손실이 증가하지만, 축의 경사운동은 작아져 스러스트 베어링의 마찰손실은 감소하였다.

(2) 저널 베어링의 간극이 커질수록 저널 베어링의 유막 반력이 감소하여 마찰손실이 감소되지만, 축의 경사운동은 커져 스러스트 베어링의 마찰손실은 증가하였다.

(3) 저널 베어링의 길이가 커질수록, 저널 베어링의 마찰손실은 증가되지만, 축의 경사운동은 안정되어 스러스트 베어링의 마찰손실은 감소된다.

이상과 같이 스러스트 볼 베어링이 적용된 압축기의 마찰손실 및 동역학적 거동 해석 프로그램의 계산 결과는 설계에 활용될 수 있다.

후 기

본 연구는 2010년도 (주)LG전자 C&M사업부의 지원으로 진행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Nishiwaki, F., et al., "Mechanical Loss Reduction at Thrust Bearings of Scroll Compressors Using

- R407C," *Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 263-268, 1996.
2. Tsubono, I., et al., "Analysis of the Performance of Scroll Compressors Using R410A," *Proc. of the International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants '98*, pp. 50-54, 1998.
3. Ashitani, H., et al., "Contact and High-efficiency Scroll Compressor," *Matsushita Technical Journal*, Vol. 47, No. 2, pp. 75-79, 2001.
4. Brewe, D. E., "Theoretical Modeling of the Vapor Cavitation in Dynamically Loaded Journal Bearings," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 108, pp. 628-638, 1986.
5. Kim, T. J. and Han, D. C., "Dynamic Behavior Analysis of Scroll Compressor Crankshaft Considering a Cavitation Phenomenon in Dynamically Loaded Journal Bearings," *Transaction of KSME, A*, Vol. 22, No. 8, pp. 1375-1389, 1998.
6. 김태종, "가변속 왕복동형 압축기 크랭크축-베어링계의 동적 거동 해석," *한국운활학회지*, 제17권, 제6호, pp. 426-434, 2001.
7. Nakada, T., Yamamoto, A., and Abe, T., "A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise," SAE paper No. 972043, 1997.
8. Prata, A. T., Fernando Julio R. S., and Fagotti, F., "Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors," *Trans ASME, Journal of Tribology*, Vol. 122, pp. 752-760, 2000.
9. 김태종, "소형 왕복동형 압축기의 동적 거동 해석," *대한기계학회 논문집 A*, Vol. 27, No. 7, pp. 1138-1145, 2003.
10. Tedric A. Harris and Michael N. Kotzalas, "Rolling Bearing Analysis, Fifth Edition," *Taylor & Francis Group*, 2006.