

왕복동형 압축기 볼 조인트 접촉의 탄성유체윤활 해석

김 태 종[†]

부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

EHL Analysis of the Ball Joint Contact in a Reciprocating Compressor

Tae-Jong Kim[†]

School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract – In this study, a multigrid multi-integration method has been used to solve the steady-state, elastohydrodynamic lubrication (EHL) point contact problem of a ball joint mechanism used in small reciprocating compressors. Pressure and film thickness profiles have been calculated at minimum and maximum Moes M parameter conditions during one revolution of crankshaft. The effects of various lubricant viscosities, loads, ball velocities, elastic moduli, and radii of curvature on the calculated pressure distribution and film thicknesses have been investigated. The results indicate that the viscosity of lubricant, the sliding velocity of ball, and the reduced radius of curvature have considerable effects on the minimum and central film thicknesses. Solutions obtained with the multigrid analysis are compared with results calculated according to the Hamrock & Dowson relations for the minimum and central film thicknesses.

Key words – reciprocating compressors, ball joint mechanism, elastohydrodynamic lubrication (EHL), multigrid method, pressure profile, minimum and central film thicknesses.

1. 서 론

산업적으로 응용되는 대다수의 트라이볼로지 접촉 시스템에 있어서, 실험적 방법 혹은 이론적 모델링과 컴퓨터 시뮬레이션만으로 접촉현상을 정량화 하기가 어려우므로 문제 해결을 위해서는 2가지 방법으로 상호 보완적 접근이 되어야 한다. 즉, 시험은 접촉의 전체 성능을 반영하는 자료를 제공하고 이론적 해석 결과에서 국부적 상호작용에 대한 통찰력을 얻을 수 있다. 그러므로, 실험적 방법 및 이론적 모델링의 상호 결합은 트라이볼로지 문제의 근원적인 설계에 최선의 방법으로 간주될 수 있다.

부접합(nonconformal) 기계요소들의 접촉 해석에 있어서 고체면의 탄성변형과 윤활유의 점성-압력 특성을 동시에 고려하는 탄성유체윤활(EHL) 해석은 1949년 Grubin에 의해 시도되었으며, 유막 두께의 계산 결과는

유체윤활(HL)에 의해 예측되는 크기보다 3~4배 혹은 10배 정도 크게 나타난다. 이 값들은 실험값과 비교하여 유체윤활 모델보다 더 잘 일치되므로 중요시 된다. 탄성변형 접촉면의 입구 및 출구에서 윤활유 점도값을 1로 가정할 때 접촉중심에서의 값은 10^8 정도의 크기로 변화하고, 최소 유막 두께에 대한 고체면의 탄성변형의 값은 $10^3 \sim 10^4$ 으로 변동되므로 EHL접촉 문제는 어려운 수치적 문제로 알려져 있다. 유막 압력을 기지의 양으로 가정하여 유막 두께 분포를 계산하는 Inverse Method [1]는 초기에 적용된 방법이며, 뉴턴-랩슨 알고리즘을 이용하는 System Approach Method[2]도 있다. 하지만, Hamrock 등에 의해 발표된 Fast Approach(Direct Iteration Method)[3,4,5,6,7]와 Lubrecht 등에 의해 개발된 Multigrid방법[8,9,10,11,12,13]이 EHL문제의 성공적인 계산방법으로 평가받고 있다. 멀티그리드 방법은 최근까지 EHL 과도 문제의 해석[14,15,16,17]에도 적용되고 있으며, 이 방법의 상세 내용은 발표 자료 [18,19,20]를 참고할 수 있다.

[†]주저자 · 책임저자 : tjong@pusan.ac.kr

왕복동 압축기 소형 모델의 경우, 비용 절감을 위한 판금 부품의 적용에 필요한 가공 및 조립 오차의 자유도를 확보하기 위해 볼 조인트 기구가 적용되고 있다. 볼 조인트의 점 접촉(point contact) 및 압축기구부의 동역학적 특성에 의해 실린더 방향의 접촉면에서 마찰 및 마모 현상의 문제가 발생된다. 볼 조인트 메커니즘의 마찰손실 저감, 수명의 신뢰성을 확보하기 위해서는, 가속 수명시험 등의 실험적 방법과 더불어 압축기구부의 동적 모델링 및 EHL특성 해석, 이 결과를 활용하는 트라이볼로지 설계기술이 개발되어야 한다. 본 논문에서는 멀티그리드 방법을 이용하여 정상상태 조건에서 볼 조인트 접촉의 압력 및 유막 두께의 분포를 해석하였다. 크랭크축 회전의 한 주기동안 볼 조인트 접촉의 Moes무차원 변수 M 값이 최대가 되는 조건 및 최소 M 값 조건에 대해 윤활유 점도(λ), 작용 하중(w), 볼의 미끄럼 속도(u_s), 볼과 구좌부의 등가 탄성계수(E) 및 등가 곡률반지름(R_{eq})의 값을 변동시켜 최소 유막 두께 및 접촉중심에서의 유막 두께를 해석하였다. 해석 결과의 타당성을 확인하기 위해, 이 값들과 Hamrock & Dowson에 의해 제시된 근사식[4.12]에 의한 계산 결과를 비교하였다.

2. 볼 조인트 기구의 EHL해석

2-1. 원형 접촉의 지배방정식

볼 조인트 접촉기구가 적용된 커넥팅 로드 및 피스톤의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 r 은 볼의 반지름, R_1 은 접촉점을 포함하는 원호의 반지름을 각

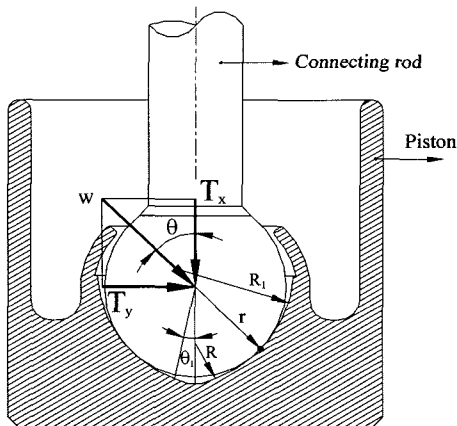


Fig. 1. Schematic diagram of ball joint type connecting rod and piston.

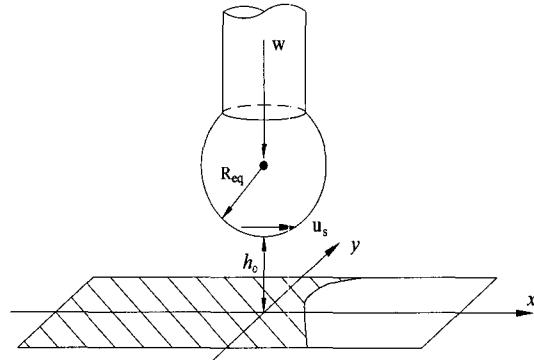


Fig. 2. Equivalent system of a rigid ball near a plane.

각 표시한다. 접촉점에서 발생하는 원형 접촉의 등가 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 그림과 같이 등가적으로 모델링되는 원형 접촉 문제에 있어서, x 축 방향으로 윤활유가 유입된다고 가정하면 정상상태, 무차원의 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \cdot \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\varepsilon \cdot \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} \quad (1)$$

여기서, $X, Y \in [X_a, X_b] \times [Y_a, Y_b]$ 이고 경계조건은 $P=0$, 공동조건에는 $P \geq 0$ 을 적용한다. 무차원 변수는

$$X = \frac{x}{a}, \quad Y = \frac{y}{a}, \quad P = \frac{P}{P_h}, \quad H = \frac{h \cdot R_{eq}}{a^2}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0},$$

$$\varepsilon = \frac{\bar{\rho}H^3}{\eta\lambda}, \quad \bar{\lambda} = \frac{6u_s \cdot \eta_0 R_{eq}^2}{a^3 \cdot p_h} \text{ 이고, } \eta_0, \rho_0 \text{는 대기압에서 윤}$$

활유의 점도, 밀도를 각각 나타내고, u_s 는 볼의 미끄럼

$$\text{속도이다. 또, } a^3 = \frac{3wR_{eq}}{2E}, \quad p_h = \frac{3w}{2\pi a^2}, \quad R_{eq} = \frac{r \cdot R_1}{R_1 - r},$$

$$E' = \frac{2E_1 \cdot E_2}{(1-\nu_1^2)E_1 + (1-\nu_2^2)E_2} \text{ 이다.}$$

유막 압력에 의해 발생하는, 접촉면의 탄성변형을 계산하는 무차원의 유막 두께 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$H(X, Y) = H_0 + \frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{2} + \frac{2}{\pi^2} \int_{Y_a}^{Y_b} \int_{X_a}^{X_b} \frac{P(X', Y') dX' dY'}{\sqrt{(X-X')^2 + (Y-Y')^2}} \quad (2)$$

접촉하는 2 강체면 사이의 최소 간극을 나타내는 적분상수 H_0 는 다음의 무차원 힘 평형방정식에서 결정된다.

$$\int_{Y_a}^{Y_b} \int_{X_a}^{X_b} P(X, Y) dXdY = \frac{2\pi}{3} \quad (3)$$

윤활유의 밀도는 비압축성의 경우 $\bar{\rho} = 1$, 압축성의 경우 Dowson-Higginson 관계식에서 다음과 같은 무차원 형태가 주어진다.

$$\bar{\rho} = \frac{5.9 \times 10^8 + 1.34 p_h \cdot P}{5.9 \times 10^8 + p_h \cdot P} \quad (4)$$

윤활유의 점도는 Barus 방정식에서 다음과 같이 무차원 형태로 표시된다.

$$\bar{\eta} = \exp(\bar{\alpha} \cdot P) \quad (5)$$

여기서, $\bar{\alpha} = \alpha \cdot p_h$ 이고 α 는 압력-점도 계수로서 윤활유(mineral oils)의 경우 $\alpha = 10^{-8} \sim 2 \times 10^{-8} Pa^{-1}$ 이다. 또, Roelands에 의해 제안된 실험식의 무차원 형태는 다음과 같다.

$$\bar{\eta} = \exp \left[(\ln(\eta_0) + 9.67) \left(-1 + \left(1 + \frac{p_h \cdot P}{p_0} \right)^z \right) \right] \quad (6)$$

여기서, z 는 압력-점도 지수로서 $z=0.6$ 이고, $p_0=1.96 \times 10^8$ 의 상수이다. 위와 같이 유도되는 방정식들에서 운전조건의 함수로서 유막의 압력 및 유막 두께를 구할 수 있다. 즉, 최소 유막 두께 $h_m = \min(h(x,y))$ 이고, 접촉중심의 유막 두께 $h_c = h(x,y)|_{x=y=0}$ 이다.

점 접촉의 경우, Moes & Bosma에 의해 제안된 Moes 무차원 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$M = \frac{w}{ER_{eq}^2} \left(\frac{\eta_0 \mu_s}{ER_{eq}} \right)^{-3/4}, \quad L = \alpha E' \left(\frac{\eta_0 \mu_s}{ER_{eq}} \right)^{1/4} \quad (7)$$

또, 점 접촉 문제에 있어서 다음과 같이 정의되는 Hamrock & Dowson 변수가 있다.

$$W = \frac{w}{ER_{eq}}, \quad U = \frac{\eta_0 \mu_s}{2ER_{eq}}, \quad G = \alpha E' \quad (8)$$

이 변수들을 이용하여 Hamrock & Dowson이 제시한, 원형 접촉의 최소 유막 두께 및 중심 유막 두께에 대한 근사식[4,12]은 다음과 같다.

$$h_m = 1.791 R_{eq} W^{-0.073} U^{0.68} G^{0.49} \quad (9)$$

$$h_c = 1.899 R_{eq} W^{-0.067} U^{0.67} G^{0.53} \quad (10)$$

2-2. 유한 차분 이산화

$1 \leq i \leq m_x, 1 \leq j \leq n_y$ 로 구성되는 계산 격자계의 각 절

점(i, j)에서, 식 (1)의 레이놀즈 방정식의 췌기항

$\left(\frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} \right)$ 은 $i=2$ 일 때 1차의 후진 차분법으로, $i \geq 3$ 일

때 2차의 상류 이산화(upwind discretization)에 의해 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\varepsilon_{i-\frac{1}{2},j}(P_{i-1,j}-P_{i,j}) + \varepsilon_{i+\frac{1}{2},j}(P_{i+1,j}-P_{i,j})}{(\Delta X)^2} + \frac{\varepsilon_{i,j-\frac{1}{2}}(P_{i,j-1}-P_{i,j}) + \varepsilon_{i,j+\frac{1}{2}}(P_{i,j+1}-P_{i,j})}{(\Delta Y)^2} \quad (11)$$

$$\left\{ \begin{aligned} &= \frac{\bar{\rho}_{i,j} H_{i,j} - \bar{\rho}_{i-1,j} H_{i-1,j}}{\Delta X} & (i=2) \\ &= \frac{3\bar{\rho}_{i,j} H_{i,j} - 4\bar{\rho}_{i-1,j} H_{i-1,j} + \bar{\rho}_{i-2,j} H_{i-2,j}}{2\Delta X} & (i \geq 3) \end{aligned} \right.$$

여기서, $\varepsilon_{i-\frac{1}{2},j} = \frac{\varepsilon_{i-1,j} + \varepsilon_{i,j}}{2}$, $\varepsilon_{i+\frac{1}{2},j} = \frac{\varepsilon_{i,j} + \varepsilon_{i+1,j}}{2}$,

$\varepsilon_{i,j-\frac{1}{2}} = \frac{\varepsilon_{i,j-1} + \varepsilon_{i,j}}{2}$, $\varepsilon_{i,j+\frac{1}{2}} = \frac{\varepsilon_{i,j} + \varepsilon_{i,j+1}}{2}$ 이다.

유막 두께 방정식 (2)는 절점(i, j)에서 다음과 같이 이산화 된다.

$$H_{i,j} = H_0 + \frac{X_i^2}{2} + \frac{Y_j^2}{2} + d_{i,j} \quad (12)$$

여기서, $X_i = X_a + (i-1)\Delta X$, $Y_j = Y_a + (j-1)\Delta Y$ 이고 $d_{i,j}$ 는 하중에 의한 표면의 탄성변형을 나타낸다. 일정한 압력이 작용하는 균등한 사각면적에 의해 발생하는 절점(i, j)에서의 탄성변형 $d_{i,j}$ 는 Hamrock & Dowson [3]에 의해 다음과 같이 정의된다.

$$d_{i,j} = \frac{2}{\pi^2} \sum_{k=1}^{m_x} \sum_{l=1}^{n_y} K_{m,n} P_{k,l} \quad (13)$$

여기서, $m = |i-k|+1$, $n = |j-l|+1$ 이고, i, j, k, l 은 격자점을 나타내는 첨자(grid index)이다.

$$K_{m,n} = |X_p| \ln \left(\frac{Y_q + \sqrt{X_p^2 + Y_q^2}}{Y_q + \sqrt{X_p^2 + Y_q^2}} \right) + |Y_q| \ln \left(\frac{X_q + \sqrt{Y_q^2 + X_q^2}}{X_q + \sqrt{Y_q^2 + X_q^2}} \right) + |X_q| \ln \left(\frac{Y_p + \sqrt{X_q^2 + Y_p^2}}{Y_p + \sqrt{X_q^2 + Y_p^2}} \right) + |Y_p| \ln \left(\frac{X_p + \sqrt{Y_p^2 + X_p^2}}{X_p + \sqrt{Y_p^2 + X_p^2}} \right) \quad (14)$$

여기서, $X_p = X_i - X_k + \frac{\Delta X}{2}$, $X_q = X_i - X_k - \frac{\Delta X}{2}$,

$Y_p = Y_j - Y_l + \frac{\Delta Y}{2}$, $Y_q = Y_j - Y_l - \frac{\Delta Y}{2}$ 이다. 계수 $K_{m,n}$ 은 균

일 격자계에서 $|i-k|$ 및 $|j-l|$ 만의 함수이므로, 미리 계산되어 $m_x \times n_x$ 의 배열에 저장된다.

적분상수 H_0 를 결정하는 힘 평형방정식 (3)은 다음과 같이 이산화 된다.

$$\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \sum_{i=1}^{m_x} \sum_{j=1}^{n_y} P_{ij} = \frac{2}{3} \pi \quad (15)$$

2.3. 멀티그리드 계산방법

탄성유체윤활 문제의 수치적 계산에 있어서, 레이놀즈 방정식의 계산상의 수렴을 가속시키는 멀티그리드 방법과 접촉면 탄성변형의 계산 소요시간을 단축시키는 Multilevel Multi-Integration (MLMI)방법이 적용되고 있다.

레이놀즈 방정식 (1)의 계수 ε 은 점도-압력의 지수함수적 관계에 의해, 입구 영역에서 $\varepsilon \gg 1$ 인 반면에 접촉 영역에서는 $\varepsilon \ll 1$ 이다. 어떤 완화법(relaxation method)도 ε 의 모든 값에 대한 EHL 문제를 효과적으로 계산하지 못하므로, 여러 개의 격자계를 구성하여 완화

법을 다양하게 적용한다. 즉, $\frac{\varepsilon}{(\Delta X)^2} > \varepsilon_i$ 인 격자계에서

는 Gauss-Seidel 선 완화법이 적용되고, $\frac{\varepsilon}{(\Delta X)^2} > \varepsilon_i$ 인

경우에는 Jacobi 분포 선 완화법을 사용한다. 여기서, $\varepsilon_i = 0.3$ 으로 정의되는 변환인자이다. Gauss-Seidel 방법의 완화계수(ω_s)는 $0.4 \leq \omega_s \leq 0.8$, Jacobi 방법의 완화계수(ω_a)는 $0.2 \leq \omega_a \leq 0.6$ 일 때 양호한 계산결과가 얻어지는 것으로 알려져 있다. EHL 문제에 적용되는 완화방법은 고주파 오차를 줄이는 데는 매우 양호하지만 저주파 오차의 저감에는 매우 느리다. 그러므로 다수의 격자계를 이용하여 저주파 오차는 거친 격자계를 이용하여 저감하고 고주파 오차는 세밀한 격자계를 사용하여 줄이게 된다.

이와 같은 방법으로 비선형 EHL 문제에 대한 안정적인 완화방법이 적용되므로, 거친 격자계 및 세밀한 격자계에서의 완화법의 느린 수렴성을 극복하기 위해 멀티그리드 방법이 적용된다. FMG(Full Multigrid) 알고리즘은 수렴의 가속을 위해 거친 격자계만을 사용하는 대신에 격자계에 대해 엄밀한 근사를 만드는 과정을 포함한다. 이 알고리즘에서 사용되는 첫 격자계는 충분히 작은 격자 크기를 가져야 한다. 또, EHL 문제

는 근원적으로 비선형성이 매우 커서 단순 수정방법(Correction Scheme)으로 계산되지 않으므로 FAS(Full Approximation Scheme)이 적용되어야 한다. 멀티그리드의 W 사이클은 2개의 거친 격자의 수정 사이클로 구성되며, 대다수의 경우 W 사이클이 1개의 거친 격자의 수정 사이클로 구성되는 V 사이클 보다 좋은 결과를 나타낸다.

힘 평형방정식의 완화과정에서, 수렴특성은 완화계수(ω_m)에 의해 결정된다. 이 값이 너무 크면 힘 평형방정식의 유수(residual)는 진동하게 되어 레이놀즈 방정식의 수렴을 방해하고, 너무 작으면 수렴이 지연된다. W 사이클의 세밀한 격자계에서 힘 평형 방정식의 완화계수는 $\omega_m < 0.05$ 로 설정된다.

3. 해석 결과 및 토의

해석 대상의 압축기는 축동력이 65 W급인 소형 모델로서 흡입압력 $p_s = 0.132$ MPa, 토출압력 $p_r = 1.352$ MPa 조건에서 3570 rpm으로 운전된다. 이 조건에서, 크랭크축의 한 주기동안 피스톤 방향으로 볼에 작용하는 하중(T_x), 이의 수직방향 하중(T_y), 접촉점에 수직으로 작용하는 하중(w) 및 볼의 미끄럼 속도(u_s)를 Fig. 3에 나타내었다. 볼 조인트의 피스톤 방향으로의 접촉은 $270^\circ \sim 90^\circ$ 구간에서 발생되지만 90° 및 270° 위치에서 불연속적인 윤활상태가 형성된다. 이에 따라, Moes 하중변수 M 값이 크랭크 각도 296.8° 위치에서 최소 값을, 325.5° 에서 최대값을 가지며 이 각도에서 최대 하중이 작용한다. 멀티그리드 방법의 계산상 격자계의 무차원 영역은 $-4.5 \leq X \leq 1.5$, $-3.0 \leq Y \leq 3.0$ 으로 하여

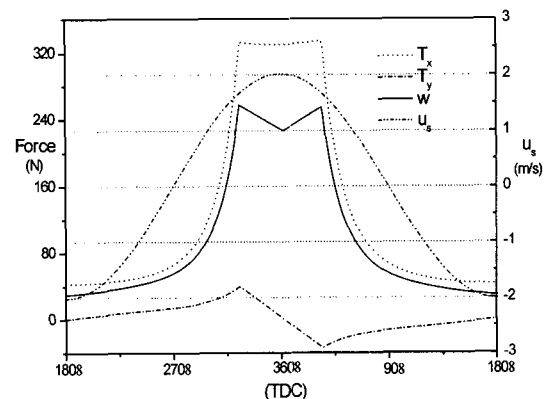


Fig. 3. Applied loads T_x , T_y , and w and sliding velocity u_s on the reciprocating ball versus crank angle θ .

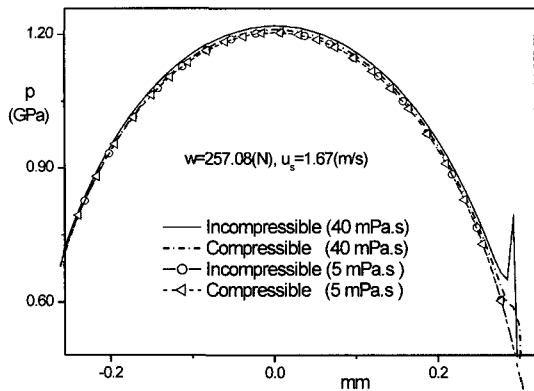


Fig. 4. Effect of viscosity model on pressure profiles in the x-axis at maximum load condition.

질점수 32 × 32, 64 × 64, 128 × 128, 256 × 256의 4개 격자계로 구성하였으며, 완화계수는 $\omega_p=0.4$, $\omega_s=0.6$ 으로 설정하였다. 멀티그리드의 사이클은 W사이클을 이용하여 10번의 반복횟수로 계산하였다. 윤활유 모델에 따른 압력특성을 알기 위해, 최대 하중이 작용하는 조건($w=257.08\text{ N}$, $u_s=1.67\text{ m/s}$)에서 비압축성의 Barus 모델과 압축성 Roelands 모델에 대한 압력선도를 구하여 Fig. 4에 나타내었다. 비압축성 모델의 경우 점도값이 $40\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 일 때 급격한 압력상승현상(Petrusevich spike)이 관찰되지만, $5\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 의 경우 윤활유 모델에 따른 차이는 나타나지 않았다. 일반적으로 압축성, Roelands 모델이 400 MPa 의 하중까지는 실험결과와 일치되고, 고하중이 작용하는 경우에도 비압축성 모델보다 양호한 결과를 나타내는 것으로 알려져 있다.

최소 M 값의 조건($w=91.41\text{ N}$, $u_s=0.923\text{ m/s}$)에서 비압축성 모델로 가정하여 구한 압력 분포를 Fig. 5에 도시하였다. 그림에서 pressure-spike가 상당히 발생되며, 0.8 GPa 의 수준으로 압력이 발생하는 것을 볼 수 있다. 또, 같은 조건에서 구한 유막 두께 분포를 뒤집은(upside down)형상으로 Fig. 6에 나타내었다. 탄성변형에 의해 중심영역에서의 표면은 평탄하지만 접촉의 바깥으로 갈수록 감소하여 말발굽 형상이 만들어진다. 최소 유막 두께는 말발굽 형상의 측면에서 발생되며, 최소 유막 두께의 높이를 기준(0)으로 하여 형상의 높이를 나타내었다. 최대 하중이 작용하는 최대 M 값의 조건에서, 압축성의 Roelands 모델로 가정하여 구한 압력분포를 Fig. 6에 나타내었다. 앞서 관찰되는 pressure-spike가 발생되지 않으며, 1.2 GPa 수준으로 압력이 발생된다. 또, 같은 조건에서 구한 유막 두께

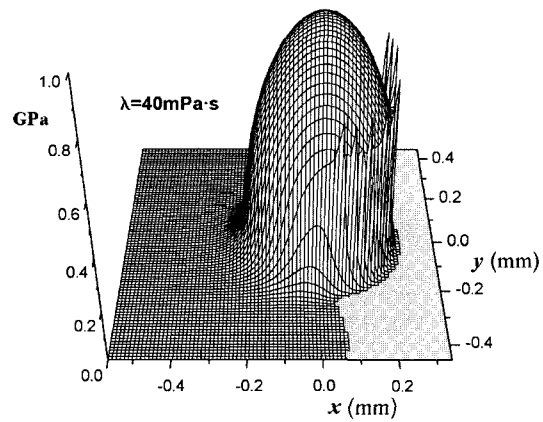


Fig. 5. Pressure distribution for incompressible and Barus model at minimum M parameter condition.

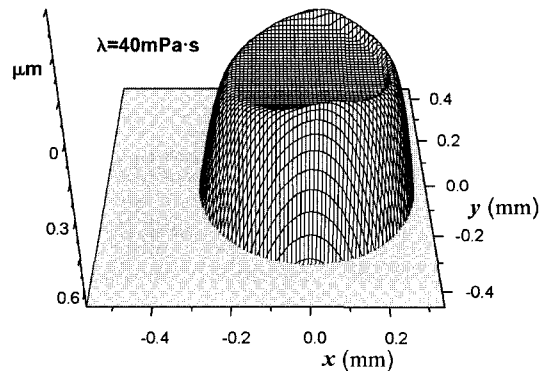


Fig. 6. Film thickness distribution for incompressible and Barus model at minimum M parameter condition.

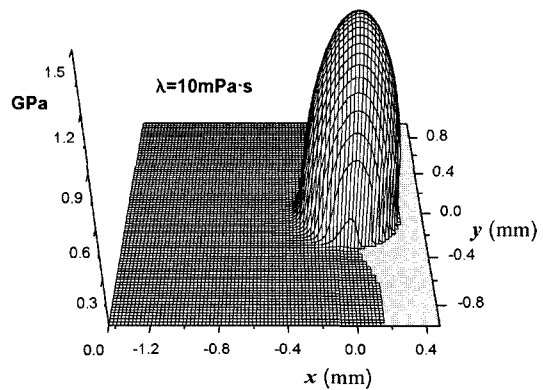


Fig. 7. Pressure distribution for compressible and Roelands model at maximum load condition.

분포를 Fig. 8에 나타내었다.

최대 M 값의 조건에서, 윤활유의 점도값을 5, 7, 10, 20, $40\text{ mPa}\cdot\text{s}$ 로 변동시켜 구한 접촉중심선 유막 두께

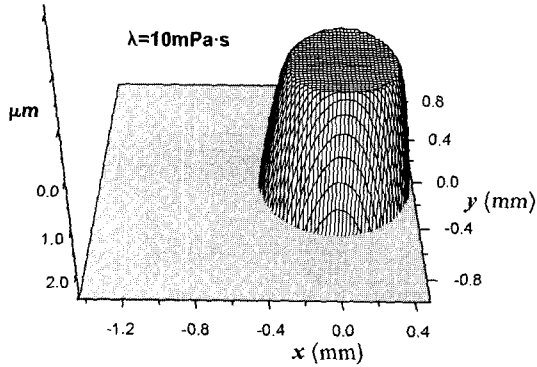


Fig. 8. Film thickness distribution for compressible and Roelands model at maximum load condition.

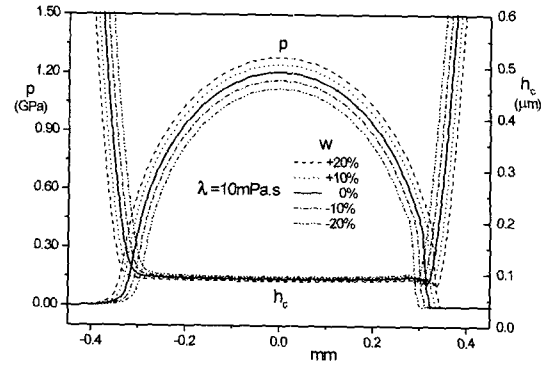


Fig. 10. Effect of load magnitude on pressure and film thickness profiles in the x-axis at maximum load condition for compressible lubricant.

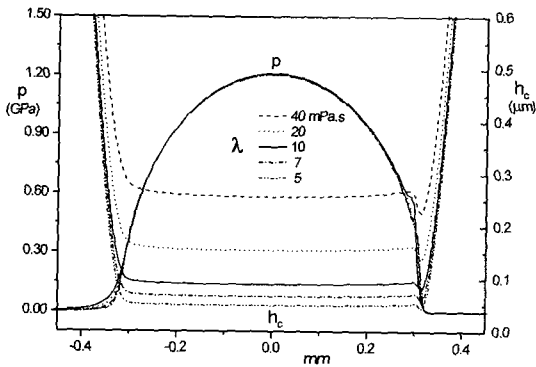


Fig. 9. Effect of lubricant viscosity on pressure and film thickness profiles in the x-axis at maximum load condition for compressible lubricant.

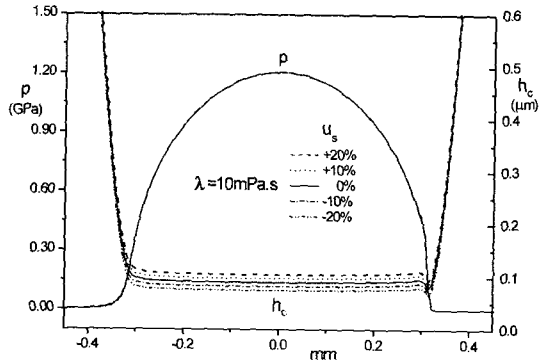


Fig. 11. Effect of sliding velocity on pressure and film thickness profiles in the x-axis at maximum load condition for compressible lubricant.

를 Fig. 9에 도시하였다. 점도값의 변화에 따라 압력은 일정하게 발생되지만 유막 두께의 값은 민감하게 변동되었다. 점도값을 크게 하면 유막의 강성 영향이 증대되어 유막 두께도 두꺼워진다. 이 현상은 경계윤활 조건에서 윤활유의 점도는 중요한 영향인자가 아니지만 EHL, HL의 조건에서는 크게 영향을 미친다는 기존의 이론과 본 계산 결과가 일치되는 것으로 이해할 수 있다. 같은 조건에서, 최대하중 $w=257.08$ N을 기준으로 10, 20% 증가 및 10, 20% 감소의 경우에 대해 중심선 유막 두께를 Fig. 10에 나타내었다. EHL의 조건에서 유막 두께는 작용 하중에 약간의 영향($h_m \propto w^{-0.073}$)을 받지만 HL의 경우에는 현저하게 영향($h_m \propto w^{-0.5}$)을 받는다는 일반적인 윤활현상과 해석 결과는 일치하였다. 또, 같은 조건에서, 볼의 미끄럼 속도 $u_s=1.67$ m/s를 기준으로 10, 20% 증가 및 10, 20% 감소의 경우에 대해 중심선 유막 두께를 Fig. 11에 나타내었다. 미끄럼 속도가 증가함에 따라 유막 두께가 증가하는 일반

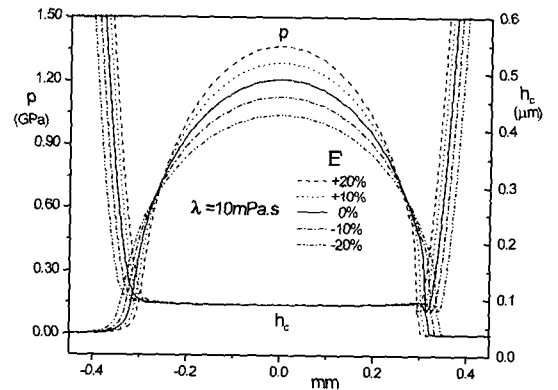


Fig. 12. Effect of E' on pressure and film thickness profiles in the x-axis at maximum load condition for compressible lubricant.

적인 EHL 현상과 본 연구의 계산결과는 일치한다. 볼과 구좌부의 등가 탄성계수 값 $E'=2.26 \times 10^{11}$ Pa을 기

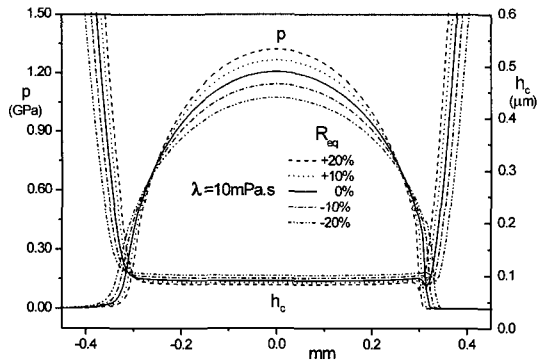


Fig. 13. Effect of R_{eq} on pressure and film thickness profiles in the x-axis at maximum load condition for compressible lubricant.

준으로 10, 20% 증가 및 10, 20% 감소의 경우에 대해 중심선 유막 두께를 Fig. 12에 나타내었다. 재질의 탄성계수 값이 극단적으로 감소하면 soft-EHL 로 가정 되고, 이 경우 유막의 발생 압력은 감소된다. 해석 결과 선도에서도 유막 발생 압력은 현저하게 변화되지만 유막 두께는 거의 일정하게 계산되었다. 볼-조인트 기

구의 등가 반지름 $R_{eq}=19.089$ mm을 기준으로 10, 20% 증가 및 10, 20% 감소의 경우에 대해 중심선 유막 두께를 Fig. 13에 나타내었다. 증가 반지름의 값을 증가시키면, 접촉형상(면적)은 기하학적으로 증가되므로 유막의 발생압력은 낮게, 유막 두께는 상대적으로 증가되는 것으로 생각할 수 있다. 하지만, 본 해석 결과에서는 증가 반지름 값의 증가에 따라 인자 M 은 감소되고, 앞 조건에서의 결과와는 반대로 Moes 재질 인자(material parameter) L 도 감소된다. L 의 감소는 유막의 강성효과를 감소시키므로 이 영향에 의해 유막 두께도 감소되는 것으로 이해된다.

해석 결과의 신뢰성을 확인하기 위해 EHL결과와 Hamrock & Dowson의 근사식 결과를 비교하였다. 최대 하중 조건과 최소 M변수값 조건의 경우, 앞서 계산된 각 조건에 대해 최소 유막 두께 및 중심 유막 두께를 Table 1, 2에서 각각 비교하였다. 전체적으로 중심 유막 두께는 계산 결과들이 서로 근접하며, 본 해석결과와 값이 근사값에 비해 작게 계산된다. 또, 최소 유막 두께의 값은 상당한 차이로 계산되지만 근사값에 비해 작게 나타난다. 이것은 Ehret 등에 의한 결

Table 1. Comparison of minimum and central film thicknesses between Hamrock-Dowson relations and EHL analysis for maximum load condition with compressible lubricant ($\mu=257.08$ N, $u_s=1.67$ m/s, $E'=2.26 \times 10^{11}$ Pa, $R_{eq}=19.089$ mm)

Parameter	M	L	W ($\times 10^{-6}$)	U ($\times 10^{-12}$)	G	h_m (μm)		h_c (μm)		
						H-D	EHL	H-D	EHL	
λ (mPa · s)	40	399.38	9.87	7.756	4972	0.156	0.112	0.278	0.257	
	20	671.67	8.30	3.878		0.097	0.057	0.174	0.154	
	10	1129.61	6.98	3.122		1.939	0.061	0.026	0.110	0.089
	7	1476.06	6.38	2.809		1.357	0.048	0.017	0.086	0.066
	5	1899.77	5.87	2.497		0.969	0.038	0.011	0.069	0.049
w ($\lambda=10$ mPa · s)	20%	1355.53	6.98	3.746	1.939	4972	0.059	0.022	0.108	0.085
	10%	1242.57	6.98	3.434	1.939	4972	0.060	0.024	0.109	0.087
	-10%	1016.65	6.98	2.809	1.939	4972	0.061	0.027	0.110	0.091
	-20%	903.69	6.98	2.497	1.939	4972	0.062	0.030	0.111	0.094
u_s ($\lambda=10$ mPa · s)	20%	985.24	7.30	3.122	2.327	4972	0.068	0.032	0.123	0.104
	10%	1051.68	7.15	3.122	2.133	4972	0.064	0.029	0.116	0.097
	-10%	1222.49	6.80	3.122	1.745	4972	0.056	0.022	0.102	0.082
	-20%	1335.40	6.60	3.122	1.551	4972	0.052	0.019	0.094	0.074
E' ($\lambda=10$ mPa · s)	20%	1079.28	8.00	2.601	1.616	5966	0.059	0.027	0.108	0.0896
	10%	1103.01	7.49	2.838	1.763	5469	0.060	0.026	0.109	0.0895
	-10%	1159.76	6.45	3.468	2.154	4475	0.061	0.025	0.110	0.0892
	-20%	1194.42	5.90	3.902	2.424	3978	0.062	0.024	0.111	0.0891
R_{eq} ($\lambda=10$ mPa · s)	20%	899.40	6.67	2.168	1.616	4972	0.066	0.022	0.119	0.082
	10%	1002.74	6.81	2.580	1.763	4972	0.063	0.023	0.114	0.086
	-10%	1288.62	7.16	3.854	2.154	4972	0.057	0.028	0.104	0.095
	-20%	1493.02	7.38	4.876	2.424	4972	0.054	0.032	0.098	0.101

Table 2 Comparison of minimum and central film thicknesses between Hamrock-Dowson relations and EHL analysis for minimum M parameter condition with compressible lubricant ($\mu=91.4$ N, $u_s=0.923$ m/s, $E'=2.26 \times 10^{11}$ Pa, $R_{eq}=19.089$ mm)

Parameters	M	L	W ($\times 10^{-6}$)	U ($\times 10^{-12}$)	G	h_m (μm)		h_c (μm)		
						H-D	EHL	H-D	EHL	
λ ($\text{mPa} \cdot \text{s}$)	40	221.83	8.50		4.279		0.111	0.089	0.199	0.187
	20	373.08	7.15		2.139		0.069	0.047	0.125	0.114
	10	627.44	6.01	1.110	1.070	4972	0.043	0.025	0.078	0.069
	7	819.88	5.50		0.749		0.034	0.017	0.062	0.052
	5	1055.23	5.06		0.535		0.027	0.012	0.049	0.040
w ($\lambda=40$ $\text{mPa} \cdot \text{s}$)	20%	266.20		1.332			0.110	0.084	0.197	0.183
	10%	244.02	8.50	1.221	4.279	4972	0.111	0.087	0.198	0.185
	-10%	199.65		0.999			0.112	0.092	0.201	0.189
	-20%	177.47		0.888			0.113	0.095	0.202	0.191
u_s ($\lambda=40$ $\text{mPa} \cdot \text{s}$)	20%	193.48	8.90		5.135		0.126	0.105	0.225	0.213
	10%	206.53	8.71	1.110	4.707	4972	0.119	0.097	0.212	0.200
	-10%	240.07	8.29		3.851		0.104	0.081	0.186	0.173
	-20%	262.25	8.04		3.423		0.096	0.073	0.172	0.159
E' ($\lambda=40$ $\text{mPa} \cdot \text{s}$)	20%	211.95	9.75	0.925	3.566	5966	0.109	0.091	0.197	0.185
	10%	216.61	9.13	1.009	3.890	5469	0.110	0.090	0.198	0.186
	-10%	227.76	7.86	1.233	4.754	4475	0.113	0.088	0.201	0.188
	-20%	234.56	7.19	1.387	5.349	3978	0.114	0.087	0.203	0.190
R_{eq} ($\lambda=40$ $\text{mPa} \cdot \text{s}$)	20%	176.63	8.13	0.771	3.566		0.121	0.081	0.217	0.175
	10%	196.92	8.30	0.917	3.890	4972	0.117	0.085	0.208	0.180
	-10%	253.06	8.73	1.370	4.754		0.106	0.095	0.190	0.195
	-20%	293.20	8.99	1.734	5.349		0.100	0.101	0.180	0.204

과[12]와 비교하여도 비슷하게 일치되는 현상으로 볼 수 있다. 특히 본 계산의 무차원 하중변수 M 값은 200이상 1900이하의 값이므로 근사식과 본 해석 결과에서 상당한 차이가 발생되어야 한다.

4. 결 론

멀티그리드 방법으로 왕복동형 압축기 볼 조인트 접촉의 EHL 특성을 해석하여 다음의 결론을 구하였다.

(1) 일정한 하중이 작용하는 조건에서, 윤활유의 점도값과 볼의 미끄럼 속도를 증가시키면 유막의 압력은 일정하게 발생되지만 유막 두께는 증가되었다.

(2) 작용 하중과 볼 및 구좌부의 등가 탄성계수 값의 변동에 대해 유막의 발생 압력은 민감하게 변화하지만 유막 두께는 거의 변하지 않았다. 하중을 증가시키면 유막 두께는 감소되지만, 등가 탄성계수 값을 증가시키면 유막 두께는 증가하였다.

(3) 볼 및 구좌부의 등가 곡률반지름 값을 증가시키면 발생 압력은 증가하지만 유막 두께는 감소되었다.

(4) Hamrock & Dowson 이 제시한 근사식 계산결

과와 비교하여 해석 결과의 타당성을 확인하였다. 이상과 같이 개발된 EHL해석 프로그램의 계산 결과는, 볼 조인트 기구의 가속 수명시험 결과와 더불어 EHL 접촉의 트라이볼로지 설계에 활용될 수 있다.

후 기

본 연구는 2002년도 (주)LG전자 냉기컴프레서사업부의 지원으로 진행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Kweh, C. C., Evans, H. P. and Snidle, R. W., "Elastohydrodynamic Lubrication of Heavily Loaded Circular Contacts," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 203, pp. 133-148, 1989.
2. Chang, L., Conry, T. F. and Cusano, C., "An Efficient, Robust, Multi-Level Computational Algorithm for Elastohydrodynamic Lubrication," ASME Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 193-199, 1989.

3. Hamrock, B. J. and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part I-Theoretical Formulation," ASME Journal of Lubrication Tehcnology, April, pp. 223-229, 1976.
4. Hamrock, B. J. and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III-Fully Flooded Results," ASME Journal of Lubrication Tehcnology, April, pp. 264-276, 1977.
5. Houpert, L. G. and Hamrock, B. J., "Fast Approach for Calculating Film Thickness and Pressures in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts at High Loads," ASME Journal of Tribology, Vol. 108, pp.411-420, 1986.
6. Lee, R. T. and Hamrock, B. J., "A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part I-Used in Elastohydrodynamic Lubrication," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 486-496, 1990.
7. Hsiao, H. S. and Hamrock, B. J., "A Complete Solution for Thermal-Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contacts Using Circular Non-Newtonian Fluid Model," ASME Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 540-552, 1992.
8. Lubrecht, A. A., ten Napel, W. E. and Bosma R., "Multigrid, an Alternative Method of Solution for Two-Dimensional Elastohydrodynamically Lubricated Point Contact Calculations," ASME Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 437-443, 1987.
9. Lubrecht, A. A., Venner, C. H., ten Napel, W. E. and Bosma, R., "Film Thickness Calculations in Elastohydrodynamically Lubricated Circular Contacts, Using a Multigrid Method," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 503-507, 1988.
10. Venner, C. H., "Higher-Order Multilevel Solvers for the EHL Line and Point Contact Problem," ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp.741-750, 1994.
11. Venner, C. H. and Bos, J., "Effects of Lubricant Compressibility on the Film Thickness in EHL Line and Circular Contacts," Wear, Vol. 173, pp. 151-165, 1994.
12. Ehret, P., Dowson, D., Taylor, C. M. and Wang, D., "Analysis of Isothermal Elastohydrodynamic Point Contacts Lubricated by Newtonian Fluids using Multigrid Methods," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 211 Part C, pp. 493-508, 1997.
13. Nurgat, E., Berzins, M. and Scales, L., "Solving EHL Problems Using Iterative, Multigrid, and Homotopy Methods," ASME Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 28-34, 1999.
14. Venner, C. H. and Lubrecht, A. A., "Numerical Simulation of a Transverse Ridge in a Circular EHL Contact Under Rolling/Sliding," ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 751-761, 1994.
15. Ai, X. and Cheng, H. S., "The Influence of Moving Dent on Point EHL Contacts," STLE Tribology Transaction, Vol. 37, pp. 323-335, 1994.
16. Ai, X. and Cheng, H. S., "The Effects of Surface Texture on EHL Point Contacts," ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 59-66, 1996.
17. Venner, C. H. and Lubrecht, A. A., "Numerical Analysis of the Influence of Waviness on the Film Thickness of a Circular EHL Contact," ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 153-161, 1996.
18. Venner, C. H., "Multilevel Solution of The EHL Line and Point Contact Problems," Ph.D. Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 1991.
19. Wijnant, Y., "Contact Dynamics in the Field of Elastohydrodynamic Lubrication," Ph.D. Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 1998.
20. Goodyer, C. E., "Adaptive Numerical Methods for Elastohydrodynamic Lubrication," Ph.D. Thesis, University of Leeds, England, 2001.