球衝突による潤滑平面の塑性圧痕形成プロセスの ALE 有限要素解析*

津久井 祐徳^{*1}, 尾崎 伸吾^{*2}, 眞鍋 和幹^{*3}, 田所 千治^{*4}, 中野 健^{*4}

ALE Finite Element Analysis of Plastic Indentation Process of Lubricated Plate by the Ball Collision

Masanori TSUKUI, Shingo OZAKI^{*2}, Kazuyoshi MANABE, Chiharu TADOKORO
and Ken NAKANO^{*2} Faculty of Engineering, Yokohama National University
79-5 Tokiwadai, Hodogaya-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 240-8501 Japan

In the present study, we apply an Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) finite element method, which can rationally solve the interaction behavior between the fluid flow and the nonlinear solid deformation, to the simulation of indentation process of lubricated elastoplastic plates by the ball collision. As have been reported by numerous experimental works, it is also shown by the present numerical approach that the characteristic of lubricant affects indentation profiles. For instance, the indentation profile represents the conical shape due to viscous property of lubricant, while the profile represents the bowl-type shape under the dry condition. Based on the systematic numerical investigation, it is confirmed in the case of lubricated condition that the indentation is formed through the pressure of a fluid. Then, a squeeze effect of viscous flow and a shut-up of lubricant, which is caused by velocity of lateral flow, are observed. Furthermore, it is understood that the conical shape of indentation profile is formed at an initial contact stage, and then its size similarly grow up during loading. Thus, it is confirmed that the ALE finite element method is one of effective methods for the examination of impact problems on lubricated surfaces.

Key Words : Numerical Analysis, Contact Problem, Finite Element Method, Coupling Problem, Tribology, Lubrication

1. 結 言

固体間の衝突接触によるエネルギー散逸プロセスは工学上の基本的現象であり、これまでも実験および解析の両面から多くの研究が取り組まれている。一般に、衝突速度が比較的小さい場合には、弾性範囲内で運動エネルギーが吸収されるため、圧痕の形成・回復プロセスや荷重-変位関係の予測には Hertz の弾性接触理論が適用される。また、機械や構造要素の剛体運動の解析には反発係数が使用されるが、弾性接触の際にも完全反発とならず、衝突による応力波の伝播・反射を考慮したものが使用されている。なお、反発係数に及ぼすバルク内の応力波の伝播・反射の影響は Saint-Venant により初めて指摘された。一方、衝突速度が大きい場合には、もはや弾性接触理論は適用できず、圧痕形成や反発係数に関しては、塑性変形の影響を考慮しなければならない。Wu et al.⁽¹⁾⁽²⁾の研究に代表されるよう、衝突・反発挙動に対する塑性変形の影響については、実験的アプローチや理論解析、有限要素法を用いた数値シミュレーション解析が多数試みられ、球体と平板、球体と球体の衝突現象を中心に報告がなされている⁽³⁾⁽⁷⁾。これらの塑性変形の影響に関する研究では、塑性変形が生じる臨界衝突速度と降伏応力に関連したカットオフ圧力を Hertz の接触理論と組み合わせることで、塑性圧痕の形成プロセスの解明、荷

* 原稿受付 2013 年 1 月 15 日

^{*1} 横浜国立大学 大学院 工学府 (〒240-8501 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5)^{*2} 正員, 横浜国立大学 大学院 工学府^{*3} 正員, 横浜国立大学 大学院 環境情報学府

(〒240-8501 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-7) (現トヨタ自動車(株))

^{*4} 正員, 横浜国立大学 大学院 環境情報研究院

E-mail: s-ozaki@ynu.ac.jp

重一変位関係および反発係数の理論モデルの構築が中心的に取り組まれている。しかしながら、上述の研究は固体どうしが直に接触する乾燥状態での検討にとどまっており、液体環境を含む固体間の衝突・反発挙動に関する検討も工学的なアプリケーションにおいては不可欠となる。

液体環境下での衝突現象は乾燥条件でのそれよりも複雑であるといわれている。これは、流体の静／動水力学特性と固体の弾塑性力学特性の連成を考慮せねばならないからである。しかしながら、流体が介在することにより、無視できる因子も逆に増えることもある。液体環境を含む固体の衝突・反発挙動については、大きく二種類に分けて考えねばならない。一つは、流体中で固体が接触する場合、もう一つは衝突面のみに流体膜（潤滑膜）が介在する場合である。本研究では、後者の現象を対象とする。

潤滑膜が介在する場合の衝突現象については、塑性加工分野やトライボロジー分野を中心に研究が取り組まれている⁽⁸⁾⁽¹²⁾。大矢根・小坂田⁽¹⁰⁾はハンマによる高速圧縮加工時における潤滑剤の閉じ込め機構について、実験的観察を行うとともに、流体の動力学的特性の記述にレイノルズ方程式を用いた解析的検討を実施している。彼らの検討では一軸応力場など、多くの仮定が含まれているものの、高速圧縮加工において、圧縮初期に動水力学的な効果によって閉じ込められた潤滑剤は、静水圧的な作用によって摩擦を減少させることを明らかにしている。また、圧縮初期に存在する潤滑剤の量、粘度、圧縮速度、被加工材の変形応力ならびに寸法が、加工中の摩擦に影響を与えるであろうことを示唆している。一方、球体と平板の衝突現象については、Bowden & Tabor⁽⁸⁾の著書に紹介されているのに加え、塑性圧痕形状に対する潤滑剤の粘度の影響に関する検討⁽⁹⁾や圧痕深さ・径の経時変化や衝突速度の影響などの検討⁽¹²⁾が行われている。また、潤滑膜が介在する場合の反発係数に着目したものでは、Davis et al.⁽¹³⁾の報告がある。

このように潤滑膜を介した固体の衝突現象に関しては多くの知見が得られているが、球衝突による潤滑平面の塑性圧痕形成に関するその最大の特徴は、潤滑膜の流体力学特性により、形成される圧痕プロファイルが異なることである。潤滑膜が極端に薄い場合や低粘度の場合には、塑性圧痕の形状は、乾燥条件のそれと同じ“碗型”となる。一方、高粘度で比較的厚い潤滑膜の場合には、衝突の間（代表的には 100 μsec オーダー）に球直下の液体が側方へ押し出されず、超高圧（～数 GPa オーダー⁽¹¹⁾）の潤滑膜を介して変形が生じるため、“円錐型”や“滴型”などの特徴的な圧痕形状を呈する。このような特徴は、最新の実験的な研究でも確認されている⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。しかしながら、衝突現象のような短時間に生じる非定常現象の包括的な理解、ひいては抑制・制御指針の構築に対しては、実験的アプローチのみでは限界があり、数値シミュレーション解析に基づく系統的な検討が有効である場合も多い。

球体の潤滑面への衝突現象に関する数値解析的な研究としては、弾性流体潤滑（EHL: Elasto-hydrodynamic Lubrication）理論に基づいたものがいくつか報告されている⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。これらの研究により、二面間に介在する潤滑膜の圧力・厚さプロファイルおよびその時系列変化などが明らかになっている。また、Kantak & Davis⁽¹⁸⁾は EHL を援用することで潤滑条件下での反発係数について検討を行い、有限厚さの潤滑膜（厚さ変化）およびキャビテーションの影響を取り入れた理論モデルを提案している。しかしながら、上述のような EHL に基づく研究では、固体の変形が小さい範囲を対象としており、機械システムの機能を低下させる塑性変形の影響は無視されている。したがって、塑性圧痕形成を伴う潤滑膜を介した固体衝突現象の把握には別の枠組みでのアプローチが必要になると考えられる。

そこで本研究では、液体膜を介した固体の衝突現象を対象として、ALE（Arbitrary Lagrangian-Eulerian）有限要素法⁽¹⁹⁾を適用し、圧痕形成プロセスに及ぼす潤滑膜の特性や衝突速度などの影響についての検討を行う。また、既往の実験結果や乾燥条件下の解析結果との定性的な比較を通じて、新しいアプローチ手法としての適用性を議論する。

2. ALE 有限要素法の概要

有限要素法の基準座標系の定式化には、通常の固体解析に使用される Lagrange 定式化や流体の解析に主に使用される Euler 定式化に加え、ALE（Arbitrary Lagrangian-Eulerian）法に基づくものがある⁽¹⁹⁾。Lagrange 定式化が物質粒子に固定された座標系で、Euler 定式化が空間に固定された座標系であれば、ALE 法ではこれらの中間の任意の座標系を考えることが可能となる。すなわち、物質粒子にも独立で空間に固定されてもいない全く人為的に

コントロール可能な座標系である。したがって、ALE 法を利用することで要素形状がいびつになったときに、これを人為的なメッシュ移動によって要素精度を保持するようにスムージングすることができる。このため、この物質粒子が複雑に移動していくような大変形問題や固体の変形場と流体の流れ場の動的連成解析が可能となる。

ALE 座標系は任意の速度で任意の変形をしていく第 3 の座標系として位置付けられ、その特殊な場合が Lagrange 座標系や Euler 座標系となる。ALE メッシュは任意に変形することができ、且つ移流速度を ALE メッシュ速度と物質速度の相対速度とすることができるため、物質の変化はメッシュに固定されなくなる。別の言い方をすれば、Lagrange 的な変形の後、メッシュのみをゆがみが少なくなるように移動し、メッシュの移動に伴う物理量の移流計算を行うことが可能となる。したがって、流体領域に ALE 法を用いれば、構造との境界面を幾何学的に整合させることができるため、本研究が対象とする球体の潤滑平面への衝突現象を含む流体-固体連成問題を都合良く解析できる可能性がある。ここに、通常の ALE 定式化では、境界節点と内部節点の節点位置の移動 (ALE スムージング処理) が必要となるが、本研究で取り組む固体-流体連成解析のように、ALE メッシュの位置を Euler メッシュと一致させた場合、スムージング処理は特に必要無く、メッシュは元の形状位置に戻される。すなわち、ALE メッシュが Euler メッシュ (初期の空間配置) と同じものとして定義されており、ALE 有限要素法の特殊な場合として位置付けられる。このため、固体と流体の変形場およびそれらの相互作用を同様のアルゴリズムで解析可能となる。

3. 有限要素解析モデル

3・1 有限要素モデル

本研究では、汎用ソフト LS-DYNA⁽²⁰⁾ を用いて、乾燥条件下での球体と平板の衝突解析および潤滑条件下での球体と平板の衝突解析を行った。時間方向の離散化手法として、中央差分法に基づく倍精度の動的陽解法を採用した。本研究では、動的陽解法において、1 ステップ間に応力波が要素を超えて伝播しない数値的安定性を確保するため、時間増分は Courant 条件を十分に満足するように設定した。また、固体要素の剛体運動および変形が大となる有限変形問題に対しては、Updated Lagrangian 法を採用した。

図 1(a)および(b)に、それぞれ乾燥条件下での球体と平板の衝突解析モデルおよび潤滑条件下での球体と平板の衝突解析モデルを示す。対象とする現象の性質を踏まえ、2D 軸対称条件下で解析を行った。ここに、図中の CL は軸対称の中心線を示している。球および平板は Lagrange メッシュで離散化し、潤滑膜については ALE Euler メッシュで離散化した。なお、要素は 4 節点軸対称要素である。

Fig. 1 Axisymmetric FE models: (a) Dry condition; (b) Wet condition.

球および平板のメッシュ分割については、図 1 内の拡大図に示すように、変形やひずみ勾配が大きくなる衝突接触部付近を細かい正方形メッシュとし、衝突接触部から離れた個所では比較的粗い四辺形メッシュとした。球と平板の Lagrange 要素数の合計は 12,638 個であり、節点数の合計は 12,494 個である。他方、潤滑膜の側方や上下方向への流動を考慮できるように、初期条件としてボイドで満たされた ALE Euler メッシュを潤滑膜部分より大きな範囲に配置し、その境界は無反射境界とした。潤滑膜が充填されている部分とボイド部分の要素数の合計は 8,460 個、節点数は 8,753 個である。なお、接触面の表面粗さの影響は無視している。

境界条件としては、平板の下端を完全固定とし、側面は拘束無しとした。球体の境界条件については、50, 100, 200 および 400 mm の 4 水準の自由落下高さと質量から衝突直前の速度 v_i （それぞれ、990, 1400, 1980, 2800 mm/s に対応）を計算し、平板との衝突開始位置に配置した球体に初速度として与えた。なお、図 2(b)の解析モデルにおける球体の初期位置については潤滑膜の初期厚さを考慮している。

球体と平板の接触の取扱いとしては、法線接触力とギャップ量を用いた Kuhn-Tucker 型の接触判定条件を採用し、凝着力などは特に考慮しなかった。また、node-to-surface アルゴリズムに基づく接触離散化法を採用し、ペナルティ法に基づいて Lagrange 固体間の接触を取り扱っている⁽²⁰⁾。流体-固体間の相互作用の取り扱いもペナルティ法に基づいているが、ただし全方向固着条件とした。またこの際、流体部分のリーク（Lagrange メッシュへの貫通・漏れ）を防ぐために、Lagrange メッシュと Euler メッシュの分割数を細かく、且つ同程度になるように離散化している（図 1(b)参照）。なお、Wu et al.⁽¹⁾⁽²⁾の報告によると、塑性変形が生じる場合の球体の衝突・反発挙動では応力波の伝播による影響は微小であり無視できるとされているため、平板の横方向サイズは圧痕域の 10 倍以上とし、サイズに関する詳細な検討は除外した。

3・2 材料モデル

球体の材料特性には、著者ら⁽¹⁵⁾の既往の実験結果を踏まえ、平板より硬い軸受鋼を想定して等方・均質な線形弾性体を採用した。また、平板の材料特性には、ミーゼスの降伏条件に従う等方・均質な弾塑性体と想定し、弾性特性として線形弾性、硬化特性として次式に示す二直線硬化則を採用した。

$$\sigma_y = \sigma_0 + E_h \left(\bar{\varepsilon} - \frac{\sigma_0}{E} \right) \quad (1)$$

ここに、 σ_0 は初期降伏応力、 σ_y は（後続）降伏応力、 $\bar{\varepsilon}$ は相当ひずみ、 E および E_h はそれぞれ縦弾性定数および加工硬化係数である。

Euler 定式化では、Navier-Stokes の方程式を基礎方程式として、ALE 移流フェーズを組み合わせることで圧縮性流体の流れ場を解くが、その際に流体の構成式が必要となる。本研究では、潤滑膜の構成式として、せん断応力（偏差応力）がせん断速度ひずみ（偏差ひずみ速度）に依存するニュートン流体を採用した。衝撃問題における数値解析法では、次式のように応力成分 σ_{ij} を静水圧成分 p と偏差成分 σ_{ij}^* の和として計算することにより、固体材料と流体材料を同じように取り扱うことができる。

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \sigma_{ij}^* \quad (2)$$

ここに、 δ_{ij} はクロネッカーのデルタであり、下添字は指標を表す。ニュートン流体の構成式と内部エネルギー Π および密度 ρ を独立変数とする状態方程式より、式(2)の各成分は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} p &= \bar{F}(\Pi, \rho) \\ \sigma_{ij}^* &= 2\eta \dot{\varepsilon}_{ij}^* \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに、 $\dot{\varepsilon}_{ij}^*$ は偏差ひずみ速度、 η は粘性係数である。また、圧力の算出に用いる関数 $\bar{F}()$ は状態方程式を表している。本研究では、密度と内部エネルギーを独立変数とし、高圧問題で利用される Gruneisen 状態方程式⁽²⁰⁾を採用した。粘性係数 η については、粘度 0.13 Pa·s および実験に用いた潤滑剤の粘度 1.3 Pa·s（動粘度：1300 cSt）

を基準値として採用し、粘性係数の圧力依存性および温度依存性については考慮しないこととした。また、本研究ではキャビテーションの影響を考慮するために負圧のカットオフ応力を規定し、その値としてはデフォルト値のゼロを採用した。なお、潤滑膜の密度は $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ とした。

4. 実験結果

4 水準の初期高さ h から球体（材質：軸受鋼，直径：30 mm）を自由落下させて，基礎に固定した平板（材質：純銅，厚さ：5 mm）に 1 回だけ衝突させる実験において，潤滑条件下（潤滑剤：ポリアルファオレフィン，粘度 $1.3 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ）での残留圧痕形状の実験結果を図 2 に実線で示す。ただし，潤滑剤をヘキサンに希釈して平板上に塗布し，ヘキサンを揮発させて形成させることにより得た潤滑薄膜の初期厚さは $t_0 = 100 \mu\text{m}$ である。また図には，乾燥条件下での結果も併せて破線で示している。図からわかるように，同一粘度および同一初期膜厚においては，衝突速度が大きくなるにつれ，圧痕形状は大きくなっている。また，潤滑膜がある場合は，乾燥条件の碗型の圧痕形状から円錐型のそれへと変化している様子が確認できる。また，それらの深さは乾燥条件と潤滑条件でほぼ等しい。これは，衝突時間が非常に短いことと，流体力学特性により潤滑膜が二面間から逃れられないことに起因している。すなわち，潤滑膜の圧力が上昇し，「硬化した潤滑膜が工具となって」変形が進んだためであると考えられる。このことは，同時に計測したインピーダンスの時間変化に金属接触が認められないこと⁽¹⁵⁾，また変形後の衝突面間に液体溜まりを示すような痕跡が残ること⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹⁵⁾からも推察される。

Fig. 2 Comparison of residual indentation profiles obtained by experiments between wet and dry conditions under four levels of drop heights.

5. 有限要素解析結果

5・1 乾燥条件下での解析結果

まず，残留圧痕形状について，乾燥条件下での有限要素解析と実験結果との比較を行う。ここに，球と平板のサイズは $R=15 \text{ mm}$ ， $L_h=20 \text{ mm}$ ， $L_w=64 \text{ mm}$ である。図 3 に図 1(a)の解析モデルを用いた場合の解析結果と実験結果の比較を示す。ここに，有限要素解析での固体間の摩擦係数は $\mu = 0.3$ としている。材料パラメータは純銅を想定し，引張試験の結果から， $E = 110 \text{ GPa}$ ，ポアソン比 $\nu = 0.3$ ， $\rho = 8800 \text{ kg/m}^3$ ， $\sigma_0 = 195 \text{ MPa}$ ， $E_h / E = 0.0055$

とした。グラフの左側は実験結果、右側は解析結果を示しているが、乾燥条件下での結果については、残留圧痕形状は碗型を呈し、実験と有限要素解析ではほぼ等しい結果が得られている。通常、固体間の接触を取り扱う数値解析においては、摩擦係数を小さくして潤滑油の効果を模擬的に考慮する場合が多い。そこで、図 1(a)の解析モデルにおいて、摩擦係数 μ を小さくした場合の解析を行ってみる。図 4 に初期高さを 4 水準に変化させて衝突させた際の残留圧痕形状の比較を示す。ここに、グラフの左側は実験結果であり、右側は有限要素解析結果である。図から確認できるように、接触物体の間に高压の液体膜が閉じ込められ、これを介して物体の変形を生じるような問題では、固体解析で摩擦係数を下げることだけでは対応できない。

Fig. 3 Comparison of residual indentation profiles between experiment and FE analysis under dry condition ($R=15$ mm, $L_h=20$ mm, $L_w=64$ mm). Left and right sides in the graph are result of experiment and FEM, respectively.

Fig. 4 Comparison of residual indentation profiles between experiment and FE analysis under dry condition, where four levels of friction coefficient adopted to FEM. Left and right sides in the graph are result of experiment and FEM, respectively.

5・2 潤滑条件下での解析結果

本節では、固体-流体連成解析を可能とする ALE 有限要素法を用いた解析結果について述べる。ここに、本研究では、粘性係数の圧力依存性および温度依存性を考慮していないため、実験結果との定量的な比較は困難である。加えて、非常に高压となる流体-固体接触面における幾何学的制約条件の破綻を抑えるため、球体の運動エネルギー（密度、半径）や平板の強度を小さくした場合（ $R=3.75$ mm, $L_h=5$ mm, $L_w=16$ mm）について解析を実施しており、実験結果との比較は定性的なものに留める。ただし、残留圧痕形状について、実験結果との整合性が確認されている乾燥条件との比較を実施するが、乾燥条件と潤滑条件の材料パラメータは同じものを採用する。表 1 に潤滑条件の解析に用いた材料パラメータを示す。

図 5 は、4 水準の球の初期高さについて、潤滑膜の有無による残留圧痕形状の比較したものである。ここに、グラフの左側は乾燥条件下での解析結果であり、右側は潤滑条件下（粘度 0.13 Pa·s, 初期膜厚: 100 μm）での解析結果である。また、残留圧痕は荷重-時間関係において、荷重が除荷されてゼロとなった時刻の形状とした。図から確認できるように、残留圧痕形状は乾燥条件の碗型に対し、潤滑条件ではいずれの速度においても曲率半径が大きくなり、円錐型を呈している。これらの傾向は、既往の実験的報告⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁵⁾と同様である。しかし、本解析では粘度の圧力依存性を考慮していないため、圧痕が小さく見積もられていると考えられる。なお、乾燥条件の結果に比して、潤滑条件の圧痕形状の計算結果に若干の揺らぎがみられる。これは、非常に高压問題となる本

研究での流体と固体の接触の取り扱いについて、節点ベースのペナルティ法を採用していることに起因していると考えられる。

潤滑平面への球衝突による塑性圧痕プロセスは短時間の非定常現象であることに加え、高速カメラを用いても、接触部の撮影は困難を極める。そこで次に、数値シミュレーション解析の利点を生かし、圧痕プロファイルの時系列変化について検討を行う。

図 6 に潤滑条件（粘度 $0.13 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，初期膜厚： $100 \mu\text{m}$ ）について、初期高さ $h=100 \text{ mm}$ における圧痕プロファイルの時系列変化を示す。図 6 より、潤滑条件において、変形開始直後では碗型に近い形であるが、圧縮が進むにつれて早い時期に残留圧痕形状が円錐型となり、その後は相似的に拡大していることがわかる。また、各変形過程において、接触中心の深さは乾燥条件と潤滑条件でほぼ等しい。他方、各変形過程におけるパイルアップや圧痕径は、変形直後を除いて潤滑条件の方が乾燥条件よりも小さくなっている。もし、同条件の球体の衝突でも潤滑膜の影響により形成される残留圧痕形状が異なることを制御できるようになれば、圧痕径やパイルアップをできるだけ小さく保ちたいショットピーニングや、表面のパターニング処理への援用も期待される。なお、本研究では、平板の降伏応力を $\sigma_0 = 50 \text{ MPa}$ と低い値に設定して解析を行っているため、弾性除荷の影響は小さくなっている。

Table 1 Material parameters for ALE FE analysis

	$E \text{ [GPa]}$	ν	$\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\sigma_0 \text{ [MPa]}$	$E_h \text{ [GPa]}$
Sphere	200	0.3	3900	-	-
Plate	200	0.3	7800	50	0

乾燥条件下で多数取り組まれている荷重－変位関係に関する検討も機械システムの設計やメンテナンスの高度化において重要となる。そこで、既往の乾燥条件下での報告⁽¹⁾⁽⁷⁾と同様に、潤滑条件下における荷重－変位関係について検討を行ってみる。図 7 に 4 水準の初期高さに対する荷重－変位関係を示す。ここに、潤滑膜の条件は図 6 と等しい。図より、荷重－変位関係は乾燥条件と潤滑条件で同様の傾向を示すことがわかる。ただし、圧縮の初期段階においては、乾燥条件では弾性域からなめらかに荷重が上昇するのに対し、潤滑条件では初期段階で大きく荷重が上昇し、その後緩やかに荷重が上昇していることがわかる。これは、潤滑条件では、変形前から平板と潤滑膜が面で接触しており、潤滑膜厚さが小さくなるにつれ圧力が緩やかに上昇するためである。その結果、圧縮変位が卓越する前から球直下周辺部で圧力が受け持たれるため、乾燥条件に比べて微小変位時に荷重が大きくなるものと考えられる。その後、荷重が上昇し、最大変位および最大荷重に達した後、除荷が起こる。なお、除荷時の荷重－変位関係の傾きは乾燥条件と潤滑条件でほぼ等しい。

以上をまとめると、衝突により形成される圧痕は乾燥条件と潤滑条件で、負荷の初期過程で既に異なることがわかる。これは、乾燥条件の場合には球体の幾何学的特性に従って負荷過程の圧痕が形成されるのに対して、潤滑条件の場合には潤滑膜の圧力を介して圧痕が形成されるためである。（厳密には、乾燥条件下でも負荷過程の途中から圧痕の曲率は球のそれよりも小さくなる）。そのため、接触初期から発生する潤滑膜のスクイーズ効果と粘性効果により、負荷過程において既に円錐型の圧痕が形成されることがわかる。このことをさらに詳しく検討するため、潤滑膜内の流速分布について調べてみる。

図 8 に圧痕形成過程における流速ベクトル分布を示す。ここに、単位は mm/s であり、表示の最小値は 0 mm/s ，最大値は 12000 mm/s である。図 8(a)は球と流体の接触初期段階の時刻における状態を示しており、図 8(b)～図 8(d)は図 6 の時刻に対応している。また、初期高さは $h=100 \text{ mm}$ ，潤滑膜の条件は粘度 $0.13 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ および初期膜厚 $100 \mu\text{m}$ である。これらの図からもわかるように、球体が平板に接近し膜厚が薄くなる過程で、潤滑膜の側方への流動速度は大きくなることがわかる。また、流速が最大となる位置は、球体と潤滑膜の接触域の中央付近（圧痕のエッジ付近に相当）であり、平板の変形の進行とともに側方へ移行している。一方、球体直下では潤滑膜の流動はほぼ生じていないことがわかる。さらに、平板の変形が進行すると、潤滑膜が流動しない範囲が大きくなり、結果として流速が最大となる部分の内側に潤滑膜が閉じ込められる様子が確認できる。なお、衝突速度の影響につ

いては、衝突速度が増加するとともに潤滑膜内の流速も大きくなる。しかし、平板の変形量も大きいため、潤滑膜の閉じ込め量も大きくなり、結果として形成される圧痕も大きくなる。

Fig. 5 Comparison of residual indentation profiles obtained by FEM between dry and wet conditions under four levels of drop heights. Left and right sides in the graph are dry and wet conditions, respectively.

Fig. 6 Variation of indentation profiles obtained by FEM under dry and wet conditions. Left and right sides in the graph are dry and wet conditions, respectively.

Fig. 7 Load-displacement curves obtained by FEM under dry and wet conditions, where four levels of drop heights are adopted.

Fig. 8 Distribution of flow velocity vector during indentation obtained by FEM

5・3 潤滑膜特性の影響

上述の検討より，潤滑膜を介した球衝突による塑性圧痕形成は，球体の接近による潤滑膜の側方への流動と平板の変形による潤滑膜の閉じ込め機構に影響を受けることがわかった．したがって，塑性圧痕プロファイルは潤滑膜の特性に影響を受けると考えられる．そこで本節では，潤滑膜の粘度と初期膜厚の影響について検討を行う．

図 9 に二種類の粘度条件下での残留圧痕形状の比較を示す．ここに，グラフの左側は粘度 $0.13 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，右側は粘度 $1.3 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ の場合の結果である．また，初期膜厚は $100 \mu\text{m}$ である．図からわかるように，検討の範囲では，潤滑膜の粘度によらず，いずれの衝突速度においても残留圧痕形状は円錐形を呈する．また，粘度が小さい場合に圧痕深さは乾燥条件に近づくが，粘度が大きい場合には，圧痕深さが浅くなっている．これは，粘度が大きい場合には，潤滑膜の粘性抵抗が大きくなるため，流動に要するエネルギーが大きくなることと，球体の運動エネルギーが流体の内部エネルギーに変換される割合が大きいため，球と平板が接近する際に球体の速度が下がってしまうことに起因すると考えられる．また，図 8 に示したような荷重－変位関係については，粘度が大きくなるとともに荷重の上昇はなめらかになり，最大荷重が小さくなる．これは粘度が大きいほど潤滑膜の側方への流動が生じにくく，膜厚分布がなだらかになることと関連していると考えられる．このことは，図 8 に示したような流速ベクトル分布からも確認された．

次に，潤滑膜の初期厚さの影響について述べる．図 10 に二種類の初期潤滑膜厚条件下での残留圧痕形状の比較を示す．ここに，グラフの左側は膜厚 $t_0 = 60 \mu\text{m}$ ，右側は膜厚 $t_0 = 100 \mu\text{m}$ の場合の結果である．また，粘度 $1.3 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ である．図からわかるように，検討の範囲では，潤滑膜の初期厚さによらず，いずれの衝突速度においても残留圧痕形状は円錐形を呈する．図 9 の考察で述べたように，潤滑膜の流動によるエネルギー散逸は，初期厚さとともに大きくなるため，残留圧痕は初期膜厚が小さいほど深くなっている．ただし，図 10 に示したような初期膜厚の範囲では，圧痕形状への影響は小さい．これは，初期膜厚 t_0 が小さい場合には接触初期の流速ベクトルが大き

くなるものの、最大流速は初期膜厚 $t_0 = 100 \mu\text{m}$ の場合とほぼ等しいためである。したがって、潤滑膜の閉じ込め量は初期膜厚によらず、潤滑膜内の圧力分布や圧痕形状も初期膜厚にそれほど依存しないと考えられる。

以上より、圧痕形成に及ぼす潤滑膜特性の影響は、以下のようにまとめられる。

- ① 特定の潤滑状態では衝突速度によらず、円錐型の圧痕形状を呈する。パイルアップや圧痕域は、潤滑条件の方が乾燥条件よりも小さい。
- ② 粘性係数 η が小さいとき、残留圧痕形状に及ぼす初期膜厚 t_0 の影響は小さい。
- ③ 粘性係数 η が小さいとき、残留圧痕の深さは乾燥条件下でのそれにほぼ等しい。粘性係数 η が大きくかつ初期膜厚 t_0 が大きくなるにしたがい、残留圧痕は浅くなる。

なお、これらの結果は、本研究での検討の範囲内でのエネルギーバランスについてのものであり、球体の衝突速度や質量が大きく、弾性球の初期ポテンシャルエネルギーが大きい場合には、粘性係数や初期膜厚がある程度大きくても円錐形の圧痕深さは影響を受けないと考えられる⁽¹²⁾⁽¹⁵⁾。

また、球体の潤滑平面の衝突時に圧痕形成パターンは、潤滑膜の特性によって二つの傾向に大きく分けられる。一つは球体の運動エネルギーの吸収が主に平板の内部ひずみエネルギーにより受け持たれ、荷重－変位関係は乾燥条件のそれとほぼ等しい場合である。もう一つは、球体の運動エネルギーの吸収が主に潤滑膜の流動で受け持たれる場合であり、荷重－変位関係の傾向は乾燥条件の場合と異なる。後者の場合は、球体の衝突エネルギーを吸収するために生じる全エネルギーの内、流体のエネルギーの占める割合が大きくなる場合に相当し、粘度や初期膜厚が相対的に大きいである。その結果、平板の圧痕形成に寄与する内部エネルギーが小さくなるため、圧痕が浅くなると考えられる。したがって、能動的に円錐型の圧痕形状を生じさせるには、ニュートン流体を介して平板が圧縮され、且つ荷重－変位関係が乾燥条件のそれとほぼ同様の傾向を示す場合であると結論付けられる。

Fig. 9 Effect of viscosity of lubricant on residual indentation profiles obtained by FEM, where two levels of viscosity are adopted. Left and right sides in the graph are result of FEM under 0.13 Pas and 1.3 Pas, respectively.

Fig. 10 Effect of initial thickness of lubricant on residual indentation profiles obtained by FEM, where two levels of thickness are adopted. Left and right sides in the graph are result of FEM under initial thickness of lubricant 60 and 100, respectively.

6. 結 言

本研究では、ALE 有限要素法に基づく固体－流体連成接触解析を実施し、潤滑面の衝突現象への適用性の検討を行った。その結果、以下のことが確認できた。

- 1) ALE 有限要素法により、乾燥条件の塑性圧痕（碗型）のみならず、潤滑条件下での特徴的な圧痕（円錐型）を再現し得る。
- 2) ALE 有限要素法を用いることにより、実験では測定および観察困難な圧痕形成プロセスに関する検討も可能である。
- 3) 潤滑条件下での塑性圧痕が円錐型を呈するのは、球体の接近とともに、その直下では粘性を有する液体が側方へ流出し難くなり、スクイーズ効果と併せて潤滑膜の閉じ込めが起こるためである。
- 4) 本研究での検討の範囲内では、塑性圧痕プロファイルは、球体の衝突エネルギーや潤滑膜の粘度に主に影響を受け、初期膜厚にはそれほど影響を受けない。なお、本研究では粘度の圧力・温度依存性を考慮していない。今後、これらを考慮したより詳細な検討を行う必要がある。

最後に、液体膜を介した固体の衝突現象に対する ALE 有限要素法を適用する際のメリットとデメリットをまとめる。メリットとしては、以下の点が挙げられる。

- ① 通常の有限要素法の知見が利用可能である。
- ② 流体の流れ場と非弾性変形場の相互作用を検討可能である。
- ③ 任意の形状やスケールを対象とした問題に適用可能である。
- ④ 材料物性値が既知のものであれば、DLC などのコーティングが施された平板や複合材などを対象とした問題にも適用可能である。

また、現時点でのデメリットとしては、以下の点が挙げられる。

- ① 高圧問題の場合、ALE メッシュと Lagrange メッシュ間の幾何学的制約条件の破たんが生じやすくなるため、要素の細分化やペナルティ係数（あるいは接触離散化手法）の最適化が必要となる。また、それに応じて計算コストも増大する。
- ② 連続体の枠組みのため、潤滑膜の破断を自然に再現することができない。潤滑膜の破断までを扱う場合は、人工的なクライテリアの導入が必要である。

謝 辞

本研究は、公益財団法人 NSK メカトロニクス技術高度化財団の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表します。

文 献

- (1) Wu, C.Y., Li, L.Y., and Thornton, C., "Rebound Behaviour of Spheres for Plastic Impacts", *International Journal of Impact Engineering*, Vol.28 (2003), pp.929-946.
- (2) Wu, C.Y., Li, L.Y., and Thornton, C., "Energy Dissipation during Normal Impact of Elastic and Elastic-plastic Spheres", *International Journal of Impact Engineering*, Vol.32 (2005), pp.593-604.
- (3) Labous, L.R., Rosato, A.D., and Dave, R.N., "Measurements of Collisional Properties of Spheres using High-speed Video Analysis", *Physical Review E*, Vol.56 (1997), 5717-25.
- (4) Thornton, C., and Ning, Z., "A Theoretical Model for the Stick/Bounce Behavior of Adhesive Elastic-plastic Spheres", *Powder Technology*, Vol.99 (1998), pp.154-162.
- (5) Stronge, W.J., "Theoretical Coefficient of Restitution for Planer Impact of Rough Elasto-plastic Bodies", *Impact Waves Fracture ASME AMD*, Vol.56 (1995), pp.717-725.
- (6) Minamoto, H., and Kawamura, S., "Effects of Material Strain Rate Sensitivity in Low Speed Impact between Two Identical Spheres", *International Journal of Impact Engineering*, Vol.36 (2009), pp.680-686.
- (7) Thornton, C., "Coefficient of Restitution for Collinear Collisions of Elastic-perfectly Plastic Spheres", *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol.64 (1997), pp.383-386.
- (8) Bowden, F.P., and Tabor, D., "The Friction and Lubrication of Solids", *Oxford*, (1954), Chap. 13.
- (9) 宮川浩臣, 平野富士夫, "球と平板の衝突における鉨油膜の挙動について", *潤滑*, Vol.24 (1979), pp.54-61.

- (10) 大矢根守哉, 小坂田宏造, “高速圧縮加工時における潤滑剤の閉込めの機構”, 日本機械学会論文集, Vol.34 (1986), pp.1001-1008.
 - (11) Safa, M.M.A., and Gohar, R., “Pressure Distribution under a Ball Impacting a Thin Lubricant Layer”, *Transactions of the ASME Journal of Tribology*, Vol.108 (1986), pp.372-376.
 - (12) Larsson, R., and Lundberg, J., “Study of Lubricated Impact using Optical Interferometry”, *Wear*, Vol.190 (1995), pp.184-189.
 - (13) Davis, R.H, Rager, D.A., and Good, B.T., “Elastohydrodynamic Rebound Rebound of Spheres from Coated Surface”, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.468 (2002), pp.107-119.
 - (14) Musca, I., Morosanu, T., and Diaconescu, E.N., “The Evaluation of Minimum Film Thickness in Ball-plane Impact Experiments”, *Tribology Series*, Vol.31 (1996), pp.545-552.
 - (15) 中野健, 尾崎伸吾, “潤滑面の衝突現象の極限に挑む”, トライボロジスト, Vol.56 (2011), pp.537-542.
 - (16) Dowson, D., and Wang, D., “A Analysis of the Normal Bouncing of a Solid Elastic Ball on Oily Plate”, *Wear*, Vol.179 (1994), pp.29-37.
 - (17) Dowson, D., and Wang, D., “Impact Elastohydrodynamics”, *Tribology Series*, Vol.30 (1995), pp.565-582.
 - (18) Kantak, A.A., and Davis, R.H., “Elastohydrodynamic Theory for Wet Oblique Collision”, *Powder Technology*, Vol.168 (2006), pp.42-52.
 - (19) 久田俊明, 野口裕久, “非線形有限要素法の基礎と応用”, 丸善, (1995).
 - (20) LSTC, LS-DYNA Ver.971, “*Theory manual, User’s manual*”, (2010).
-