研究論文

重粉砕機異物混入時の回転刃の CAE による衝突解析

須貝　裕之*　片山　聡*

CAE Analysis of Accidental Jamming Damage cause of Alien Substance on Single-Shaft Shredder

SUGAI Hiroyuki*and KATAYAMA Satoshi*

抄　　録

廃棄物の粉砕を行う重粉砕機が，硬い異物をかみこんで急停止した際に装置各部に生じる影響や，これを軽減する過負荷保護装置の効果についてコンピューターシミュレーションにより調べた。解析の結果，急停止時に回転刃を支えるシャフトのキーまわりに非常に大きな負荷が作用すること，またその主な要因は回転刃自体の回転エネルギーによるものであることがわかった。加えて過負荷保護装置は粉砕機の損傷低減に効果があることがわかった。

1.　緒　　言

重粉砕機は廃棄物の見かけの体積を減少させて搬送や廃棄の効率化を図る装置として様々な分野へ適用が広がっている。一方，廃棄物に混入した想定外の硬い異物により粉砕刃が破損したり，粉砕機構の急停止により装置自体が破損するといった不安要素を抱えていた。重粉砕機には異物の噛み混みによる急停止時に装置にかかる負荷を低減させるため過負荷保護装置が備え付けられている。しかし実際に装置が急停止することは稀であるため，急停止時に各部に発生する応力に関する検討や過負荷保護装置自体の最適化はあまりなされていない。

本研究では，ウエノテックス(株)の重粉砕機が異物の噛みこみにより急停止する際に各部に生じる変形・応力状態をコンピューターシミュレーションにより計算し，それが装置各部に与える影響や過負荷保護装置の効果について調べた。

2.　解析手法と解析モデル

2.1　解析手法

今回の研究では解析に要する時間を削減するため，解析モデルの作成を企業と分担して行うこととした。図 1 に解析手順の概要を示す。三次元 CAD による解析モデル形状の作成は，実際に重粉砕機の設計を行っている企業側で行った。工技総研ではそのデータを元に解析用の要素分割と境界条件・初期条件の設定を行った後，解析計算を実行した。計算終了後，電子データを CD-R 等に記録し解析結果表示専用ソフトと一緒に企業に回付し，モデル形状へのフィードバックを検討した。解析モデルの作成には三次元 CAD の SolidWorks を使用した。また解析には動的陽解法有限要素法ソフトウエア LS-DYNA ver.971 を使用した。

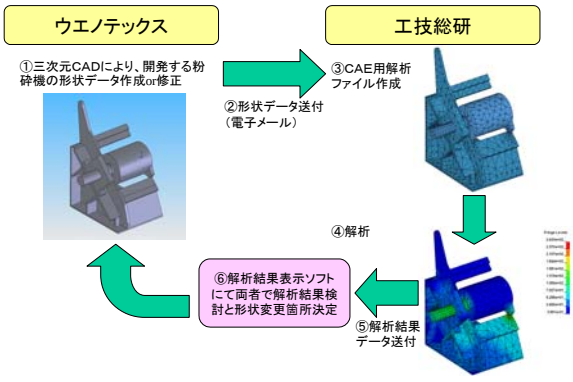


図 1　解析手順

* 中越技術支援センター

2.2　解析モデル

図 2 に解析対象とする重粉砕機の三次元 CAD による内部機構を示す。重粉砕機は 132 kWh のモーターによりベルトを介してフライホイールを回転させる。これによりフライホイールと接続されている回転刃が，装置下部フレームに固定されている固定刃との間で廃棄物をせん断・粉砕する。

解析モデルを図 3 に示す。重粉砕機は左右対称形状であるため，全体の 1/2 の部分のみをモデル化した。実機と同様に回転刃とシャフト，インナーフランジとシャフトはそれぞれ軸の両サイドのキーにより固定される構造とした。またベアリングケージと下部フレーム，下部フレームと架台はそれぞれボルトにより固定される構造とした。解析モデルは 4 面体要素と 6 面体要素で分割した。モデル全体の要素数は 52,410，節点数は 29,701 となった。

実機の重粉砕機は回転刃に過大な負荷が作用した際に，フライホイールと回転刃の締結を切り離して装置を保護する過負荷保護装置を備えている。本研究は衝突による応力状態の計算を目的としているので、保護装置自体の構造を正確に再現する必要はない。そこで解析モデルでは，図 4 に示す方法で保護装置を簡易的に模擬した。ここではフライホイールから突き出した軸（突き出しピン）と回転刃と一体となったインナーフランジを，一個のソリッド要素（消滅ソリッド要素）でつないでいる。この要素は解析中所定の引張応力状態になると消滅するよう設定した。消滅する引張応力の値は，締結切り離し荷重と黄色い要素の断面積から計算して設定した。図 5 に回転刃が異物と衝突した直後に

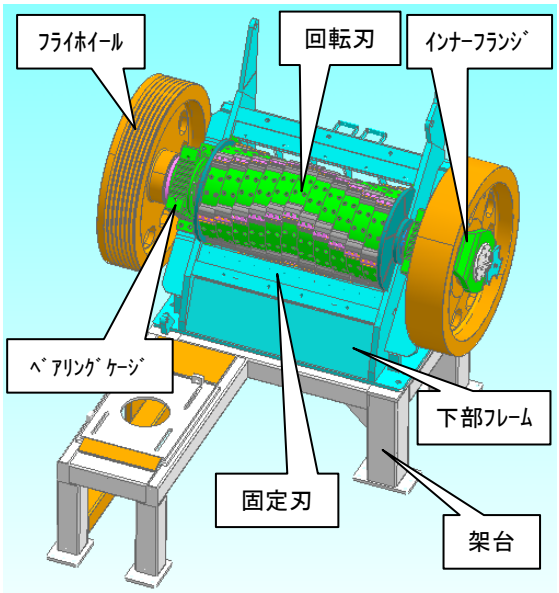
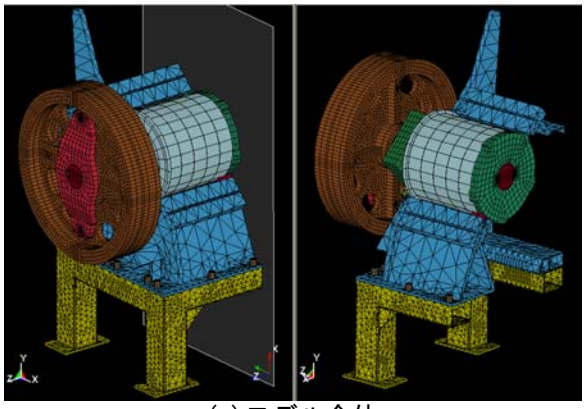
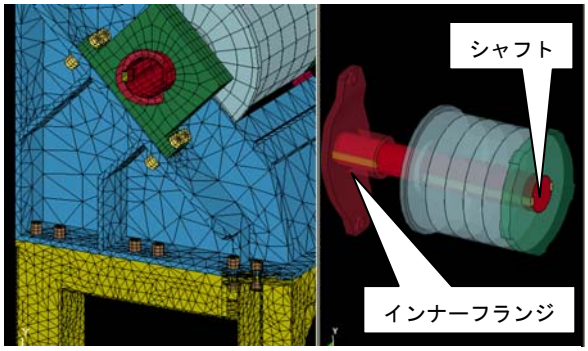


図 2　重粉砕機内部機構



(a) モデル全体



(b) ボルトによる締結　　(c) 回転刃とキー溝

図 3　解析モデル

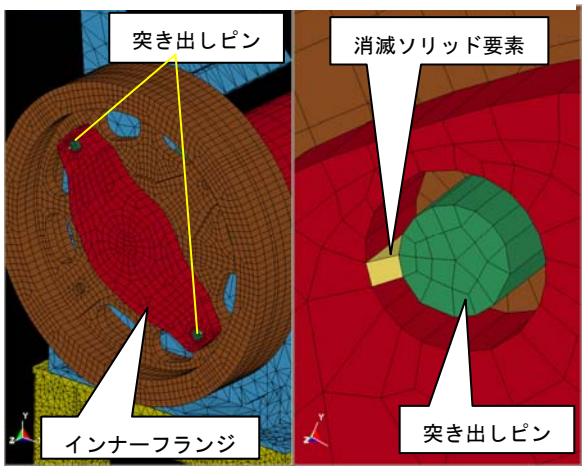


図 4　過負荷保護装置

過負荷保護機構が作動する様子を示す。

図 6 に異物の形状と位置を示す。実際の衝突による衝撃は，異物の姿勢や形状・材質などによって大きく異なるが，それらすべてに対応すべく莫大な組み合わせの解析を行うことは現実的でない。そこで本研究では異物の材質を鉄系の金属（SS400）とし，位置はシャフトの中央部とした。形状は直方体とし下部フレームと一体化した。この条件設定における異物は実際に見られる異物に比べると強度は高めであり，回転刃に加わる衝撃も大きくなる。従って解析により得られた衝撃力は実際に起こりうる結果の中でも大きな部類になるため，設計から見れば安全側で見積もることになる。

解析に使用する材料特性を調べるため重粉砕機に使用されているのと同じ材料で引張試験を行った。今回は衝突現象の解析なので，非常に高速で材料が変形する。そこで試験速度は装置の最高速度である 1000 mm/min とした。

3. 解析結果

3.1 過負荷保護装置を設定した場合

図 7 に回転刃が異物に接触した直後の解析結果を示す。異物が大きく塑性変形するとともに異物に衝突した回転刃の刃先も変形している。またベアリングケージと下部フレームの部分にも衝突によって回転刃が前方に飛び出そうとする力を抑えるため大きな応力が発生している。

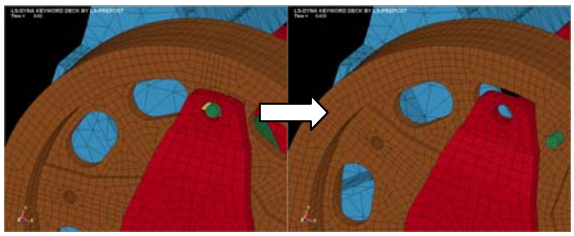


図 5　過負荷保護装置が動作する状況

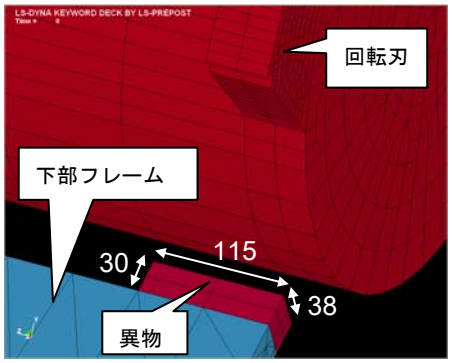


図 6　異物の形状

3.2 過負荷保護装置の効果

次に過負荷保護装置の効果を調べるため，消滅ソリッド要素の破断限界をきわめて大きくして保護装置の機能を無効にした場合の解析を行った。図 8 に解析結果を示す。3.1 で行った過負荷保護装置が有効な場合と比較して，さらに各部の変形・応力状態が大きくなっていることがわかる。特にシャフトは応力状態が塑性域に達するほど大きくねじれており，もし過負荷保護装置がない場合，シャフト周りに大きな損傷が発生する可能性がある。以上の結果より，完全に破損を抑止できるとまではいえないが，過負荷保護装置は重粉砕機の破損を抑制する効果があると考えられる。

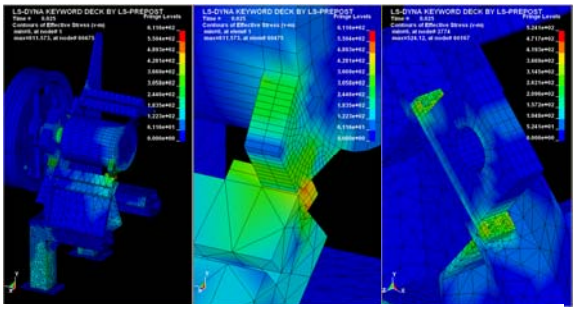
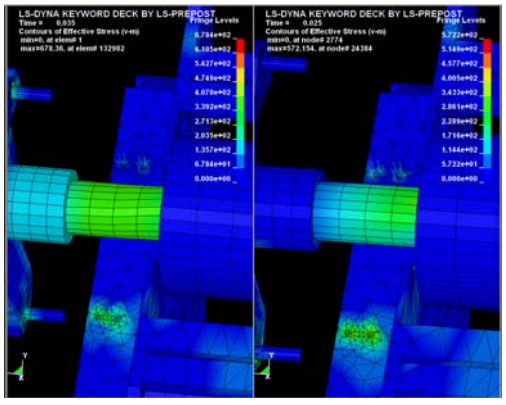


図 7　衝突直後の各部の応力状態



(a) 保護装置なし　(b) 保護装置あり

図 8　過負荷保護装置の効果

3.3　衝突時に大きな荷重が作用する回転刃キー周りの変形・応力状態の解析

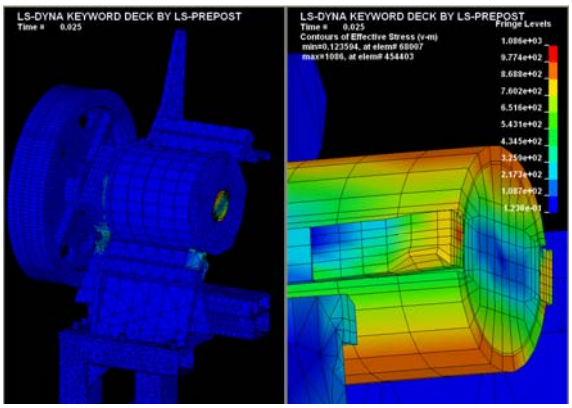
図 9 に衝突時に Mises 応力が最も高い値になったときの解析結果を示す。ベアリングケージと下部フレームとの固定部分や異物と回転刃の衝突部に大きな応力が発生している。特に回転刃をシャフトに固定するキー周辺は最も高い応力が働き，キーは衝突の衝撃で大きく変形している。

3.4　キーを変形させる要因

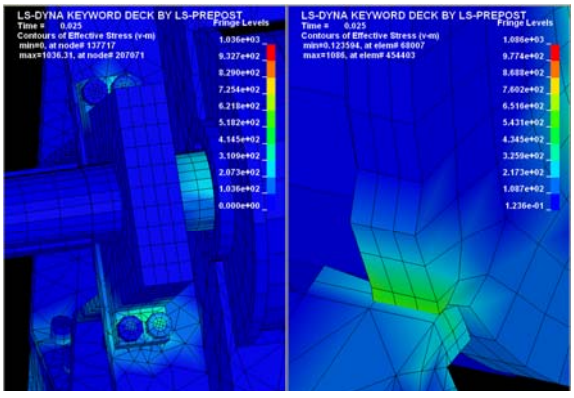
これまでの解析より異物と回転刃が衝突した場合，過負荷保護装置が作動しているにもかかわらずシャフトと回転刃を固定するキーは大きく変形する計算結果が得られた。キーを変形させるエネルギーには，過負荷保護装置が作動するまでの荷重と過負荷保護装置の作動によりフライホイールと切り離された後も回転し続ける回転刃全体の回転エネルギーが考えられる。そこでどちらがキーの変形に大きな影響を与えているか調べるため，フライホイールがない状態で衝突解析を行った。結果を図 10 に示す。結果はフライホイールがある場合とない場合でほとんど変わらない。このことから衝突によりキーを変形させるエネルギーの大半は回転刃全体の回転エネルギーによるものと考えられる。

4.　動解析による衝突衝撃荷重と静解析によるねじり荷重によるキーまわり応力状態の比較

ここでは，異物混入による急停止時に最も大きな応力が発生する回転刃キー周りに関して，静的な解析と動的な解析を同様な条件下で行い，結果を比較する。これにより今後静的な解析結果をもとに衝撃的な荷重が作用する状況下での製品設計を行う際の指標とする。

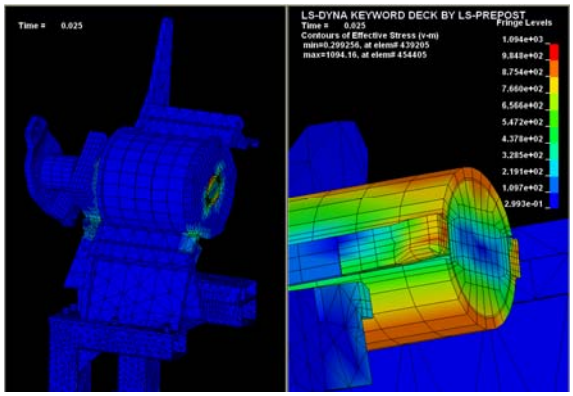


(a) 全体　　(b) キー部分

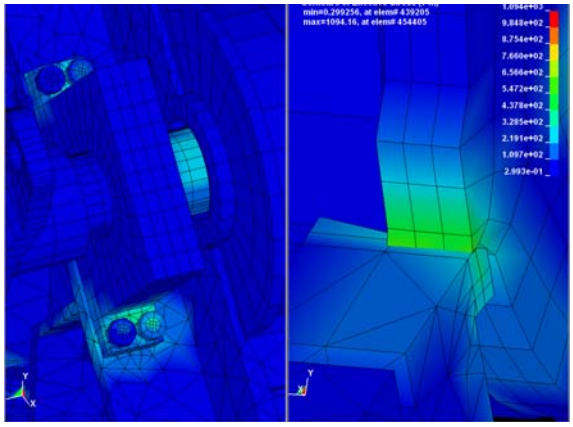


(c) 軸受け部分　　(d) 衝突部分

図 9　解析モデル



(a) 軸受け部分　　(b) 衝突部分



(c) 軸受け部分　　(d) 衝突部分

図 10　解析モデル（フライホイールなし）

4.1　解析モデルと解析条件

動的な解析と同様な条件下で静的な解析を行った。解析には静的陰解法有限要素法ソフトウエア ANSYS Workbench Ver.11 を使用した。図 11 に解析モデルを示す。静的な解析ではこれまで行った動的な解析のような複雑な接触条件では計算の収束性が悪化し解析の効率が悪くなるため，解析対象を単純化し回転刃，シャフトとキーのみをモデル化した。図 12 に荷重条件を示す。フライホイールと締結されるシャフトの一端にモーター出力と回転数，減速比から求められるトルクを設定した。拘束条件として，シャフトがベアリングケージによって支えられる部分についての半径方向の変位と，回転刃が異物と接触する位置の変位での並進方向の変位を完全に固定した。解析モデルの要素分割は自動にて行ったので，4 面体，5 面体，6 面体要素が混在した状態となり要素数 15,120 節点数 67,465 となった。

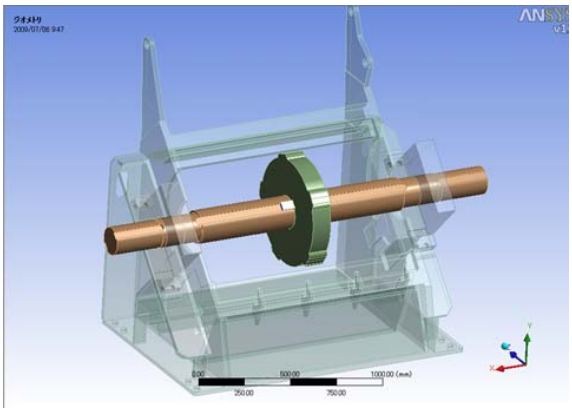


図 11　解析モデル

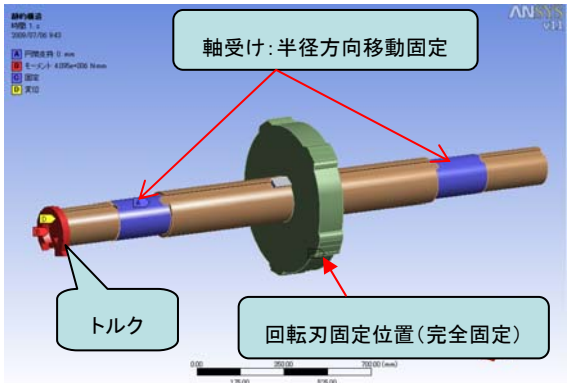
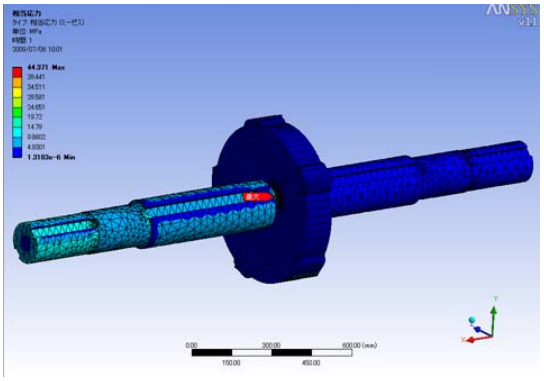


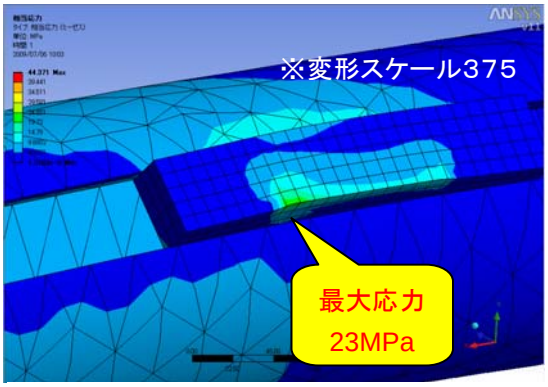
図 12　境界条件

4.2　静解析と動解析による解析結果の比較

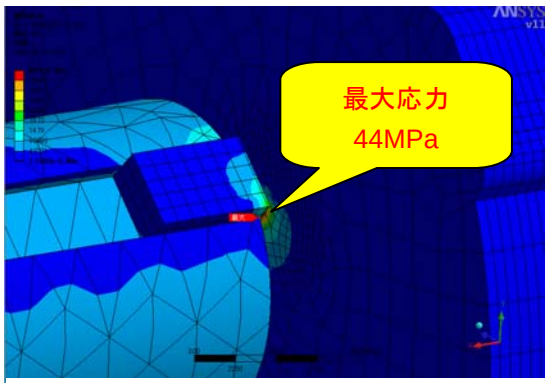
図 13 に静解析による解析結果を示す。キー側に 23MPa，回転刃のキー溝側に 44MPa の Mises 応力が発生している。また，シャフトのねじりトルクを 10 倍に設定して解析を行った結果，キーとキー溝の応力はそれぞれ 230MPa と 440MPa となった。今回の荷重範囲では形状非線形の影響がでるほど大きく変形しないため，荷重の増加とそれにより発生する応力の関係は線形（荷重が 10 倍になれば応力も 10 倍）であ



(a) モデル全体

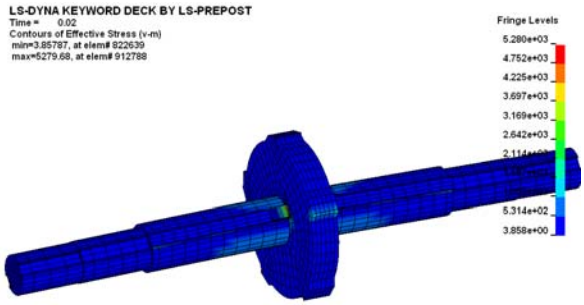


(b) キー側最大応力

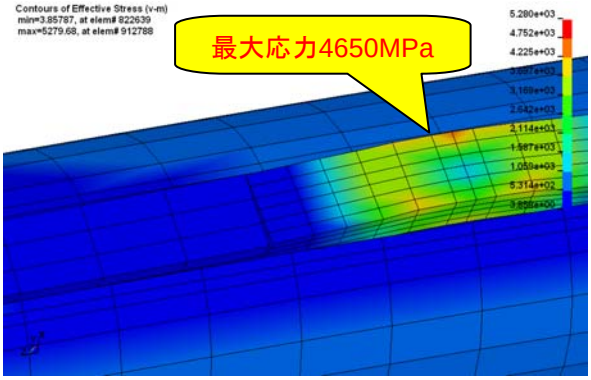


(c) 回転刃側最大応力

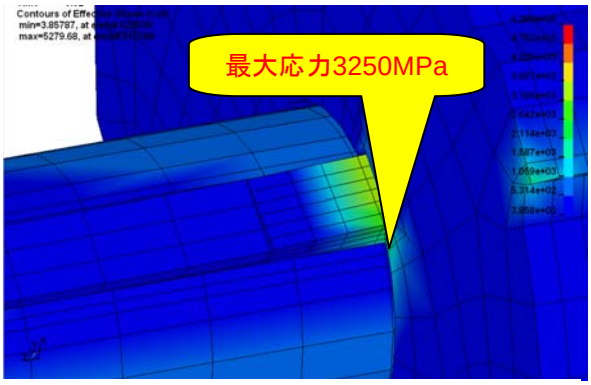
図 13　静解析の結果



(a) モデル全体



(b) 回転刃側最大応力



(c) キー側最大応力

図 14　動解析の結果

るといえる。

次に静解析の結果と比較するための LS-DYNA による動的な解析を行った。静解析の材料特性はヤング率とポアソン比のみを定義した弾性体による解析であった。そこでこの結果を同じ条件で比較するため，動的な解析においても材料特性を弾性体に変更して解析を行った。解析結果を図 14 に示す。キーと回転刃キー溝に発生する瞬間的な Mises 応力の最高値がそれぞれ 4,650MPa，3,250MPa となり静的な解析に

表 1　静解析と動解析の結果比較

部品各部の最大 Mises 応力			
	静解析 MPa	動解析 MPa	静解析に対する倍率
キー	44	3, 250	80
キー溝	23	4, 650	180

比べて非常に高い応力が発生している。表 1 に静的・動的な解析結果を比較して示す。一般的な設計における安全率は静荷重の 3～4 に対して衝撃荷重ではその 4 倍の 12～15 と言われている。これに対して，今回計算した動的・静的な荷重によって発生する応力の比較では，動的な荷重では静的な荷重に比べて 80～180 倍の高い応力が発生する。無論，重粉砕機の形状や構造，運転条件によって異なるため一概にはいえないが，静的な解析方法により衝突時の応力状態を推定する場合はこの結果を念頭において検討する必要がある。

5.　結　　言

本章で得られた結果を下記にまとめる。

(1) 異物が混入して回転刃が急停止したときに重粉砕機各部が受ける衝撃や応力状態を解析する解析モデルを構築した。

(2) 構築した解析モデルにより解析を行った結果，回転刃を固定するキー周辺に大きな永久変形が発生した。

(3) 過負荷保護装置は装置の損傷抑制に効果があることを確認した。ただし，現状の機構では完全に損傷を回避することはできない。

(4) キー周辺に大きな変形を発生させるエネルギーの大半は回転刃全体の回転エネルギーによるものと考えられる。

(5) キーに発生する応力について，モーターのトルクが静的に作用する場合と回転刃の衝突により動的な荷重が作用する場合について比較した結果，動的な荷重は静的な荷重の 80～180 倍もの値となる。