展望・解説

自動車の衝突大変形シミュレーション*

萩原 一郎**

Collision-Large Deformation Analysis for Car Vehicle

Ichiro HAGIWARA

1. はじめに

自動車の交通安全問題は自動車が誕生して以来、最重要なテーマとして各社で研究が続けられてきている。その研究の内容は、1) 事故を未然に防ぐ事故回避性能 2) 衝突時の乗員の傷害低減および車両火災など二次災害からの安全確保に関する衝突安全性能 3) 歩行者や他の車両に対する加害性を低減する性能とに大別される。そして自動車の設計開発時には、おのこの性能について多岐にわたる実験確認および電算シミュレーションが実施される。このうち衝突安全性能のシミュレーションは、ここ2~3年の間に、従来のマスバネシミュレーションに加えてスーパーコンピュータを使用することにより大規模な解析が可能となってきた。本稿ではこの点を中心に述べる。

2. 自動車の衝突現象と解析シミュレーション

衝突形態としては前面、後面、側面、ロールオーバー等があり、衝突の相手も車両、固定壁面、ポール等さまざまある。いずれの場合も車両の衝突現象はわずか数10~数100ミリ秒で終了する。この間にその運動エネルギーを車両の変形で吸収する。この間のエネルギー吸収特性を向上させ、最終的に乗員の衝撃度を軽減するために、衝突シミュレーションが行われている。シミュレーションには図1に示すように、まず、乗員挙動シミュレーションと車両衝突シミュレーションがある。前

者は、シートベルトやエアバックで拘束された実験評価用の人体模型(ダミー)の頭部に発生する加速度波形や胸部の加速度の大きさ等が求められる。後者は、同図に示すように車両全体でのシミュレーションの他、ステアリング単体での衝撃解析、ドアの静的な変形抵抗解析、ルーフの静的な変形抵抗解析など、部品単体あるいは車両の一部を対象にモデル化したシミュレーションもある。そして、解析モデルとしては設計計画段階では、簡略化したマスバネモデルなどが使用される場合があるが現在ではシェル要素による詳細な有限要素モデルで検討されるのが主流である。その場合、塑性域まで含めた、大変形解析が実施される。これらのシェル要素による圧潰シミュレーションは衝突安全性の別の評価項目である。耐損傷性や修理性にもそのまま適用できる。

耐損傷性は、車体に損傷(残留変形)を生じさせない衝突条件のレベルを評価することである。修理性では、市場での事故に対する修理費用を評

図1 衝突安全に関する解析項目図

*原稿受付1991年2月1日

**日産自動車(株)中央研究所

価する。衝突レベルに応じて、修理、交換が容易な部分から変形させ交換費用が高価な部品にはできるだけ損傷が及ばないようにして修理費の軽減を図るものである。

3. 衝突シミュレーションの歴史

事故の形態はさまざまであるが車両前面の衝突事故が国内においても47%と最も多い¹⁾。その前面衝突に関する現在の解析モデルの一例を図2²⁾に示す。同図でエンジン、タイヤなども分布系で表現され要素数は1万程度に達する。スーパーコンピュータを用いても例えばCRAYXMP-12で15時間～20時間の演算時間を要する大規模なモデルである。このモデルは車両全体がシェル要素に分割され、一見、モデル作りは単純に見える。しかし、この解析モデルは1970年前後からの各社の多くの研究なくしては得られないものである。ここで、衝突シミュレーションの歴史をかけ足で振り返る。

3.1 第1期：マス・バネシミュレーション

1967年、米国連邦安全基準(FMVSS)が発行され数々の規定が設けられたことそして、1970年日米政府間で調印された覚書きに基づき小型実験安全車(ESV)の開発が各社で進められたことがこの面の研究を大いに加速した。FMVSSが設定されたあと、直ちに対壁30MPH(48 km/h)前面衝突に対応した図3の解析モデルが開発された³⁾。車両は前半部、後半部、パワーユニット部、リアアクスル部の四つに分割され、それらがフロントエンド・下部材、エンジン前方構造部材、ドア、エンジンマウンティング部材等八つのバネでつながれている。そしてバネ特性は同図のようにパターン化される。この解析モデルは、前面衝突

図2 フル・スケールカー変形モード解析結果²⁾

図3 初期のマス・バネモデルと基本バネ特性³⁾

解析の最大のテーマである‘ステアリング後方移動量’やフロントエンド(車両前部)とキャブメイン(客室)の強度バランスのあり方、力の伝わり方、衝突時における理想的な減速度波形等が求められた。このように、バネ特性さえ正しく求めれば、図3の簡単なモデルでもある程度満足できる結果が得られるわけである。そのため、曲げ部材や真直部材のエネルギー吸収特性に関する研究が活発となった。特に薄肉の箱型やハット型断面の真直部材の静的圧潰実験が数多くなされ荷重一変位特性の実験式が求められてバネ特性算出に利用された。その中でMahmoodらの実験式⁴⁾は最も広い範囲で利用が可能である。このあと、いくらかマスやバネの数は増えたが、図3のモデルが基本となっている。

3.2 第2期：FEM, FDM 梁要素の利用

1973年前後の第1期石油ショック以後、省資源、

省エネルギーが強うたわれ、車両の軽量化の要求は一層厳しいものとなった。それとともに、必要な衝突解析の精度は一層高いものとなった。そこで、マス・バネ解析の限界が指摘されたり⁵⁾マス・バネ解析のバネ特性算出の精度を向上すべく FEM や FDM の利用が試みられた。当時は市販ソフトに優れたものが少なかったこともあり自社開発も試みられた。まずシェル要素では例えば適合要素等を利用すると弾塑性マトリクスが剛すぎるという問題や面と面の接触を正しく追ってゆくのは困難であった。それ以上に、最大級の汎用機を用いてもシェル要素では演算時間が長すぎるという問題があった。そのため著者は FEM⁶⁾で、Ni⁷⁾、Nakamura⁸⁾は、FDM で梁要素のソフトを開発した。しかし、梁要素では大変形により断面変形が生じた場合の影響を考慮することは困難である。そのため、変形時のモーメント-たわみ角線図を実験で求め、それを解析時に使用する工夫も行われた^{7), 9)}。ただし、この場合でも梁要素で使用する塑性マトリクスは基本的に塑性ヒンジの考えで作成されており圧潰が中心となる問題には不向きである。梁要素で一応の成果は得られたものの上述の理由でシェル要素を使った効率のよい解析法が強く望まれるようになった。

3.3 第3期：スーパーコンピュータとシェル要素を用いた衝突シミュレーション

自動車メーカーの衝突解析担当者にとって、マス・バネモデルのバネ特性を設計段階で正しく見積もるための解析技術そしてマスバネ解析の限界を打破すべく車両全体をシェル要素で解析できる技術を見出すことが最大の課題であった。そして最も重要なことは計算速度をいかに上げるかであった。スーパーコンピュータの出現とともに、それにあった解析手法が整理された。HONDO, DYNA-3D, DYCAST/GAC, PAM//CRASH 等が相次いで開発された。それら共通の中核となる解析技術は次の4点と考えられる。

- ① 集中質量マトリクスおよび中心差分法の利用⁹⁾
- ② スライディングインタフェースの利用¹⁰⁾
- ③ ラジアルリターンアルゴリズムの利用¹¹⁾
- ④ 次数低減積分シェル要素の利用¹²⁾

これらの解析技術とスーパーコンピュータの利用によって図2のような大規模モデルによる解析が可能となったのである。そして、我々がねらっていた 1) 車両全体の変形モード 2) エネルギー吸収分担率などの解析が設計段階で可能となってきた。上記項目で、スライディングインタフェースと次数低減積分シェル要素は解析精度の向上にも寄与している。たとえば、図4は真直部材の圧潰解析で得られた荷重-変位線図と圧潰モードであるがスライディングインタフェースの存在で要素の貫通がなく正確な荷重-変位線図が得られている。スライディングインタフェースではあらかじめ指定された面と面の接触の確認がなされつつ解析が行われるため、接触確認を少なくしたいがそれにはマス・バネシミュレーションで得られた知見が有効である。

つぎに次数低減積分シェル要素は著者が開発した塑性関節点マトリクス¹³⁾と同様にいわゆる‘ロッキング現象’を回避するのに有効なようである¹⁴⁾。ただし、次数低減積分シェル要素を使用する場合、解析モデルや衝突速度により図5に示すような歪エネルギーに無関係のアワーグラスモードが発生する点に留意する必要がある。これを抑

図4 スライディングインタフェースの効果

図5 アーグラスコントロールの有無による圧潰モードの相違

制するために途中で変形が急激に大きくなる部分を細分割したり、アーグラスコントロールファクターを上げることが必要となる。以上かけ足で衝突シミュレーションの歴史を述べたが次章でこれからの前面衝突解析の基礎となるスーパーコンピュータを用いたシェル要素による真直部材の圧潰解析について述べる。

4. シェル要素を用いた箱型断面真直部材圧潰解析

車両の対壁前面衝突性能に最も大きな影響を与えるのはフロントサイドメンバーのフロントエンド部の真直部分である。すなわち車体の変形が客室内に及べば無拘束の乗員に傷害を与える危険な事態となりえるため、車両前部の変形によって衝突エネルギーを吸収しなければならない。車両前部を構成する強度部材の中でもサイドメンバーのエネルギー吸収に対する寄与は大きい。サイドメンバーは薄肉の箱型またはハット型断面部材で、その形状はサスペンション等の位置関係から客室の下ので曲がった形状となるが前部は荷重を上げるため極力、真直さが保たれる。そしてこの真直部が折れないよう前端から順にアコーディオン状に圧潰させることがサイドメンバーのエネルギー吸収効率を上げるために有効である。そこで車両全体モデルで解析される前に、サイドメンバー単体の圧潰解析がしばしば行われる。

4.1 初期不整を得るための座屈解析とそれを利用した解析

ここでサイドメンバーを模擬した断面50mm×50mm、全長250mm、板厚0.4mmの正方形断面真直部材の一端を完全固定し、自由端に330kgの重錘が初速度30km/hで軸方向に落下することを想定した動的圧潰解析について述べる¹⁵⁾。まず、初期不整なしで計算すると図6のように全体に不規則な変形モードとなり荷重-変位特性も実験と合致しない。そこで初期不整の与え方として次の5ケースで検討を行った。

図6 各ケースにおける圧潰モード比較

- ① 部材全体の軸方向に波長 50 mm の正弦波を入れる。
- ② 部材先端の軸方向に波長 50 mm の正弦波を半波長入れる。
- ③ 部材全体に、静的 1 次座屈モードを入れる。
- ④ 部材全体に正規乱数により得られた不規則な波形を入れる。
- ⑤ 荷重入力を片当たりさせる。すなわち衝撃端の節点のうち 5 分の 4 の節点のみに重錘の質量を等分布させ強制速度を与える。

このうち妥当な結果が得られたのは静的 1 次座屈モードを初期たわみとするものであった。

Mahmood らにより板厚と断面寸法との関係によって、時に塑性座屈が生じ、部材の圧潰ピッチや圧潰する断面形状が異なることが指摘されている⁴⁾が本方法でそれらの再現が可能となった。その様子を図 7 に示す。同図で λ は座屈の半波長の長さ、 $d=(a+b)/2$ 、 a, b : 長方形断面の短辺

図 7 幾何学的形状と圧潰モード¹⁵⁾

および長辺の長さ。ただし、塑性座屈が生じる場合には臨界点での座屈解析によって得られる 1 次座屈モードを初期たわみとして入れる必要があった。まず、板厚の厚い①では、向かい合う壁面同士が干渉することなく安定したアコーディオン状のモードを呈する (安定アコーディオン状モード)。

$\lambda=d$ となる②では向かい合う壁面同士かなり接近する。したがって、板厚が薄く角部の強度が低い場合には折れを伴って圧潰する場合がある (不安定アコーディオン状モード)。また、矩形断面部材の壁面が弾性座屈を起こす③では部材の向かい合う壁面同士が接触するために、折れを伴って圧潰する (不規則折れモード)。①、③では板厚と周辺長さが同じなため変形の途中までは同様

図 8 圧潰モードと荷重の変化¹⁵⁾

図 9 部材圧潰解析の流れ¹⁵⁾

図10 壁面座屈に伴う荷重変化と応力分布¹⁵⁾

の強度特性を示すが、③では図8に示すように向かい合う壁面同士が接触したあと荷重値は①に比し低くなってゆく。これらは、Mahmood らの実験結果とよく対応する。以上の解析の流れを図9に示す。図7の①は塑性座屈を伴うが、その場合を例に、図9の流れを若干、理論的に述べる¹⁵⁾。

まず、“移動座標ラグランジュ形式 (Updated Lagrange)” による弧長増分法、4 節点で面内の積分点数が1の次数低減シェル要素を採用して静的な圧潰解析を行うと、図10のような荷重変位線図が得られた。座屈点すなわち、同図のC点を境に荷重が格段に下がる。また代表断面の応力状態を同図に、更にC点に達したときの部材全体の応力図を図11に示す。これらにより座屈以後それぞれまで一様な応力状態であったものが断面中央の応力は下がり角部の応力が高くなることわかる。C点あるいはC点を初めて通り過ぎた点のステップ数を $(n+1)$ とし、 $(n-1)$ ステップおよび n ステップでの剛性マトリクスを $[K_n]$, $[K_{n-1}]$ とすると非線形座屈方程式は式(1)で得られる¹⁶⁾。

$$([K_n] + \lambda[\Delta K])\{\phi\} = 0 \quad (1)$$

ここに、剛性マトリクスはミーゼスの降伏条件と Prandl-Reuss の式から得られるものを使用している。

$[\Delta K] = [K_n] - [K_{n-1}]$ 。座屈点の変位は

$\{U_{cr}\} = \{U_n\} + \lambda\{\Delta U\}$ と表わされる。

ここに、 $\{\Delta U\}$ は式(1)の固有ベクトルである。

仮想仕事の原理により、

$$\{\Delta U\}^T \{P_{cr}\} = \{\Delta U\}^T \{F_{cr}\} \quad (2)$$

ここに、

$$\begin{aligned} \{F_{cr}\} &= \{F_n\} + \int_{U_n}^{U_{cr}} [K] du \\ &= \{F_n\} + \int_0^\lambda [K(\lambda)] \{\Delta U\} d\lambda \end{aligned}$$

$$= \{F_n\} + \lambda\{[K_n] + 1/2\lambda[\Delta K]\} \{\Delta U\} \quad (3)$$

である。そして、座屈荷重は式(4)で表される。

$$\{P_{cr}\} = \{P_n\} + \alpha\{\Delta P\} \quad (4)$$

ここに、 $\{\Delta P\} = \{P_n\} - \{P_{n-1}\}$, $\alpha = (\lambda\{\Delta U\}^T [K_n] + \lambda[\Delta K]/2)\{\Delta U\} / (\{\Delta U\}^T \{\Delta P\})$ である。

4.2 開発した手法による部材圧潰のメカニズムの解析¹⁷⁾

薄肉箱型断面部材のアコーディオン状圧潰の過程は上記手法により詳細に分析することができる。図11は部材の圧潰モード、図12は圧潰時の荷重履歴を示す。まず、部材の断面を構成する壁面のうち、最も座屈強度の低い壁面で最初の局所座屈が起こる(図11a)。この座屈によって壁面に撓みが生じ、部材の角部に応力が集中する(図11b)。やがて角部は降伏し、壁面の撓みにより稜線部が屈服する(図11c)。この点が最大発生荷重点である(図12a)。部材は座屈波長(半波長)分の壁面を折り畳みながら圧潰していく。この壁面が折り畳まれると、次の壁面の変形が始まる(図12b)。しかし、2回目以降の荷重の極大値は、前回の変形により壁面に撓みが生じているために、1回目の最大荷重に比べて低い値となる(図12b)。

任意断面形状部材では、圧潰初期にはアコーディオン状の壁面座屈波形が生じるが、軸方向の強度に若干の片寄りがあるため、一般に図13aに示

図11 部材の圧潰モード¹⁷⁾ 図12 部材の圧潰時の荷重履歴¹⁷⁾

図13 解析モデルと衝撃圧潰解析結果¹⁷⁾—圧潰モード 図14 衝撃圧潰解析結果—荷重履歴¹⁷⁾

すように折れ曲がる傾向が強い。部材の座屈波形に合わせて適切にビードを配置すると、部材をアコーディオン状圧潰に誘導することができる(図13b)。図14の荷重履歴の曲線で囲まれる部分の面積が、部材の圧潰により吸収されたエネルギー量に相当する。折れ曲がりモードにおけるエネルギー吸収量は、部材の折れ曲がりの発生以後は極端に低下する(図14a)。一方、アコーディオン状圧潰モードにおけるエネルギー吸収量は、安定して高い値であることがわかる(図14b)。また荷重履歴の最大圧潰荷重点近傍を詳細に観察すると、ビードを設置したことにより部材が壁面座屈の分岐経路に確実に誘導されていることがわかる(図15)。すなわち、ビードなし部材では壁面座屈

図15 荷重履歴の分岐点付近の詳細¹⁷⁾ 図16 潰れビード外観図¹⁷⁾

以後も、稜線部屈服に至るまでにさらに荷重の上昇があるため、屈服時には部材の全体的な変形(折れ曲がり)が連成する傾向にある。ビード設置部材では壁面座屈以後、角ビードの効果により稜線部が直ちに屈服するので、壁面座屈による分岐経路がそのまま圧潰の荷重履歴となる。以上の解析手法で図16の三つのビードの適切な配置法とそれぞれの定量的な効果の分析が可能となった。

4. シェル要素を用いた車両の衝突シミュレーション

前面衝突時の乗員保護にあたっては、車両の圧潰特性と乗員拘束装置の拘束特性が重要となる。両者のマッチングにより、その車両の基本的乗員保護性能が決まる。たとえば、コンクリート壁に車両が衝突する際、車両の圧潰反力 F により車両の運動エネルギーは失われ、停止する。その際、乗員は初速度 V_0 から速度0となるまで、車両前部の潰れ量 L と居室内の乗員移動量 I の和を移動する。この距離が長いほど乗員の平均減速度は小さい。したがってこの $L+I$ を大きくすることが必要である。

一方、車両前部の潰れ量を増すことは、度を越

すと居室内の乗員の移動可能空間を縮めることとなる。また、居室内での乗員の前方移動量が度を越すと、ステアリングホイールなど2次衝突を引き起こす。したがってこれらのバランスを図り、より完成度の高い試作車を設計するため衝突シミュレーションは威力を発揮することとなる。

さて、図2の車両前面衝突モデルは約12000節点で構成されている。前面衝突の車両圧潰シミュレーションで特徴的なことは、エンジンルーム内に配置されるエンジン、トランスミッション、ラジエータ、サスペンション等のユニット同志、あるいはダッシュパネル等の車体鋼板部材との接触問題が現象を大きく支配していることである。したがって、これらを詳細にモデル化することが実車実験の結果を再現するポイントの一つとなる。また、フロントサイドメンバー等の重要な閉断面部材は他の車体部材よりも細密なシェル要素で構成し、圧潰モードの再現に留意する必要がある。

図2には圧潰形状が示されているが、図17に車両減速特性を示す。実車実験の圧潰特性を良好に再現していることがわかる。上記の車両圧潰シミュレーションあるいは実車実験により車両の圧潰特性がわかると、居室内において拘束装置に拘束された乗員がどのような力を受け、どのような挙動を示すかを乗員挙動シミュレーションにより再現することになる。ここでは、前述の車両圧潰シミュレーションの結果得られる減速特性、ダッシュパネル変位等が、本シミュレーションの入力条件となる。乗員挙動シミュレーションでは、通常、剛体要素を回転ばね特性を持つヒンジで結合してダミーモデルを構成し、これを拘束装置（シートベルト、シート等）のばね特性をもって支持する。図18に、典型的な2次元のダミーモデルを示す。

図17 車両圧潰特性の計算結果¹⁾

図18 2次元乗員挙動解析モデル¹⁸⁾

図19 エアバック系のシミュレーション結果¹⁸⁾

図20 3次元乗員挙動モデル¹⁸⁾

図21 有限要素解析との結合例¹⁸⁾

高速衝突時の挙動を扱うため、胴部も上胸部と腰部に分割している。図19に拘束装置としてエアバッグを系に持つモデルによるダミー挙動の計算結果を示す。正面衝突であれば、このように簡単な2次元モデルで現象を十分に扱い得る場合が多い。拘束系のさらに詳細な検討、あるいは斜め衝突などを扱う際には3次元ダミーモデルを用いる。図20に典型的な3次元ダミーモデルと挙動

予測結果を示す。

また最近では、乗員挙動シミュレーションと動的有限要素シミュレーションを結合して使用する試みもなされている。図21にその一例を示す。本例では、エアバック袋体をシェル有限要素でモデル化し内圧を与えて動的に展開し、そこへダミー上体をコンタクトさせている。この際、ダミーの挙動は前述の3次元挙動モデルによるシミュレーションで時々刻々算出し、エアバック展開シミュレーションの各タイムステップにおけるダミー上体の位置の定義に用いている。

以上車両の前面衝突解析について述べたが、側面衝突解析や後面衝突解析も鋭意進められている¹⁸⁾。しかし、ここでは紙面の関係上、省略する。

6. まとめ

まず、事故の形態として最も件数の多い前面の衝突解析の歴史を述べた。その中で、衝突特性を大きく左右するフロントサイドメンバの圧潰特性解析の精度の向上や車両全体の衝突特性解析の精度の向上のため、塑性大変形を扱えるシェル有限要素の解析の実現がいかに期待されたかを記した。この解析を可能にしつつあるのは、スーパーコンピュータなどのハードウェアの進歩とともに解析技術の進歩にも負うところが大きい。その主な解析技術を述べ、それぞれの位置付けを明示した。DYNA/3D や PAM/CRASH などスーパーコンピュータ向きに相ついで開発された代表的な衝突解析コードも必ずしもその使い方は容易ではない。例えばフロントサイドメンバのエネルギー吸収特性を向上するために設けられるビードの入ったモデルの解析を正確に行うことは困難であることもその一例である。それを可能にする著者らの解析技術を述べ、これにより、ビードの設置位置の適正化も得られることを述べた。このように、さらに微に入り、細に入った解析を遂行するためには、まだまだ多くの課題も残されている。

る。

上記の他、1)解析時間の短縮 2)解析モデル作成工数の低減も重要な課題である。今後もさらに検討を加えていきたい。

参考文献

- 1) 交通統計 (昭和61年版), 1987
- 2) 高橋, 奥山, 下村, 佐藤: 大変形 FEM 解析による衝突シミュレーションの有効性, 日産技報, 24, p. 196, 1988
- 3) 三浦, 川村: 自動車の衝突安全性に関して一変形機構の解析, 日産技報, 3, p. 3, 1968
- 4) H. F. Mahmood and A. Paluszny: Management, SAE Paper 811302, 1981
- 5) 例えば, 萩原: シミュレーションによる衝突解析, 自動車技術, 33-3, p. 154, 1979
- 6) I. Hagiwara, Y. Sasakura, T. Nakagawa and Y. Kajio: SAE Paper 811476, 1981
- 7) C. M. Ni and K. H. Lin: AIAA Paper, 77-310, 1984
- 8) K. Nakamura and Y. Wakasa: SAE Paper 840450, 1984
- 9) T. Belytchko and W. L. Mindle: Computer and Structures, 12, p. 805, 1980
- 10) S. Ahmad, B. M. Iron and O. C. Zinkiewicz: International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2, p. 419, 1970
- 11) R. D. Krieg and S. W. Key: Computational and Engineering Aspects (ASME, NY), p. 125, 1976
- 12) J. O. Hallquist, G. L. Goudreau and D. J. Benson: Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 51, p. 107, 1985
- 13) 中川, 萩原, 梶尾: 車体パネル構造の大たわみ強度解析, 自技会前刷集, 851, p. 191, 1985
- 14) 萩原, 藤原, 津田, 佐藤: 箱型断面真直部材の効率的な圧潰解析手法の開発, 日産技報論文集, p. 25, 1988
- 15) 萩原, 津田, 佐藤: 有限要素法による薄肉箱型断面真直部材の衝撃圧潰解析, 日本機械学会論文集 (A編), 55巻514号, p. 1407, 1989
- 16) Fujikake, M.: A Simple Approach to Bifurcation and Limit Point Calculations, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 21 (1985), p. 183
- 17) 北川, 萩原, 津田: 有限要素法による薄肉任意断面形状部材の衝撃圧潰解析, 日本機械学会論文集 (A編), 57巻537号, 1991
- 18) 例えば, 二俣: 自動車開発における衝突シミュレーションの利用について, 自動車技術会シンポジウム, 自動車の計算力学と CAE 技術, p. 30, 1990

口絵5 C点に達したときの部材全体の応力図¹⁵⁾ (本文88頁参照)

(日産自動車㈱) 萩原一郎

口絵6 景観シミュレーションの例 (本文97頁参照)

(鹿島建設㈱) 早川 真, 堀越清視, 是永雄二, 笠原信一, 佐藤正章