

論文・解説

33

## 剛性・衝突・NVHの複数性能を同時に満たす車体のトポロジー最適化手法

### Topology Optimization Method for Vehicle Body Structure to Meet Multiple Performance Requirements for Body Stiffness, Crashworthiness and NVH Simultaneously

和田 尚美<sup>\*1</sup> 和田 有司<sup>\*2</sup> 弓削 康平<sup>\*3</sup>  
Naomi Wada Yuji Wada Kohei Yuge  
木崎 勇<sup>\*4</sup> 橋田 光二<sup>\*5</sup> 寺田 栄<sup>\*6</sup>  
Isamu Kizaki Kohji Hashida Sakayu Terada

#### 要約

魅力ある商品をお客様に届けるためには軽量かつ高性能な車両を開発する必要がある。軽量化と性能を両立させるための車体骨格検討においてトポロジー最適化は設計検討の一助となるが、衝突性能に代表されるような大変形を伴う非線形現象を目的にしたトポロジー最適化で骨格構造を得ることは難しい。そこで衝突時のエネルギー吸収を制御できる非線形トポロジー最適化と、線形問題である剛性とNVHを含めた複数性能を同時に扱える大規模トポロジー最適化手法を開発した。この手法を用いた剛性・衝突・NVHを同時トポロジー最適化することで、各性能指標を満足し、かつ最適化も十分に収束する車体骨格のトポロジーを得ることができた。

#### Abstract

Topology optimization helps realize highly-rigid yet lightweight vehicle bodies for lower CO<sub>2</sub> emissions. We have developed a large-scale nonlinear topology optimization method that simultaneously addresses linear (torsional stiffness and vibration) problems and nonlinear (crashworthiness) problems to control energy absorption by the vehicle body structure during a collision. The optimization of the entire vehicle body model produced a rigid truss-like structure, and all the objective functions converged to the desired level. Consequently, an optimal shape that can be used as a reference for designing a car body frame structure and that simultaneously satisfies stiffness, crashworthiness and NVH performance requirements was obtained.

**Key words** : Vehicle development, Design optimization, Topology optimization

#### 1. はじめに

自動車業界を取り巻く環境として、地球環境の保全のために大幅なCO<sub>2</sub>削減が求められており、その実現のための軽量化と商品の魅力を高めるための性能向上とを両立させることは必須課題となっている。「走る喜び」を高めるための車体剛性、「安全・安心」を高めるための衝突性能、「心地よさ、静粛性」を高めるためのNVH (Noise, Vibration, Harshness) 性能など、車両開発における代表的な複数の性能を満足する理想的な骨格構造の検討にはトポロジー最適化<sup>(1-4)</sup>が有効な手段である。しかしなが

ら、現在の商用トポロジー最適化ツールのほとんどが、剛性・NVHしか扱えない線形領域の最適化に特化しており、衝突のような大変形を伴う非線形の問題を扱うことは難しい。そこで、衝突時のエネルギーを吸収する骨格構造を見つける非線形問題と、剛性やNVHの要件を満たす線形問題とを同時に取り扱うことができる最適化手法を開発した。

#### 2. トポロジー最適化

##### 2.1 トポロジー最適化手法

トポロジー最適化においては、要素内の各材料の仮想

\*1,5,6 MBD革新部  
MBD Innovation Dept.

\*3 成蹊大学  
Seikei University

\*2 東京工業大学  
Tokyo Institute of Technology

\*4 衝突性能開発部  
Crash Safety Development Dept.

的な密度を設計変数とする SIMP 法 (Solid Isotropic Material with Penalization<sup>(2-4)</sup>) を使用する。密度  $\rho$  ( $0 < \rho < 1$ ) を用いて、各要素の弾性率  $E$ 、降伏応力  $\sigma_y$  と降伏関数<sup>(6)</sup> はペナルティ係数  $p=3$ 、重量密度  $d$  は  $q=1$  を用いてスケールリングする。

$$E = \rho^p E_0, \sigma_y = \rho^p \sigma_{y0}, d = \rho^q d_0 \quad (1)$$

ただし  $E_0, \sigma_{y0}, d_0$  は母材の弾性定数、降伏応力及び重量密度である。3 性能最適化においては下記のように、設計変数  $\rho$ 、目的関数  $\Theta$  で最小化、体積  $V$  を制約条件 (質量制約) として、複数性能の目的関数を重み付け線形結合したものを使用する。

$$\text{find: } \rho, \text{ minimize: } \Theta, \text{ subject to: } \int \rho dV \leq V_0 \quad (2)$$

$$\Theta = \sum_k (w_k \theta_k^{\text{Static}}) + \sum_l (w_l \theta_l^{\text{Crash}}) + \sum_m (w_m \theta_m^{\text{NVH}}) \quad (3)$$

なお、複数性能の目的関数 ( $\theta^{\text{Static}}, \theta^{\text{Crash}}, \theta^{\text{NVH}}$ ) は次元を揃えるために正規化する。静的剛性の目的関数は一般的な一定荷重  $f$  に対するコンプライアンス最小化<sup>(2-4)</sup> (ひずみエネルギーの最小化) を使用する。

$$\theta^{\text{Static}} = \frac{\mathbf{u} \cdot \mathbf{f}}{\mathbf{u}^{(i=1)} \cdot \mathbf{f}} \quad (4)$$

ただし、 $\mathbf{u}$  は荷重  $f$  に対する変位場とする。

衝突性能の目的関数に関しては、非線形現象であるため、エネルギー吸収制御を行えるようにする。すなわち、衝突変位区間を複数個の部分区間に分け、区間エネルギーと目標区間エネルギーとの二乗差分和を目的関数とする<sup>(5-7)</sup>。

$$\theta^{\text{Crash}} = \sum_j \frac{(e_j - \bar{e}_j)^2}{e_j^2} \quad (5)$$

NVH 性能の目的関数としては一般的な動剛性を最大化するものであり、指定した周波数範囲における動的コンプライアンスの絶対値の積分量<sup>(8)</sup> とする。

$$\theta^{\text{NVH}} = \frac{\int |\mathbf{u} \cdot \mathbf{g}|^2 d\omega}{\int |\mathbf{u}^{(i=1)} \cdot \mathbf{g}|^2 d\omega} \quad (6)$$

ただし、 $\mathbf{u}$  は元の加振荷重  $f$  に対する変位場、 $\mathbf{g}$  は受音側の観測範囲・観測方向を指定するための疑似荷重入力とする。

### 2.2 トポロジー最適化のフロー

Fig. 1 に独自に開発したトポロジー最適化のフローチャートを示す。計算メッシュ、設計空間の指定と初期密度を設定した上で、文献(9)の手段で剛性・衝突・NVH 性能の各荷重ケースの解析を実施し、得られた結果から式(3)の各荷重ケースに対応する感度<sup>(2,7,8)</sup> を導出する。これらを式(2)の重み付き加算和から最適化全体の

感度を算出した上で密度の再分配を行う。最適化は並列計算機環境 (8 ノード, 28 コア/ノード) を用いて実施し、商用解析ソルバー LS-DYNA の実行は MPI 並列を用いて確保した全ノード資源を用いて実施する。

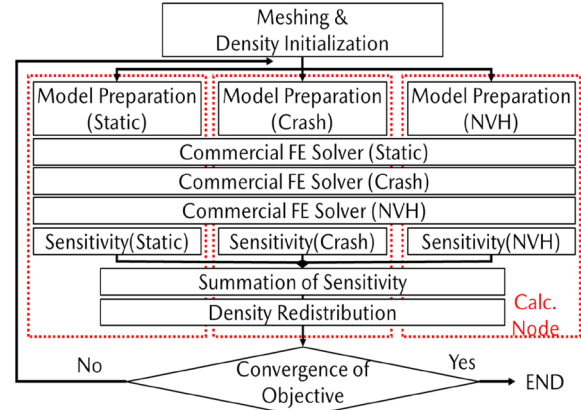


Fig. 1 Flowchart of Topology Optimization

感度算出など荷重ケースごとの操作は計算ノードの各プロセスで処理した後、MPI\_Reduce 関数を用いてケース感度の合算、MPI\_Bcast 関数を用いて更新した密度の同期をしている。

## 3. 車体構造のトポロジー最適化

### 3.1 計算モデルと最適化条件

Fig. 2 に車体の全体構造の最適化計算に用いた設計空間のモデルを示す、メッシュサイズ 20mm のボクセルメッシュで規模は 38 万節点, 32 万要素である。最適化初回計算モデル (Initial) は密度  $\rho=0.1$  を用いて式(1)でスケールリングしている。

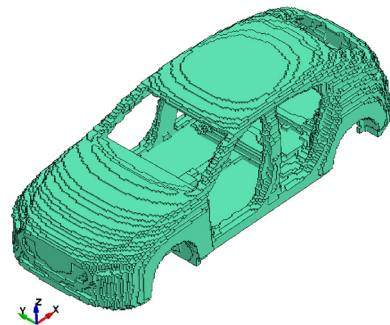


Fig. 2 Design Space of Vehicle Body Structure

Fig. 3 に操縦安定性に関わる 5 ケースの車体剛性の静荷重条件を示す。これらはダンパーやサスペンション部品の取り付け部をフロントサスペンション群とリアサスペンション群とに分け、それぞれに対してタイヤ接地点の高さに荷重入力点を 1 点設定し、そこに前後力や左右力を 4 つの組み合わせで与える方法により、車体のねじり変形や曲げ変形などを発生させている。更に、シート

取り付け点に上下荷重を与えている。特定の箇所への拘束条件は与えておらず、慣性リリース条件で計算を実施する。目的関数は剛性の最大化をねらい、ひずみエネルギー最小化とする。

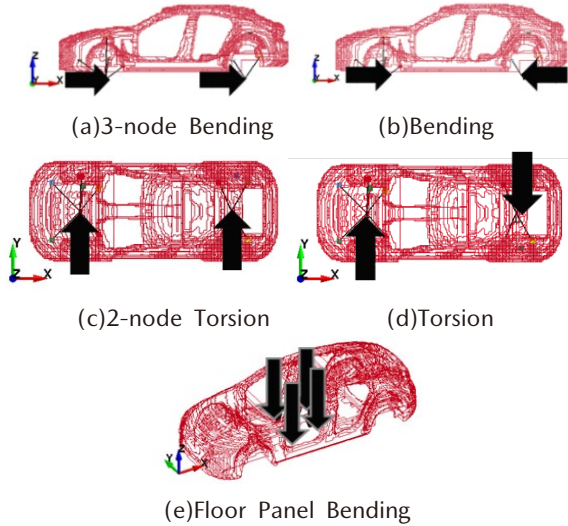


Fig. 3 Load Case for Vehicle Body Stiffness

Fig. 4 に衝突性能の 7 ケースの荷重条件を示す。なお、7 ケースのうち (g), (h), (i), (k) 4 ケースの目的関数を式(4)で、(f), (j), (l) の 3 ケースを式(5)で表現している。前面衝突では、剛体壁により一定の速度で動的に圧縮する非線形解析を行い、その際に必要となる潰れ荷重 (f) と潰れ変位の特性から決定した潰れ変位区間でのエネルギー吸収量を目的関数とする。Fig. 5 に前面衝突で目的とした荷重変位特性を示す。またサイドシル前端にはタイヤからの押し込み荷重 (g) を、ダッシュパネルの中央部にはエンジン上部からの押し込み荷重 (h) を、フロントサスペンション後部取り付け部近傍にはエンジン下部からの押し込み荷重 (i) を想定した静的荷重条件を与える。後面衝突では後突バリアのバンパー部を模擬した剛体壁 (j) により動的に圧縮し、潰れ変位区間でのエネルギー吸収量を目的関数とする。また、サイドシル後端にはタイヤからの押し込み荷重 (k) を想定した静的荷重条件を与える。側面衝突では、側突バリアのバンパー部を模擬した剛体壁 (l) で動的に圧縮し、潰れ変位区間でのエネルギー吸収量を目的関数とする。

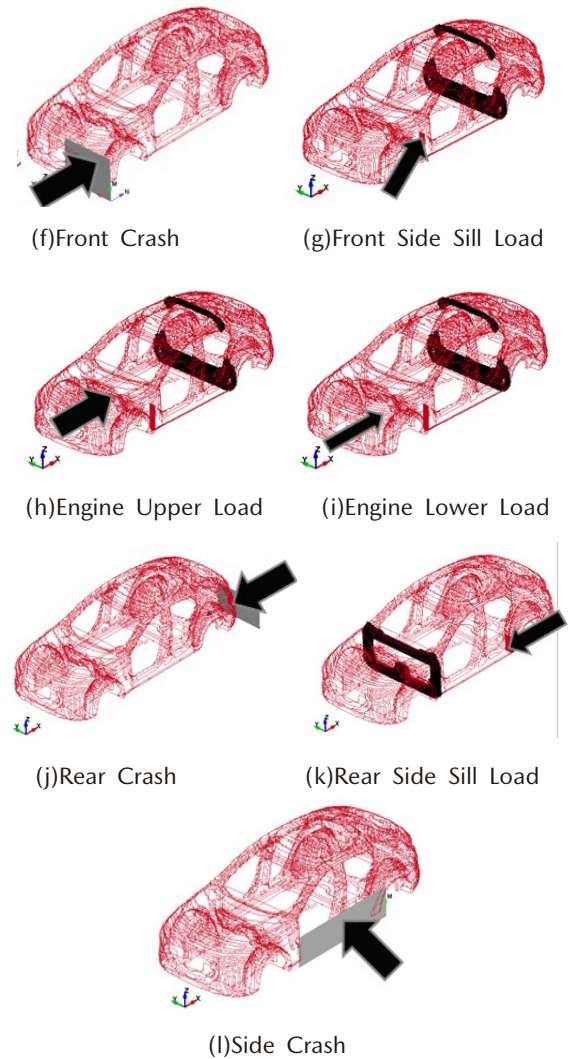


Fig. 4 Load Case for Vehicle Body Crashworthiness

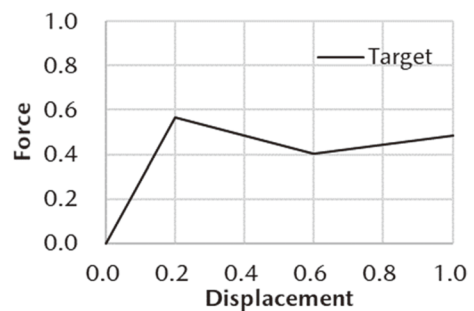


Fig. 5 Normalized Energy Absorption Target in Load-displacement Curve

Fig. 6 に NVH 性能に関する、2 ケースの車体の骨格振動応答の入力条件を示す。これらは走行時のサスペンションから車体への入力想定して、ダンパーやサスペンション部品の取り付け部をフロントサスペンション群とリヤサスペンション群とに分け、それぞれの 6 点の入力点に対して 3 方向の多点加振条件を与えた。目的関数は動剛性の最大化を狙って、2~300 Hz での応答の積分値の最小化とする。

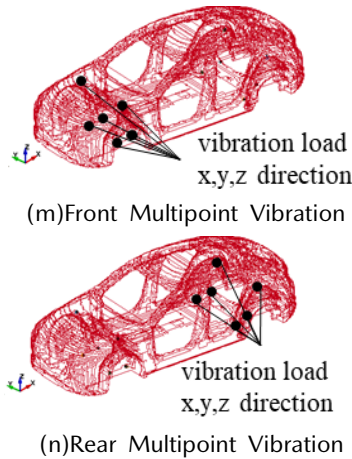


Fig. 6 Excitation Case of Vehicle Body NVH

これらの車体剛性の 5 ケース，衝突性能の 7 ケース，NVH 性能の 2 ケースの合計 14 ケースの性能を同時に向上させることを目的関数とし，残存体積を 10%以下とすることを制約条件として，トポロジー最適化計算を行った。各ケースに作用する重みについては，試行錯誤により適切な値を決定した。最適化手法は最適性規準法<sup>(10)</sup>を用い，最適化の反復回数は 95 回とする。

3.2 同時トポロジー最適化結果

Fig. 7 に最終イタレーションで得られたトポロジー形状を示す。車両の全体にわたって高密度となる構造がトラス状の骨格構造として導出されている。車体剛性に関しては全体的にトラス構造となっており，B ピラー周辺，C ピラー周辺の車体横断面が連続的な環状構造となっている。衝突性能に関しては車体前端部や後端部は比較的骨格が少なくエネルギー吸収しやすい構造となっており，フロア下にキャビンの前から後ろまで連続したフレーム構造が通っている。NVH 性能に関してはサスペンション取り付け部を起点としたトラス構造が車体全体に広がっている。結果として複数性能を同時に満たすトポロジー形状を得ることができた。これを基に体積制約下で高性能な車体構造を設計することが可能になる。

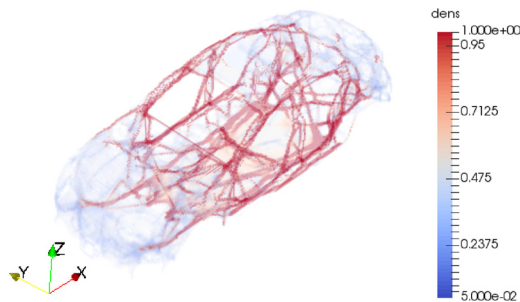


Fig. 7 Optimal Shape of Vehicle Body Structure

Fig. 8 にイタレーションごとの最適化の進行度合いを示す最適化品質 Q と各目的関数の総和の推移を示す。Q

は正規化した密度分布の標準偏差値であり下式で表すことができる。ρ<sub>ave</sub> は平均密度，N は要素数である。

$$Q = \frac{\sqrt{\sum_i (\rho_i - \rho_{ave})^2 / N}}{\sqrt{\rho_{ave}(1 - \rho_{ave})}} \tag{7}$$

これらから目的関数も十分に収束し正常に最適化が進行していることがわかる。

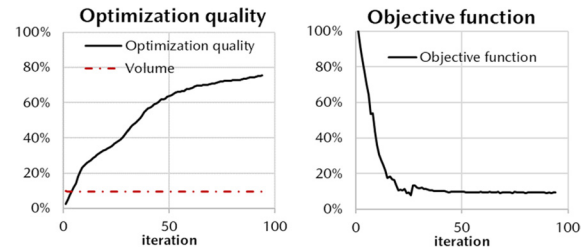


Fig. 8 Volume, Quality, and Objective Function History

Fig. 9 に最適化前後の車体剛性の各ケースの正規化したひずみエネルギーを示す。いずれのケースも最適化初回 (Initial) から十分にひずみエネルギーが減少しており剛性性能が向上していることが分かる。

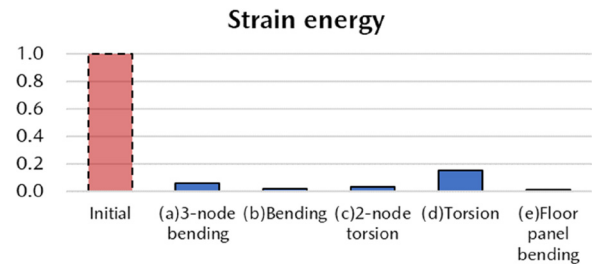
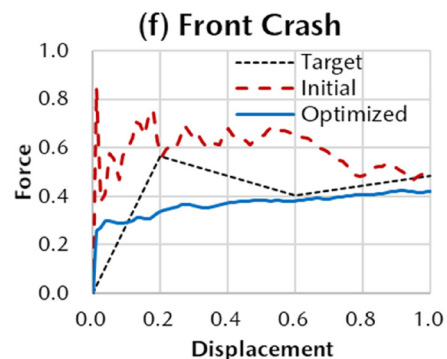


Fig. 9 Strain Energy of Stiffness Cases Before and after Optimization

Fig. 10 に最適化前後の前面衝突，後面衝突，側面衝突での剛体壁の荷重 - 変位特性の変化を示す。これらから最終的な骨格構造が目標の荷重 - 変位特性に，近づいていることが分かる。



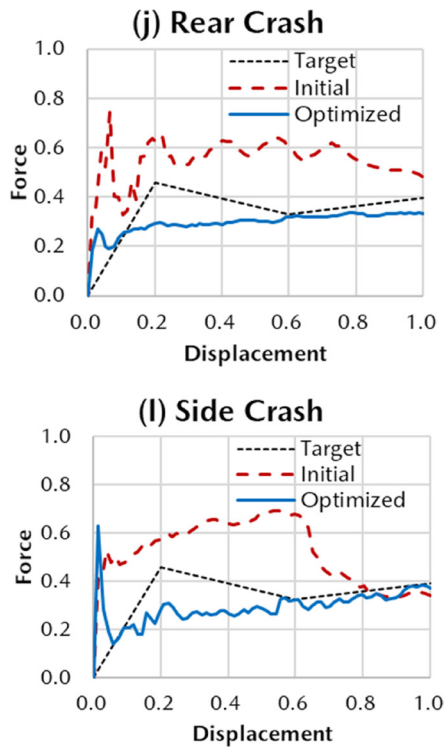


Fig. 10 Load-displacement Curve before and after Optimization

Fig. 11 に最適化前後の加振点応答の変化を示す。これらから、最適化により高密度なトラス状の骨格構造になることによって、車体剛性や NVH の性能が向上したことがわかる。

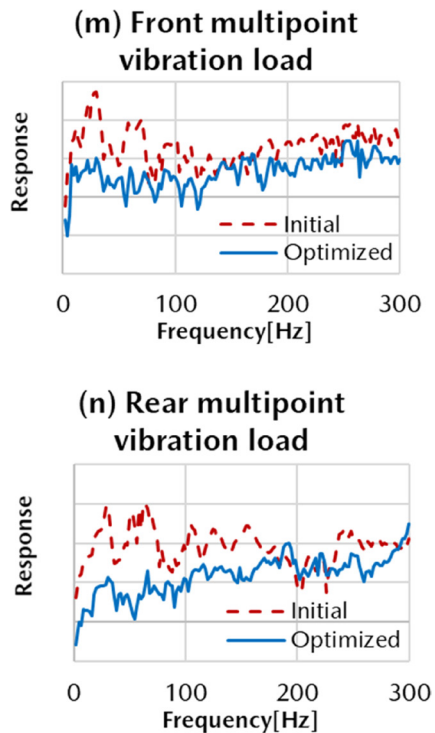


Fig. 11 Frequency Response of NVH Cases before and after Optimization

#### 4. おわりに

本稿では、2章で線形（静剛性、動剛性）と非線形（動的）現象の同時最適化が可能なトポロジー最適化手法を開発し、剛性・衝突・NVH性能を同時に満たす構造検討手法を示した。3章では本手法を用いて、車体モデルでのトポロジー最適化を行い、高密度なトラス状の車体骨格構造が導出した。目的関数も十分に収束し正常に最適化が進行し、剛性・衝突・NVH性能を同時に満たすトポロジー形状を得ることができることを示した。

本手法により軽量化と性能を両立できる車体構造を設計することが可能になる。今後も高性能な魅力ある商品をお客様に届けるため、技術研鑽に努めていく。

#### 参考文献

- (1) M.P. Bendsøe, and N. Kikuchi: Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol.71, No.2, pp.197-224 (1988)
- (2) M.P. Bendsøe, *Topology Optimization: Theory, Methods, And Applications*, Springer, 2003.
- (3) 藤井大地, パソコンで解く構造デザイン, 丸善, (2002)
- (4) 西脇真二, 泉井一浩, 菊池昇: トポロジー最適化 (計算力学レクチャーコース), 一般社団法人日本計算工学会 (編), 丸善出版 (2013)
- (5) K. Yuge, and N. Kikuchi: Optimization of a frame structure subjected to a plastic deformation, *Structural optimization*, Vol.10, No.3, pp.197-208 (1995)
- (6) 丹羽俊之, 飯塚直子, 仲村岳, 弓削康平: 薄肉鋼構造衝突部材への非線形トポロジー最適設計の適用, *自動車技術会論文集*, Vol.44, No.5, pp. 1249-1254 (2013)
- (7) 津金澤洋平, 小林薫, 弓削康平: 薄肉構造の衝突最適設計 (続報) - 荷重変位曲線に対する最適化 -, *計算工学講演会論文集*, Vol.12, pp.185-188 (2007)
- (8) Z.D. Ma, N. Kikuchi, and I. Hagiwara: Structural topology and shape optimization for a frequency response problem, *Computational Mechanics*, Vol.13, No.3, pp.157-174 (1993)
- (9) 境野勇作, 弓削康平, 梅津康義: 汎用動的解析プログラムを用いた衝突部材のトポロジー最適設計, *計算工学講演会論文集*, Vol.15, No.1, pp.313-316 (2010)
- (10) K. Suzuki, and N. Kikuchi: A homogenization method for shape and topology optimization,

Computer Methods in Applied Mechanics and  
Engineering, Vol.93, No.3, pp.291-318 (1991)

■著者■



和田 尚美



和田 有司



弓削 康平



木崎 勇



橋田 光二



寺田 栄