

自動車サイドシル断面の最適設計

Topology Optimization of a Cross Section of a Vehicle Side Sill

弓削康平¹⁾, 田村龍太郎¹⁾, 和田有司²⁾

Kohei Yuge, Ryutaro Tamura and Yuji Wada

1) 成蹊大学理工学部システムデザイン学科 (〒180-8633 東京都武蔵野市吉祥寺北町3-3-1)

2) 東京工業大学 科学技術創成研究院(〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259)

In this paper topology optimization of a side sill, which is a longitudinally extending in a lower portion of a vehicle was conducted for crashworthiness. The side sill was assumed to have a uniform cross section and two dimensional optimization based on the SIMP method considering elasto-plastic deformations was employed. A multi-stage approach to reduce the material was used to obtain a thin-walled structure. It was shown that multi-loading conditions are important to obtain a good design since they induce contacts between the walls in a cross section

Key Words : Crash Analysis, Topology Optimization

1. はじめに

近年、電気自動車の普及が進み、今後世界的に電気自動車市場が急速に伸びていくと推測されている。電気自動車は板状で幅のあるバッテリーが床下に設置されていることが多いため、側面衝突の際に横バッテリーが変形や破損が起こることで、発火や故障が発生し、さらなる事故を招く危険性がある。したがって、自動車フレームにおいて横側を構成し、乗車時のステップとして使用するだけでなく、車体の捻じれや横方向からの衝突から内部を保護する乗員保護をする役割があるサイドシルを、従来製品より変形を抑え、さらに衝撃吸収に優れた形状に設計する必要がある。

2. 密度法によるトポロジー最適化

最適化には寸法最適化、形状最適化、トポロジー最適化といった種類がある。本研究では、穴の数や形状などの形態全てを設計できるトポロジー最適化を、密度法を用いて行った。

トポロジー最適化のために利用する密度法とは、設計材料の密度そのものを設計変数とする方法である。これによって最適化部材の穴の数、形状などの形態全てを操作することが可能である。密度法では部材のヤング率は式(1)に示すように部材の密度のべき乗に比例すると定義する。

$$E_i = \rho_i^p E_0 \quad (1)$$

ここで、 ρ_i は各要素の密度比($0 < \rho_i < 1$)、 p は修正係数、 E_i は各要素のヤング率、 E_0 は初期ヤング率である。

本研究では修正係数 p を $p=3$ として設定している。

図-1に、密度法のイメージ例として、許容最適設計領域に赤色の矢印方向に荷重条件を与え、50%の体積(体積一定を制約条件とする)で、与えられた荷重条件に対して剛性を最大化する最適化を行った結果を示す。

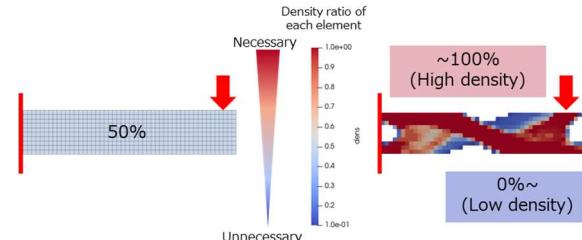


図-1 密度法イメージ

密度法では、最適設計領域内の部材を要素に区切り、要素一つ一つに密度を定義する。内部で構造の剛性に寄与する箇所は高密度に（赤色に近づき）、逆に剛性に寄与しない箇所は密度が低くなり（青色に近づき）、オレンジ色や水色の中間密度箇所はやがて消失し、剛性の高い構造物の形状が得られる。

3. ポール側突最適化モデル

本研究では、ポールにサイドシルが衝突する流れを簡素化するために、衝突モデルをX軸に関して90°回転させ、速度を持たせたポールがサイドシルモデルに衝突するように設定した。また、サイドシルが自動車の前後方向に押し出し加工されることを条件として加えた。つまり自動車の前後方向に一様な断面のサイドシルの設計を実施した。図-2にこの条件の概略を示す。

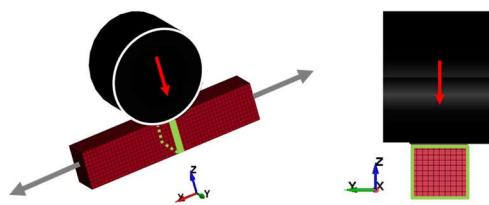


図-2 サイドシルのポール側突モデル

図-2に示される通り、サイドシルの中心部分の変位が最大となるため、中心部分を二次元Y-Z断面として切り取り解析を行った。この有限要素二次元サイドシルのポール側突モデルの寸法、要素数を図-3、表-1に示す。

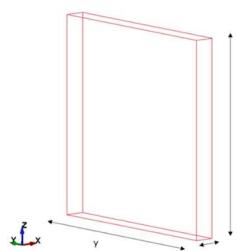


図-3 二次元サイドシルモデル

表-1 二次元サイドシル衝突モデルの寸法と要素数

	Length[mm]	Number of elements
x	10	1
y	100	100
z	100	100

ポールの速度として、国土交通省「電柱等との側面衝突を模擬した衝突試験乗員保護基準」^[1]を参考に、32[km/h]を用いた。剛体壁を32[km/h]つまり8.889[mm/ms]で、解析時間4.0[ms]間サイドシルモデルに衝突させ、35[mm]の強制変位を与えた。以上の条件から、本研究に用いた二次元サイドシルの剛体衝突モデルの基本形を図-4の通り設定した。

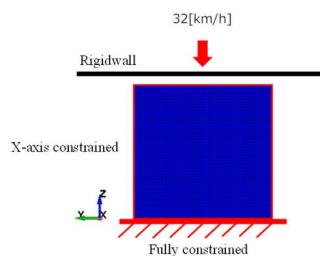


図-4 二次元サイドシル剛体衝突モデル

二次元サイドシル衝突モデルの下面是完全拘束をし、また下面より上部はX軸拘束をしてX方向に曲げを受けない構造に設定した。サイドシルの材料には7000系アルミニウム合金を用いた。物性値を表-2に示す。

表-2 アルミニウム合金 7000 系物性値

Mass Density [kg/mm ³]	Young's modules [GPa]	Poisson' ratio	Yield stress [kN/mm ²]
2.7e-6	70	0.33	0.341

最適結果の評価に関しては、トポロジー最適化によって得られた最適形状と密法によって振り分けられた各要素の密度比、衝突吸収エネルギーを視覚化するため、剛体壁がサイドシルモデルから受けた反力と、サイドシルモデル上面の-Z方向への変位を荷重変位曲線として示した。

4. 複数荷重同時衝突最適設計

(1) 多段階最適化

多段階最適化とは、例を挙げると初期密度50%をモデルに与え、その最適化で大まかな形状に導出されたモデルを、初期の材料定数を振り分けることで均質化し、更にそのモデルに初期密度50%を与え最適化することで、初期モデルの25%のモデルに最適化していく手法である。これを繰り返すことにより、初期密度が高くして安定した解析で薄肉構造に設計できるという特徴がある。一気に要素を削ると低密度帯がごっそり無くなってしまうという問題を解決できると考え、衝突最適計算には多段階最適化を用いた。多段階最適化のイメージ図を図-5に示す。

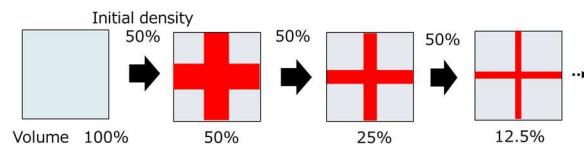


図-5 多段階最適化イメージ

(2) 最適化条件

複数荷重同時最適計算になるため、目的関数は、各荷重条件に重みづけをし、無次元和として扱う。設計変数は、密度法を用いた各要素の密度比とする。制約条件は、体積一定である。目的関数、設計変数、制約条件を表-3にまとめる。

表-3 最適化条件

Object function	Design variable	Constraints
$\text{maximize } \theta$ $\theta = \sum_{l=1}^{N_l} w_l \frac{E_l}{E_{l_1}}$ $w_l : \text{Weight of each load case}$ $E_l : \text{Total energy of each load case}$ $E_{l_1} : \text{Total energy of 1st step}$	$0 < \rho_l < 0$ $\rho_l : \text{Density ratio of each element}$	$\text{subject to } \int (\rho - \bar{\rho}) dV = 0$ $\bar{\rho} : \text{Initial density}$

衝突荷重条件としてモデル(I)とモデル(II)の2パターンを示す。まずモデル(I)は、構造として必要な要素が下面まで繋がる要素の生成を目的として、剛体壁衝突の衝突条件(1)と、サイドシルモデルと剛体壁の接触面に下向き(-Z方向)に1[N/mm]の一様分布荷重を加えた荷重条件(2)の2つの荷重条件を設定した。この2つの衝突荷重条件

を図-6に示す。

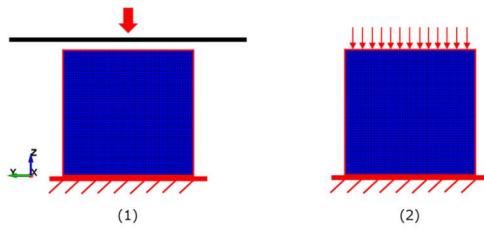


図-6 衝突荷重条件(モデル(I))

静荷重によるサイドシルモデルへの影響が、剛体壁衝突と比較して小さいため、荷重条件の重みとして、 $w_1=1.0$, $w_2=5.0$ と設定した。

また、モデル(II)は、モデル(I)の衝突荷重条件に加え、サイドシルモデル上部の左端に-Y方向に1[N]加えた荷重条件(3)、サイドシルモデル上部の右端に+Y方向に1[N]加えた荷重条件(4)の4つの荷重条件を設定した。この4つの衝突荷重条件を図-7に示す。

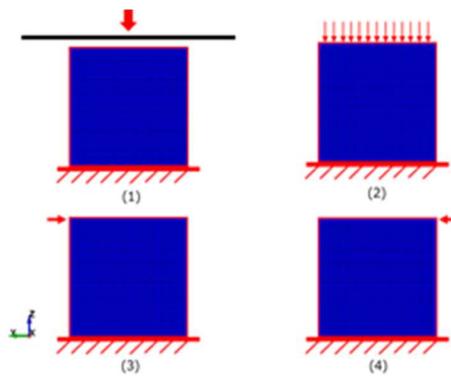


図-7 衝突荷重条件(モデル(II))

また、荷重条件の重みとして、 $w_1=1.0$, $w_2=5.0$, $w_3=5.0$, $w_4=5.0$ と設定した。

(3) 最適化結果

a) モデル(I)

図-8、図-9に、得られた最適形状と密度分布、荷重変位曲線を示す。

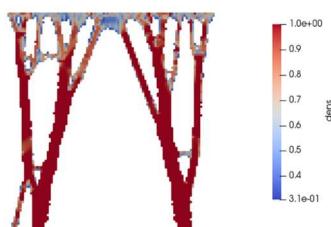


図-8 最適形状と密度分布

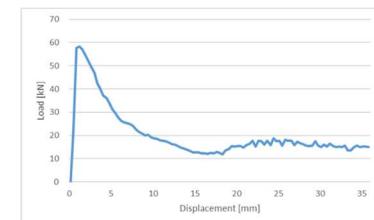


図-9 荷重変位曲線(モデル(I))

b) モデル(II)

図-10、図-11に、得られた最適形状と密度分布、荷重変位曲線を示す。

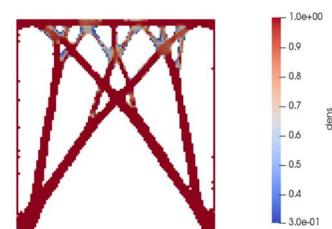


図-10 最適形状と密度分布

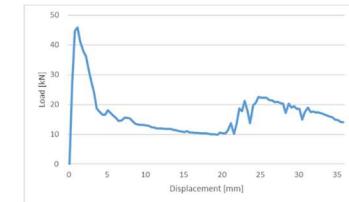


図-11 荷重変位曲線(モデル(II))

(4) 考察

モデル(I)に関して、図-8から、太い二本の柱と上部に要素が集まった箇所にZ軸に長い穴が空くことで、要素削減に成功したことが分かる。また、上面の要素は低密度に分布し強度が低いことが分かった。図-9では、足が細くなったためか、衝突初期に反力最大となりその後変位10[mm]周辺まで急激に減少するということが見られた。しかし衝突終盤の変位18[mm]から反力が若干上昇している。これは大きく空いた穴が潰れることで、要素同士の接触が引き起こされ、反発が起こることで反力が上昇したためと考えられる。

モデル(II)に関して、図-10から、サイドシルモデル全体にクロスする梁とその梁を支える小さな梁が多く発生したことが分かる。また上面は高密度に分布した。モデル左右には縦に柱構造が見られた。図-11より、衝突初期に反力最大となりその後変位4[mm]まで急激に減少しその後は緩やかに減少したことが分かる。しかし衝突終盤の変位20[mm]から反力が急激に上昇している。これは左右の柱構造と全体のクロス構造が中心に向かって潰れ、要素同士の接触が引き起こされ、反力が上昇したためと考えられる。

以上のように横からの荷重を与えることで衝突吸収エネルギーが上昇する形状の生成に成功した。

5. 非接触領域複数荷重同時衝突最適計算

(1) 非設計領域

非設計領域とは、最適化において選択した要素に密度を振り分けず初期材料のままにしておくことで、最適化を行っても要素削減されない領域である。これは機械設計において、ねじ穴や他部品との接合部分など構造として残さなければいけない領域を設定する際に有効である。

本章では、二次元サイドシルモデルの周囲に幅3[mm]の囲いを非設計領域として設けた。したがって二次元サイドシルモデルの寸法と要素数は、表-4に示すようにY方向とZ方向を106[mm]、106分割とした。

表-4 二次元サイドシル衝突モデルの寸法と要素数

	Length[mm]	Number of elements
x	10	1
y	106	106
z	106	106

(2) 最適化条件

非設計領域として二次元サイドシルモデルの周囲に幅3[mm]の囲いを設定し、Y方向の梁の生成を狙って、剛体壁衝突の衝突条件(1)，サイドシルモデル上部に一様分布荷重を加えた荷重条件(2)，サイドシルモデル上部の左端に-Y方向に1[N]加えた荷重条件(3)，サイドシルモデル上部の右端に+Y方向に1[N]加えた荷重条件(4)，サイドシルモデル中部の左端に-Y方向に1[N]加えた荷重条件(5)，サイドシルモデル中部の右端に+Y方向に1[N]加えた荷重条件(6)の6つの荷重条件を設定し、表3と同じ最適化条件で複数同時最適化した。

また、静荷重によるサイドシルモデルへの影響が、剛体壁衝突と比較して小さいため、荷重条件の重みとして、 $w_1=1.0$, $w_2=5.0$, $w_3=5.0$, $w_4=5.0$, $w_5=5.0$, $w_6=5.0$ と設定した。

初期密度50%で最適化回数200回の多段階最適化を3度行った。この6つの荷重条件を図-12に示す。

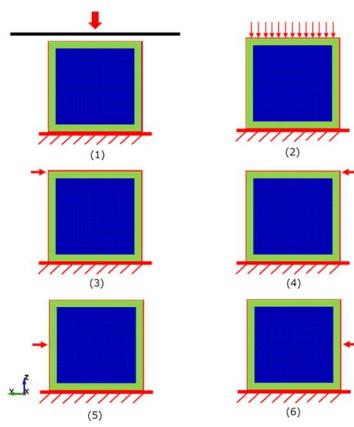


図-12 衝突荷重条件

(3) 最適化結果

図-13, 図-14に、得られた最適形状と密度分布、荷重変位曲線を示す。

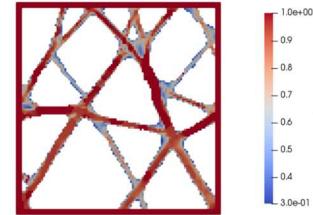


図-13 最適形状と密度分布

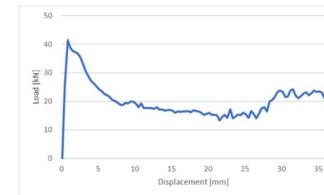


図-14 荷重変位曲線

(4) 考察

図-13から、三角形要素が多く見られる結果となった。また、中部に荷重を与えたことから、中部から下部にかけての梁構造が増加したことが分かる。図-14より、衝突初期に反力最大となりその後変位10[mm]まで緩やかに減少し、その後は一定になり、衝突終盤の変位27[mm]から反力が上昇していることが分かる。これは、斜めに発生した三角構造が潰れ、出現した梁と柱が上下左右に接触したためZ方向に強い構造になったからと考える。非設計領域を設け、複数の荷重を加えることで、設計領域内全体に要素を作り出すことに成功した。それにより、反力の発生を高めたまま、さらに反力を上昇させる構造に設計できた。

6. 結論

本研究では、サイドシル断面の二次元モデルに対して衝突吸収エネルギーが最大化するようにトポロジー最適化を行う方法について検討し、その妥当性について検証した。

サイドシルに剛体壁が衝突する際のエネルギー吸収量が最大化するようにトポロジー最適化を試み、静的な荷重に対する最適化と衝突最適化の複数目的関数に対する最適化を実施するとともに、使用材料を少しづつ減らしていく多段階最適化を行うことにより、薄板のサイドシルを設計できた。また、最適化に使用する静的荷重の数と方向を増やすことにより、サイドシル内部の壁面に接触を発生させエネルギー吸収量を上げることに成功した。

参考文献

- [1] “電柱などの側面衝突の乗員保護基準の新設等について”. 国土交通省ホームページ. 2015.6.15. https://www.mlit.go.jp/report/press/jidoshsha07_hh_000177.html