

## 剛性評価技術に基づく剛性向上と軽量化の両立

## Stiffness Increase and Weight Reduction Based on the Stiffness Evaluation Techniques

河内 毅\*  
Takeshi KAWACHI木本野樹  
Naoki KIMOTO常見祐介  
Yusuke TSUNEMI

## 抄 録

主に薄板で構成される構造体の変形は、軸伸び/圧縮、せん断、板曲げ等が複合されており、板曲げ要素が多いほど板厚を減じたときの剛性低下が大きい。構造体の弾性変形下における剛性が板厚の増減率のべき乗に比例するとし、べき数を板曲げ変形度として導入し、構造的な優劣を定める。さらに、部位ごとの板曲げ変形度を評価する手法を用いた自動車車体の軽量化と剛性向上を両立させる板厚適正化事例を示す。また、サスペンションメンバを対象に、軽量トラス構造を具現化した例を紹介する。板曲げ変形度評価から、トラス構造を持つサスペンションメンバは従来構造に比べ構造的に優れていることを示す。

## Abstract

Deformation of a structure mainly composed of thin metal sheets is compounded of stretch/compress, shear and bend. The bend component largely reduces the stiffness by the reduction of the thickness. In this paper, the bending factor, which evaluates how much plate bending deformation occurs in a structure under the elastic deformation and is obtained as the power index of the approximation of stiffness as a power of thickness-increase rate is induced. Additionally, an example of the optimization of thickness distribution in a vehicle body using the bending factor for each part. An example of realizing a lightweight truss structure for a suspension subframe is also introduced. From the bending-factor evaluation, it is shown that the suspension subframe with the truss structure is structurally superior to the conventional structures.

## 1. 緒 言

近年、自動車の軽量化に対する要求が厳しさを増しており、アルミニウム等の低密度金属やCFRPに代表される繊維強化型プラスチックを自動車の車体やシャシ部品に適用することで軽量化を図る例が見られるが、鉄鋼材料においても、高強度・薄手材料（ハイテン材）の適用によって自動車の軽量化と衝突安全性の両立に貢献している<sup>1)</sup>。しかし、自動車車体は薄板を成形し組み立てる構造体であり、薄手鋼板の適用は車体やシャシ部品の剛性低下を引き起こし、車両の運動特性（操縦安定性や乗り心地）の低下や振動および騒音の増加を招くことが懸念される<sup>2-9)</sup>。そのため、構造や接合方法の工夫によって車体剛性を高める取組みについて、主に自動車メーカーから多く報告されている<sup>10-13)</sup>。

本論文では、自動車を構成し車体剛性を担う部品、車体やサスペンションメンバについて、変形形態に基づく評価指標として板曲げ変形度を提案し、自動車車体やサスペン

ションメンバの構造評価を行う。さらに、特定の荷重にさらされる構造体を構成する部品や部位ごとに板曲げ変形度を算出することで、構造体の剛性向上を検討する上で重要な部品や部位を抽出する手法、および、その手法を自動車車体に適用した事例を紹介する。また、フロントエンジン・フロントドライブ（以下、FF）自動車のフロントサスペンションメンバについて、構造力学的見地から構造の適正化を行い、板曲げ変形度による評価を行う。また、適正化された構造を持つフロントサスペンションメンバと従来構造のサスペンションメンバについて、車両旋回中に発生する横力に対する剛性と重量を比較する。

## 2. 変形形態に着目した剛性評価方法

## 2.1 構造体の剛性

車体やシャシ部品は、閉断面を持つ梁状部品と開断面のパネル状部品を有する。よって、車体が所定の拘束の下で荷重入力を受けて弾性変形する際、閉断面梁の変形と平板

\* 鉄鋼研究所 材料ソリューション研究部 主幹研究員 博士(工学) 千葉県富津市新富 20-1 〒293-8511

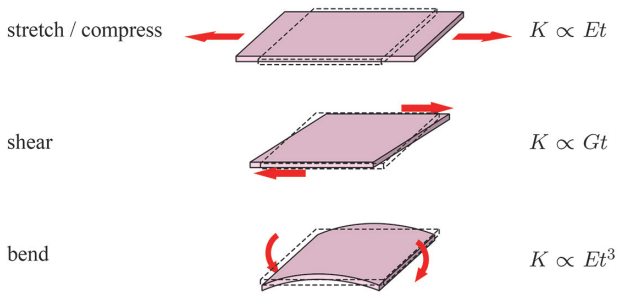


図1 いくつかの荷重条件における薄板の剛性  
Stiffness of the thin sheet under some load conditions

の変形の両方が生じる。平板の変形を分類すると、曲げ、伸び(圧縮)、および、せん断(ねじり)となる。閉断面梁全体の変形も同様に、曲げ、伸び(圧縮)、および、ねじりであるが、閉断面を構成する板の変形形態として見ると、伸び(圧縮)、および、せん断に限られる。平板の伸び(圧縮)、せん断、および、曲げ荷重に対する剛性は、それぞれ、ヤング率  $E$  と板厚  $t$  の積、せん断弾性率  $G$  と板厚の積、および、ヤング率と板厚の3乗  $t^3$  の積に比例する(図1)。したがって、材料の弾性係数が一定であるとする、車体全体の剛性は板厚の1から3乗に比例するものと考えられる。換言すると、特定の荷重を受ける構造体の剛性は、板曲げ変形する領域が多ければ板厚の3乗に近く、少なければ板厚の1乗に近い相関を示す。

一方で、車体重量は、材料の密度が一定であるとする、板厚に比例する。このことは、軽量化のために板厚を減じた場合、構造変更を伴わないのであれば、重量低下率よりも剛性低下率の方が大きくなる可能性を示している。薄手ハイテン材の適用のためには、板曲げ変形を抑制し、板厚の1乗に近い相関を持つ構造が必要となる。

## 2.2 板曲げ変形度

上述するように、一般の薄板構造物の変形モードは図1に示す変形形態の重ね合わせであり、薄板構造物の剛性は板厚の1から3乗に比例すると考えられる。この板厚のべき数によって薄板構造物がどの程度板曲げ変形を起こしているか評価する。しかし、自動車車体のように、構造体の部位や部品によって板厚はさまざまである。そこで、構造体を構成する全部品の板厚を一定倍率  $\alpha = t/t_0$  (ここで、 $t_0$  はある部品の元板厚、 $t$  は変動後板厚を示す) で変動させた際の剛性  $K$  を計算し、元の剛性値  $K_0$  を用いて、

$$K = K_0 \alpha^b \quad (1)$$

で近似する。このときのべき数  $b$  を板曲げ変形度 (bending factor, 以下、 $b$  値) と定義する。上述の議論から  $b$  値は1から3の値を持つ。板厚を減じた際、 $b$  値が1に近い構造は内部の板曲げ変形が少なく、 $b$  値が3に近く内部の板曲げ変形が多い構造に比べ、剛性低下が小さい。つまり、剛性の観点から  $b$  値が低いほど構造的に優れていると判断で

きる。

## 2.3 板曲げ変形度による車体構造の評価

図2に示す2つの自動車車体(ホワイトボディにフロントウインドシールド、サスペンションフレーム、バンパ等を加えた状態)のCAEモデルを用い、 $b$  値による構造評価を行う。図2右G7(2012年製)は図2左G6(2008年製)の次の世代の車体であり、これらの比較から構造の進化を検証する。図2に示すG6およびG7の車体重量はそれぞれ、333.0kgおよび307.1kgと、G7の方が23kg程度軽量である。

図3に示す4つの拘束点、C1、C2、C3、および、C4においてそれぞれ、 $(x, y, z)$ 、 $(z)$ 、 $(y)$ 、および、 $(z)$  方向の並進変位を拘束する(静定構造)。さらに、前のサスペンションのダンパ(ストラット)取付点に上下反平行に荷重  $F$  および  $-F$  を与え、車体を前後方向軸回りにねじる。このとき、車体に与えられる前後方向軸回りモーメント  $M$  は、

$$M = sF \quad (2)$$

と定義される。

また、図3に示す4つの変位測定点、FL、FR、RLおよびRRにおける上下方向変位  $dz_{FL}$ 、 $dz_{FR}$ 、 $dz_{RL}$  および  $dz_{RR}$  を用い、車体に生じるねじり角  $\theta$  を、

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{dz_{FL} - dz_{FR}}{w_F} \right) - \tan^{-1} \left( \frac{dz_{RL} - dz_{RR}}{w_R} \right) \quad (3)$$

と定義する。ねじりモーメント  $M$  とねじり角  $\theta$  の比  $K_T$ 、

$$K_T = \frac{M}{\theta} \quad (4)$$

を車体ねじり剛性 (body-torsion stiffness) として定義する。なお、車体ねじり変形解析は、Nastran2018.0を用いた陰解

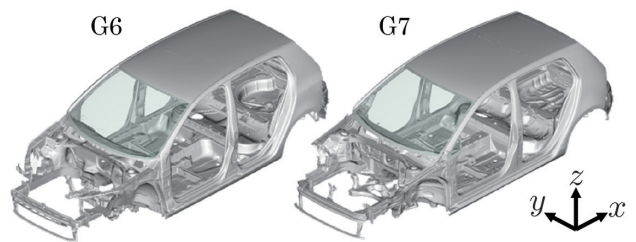


図2 自動車車体の構造解析 CAE モデル  
CAE model of vehicle bodies for structural analysis

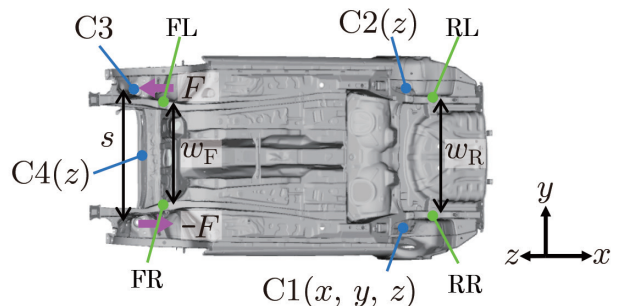


図3 ねじり剛性解析の境界条件と変位測定点  
Boundary conditions for body-torsion analysis and displacement-measurement point

表1 G6 および G7 の性能比較 (CAE モデル)  
Performance comparison between G6 and G7 (CAE model)

	Body mass [kg]	Torsion stiffness [kNm/deg]	Bending factor
G6	333.0	16.3	1.75
G7	307.1	20.6	1.51

法 (SOL101) によって実行される。

解析の結果、新しい世代の G7 のねじり剛性は 20.6kNm/deg であり、旧世代 G6 の 16.3kNm/deg に比べ 26% 向上しており、車体の軽量化と剛性の向上の両立を達成していることがわかる。

板厚変動率  $\alpha$  を、0.5 から 1.0 まで変化させた際の車体ねじり剛性  $K_T$  の元の板厚の剛性  $K_{T0}$  に対する変化率を求め、式 (1) による近似を行う。この近似から得られる板曲げ変形度  $b$  値は、G6 の  $b_{G6}=1.75$  に比べ G7 は  $b_{G7}=1.51$  と低い。G6 および G7 の車体重量、車体ねじり剛性および  $b$  値について、表 1 にまとめる。新しい世代の G7 は旧世代の G6 に比べ、車体重量が低くねじり剛性が高いだけでなく  $b$  値が低く、ねじり剛性の観点から優れた構造に進化していることがわかる。

#### 2.4 部品ごとの板曲げ変形度評価

本節では、更なる剛性向上や  $b$  値の抑制を検討する上で、着目する部位ごとの板曲げ変形度を評価することを試みる。車体を構成する各部品を一つずつ抽出し、車体のねじり剛性解析結果から得られる接合節点 (スポット溶接、レーザー溶接および接着の要素と直接結合する節点) の変位を強制変位として与え、板厚を変えた際の反力変化から、その部品の剛性に対する板曲げ変形度を見積もることが可能である。しかし、部品ごとの境界条件を設定しモデルを作成するには多くの手間を要する。そこで、図 1 に示すように薄板の各剛性が弾性率の 1 乗に比例することを活用し、対称部位の板厚  $t$  を変えた際の車体剛性変化量とヤング率  $E$  を変えた際 (せん断弾性率  $G$  も  $E$  に比例して変化) の車体剛性変化量を比較することで板曲げ変形度を見積もる。

ある荷重下にさらされる構造体が  $N$  個の部位による並列ばね系であると仮定した場合、 $i$  番目部位の剛性を  $K_i$  とすると、全体の剛性  $K_{tot}$  は部位ごとの剛性  $K_i$  の総和とあらわされる。各部位の変形量が面外変形要素と面内変形要素の線形和とみなし  $j$  番目部位の変形形態を考えると、部位ごとの比例係数  $\beta_{Sj}$  および  $\beta_{Bj}$  を用い、

$$K_{tot} = \sum_{i,j} K_i + \left( \frac{\beta_{Sj}}{E_j t_j} + \frac{\beta_{Bj}}{E_j t_j^3} \right)^{-1} \quad (5)$$

と表現できる。式 (5) 第 2 項の括弧内第 1 項が面内変形要素、第 2 項が面外変形要素を示す。全体の剛性  $K_{tot}$  の  $j$  番目部位のヤング率  $E_j$  および板厚  $t_j$  に対する感度は、それぞれ、

$$\begin{aligned} \frac{\partial K_{tot}}{\partial E_j} &= \frac{K_j^2}{E_j} \left( \frac{\beta_{Sj}}{E_j t_j} + \frac{\beta_{Bj}}{E_j t_j^3} \right) \\ \frac{\partial K_{tot}}{\partial t_j} &= \frac{K_j^2}{t_j} \left( \frac{\beta_{Sj}}{E_j t_j} + 3 \frac{\beta_{Bj}}{E_j t_j^3} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

と得られる。

したがって、 $\Delta E_j (\ll E_j)$  および  $\Delta t_j (\ll t_j)$  だけ変化させたときの構造体全体剛性の変化  $\Delta K_{totj}$  は、

$$\begin{aligned} \Delta K_{totj} &= \frac{\partial K_{tot}}{\partial E_j} \Delta E_j + \frac{\partial K_{tot}}{\partial t_j} \Delta t_j \\ &= K_j^2 \left\{ \frac{\beta_{Sj}}{E_j t_j} \left( \frac{\Delta E_j}{E_j} + \frac{\Delta t_j}{t_j} \right) + \frac{\beta_{Bj}}{E_j t_j^3} \left( \frac{\Delta E_j}{E_j} + 3 \frac{\Delta t_j}{t_j} \right) \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

と整理できる。また、構造体が  $N$  個の部位による直列ばね系であると仮定した場合は、

$$\Delta K_{totj} = K_{tot}^2 \left\{ \frac{\beta_{Sj}}{E_j t_j} \left( \frac{\Delta E_j}{E_j} + \frac{\Delta t_j}{t_j} \right) + \frac{\beta_{Bj}}{E_j t_j^3} \left( \frac{\Delta E_j}{E_j} + 3 \frac{\Delta t_j}{t_j} \right) \right\} \quad (8)$$

と得られる。

ここで、対象部位の変形が面内変形主体とすると  $\beta_{Bj}=0$ 、面外変形主体とすると  $\beta_{Sj}=0$  とみなせるので、並列ばね、直列ばね仮定に関わらず、

$$\Delta K_{totj} \propto \begin{cases} \frac{\Delta E_j}{E_j} + \frac{\Delta t_j}{t_j} & \text{面内変形} \\ \frac{\Delta E_j}{E_j} + 3 \frac{\Delta t_j}{t_j} & \text{面外変形} \end{cases} \quad (9)$$

という関係が成り立つことが予想される。上式より、板厚のみを変化させた ( $\Delta E_j=0$ ) ときの剛性変化と、ヤング率のみを変化させた ( $\Delta t_j=0$ ) ときの剛性変化の比を求めることができ、板厚およびヤング率の変化率を一定、 $\Delta t_j/t_j = \Delta E_j/E_j$  であるとするならば、その比を、

$$b_j = \frac{\Delta K_{totj} (\Delta E_j=0)}{\Delta K_{totj} (\Delta t_j=0)} \approx \begin{cases} 1 & \text{面内変形} \\ 3 & \text{面外変形} \end{cases} \quad (10)$$

として定義する。 $b_j$  は前節の  $b$  値同様、対象部位の板曲げ変形度を評価するものであり、対象部位の  $b$  値と呼べる。

例えば、ねじり変形荷重下にさらされる車体において、各部品のヤング率と板厚を同じ割合で変化させた際の車体ねじり剛性変化をそれぞれ求め、その比を取ることで対象部品の板曲げ変形度を得ることが可能になる。

図 2 右に示す G7 の車体ねじり剛性において、部品ごとの  $b$  値分布を図 4 に示す。ただし、左右対称とみなせる部品は一つの部品として扱い解析している。サスペンション部品の締結部、骨格の継手や開断面部品において高く、閉断面を持つ骨格では低い傾向にあることがわかる。

#### 2.5 軽量化と剛性向上の両立に関する考察

前々節および前節における議論から、薄板成形部品から成る構造体において、板曲げ変形を抑制することが剛性向上に有効であることがわかる。つまり、構造体内部において、図 1 に示す軸力 (伸びと圧縮) やせん断によって荷重を伝



bending factor of part

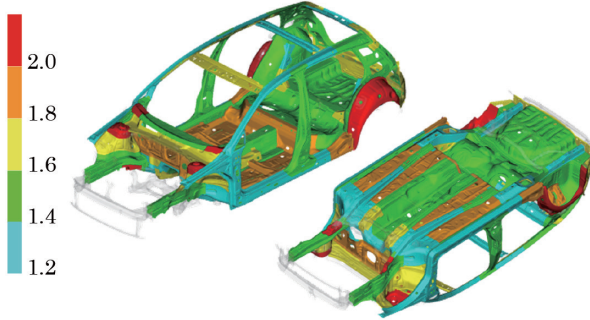


図4 G7車体を構成する部品のb値分布  
Bending factor distribution in the body of G7

達することが好ましいと言える。剛性  $K$  と質量  $m$  の比は密度  $\rho$  を用い、

$$\frac{K}{m} \propto \frac{Et^b}{\rho t} = \frac{E}{\rho} t^{b-1} \quad (11)$$

となる。板曲げ変形を抑制し構造体の  $b$  値が 1 に近づくと、 $K/m$  は  $E/\rho$  のみに比例する。 $E/\rho$  は材料によって定まるが、金属の場合、 $E/\rho = 26 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}^2$  でほぼ一定であるので、 $b$  値を 1 に近づけることは、アルミニウムやマグネシウムのような低密度金属を用いずとも、剛性と軽量化の両立を可能にすることを意味する。

$b$  値を 1 に近づけるために、具体的には、荷重を伝達する骨格の屈曲部を極力削減し面内で荷重を伝達する、特に、骨格同士の継手部において、一方の骨格内の面と他方の骨格内の面が段差なく滑らかに結合するのが良い。さまざまな制約から骨格や継手に段差が生じてしまう場合は、板厚増加やパッチやバルクヘッド等の補剛をすることで面外変形を抑制する。さらに、これらの対策を  $b$  値が高い部位に施すことで、重量の増加を抑制しながら剛性向上が可能になると考えられる。

次章では、本章における検討を参考に、 $b$  値に基づく板厚分布の適正化事例、および、軸力による荷重伝達を指向する構造であるトラス構造をサスペンションメンバに採用した事例を紹介し、その性能を検証する。

### 3. 車体とサスペンションメンバの高剛性化検討

#### 3.1 車体の軽量化と高剛性化の両立

図4において示す  $b$  値分布に従い板厚を増減することで、G7車体のねじり剛性を維持しながら軽量化を試みる。具体的には、 $b$  値が低く板曲げ変形が小さい部品を対象に積極的に板厚を減少させ軽量化に貢献させる。このままでは剛性が低下するため、 $b$  値が高く板曲げ変形が大きい部品を対象に板厚を増すことで剛性の補償を行う。 $b$  値および部品重量を考慮し、図5に示す分布の板厚増減の結果、ねじり剛性を維持しながら、約 5kg (約 2%) の軽量化を達成する。

thickness change [mm]

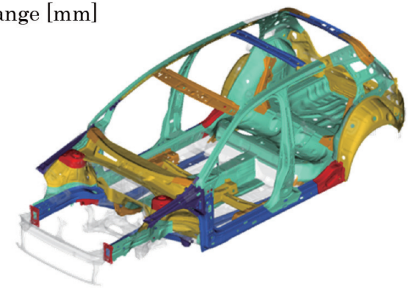


図5 剛性と軽量化の両立のための板厚増減分布  
Distribution of thickness change for stiffness increase and weight reduction

#### 3.2 サスペンションメンバの軽量化と高剛性化の両立

本節では、図6に示す軸力による荷重伝達を指向するトラス構造をサスペンションメンバに採用し、剛性を維持しながら軽量化を試みる。 $b$  値を 1 に近づける構造の実現のため、以下の設計指針を適用している。ロアアームからの荷重の入力点同士もしくは荷重の入力点とボディマウントを連結する軸線上に骨格を配置する、骨格同士の継手部は骨格を構成する面同士を段差なく滑らかに結合する、もしくは継手部にエンジンマウントやボディマウントといった板厚の大きい部品を配置する構造をとる。なお、本トラス構造は、板厚の最小値を 1.0mm としており、部品重量は 8.3kg である。

図6に示すトラス構造の CAE モデルを用いてロアアームから入力される荷重に対する剛性を評価する。素材は薄鋼板とする。評価結果は、図7に示す2つのサスペンションメンバの CAE モデルと比較する。図7左は、同じく薄鋼板から成る G7、図7右は、アルミニウムダイカストから成る A3 のサスペンションメンバである。いずれも、ボディ

thickness [mm]

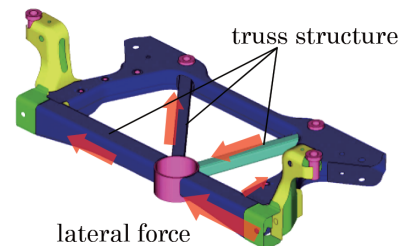


図6 トラス構造を採用したサスペンションメンバの構造  
Adoption of truss structure on suspension member

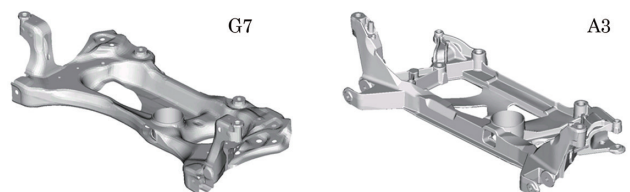


図7 サスペンションメンバの構造解析 CAE モデル  
CAE model of suspension member for structural analysis

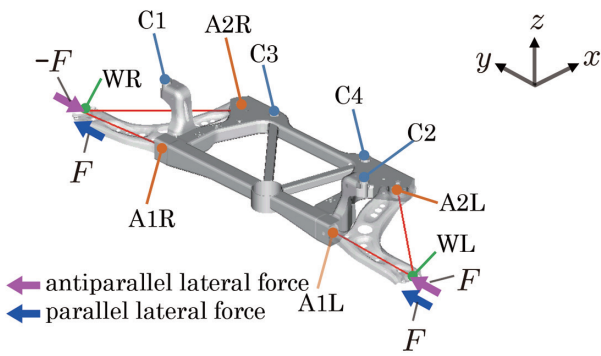


図8 サスペンションメンバの剛性解析の境界条件と変位測定点

Boundary conditions for stiffness analysis of suspension member and displacement-measurement points

マウントおよびロアアームのマウント位置が共通のCセグメントの車両を想定しており、要求される剛性が同等である。図8にサスペンションメンバの剛性を評価する境界条件を示す。4箇所のボディマウントC1, C2, C3, および, C4においてそれぞれ, (x, y, z) 方向の並進変位を拘束する。サスペンションメンバには、車両の旋回中にロアアームを介して横向き荷重の入力が想定される。

そこで、左右それぞれに2箇所あるロアアームのマウント位置A1L, A1R, A2L, および, A2Rと左右のロアアームとナックルの締結点WL, およびWRを剛体梁で結合し, WL, およびWRのそれぞれに横向き荷重を付与する。荷重の条件は, WL, およびWRに左右反平行な横向き荷重Fおよび-Fを付与, および左右のWL, およびWRに左右平行な横向き荷重FおよびFを付与の2種類とする。このとき、荷重Fと荷重の入力点WL, およびWRの平均変位 $\delta$ の比 $K_L$ ,

$$K_L = \frac{F}{\delta} \quad (12)$$

をサスペンションメンバの剛性として定義する。なお、サスペンションメンバの変形解析は、Nastran2018.0を用いた陰解法(SOL101)によって実行される。

薄鋼板から成るトラス構造Truss, 同じく薄鋼板から成るG7, および, アルミニウムダイカストから成るA3の3つのサスペンションメンバにおける左右反平行な横向き荷重の入力時における剛性と部品重量の関係を図9に、左右平行な横向き荷重の入力時における剛性と部品重量の関係を図10に示す。いずれも、G7を1として規格化している。図9および図10から、トラス構造は、G7およびA3と同等の剛性を維持しながら、G7と比較して27%軽量, A3と比較しても1%軽量を達成する。

続いて、本トラス構造で狙いとするb値を1に近づける設計指針の到達度を評価する。図11に、板厚を元の板厚 $t_0$ に対して0.5倍, 0.7倍で変化させた際の、左右反平行な横向き荷重の入力時における剛性 $K_L$ の元の板厚での剛性 $K_{L0}$ に対する変化率を示す。トラス構造は、G7と比較して

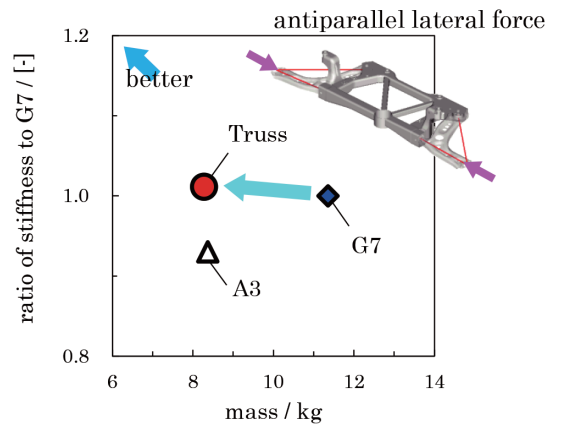


図9 左右反平行な横向き荷重入力時における剛性と部品重量の関係 (G7の剛性を1とした場合)

Relationship between antiparallel lateral stiffness and mass

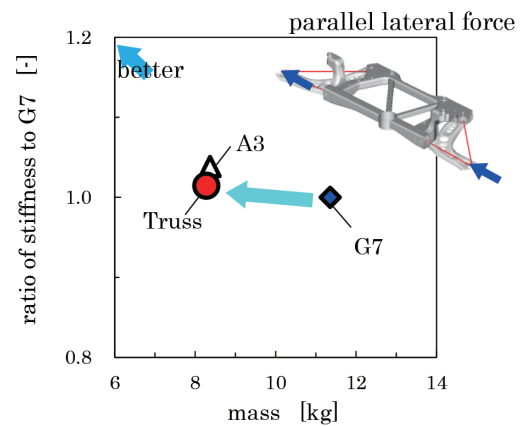


図10 左右平行な横向き荷重入力時における剛性と部品重量の関係 (G7の剛性を1とした場合)

Relationship between parallel lateral stiffness and mass

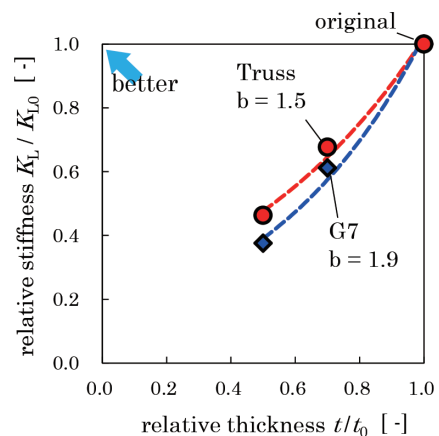


図11 左右反平行な横向き荷重入力時における板厚変化に対する剛性の変化率の関係

Relationship between change of antiparallel lateral stiffness against change of thickness

板厚の減少に対する剛性の低下が小さい。このとき、G7はb値が1.9であるのに対し、トラス構造は、b値が1.5であり、b値が1に近い構造であることが確認できる。

## 4. 結 言

自動車の車体やサスペンション部品を対象に、操縦安定性、乗り心地や騒音・振動性能に影響を及ぼすと言われる剛性について、変形形態に着目した評価を実施する。板曲げ変形の大小を表す板曲げ変形度 (bending factor,  $b$  値) を提案し、自動車の世代間における構造体的な進化を評価する。さらに、板厚を変えた際の車体剛性変化量とヤング率を変えた際の車体剛性変化量を比較することで、部位ごとの  $b$  値を見積もる手段を提案する。

部位ごとの  $b$  値評価は、構造体の弱部抽出を可能にし、剛性向上と軽量化を両立する対策を検討する上で有効な手法であることが示される。

板曲げ変形を抑制する手段として、軸力やせん断力による荷重伝達を可能にする構造形態が望ましいことが明確になり、トラス構造を指向したサスペンションメンバを紹介する。従来構造に比べ、剛性を維持しながら 27% の軽量化を達成する。さらに、 $b$  値が低下することを確認し、構造的に優れていることを示す。

## 参照文献

- 1) 薄鋼板成形技術研究会(編)：プレス成形難易ハンドブック、第4版。東京、日刊工業新聞社、2017
- 2) Matschinsky, W.: Road Vehicle Suspension. 1st ed. London, Professional Engineering Publishing Limited, 2000, 359p
- 3) 山崎賢二 ほか：自動車技術会学術講演会前刷集。(973), 133 (1997)
- 4) 小林義明 ほか：自動車技術会学術講演会前刷集。(982), 207 (1998)
- 5) 長久真樹 ほか：自動車技術会学術講演会前刷集。(91-99), 1 (1999)
- 6) 横井俊也 ほか：Honda R&D Technical Review. 14 (1), 171 (2002)
- 7) 白石祐二 ほか：自動車技術会学術講演会前刷集。(101-04), 1 (2004)
- 8) 鴨志田隆則 ほか：Dynamics & Design Conference 2008. 540-1, 2008
- 9) 内藤真先 ほか：自動車技術会論文集. 49 (1), 54 (2018)
- 10) 中谷弘能：国際交通安全学会誌. 10 (2), 62 (1984)
- 11) 椎葉太一 ほか：日本機械学会論文集C編. 79 (806), 3291 (2013)
- 12) 富岡敏憲 ほか：マツダ技報. (25), 61 (2007)
- 13) 嶋中常規 ほか：マツダ技報. (27), 60 (2009)



河内 毅 Takeshi KAWACHI  
鉄鋼研究所 材料ソリューション研究部  
主幹研究員 博士(工学)  
千葉県富津市新富20-1 〒293-8511



常見祐介 Yusuke TSUNEMI  
君津技術研究部 主任研究員



木本野樹 Naoki KIMOTO  
名古屋技術研究部