

科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成24年6月12日現在

機関番号：33924

研究種目：若手研究（B）

研究期間：2009～2011

課題番号：21760115

研究課題名（和文）コンプライアントメカニズムに基づく自動車サスペンションの最適設計法

研究課題名（英文）Optimal design of a vehicle suspension based on a compliant mechanism

研究代表者

小林 正和 (KOBAYASHI MASAKAZU)

豊田工業大学・工学部・准教授

研究者番号：40409652

研究成果の概要（和文）：自動車サスペンションは、複数のサスペンションアームとばね、ダンパーから構成されるリンク機構である。本研究では、自動車サスペンションの軽量化、部品点数の削減、信頼性の向上、設計自由度の向上を目的として、コンプライアントメカニズムと呼ばれる柔軟機能構造に基づく全く新しい形態の自動車サスペンションを提案し、その最適設計法の構築を行った。また、適用例の実施とプロトタイプ製作を行い、その有効性を検証した。

研究成果の概要（英文）：A vehicle suspension consisting of several suspension arms, a spring and a damper is a typical link mechanism. To reduce its weight and the number of parts and to increase its reliability and design flexibility, we proposed a completely new type of a vehicle suspension based on a compliant mechanism and developed its optimal design method based on topology and shape optimization. A case study was carried out using the proposed method and a prototype scale model was manufactured and tested.

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2009年度	1,000,000	300,000	1,300,000
2010年度	700,000	210,000	910,000
2011年度	600,000	180,000	780,000
年度			
年度			
総計	2,300,000	690,000	2,990,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・設計工学・機械機能要素・トライボロジー

キーワード：コンプライアントメカニズム，自動車サスペンション，最適設計，トポロジー最適化，形状最適化

1. 研究開始当初の背景

近年、機械構造物の柔軟性を積極的に利用した新しい機構としてコンプライアントメカニズムが注目されている。コンプライアントメカニズムは通常の機構と異なり、ジョイントの代わりに構造物の適切な位置に必要なとされ得る柔軟性を付加することにより、構造一体で機構の機能を実現する。コンプライ

アントメカニズムはその形状的特徴により、(1)無騒音、(2)無潤滑、(3)部品点数の削減、(4)小型・軽量化、などの利点を持ち、機械製品から医療機器、MEMS など幅広い適用が期待されている。

このようなコンプライアントメカニズムに対して、これまでに多くの研究が行われており、これらは、(1)コンプライアントメカニ

ズムの設計法に関する研究と、(2)コンプライアントメカニズムの製品(部品)への適用研究に大別することができる。

前者の設計法については、トポロジー最適化に基づく研究が主流となっており、トポロジー最適化の問題点を解決し、実用的なコンプライアントメカニズムを得るために、多くの研究が行われている。これに対して代表者はトポロジー最適化と形状最適化を段階的に実施することでトポロジー最適化の問題点を解決する2段階最適設計法の提案とその改良・拡張をこれまで行ってきた。

後者のコンプライアントメカニズムの製品への適用についても、航空機の翼や各種MEMS、手術用器具など、幅広い製品を対象に研究が行われている。

2. 研究の目的

自動車サスペンションは、複数のサスペンションアームとばね、ダンパーから構成される典型的なリンク機構である。本研究では、コンプライアントメカニズムの適用対象として自動車サスペンションに注目し、コンプライアントメカニズムに基づく全く新しい形態の自動車サスペンション(以降、コンプライアントサスペンションと呼称)の提案と、その最適設計法の構築、有効性の検証を行う。

図1左に既存のサスペンション、図1右にコンプライアントサスペンションの概念図を示す。近年の環境意識の高まりや石油価格の上昇により、低燃費化のための更なる軽量化が求められている。1章に述べたようにコンプライアントメカニズムは通常の機構と比較して軽く作ることができるため、コンプライアントサスペンションの実現により、上記課題に対して大きな貢献が期待できる。

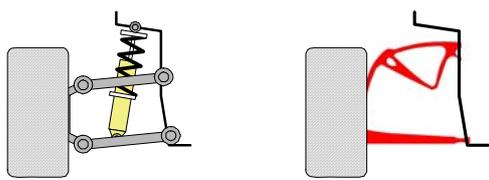


図1 左：通常のサスペンション

右：コンプライアントサスペンション

3. 研究の方法

本研究では、以下の(1)～(3)の順番に研究を遂行した。

(1)コンプライアントサスペンションの最適設計法の検討

(2)コンプライアントサスペンションの最適設計法の検討(3次元構造への拡張)

(3)コンプライアントサスペンションの設計・試作・実験

4. 研究成果

(1)コンプライアントサスペンションの最適設計法の検討

①サスペンションに求められる特性

サスペンションは、自動車の車体重量を支持すると共に、路面不整などによる車輪の上下振動を緩和、吸収して、振動が車体に直接伝達されることを防止するための機構である。これにより乗り心地の向上と積荷の保護、車体各部の動的応力の低減を図り、さらに車輪の振動を抑制して走行安定性を向上させる。サスペンションには上記の目的を実現するために、様々な特性が求められるが、本研究では特に以下の6点に注目する。

- ・ ストローク
- ・ キャンバ角
- ・ ロールセンター高さ
- ・ 横剛性
- ・ サスペンションシステムの共振周波数(特にバネ上の共振周波数)
- ・ 最大応力

これらの設計要件を満足するコンプライアントサスペンションを設計するために、本研究では著者らの2段階最適設計法を拡張して用いる。

②最適設計法の概要

本研究で構築する最適設計法は、トポロジー最適化と形状最適化の2段階から構成され、第一段階では、トポロジー最適化を用いてコンプライアントサスペンションの最適な形態と概略形状を創成し、第二段階では、形状最適化を用いて、コンプライアントサスペンションの詳細な形状を決定する。以降、各段階について述べる。

③第一階段：トポロジー最適化

トポロジー最適化の実施に当たっては、設計領域と境界条件および入出力の位置と方向を設定する必要がある。本研究ではコンプライアントメカニズムをサスペンションとして用いるために、サスペンションの構造とトポロジー最適化の設計条件との対応を図2のように設定する。

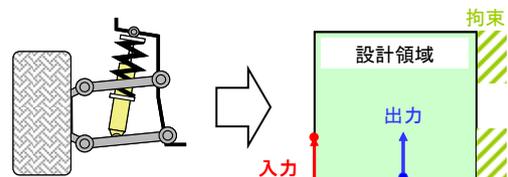


図2 サスペンションの構造とトポロジー最適化の設計条件との対応

本研究では、①に示す6つの設計要件を考慮するが、トポロジー最適化では、このうち、ストロークと横剛性および共振周波数を考

慮する。具体的には、ストロークはコンプライアントメカニズム設計問題、横剛性は平均コンプライアンス最小化問題、共振周波数は共振周波数最大化問題として扱う。各問題の境界条件は、図2の設計条件を例にとり、図3のように表すことができる。そして、各問題について解析を行い、次式に示すトポロジー最適化の目的関数を算出する。

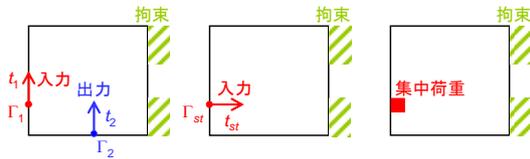


図3 左：コンプライアントメカニズム問題
中：平均コンプライアンス最小化問題
下：共振周波数最大化問題

$$\inf_{\phi} F(\phi) = \sum \frac{1}{\lambda_k} (-w_1 \cdot l_2(u_1) + w_2 \cdot l(u_{st}))$$

ここで、 ϕ はレベルセット関数、 λ_k はk番目の共振周波数、 $l_2(u_1)$ は表面力 t_1 を作用させたときの境界 Γ_2 における相互平均コンプライアンス、 $l(u_{st})$ は表面力 t_{st} を作用させたときの境界 Γ_{st} における平均コンプライアンスを表す。 u は各解析における変位場を表し、 w_1 、 w_2 は重み係数である。

なお、本研究では、トポロジー最適化としてはレベルセット法に基づく方法を採用し、COMSOL Multiphysics を用いて最適化を実施する。

④第二段階：形状最適化

まず初めに、トポロジー最適化の最適形状を基に形状最適化の初期形状を作成する。レベルセット法に基づくトポロジー最適化では物体の形状は2値のラスタ形式で表現されるのに対し、形状最適化では、直線や曲線の組み合わせで物体の外形状を表現する。そこで、トポロジー最適化の最適形状を基に、コントロールポイントを配置し(図4左)、それらを直線や曲線で繋ぐことで(図4右)、形状最適化の初期形状を作成する。

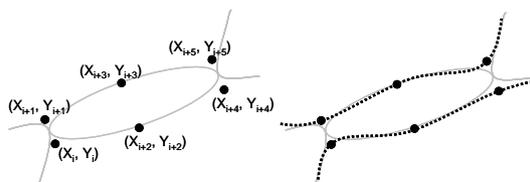


図4 形状最適化の初期形状作成手順

次に、形状最適化の目的関数と制約条件を次式で定義する。

$$\text{最大化: } w_1 \times \frac{0.075 - X}{0.075 - X_{initial}} + w_2 \times \frac{1 - \theta}{1 - \theta_{initial}}$$

$$\text{制約: } 0.05 \leq H_{RC} \leq 0.2$$

$$E_{LS} \geq 20E_{VS}$$

$$1 \leq f_{sprung} \leq 3$$

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{allow}$$

ここで、 w_1 、 w_2 は重み係数、 X はストローク、 θ はキャンバ角、 $X_{initial}$ と $\theta_{initial}$ はその初期値、 H_{RC} はロールセンター高さ、 E_{LS} は横剛性、 E_{VS} は縦剛性、 f_{sprung} はバネ上共振周波数、 σ_{max} は最大応力、 σ_{allow} は材料の許容応力を示す。なお、式中の数値は獲得性の目標値であり、設計対象によって変化する。

最後に、形状最適化を実施する。本研究では、ANSYSを用いて解析と最適化を実施する。

(2) コンプライアントサスペンションの最適設計法の検討(3次元構造への対応)

(1)で構築した最適設計法では、コンプライアントサスペンションの形状を厚さ一定の二次元形状に限定することで、手法の簡略化を図っていた。しかしながら、コンプライアントサスペンションの高性能化、設計自由度の向上のためには、手法が三次元構造を取り扱えることが望ましい。そこで、(1)で構築した最適設計法を拡張し、三次元構造への対応を行った。

計算例を以下に示す。図5左は最適化の境界条件を示し、図5右には最適形状を示す。

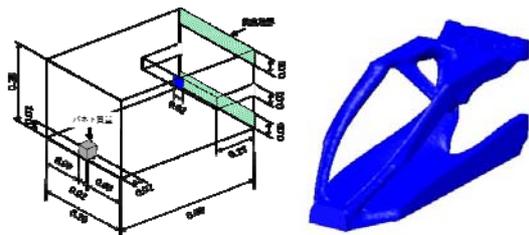


図5 左：設計条件 右：最適形状

(3) コンプライアントサスペンションの設計・試作・実験

①コンプライアントサスペンションの設計

(1)で構築した最適設計法を用いてコンプライアントサスペンションを設計し、プロトタイプモデルの製作と実験を行った。

ここでは、ダブルウィッシュボーン形式のリアサスペンションを置き換えるコンプライアントサスペンションを設計することを考え、既存のサスペンションを参考に図6に示す最適化の境界条件を設定した。なお、サスペンションの厚さは0.15mである。図7にトポロジー最適化の最適化結果を示す。

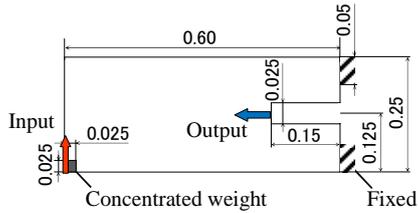


図6 トポロジー最適化の設計条件



図7 トポロジー最適化の最適形状

次に、図7に示す最適化結果から、形状最適化で用いる初期形状を作成する。図8に作成した初期形状を示す。図中の赤点で示した部位のコントロールポイントの座標を形状最適化の設計変数とする。

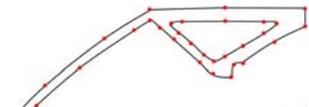


図8 形状最適化の初期形状

最後に、図8に示す初期形状を用いて、形状最適化を実施する。図9に形状最適化の最適化結果を示す。また、表1に形状最適化の目的関数および制約条件の初期形状における値、目標値、最適形状における値を示す。これらの結果から、与えられた設計要件を満足するコンプライアントサスペンションが得られたことが確認された。

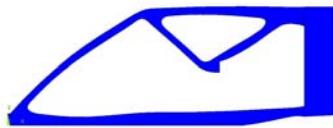


図9 形状最適化の最適形状

表1 目的関数と制約条件の初期/目標/最適値

	初期	目標	最適
ストローク (mm)	59.2	75	75.0
キャンバ角 (°)	3.83	1	1.00
最大応力 (MPa)	87.0	<80	78.0
ロールセンター高さ (mm)	193	50-200	184
横剛性/縦剛性	88.5	>20	80.0
バネ上共振周波数 (Hz)	2.78	1-3	2.52

②プロトタイプ製作・実験

コンプライアントサスペンションの特性を実験により確認するために、プロトタイプモデルを製作し、静荷重実験と振動実験を行

った。

図10に製作したプロトタイプを示す。寸法は幅0.15m、高さ0.1m、厚さ0.015mであり、材料はABS樹脂を用いた。図11に実験装置を示す。この実験装置は振動実験のためのものだが、図中「バネ下」と記述された部位を固定することで、静荷重実験にも利用可能である。

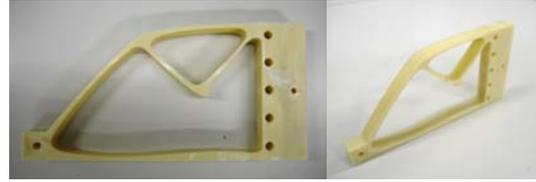


図10 プロトタイプ

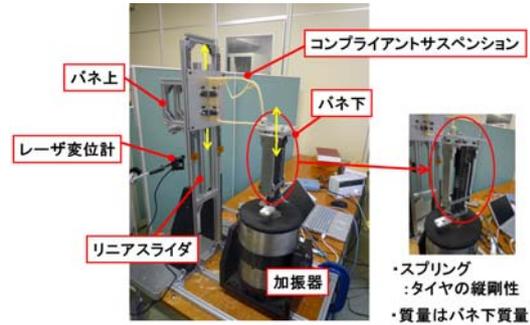


図11 実験装置

図12に静荷重実験の様子を示し、荷重と変位の関係を図13に示す。図中には実験値とFEM解析値の両方を記載している、この図から設計通りの静荷重特性が得られていることが確認された。

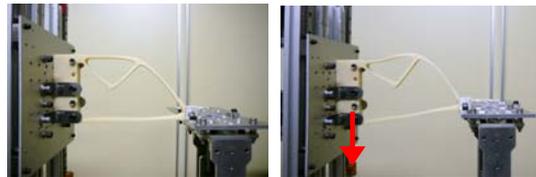


図12 静荷重実験

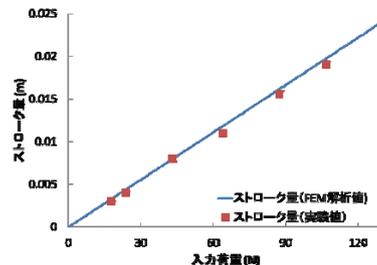


図13 入力荷重と変形量の関係

図14に振動実験の結果を示す。図15の数値解析と比較して、振動特性についても設計通りの特性が得られていることが確認された。

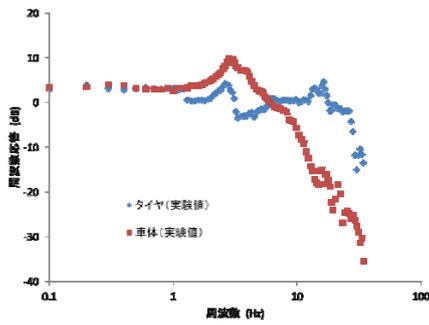


図 14 周波数応答 (実験)

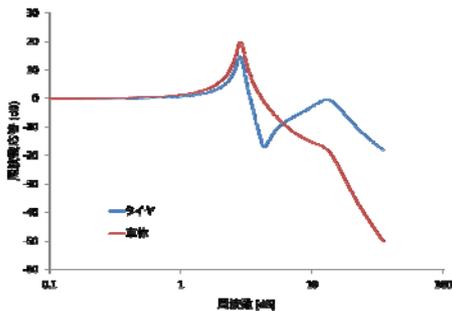


図 15 周波数応答 (数値解析)

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[学会発表] (計 6 件)

- ① M. Kobayashi, S. Omoto, and M. Higashi, Optimal Design Method for a Vehicle Suspension Using a Compliant Mechanism Considering Static and Dynamic Characteristics, The Seventh China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems, June 19, 2012, Huangshan, China
- ② 於本傑, 小林正和, 東正毅, コンプライアントメカニズムを用いた自動車サスペンションの静-動的機能を考慮した構造最適設計法の検討, 日本機械学会 第 21 回設計工学・システム部門講演会, 2011 年 10 月 22 日, 山形大学
- ③ 小林正和, コンプライアントメカニズムに基づく自動車サスペンションの振動特性の検証, 第 9 回最適化シンポジウム, 2010 年 12 月 9 日, ウィンクあいち
- ④ S. Omoto, M. Kobayashi, and M. Higashi, Study on a Design Method for a Compliant Vehicle Suspension and Evaluation of Its Feasibility, The 6th China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems, June 24, 2010, Kyoto, Japan
- ⑤ M. Kobayashi and M. Higashi, Study on

a Compliant Vehicle Suspension -Evaluation of vibration characteristics-, Design Engineering Workshop 2009, October 27, 2009, Okinawa, Japan

- ⑥ M. Kobayashi and M. Higashi, Design method for a compliant vehicle suspension based on a combination of topology and shape optimizations, The Eighth World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, June 3, 2009, Lisbon, Portugal

6. 研究組織

(1) 研究代表者

小林 正和 (KOBAYASHI MASAKAZU)

豊田工業大学・工学部・准教授

研究者番号：40409652