

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017 年 4 月 6 日(06.04.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/056627 A1

- (51) 国際特許分類:
G06F 17/50 (2006.01) *G01M 17/007* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/070406
- (22) 国際出願日: 2016 年 7 月 11 日(11.07.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-189498 2015 年 9 月 28 日(28.09.2015) JP
- (71) 出願人: J F E スチール株式会社 (JFE STEEL CORPORATION) [JP/JP]; 〒1000011 東京都千代田区幸町二丁目 2 番 3 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 斉藤 孝信 (SAITO, Takanobu); 〒1000011 東京都千代田区幸町二丁目 2 番 3 号 J F E スチール株式会社 知的財産部内 Tokyo (JP). 平本 治郎 (HIRAMOTO, Jiro); 〒1000011 東京都千代田区幸町二丁目 2 番 3 号 J F E スチール株式会社 知的財産部内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人酒井国際特許事務所 (SAKAI INTERNATIONAL PATENT OFFICE); 〒1000013 東京都千代田区霞が関 3 丁目 8 番 1 号 虎の門三井ビルディング Tokyo (JP).

- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

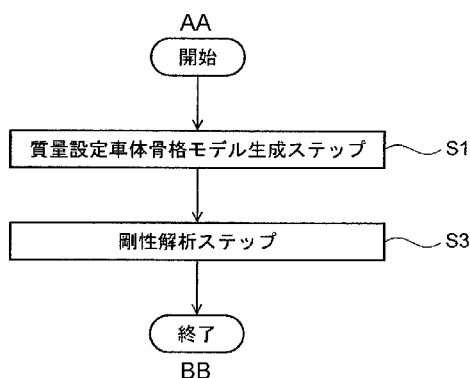
添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: VEHICLE BODY STIFFNESS ANALYSIS METHOD

(54) 発明の名称: 車体の剛性解析方法

【図1】



AA... START
S1... MASS SET VEHICLE-BODY STRUCTURE
MODEL GENERATING STEP
S3... STIFFNESS ANALYSIS STEP
BB... END

(57) Abstract: This vehicle body stiffness analysis method involves a computer performing stiffness analysis using an automobile vehicle body frame model 1 that includes fixing/connecting parts 3 for fixing or connecting fittings or lid components, and is formed using flat elements and/or three-dimensional elements, wherein the analysis method is characterized by comprising: a mass-assigned vehicle body frame model generating step S1 in which masses corresponding to the masses of fittings or lid components are assigned at prescribed positions within regions where the fittings or lid components are fixed or connected by the fixing/connecting parts 3 of the vehicle body frame model 1, thereby generating a mass-assigned vehicle body frame model 21; and a stiffness analysis step S3 in which stiffness analysis is performed on the mass-assigned vehicle body frame model 21, the analysis taking into account the inertial forces which act upon the automobile when travelling.

(57) 要約: 本発明に係る車体の剛性解析方法は、艤装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部 3 を有し、平面要素又は立体要素の少なくとも一方を使って構成された自動車の車体骨格モデル 1 を用いて、コンピュータが剛性解析を行うものであって、

艤装品又は蓋物が車体骨格モデル 1 の固定連結部 3 に固定又は連結される領域内の所定位置に、艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定して質量設定車体骨格モデル 21 を生成する質量設定車体骨格モデル生成ステップ S1 と、質量設定車体骨格モデル 21 について、自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行う剛性解析ステップ S3 と、を含むことを特徴とする。

WO 2017/056627 A1

明 細 書

発明の名称：車体の剛性解析方法

技術分野

[0001] 本発明は、車体 (automotive body) の剛性解析 (stiffness analysis) 方法に関し、特に、自動車 (automobile) の走行状態 (driving condition) において作用する慣性力 (inertia force) の影響を考慮して車体骨格 (automotive body structure) の剛性解析を行う車体の剛性解析方法に関する。

背景技術

[0002] 近年、自動車産業においては環境問題に起因した車体の軽量化 (weight reduction of automotive body) が進められており、車体の設計にＣＡＥ解析 (computer aided engineering analysis) は欠かせない技術となっている。このＣＡＥ解析では、剛性解析、衝突解析 (crashworthiness analysis)、振動解析 (vibration analysis) 等が実施され、車体性能 (performance of automotive body) の向上に大きく寄与している。さらに、ＣＡＥ解析によって車体性能を評価するだけではなく、当該ＣＡＥ解析で得られた解析結果を用いて数理最適化 (mathematical optimization)、板厚最適化 (thickness optimization)、形状最適化 (shape optimization)、トポロジー最適化 (topology optimization) 等の最適化解析を行うことにより、各種車体性能の向上や車体の軽量化を図れることが知られている。例えば特許文献１には、走行状態における車両 (automotive) の剛性を数値解析 (numerical analysis) により評価する剛性評価支援 (support for stiffness evaluation) 方法が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特許第５２０３８５１号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0004] 車両が実際に走行している状態を考えた場合、例えばレーンチェンジ (lane change) 等により車体挙動 (behavior on automotive body) が変化する際には、車両の中心位置から離れた位置に配設された艤装品 (fittings) 又は蓋物 (lid component) に作用する慣性力が車体骨格の変形に大きな影響を及ぼす。これは、艤装品又は蓋物であっても、複数の部品が組み合わされた構成部品 (assembly) (A S S Y) の質量 (mass) が 1 0 k g 以上となることがあり、質量が 1 0 0 ~ 3 0 0 k g 程度である車体骨格にとっては無視することができないためである。そのため、車体骨格の性能を評価する際には、実際の走行時に艤装品又は蓋物に作用する慣性力を考慮した状態で評価することが望まれる。なお、本発明において、艤装品は、エンジン (engine)、トランスミッション (transmission)、シート (sheet) 等を総称するものであり、蓋物は、ドア (door)、トランク (trunk)、フード (hood) 等を総称するものである。
- [0005] ここで、特許文献 1 に開示されている車両の剛性評価支援方法は、車体がアブソーバ (shock absorber) や柔らかいブッシュ (bush) により支持された、自由支持状態における車両の剛性を評価するものであり、当該車両は艤装品や蓋物が配設されたものである。
- [0006] しかしながら、一般的に、車体骨格の設計初期段階では、車両の外観やデザインは決まっておらず、車両の外観やデザインに大きく左右される蓋物や艤装品は、設計後期段階において最終決定されることが多い。そのため、特許文献 1 に開示されている車両の剛性評価支援方法により、艤装品や蓋物の形状が決定される前の段階において、実際の走行状態で艤装品や蓋物に作用する慣性力を考慮して車体骨格の性能を評価することは難しかった。
- [0007] さらに、設計後期段階において艤装品や蓋物が最終決定された際に、艤装品や蓋物が配設された車両 (フルボディ (full body)) を対象として C A E 解析を行って車体骨格の性能を評価したとしても、そこから遡って車体骨格の設計を修正する時間的な余裕はない。そのため、従来は、車体骨格のみ

を対象としたC A E解析により車体骨格の性能評価及び設計を行うしかなかった。

[0008] 本発明は、上記のような課題を解決するためになされたものであり、自動車の車体骨格モデルにおいて、艤装品又は蓋物が決定される前であっても、これら艤装品又は蓋物の代わりにこれらに相当する質量を設定することにより、自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して精度良く剛性解析を行うことができる車体の剛性解析方法を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0009] 上記課題を解決し、目的を達成するために、本発明に係る車体の剛性解析方法は、艤装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部を有し、平面要素（shell elements）又は立体要素（solid elements）の少なくとも一方を使って構成された自動車の車体骨格モデルを用いて、コンピュータが剛性解析を行う車体の剛性解析方法であって、艤装品又は蓋物が前記車体骨格モデルの固定連結部に固定又は連結される領域内の所定位置に、前記艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定して質量設定車体骨格モデルを生成する質量設定車体骨格モデル生成ステップと、前記質量設定車体骨格モデルについて、前記自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行う剛性解析ステップと、を含むことを特徴とする。

[0010] 本発明に係る車体の剛性解析方法は、上記発明において、前記質量設定車体骨格モデル生成ステップにおける前記所定位置を、前記固定連結部を結ぶ直線上若しくは曲線上に設定することを特徴とする。

[0011] 本発明に係る車体の剛性解析方法は、上記発明において、前記艤装品又は蓋物が回転可動する回転可動部品である場合、前記所定位置を、前記艤装品又は蓋物が回転可動する際の回転可動中心軸上を除いた位置に設定することを特徴とする。

[0012] 本発明に係る車体の剛性解析方法は、上記発明において、前記質量設定車体骨格モデル生成ステップにおける前記所定位置を、前記固定連結部を結ぶ直線で囲まれた、前記直線の線上を除く平面上、又は、前記固定連結部を結

ぶ曲線で囲まれた、前記曲線の線上を除く曲面上に設定することを特徴とする。

[0013] 本発明に係る車体の剛性解析方法は、上記発明において、前記質量設定車体骨格モデル生成ステップは、前記艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を、質量要素 (mass elements) と、前記質量要素と前記固定連結部を接続する剛体要素とを用いて設定することを特徴とする。

[0014] 本発明に係る車体の剛性解析方法は、上記発明において、前記質量設定車体骨格モデル生成ステップは、前記艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を、質量要素とはり要素 (beam elements) を用いて設定し、前記質量要素とはり要素が有する質量の和は、前記固定連結部に固定又は連結される艤装品又は蓋物の質量に相当することを特徴とする。

[0015] 本発明に係る車体の剛性解析方法は、上記発明において、前記質量設定車体骨格モデル生成ステップは、前記艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を、前記艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を有するはり要素を用いて設定することを特徴とする。

発明の効果

[0016] 本発明は、艤装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部を有し、平面要素又は立体要素の少なくとも一方を使って構成された自動車の車体骨格モデルにおいて、艤装品又は蓋物が車体骨格モデルの固定連結部に固定又は連結される領域内の所定位置に艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定して質量設定車体骨格モデルを生成する質量設定車体骨格モデル生成ステップと、質量設定車体骨格モデルについて、自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行う剛性解析ステップとを含むことにより、自動車の走行時において艤装品又は蓋物に作用する慣性力を考慮して車体骨格の剛性を評価することができる。

図面の簡単な説明

[0017] [図1]図1は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法の処理の流れを示すフローチャートである。

[図2]図2は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法で用いる車体骨格モデルを説明する説明図である。

[図3]図3は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法で解析対象とする質量設定車体骨格モデルを説明する説明図である。

[図4]図4は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法を実施する剛性解析装置の構成を示すブロック図である。

[図5]図5は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法の質量設定車体骨格モデル生成ステップにおいて、質量が設定される所定位置を説明する説明図である。

[図6]図6は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法の質量設定車体骨格モデル生成ステップにおいて、質量が設定された質量設定車体骨格モデルを説明する説明図である。

[図7]図7は、本発明の実施の形態に係る車体の剛性解析方法の質量設定車体骨格モデル生成ステップにおける質量の設定方法を説明する説明図である。

[図8]図8は、本発明の実施例において、車体の静ねじり（static torsion）の剛性解析における荷重拘束（load and constraint）条件を説明する説明図である。

[図9]図9は、本発明の実施例において、車体の静ねじりの剛性解析により得られた荷重方向の変位（displacement）の結果を示す図である。

[図10]図10は、本発明の実施例において、車体の静ねじりの剛性解析により得られた、本発明例及び比較例の平均ねじり剛性及び剛性変化率（changing rate of stiffness）の結果を示す図である。

[図11]図11は、本発明の実施例において、レーンチェンジを想定した荷重条件（荷重条件）を説明する説明図である。

[図12]図12は、本発明の実施例において、レーンチェンジを想定した剛性解析における荷重点の変位及び剛性変化率の結果を示す図である。

[図13]図13は、本発明の実施例において、車体のフロント側（front side of automotive body）に与える荷重条件を説明する図である。

[図14]図14は、本発明の実施例において、車体のフロント側に与えた各荷重条件における荷重方向の変位の結果を示す図である。

[図15]図15は、本発明の実施例において、車体のフロント側に与えた各荷重条件における剛性変化率の結果を示す図である。

[図16]図16は、本発明の実施例において、車体のフロント側に与えた各荷重条件における、本発明例と比較例2との間の、剛性値及び剛性変化率の相関を示す図である。

[図17]図17は、本発明の実施例において、車体のリア側 (rear side of automotive body) に与える荷重条件を説明する図である。

[図18]図18は、本発明の実施例において、車体のリア側に与えた各荷重条件における荷重方向の変位の結果を示す図である。

[図19]図19は、本発明の実施例において、車体のリア側に与えた各荷重条件における剛性変化率の結果を示す図である。

[図20]図20は、本発明の実施例において、車体のリア側に与えた各荷重条件における、本発明例と比較例2との間の、剛性値及び剛性変化率の相関を示す図である。

発明を実施するための形態

[0018] 以下、本発明の実施の形態を、図面を参照して以下に説明する。本実施の形態に係る車体の剛性解析方法は、艤装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部3を有し、平面要素又は立体要素の少なくとも一方を使って構成された自動車の車体骨格モデル1（図2参照）に対して、前記艤装品又は蓋物に相当する質量を設定して生成した質量設定車体骨格モデル21（図3参照）を解析対象として剛性解析を行うものである。本実施の形態に係る車体の剛性解析方法は、図4に示すブロック図のように構成された車体の剛性解析装置41（以下、単に「剛性解析装置」という）を用いて行うことができる。以下、本発明で対象とする車体骨格モデル1及び剛性解析装置41の各構成について説明した後、本実施の形態に係る車体の剛性解析方法における各ステップについて説明する。

[0019] <車体骨格モデル>

本発明で用いる車体骨格モデル 1 は、図 2 に示すように、シャシー等の骨格部品 (structural parts) のみで構成されるものであり、艀装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部 3 を有する。車体骨格モデル 1 は、平面要素又は立体要素の少なくとも一方を使って構成され、その要素情報等は車体骨格モデルファイル 60 (図 4 参照) に格納されている。

[0020] 車体骨格モデル 1 が有する固定連結部 3 としては、図 2 に一例を示すように、回転ドア (revolving door) を固定又は連結する上側のヒンジ (hinge) 3 a、下側のヒンジ 3 b、ストライカー (striker) 3 c 等が挙げられる。但し、固定連結部 3 はこれらに限定されるものではなく、エンジンを固定するエンジンマウント (engine mount) 等の艀装品を固定するものや、回転ドア以外のスライドドア (slide door)、ボンネット (bonnet) 等といった蓋物を固定又は連結するものも含んでいる。

[0021] <解析装置>

本実施の形態に係る車体の剛性解析方法に用いる剛性解析装置 41 は、図 3 に一例を示す質量設定車体骨格モデル 21 を解析対象として剛性解析を行う装置であって、PC (パーソナルコンピュータ (personal computer)) 等のコンピュータによって構成されている。剛性解析装置 41 は、図 4 に示すように、表示装置 (display device) 43 と、入力装置 (input device) 45 と、記憶装置 47 と、作業用データメモリ 49 (working data memory) と、演算処理部 (arithmetic processing unit) 50 とを有している。また、演算処理部 50 には、表示装置 43、入力装置 45、記憶装置 47 及び作業用データメモリ 49 が接続され、演算処理部 50 の指令によって各機能が実行される。

[0022] <<表示装置>>

表示装置 43 は、計算結果の表示等に用いられ、液晶モニター (LCD monitor) 等で構成される。

[0023] <<入力装置>>

入力装置 4 5 は、操作者による車体骨格モデル 1 や質量設定車体骨格モデル 2 1 の表示指示、解析条件の入力等に用いられ、キーボード (keyboard) やマウス (mouse) 等で構成される。

[0024] 《記憶装置》

記憶装置 4 7 は、ファイル (file) の記憶等に用いられ、ハードディスク (hard disk) 等で構成される。また、記憶装置 4 7 は、少なくとも、車体骨格モデルファイル 6 0 等の各種ファイルや、演算処理部 5 0 が実行するプログラム (program) 等を格納する。

[0025] 《作業用データメモリ》

作業用データメモリ 4 9 は、演算処理部 5 0 で使用するデータの一時保存や演算等に用いられ、RAM (random access memory) 等で構成される。

[0026] 《演算処理部》

演算処理部 5 0 は、PC 等の CPU (中央演算処理装置 (central processing unit)) によって構成され、質量設定車体骨格モデル生成部 5 1 と、剛性解析部 5 3 と、を備えている。上記各部は、CPU が所定のプログラムを実行することによって実現される。以下、演算処理部 5 0 内の各部の構成を、図 4 に基づいて詳細に説明する。

[0027] 《質量設定車体骨格モデル生成部》

質量設定車体骨格モデル生成部 5 1 は、艤装品又は蓋物が車体骨格モデル 1 の固定連結部 3 に固定又は連結される領域内の所定位置に、前記艤装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定して質量設定車体骨格モデル 2 1 を生成するものである。

[0028] 《剛性解析部》

剛性解析部 5 3 は、質量設定車体骨格モデル生成部 5 1 により車体骨格モデル 1 に質量を設定して生成された質量設定車体骨格モデル 2 1 について、自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行うものである。

[0029] <車体剛性解析方法>

本実施の形態に係る車体の剛性解析方法は、図 1 に示すように、艤装品又

は蓋物に相当する質量を車体骨格モデル 1 に設定する質量設定車体骨格モデル生成ステップ S 1 と、自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行う剛性解析ステップ S 3 と、を含んでいる。以下、各ステップについて説明する。なお、各ステップとも、オペレータ（operator）の指示によりコンピュータが実行するものである。

[0030] 《質量設定車体骨格モデル生成ステップ》

質量設定車体骨格モデル生成ステップ S 1 は、艀装品又は蓋物が車体骨格モデル 1 の固定連結部 3 に固定又は連結される領域内の所定位置に、前記艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定して質量設定車体骨格モデル 2 1 を生成するステップである。この質量設定車体骨格モデル生成ステップ S 1 は、剛性解析装置 4 1 の質量設定車体骨格モデル生成部 5 1 が行う。

[0031] 質量設定車体骨格モデル生成ステップ S 1 においては、図 5 に示すように艀装品又は蓋物が固定又は連結される領域内の所定位置に質量要素 1 1 を設定することにより、艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定することができる。

[0032] すなわち、質量要素 1 1 を設定する所定位置は、図 5 に示すように、複数の固定連結部 3（ヒンジ 3 a 及びストライカー 3 c、ヒンジ 3 b 及びストライカー 3 c、ヒンジ 3 a 及びヒンジ 3 b）を結ぶ直線 L 上（図 5（a）参照）、若しくは、蓋物等が装着された車体の形状に沿って固定連結部 3 を結ぶ曲線上に設定する。

[0033] 図 2 に示すように、艀装品又は蓋物が回転ドアのように回転可動する回転可動部品においては、回転ドアのヒンジ 3 a とヒンジ 3 b とを結ぶ線上に、回転ドアが回転可動する際の回転可動中心軸がある。そして、当該回転可動中心軸は、回転ドアが車体骨格モデル 1 に固定又は連結される領域の境界とほぼ同位置にある。

[0034] これに対し、回転ドアのヒンジ 3 a とストライカー 3 c とを結ぶ直線、及び、ヒンジ 3 b とストライカー 3 c とを結ぶ直線は、回転ドアが車体骨格モデル 1 に固定又は連結される領域の内部に位置する。

[0035] 前記した艀装品又は蓋物に相当する質量を車体骨格モデル 1 に設定するにあたっては、車体骨格モデル 1 において艀装品又は蓋物が固定又は連結される領域の境界よりも内部に設定する方が、後述する剛性解析ステップ S 3 で艀装品又は蓋物に作用する慣性力を考慮する上で好ましい。そのため、艀装品又は蓋物に相当する質量を設定する所定位置を、複数の固定連結部 3 を結ぶ直線 L の線上又は曲線の線上のうち、艀装品又は蓋物が回転可動する際の回転可動中心軸上を除いた位置に設定することが望ましい。

[0036] さらに、艀装品又は蓋物に相当する質量を設定する所定位置は、直線 L の線上若しくは曲線の線上に限定されるものではなく、直線 L で囲まれた平面 P 上（図 5（b）参照）、若しくは、曲線で囲まれた曲面上（図示省略）に設定しても良い。

[0037] ここで、直線 L 又は曲線は、平面 P 又は曲面の境界であるので、この境界の内側に艀装品又は蓋物に相当する質量を設定することが望ましい。そのため、艀装品又は蓋物に相当する質量を設定する所定位置を、直線 L で囲まれた平面 P 上（但し、直線 L の線上を除く）に設定するか、或いは曲線で囲まれた曲面上（但し、曲線の線上を除く）に設定することがより好ましい。

[0038] また、艀装品が 4 点の固定連結部 3 で固定又は連結される場合は、2 本の直線が互いに交差するように固定連結部 3 を直線で結び、この直線上に質量要素 1 1 を設定することが好ましい。なおこの場合においても、固定連結部 3 は、車体のもつ曲率（curvature）に併せて曲線で接続し、この曲線上に質量要素 1 1 を設定しても良い。

[0039] ここで、質量設定車体骨格モデル生成ステップ S 1 において、質量を前記した所定位置に設定する具体的な質量設定方法として、例えば、以下の（1）、（2）及び（3）が挙げられる。

[0040] （1）所定位置に艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を有する質量要素 1 1 を設定し、質量要素 1 1 と固定連結部 3 とを剛体要素 1 5 を用いて接続する（図 6（a）、（b）参照）。ここで、図 6（a）は、固定連結部 3 を結ぶ直線 L の中心上に一個の質量要素 1 1 を設定した例であるが、図 6（b）

に示すように、直線 L を均等に分割する点上に複数個の質量要素 11 を設定しても良い。このように複数の質量要素 11 を設定する場合、各質量要素 11 の質量の総和が艀装品又は蓋物の質量に相当するように、各質量要素 11 の質量を決定すれば良い。

[0041] (2) 所定位置に艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を有する質量要素 11 を設定し、質量要素 11 と固定連結部 3 とをはり要素 17 を用いて接続する(図7(a)参照)。この場合、質量要素 11 とはり要素 17 とがそれぞれ有する質量の和は、固定連結部 3 に固定又は連結される艀装品又は蓋物の質量に相当するように設定する。

[0042] はり要素 17 の質量は、はり要素 17 の断面特性(cross-sectional property)として与えられる断面積(cross-sectional area)、及び、材料特性(material property)として与えられる材料密度(material density)により定められる。はり要素 17 の断面積は、例えば、はり要素 17 の半径(radius)を与えることにより決定される。

[0043] さらに、後述する剛性解析ステップ $S3$ において、質量要素 11 及びはり要素 17 に作用する慣性力による荷重を、質量設定車体骨格モデル 21 に伝達するために必要な断面特性及び材料特性を、はり要素 17 に適宜設定する必要がある。

[0044] なお、はり要素 17 は、線状の要素であるが、当該要素の軸方向に作用する引張荷重(tensile load)及び圧縮荷重(compressive load)を伝達できるものであれば、ロッド要素(rod elements)(棒要素)であっても良い。当該ロッド要素の質量は、はり要素 17 と同様に、断面特性として与えられる断面積(又は半径)、及び、材料特性として与えられる材料密度により決定される。

[0045] (3) 艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を有するはり要素 17 を用いて設定する(図7(b)参照)。この場合、はり要素 17 の質量は、はり要素 17 の断面特性として与えられる断面積、及び、材料特性として与えられる材料密度により定められる。そして、はり要素 17 の断面積は、例えば、は

り要素 1 7 の半径を与えることにより決定される。

[0046] 《剛性解析ステップ》

剛性解析ステップ S 3 は、質量設定車体骨格モデル生成ステップ S 1 において質量が設定された質量設定車体骨格モデル 2 1 又は質量設定車体骨格モデル 2 3（図 6 参照）について、自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行うステップである。剛性解析ステップ S 3 では、剛性解析を行うにあたり、解析条件として質量設定車体骨格モデル 2 1 又は質量設定車体骨格モデル 2 3 に荷重条件（荷重拘束条件）を設定する。また、自動車の走行時に作用する慣性力は、慣性リリーフ法（inertia relief method）を用いて考慮する。

[0047] ここで、慣性リリーフ法とは、慣性力の座標の基準となる支持点で物体が支持された状態（自由支持状態）において、等加速度運動（uniformly-accelerated motion）中の物体に作用する力から応力（stress）やひずみ（strain）を求める解析手法であり、運動中の飛行機や船の静解析（static analysis）に使用されている（特許文献 1 参照）。

[0048] このように、剛性解析ステップ S 3 において剛性解析を実行することにより、質量設定車体骨格モデル 2 1 における変位や応力等の結果を得ることができ、さらにその結果から質量設定車体骨格モデル 2 1 の剛性を算出することができる。

実施例

[0049] 以下、本発明の効果を確認した実施例について説明する。本実施例では、図 2 に示した車体骨格モデル 1 の固定連結部 3 に蓋物としての回転ドア構成部品が固定又は連結される領域内の所定位置に、当該回転ドア構成部品に相当する質量を設定した質量設定車体骨格モデルを解析対象として剛性解析を行った。

[0050] 本実施例において、車体骨格モデル 1 の質量は約 3 0 0 k g であり、車体骨格モデル 1 に設定される回転ドア構成部品の質量は一枚当たり 1 0 k g である。そこで、発明例として、車体骨格モデル 1 における上側のヒンジ 3 a

とストライカー 3 c とを結ぶ直線上に 10 個の質量要素 11 を均等に配置し、当該質量要素 11、ヒンジ 3 a 及びストライカー 3 c を剛体要素 15 によって接続した質量設定車体骨格モデル 23 (図 6 (b) 参照) を解析対象とした。そして、質量要素 11 の質量の総和が回転ドア構成部品の質量となるように、各質量要素 11 の質量 (= 1 kg) を設定した (本発明例)。

[0051] 一方、比較例として、回転ドア構成部品に相当する質量を設定せずに車体骨格モデル 1 のみを解析対象とした場合 (比較例 1) と、車体骨格モデル 1 に回転ドア構成部品モデルを組み合わせた車体モデル (図示省略) を解析対象とした場合 (比較例 2) とについても剛性解析を行った。

[0052] 本実施例では、まず、静ねじりを対象に剛性解析を行い、質量設定車体骨格モデル 23 に設定された質量の影響を検討した。図 8 に荷重拘束条件を示す。荷重点 (図 8 の A 参照) は、車体のフロントサスペンション (front suspension) 取付位置であり、鉛直上向きの荷重 (= 1000 N) が与えられている。一方、拘束点 (constraint point) は、車体のフロントサスペンション取付位置 (図 8 の B 参照) 及び車体のリアサスペンション取付位置 (図 8 の C 及び D 参照) とした。

[0053] 静ねじりにおける剛性は、以下のように求めた平均ねじり剛性により評価した。まず、車体のリア側のサブフレーム (sub-frame) 取付位置 (図 8 の C 及び D 参照) を結ぶ直線を基準とし (角度 0 度)、荷重点 (図 8 の A 参照) に荷重を与えた際に車体前方側から見た車体の傾斜角度を、車体前後方向にわたって平均することにより平均傾斜角度を求める。そして、前記荷重点に与えた荷重を、平均傾斜角度により除して平均ねじり剛性を求める。

[0054] 図 9 に、本発明例における質量設定車体骨格モデル 23 の荷重方向の変位の結果を示す。また、図 10 に、剛性解析の結果により得られた変位から求めた平均ねじり剛性及び剛性変化率を示す。ここで、剛性変化率は、車体骨格モデル 1 の剛性 (比較例 1 参照) を基準として求めた平均ねじり剛性の相対変化である。本発明例における剛性変化率は、例えば下記式 (1) により求めることができる。

剛性変化率（％）＝（本発明例の平均ねじり剛性－比較例１の平均ねじり剛性）／比較例１の平均ねじり剛性×１００・・・（１）

[0055] 静ねじりを対象とした剛性解析においては、荷重拘束条件として拘束点が設定されているため、質量要素１１又は回転ドア構成部品に慣性力が作用しなかった。そのため、本発明例及び比較例２は、ともに車体骨格モデル１を解析対象とした比較例１とほぼ同じ平均ねじり剛性の結果となり、剛性変化率もわずかであった。

[0056] 次に、本実施例では、走行状態にある自動車を想定した剛性解析を行い、慣性力が車体の剛性に及ぼす影響について検証した。ここでは、走行状態にある自動車がレーンチェンジする場合を想定して、図１１に示すように、車体のリア側のサブフレーム取付位置に４か所の荷重点を設定した（図１１の「ＲＨ前」、「ＬＨ前」、「ＲＨ後」、「ＬＨ後」参照）。そして、各荷重点の車幅方向に１０００Ｎの荷重を与えて剛性解析を行い、当該荷重を各荷重点における変位で除した値を、車体の剛性として求めた。

[0057] 本実施例では、前記した静ねじりと同様に、回転ドア構成部品の質量に相当する質量を設定した場合（本発明例）と、車体骨格モデル１のみを解析対象とした場合（比較例１）と、回転ドア構成部品モデルを組み合わせた車体モデルを解析対象とした場合（比較例２）とについて検討した。

[0058] 図１２に、本発明例、比較例１及び比較例２における変位及び剛性変化率の結果を示す。ここで、剛性変化率は、前記した静ねじりにおける剛性変化率と同様に、車体骨格モデル１を解析対象として求めた剛性（比較例１）を基準として求めた。

[0059] 本発明例では、回転ドア構成部品の質量に相当する質量を有する質量要素１１に対して慣性力が作用し、当該慣性力が剛体要素１５を介して質量設定車体骨格モデル２３へと伝達される。そのため、回転ドア構成部品を考慮していない比較例１に比べて本発明例の変位が約３０％大きくなり（図１２（ａ）参照）、その結果として剛性が約２０％低下した（図１２（ｂ）参照）。さらに、本発明例は、回転ドア構成部品モデルをそのまま考慮した比較例

2の変位及び剛性変化率と概ね一致する結果を示している。従って、本発明例の結果が妥当であることが分かる。

[0060] さらに、本実施例では、自動車の様々な走行状態に対応する荷重条件に対して、本発明に係る車体の剛性解析方法を適用した。ここでは、車体のフロント側又はリア側に荷重を与え、前記した静ねじり及びレーンチェンジを想定した剛性解析と同様に、回転ドア構成部品の質量に相当する質量を設定した場合（本発明例）と、車体骨格モデル1のみを解析対象とした場合（比較例1）と、回転ドア構成部品モデルを組み合わせた車体モデルを解析対象とした場合（比較例2）とについて、本発明に係る剛性解析方法を用いて剛性解析を行った。

[0061] 図13に、車体のフロント側に荷重を与えた荷重条件を示す。図13（a）に示すフロント曲げ（bending at two mounting position of front suspension (referred to as "front-bending")）は、車体の右側及び左側のフロントサスペンション取付位置（図13（a）の「RH」及び「LH」参照）の双方に鉛直方向上向きの荷重を与えたものである。また、図13（b）に示すフロントねじり（torsion at two mounting position of front suspension (referred to as "front-torsion")）は、車体の右側及び左側のフロントサスペンション取付位置（図13（b）の「RH」及び「LH」参照）の一方に鉛直方向上向きの荷重を、他方に鉛直方向下向きの荷重を与えたものである。

[0062] 図13（c）に示すフロント片輪ねじり（torsion at one mounting position of front suspension (referred to as "one-side front-torsion")）は、車体の右側及び左側のフロントサスペンション取付位置（図13（c）の「RH」又は「LH」参照）のいずれか一方に鉛直方向上向きの荷重を与えたものである。また、図13（d）に示すフロント横曲げ（lateral bending at two mounting position of front suspension (referred to as "front lateral bending")）は、車体のフロント側のサブフレーム取付位置（図13（d）の「RH前」、「LH前」、「RH後」

及び「L H後」参照）に車幅方向左向き又は右向きに荷重を与えたものである。

[0063] 図14に、本発明例における剛性解析により得られた荷重方向の変位の結果を、図15に、本発明例及び比較例2の剛性変化率を示す。図15の横軸に示した「曲げ」及び「横曲げ」は、それぞれ図13(a)及び図13(d)に示した荷重条件に対応している。これらの剛性変化率は、各荷重点における変位を各荷重点の荷重で除して求めた剛性と比較例1の剛性との差を、比較例1の剛性で除すことにより、比較例1における剛性を基準として求めたものである。

[0064] また、図15の横軸に示した「ねじり」及び「片輪ねじり」は、それぞれ図13(b)及び図13(c)に示した荷重条件に対応しており、各荷重点における剛性変化率は以下のように求めた。まず、車体のリア側のサブフレーム取付位置を結ぶ直線を基準とし（角度0度）、荷重点（図13の「R H」又は「L H」の少なくとも一方）に荷重を与えた際に、車体前方側から見た車体の傾斜角度を車体前後方向にわたって平均することにより平均傾斜角度を求める。そして、前記荷重点に与えた荷重を、平均傾斜角度により除して平均ねじり剛性を求める。さらに、当該平均ねじり剛性と比較例1の平均ねじり剛性との差を、比較例1の平均ねじり剛性で除すことにより、比較例1における平均ねじり剛性を基準として剛性変化率を求める。

[0065] また、図15の横軸に示した「ねじり（逆向き）」は、図13(b)に示した荷重点（「R H」及び「L H」参照）に与えられた荷重方向と逆向きに荷重を与えた場合の結果である。同様に、図15の横軸に示した「横曲げ（逆向き）」は、図13(d)に示した荷重点（「R H前」、「L H前」、「R H後」、「L H後」参照）に与えられえた荷重方向と逆向きに荷重を与えた場合の結果である。

[0066] 図16に、図13に示した各荷重条件の下で、本発明例及び比較例2で得られた剛性値の相関（図16(a)参照）と、本発明例及び比較例2で得られた剛性変化率の相関（図16(b)参照）とを示す。図16において、x

軸は、本発明例により得られた剛性値又は剛性変化率を示し、y軸は、比較例2により得られた剛性値又は剛性変化率を示している。

[0067] 図16に示すように、本発明例の剛性値及び剛性変化率は、ともに回転ドア構成部品をそのままモデル化して剛性解析を行った比較例2の剛性値及び剛性変化率と、ほぼ1:1の高い相関($R^2 = 1.000$ 及び 0.993)を示している。図15及び図16より、本発明例は、各荷重条件において、回転ドア構成部品をそのままモデル化した比較例2の剛性変化率と良好に一致することが示された。

[0068] 次に、本実施例では、車体のリア側に荷重を与えた場合についても剛性解析を行った。図17に、車体のリア側に荷重を与えた場合の荷重条件を示す。図17(a)に示すリア曲げ(bending at two mounting position of rear suspension (referred to as "rear-bending"))は、車体の右側及び左側のリアサスペンション取付位置(図17(a)の「RH」及び「LH」参照)の双方に鉛直方向上向きの荷重を与えたものである。また、図17(b)に示すリアねじり(torsion at two mounting position of rear suspension (referred to as "rear-torsion"))は、車体の右側及び左側のリアサスペンション取付位置(図17(b)の「RH」及び「LH」参照)の一方に鉛直方向上向きの荷重を、他方に鉛直方向下向きの荷重を与えたものである。

[0069] 図17(c)に示すリア片輪ねじり(torsion at one mounting position of rear suspension (referred to as "one-side rear-torsion"))は、車体の右側及び左側のリアサスペンション取付位置(図17(c)の「RH」又は「LH」参照)のいずれか一方に鉛直方向上向きの荷重を与えたものである。また、図17(d)に示すリア横曲げ(lateral bending at two mounting position of rear suspension (referred to as "rear lateral bending"))は、車体のリア側のサブフレーム取付位置(図17(d)の「RH前」、「LH前」、「RH後」及び「LH後」参照)に車幅方向左向き又は右向きに荷重を与えたものである。

[0070] 図18に、本発明例における剛性解析により得られた荷重方向の変位の結果を、図19に、本発明例及び比較例2の剛性変化率を示す。図19の横軸に示した「曲げ」及び「横曲げ」は、それぞれ図17(a)及び図17(d)に示した荷重条件に対応している。これらの剛性変化率は、各荷重点における変位を各荷重点の荷重で除して求めた剛性値と比較例1の剛性との差を、比較例1の剛性で除すことにより、比較例1における剛性を基準として求めたものである。

[0071] また、図19の横軸に示した「ねじり」及び「片輪ねじり」は、それぞれ図17(b)及び図17(c)に示した荷重条件に対応しており、各荷重条件における剛性変化率は以下のように求めた。まず、車体のフロントサスペンション取付位置を結ぶ直線を基準とし(角度0度)、荷重点(図17中の「RH」又は「LH」の少なくとも一方)に荷重を与えた際に、車体前方側から見た車体の傾斜角度を車体前後方向にわたって平均することにより平均傾斜角度を求める。そして、前記荷重点に与えた荷重を、平均傾斜角度により除して平均ねじり剛性を求める。さらに、当該平均ねじり剛性と比較例1の平均ねじり剛性との差を、比較例1の平均ねじり剛性で除すことにより、比較例1における平均ねじり剛性を基準として剛性変化率を求める。

[0072] また、図19の横軸に示した「ねじり(逆向き)」は、図17(b)に示した荷重点(「RH」及び「LH」参照)に与えられた荷重方向と逆向きに荷重を与えた場合の結果である。同様に、図19の横軸に示した「横曲げ(逆向き)」は、図17(d)に示す荷重点(「RH前」、「LH前」、「RH後」、「LH後」参照)に与えられた荷重方向と逆向きに荷重を与えた場合の結果である。

[0073] 図20に、図17に示した各荷重条件の下で、本発明例及び比較例2で得られた剛性値の相関(図20(a)参照)と、本発明例及び比較例2により得られた剛性変化率の相関(図20(b)参照)とを示す。図20において、x軸は、本発明例により得られた剛性値又は剛性変化率を示し、y軸は、比較例2により得られた剛性値又は剛性変化率を示している。

[0074] 図20に示すように、本発明例の剛性値及び剛性変化率は、ともに回転ドア構成部品をそのままモデル化して剛性解析を行った比較例2の剛性値及び剛性変化率と、ほぼ1:1の高い相関($R^2=0.9998$ 及び 0.993)を示している。図19及び図20より、本発明例は、各荷重条件において、回転ドア構成部品をそのままモデル化した比較例2と良好に一致することが示された。従って、本発明に係る剛性解析方法が有効であることが示された。

[0075] 以上より、本発明に係る車体の剛性解析方法は、自動車の艤装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部を有する自動車の車体骨格モデルにおいて、艤装品又は蓋物に相当する質量を設定し、自動車の走行時において前記艤装品又は蓋物に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行うことにより、走行状態における車体骨格の剛性を精度良く求めることができることが実証された。

産業上の利用可能性

[0076] 本発明は、走行状態における車体骨格の剛性を精度良く求めることができるため、車体の剛性解析に適用することができる。

符号の説明

- [0077]
- 1 車体骨格モデル
 - 3 固定連結部
 - 3a ヒンジ(上側)
 - 3b ヒンジ(下側)
 - 3c ストライカー
 - 11 質量要素
 - 15 剛体要素
 - 17 はり要素
 - 21, 23 質量設定車体骨格モデル
 - 41 剛性解析装置
 - 43 表示装置

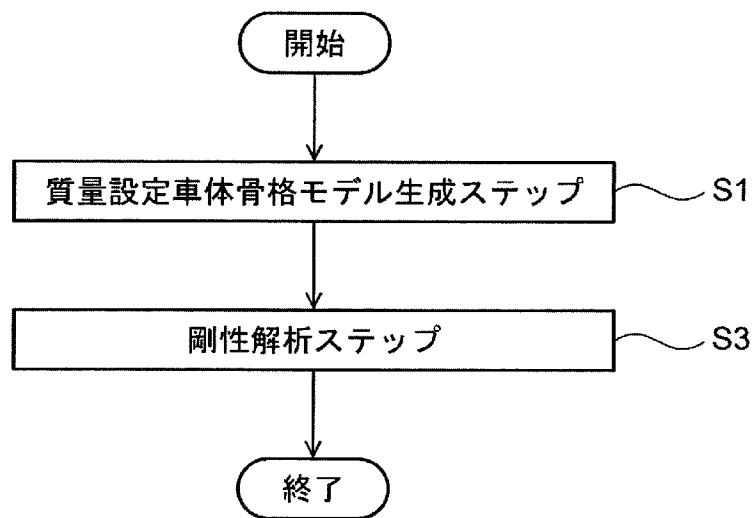
- 4 5 入力装置
- 4 7 記憶装置
- 4 9 作業用データメモリ
- 5 0 演算処理部
- 5 1 質量設定車体骨格モデル生成部
- 5 3 剛性解析部
- 6 0 車体骨格モデルファイル

請求の範囲

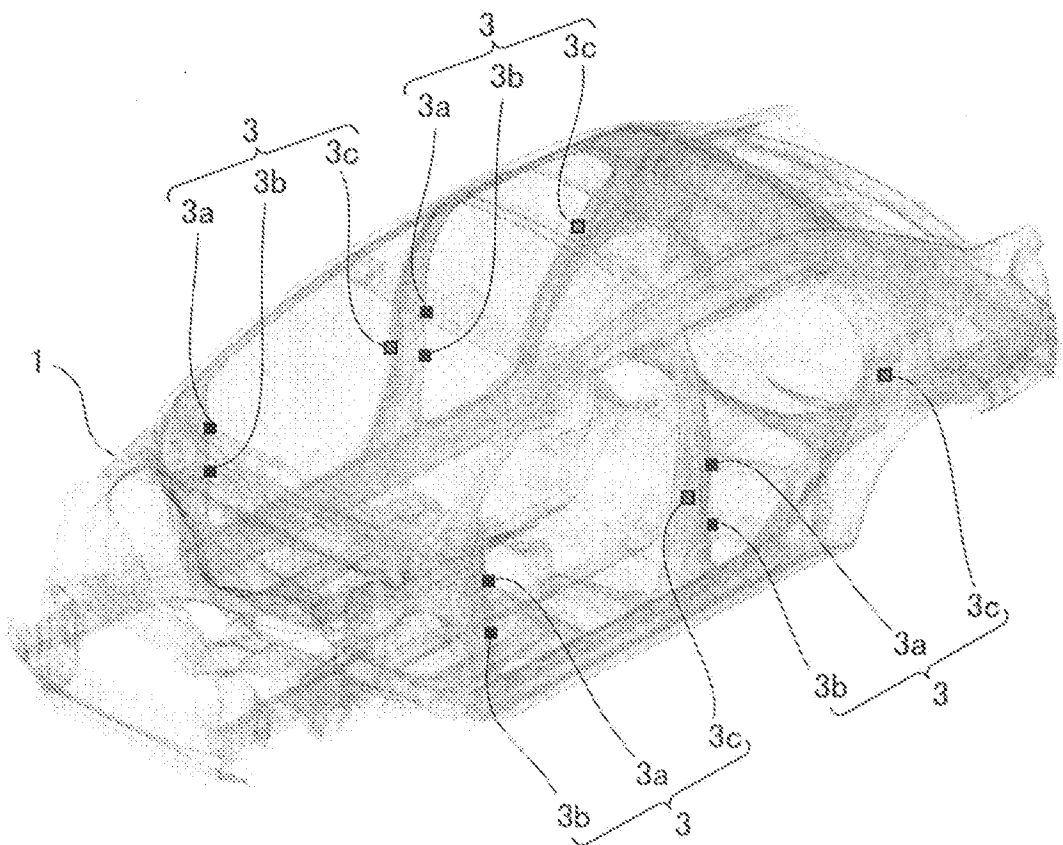
- [請求項1] 艀装品又は蓋物を固定又は連結する固定連結部を有し、平面要素又は立体要素の少なくとも一方を使って構成された自動車の車体骨格モデルを用いて、コンピュータが剛性解析を行う車体の剛性解析方法であって、
- 艀装品又は蓋物が前記車体骨格モデルの固定連結部に固定又は連結される領域内の所定位置に、前記艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を設定して質量設定車体骨格モデルを生成する質量設定車体骨格モデル生成ステップと、
- 前記質量設定車体骨格モデルについて、前記自動車の走行時に作用する慣性力を考慮して剛性解析を行う剛性解析ステップと、
- を含むことを特徴とする車体の剛性解析方法。
- [請求項2] 前記質量設定車体骨格モデル生成ステップにおける前記所定位置を、前記固定連結部を結ぶ直線上若しくは曲線上に設定することを特徴とする請求項1に記載の車体の剛性解析方法。
- [請求項3] 前記艀装品又は蓋物が回転可動する回転可動部品である場合、前記所定位置を、前記艀装品又は蓋物が回転可動する際の回転可動中心軸上を除いた位置に設定することを特徴とする請求項2に記載の車体の剛性解析方法。
- [請求項4] 前記質量設定車体骨格モデル生成ステップにおける前記所定位置を、前記固定連結部を結ぶ直線で囲まれた、前記直線の線上を除く平面上、又は、前記固定連結部を結ぶ曲線で囲まれた、前記曲線の線上を除く曲面上に設定することを特徴とする請求項1に記載の車体の剛性解析方法。
- [請求項5] 前記質量設定車体骨格モデル生成ステップは、前記艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を、質量要素と、前記質量要素と前記固定連結部を接続する剛体要素とを用いて設定することを特徴とする請求項1乃至4のいずれか一項に記載の車体の剛性解析方法。

- [請求項6] 前記質量設定車体骨格モデル生成ステップは、前記艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を、質量要素とはり要素を用いて設定し、
- 前記質量要素とはり要素が有する質量の和は、前記固定連結部に固定又は連結される艀装品又は蓋物の質量に相当することを特徴とする請求項1乃至4のいずれか一項に記載の車体の剛性解析方法。
- [請求項7] 前記質量設定車体骨格モデル生成ステップは、前記艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を、前記艀装品又は蓋物の質量に相当する質量を有するはり要素を用いて設定することを特徴とする請求項1乃至4のいずれか一項に記載の車体の剛性解析方法。

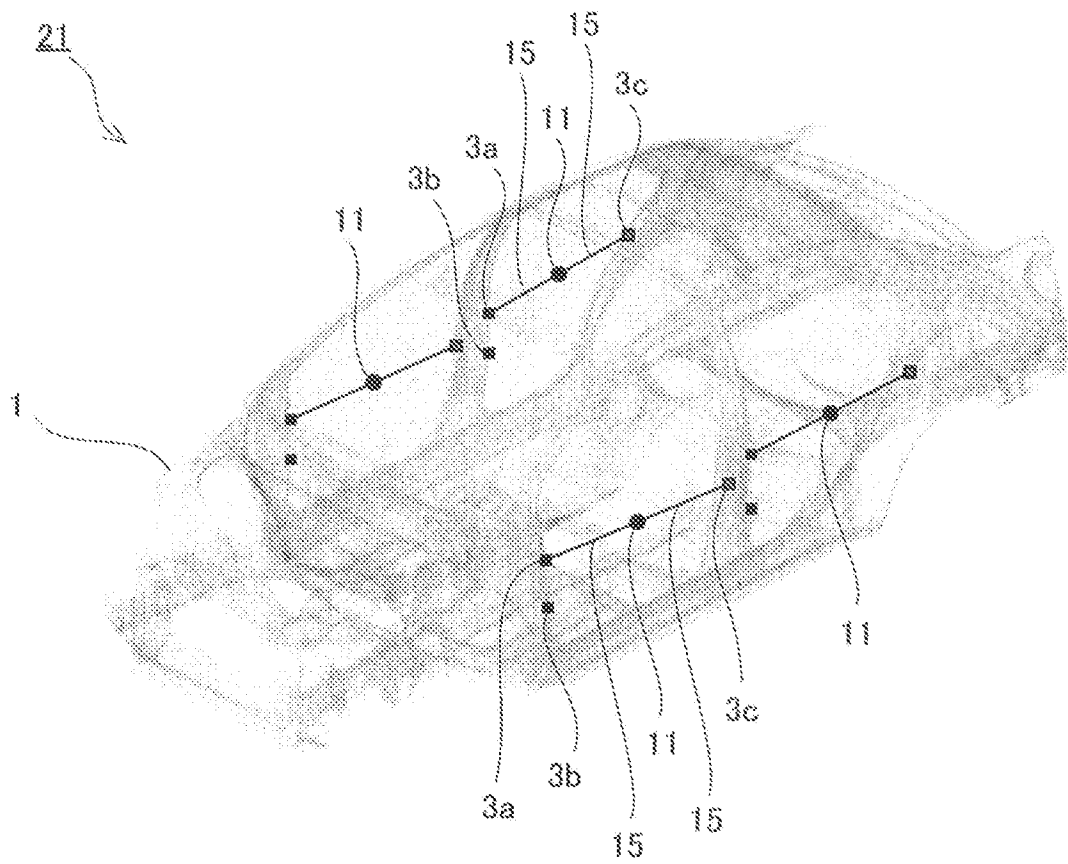
[図1]



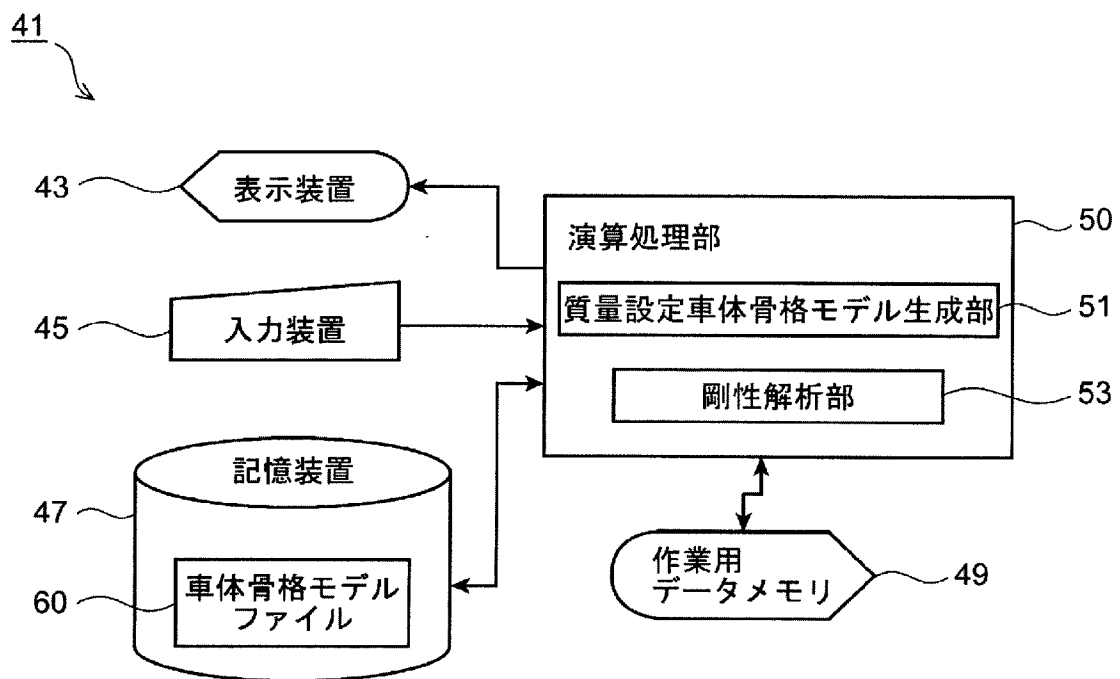
[図2]



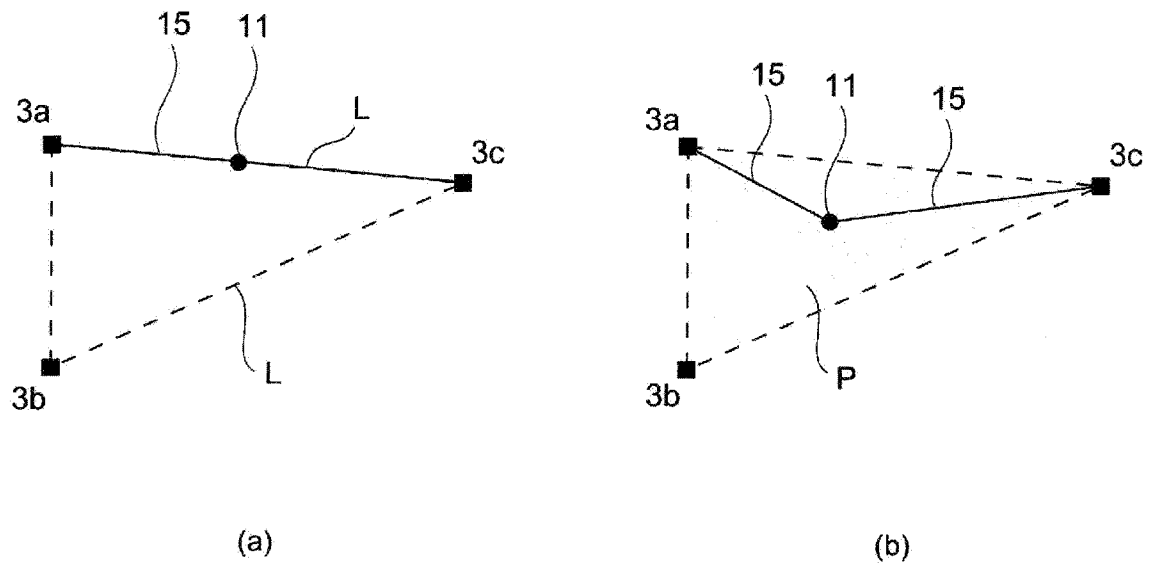
[図3]



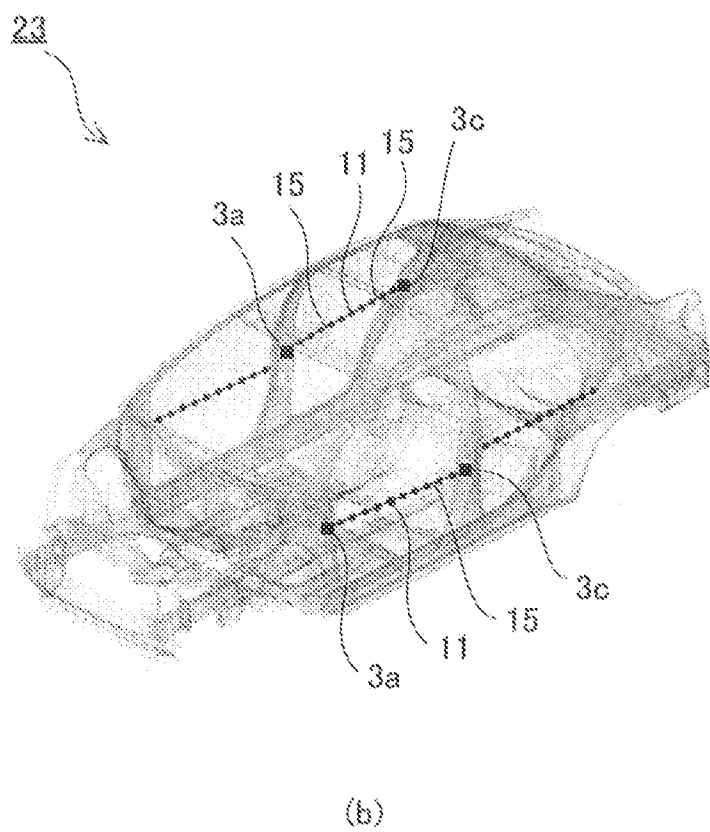
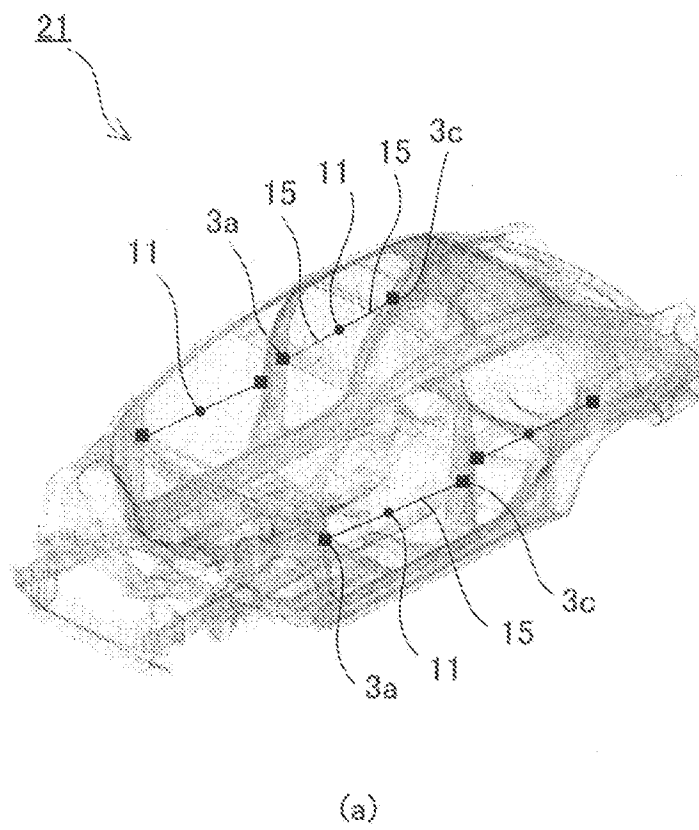
[図4]



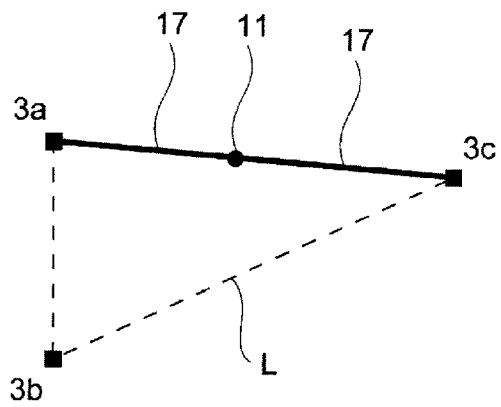
[図5]



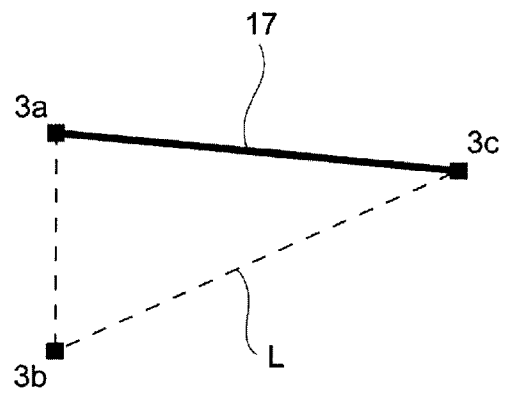
[図6]



[図7]

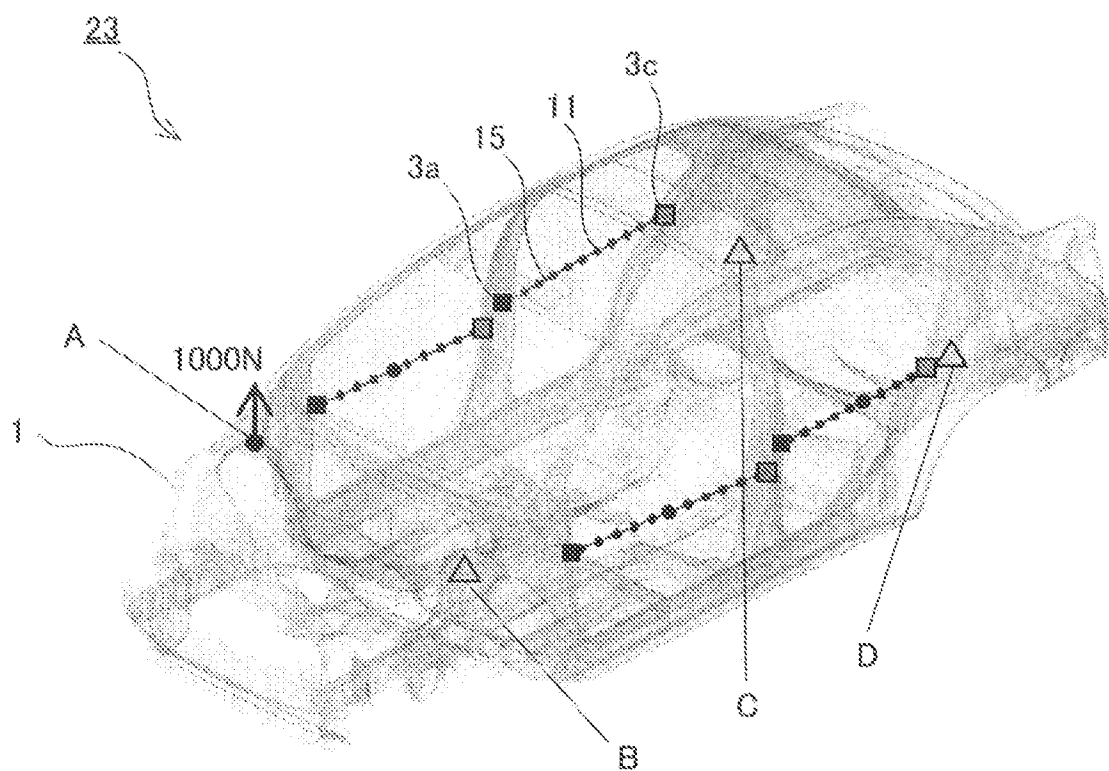


(a)

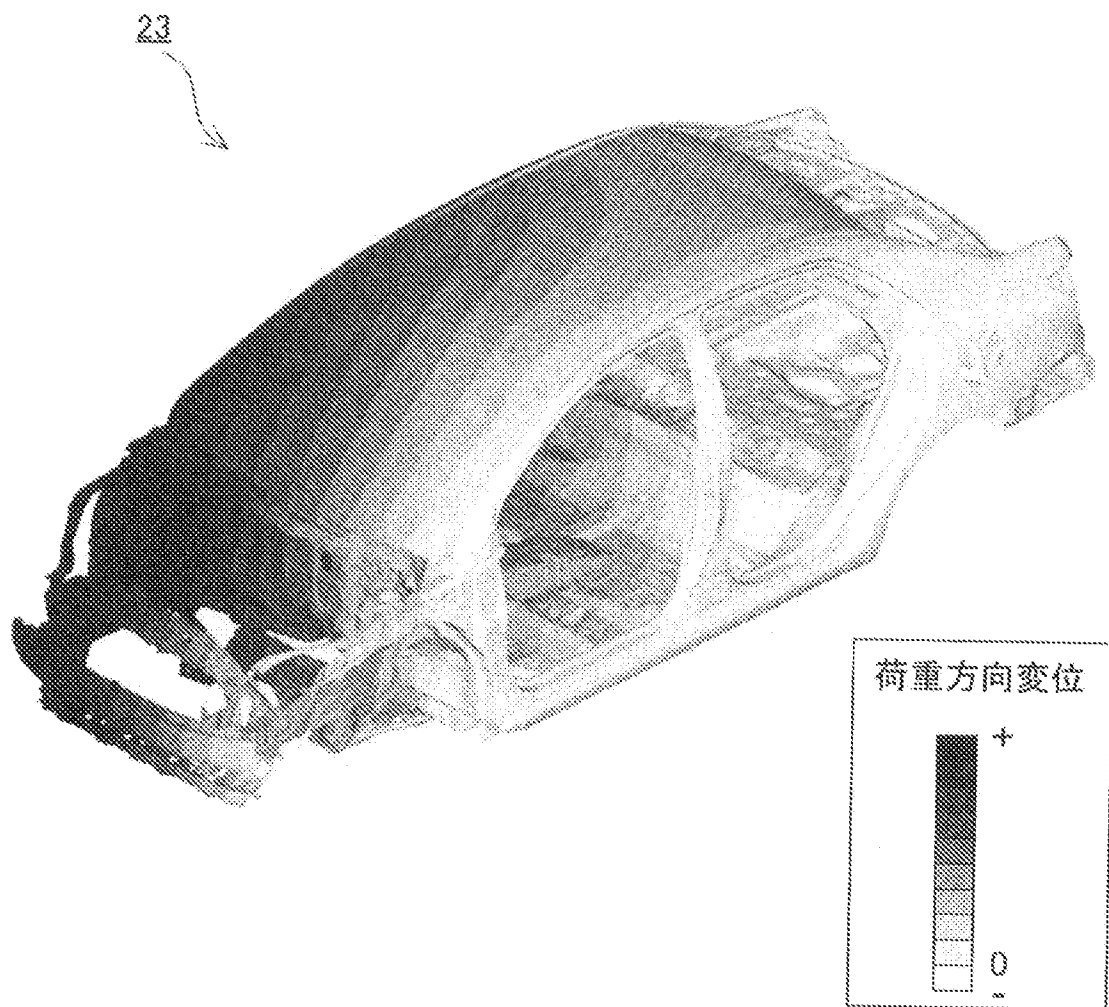


(b)

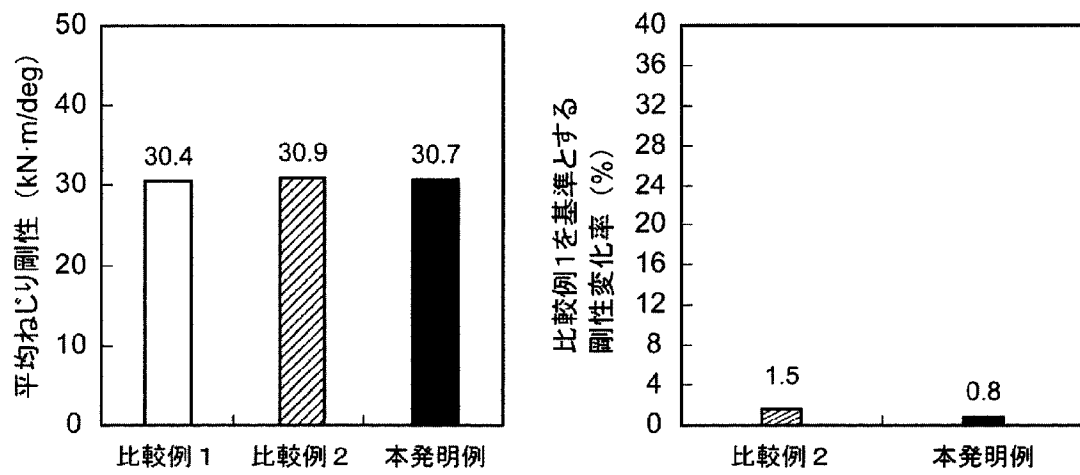
[図8]



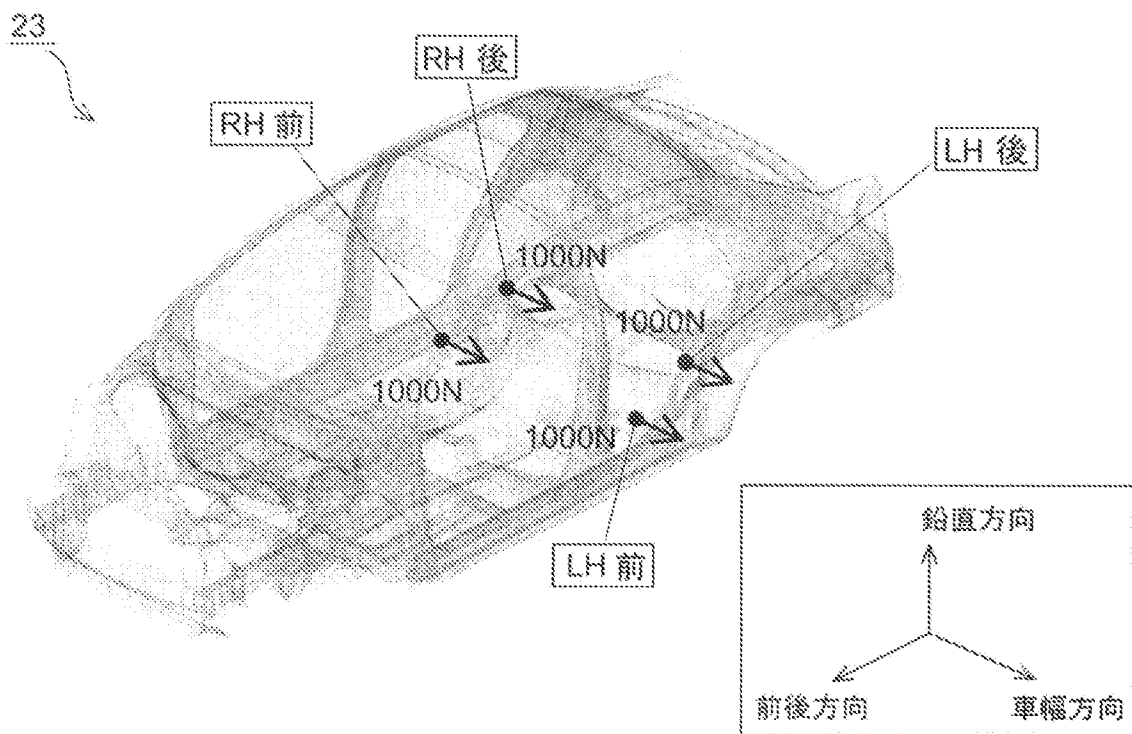
[図9]



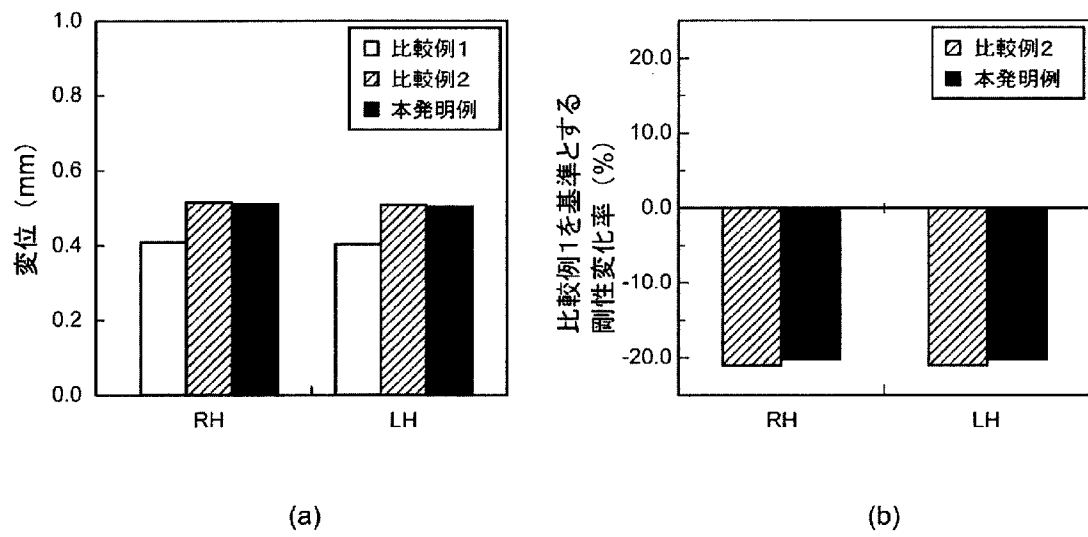
[図10]



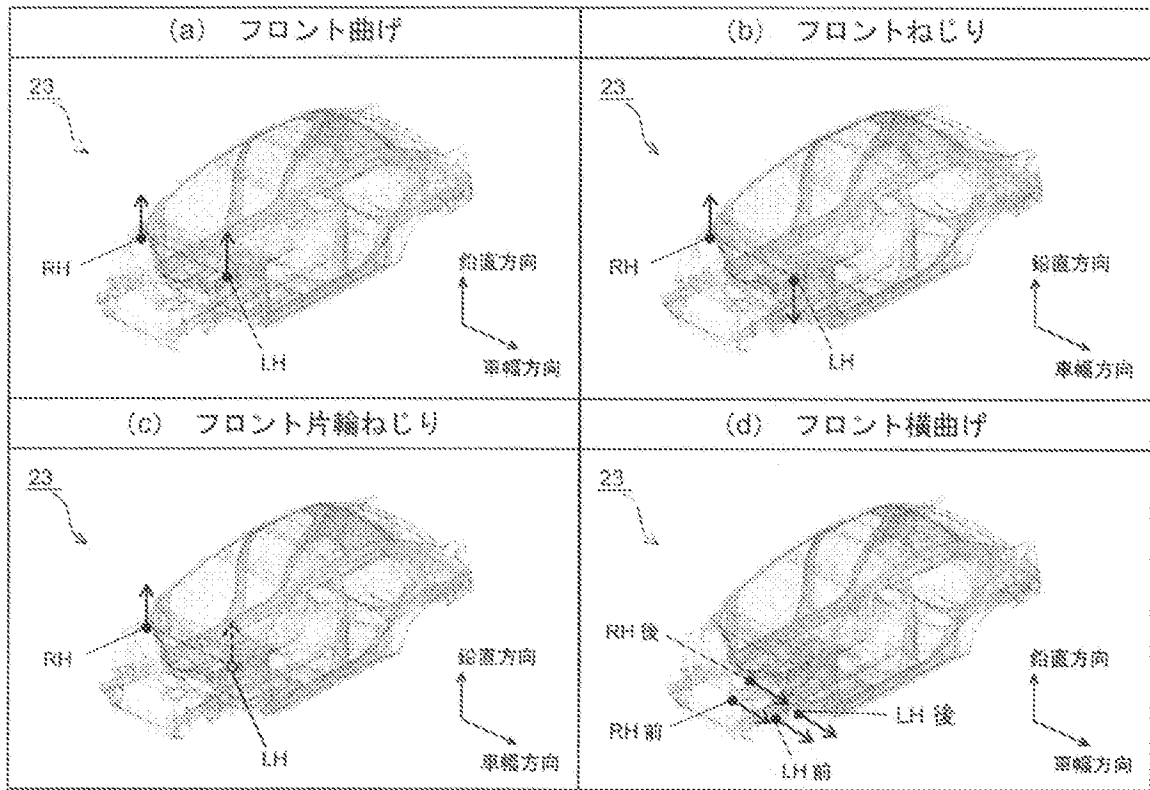
[図11]



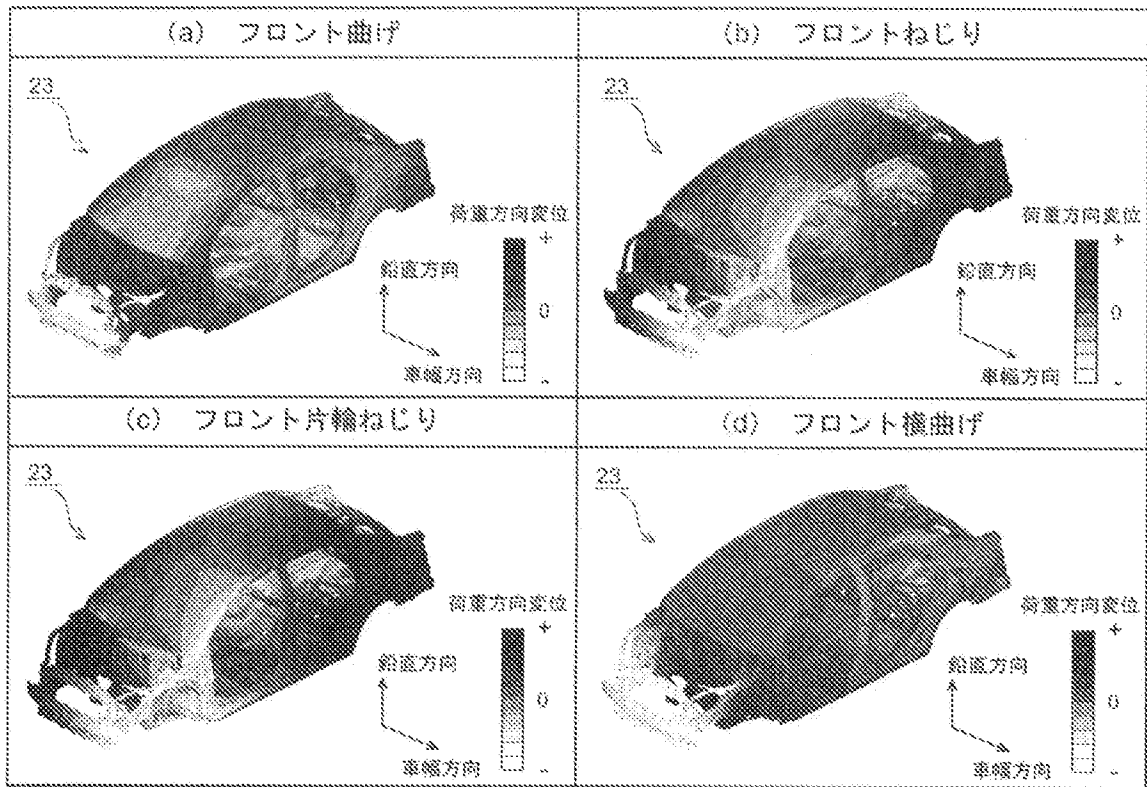
[図12]



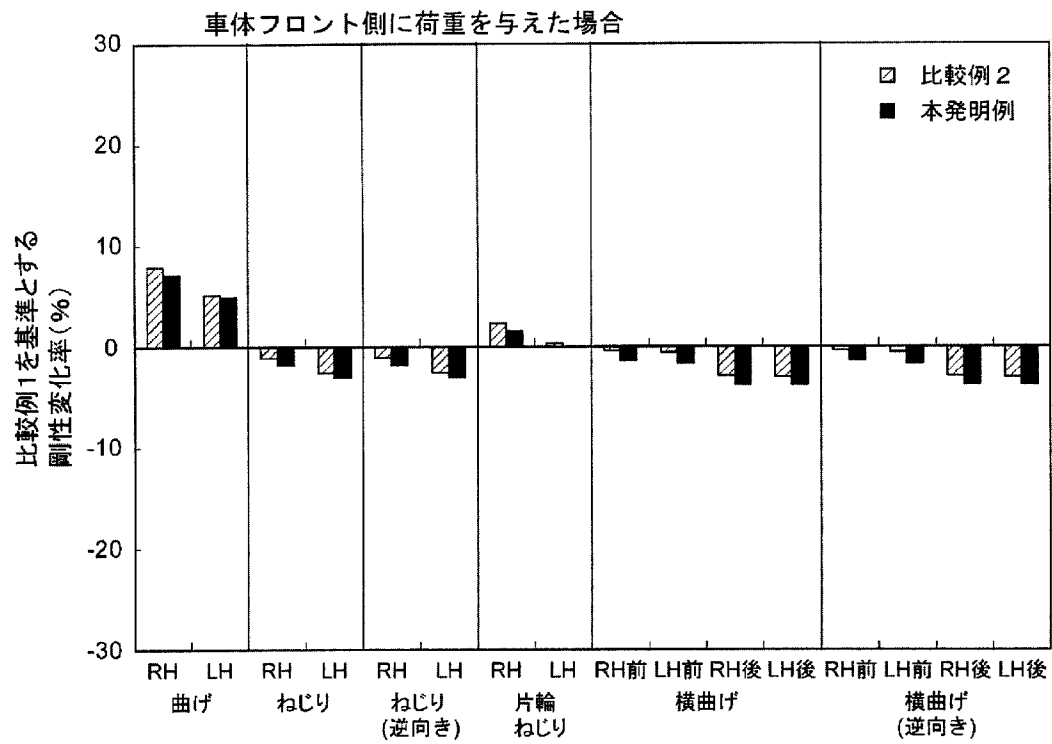
[図13]



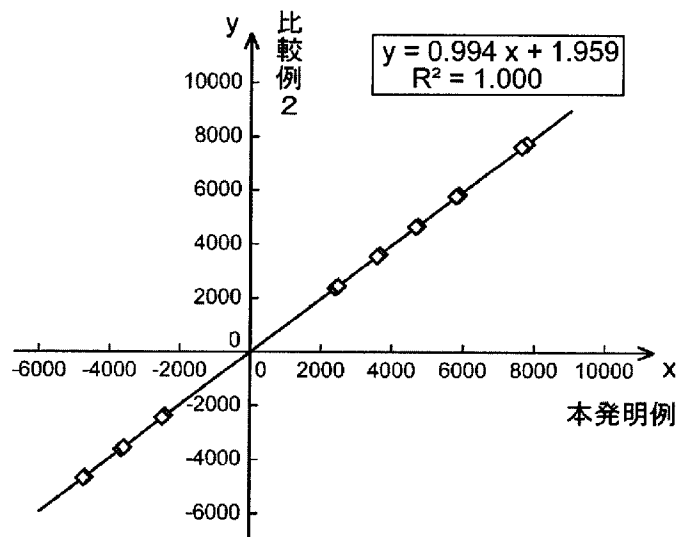
[図14]



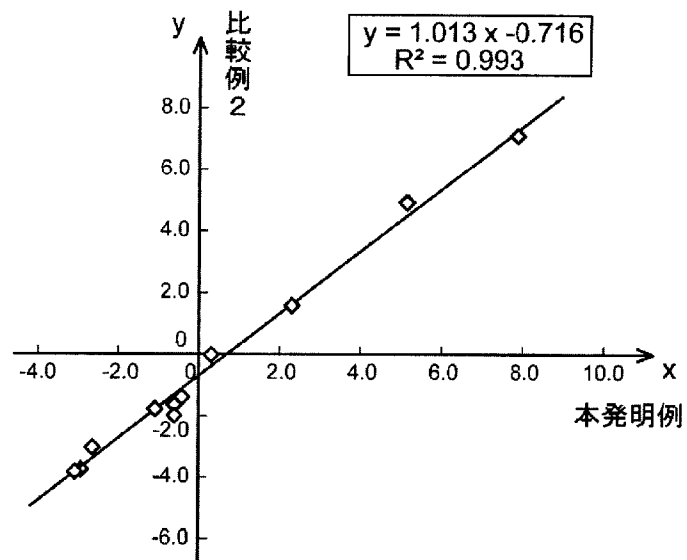
[図15]



[図16]

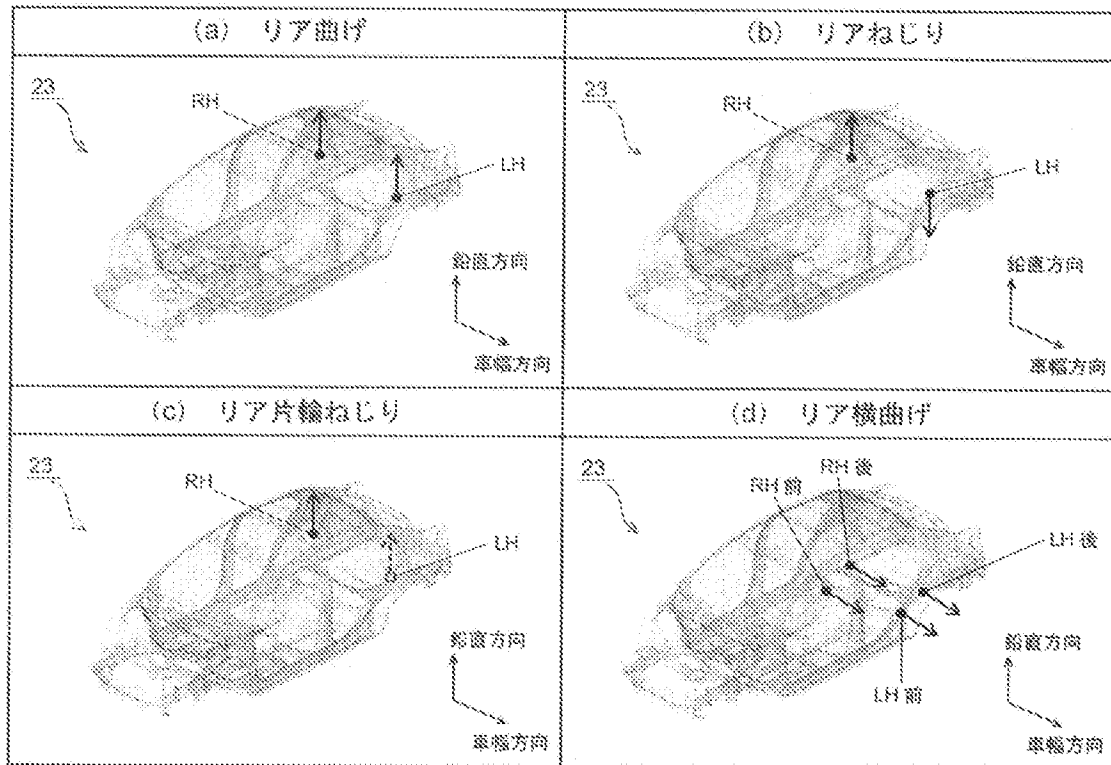


(a) 剛性値

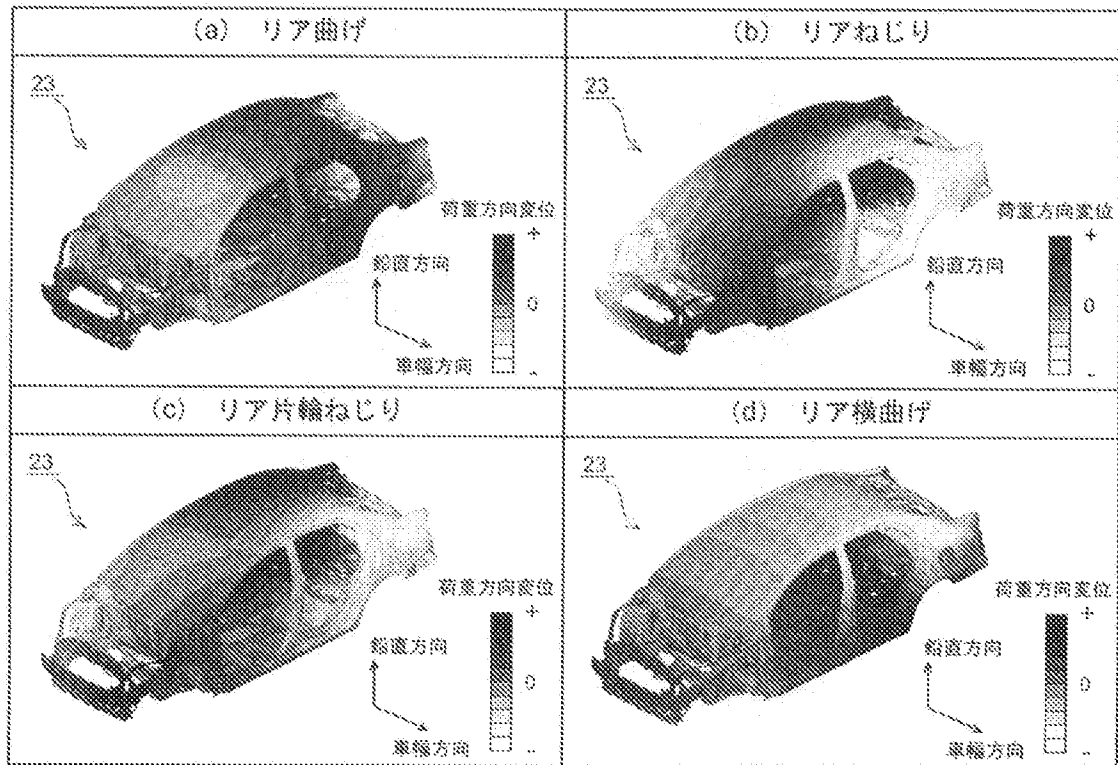


(b) 剛性変化率

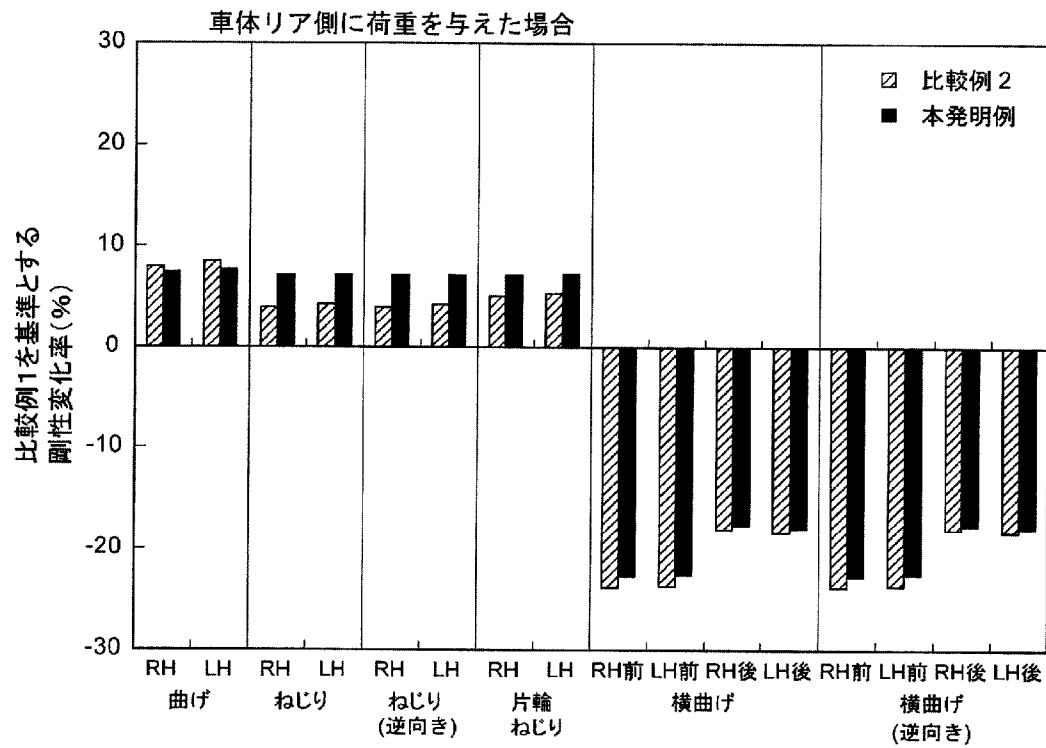
[図17]



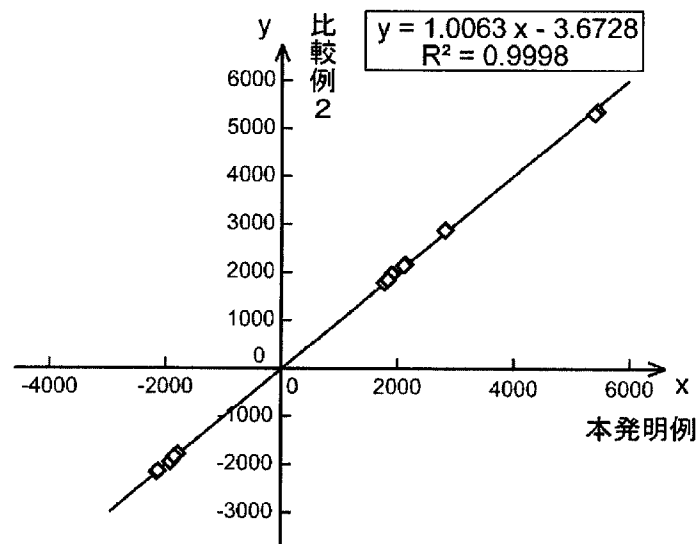
[図18]



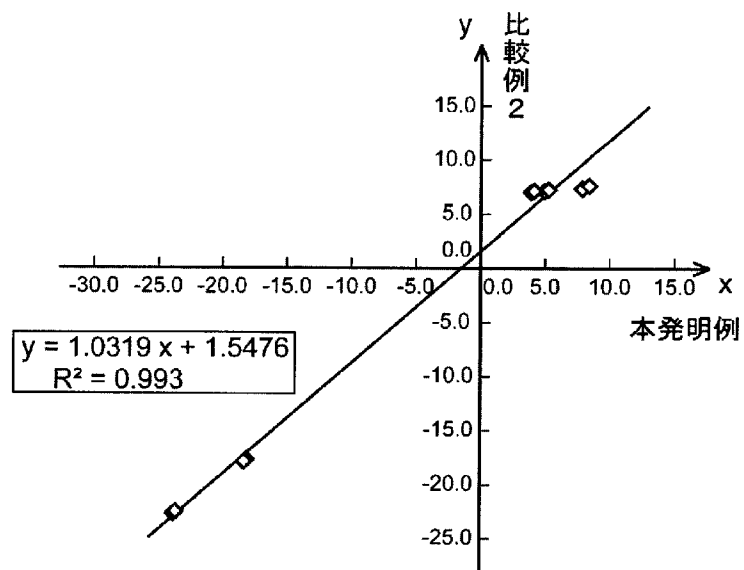
[図19]



[図20]



(a) 剛性値



(b) 剛性変化率

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/070406

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

G06F17/50(2006.01)i, G01M17/007(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

G06F17/50, G01M17/00-17/10, G01M7/00-7/08, G01N3/32

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-076240 A (Mazda Motor Corp.), 14 April 2011 (14.04.2011), abstract (Family: none)	1-7
A	JP 2004-053313 A (Toyota Motor Corp.), 19 February 2004 (19.02.2004), claims (Family: none)	1-7
A	WO 2014/119176 A1 (JFE Steel Corp.), 07 August 2014 (07.08.2014), paragraphs [0034] to [0036] & US 2016/0004793 A1 paragraphs [0098] to [0100] & EP 2953041 A1 & CN 105027124 A & KR 10-2015-0102113 A & MX 2015009742 A	1-7

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
16 September 2016 (16.09.16)

Date of mailing of the international search report
27 September 2016 (27.09.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. G06F17/50(2006.01)i, G01M17/007(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. G06F17/50, G01M17/00-17/10, G01M7/00-7/08, G01N3/32

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2011-076240 A（マツダ株式会社）2011.04.14, 要約 （ファミリーなし）	1-7
A	JP 2004-053313 A（トヨタ自動車株式会社）2004.02.19, 特許請求の範囲 （ファミリーなし）	1-7

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）	「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」 同一パテントファミリー文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

16.09.2016

国際調査報告の発送日

27.09.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

松浦 功

5M

9181

電話番号 03-3581-1101 内線 3599

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	WO 2014/119176 A1 (J F E スチール株式会社) 2014.08.07, [0034] - [0036] & US 2016/0004793 A1, [0098] - [0100] & EP 2953041 A1 & CN 105027124 A & KR 10-2015-0102113 A & MX 2015009742 A	1 - 7