

(51)Int.Cl.⁶
B62D 55/116
// B60G 17/015

識別記号

F I
B62D 55/116
B60G 17/015

B

審査請求 有 請求項の数 1 O L (全7頁)

(21)出願番号 特願平10 - 42034
(22)出願日 平成10年(1998) 2月24日

(71)出願人 390014306
防衛庁技術研究本部長
東京都世田谷区池尻 1丁目 2番24号
(71)出願人 000006208
三菱重工業株式会社
東京都千代田区丸の内二丁目 5番 1号
(72)発明者 井上 幸夫
相模原市鷲野森 1 - 22 - 14
(72)発明者 森 智章
相模原市上矢部 5 - 17 - 14
(74)代理人 弁理士 石川 新

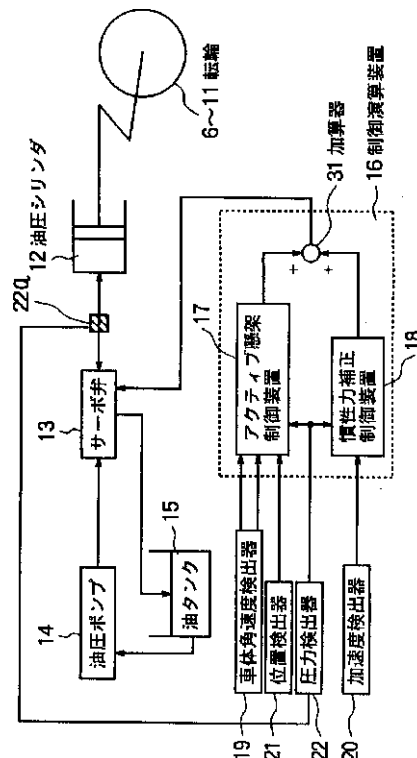
最終頁に続く

(54)【発明の名称】装軌車両の荷重制御装置

(57)【要約】

【課題】 車両の発進、停止、あるいは走行時における、慣性力による車体姿勢の変化が抑制された装軌車両の荷重制御装置を提供する。

【解決手段】 独立して車体を懸架する複数個の転輪に加わる荷重を油圧により調整する油圧シリンダと、同油圧シリンダへの作動油の油量及び油圧を制御するサーボ弁とを備えた装軌車両において、車両に掛かる前後方向及び左右方向の加速度を検出する加速度検出手段と、上記油圧シリンダの油圧を検出する圧力検出手段と、上記検出加速度から算出した慣性力による荷重及び換算油圧を算出し、この油圧を打ち消すような油圧制御信号をサーボ弁に送る補正制御装置とを備える。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 独立して車体を懸架する複数個の転輪に加わる荷重を油圧により調整する油圧シリンダと、同油圧シリンダへの作動油の油量及び油圧を制御するサーボ弁とを備えた装軌車両において、車両に掛かる前後方向及び左右方向の加速度を検出する加速度検出手段と、上記油圧シリンダの油圧を検出する圧力検出手段と、上記加速度検出手段からの加速度検出値により算出した慣性力と車両重心から各転輪中心までの距離とにより各転輪の支持脚に掛かる荷重を算出して油圧に換算し、この算出油圧と上記圧力検出手段からの油圧の検出値とを突き合わせて、上記慣性力に基づく算出油圧を打ち消すように上記サーボ弁に制御信号を出力する補正制御装置とを備えたことを特徴とする装軌車両の荷重制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は油圧式アクティブ懸架装置を備えた装軌車両における荷重制御装置に関する。

【0002】

【発明が解決しようとする課題】図 5 ~ 図 6 には油圧式アクティブ懸架装置を備えた装軌車両の概要が示され、図 5 はその側面図、図 6 は図 5 の A 矢視図である。図 5 ~ 図 6 において、1 は車体、3 は履帯、4 は履帯 3 の張りを調整するための誘導輪、5 はエンジン（図示省略）からの駆動力を履帯 3 に伝達する起動輪である。6 ~ 11 は車両の重心を支える転輪で左第 1 転輪 6、左第 2 転輪 7、左第 3 転輪 8 の順に並び、上記起動輪 5 寄りの転輪が左第 6 転輪 11 となっている。

【0003】上記装軌車両において、アクティブ懸架装置は不整地走行時の車体の動揺の低減を目的とした制御方式となっており、転輪 6 ~ 11 を支える各脚の荷重を一定とするように油圧制御動作を行うことにより、車両のバネ上の動揺を抑制している。しかしながら、かかるアクティブ懸架装置を備えた車両においては、車両の発進、停止、旋回走行時には車体 1 の慣性力により転輪 6 ~ 11 を支える各脚部に対する荷重が増減するので、上記脚部に設けられた懸架バネが縮み車体 1 の姿勢が変化してしまう。さらに、上記従来のアクティブ懸架装置を備えた装軌車両は、各脚の荷重が一定になるように制御するため、パッシブ懸架車両よりも大きな車体 1 の姿勢変化が発生する。等の問題点を抱えている。

【0004】本発明の目的は、車両の発進、停止、あるいは走行時における、慣性力による車体姿勢の変化が抑制された装軌車両の荷重制御装置を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明は上記のような問題点を解決するもので、その要旨とする手段は、独立して車体を懸架する複数個の転輪に加わる荷重を油圧によ

り調整する油圧シリンダと、同油圧シリンダへの作動油の油量及び油圧を制御するサーボ弁とを備えた装軌車両において、車両に掛かる前後方向及び左右方向の加速度を検出する加速度検出手段と、上記油圧シリンダの油圧を検出する圧力検出手段と、上記加速度検出手段からの加速度検出値により算出した慣性力と車両重心から各転輪中心までの距離とにより各転輪の支持脚に掛かる荷重を算出して油圧に換算し、この算出油圧と上記圧力検出手段からの油圧の検出値とを突き合わせて、上記慣性力に基づく算出油圧を打ち消すように上記サーボ弁に制御信号を出力する補正制御装置とを備えたことを特徴とする装軌車両の荷重制御装置にある。

【0006】上記手段によれば、加速度検出器にて各転輪の支持脚部に作用する加速度を検出して補正制御装置に入力し、同制御装置においてこの検出値と各支持脚に加わる質量とにより、各転輪毎の慣性力を算出し、さらに車体重心から各転輪中心までの距離と上記慣性力とを使用したモーメント計算により各転輪の支持部に加わる荷重及びこれの油圧換算値を算出し、検出油圧と突き合わせて、上記慣性力による算出油圧を打ち消すような油圧制御信号をサーボ弁に出力する。

【0007】これにより各転輪の油圧シリンダには、上記慣性力による油圧変化を打ち消すような油圧が作用することとなり、従って、各転輪の支持部において、慣性力による車体姿勢変化量が低減される。

【0008】

【発明の実施の形態】以下図 1 ~ 図 4 及び図 5 ~ 図 6 を参照して本発明の実施形態につき詳細に説明する。図 5 ~ 図 6 は本発明が適用されるアクティブ懸架装置を備えた装軌車両（以下アクティブ懸架車両という）の概略構造図であり、図 5 ~ 図 6 において、1 は車体、3 は履帯、4 は履帯 3 の張りを調整するための誘導輪、5 はエンジン（図示省略）からの駆動力を履帯 3 に伝達する起動輪である。6 ~ 11 は車両の重心を支える転輪で左第 1 転輪 6、左第 2 転輪 7、左第 3 転輪 8 の順に並び、上記起動輪 5 寄りの転輪が左第 6 転輪 11 となっている。

【0009】図 1 は本発明の実施形態に係るアクティブ懸架車両の荷重制御装置のブロック図、図 2 は上記荷重制御装置における慣性力補正制御装置のブロック図、図 3 ~ 図 4 は上記慣性力補正制御装置の演算要領説明図である。

【0010】図 1 において、12 は油圧シリンダで車両の各転輪 6 ~ 11 を支持する脚部に連結されている。13 は上記油圧シリンダ 12 を動作させるためのサーボ弁である。上記油圧シリンダ 12 及びサーボ弁 13 は車両の転輪 6 ~ 11 の全てに取り付けられている。14 は上記サーボ弁 13 に油圧を供給する油圧ポンプ、15 は油タンクである。16 は制御演算を行う制御演算装置であり、その内部に不整地走行時における車体 1 の動揺を低

減するためのアクティブ懸架制御装置 1 7、及び車両の発進、停止、旋回走行時等の慣性力の補正計算を実施するための慣性力補正制御装置 1 8 及び、上記両装置 1 7、1 8 の出力を加算する加算器 3 1 を有する。1 9 はジャイロ箱、即ち車体角速度検出器で、車体 1 のロール角速度及びピッチ角速度を検出するものである。2 0 は車体 1 の前後、左右方向の加速度を検出する加速度検出器、2 1 は転輪 6 ~ 1 1 と車体 1 との相対位置を検出する位置検出器、2 2 a は上記油圧シリンダ内の油圧検出用の圧力検出ピックアップ、2 2 は同ピックアップ 2 2 a に接続される圧力検出器である。

【 0 0 1 1 】 図 2 に示される上記慣性力補正制御装置 1 8 のブロック図において、2 3 は CPU (演算器)、2 4 は RAM (書き込み、呼び出しメモリ)、2 5 は入力信号部、2 6 は ROM (呼び出し専用メモリ)、2 7 は駆動出力部である。

【 0 0 1 2 】 上記入力信号部 2 5 は、上記加速度検出器 2 0 からの車両 1 の前後、左右方向の加速度検出信号及び圧力検出器 2 2 からの油圧シリンダ 1 2 の油圧検出信号を入力して、上記 CPU 2 3 に送出するものである。上記 CPU 2 3 は、これらの入力信号を用いて車両の慣性力補正計算を行うものである。上記駆動出力部 2 7 は、上記 CPU 2 3 からの指令信号により転輪 6 ~ 1 1 部に取付けられている上記サーボ弁 1 3 を制御するための油圧制御信号を出力するものである。

【 0 0 1 3 】 次に上記慣性力補正制御装置 1 8 の動作 (演算、制御等) につき、図 3 ~ 図 4 を参照して説明する。図 3 は、図 5 に示す車両の側面図における機械的な車体中心軸に沿って車体 1 を左右に分割した場合の車両片側バネ上質量と車両の前後方向加速度とより車両の発進、停止時に生ずる慣性力の補正制御演算方法について

$$F 1 = \frac{(m 1 + m 6) \cdot \alpha \cdot h}{L 1} \cdot \frac{L 1}{L 1 + L 6} = \frac{W_{16} \cdot \alpha \cdot h}{L_{16}}$$

【 0 0 1 8 】

$$F 6 = \frac{(m 1 + m 6) \cdot \alpha \cdot h}{L 6} \cdot \frac{L 6}{L 1 + L 6} = \frac{W_{16} \cdot \alpha \cdot h}{L_{16}}$$

【 0 0 1 9 】 上式において、 $W_{16} = (m 1 + m 6)$ とする。同様に、第 2、5 転輪 7、1 0 の対、第 3、4 転輪 8、9 の対の重心 2 まわりのモーメント M_{25} 、 M_{34} と上記力：F の大きさとの関係については、次のように表わせる。

$$F 2 = \frac{(m 2 + m 5) \cdot \alpha \cdot h}{L 2} \cdot \frac{L 2}{L 2 + L 5} = \frac{W_{25} \cdot \alpha \cdot h}{L_{25}}$$

【 0 0 2 2 】

$$F 5 = \frac{(m 2 + m 5) \cdot \alpha \cdot h}{L 5} \cdot \frac{L 5}{L 2 + L 5} = \frac{W_{25} \cdot \alpha \cdot h}{L_{25}}$$

の説明図である。図 3 において車両片側質量を、車両の前後方向重心 2 の位置よりも、即ち車体 1 の前後方向の重心 2 を通る車体中心軸 5 0 前側 W_f と、後側 W_r とに分ける。ここで、この実施形態では上記前側バネ上質量部を転輪 3 脚、後側バネ上質量部も転輪 3 脚の同一脚数で支持している場合について説明する。この場合は第 1、6 転輪 6、1 1 と、第 2、5 転輪 7、1 0 と、第 3、4 転輪 8、9 との 3 つの対を考える。ここで以下の計算に使用する符号の意味は次の通りとする。

- 10 【 0 0 1 4 】 W_f : 重心前側質量
 - W_r : 重心後側質量
 - $m 1 \sim m 6$: 車両片側第 1 ~ 6 転輪にかかる質量
 - : 前後方向加速度
 - h : 重心高さ
 - $F 1 \sim F 6$: 前後方向慣性力により車両片側第 1 ~ 6 転輪に加わる力
 - $L 1 \sim L 6$: 重心 / 第 1 ~ 6 転輪間距離
 - L_{16} : 第 1・6 転輪間距離
 - L_{25} : 第 2・5 転輪間距離
 - 20 L_{34} : 第 3・4 転輪間距離
 - A : 油圧シリンダの断面積
- 先ず、第 1、6 転輪 6、1 1 の対については、重心 2 まわりのモーメント M_{16} は次式で表せる。

【 0 0 1 5 】

【 数 1 】

$$M_{16} = (m 1 + m 6) \cdot \alpha \cdot h = F 1 \cdot L 1 + F 6 \cdot L 6$$

【 0 0 1 6 】 ここで、転輪の脚に加わる力の大きさ F

1、F 6 は式 1 より、

【 0 0 1 7 】

30 【 数 2 】

【 数 3 】

【 0 0 2 0 】

40 【 数 4 】

$$M_{25} = (m 2 + m 5) \cdot \alpha \cdot h = F 2 \cdot L 2 + F 5 \cdot L 5$$

【 0 0 2 1 】

【 数 5 】

【 数 6 】

【 0 0 2 3 】

【数 7】

$$M_{34} = (m_3 + m_4) \cdot \alpha \cdot h = F_3 \cdot L_3 + F_4 \cdot L_4$$

$$F_3 = \frac{(m_3 + m_4) \cdot \alpha \cdot h}{L_3} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4} = \frac{W_{34} \cdot \alpha \cdot h}{L_{34}}$$

【 0 0 2 5 】

【 0 0 2 4 】

【数 8】

$$F_4 = \frac{(m_3 + m_4) \cdot \alpha \cdot h}{L_4} \cdot \frac{L_4}{L_3 + L_4} = \frac{W_{34} \cdot \alpha \cdot h}{L_{34}}$$

【 0 0 2 6 】 数式 4 ~ 9 にて、 $W_{25} = (m_2 + m_5)$ 、 $W_{34} = (m_3 + m_4)$ とする。よって各転輪の脚部で慣性力を補正するために必要となる力は上記の $F_1 \sim F_6$ となる。これを油圧で制御するため圧力 $P_1 \sim P_6$ に変換すると、この圧力 $P_1 \sim P_6$ は次に示す数式 10 ~ 数式 15 により算出できる。但し、上記 $P_1 \sim P_3$ と $P_4 \sim P_6$ の極性は逆になる。また、分割した車両の反対側のバネ上質量についても上記同様な計算を行う。

【 0 0 2 7 】

【数 10】

$$P_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{W_{16} \cdot \alpha \cdot h}{L_{16} \cdot A}$$

【 0 0 2 8 】

【数 11】

$$P_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{W_{25} \cdot \alpha \cdot h}{L_{25} \cdot A}$$

【 0 0 2 9 】

【数 12】

$$P_3 = \frac{F_3}{A} = \frac{W_{34} \cdot \alpha \cdot h}{L_{34} \cdot A}$$

【 0 0 3 0 】

【数 13】

$$P_4 = \frac{F_4}{A} = \frac{W_{34} \cdot \alpha \cdot h}{L_{34} \cdot A}$$

【 0 0 3 1 】

【数 14】

$$P_5 = \frac{F_5}{A} = \frac{W_{25} \cdot \alpha \cdot h}{L_{25} \cdot A}$$

【 0 0 3 2 】

【数 15】

$$P_6 = \frac{F_6}{A} = \frac{W_{16} \cdot \alpha \cdot h}{L_{16} \cdot A}$$

【 0 0 3 3 】 一方、図 3 に示す車両片側質量 W_f あるいは W_r を車両 1 の前後方向重心位置 2 の前側と後側とに

分けた時、支持する転輪の数が前後で異なった場合については、次による。例えば、車両の前側 (F) が 4 脚、後側 (R) が 2 脚の場合は、第 1 / 第 2 転輪 6 , 7 と第 5 転輪 1 0 の対と第 3 / 第 4 転輪 8 , 9 と第 6 転輪 1 1 との対とし、次いで、第 1 転輪部の質量と第 5 転輪部の半分の質量のモーメント及び、第 2 転輪部の質量と第 5 転輪部の半分の質量とのモーメントを用いて補正制御演算を行う。

【 0 0 3 4 】 第 3 / 第 4 転輪と第 6 転輪の対についても同様に計算する。このように、車体 1 の重心 2 の前後質量を支える転輪の数が異なっても荷重の支持分担率を振り分けることにより慣性力補正制御を実施することができる。また、車両片側転輪数が 6 脚でない場合も荷重の支持分担率を振り分けることにより上記と同様に演算を行なう。

【 0 0 3 5 】 図 4 は、車両の左右 1 脚分 (例えば、左第 1 転輪と右第 1 転輪) を対として抜き出したバネ上質量と、車両左右方向加速度とより、旋回時に生ずる慣性力の補正制御演算方法の説明図である。

30 【 0 0 3 6 】 ここで以下の計算に使用する符号の意味は次の通りとする。

- m_l, m_r : 左右転輪 1 脚にかかる質量
- W : 左右転輪 1 脚対にかかる質量 ($m_l + m_r$)
- α : 左右方向加速度
- h : 重心高さ

F_l, F_r : 左右方向慣性力により左右転輪 1 脚に加わる力

L_l, L_r : 重心から左右転輪までの距離

L : 左右側転輪間距離 ($L_l + L_r$)

40 A : 油圧シリンダの断面積

左右 1 脚対の質量を車両左右方向重心位置の左右に分けて、上記のように m_l, m_r とする。図 4 において、重心まわりのモーメント M は次式で表せる。

【 0 0 3 7 】

【数 16】

$$M = (m_l + m_r) \cdot \beta \cdot h = F_l \cdot L_l + F_r \cdot L_r$$

【 0 0 3 8 】 ここで、脚に加わる力の大きさ F_l, F_r は数式 16 より次のようになる。

50 【 0 0 3 9 】

【数 1 7】

$$F_l = \frac{(m_l + m_r) \cdot \beta \cdot h}{L_l} \cdot \frac{L_l}{L_l + L_r} = \frac{W \cdot \beta \cdot h}{L}$$

【0 0 4 0】

$$F_r = \frac{(m_l + m_r) \cdot \beta \cdot h}{L_r} \cdot \frac{L_r}{L_l + L_r} = \frac{W \cdot \beta \cdot h}{L}$$

【数 1 8】

【0 0 4 1】よって、各転輪の脚部で慣性力を補正するために必要となる力は上記 F l、F r となる。この力を油圧で制御するため、圧力に変換すると数式 1 9 ~ 2 0 の P l、P r として算出できる。ここで、上記数式 1 9 及び 2 0 における P l と P r の極性は逆になる。他の左右転輪対についても上記と同様な計算を行う。

【0 0 4 2】

【数 1 9】

$$P_l = \frac{F_l}{A} = \frac{W \cdot \beta \cdot h}{L \cdot A}$$

【0 0 4 3】

【数 2 0】

$$P_r = \frac{F_r}{A} = \frac{W \cdot \beta \cdot h}{L \cdot A}$$

【0 0 4 4】制御演算装置 1 6 においては、以上に述べた、慣性力による荷重の補正量の計算を上記慣性力補正制御装置 1 8 にて行ない、その出力値つまり、上記数式 1 0 ~ 1 5 に示される前後方向に関する補正油圧 P 1 ~ P 6、並びに数式 1 9 ~ 2 0 に示される。左右方向に関する補正油圧 P l、P r と、アクティブ懸架制御装置 1 7 からの出力値とを加算器 3 1 にて加算する。

【0 0 4 5】そして、上記制御演算装置 1 6 においては、上記慣性力による補正油圧を打ち消す油圧、つまり上記補正油圧と逆方向で大きさが同一の油圧制御信号を各転輪のサーボ弁 1 3 に出力する。これにより、各転輪の慣性力による車体姿勢変化量が低減される。

【0 0 4 6】

【発明の効果】本発明は以上のように構成されており、本発明によれば、補正制御装置により車両の慣性力により各転輪に加わる荷重及びこれの油圧換算値を算出し、この慣性力による油圧を打ち消すような油圧制御信号をサーボ弁に出力するので、各転輪の油圧シリンダには、上記慣性力による油圧変化を打ち消すような油圧が作用することとなり、従って、各転輪の支持部において、慣

性力による車体姿勢変化量が低減され、発停時、急発進時等の過渡期においても、車体の動揺が少ない装軌式車両を得ることができる。なお、本発明は、雪上車等及び船舶の動揺低減装置の荷重制御に適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施形態に係るアクティブ懸架車両の荷重制御装置のブロック図。

【図 2】上記荷重制御装置における慣性力補正制御装置のブロック図。

【図 3】上記慣性力制御装置の演算要領説明図（その 1）。

20 【図 4】上記慣性力制御装置の演算要領説明図（その 2）。

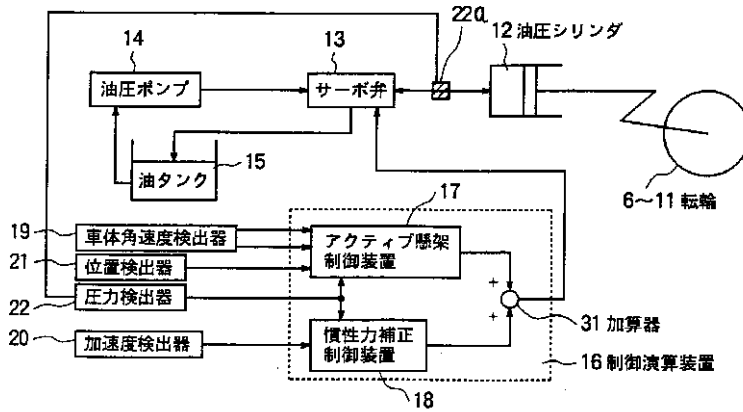
【図 5】アクティブ懸架装置を備えた装軌車両の概略側面図。

【図 6】図 5 の A 矢視図。

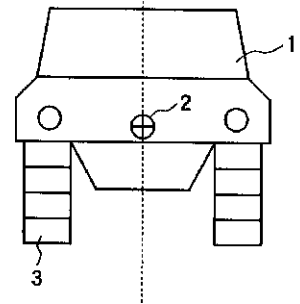
【符号の説明】

- 1 車体
- 2 車両重心
- 3 履帯
- 4 誘導輪
- 30 5 起動輪
- 6 ~ 1 1 転輪
- 1 2 油圧シリンダ
- 1 3 サーボ弁
- 1 4 油圧ポンプ
- 1 5 油タンク
- 1 6 制御演算装置
- 1 7 アクティブ懸架制御装置
- 1 8 慣性力補正制御装置
- 1 9 車体角速度検出器
- 40 2 0 加速度検出器
- 2 1 位置検出器
- 2 2 圧力検出器
- 3 1 加算器

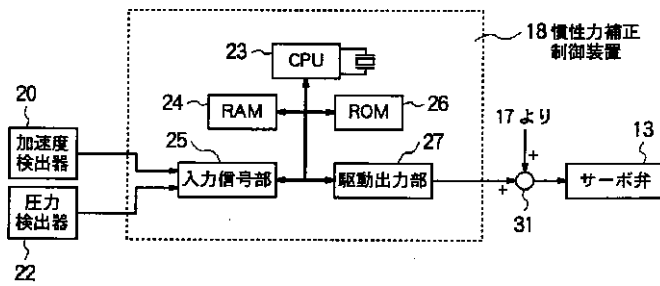
【 図 1 】



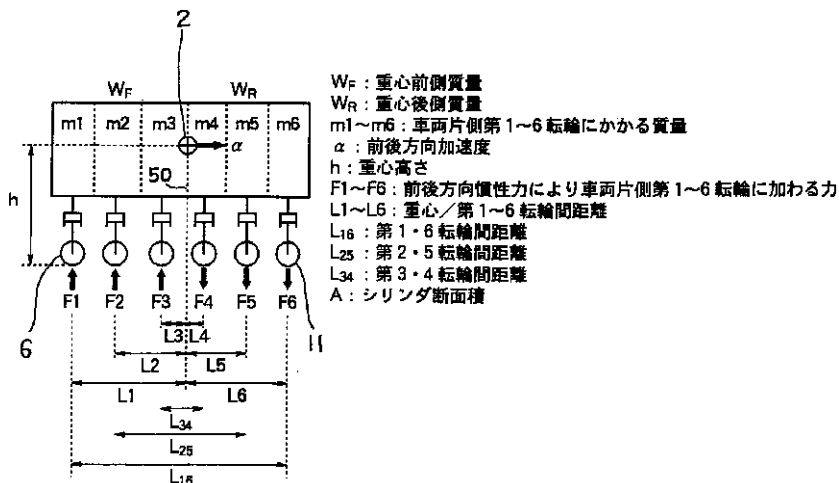
【 図 6 】



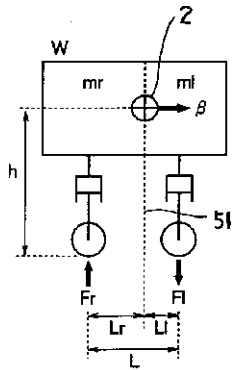
【 図 2 】



【 図 3 】

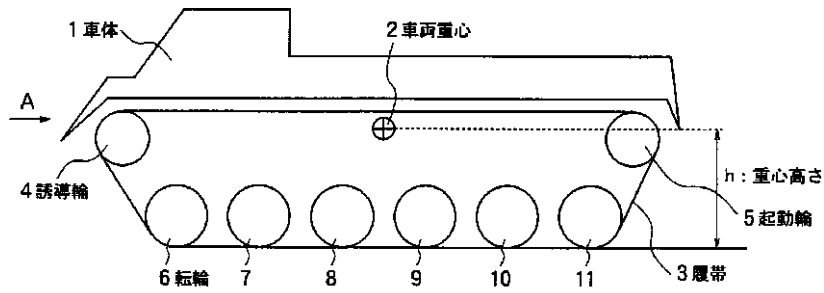


【 図 4 】



$m_l \sim m_r$: 左右転輪 1 脚にかかる質量
 W : 左右転輪 1 脚対にかかる質量($m_l + m_r$)
 β : 左右方向加速度
 h : 重心高さ
 F_l, F_r : 左右方向慣性力により左右転輪 1 脚に加わる力
 L_l, L_r : 重心から左右転輪までの距離
 L : 左右側転輪間距離($L_l + L_r$)
 A : シリンダ断面積

【 図 5 】



フロントページの続き

(72)発明者 岡澤 武彦
 静岡県駿東郡小山町須走31 - 2 須走宿舍
 8 - 506

(72)発明者 小野塚 三千雄
 神奈川県相模原市田名3000番地 三菱重工
 業株式会社相模原製作所内