

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4138977号  
(P4138977)

(45) 発行日 平成20年8月27日(2008.8.27)

(24) 登録日 平成20年6月13日(2008.6.13)

(51) Int.Cl.

B62K 25/24 (2006.01)

F 1

B 62 K 25/24

請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願平10-346097	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成10年12月4日(1998.12.4)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2000-168666(P2000-168666A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成12年6月20日(2000.6.20)	(74) 代理人	100067356
審査請求日	平成17年11月29日(2005.11.29)		弁理士 下田 容一郎
		(72) 発明者	岩井 俊之 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
		(72) 発明者	秋鹿 貴紀 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
		(72) 発明者	伊藤 真二 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】二輪車の前輪懸架装置

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

フロントフォークの下端部に第1ピンを介して後方へ延びた前輪支持アームをスイング可能に取付け、この前輪支持アームの後端部に前輪の車軸を取付け、前輪支持アームの途中に第2ピンを介してプッシュロッドの下端を取付け、このプッシュロッドを上へ延ばし、このプッシュロッドの上端を、ボトムブリッジに第3ピンを介してスイング可能に取付けたアップリンクに第4ピンを介して取付け、このアップリンクを第5ピンを介して緩衝器の下端に連結したボトムリンク式前輪懸架装置において、

前記前輪支持アームは、車体を側面から見たときに上に開いているV字状に形成され、前記第2ピンはV字の屈曲部分に備えられ、

前記フロントフォーク側の第1ピンと前輪支持アーム途中の第2ピンとを結んだ軸線を第1軸線とし、前輪支持アーム途中の第2ピンとアップリンク側の第4ピンとを結ぶ軸線を第2軸線とし、前記第1軸線と第2軸線とのなす角のうち小さい方の角度をとしたときに、この角度を前輪の懸架ストローク全域にわたって90°を超えない範囲に保つようにリンクを構成したことを特徴とする二輪車の前輪懸架装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

## 【発明の属する技術分野】

本発明は懸架ばねの設計を容易にすることのできる前輪懸架装置に関する。

## 【0002】

### 【従来の技術】

二輪車（特に自動二輪車）のフロントサスペンションは、現在テレスコピック式サスペンション又はボトムリンク式サスペンションが主流となっている。

テレスコピック式サスペンションは、文字通り望遠鏡のように伸縮する構造のものであり、キャスター角（鉛直線とフロントフォークとのなす角）の比較的小さいものに適している。

### 【0003】

一方、いわゆるアメリカンバイクと称するキャスター角の大きな自動二輪車では、フロントフォークが寝ているためテレスコピック式サスペンションで前輪の上下移動量を吸収するには角度的に無理がある。ボトムリンク式サスペンションはキャスター角の影響を受けにくいので、キャスター角の大きな自動二輪車にはボトムリンク式サスペンションが適していると言える。10

### 【0004】

ボトムリンク式サスペンションに関する技術として、例えば実公昭60-15744号「二輪車の前車輪懸架装置」が提案されており、この懸架装置は同公報の第1図及び第2図に示されるとおり、平行リンク（符号3, 8, 6, Fからなる。）及び油圧ダンパ（図示せず）並びに懸架コイルばね（14）で前輪（W）を懸架するというものである。なお、前記第1図は前輪（W）の車軸（5）が懸架装置より前にあるためリーディング式サスペンション、前記第2図は前輪（W）の車軸（5）が懸架装置より後にあるためトレーリング式サスペンションと呼ばれている。20

### 【0005】

上記第1図において、前輪にブレーキを掛けると車体フレームに対して相対的に前輪（W）が上昇し、又ジャンプすると相対的に前輪（W）は下降する。この様に懸架ストロークは大きなものとなる。図ではリーディングアーム（3）とリンク（8）とのなす角はほぼ90°であり、前輪（W）が相対的に下降すると角度（図左側の角度。以下同様。）は90°以上に拡大し、前輪（W）が相対的に上昇すると角度は90°より小さくなる。上記第2図も同様にリーディングアーム（3）とリンク（8）とのなす角はほぼ90°であり、この角度は90°を挟んで増減すると考えられる。この変化を次図で再度説明する。

### 【0006】

図7は従来の代表的なボトムリンク式サスペンションの原理図であり、前記公報の第2図を略図にしたものである。ただし、符号は新規に振り直した。また、トレーリングアームは前輪支持アームと言い直す。30

フロントフォーク101の下端に第1ピン102を介して前輪支持アーム103の一端をスイング可能に取付け、この前輪支持アーム103の先端に前輪104の車軸105を取り付け、前輪支持アーム103の途中に第2ピン106を介してプッシュロッド107の下端を止め、このプッシュロッド107を立て、一方、フロントフォーク101の上部から第3ピン108を介してアップリンク109を延ばし、このアップリンク109の途中に第4ピン110を介して前記プッシュロッド107の上端を連結し、アップリンク109の先端を懸架ばね111の下端に連結することにより、前輪104を平行リンク構造で懸架したものである。40

### 【0007】

前記第1ピン102と第2ピン106とを通る軸線を第1軸線103A、第2ピン106と第4ピン110とを通る軸線を第2軸線107Aとし、第1軸線103Aと第2軸線107Aとのなす角のうち、フロントフォーク101寄りの角度をθとするとき、前輪104の上昇、下降により、角度θは増減する。即ち、車軸105が1から2へ移動するときにはθは大きくなり、1から3へ移動するときは小さくなる。図から明らかなように角度θはほぼ90°を挟んで70~110°の範囲で変化することが多い。

### 【0008】

#### 【発明が解決しようとする課題】

前記第4ピン110の上への鉛直移動に注目すると、角度θが90°未満の領域では角50

度が $90^\circ$ に近づくほど第4ピン110の上への変化量が増大し、角度が $90^\circ$ を超えた領域では角度が $90^\circ$ から離れるほど第4ピン110の上への変化量が減少する。すなわち、正弦曲線の如く角度 $90^\circ$ をピークにその前後で第4ピン110の上への変化量が減少する。

## 【0009】

上記現象を具体例で説明する。

図8は図7における第1軸線及び第2軸線を写した原理図であり、第1ピン102を通る水平軸H aから第4ピン110までの距離をH、水平軸H aから第2ピン106までの距離をh、第1軸線103Aの長さをr、同傾斜角を $\phi_2$ 、第2軸線107Aの長さをR、同傾斜角を $\phi_1$ 、ただし $\phi_1 + \phi_2 = \pi$ としたとき、次の式が成立する。

10

## 【0010】

## 【数1】

$$\phi = \phi_1 + \phi_2$$

$$R \cos \phi_1 = H + h$$

$$h = r \cos \phi_2$$

$$H = R \cos \phi_1 - r \cos \phi_2 \quad \text{--- (4)}$$

20

$$H' = -R \sin \phi_1 + r \sin \phi_2 \quad \text{--- (5)}$$

$$\sin \phi_2 = \sin(\phi - \phi_1) = \sin \phi \cos \phi_1 - \cos \phi \sin \phi_1 \quad \text{--- (6)}$$

ここで $\phi = 90^\circ$ とすれば $\sin \phi = 1$ 、 $\cos \phi = 0$

$$\sin \phi_2 = \cos \phi_1$$

30

$$H' = -R \sin \phi_1 + r \cos \phi_1 \quad \text{--- (7)}$$

## 【0011】

すなわち、Hは4式のとおり、R, r,  $\phi_1$ 及び $\phi_2$ の関数となる。

このHの変化率を求めるには、微分すればよく、微分したものを5式に示す。また、 $\sin \phi_2$ は式6のように書き直すことができる。

上述したとおり従来の角度はほぼ $90^\circ$ であるから、角度 $= 90^\circ$ と仮定して整理すれば、H'は近似的に式7となり、H'はR, r及び $\phi_1$ の関数となる。

40

## 【0012】

図9は正弦曲線と余弦曲線を示すグラフであり、横軸は角度 $\phi_1$ とし、正弦曲線である $R \sin \phi_1$ 、余弦曲線である $r \cos \phi_1$ をグラフ化したものである。

角度 $\phi_1$ は $(-\pi/2)$ となり、 $\phi_1$ の概ね $1/2\pi$ 、すなわち $45^\circ$ 付近を変化するものと考えられる。

一方、正弦曲線と余弦曲線は $0 \sim 90^\circ$ の間で必ず交わり、この交点をMとすれば、交点Mより $90^\circ$ 側の領域では、 $R \sin \phi_1 > r \cos \phi_1$ となるから、上記式7は-（マイナス）となり、逆に交点Mより $0^\circ$ 側の領域では、 $R \sin \phi_1 < r \cos \phi_1$ となるから、上記式7は+（プラス）となる。

従って角度 $\phi_1$ が $90^\circ$ 近傍であれば、H'が+であれば第4ピン110は加速しつつ上昇

50

し、- であれば減速しつつ上昇することになる。（後述の図 5 ( b ) も参照）

#### 【0013】

このように、前輪の昇降ストロークの途中で、変化量のピークがある若しくは加速と減速の変化点が存在すると、いわゆる違和感の有るクッションフィーリングとなる。

そこで、従来はこの違和感を懸架ばねで吸収させるようにしている。

しかし、そのためには懸架ばねを圧縮量に応じてばね係数が変化する特殊なばね（例えば、線径を場所によって変えたばね。多段ばね。）としなければならず、懸架ばねのコストアップに繋がる。

そこで、本発明の目的はブッシュロッドの上端の変位割合にピークを含まないような前輪懸架装置を提供することにある。

10

#### 【0014】

##### 【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために請求項 1 は、フロントフォークの下端部に第 1 ピンを介して後方へ伸びた前輪支持アームをスイング可能に取付け、この前輪支持アームの後端部に前輪の車軸を取付け、前輪支持アームの途中に第 2 ピンを介してブッシュロッドの下端を取付け、このブッシュロッドを上へ延ばし、このブッシュロッドの上端を、ボトムブリッジに第 3 ピンを介してスイング可能に取付けたアップリンクに第 4 ピンを介して取付け、このアップリンクを第 5 ピンを介して緩衝器の下端に連結したボトムリンク式前輪懸架装置において、前記前輪支持アームは、車体を側面から見たときに上に開いている V 字状に形成され、前記第 2 ピンは V 字の屈曲部分に備えられ、前記フロントフォーク側の第 1 ピンと前輪支持アーム途中の第 2 ピンとを結んだ軸線を第 1 軸線とし、前輪支持アーム途中の第 2 ピンとアップリンク側の第 4 ピンとを結ぶ軸線を第 2 軸線とし、前記第 1 軸線と第 2 軸線とのなす角のうち小さい方の角度をとしたときに、この角度を前輪の懸架ストローク全域にわたって 90° を超えない範囲に保つようにリンクを構成したことを特徴とする。

20

#### 【0015】

第 1 軸線と第 2 軸線とのなす角のうち小さい方の角度をとしたときに、この角度を前輪の懸架ストローク全域にわたって 90° を超えない範囲に保つことで、第 4 ピンの上下変化量をほぼ直線的に変化させることができる。

もし、第 4 ピンの変化量にピークを含むと特殊な懸架ばねを採用しなければならない。この点、請求項 1 では第 4 ピンの変化量をほぼ直線的に変化させたことにより、変化量にピークを含めないようにし、この結果、安価な懸架ばねの採用が可能となった。

30

#### 【0016】

##### 【発明の実施の形態】

本発明の実施の形態を添付図面に基づいて以下に説明する。なお、「前」、「後」、「左」、「右」、「上」、「下」は運転者から見た方向に従う。また、図面は符号の向きに見るものとする。

図 1 は本発明に係る自動二輪車の前半部の側面図である。

自動二輪車 1 は、車体フレーム 2 のヘッドパイプ 3 に縦向きのステアリングシステム 4 を左右回転可能に取付け、このステアリングシステム 4 の上部に後述するトップブリッジ 11 を取付け、このトップブリッジ 11 にバーハンドル 5 を取付け、さらに、ステアリングシステム 4 にボトムリンク式の前輪懸架装置 10 を取付けたものである。

40

自動二輪車 1 のフロントブレーキ 50 は、前輪 32 の側部に取付けたブレーキディスク 51 と、ブレーキディスク 51 を制動制御するためのキャリパ 56 とからなる、液圧式ディスクブレーキである。61 はヘッドランプ、62 はフロントフェンダである。

#### 【0017】

図 2 は本発明に係る前輪懸架装置の側面図である。

前輪懸架装置 10 は、ステアリングシステム 4 の上部に取付けたトップブリッジ 11 と、ステアリングシステム 4 の下部に取付けたボトムブリッジ 12 と、これらのトップ・ボトムブリッジ 11, 12 に上端部を取付けたフロントフォーク 13 と、前下方へ伸びたフロント

50

フォーク13の下端部に前端部を上下スイング可能に連結した前輪支持アーム14と、後下方へ伸びた前輪支持アーム14の途中に下端部を前後スイング可能に連結したプッシュロッド15と、上方へ伸びたプッシュロッド15の上端部をロッドハンガ16を介して連結するべく、ボトムブリッジ12から前方へ上下スイング可能に伸びたアップリンク17と、アップリンク17に下端部を連結した緩衝器18と、上方へ伸びた緩衝器18の上端部を連結するべく、フロントフォーク13の上部に取付けたアッププラケット19とからなる、トレーリングアーム方式の懸架装置である。

#### 【0018】

図中、21は第1ピンであり、フロントフォーク13に前輪支持アーム14をスイング可能に止めるピンである。  
10

22は第2ピンであり、前輪支持アーム14の途中にプッシュロッド15の下端をスイング可能に止めるピンである。

23は第3ピンであり、ボトムブリッジ12の連結部12aにアップリンク17の後部を連結するピンである。

24は第4ピンであり、アップリンク17の前部にプッシュロッド15の上端、詳しくはロッドハンガ16の上端を連結するピンである。

25は第5ピンであり、緩衝器18の下端部にアップリンク17の前部を連結するピンである。

#### 【0019】

そして、第1ピン21と第2ピン22とを結んだ軸線を第1軸線14Aと呼び、第2ピン22と第4ピン24とを結んだ軸線を第2軸線15Aと呼び、第1軸線14Aと第2軸線15Aとのなす二つ角のうち、小さい方の角度をθと定義する。  
20

#### 【0020】

トレーリングアーム方式なので、前輪支持アーム14の後端部に前輪用車軸31を取付け、この車軸31に前輪32を回転可能に取付けることになる。

#### 【0021】

上記前輪懸架装置10は、(1)側面視で、ステアリングシステム4の前方にフロントフォーク13を配置するとともに、ステアリングシステム4の傾斜角よりもフロントフォーク13の傾斜角を緩く設定したこと、及び、(2)側面視で、フロントフォーク13の中心O<sub>1</sub>に緩衝器18の中心O<sub>2</sub>をほぼ一致させたことを特徴とする。  
30

緩衝器18は、油圧式ダンパ41とダンパ41の周囲に巻いた懸架ばね42とからなる、ばね外装式緩衝器である。この図2から明らかなように、緩衝器18の最大径である懸架ばね42の外径は、フロントフォーク13の径と概ね等しい。

#### 【0022】

車軸31は、この車軸31に直交するプラケット52を上下スイング可能に取付けたものである。プラケット52は、車軸31に取付ける第1プラケット53と、第1プラケット53の先端に取付ける第2プラケット54とからなる。第2プラケット54は、その先端側をトルク伝達リンク55を介して、フロントフォーク13の長手途中の中間部に連結するとともに、キャリパ56並びにフロントフェンダ62を取付ける部材である。トルク伝達リンク55は、その両端を連結ピン57, 58にて上下スイング可能に連結した、リンク部材、例えばプラケット52の回転止めをなす回転止めリンクである。  
40

#### 【0023】

図3は本発明に係る前輪懸架装置の分解側面図であり、前輪懸架装置10における各部材の連結関係を示す。

この図は、特に、ボトムブリッジ12の下端に連結部12aを設け、この連結部12aにアップリンク17(「クランク」とも言う。)の後端連結部17aを上下スイング可能に連結し、アップリンク17の前端連結部17bに緩衝器18の下端部18aを上下スイング可能に連結し、アップリンク17の中間連結部17cにロッドハンガ16の上部連結部16bを上下スイング可能に連結したことを示す。中間連結部17cは、アップリンク17の長手方向途中に且つ前端連結部17bより上位に設けたものである。  
50

## 【0024】

以上に述べた前輪懸架装置の作用を次に説明する。

図4は本発明に係る二輪車の前輪懸架装置の作用説明図であり、図中「D」は前輪32が相対的に下限位置にあるときのリンクの位置、「U」は相対的に上限位置にあるときのリンクの位置を示すシンボルである。

前輪懸架装置10では、想像線で示した第1軸線14Aが実線で示した第1軸線14Aまで、第1ピン21を中心に図反時計方向に廻り、前輪32の相対的昇降動作を吸収する。すなわち、前輪支持アーム14が矢印の通りに上昇（回転）すると、プッシュロッド15が上昇し、アッパリンク17は時計方向に廻り、油圧ダンパー41並びに懸架ばね42が縮むことで、衝撃エネルギー等を吸収する。

このときに、第4ピン24の上下移動に注目すると、角度 $\theta$ の変化と第4ピン24の上下移動とに関係があることが分かる。

## 【0025】

図5(a)は本発明に係る前輪懸架装置の第4ピンの変化量を調べたグラフであり、図5(b)は比較例を示すグラフである。なお、横軸は角度 $\theta$ 、縦軸は $\Delta\theta$ の1度当たりに対する第4ピンの変化量を示す。

## 【0026】

(a)は本実施例に係り、角度 $\theta$ を90°を超えぬようにしたため、第4ピンの変化量は上り勾配の曲線（ほぼ直線若しくは緩く湾曲した二次曲線）となる。第4ピンに懸架ばねの下端が連結されているとし、懸架ばねがばね係数一定の単純ばねであれば、角度 $\theta$ の増加に伴なって、懸架ばねの反発力はほぼ直線的若しくは二次曲線的に増加することになり、この現象はプログレシブリンク作用（車輪が上昇するほど懸架力を強める作用）に合致するものであり、好ましいことである。

即ち、本実施例によれば、懸架ばねに極く単純なばねを採用することができる。

なお、角度 $\theta$ は前輪ストロークの全域に亘って、0~90°の範囲から逸脱しなければよいが、組付け誤差等を考慮して90°側に5°程度の余裕を持たせ、リンクの実用的構成を維持するために30°よりは大きくしておきたいので、30°~85°の範囲に収めることが望ましい。

## 【0027】

(b)は比較例に係り、上述したとおり従来は、角度 $\theta$ は多くは90°を挟んで変化し、90°若しくはその近傍にピークが存在し、このピークの前後における曲線の勾配がプラスマイナス逆転することを示す。この様に勾配の符号が変化するときには、懸架ばねは圧縮量に応じてばね係数が変化するような特殊なばねを採用せざるを得ない。特殊ばねは設計が面倒で高価なものとなり、前輪懸架装置のコストアップに繋がる。

## 【0028】

図6は図4の変更実施例を示す図であり、図4に対してプッシュロッド15のみを変更したものである。すなわち、本例のプッシュロッド15は湾曲部を含むロッドであり、この様なロッドを採用したことにより、フロントフォーク13との間に適度なスペースSを確保することができ、このスペースSに適宜前輪廻りの機器、部品を配置することができとなる。

## 【0029】

ここで、重要なことは、第2ピン22から第4ピン24に向う第2軸線15Aは、図4と同じ、即ちプッシュロッド15の形状に無関係であることである。

この結果、角度 $\theta$ を90°以内に保ちつつ、プッシュロッド15の形状を自由に設定でき、操舵フィーリングを高めることができるようにプッシュロッド15の形状を決定したり、前記スペースSを確保するためにプッシュロッド15の形状を決定することができ、前輪懸架装置の設計の自由度を高めることができる。

## 【0030】

尚、本発明の前輪懸架装置は、自動二輪車に好適であるが、エンジンを搭載しない二輪車（自転車）に採用することもできる。

## 【0031】

## 【発明の効果】

本発明は上記構成により次の効果を発揮する。

請求項1では、前輪支持アームは、車体を側面から見たときに上に開いているV字状に形成され、第2ピンはV字の屈曲部分に備えられ、第1軸線と第2軸線とのなす角のうち小さい方の角度をとしたときに、この角度を前輪の懸架ストローク全域にわたって90°を超えない範囲に保つことで、第4ピンの上下変化量をほぼ直線的に変化させることができる。

もし、第4ピンの変化量にピークを含むと特殊な懸架ばねを採用しなければならない。この点、請求項1では第4ピンの変化量をほぼ直線的に変化させたことにより、変化量にピークを含めないようにし、この結果、安価な懸架ばねの採用が可能となり、懸架ばね並びに前輪懸架装置の設計工数とコスト削減とが図れる。10

また、角度を90°を超えるようにしたため、第4ピンの変化量は上り勾配の曲線（ほぼ直線若しくは緩く湾曲した二次曲線）となる。第4ピンに懸架ばねの下端が連結されているとし、懸架ばねがばね係数一定の単純ばねであれば、角度の増加に伴なって、懸架ばねの反発力はほぼ直線的若しくは二次曲線的に増加することになり、この現象はプログラシブリンク作用（車輪が上昇するほど懸架力を強める作用）に合致するものであり、好ましいことである。

即ち、懸架ばねに極く単純なばねを採用することができる。

## 【図面の簡単な説明】

20

【図1】本発明に係る自動二輪車の前半部の側面図

【図2】本発明に係る前輪懸架装置の側面図

【図3】本発明に係る前輪懸架装置の分解側面図

【図4】本発明に係る二輪車の前輪懸架装置の作用説明図

【図5】本発明に係る前輪懸架装置の第4ピンの変化量を調べたグラフ

【図6】図4の変更実施例を示す図

【図7】従来の代表的なボトムリンク式サスペンションの原理図

【図8】図7における第1軸線及び第2軸線を写した原理図

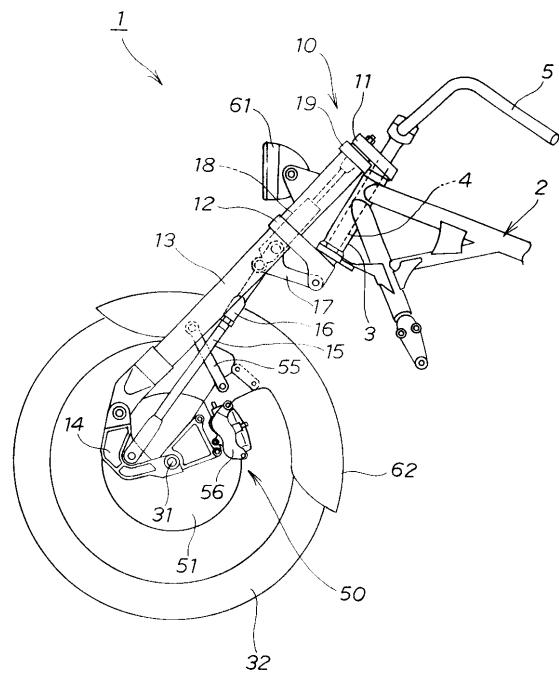
【図9】正弦曲線と余弦曲線を示すグラフ

## 【符号の説明】

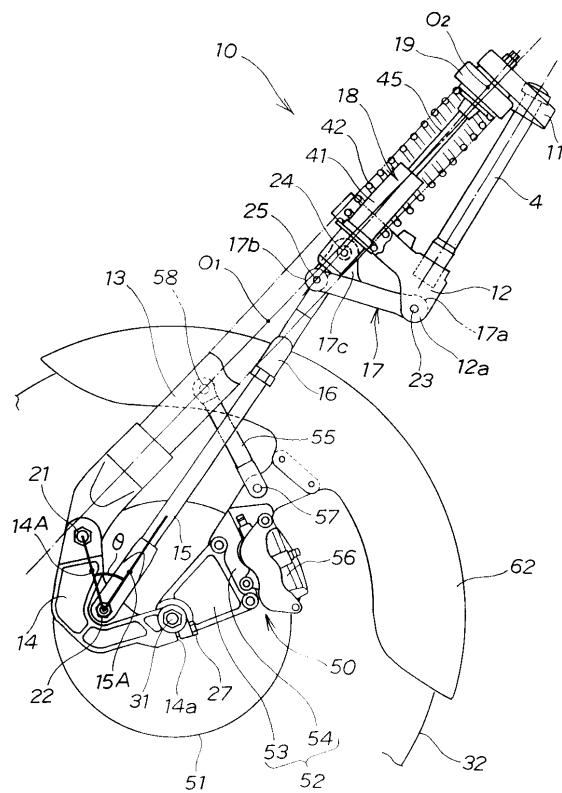
30

1...二輪車（自動二輪車）、10...前輪懸架装置、12...ボトムブリッジ、13...フロントフォーク、14...前輪支持アーム、14A...第1軸線、15...プッシュロッド、15A...第2軸線、17...アップリンク、21...第1ピン、22...第2ピン、23...第3ピン、24...第4ピン、25...第5ピン、31...車軸（前輪用車軸）、32...前輪、42...懸架ばね、...第1軸線14Aと第2軸線15Aのなす角。

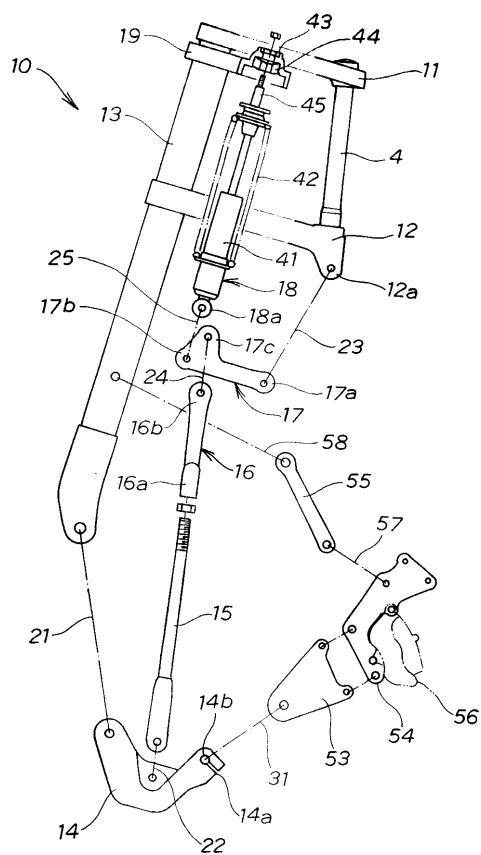
【図1】



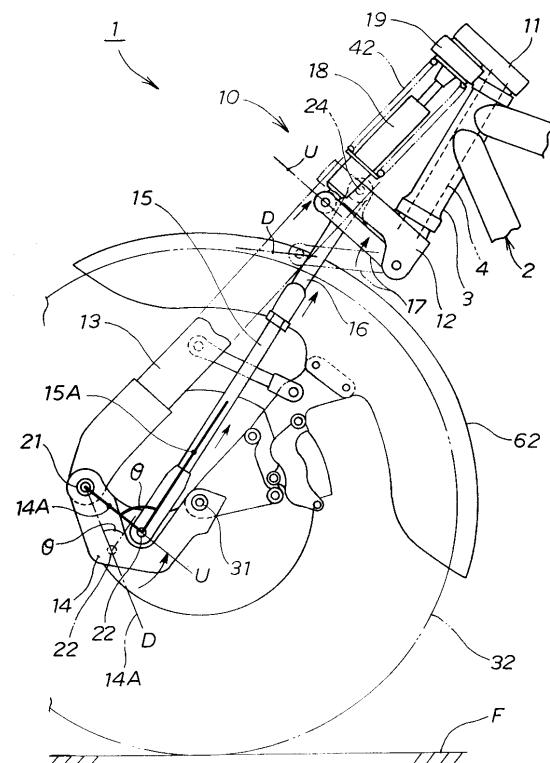
【図2】



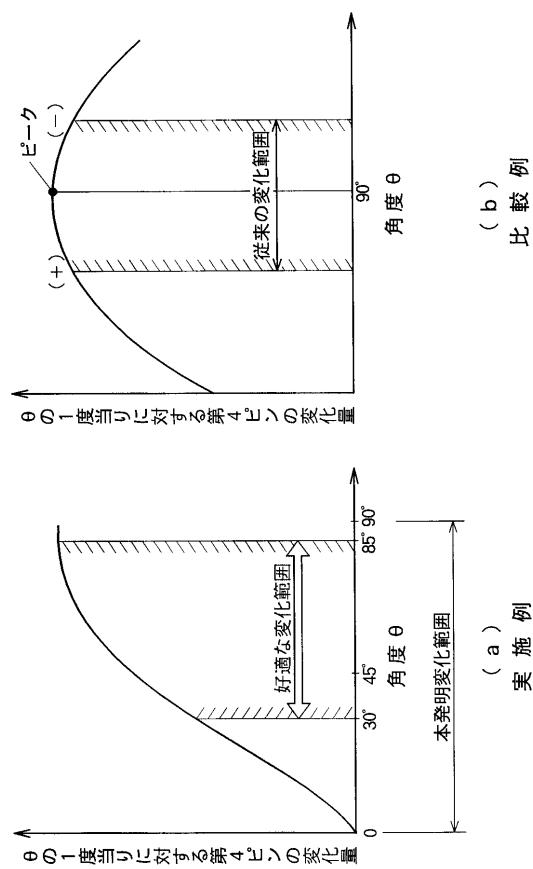
【図3】



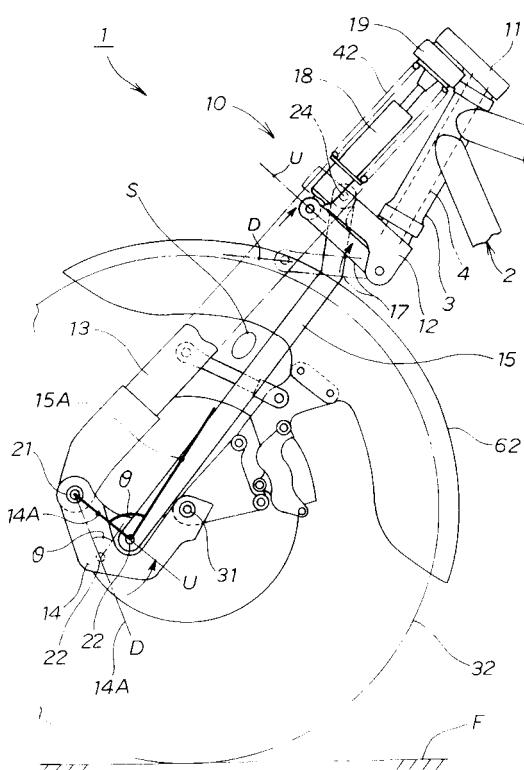
【図4】



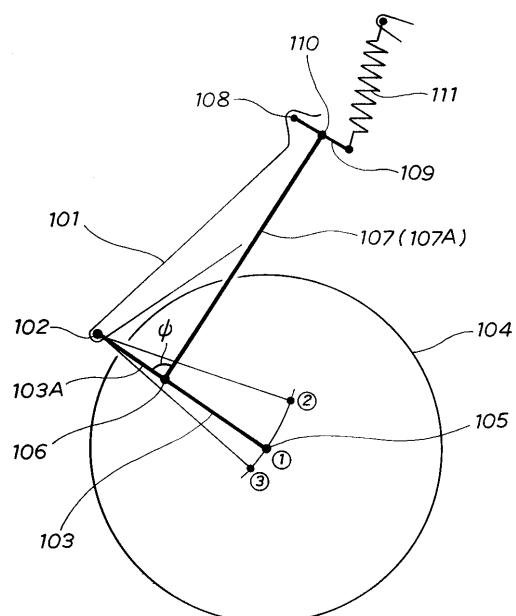
【図5】



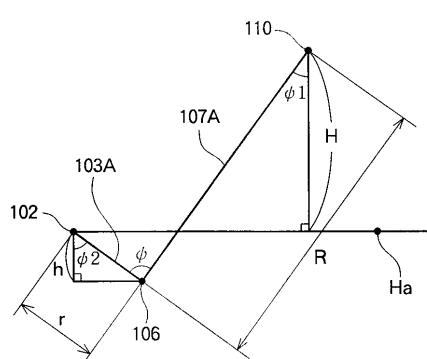
【図6】



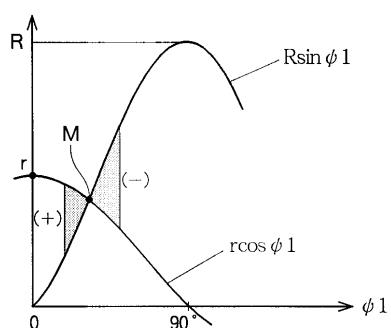
【図7】



【図8】



【図9】



---

フロントページの続き

審査官 落合 弘之

(56)参考文献 特開昭57-087773(JP,A)  
特開昭59-020784(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B62K 25/24