

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3909785号

(P3909785)

(45) 発行日 平成19年4月25日(2007.4.25)

(24) 登録日 平成19年2月2日(2007.2.2)

(51) Int. Cl. F I
B 6 1 L 5/06 (2006.01) B 6 1 L 5/06
E 0 1 B 7/00 (2006.01) E 0 1 B 7/00

請求項の数 9 (全 33 頁)

(21) 出願番号	特願平10-100342	(73) 特許権者	000173784
(22) 出願日	平成10年3月27日(1998.3.27)		財団法人鉄道総合技術研究所
(65) 公開番号	特開平11-278271		東京都国分寺市光町2丁目8番地38
(43) 公開日	平成11年10月12日(1999.10.12)	(74) 代理人	100083839
審査請求日	平成16年11月9日(2004.11.9)		弁理士 石川 泰男
		(72) 発明者	櫻井 育雄
			東京都国分寺市光町二丁目8番地38 財 団法人鉄道総合技術研究所内
		審査官	千壽 哲郎
		(56) 参考文献	特開昭48-015203(JP, A)
		(58) 調査した分野(Int.Cl., DB名)	B61L 5/06 E01B 7/00

(54) 【発明の名称】 微小変位定圧機構及び転てつ減摩器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

位置固定されるきょう体と、
このきょう体に設けられた2つの固定軸と、
軸方向の中間部分を支点、軸方向の一端が外部から作用力の付加される力点、他端が前記作用力に応じて変位する作用点として構成され、前記支点が一方の前記固定軸に回転支持されたアームと、

一端が他方の前記固定軸に回転支持されると共に、他端が前記アームの前記他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、

前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方に伸縮するばねが設けられ、
前記支点と前記力点との距離を L_1 とし、前記支点と前記作用点との距離を L_2 とし、
前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を $F \sin \theta_1$ とし、
前記作用力 F と前記分力 $F \sin \theta_1$ のなす角を θ_1 とし、

前記作用力に応じて前記緩衝機構の反力を S とし、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を $S \sin \theta_2$ とし、前記反力 S と前記分力 $S \sin \theta_2$ のなす角度を θ_2 とするとき、

前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、

$$F = (L_2 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$$

を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする微小変位定圧機構。

【請求項2】

10

20

請求項 1 に記載の微小変位定圧機構において、
前記アームは、一方の前記固定軸に回転支持された前記支点の位置で屈曲されたクランクであり、

前記の値 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ が $0.817 \sim 0.870$ の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束したことを特徴とする微小変位定圧機構。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の微小変位定圧機構において、
前記アームは直線状に形成され、
前記の値 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ が $1.145 \sim 1.299$ の範囲、又は $0.794 \sim 0.955$ の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束したことを特徴とする微小変位定圧機構。

【請求項 4】

位置固定されるきょう体と、
このきょう体に設けられた 2 つの固定軸と、
一方の前記固定軸に一端が回転支持されたアームと、
他方の前記固定軸に一端が回転支持されると共に、他端が前記アームの他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、

前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方向に伸縮するばねが設けられ、
前記ピン結合された結合点が外部から作用力の作用する点として構成され、2 つの前記固定軸を結ぶ線と交わる方向に移動されるよう構成され、

前記アームにおける一方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_1 とし、

前記緩衝機構における他方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_3 とし、

前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F_1 とし、
前記作用力 F と前記分力 F_1 のなす角を θ_1 とし、

前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S とし、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S_1 とし、前記反力 S と前記分力 S_1 のなす角度を θ_2 とするとき、

前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、

$$F = (L_3 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$$

を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする微小変位定圧機構。

【請求項 5】

鉄道の分岐器の可動レールの転換力を軽減するための転てつ減摩器において、
前記分岐器に位置固定されるきょう体と、
このきょう体に設けられた 2 つの固定軸と、
軸方向の中間部分を支点、軸方向の一端が外部からの作用力の付加される力点、他端が前記作用力に応じて変位する作用点として構成され、前記支点が一方の前記固定軸に回転支持されたアームと、

一端が他方の前記固定軸に回転支持されると共に、他端が前記アームの前記他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、

前記力点には、前記可動レールを転動摩擦により支持するローラー機構が設けられ、
前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方向に伸縮するばねが設けられ、
前記支点と前記力点との距離を L_1 とし、前記支点と前記作用点との距離を L_2 とし、
前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F_1 とし、
前記作用力 F と前記分力 F_1 のなす角を θ_1 とし、

前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S とし、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S_1 とし、前記反力 S と前記分力 S_1 のなす角度を θ_2 とするとき、

前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、

10

20

30

40

50

$$F = (L_2 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$$

を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする転てつ減摩器。

【請求項 6】

鉄道の分岐器の可動レールの転換力を軽減するための転てつ減摩器において、
前記分岐器に位置固定されるきょう体と、
このきょう体に設けられた 2 つの固定軸と、
一方の前記固定軸に一端が回転支持されたアームと、
他方の前記固定軸に一端が回転支持されると共に、他端が前記アームの他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、

10

前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方向に伸縮するばねが設けられ、
前記ピン結合された結合点が外部から作用力の作用する点として構成され、2 つの前記固定軸を結ぶ線と交わる方向に移動されるよう構成され、

前記結合点には、前記可動レールを転動摩擦により支持するローラー機構が設けられ、
前記アームにおける一方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_1 とし、

前記緩衝機構における他方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_3 とし、

前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F_1 とし、
前記作用力 F と前記分力 F_1 のなす角を θ_1 とし、

20

前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S 、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S_1 とし、前記反力 S と前記分力 S_1 のなす角度を θ_2 としたとき、

前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、

$$F = (L_3 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$$

を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする転てつ減摩器。

【請求項 7】

請求項 5 又は請求項 6 に記載の転てつ減摩器において、

前記ローラー機構は、前記きょう体の金具軸に取付けられるローラー支持金具と、前記ローラー支持金具のローラー軸に取付けられる第 1 ローラー及び第 2 ローラーと、前記きょう体
に取付けられ前記ローラー支持金具の動きを規制する第 1 ストッパー及び第 2 ストッパーを有して構成され、前記可動レールの転換前は前記ローラー支持金具が前記第 1 ストッパーにより抑止され、前記可動レールが転換を開始すると、前記可動レールの底部側面が前記第 1 ローラーを押すことにより前記ローラー支持金具が微少回転し、前記第 2 ローラーが前記可動レールの底部を押すことにより前記可動レールの底部を前記第 1 ローラーに円滑に乗せ、前記ローラー支持金具が前記第 2 ストッパーと前記可動レールの底部によって抑止されることにより回転が拘束された状態で前記第 1 ローラーによる前記可動レールの転動が行われるように構成されることを特徴とする転てつ減摩器。

30

【請求項 8】

請求項 5 に記載の転てつ減摩器において、

前記アームは、一方の前記固定軸に回転支持された前記支点の位置で屈曲されたクランクであり、

40

前記の値 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ が $0.817 \sim 0.870$ の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束したことを特徴とする転てつ減摩器。

【請求項 9】

請求項 5 に記載の転てつ減摩器において、

前記アームは直線状に形成され、

前記の値 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ が $1.145 \sim 1.299$ の範囲、又は $0.794 \sim 0.955$ の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他

50

端が移動するようにこのアームの動きを拘束したことを特徴とする転てつ減摩器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、作用力の作用する作用点の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させる微小変位定圧機構と、この微小変位定圧機構を組み込んだ転てつ減摩器に関するものである。転てつ減摩器は、鉄道における分岐器を転換する転てつ装置において、ポイント部とクロッシング部の可動レール（ポイント部の可動レールは「トングレー」と呼ばれる。）を定位又は反位に転換させる際の転換力を減少させることを目的とした装置である。

10

【0002】

【従来の技術】

従来、鉄道において、鉄道車両の進路を一つの線路（以下、「本線」という。）から他の線路（以下、「分岐線」という。）へ移す分岐を行わせるために分岐器が用いられている。この分岐器は、一般に、図16に示すような構成を有している。図16に示す分岐器100は、本線側のレールR1、R2（以下、「基本レール」という。）と、分岐線側へのトングレーT1、T2と、電気転てつ機101と、伝動部108を備えている。

【0003】

トングレーT1、T2が基本レールR1、R2に密着する先端部は、舌状に形成されている。また、伝動部108は、動作かん102と、リンク部材103a、103b、103c、103d、103e及び103fと、エスケープクランク104及び106と、ロッド105及び107と、転てつ棒109、110を有している。また、ロッド105、107は、転てつ棒109、110を介してトングレーT1、T2に取り付けられている。

20

【0004】

また、電気転てつ機101は、内部に電動モーター（図示せず）を駆動力変換機構（図示せず）を有しており、電動モーターの回転駆動力が直線方向の駆動力に変換され、動作かん102が図16の右側方向又は左側方向へ駆動される。この動作かん102の動きは、伝動部108によりロッド105、107に伝えられ、転てつ棒109、110を介してトングレーT1、T2を動かす。

30

【0005】

例えば、動作かん102が図16における右側方向に移動した場合には、ロッド105、107が例えば図16における下方へ移動し、これに伴いトングレーT2の先端（図16における左端）が基本レールR2に密着し、かつトングレーT1の先端（図16における左端）が基本レールR1から離れる。また、動作かん102が図16における左側方向に移動した場合には、ロッド105、107が例えば図16における上方へ移動し、これに伴いトングレーT2の先端が基本レールR2から離れ、かつトングレーT1の先端が基本レールR1に密着する。

【0006】

上記のような動作により、分岐器100は、進路を本線側又は分岐線側に切り換えるトングレー転換動作を行うことができる。この場合、トングレーが本線側レールに密着する位置のうちの一方の位置、例えばトングレーT1の先端が基本レールR1から離れトングレーT2の先端が基本レールR2に密着する位置を「定位」といい、他方の位置、例えばトングレーT1の先端が基本レールR1に密着しトングレーT2の先端が基本レールR2から離れる位置を「反位」という。これらは、列車運行上の取決めであり、これらの逆の位置を定位又は反位としてもよい。また上記の電気転てつ機101には、手動ハンドル（図示せず）が設けられており、動作かん102の駆動は人力により手動で行うことも可能である。

40

【0007】

従来のトングレーにおける上記の転換動作は、鋼製の床板上を摺動させて行われていた

50

。しかし、トングレーと床板との摺動摩擦抵抗は、摺動部分に給油等の摩擦低減対策を行ったとしても、ローラーによる転動摩擦抵抗に比べて非常に大きかった。分岐器は屋外で使用されるため、床板の摺動面に錆等が発生したり塵埃等が付着し易く、摺動面を摩擦の少ない状態に保持するには多くの労力や経費が必要であった。

【0008】

このため、ローラーの転動を利用してトングレー転換時の転換力を減少させる転てつ減摩器が開発され戦前から実用化されていた。転てつ減摩器を、図16において201～204で示す。

【0009】

しかし、初期の転てつ減摩器は、トングレーの側面に穴を開け、転動用ローラーとローラー支持金具をその穴にボルト締結する必要があり、トングレーの強度に与える影響や、転てつ減摩器の設置が煩雑になる等の問題があった。

【0010】

この問題を解決するため、特開昭48-15203号公報記載の転てつ減摩器が開発され、トングレーの側面に穴を開ける必要はなくなった。特開昭48-15203号公報記載の転てつ減摩器は、本体を基本レール側に取付けて、そこからローラー支持金具を出し、ローラー支持金具の先端にローラーを取付けた構造のものである。この特開昭48-15203号公報記載の転てつ減摩器によれば、トングレーが転換を開始すると、初めは床板上を摺動するものの、ある位置からはローラーに乗り移り、ローラーを利用して転動しトングレー転換ができるようになっている。

【0011】

現在では、特開昭48-15203号公報記載の転てつ減摩器を基本として、さらにローラーの上下・左右方向の位置を調整し易くした構造の転てつ減摩器（実開昭60-45701号公報参照）が開発され、普及している。

【0012】

図17に、ローラーの転動を利用した転てつ減摩器の一例の構成を示す。図17に示すように、この転てつ減摩器は、本体210と、ローラー支持金具211と、ローラー212と、ボルト213と、ナット214と、ばね緩衝器215と、ボルト216と、ナット217を備えている。本体210は、ボルト216とナット217により基本レールRに取付けられている。ローラー支持金具211は、本体210の軸210aに取付けられている。ローラー212は、ローラー支持金具211の先端の軸211aに取付けられている。ボルト213は、ばね緩衝器215を介して本体210に取付けられ、ローラー支持金具211の後端211bを押えている。ばね緩衝器215については後述する。Tは、基本レールRに密着している時のトングレーを示している。また、T'は、転換中のトングレーを示している。

【0013】

上記のような構成により、基本レールRに密着しているトングレーTは、初めは床板（図示せず）上に乗っている。次に、T'に示すように、トングレーが転換を開始してある位置にくると、それ以降はローラー212の上に移り、ローラー212上を転動する。これにより、トングレー転換時の摩擦抵抗が軽減されるようになっている。

【0014】

上記したようなローラーの転動を利用した転てつ減摩器においては、初め床板上にあるトングレーを途中からローラーに移らせることが必要である。もし、ローラーの上面の高さが床板よりも低いと、トングレー底面がローラー上面と接触しないためトングレーは床板上を摺動してしまう。このため、ローラー上面の高さは、トングレー底面の位置よりも高い位置に設定する必要がある。しかし、ローラー上面の高さが床板よりも高くなると、トングレーがローラーに移る際に抵抗を受ける。このため、ローラー上面の高さが床板よりも高くなると、トングレー転換力が非常に大きくなる。そして、さらにローラー上面の高さが高くなると、トングレーはローラーに移ることができず、分岐器が転換不能となり、列車運行に支障を生じる原因となるおそれがある。

【 0 0 1 5 】

そこで、従来は、経験上から、転てつ減摩器のローラーの高さ設定の目安として、トングレール先端と床板間に名刺が1枚挿入可能な程度に高くなるように設定するとトングレール転換力を軽減する減摩効果が有効に発揮される、とされてきた。

【 0 0 1 6 】

【 発明が解決しようとする課題 】

しかしながら、トングレールの先端の位置でトングレール底部と床板とが接触していた場合であっても、転てつ減摩器の取付位置がトングレール先端位置から離れていればいるほど、上記のように「トングレール先端と床板間に名刺が1枚挿入可能な程度に高く」するためには、ローラーの高さを相当に高くしないと実現はできない。分岐器においては、まくらぎの設定の状態や、列車通過によるまくらぎの微少沈下等の原因により、床板のすべてがトングレール底部と接触しているわけではないため、トングレールの先端の位置でトングレール底部と床板とが接触しない場合もある。このような場合には、上記したローラー高さの設定基準の目安値は採用できず、現実には保守作業者等の経験や感覚による設定に頼らざるを得なかった。

10

【 0 0 1 7 】

保守作業者等の感覚による設定では、トングレール底部を転てつ減摩器のローラーで転動するように高めに設定することになる。しかし、ローラーが回転する場合でも、転てつ減摩器の減摩効果が有効に発揮できるように設定されているとは限らない。転てつ減摩器のローラーが回転しない状態であったものを回転するように高めに設定した後に、実際にトングレールを電気転てつ機の手動ハンドルで転換してみると、設定前よりも手動ハンドルが重く感じられることがよくあり、特にトングレールが床板からローラーに乗り移る際に重くなるが多かった。

20

【 0 0 1 8 】

そのような場合には、トングレールの手動転換を繰り返しながら、試行錯誤により、手動ハンドルが軽くなるようにローラー高さを微調整することになるが、人間の感覚による調整であるので個人差があった。また、転てつ減摩器の減摩効果の評価も人間の感覚によるものであり、これにも個人差があった。特に、弾性ポイントのように、トングレールの上下方向の動きが束縛されている場合には、微調整の繰り返しが顕著にならざるを得なかった。

30

【 0 0 1 9 】

上記したローラーの転動を利用した転てつ減摩器においては、図 1 7に示すように、ばね緩衝器 2 1 5 が設けられている。このばね緩衝器 2 1 5 は、圧縮ばねにより構成されている。図 1 7において、ローラー 2 1 2 の位置が高過ぎ、トングレール T がローラー 2 1 2 上へ乗り移る際にローラー 2 1 2 に大きな力が加わった場合には、ローラー支持金具 2 1 1 の先端の 2 1 1 a が下方に微少量押し下げられる動きに連動して、ローラー支持金具 2 1 1 が軸 2 1 0 a を中心として微少回転し、この動きによりボルト 2 1 3 が上方に微少量押し上げられ、このときの衝撃がナット 2 1 4 から ばね緩衝器 2 1 5 に伝達され、ばね緩衝器 2 1 5 の弾性変形により吸収され緩和されるようになっている。

40

【 0 0 2 0 】

しかし、ばね緩衝器 2 1 5 は、微少変位で反発力が著しく増加する普通のばね緩衝器であるので、転てつ減摩器の衝撃緩衝用としては役立つかもしれないが、このばね緩衝器 2 1 5 が緩衝する状態で使用すると、緩衝ばねの圧力が大き過ぎ、トングレールの押し付け力と緩衝ばねの圧力による影響がローラー 2 1 2 に加わり、かえって転換力を増大させてしまう結果となるが多かった。

【 0 0 2 1 】

このため、従来は、十分な減摩効果が発揮されるまで、何度もトングレールの手動転換を繰り返し、少しずつローラーの高さを微調整していくほかに方法がなく、ローラーの高さ位置を適正位置に調整するために手間がかかっていた。また、上記のようにしてローラー位置を調整した後に分岐器上を列車が通過すると、分岐器を支持するまくらぎは微少な沈

50

下を生じ、ローラーとトングレールとの位置関係が変化していく。まくらぎの沈下量は、列車の通過頻度や道床の状態によって絶えず変化するため、上記したローラー位置調整は定期的に行う必要があり、分岐器の保守担当者にとっては大きな負担となっていた。

【0022】

一方、初期の転てつ減摩器の中には、トングレール転換中のほか、基本レールにトングレールが密着している場合にも、常にローラー上に乗せておく構造のものもあった。しかし、このような構造の転てつ減摩器では、基本レールに密着しているトングレールの上を列車が通過する際に、列車の重量をトングレールとローラーの線接触で受けることとなる。このような線接触による支持は、機器の状態としては好ましい状態ではないこと、また、ローラーの高さが高過ぎると実開昭60-45701号公報記載の転てつ減摩器と同様の構成となることから、ローラー高さを適正位置になるように微調整しておく必要があり、この場合にも、実開昭60-45701号公報記載の転てつ減摩器と同様に調整に手間がかかっていた。

10

【0023】

本発明は上記の問題を解決するためになされたものであり、本発明の解決しようとする課題は、作用力の作用する作用点の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させる微少変位定圧機構と、この微少変位定圧機構を組み込んだ転てつ減摩器を提供することにある。

【0024】

【課題を解決するための手段】

20

上記課題を解決するため、本発明に係る第1の微少変位定圧機構は、位置固定されるきょう体と、このきょう体に設けられた2つの固定軸と、軸方向の中間部分を支点、軸方向の一端が外部から作用力の付加される力点、他端が前記作用力に応じて変位する作用点として構成され、前記支点が一方の前記固定軸に回転支持されたアームと、一端が他方の前記固定軸に回転支持されると共に、他端が前記アームの前記他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方に伸縮するばねが設けられ、前記支点と前記力点との距離を L_1 とし、前記支点と前記作用点との距離を L_2 とし、前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F' とし、前記作用力 F と前記分力 F' のなす角を θ_1 とし、前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S とし、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S' とし、前記反力 S と前記分力 S' のなす角度を θ_2 とするとき、前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、 $F = (L_2 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$ を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする。

30

【0025】

上記の微小変位定圧機構において、前記アームは、一方の前記固定軸に回転支持された前記支点の位置で屈曲されたクランクであり、前記の値 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ が $0.817 \sim 0.870$ の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束した。

【0026】

まあ、上記の微小変位定圧機構において、前記アームは直線状に形成され、前記の値 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ が $1.145 \sim 1.299$ の範囲、又は $0.794 \sim 0.955$ の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束した。

40

【0027】

また、本発明に係る第2の微少変位定圧機構は、位置固定されるきょう体と、このきょう体に設けられた2つの固定軸と、一方の前記固定軸に一端が回転支持されたアームと、他方の前記固定軸に一端が回転支持されると共に、他端が前記アームの他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方に伸縮するばねが設けられ、前記ピン結合された結合点が外部から作用力の作用する点として構成され、2つの前記固定軸を結ぶ線と交わる方向に移動されるよう構成され、前記ア

50

ームにおける一方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_1 とし、前記緩衝機構における他方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_3 とし、前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F とし、前記作用力 F と前記分力 F のなす角を θ_1 とし、前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S とし、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S とし、前記反力 S と前記分力 S のなす角度を θ_2 とするとき、前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、 $F = (L_3 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$ を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする。

【0028】

また、本発明に係る第1の転てつ減摩器は、鉄道分歧器の可動レールの転換力を軽減するための転てつ減摩器において、前記分歧器に位置固定されるきょう体と、このきょう体に設けられた2つの固定軸と、軸方向の中間部分を支点、軸方向の一端が外部からの作用力の付加される力点、他端が前記作用力に応じて変位する作用点として構成され、前記支点が一方の前記固定軸に回転支持されたアームと、一端が他方の前記固定軸に回転支持されると共に、他端が前記アームの前記他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、前記力点には、前記可動レールを転動摩擦により支持するローラー機構が設けられ、前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方に伸縮するばねが設けられ、前記支点と前記力点との距離を L_1 とし、前記支点と前記作用点との距離を L_2 とし、前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F とし、前記作用力 F と前記分力 F のなす角を θ_1 とし、前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S とし、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S とし、前記反力 S と前記分力 S のなす角度を θ_2 とするとき、前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、 $F = (L_2 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$ を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする。

【0029】

また、本発明の第2の転てつ減摩器は、鉄道分歧器の可動レールの転換力を軽減するための転てつ減摩器において、前記分歧器に位置固定されるきょう体と、このきょう体に設けられた2つの固定軸と、一方の前記固定軸に一端が回転支持されたアームと、他方の前記固定軸に一端が回転支持されると共に、他端が前記アームの他端とピン結合された緩衝機構と、を具備し、前記緩衝機構は、前記支点と前記作用点とを結ぶ線の方に伸縮するばねが設けられ、前記ピン結合された結合点が外部から作用力の作用する点として構成され、2つの前記固定軸を結ぶ線と交わる方向に移動されるよう構成され、前記結合点には、前記可動レールを転動摩擦により支持するローラー機構が設けられ、前記アームにおける一方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_1 とし、前記緩衝機構における他方の前記固定軸と、ピン結合された前記他端である結合点との距離を L_3 とし、前記作用力を F とし、前記作用力により前記前記アームを回転させる分力を F とし、前記作用力 F と前記分力 F のなす角を θ_1 とし、前記作用力に応じた前記緩衝機構の反力を S 、前記反力 S により前記アームを回転させる分力を S とし、前記反力 S と前記分力 S のなす角度を θ_2 としたとき、前記緩衝機構に設けられた前記ばねは、 $F = (L_3 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$ を満たす反力 S を付与するよう前記ばね長が予め設定されたことを特徴とする。

【0030】

また、上記の転てつ減摩器において、好ましくは、前記ローラー機構は、前記きょう体の金具軸に取付けられるローラー支持金具と、前記ローラー支持金具のローラー軸に取付けられる第1ローラー及び第2ローラーと、前記きょう体に取付けられ前記ローラー支持金具の動きを規制する第1ストッパー及び第2ストッパーを有して構成され、前記可動レールの転換前は前記ローラー支持金具が前記第1ストッパーにより抑止され、前記可動レールが転換を開始すると、前記可動レールの底部側面が前記第1ローラーを押すことにより前記ローラー支持金具が微小回転し、前記第2ローラーが前記可動レールの底部を押すことにより前記可動レールの底部を前記第1ローラーに円滑に乗せ、前記ローラー支持金

10

20

30

40

50

具が前記第2ストッパーと前記可動レールの底部によって抑止されることにより回転が拘束された状態で前記第1ローラーによる前記可動レールの転動が行われるように構成される。

【0031】

また、上記の転てつ減摩器において、好ましくは、前記アームは、一方の前記固定軸に回転支持された前記支点の位置で屈曲されたクランクであり、前記の値($\cos 2 / \cos 1$)が0.817~0.870の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束するよう構成した。

【0032】

または、上記の転てつ減摩器において、好ましくは、前記アームは直線状に形成され、前記の値($\cos 2 / \cos 1$)が1.145~1.299の範囲、又は0.794~0.955の範囲で変化するように前記作用点として構成された前記アームの前記他端が移動するようにこのアームの動きを拘束するよう構成した。

10

【0033】

なお、鉄道の分岐器の可動レールの転換力を軽減するための転てつ減摩器において、きょう体の金具軸に取付けられるローラー支持金具と、前記ローラー支持金具のローラー軸に取付けられる第1ローラー及び第2ローラーと、前記きょう体に取付けられ前記ローラー支持金具の動きを規制する第1ストッパー及び第2ストッパーを有して構成され、前記可動レールの転換前は前記ローラー支持金具が前記第1ストッパーにより抑止され、前記可動レールが転換を開始すると、前記可動レールの底部側面が前記第1ローラーを押すことにより前記ローラー支持金具が微小回転し、前記第2ローラーが前記可動レールの底部を押すことにより前記可動レールの底部を前記第1ローラーに円滑に乗せ、前記ローラー支持金具が前記第2ストッパーと前記可動レールの底部によって抑止されることにより回転が拘束された状態で前記第1ローラーによる前記可動レールの転動が行われるように構成してもよい。

20

【0034】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

【0035】

(1) 第1実施形態

図1は、本発明の第1実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図であり、図1(A)は転てつ減摩器の全体構成及び分岐器との配置関係を示す図を、図1(B)は図1(A)における緩衝機構のさらに詳細な構成を示す断面図を、それぞれ示している。

30

【0036】

図1(A)に示すように、この転てつ減摩器10は、きょう体11と、クランク12と、緩衝機構13と、ローラー14を備えて構成されている。

【0037】

きょう体11は、分岐器における固定位置、例えば床板P等に固定される。きょう体11の2箇所には、固定軸11a及び11bが設けられている。

【0038】

クランク12は、図示のように、「L」字状又は「へ」字状に形成された部材であり、第1アーム12aと、第2アーム12bの2つの部分を有している。第2アーム12bは、第1アーム12aから任意の角度を持ってさらに第1アーム12aを延長した構成となっている。

40

【0039】

第1アーム12aと第2アーム12bが接続する箇所には、固定軸用孔12dが設けられている。この固定軸用孔12dは、固定軸11aが挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、クランク12はきょう体11に取付けられる。

【0040】

また、第1アーム12aには、固定軸用孔12dとは反対側の端部付近に、ピン軸12e

50

が設けられている。このピン軸 1 2 e には、後述する緩衝機構 1 3 が取付けられる。

【 0 0 4 1 】

第 2 アーム 1 2 b には、固定軸用孔 1 2 d とは反対側の端部付近に、ローラー軸 1 2 c が設けられている。また、ローラー 1 4 には、その中心に図示しない孔が設けられている。この孔は、ローラー軸 1 2 c が挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、ローラー 1 4 はクランク 1 2 の第 2 アーム 1 2 b に取付けられる。

【 0 0 4 2 】

緩衝機構 1 3 は、図示のように、直線状又は棒状に形成された部材であり、シリンダー部 1 3 a と、ピストン部 1 3 b と、固定軸接続部 1 3 c と、ピン軸接続部 1 3 t を有している。ピストン部 1 3 b は、シリンダー部 1 3 a の内部に挿入され、内部のばね（後述）により弾性的に支持されるように構成されている。また、ピン軸接続部 1 3 t は、ピストン部 1 3 b とは反対側のシリンダー部 1 3 a の端部に固定されている。また、固定軸接続部 1 3 c は、シリンダー部 1 3 a とは反対側のピストン部 1 3 b の端部に固定されている。

10

【 0 0 4 3 】

また、固定軸接続部 1 3 c には、シリンダー部 1 3 a とは反対側の端部付近（緩衝機構 1 3 の一方の端部付近）に、固定軸用孔 1 3 e が設けられている。この固定軸用孔 1 3 e は、固定軸 1 1 b が挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、緩衝機構 1 3 の一方の端部である固定軸用孔 1 3 e は、固定軸 1 1 b に取付けられる。

【 0 0 4 4 】

また、ピン軸接続部 1 3 t には、シリンダー部 1 3 a とは反対側の端部付近（緩衝機構 1 3 の他方の端部付近）に、ピン軸用孔 1 3 d が設けられている。このピン軸用孔 1 3 d は、ピン軸 1 2 e が挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、第 1 アーム 1 2 a の端部であるピン軸 1 2 e は、緩衝機構 1 3 の他方の端部であるピン軸用孔 1 3 d とピン接合される。

20

【 0 0 4 5 】

次に、シリンダー部 1 3 a の内部及びその付近のさらに詳細な構成について、図 1 (B) を参照しつつ説明する。

図 1 (B) に示すように、シリンダー部 1 3 a は、筒状に形成されており、軸方向（長手方向）の一端が開口となり、軸方向（長手方向）の他端が閉塞された構成となっている。

【 0 0 4 6 】

シリンダー部 1 3 a の内部には、ばね 1 3 f が配置されている。ばね 1 3 f は、線形の反発力特性を持つ圧縮ばねであり、シリンダー部 1 3 a の軸方向（長手方向）に反発力が作用するように構成されている。

30

【 0 0 4 7 】

また、シリンダー部 1 3 a の開口側からは、ピストン部 1 3 b がシリンダー部 1 3 a の内部に挿入されている。ピストン部 1 3 b の挿入側の端部であるばね押圧部 1 3 g は、ばね 1 3 f を有効に圧縮可能な形状に形成されている。また、シリンダー部 1 3 a の閉塞側には、上記したピン軸接続部 1 3 t が連結されている。

【 0 0 4 8 】

上記のような構成により、緩衝機構 1 3 の固定軸接続部 1 3 c は、固定軸 1 1 b により軸支されており、固定軸 1 1 b のまわりに回転可能ではあるが、回転以外の動きは拘束されている。このため、ピストン部 1 3 b がシリンダー部 1 3 a の内方へ押し込まれると、ばね 1 3 f が圧縮され、ばねのたわみ量（縮み量）に応じた反発力がシリンダー部 1 3 a の軸方向（長手方向）に発生する。この反発力は、ピン軸 1 2 e と固定軸 1 1 b の両方に等しい値で伝達される。

40

【 0 0 4 9 】

また、緩衝機構 1 3 には、ばね 1 3 f のたわみ量をあらかじめセットしておくための機構が設けられている。この機構は、例えば、図 1 (B) に示すように、シリンダー部 1 3 a に設けられシリンダー部 1 3 a の軸方向に長くなるように形成された長穴 1 3 h と、長穴 1 3 h を通してシリンダー部 1 3 a の内部に突出するように配置されたばねたわみ量調整

50

部材 1 3 i と、ばねたわみ量調整部材 1 3 i をシリンダー部 1 3 a に固定するボルト 1 3 k と、シリンダー部 1 3 a に設けられたボルト孔 1 3 m 等から構成される。

【 0 0 5 0 】

このような構成により、ばねたわみ量調整部材 1 3 i を長穴 1 3 h 内でシリンダー部 1 3 a の軸方向にスライド移動させた後にボルト 1 3 k で固定すれば、ばね 1 3 f をあらかじめ縮ませた状態でセットすることができる。したがって、ばね 1 3 f の反発力を、零でない任意の値から増加させることが可能となる。なお、ボルト孔 1 3 m をシリンダー部 1 3 a の軸方向に複数個設けておくなどすれば、ばねたわみ量を可変調整することが可能であり、これによりばね 1 3 f からの圧力も可変調整可能であり、これに伴いローラー 1 4 の支持圧力も可変調整可能となる。

10

【 0 0 5 1 】

次に、上記した第 1 実施形態の転てつ減摩器 1 0 の作用について、図 2 を参照しつつ説明を行う。図 2 は、図 1 に示す転てつ減摩器の作用を示す図であり、図 2 (A) はトングレールが基本レールに密着している状態を、図 2 (B) はトングレールが転換中の状態を、それぞれ示している。

【 0 0 5 2 】

まず、図 2 (A) に示すように、基本レール R に密着しているトングレール T は、初めは床板 P 上に乗っている。この場合には、ローラー 1 4 の上部が床板 P の上面よりも高くなるように設定されている。

【 0 0 5 3 】

次に、図 2 (B) に示すように、トングレール T が転換を開始して密着位置から離れ、例えば図の右方へ移動すると、ある位置から以降は、トングレール T の底部がローラー 1 4 の上に乗移り、ローラー 1 4 上を転動する。この際、トングレール T の底部は、ローラー 1 4 を押し下げる。

20

【 0 0 5 4 】

この押し下げ力は、ローラー軸 1 2 c からクランク 1 2 へ伝達される。この場合、ローラー軸 1 2 c の中心を作用点とすると、第 1 実施形態の転てつ減摩器 1 0 の構成上の効果により、作用点が下方へ下降する変位量がある範囲内であれば、作用点での反力は、作用点が下方へ下降する変位量に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化する。

30

【 0 0 5 5 】

すなわち、第 1 実施形態の転てつ減摩器 1 0 は、従来の転てつ減摩器のように、トングレール乗り移り時のローラー支持圧力がローラー高さの変化で大きく変化することはないため、従来のような煩雑なローラー高さ微調整が不要となり、保守の手間が大幅に軽減される、という利点がある。

【 0 0 5 6 】

次に、上記した第 1 実施形態の転てつ減摩器 1 0 の原理について説明を行う。図 3 は、図 1 に示す転てつ減摩器の第 1 の原理モデルを説明する図である。

【 0 0 5 7 】

図 3 において、点 D 1 と点 A 1 を結ぶ直線 D 1 - A 1 は、クランク 1 2 の第 2 アーム 1 2 b を示している。また、L 1 は、クランク 1 2 の第 2 アーム 1 2 b の長さを示している。点 D 1 は、ローラー軸 1 2 c の中心点、すなわちこの機構の作用点を示している。F は、作用点 D 1 に作用する作用力、すなわちトングレール T の底部がローラー 1 4 を押し下げようとする力である。したがって、トングレール T の底部は、力 F と方向が逆で値が等しい反力をこの機構から受ける。X は、図 3 の水平な鎖線から作用点 D 1 までの垂直方向の距離である。したがって、作用点 D 1 が下方へ押し下げられる場合には、X が増加するように変化していく。

40

【 0 0 5 8 】

また、点 A 1 と点 C 1 を結ぶ直線 A 1 - C 1 は、クランク 1 2 の第 1 アーム 1 2 a を示している。また、L 2 は、クランク 1 2 の第 1 アーム 1 2 a の長さを示している。点 A 1 は

50

、固定軸 1 1 a の中心点、すなわちクランク 1 2 の回転の中心点（以下、「クランク軸」という。）を示している。点 C 1 は、ピン軸 1 2 e の中心点、すなわちクランク 1 2 と緩衝機構 1 3 のピン接合の中心点（以下、「ピン接合点」という。）を示している。θ は、クランク 1 2 の第 1 アーム 1 2 a と第 2 アーム 1 2 b の成す角を示している。S は、ピン接合点 C 1 が緩衝機構 1 3 のばね 1 3 f から受けるばね圧力（反力）である。

【 0 0 5 9 】

すなわち、図 3 のモデルは、第 1 アーム 1 2 a（直線 A 1 - C 1）と任意の角度 θ を持ってさらに第 1 アーム 1 2 a（直線 A 1 - C 1）を延長したクランク 1 2（折線 D 1 - A 1 - C 1）を有するモデルである。

【 0 0 6 0 】

また、点 C 1 と点 B 1 を結ぶ直線は、緩衝機構 1 3 を示している。点 B 1 は、固定軸 1 1 b の中心点、すなわち緩衝機構 1 3 の回転の中心点を示している。また、L 3 は、緩衝機構 1 3 のピン接合点 C 1 と、固定軸 1 1 b の中心点との間の距離を示している。また、L 1 は、固定軸 1 1 a の中心点 A 1 と固定軸 1 1 b の中心点 B 1 との間の距離を示している。

【 0 0 6 1 】

上記のような原理モデルによれば、ローラー 1 4 上にトングレール R の底部が乗り移る際に、トングレール T の底部がローラー 1 4 を押し下げる動作は、図 3 において、作用点 D 1 に垂直下方に作用力 F が作用することに相当する。この作用力 F により、クランク 1 2 を示す折線 D 1 - A 1 - C 1 は、クランク軸 A 1 を回転中心として、反時計回りに回転する。この動きにより、ピン接合点 C 1 が、緩衝機構 1 3（直線 C 1 - B 1）のピン軸接続部 1 3 t（図 3 には図示せず）に力を作用させ、ピストン 1 3 b（図 3 には図示せず）をシリンダー部 1 3 a（図 3 には図示せず）の内部へ押し込もうとする。これによりばね 1 3 f（図 3 には図示せず）が反発力を発生する。

【 0 0 6 2 】

このばね力は、クランク 1 2（折線 D 1 - A 1 - C 1）を経て作用点 D 1 に伝達され、トングレール T がローラー 1 4 から受ける反力となる。この反力は、方向が力 F とは反対で、力の大きさは力 F と等しい力、すなわち作用点 D 1 において図 3 の上方へ向かい大きさが F の力である。

【 0 0 6 3 】

また、作用点 D 1 における第 2 アーム 1 2 b（直線 D 1 - A 1）の回転方向の接線と、作用力 F の作用方向の成す角を θ₁ とする。そして、ピン接合点 C 1 における緩衝機構 1 3 の反力 S と、第 1 アーム 1 2 a（直線 A 1 - B 1）の回転方向の接線とが成す角を θ₂ とする。このように角 θ₁、θ₂ を定義すると、作用力 F によって第 2 アーム 1 2 b（直線 D 1 - A 1）を回転させる分力を F₁ とすれば、

$$F_1 = F \times \cos \theta_1 \quad \dots \dots (1)$$

と表すことができる。

【 0 0 6 4 】

また、緩衝機構の反力 S によって第 1 アーム 1 2 a（直線 A 1 - C 1）を回転させる分力を S₁ とすれば、

$$S_1 = S \times \cos \theta_2 \quad \dots \dots (2)$$

と表すことができる。

【 0 0 6 5 】

図 3 の状態では、クランク軸 A 1 のまわりのモーメントは釣り合っているから、

$$F_1 \times L_1 = S_1 \times L_2 \quad \dots \dots (3)$$

と表すことができる。

【 0 0 6 6 】

式 (3) に式 (1)、式 (2) を代入して整理すれば、力 F は、

$$F = (L_2 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S \quad \dots \dots (4)$$

と表すことができる。

10

20

30

40

50

【0067】

上式(4)の値(L_2/L_1)を係数Kとすると、

$$F = K \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S \quad \dots \dots (5)$$

と表すことができる。

【0068】

上式(5)のうち、 $\{(\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S\}$ の値が、作用点D1の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるようにパラメータを選択すれば、Fの値も、変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させることができる。

【0069】

例えば、上記した $L_2 = 200 \text{ mm}$ 、 $L_1 = 200 \text{ mm}$ 、 $L_2 = 100 \text{ mm}$ 、 $\theta_1 = 13.5^\circ$ とし、ばね13fのばね定数を 15 N/mm (N:ニュートン)とし、ばね13fのセット時のたわみ量を 70 mm とすると、変位X(mm)、 θ_1 、 θ_2 、 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ 、ばね圧S(N)、支持力F(N)は、表1のようになる。

【0070】

【表1】

X	θ_1	θ_2	$\cos \theta_2 / \cos \theta_1$	S	F
45	-13.00	-30.44	0.885	1358.5	601.1
50	-14.48	-32.57	0.870	1390.4	605.1
55	-15.96	-34.77	0.854	1421.6	607.3
60	-17.46	-37.04	0.837	1452.1	607.6
65	-18.97	-39.37	0.817	1481.9	605.6
70	-20.49	-41.79	0.796	1510.8	601.3

【0071】

この表1から、変位Xが $50 \text{ mm} \sim 65 \text{ mm}$ の範囲であれば、支持力Fは、 $605 \text{ N} \sim 608 \text{ N}$ の範囲の変化しかなく、ほぼ一定の支持力が得られることがわかる。これは単なる一例であり、ほぼ一定の支持力を得るには、上記の式を用いてアーム長さや角度等の定数の種々の様々な組み合わせの中から最も適した定数を選択することにより、望ましい特性を

得ることができる。

【0072】

上記のような特性をグラフに示すと、図4における曲線302, 303のようになる。横軸はローラーの高さを示しており、これは変位Xに相当する。また、縦軸はローラーの支持圧力を示しており、これは支持力Fに相当する。すなわち、曲線302の場合には、ローラーの高さが変化しても、ローラーの支持圧力はほぼ一定となる。また、曲線303の場合には、ローラーの高さの変化に伴い、ローラーの支持圧力は、緩やかな増加からほぼ一定となるか、又はほぼ一定から緩やかな減少となるように変化する。なお、図4における直線301は、従来の転てつ減摩器の特性を示しており、ローラー高さの変化に応じて一様に増加していく。

10

【0073】

次に、上記した第1実施形態の転てつ減摩器10の他の原理について説明を行う。図5は、図1に示す転てつ減摩器の第2の原理モデルを説明する図である。

【0074】

図5において、点D2と点A2を結ぶ直線D2-A2は、クランク12の第2アーム12bを示している。また、L1は、クランク12の第2アーム12bの長さを示している。点D2は、ローラー軸12cの中心点、すなわちこの機構の作用点を示している。Fは、作用点D1に作用する作用力、すなわちトングレールTの底部がローラー14を押し下げようとする力である。したがって、トングレールTの底部は、力Fと方向が逆で値が等しい反力をこの機構から受ける。Xは、図5の水平な鎖線から作用点D2までの垂直方向の距離である。したがって、作用点D2が下方へ押し下げられる場合には、Xが減少するように変化していく。

20

【0075】

また、点A2と点C2を結ぶ直線A2-C2は、クランク12の第1アーム12aを示している。また、L2は、クランク12の第1アーム12aの長さを示している。点A2は、固定軸11aの中心点、すなわちクランク12の回転の中心点(以下、「クランク軸」という。)を示している。点C2は、ピン軸12eの中心点、すなわちクランク12と緩衝機構13のピン接合の中心点(以下、「ピン接合点」という。)を示している。θは、クランク12の第1アーム12aと第2アーム12bの成す角を示している。Sは、ピン接合点C2が緩衝機構13のばね13fから受けるばね圧力(反力)である。

30

【0076】

すなわち、図5のモデルは、第1アーム12a(直線A2-C2)と軸対象方向にさらに第1アーム12a(直線A2-C2)を延長したクランク12(直線D2-A2-C2)を有するモデルである。

【0077】

また、点C2と点B2を結ぶ直線は、緩衝機構13を示している。点B2は、固定軸11bの中心点、すなわち緩衝機構13の回転の中心点を示している。また、L3は、緩衝機構13のピン接合点C2と、固定軸11bの中心点との間の距離を示している。また、L4は、固定軸11aの中心点A2と固定軸11bの中心点B2との間の距離を示している。

40

【0078】

上記のような原理モデルによれば、ローラー14上にトングレールRの底部が乗り移る際に、トングレールTの底部がローラー14を押し下げる動作は、図5において、作用点D2に垂直下方に作用力Fが作用することに相当する。この作用力Fにより、クランク12を示す直線D2-A2-C2は、クランク軸A2を回転中心として、反時計回りに回転する。この動きにより、ピン接合点C2が、緩衝機構13(直線C2-B2)のピン軸接続部13t(図5には図示せず)に力を作用させ、ピストン13b(図5には図示せず)をシリンダー部13a(図5には図示せず)の内部へ押し込もうとする。これによりばね13f(図5には図示せず)が反発力を発生する。

【0079】

50

このばね力は、クランク 1 2 (直線 D 2 - A 2 - C 2) を経て作用点 D 2 に伝達され、トングレール T がローラー 1 4 から受ける反力となる。この反力は、方向が力 F とは反対で、力の大きさは力 F と等しい力、すなわち作用点 D 2 において図 5 の上方へ向かい大きさが F の力である。

【 0 0 8 0 】

また、作用点 D 2 における第 2 アーム 1 2 b (直線 D 2 - A 2) の回転方向の接線と、作用力 F の作用方向の成す角を θ_1 とする。そして、ピン接合点 C 2 における緩衝機構 1 3 の反力 S と、第 1 アーム 1 2 a (直線 A 2 - B 2) の回転方向の接線とが成す角を θ_2 とする。このように角 θ_1 , θ_2 を定義すると、作用力 F によって第 2 アーム 1 2 b (直線 D 2 - A 2) を回転させる分力を F_x とすれば、

$$F_x = F \times \cos \theta_1 \quad \dots \dots (6)$$

と表すことができる。

【 0 0 8 1 】

また、緩衝機構の反力 S によって第 1 アーム 1 2 a (直線 A 2 - C 2) を回転させる分力を S_x とすれば、

$$S_x = S \times \cos \theta_2 \quad \dots \dots (7)$$

と表すことができる。

【 0 0 8 2 】

図 5 の状態では、クランク軸 A 2 のまわりのモーメントは釣り合っているから、

$$F_x \times L_1 = S_x \times L_2 \quad \dots \dots (8)$$

と表すことができる。

【 0 0 8 3 】

式 (8) に式 (6), 式 (7) を代入して整理すれば、力 F は、

$$F = (L_2 / L_1) \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S \quad \dots \dots (9)$$

と表すことができる。

【 0 0 8 4 】

上式 (9) の値 (L_2 / L_1) を係数 K とすると、

$$F = K \times (\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S \quad \dots \dots (10)$$

と表すことができる。すなわち、第 2 の原理モデルでも、上述した第 1 の原理モデルと同一の式を得ることができる。

【 0 0 8 5 】

上式 (10) のうち、{ $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1) \times S$ } の値が、作用点 D 2 の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるようにパラメーターを選択すれば、F の値も、変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させることができる。

【 0 0 8 6 】

例えば、上記した $L_0 = 200 \text{ mm}$, $L_1 = 200 \text{ mm}$, $L_2 = 100 \text{ mm}$ とし、ばね 1 3 f のばね定数を 15 N/mm とし、ばね 1 3 f のセット時のたわみ量を 70 mm とすると、変位 X (mm), θ_1 , θ_2 , $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$, ばね圧 S (N), 支持力 F (N) は、表 2 のようになる。

【 0 0 8 7 】

【表 2】

10

20

30

40

X	$\theta 1$	$\theta 2$	$\cos \theta 2 / \cos \theta 1$	S	F
145	46.47	-11.72	1.421	902.6	641.6
140	44.43	-14.15	1.358	954.1	647.8
135	42.45	-16.54	1.299	1003.1	651.7
130	40.54	-18.93	1.245	1050.0	653.5
125	38.68	-21.32	1.193	1094.8	653.2
120	36.87	-23.70	1.145	1137.7	651.1

10

20

【0088】

この表2から、変位Xが120mm～135mmの範囲であれば、支持力Fは、651N～654Nの範囲の変化しかなく、ほぼ一定の支持力が得られることがわかる。これは単なる一例であり、ほぼ一定の支持力を得るには、上記の式を用いてアーム長さや角度等の定数の種々の様々な組み合わせの中から最も適した定数を選択することにより、望ましい特性を得ることができる。

30

【0089】

この表2の場合も、上記した図4の特性と同様の特性が得られる。

【0090】

さらに、上式(10)を用い、 $L_0 = 200\text{mm}$ 、 $L_1 = 100\text{mm}$ 、 $L_2 = 100\text{mm}$ とし、ばね13fのばね定数を15N/mmとし、ばね13fのセット時のたわみ量を70mmとすると、変位X(mm)、 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ 、 $(\cos \theta 2 / \cos \theta 1)$ 、ばね圧S(N)、支持力F(N)は、表3のようになる。

40

【0091】

【表3】

X	$\theta 1$	$\theta 2$	$\cos \theta 2 / \cos \theta 1$	S	F
60	36.87	-23.70	1.145	537.5	615.2
55	33.37	-28.49	1.052	617.8	617.8
50	30.00	-33.34	0.955	691.0	666.6
45	26.74	-38.27	0.879	757.6	666.0
40	23.58	-43.29	0.794	817.6	649.3
35	20.49	-48.43	0.708	870.9	617.0

10

20

30

【0092】

この表3から、変位Xが40mm～50mmの範囲であれば、支持力Fは、650N～660Nの範囲の変化しかなく、ほぼ一定の支持力が得られることがわかる。これは単なる一例であり、ほぼ一定の支持力を得るには、上記の式を用いてアーム長さや角度等の定数の種々の様々な組み合わせの中から最も適した定数を選択することにより、望ましい特性を得ることができる。

【0093】

この表3の場合も、上記した図4の特性と同様の特性が得られる。

【0094】

(2) 第2実施形態

次に、本発明の第2実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

図6は、本発明の第2実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す図であり、図6(A)はトングレールが基本レールに密着している状態を、図6(B)はトングレールが転換中の状態を、それぞれ示している。

【0095】

図6(A)、図6(B)に示すように、この転てつ減摩器20は、きょう体21と、アーム22と、緩衝機構23と、ローラー24を備えて構成されている。

【0096】

きょう体21は、分岐器における固定位置、例えば床板P等に固定される。きょう体21

40

50

の2箇所には、固定軸21a及び21bが設けられている。

【0097】

アーム22は、図示のように、直線状又は棒状に形成された部材である。

【0098】

アーム22の一端には、固定軸用孔22dが設けられている。この固定軸用孔22dは、固定軸21aが挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、アーム22はきょう体21に取付けられる。

【0099】

また、アーム22の他端には、ローラー軸22eが設けられている。このローラー軸22eには、後述するローラー24と緩衝機構23が取付けられる。

10

【0100】

ローラー24には、その中心に図示しない孔が設けられている。この孔は、ローラー軸22eが挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、ローラー24はアーム22に取付けられる。

【0101】

緩衝機構23は、図示のように、直線状又は棒状に形成された部材であり、シリンダー部23aと、ピストン部23bと、固定軸接続部23cと、ピン軸接続部23tを有している。この緩衝機構23の基本的な構成は、上記した第1実施形態の緩衝機構13と同様であり、シリンダー部23aはシリンダー部13aに相当し、ピストン部23bはピストン部13bに相当し、固定軸接続部23cは固定軸接続部13cに相当し、ピン軸接続部23tはピン軸接続部13tに相当しているので、詳細部分についての説明は省略する。

20

【0102】

ピン軸接続部23tには、シリンダー部23aとは反対側の端部付近（緩衝機構23の他方の端部付近）に、ローラー軸用孔23dが設けられている。このローラー軸用孔23dは、ローラー軸22eが挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、アーム22の端部であるローラー軸22eは、緩衝機構23の他方の端部であるローラー軸用孔23dとピン接合される。

【0103】

シリンダー部23aの内部及びその付近のさらに詳細な構成は、上記したシリンダー部13aと同様であるので、その説明は省略する。

30

【0104】

次に、上記した第2実施形態の転てつ減摩器20の作用について、図6(A)及び図6(B)を参照しつつ説明を行う。まず、図6(A)に示すように、基本レールRに密着しているトングレールTは、初めは床板P上に乗っている。この場合には、ローラー24の上部が床板Pの上面よりも高くなるように設定されている。

【0105】

次に、図6(A)に示すように、トングレールTが転換を開始して密着位置から離れ、例えば図の右方へ移動すると、ある位置から以降は、トングレールTの底部がローラー24の上に移り、ローラー24上を転動する。この際、トングレールTの底部は、ローラー24を押し下げる。

40

【0106】

この押し下げ力は、ローラー軸22eからアーム22及び緩衝機構23へ伝達される。この場合、ローラー軸22eの中心を作用点とすると、第2実施形態の転てつ減摩器20の構成上の効果により、作用点が下方へ下降する変位量がある範囲内であれば、作用点での反力は、作用点が下方へ下降する変位量に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化する。

【0107】

すなわち、第2実施形態の転てつ減摩器20は、従来の転てつ減摩器のように、トングレール乗り移り時のローラー支持圧力がローラー高さの変化で大きく変化することはないため、従来のような煩雑なローラー高さ微調整が不要となり、保守の手間が大幅に軽減さ

50

れる、という利点がある。

【0108】

次に、上記した第2実施形態の転てつ減摩器20の原理について説明を行う。図7は、図6に示す転てつ減摩器の原理モデルを説明する図である。

【0109】

図7において、点A3と点C3を結ぶ直線A3-C3は、アーム22を示している。点A3は、固定軸21aの中心点、すなわちアーム22の回転の中心点（以下、「アーム軸」という。）を示している。また、L2は、アーム22の長さを示している。点C3は、ローラー軸22eの中心点、すなわちこの機構の作用点を示している。Fは、作用点C3に作用する作用力、すなわちトングレールTの底部がローラー24を押し下げようとする力である。したがって、トングレールTの底部は、力Fと方向が逆で値が等しい反力をこの機構から受ける。

10

【0110】

Xは、図7の水平な鎖線から作用点C3までの垂直方向の距離である。したがって、作用点C3が下方へ押し下げられる場合には、Xが減少するように変化していく。

【0111】

また、点C3は、作用点であるとともに、アーム22と緩衝機構23のピン接合の中心点（以下、「ピン接合点」という。）でもある。Sは、ピン接合点C3が緩衝機構23のばねから受けるばね圧力（反力）である。

【0112】

また、点C3と点B3を結ぶ直線は、緩衝機構23を示している。点B3は、固定軸21bの中心点、すなわち緩衝機構23の回転の中心点を示している。また、L3は、緩衝機構23のピン接合点（作用点）C3と、固定軸21bの中心点との間の距離を示している。また、Lは、固定軸21aの中心点A3と固定軸21bの中心点B3との間の距離を示している。

20

【0113】

すなわち、図7のモデルは、アーム22（直線A3-C3）と緩衝機構23（直線C3-B3）のピン接合点を作用力の作用点とするモデルである。

【0114】

上記のような原理モデルによれば、ローラー24上にトングレールRの底部が乗り移る際に、トングレールTの底部がローラー24を押し下げる動作は、図7において、作用点C3に垂直下方に作用力Fが作用することに相当する。この作用力Fにより、アーム22（直線A3-C3）は、アーム軸A3を回転中心として、時計回りに回転する。この動きにより、作用点（ピン接合点）C3が、緩衝機構23（直線C3-B3）のピン軸接続部23t（図7には図示せず）に力を作用させ、ピストン23b（図7には図示せず）をシリンダー部23a（図7には図示せず）の内部へ押し込もうとする。これによりばね（図7には図示せず）が反発力を発生する。

30

【0115】

このばね力は、直接作用点（ピン接合点）C3に加えられ、トングレールTがローラー24から受ける反力となる。この反力は、方向が力Fとは反対で、力の大きさは力Fと等しい力、すなわち作用点（ピン接合点）C3において図7の上方へ向かい大きさがFの力である。

40

【0116】

また、作用点（ピン接合点）C3におけるアーム22（直線A3-C3）の回転方向の接線と、作用力Fの作用方向の成す角を θ_1 とする。そして、作用点（ピン接合点）C3における緩衝機構23の反力Sと、アーム22（直線A3-C3）の回転方向の接線とが成す角を θ_2 とする。このように角 θ_1 、 θ_2 を定義すると、作用力Fによってアーム22（直線A3-C3）を回転させる分力を F_{θ_1} とすれば、

$$F_{\theta_1} = F \times \cos \theta_1 \quad \dots \dots (11)$$

と表すことができる。

50

【 0 1 1 7 】

また、緩衝機構の反力 S によってアーム 2 2 (直線 A 3 - C 3) を回転させる分力を S とすれば、

$$S = S \times \cos 2 \dots\dots (1 2)$$

と表すことができる。

【 0 1 1 8 】

図 7 の状態では、アーム軸 A 3 のまわりのモーメントは釣り合っているから、

$$F \times L 1 = S \times L 1 \dots\dots (1 3)$$

と表すことができる。

【 0 1 1 9 】

式 (1 3) に式 (1 1) , 式 (1 2) を代入して整理すれば、力 F は、

$$F = (\cos 2 / \cos 1) \times S \dots\dots (1 4)$$

と表すことができる。

【 0 1 2 0 】

上式 (1 4) の値 $\{ (\cos 2 / \cos 1) \times S \}$ が、作用点 C 3 の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるようにパラメーターを選択すれば、 F の値も、変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させることができる。

【 0 1 2 1 】

この第 2 実施形態の場合も、上記した図 4 の特性と同様の特性が得られる。

【 0 1 2 2 】

(3) 第 3 実施形態

次に、本発明の第 3 実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

図 8 は、本発明の第 3 実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図である。

【 0 1 2 3 】

図 8 に示すように、この転てつ減摩器 3 0 は、きょう体 3 1 と、クランク 3 2 と、緩衝機構 3 3 と、ボルト 3 5 と、ナット 3 6 を備えて構成されている。

【 0 1 2 4 】

きょう体 3 1 は、分岐器における固定位置、例えば床板 (図示せず) 等に固定される。きょう体 3 1 の 2 箇所には、固定軸 3 1 a 及び 3 1 b が設けられている。

【 0 1 2 5 】

クランク 3 2 は、図示のように、「 L 」字状又は「へ」字状に形成された部材であり、第 1 アーム 3 2 a と、第 2 アーム 3 2 b の 2 つの部分をもっている。第 2 アーム 3 2 b は、第 1 アーム 3 2 a から任意の角度を持ってさらに第 1 アーム 3 2 a を延長した構成となっている。このクランク 3 2 の基本的な構成は、上記した第 1 実施形態のクランク 1 2 と同様であり、第 1 アーム部 3 2 a は第 1 アーム部 1 2 a に相当し、第 2 アーム部 1 2 b は第 2 アーム部 1 2 b に相当し、固定軸用孔 3 2 d は固定軸用孔 1 2 d に相当し、ピン軸 3 2 e はピン軸 1 2 e に相当しているため、詳細部分についての説明は省略する。

【 0 1 2 6 】

クランク 3 2 が上記した実施形態と異なる点は、第 2 アーム 3 2 b の、固定軸用孔 3 2 d とは反対側の端部付近に、ボルト 3 5 とナット 3 6 が取付けられ、このボルト 3 5 の下端が、図 1 7 に示す構成のローラー支持金具 2 1 1 の後端 2 1 1 b を押えるように構成されている点である。ローラー支持金具 2 1 1 の先端の軸 2 1 1 a (図 1 7 参照) には、ローラー 2 1 2 (図 1 7 参照) が取付けられている。

【 0 1 2 7 】

緩衝機構 3 3 は、図示のように、直線状又は棒状に形成された部材であり、シリンダー部 3 3 a と、ピストン部 3 3 b と、固定軸接続部 3 3 c と、ピン軸接続部 3 3 t をもっている。この緩衝機構 3 3 の基本的な構成は、上記した第 1 実施形態の緩衝機構 1 3 と同様であり、シリンダー部 3 3 a はシリンダー部 1 3 a に相当し、ピストン部 3 3 b はピストン部 1 3 b に相当し、固定軸接続部 3 3 c は固定軸接続部 1 3 c に相当し、ピン軸接続部 3

10

20

30

40

50

3 t はピン軸接続部 1 3 t に相当しているので、詳細部分についての説明は省略する。

【0128】

シリンダー部 3 3 a の内部及びその付近のさらに詳細な構成は、上記したシリンダー部 1 3 a と同様であるので、その説明は省略する。

【0129】

上記のような構成により、図 8 に示す第 3 実施形態の転てつ減摩器 3 0 は、ローラーと接続する。この構成は、中間にローラー支持金具 2 1 1 と、ボルト 3 5 を介する点が異なり、緩衝機構とクランクの配置状態が逆になっているだけで、その他の点は図 1 に示す第 1 実施形態の転てつ減摩器 1 0 と基本的に同様である。このため、この第 3 実施形態の転てつ減摩器 3 0 は、第 1 実施形態の転てつ減摩器 1 0 とまったく同様の作用・効果を発揮し、作用点（ボルト 3 5 の下端）が上方へ上昇する変位量がある範囲内であれば、作用点での反力は、作用点が上方へ上昇する変位量に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化する。

10

【0130】

(4) 第 4 実施形態

次に、本発明の第 4 実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

図 9 は、本発明の第 4 実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図である。

【0131】

図 9 に示すように、この転てつ減摩器 4 0 は、きょう体 4 1 と、アーム 4 2 と、緩衝機構 4 3 と、中間ローラー 4 7 を備えて構成されている。

20

【0132】

きょう体 4 1 は、分岐器における固定位置、例えば床板（図示せず）等に固定される。きょう体 4 1 の 2 箇所には、固定軸 4 1 a 及び 4 1 b が設けられている。

【0133】

アーム 4 2 は、図示のように、直線状又は棒状に形成された部材である。このアーム 4 2 の基本的な構成は、上記した第 2 実施形態のアーム 2 2 と同様であり、固定軸用孔 4 2 d は固定軸用孔 2 2 d に相当し、ローラー軸 4 2 e はローラー軸 2 2 e に相当しているので、詳細部分についての説明は省略する。

【0134】

緩衝機構 4 3 は、図示のように、直線状又は棒状に形成された部材であり、シリンダー部 4 3 a と、ピストン部 4 3 b と、固定軸接続部 4 3 c と、ピン軸接続部 4 3 t を有している。この緩衝機構 4 3 の基本的な構成は、上記した第 1 実施形態の緩衝機構 1 3 と同様であり、シリンダー部 4 3 a はシリンダー部 1 3 a に相当し、ピストン部 4 3 b はピストン部 1 3 b に相当し、固定軸接続部 4 3 c は固定軸接続部 1 3 c に相当し、ピン軸接続部 4 3 t はピン軸接続部 1 3 t に相当しているので、詳細部分についての説明は省略する。

30

【0135】

シリンダー部 4 3 a の内部及びその付近のさらに詳細な構成は、上記したシリンダー部 1 3 a と同様であるので、その説明は省略する。

【0136】

この第 4 実施形態の転てつ減摩器 4 0 が上記した実施形態と異なる点は、ローラー軸 4 2 e に中間ローラー 4 7 が取付けられ、この中間ローラー 4 7 の下端が、図 1 7 に示す構成のローラー支持金具 2 1 1 の後端 2 1 1 b を押えるように構成されている点である。ローラー支持金具 2 1 1 の先端の軸 2 1 1 a（図 1 7 参照）には、ローラー 2 1 2（図 1 7 参照）が取付けられている。

40

【0137】

上記のような構成により、図 9 に示す第 4 実施形態の転てつ減摩器 4 0 は、ローラーと接続する。この構成は、中間にローラー支持金具 2 1 1 と、中間ローラー 4 7 を介する点が異なり、緩衝機構とクランクの配置状態が逆になっているだけで、その他の点は図 6 に示す第 2 実施形態の転てつ減摩器 2 0 と基本的に同様である。このため、この第 4 実施形態の転てつ減摩器 4 0 は、第 2 実施形態の転てつ減摩器 2 0 とまったく同様の作用・効果を

50

発揮し、作用点（中間ローラー４７の下端）が上方へ上昇する変位量がある範囲内であれば、作用点での反力は、作用点が上方へ上昇する変位量に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化する。

【０１３８】

（５）第５実施形態

次に、本発明の第５実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

図１０は、本発明の第５実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す第１の図である。

【０１３９】

図１０に示すように、この転てつ減摩器５０は、きょう体５１と、きょう体５１の金具軸５１ａに挿通かつ回転可能な金具軸用孔５２ｃにより取付けられるローラー支持金具５２と、ローラー支持金具５２の第１ローラー軸５２ａに回転可能な構成で取付けられる第１ローラー５３と、ローラー支持金具５２の第２ローラー軸５２ｂに回転可能な構成で取付けられる第２ローラー５４と、きょう体５１に取付けられローラー支持金具５２の動きを規制する第１ストッパー５５及び第２ストッパー５６を有して構成されている。

10

【０１４０】

次に、上記した転てつ減摩器５０の作用について、図１０，１１，１２，１３を参照しつつ説明する。

【０１４１】

まず、トングレールトの転換前は、ローラー支持金具５２が第１ストッパー５５により抑止されている。次に、トングレールトが転換を開始すると（図１０参照）、トングレールトの底部側面が第１ローラー５３を押すことにより、ローラー支持金具５２が図の時計回りに微少回転する。

20

【０１４２】

この動きに伴い、第２ローラー５４がトングレールトの底部を押すことにより、トングレールトの底部を第１ローラー５３に円滑に乗せる（図１１参照）。

【０１４３】

次いで、ローラー支持金具５２が第２ストッパー５６とトングレールトの底部によって抑止されることにより回転が拘束された状態で、第１ローラー５３によるトングレールトの転動が行われる（図１２，図１３参照）。

30

【０１４４】

このように、第５実施形態の転てつ減摩器５０によれば、２つのローラー５３，５４を組み合わせるとともに、ローラー支持金具５２がある範囲内で微少回転可能な構成としたので、床板Ｐからローラーに乗り移る動きが円滑になり、ローラーからの支持圧力もほぼ一定である、という利点を有している。

【０１４５】

（６）第６実施形態

次に、本発明の第６実施形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

図１４は、本発明の第６実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図である。

【０１４６】

図１４に示すように、この転てつ減摩器６０は、上記した第１実施形態の転てつ減摩器１０におけるローラー１４のかわりに、第５実施形態の転てつ減摩器５０を取り付けた構成となっている。異なる点は、きょう体５１の動きが、第２アーム部１２ｂの動きの範囲内のみ拘束するガイド部６１，６２が設けられている点である。

40

【０１４７】

このように、第６実施形態の転てつ減摩器６０によれば、第１実施形態の転てつ減摩器１０の利点に加え、第５実施形態の転てつ減摩器５０の利点に加わるので、２つのローラー５３，５４からの支持圧力がほぼ一定化すること、ローラー高さの自動調整が速やかになること、さらに安定した減摩効果を発揮すること等の多くの利点を有している。

【０１４８】

50

なお、上記した各実施形態においては、作用点の変位の範囲は、少なくとも2つの固定軸を結ぶ直線の近傍に作用点が接近しない範囲内に設定する必要がある。このため、公知の拘束部材や規制機構等が採用可能である。

【0149】

また、上記した表1、表2、表3の値より、 $(\cos \theta_2 / \cos \theta_1)$ の値は、0.3～3.0程度の範囲であれば、実用上、作用点での反力を、作用点の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させることができる。このため、図1(B)に示すばねたわみ量調整部材13iやその他公知の手段を用いて、作用点の動きを上記の条件を満足するように拘束する構成としておけばよい。

【0150】

上記した第1実施形態において、固定軸11a及び11bと、クランク12と、緩衝機構13からなる機構は、微小変位定圧機構を構成している。また、第2実施形態において、固定軸21a及び21bと、アーム22と、緩衝機構23からなる機構は、微小変位定圧機構を構成している。また、第3実施形態において、固定軸31a及び31bと、クランク32と、緩衝機構33からなる機構は、微小変位定圧機構を構成している。また、第4実施形態において、固定軸41a及び41bと、アーム42と、緩衝機構43からなる機構は、微小変位定圧機構を構成している。また、第5実施形態において、きょう体51と、ローラー支持金具52と、第1ローラー53と、第2ローラー54と、第1ストッパー55と、第2ストッパー56と、金具軸51aからなる機構は、微小変位定圧機構を構成している。また、第5実施形態において、トングレールTは、微小変位定圧機構の対象物に相当している。また、第6実施形態において、固定軸61a及び61bと、クランク62と、緩衝機構63からなる機構は、微小変位定圧機構を構成している。

【0151】

また、上記した第1実施形態において、ローラー14とローラー軸12cからなる機構は、可動レール転動支持機構を構成している。また、第2実施形態において、ローラー24とローラー軸22eからなる機構は、可動レール転動支持機構を構成している。また、第3実施形態において、ローラー212(図16参照)と、ローラー支持金具211と、ボルト35と、ナット36からなる機構は、可動レール転動支持機構を構成している。また、第4実施形態において、ローラー212(図16参照)と、ローラー支持金具211と、中間ローラー47からなる機構は、可動レール転動支持機構を構成している。また、第6実施形態において、きょう体64と、ローラー支持金具65と、第1ローラー66と、第2ローラー67と、第1ストッパー68と、第2ストッパー69と、金具軸64aからなる機構は、可動レール転動支持機構を構成している。また、上記各実施形態において、トングレールTは、可動レールに相当している。

【0152】

以上説明したように、上記各実施形態に例示を行った本発明の微小変位定圧機構によれば、作用点での反力を、前記作用点の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させるようにしたので、反力をほぼ一定にする必要がある機器や装置に好適である、という利点がある。

【0153】

また、さらに、上記の微小変位定圧機構を転てつ減摩器に組込んだ場合には、可動レールを乗せる可動レール転動支持機構をほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化する圧力で支持するように構成し、支持圧力を可変としておけば、支持圧力の調整によって可動レール転動支持機構(例えばローラー)が転動するようになったときに支持圧力の適正值であり、可動レールの押しつけ力と可動レール転動支持機構の支持圧力のバランスのとれた位置が可動レール転動支持機構の高さの適正位置となる。

【0154】

すなわち、可動レール転動支持機構の高さの適正位置を求めるために微小変位の調整を感覚的に繰り返す必要がなく、支持圧力の調整と可動レール転動支持機構による転動を目で確認するだけで済む。そのときの、減摩効果は、従来の転てつ減摩器でローラー高さの適

10

20

30

40

50

正な設定を行ったときに匹敵し、それよりも多少高めに設定したとしても、その支持圧力がほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるような変化であるので、減摩効果への影響は無視できる。

【0155】

したがって、調整に手間がかからず、調整後に可動レールの高さが多少変化しても、安定した減摩効果を発揮する転てつ減摩器を提供することができる。

【0156】

さらに、可動レール転動支持機構の高さが高過ぎた場合でも、第5, 6実施形態に例示を行った本発明のように、可動レール転動支持機構への乗り移りの際に、ローラー支持金具に可動レールの底部を押し上げてローラーへの乗り移りが容易になる機構を付加すると、ローラー高さの自動調整が速やかになり、さらに安定した減摩効果を発揮するのに役立つ。

10

【0157】

上記各実施形態に例示を行った本発明の転てつ減摩器によれば、転てつ減摩器を取付ける際に転てつ減摩器の可動レール転動支持機構(例えばローラー)の高さを可動レール底部より人間の感覚で高くなっていると感じる程度に設定しておくこと、可動レールの押しつけ力と転てつ減摩器の可動レール転動支持機構の支持圧力とのバランスがとれた位置に可動レール転動支持機構の高さが自動的に治り、可動レール転動支持機構が転動するようであればその圧力でよく、可動レール転動支持機構が転動しなければ、圧力調整によって支持圧力を上げればよく、微小変位に合わせるような手間のかかる微調整は不要となる。

20

【0158】

この支持圧力は、可動レールの種類や取付ける位置によって異なるが、転てつ減摩器を取付けられる位置はほぼ決まっているのであらかじめ標準的な圧力に設定することは可能であり、そのようにすればほぼ無調整で適度な減摩効果を得ることができる。

【0159】

なお、可動レール転動支持機構には、可動レールからの押しつけ力と転てつ減摩器の緩衝機構からの支持圧力が加わることとなるが、床板による摺動摩擦よりも一段と小さなローラー等による転動摩擦にすることで、十分な減摩効果が得られる。

【0160】

また、上記各実施形態における緩衝機構13, 23, 33, 43は、原理構成を示したものであり、実際の転てつ減摩器等に使用するためには、種々の点で技術的な改良が必要である。以下に、その一例について説明する。図15は、本発明の各実施形態に用いる緩衝機構の他の例のさらに詳細な構成を示す図であり、図15(A)は断面図を、図15(B)は図15(A)に対し垂直な方向からの断面図を、図15(C)はばねがだけ圧縮された場合の図15(A)と同様な断面図を、それぞれ示している。

30

【0161】

図15に示すように、この緩衝機構73は、直線状又は棒状に形成された部材であり、シリンダー部73aと、ピストン部73bと、固定軸接続部73cと、ピン軸接続部73tを有している。ピストン部73bは、シリンダー部73aの内部に挿入され、シリンダー部73aの外部のばね(後述)により弾性的に支持されるように構成されている。また、ピン軸接続部73tは、ピストン部73bとは反対側のシリンダー部73aの端部に固定されている。また、固定軸接続部73cは、シリンダー部73aとは反対側のピストン部73bの端部に固定されている。

40

【0162】

また、固定軸接続部73cには、シリンダー部73aとは反対側の端部付近(緩衝機構73の一方の端部付近)に、固定軸用孔73eが設けられている。この固定軸用孔73eは、上記各実施形態の固定軸(11b, 21b, 31b, 41b)が挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、緩衝機構73の一方の端部である固定軸用孔73eは、上記各実施形態の固定軸(11b等)に取付けられる。

【0163】

50

また、ピン軸接続部 73 t には、シリンダー部 73 a とは反対側の端部付近（緩衝機構 73 の他方の端部付近）に、ピン軸用孔 73 d が設けられている。このピン軸用孔 73 d は、上記各実施形態のピン軸（12 e, 22 e, 32 e, 42 e）が挿通可能でありかつ回転可能な構成となっている。これにより、上記各実施形態の第 1 アーム等の部材（12 a, 22, 32 a, 42）の端部であるピン軸（12 e 等）は、緩衝機構 73 の他方の端部であるピン軸用孔 73 d とピン接合される。

【0164】

また、図 15 に示すように、シリンダー部 73 a は、筒状に形成されており、軸方向（長手方向）の両端（図における左端及び右端）が開放された構成となっている。

【0165】

シリンダー部 73 a の外部には、シリンダー部 73 a を取り巻くようにしてばね 73 f が配置されている。ばね 73 f の一端（図における左端）は、シリンダー部 73 a に設けられた鉤状のばね押圧部 73 n によって押えられている。ばね 73 f は、線形の反発力特性を持つ圧縮ばねであり、シリンダー部 73 a の軸方向（長手方向）に反発力が作用するように構成されている。

【0166】

また、シリンダー部 73 a の右側の開口からは、ピストン部 73 b がシリンダー部 73 a の内部に挿入されている。ピストン部 73 b の挿入側の端部 73 r は、シリンダー部 73 a の端部 73 p と係合し離脱しないように拡径されている。また、ピストン部 73 b には、円盤状のばね押圧部 73 g が取り付けられており、ばね 73 f の他端（図における右端）は、このばね押圧部 73 g によって押えられている。

【0167】

また、ピストン部 73 b には、雄ネジ部 73 s が形成されている。また、ピストン部 73 b のばね押圧部 73 g の外側（図におけるばね押圧部 73 g の右側）には、上記した雄ネジ部 73 s に螺合する雌ネジ部を有するばねたわみ量調整ナット 73 i が嵌合されている。

【0168】

上記のような構成により、緩衝機構 73 の固定軸接続部 73 c は、上記各実施形態の固定軸（11 b 等）により軸支されており、固定軸（11 b 等）のまわりに回転可能ではあるが、回転以外の動きは拘束されている。このため、ピストン部 73 b がシリンダー部 73 a の内方へ押し込まれると、ばね 73 f が圧縮され、ばねのたわみ量（縮み量）に応じた反発力がシリンダー部 73 a の軸方向（長手方向）に発生する。この反発力は、ピストン部 73 b と固定軸（11 b 等）の両方に等しい値で伝達される。

【0169】

また、この緩衝機構 73 には、ばねたわみ量調整ナット 73 i が設けられているので、上記各実施形態の緩衝機構 13 におけるばねたわみ調整部材 13 i 等と同様に、ばね 73 f のたわみ量をあらかじめセットしておくことができる。したがって、ばね 73 f の反発力を、零でない任意の値から増加させることが可能となる。

【0170】

また、ばねたわみ量調整ナット 73 i をいずれかの方向へ回転させることにより、ばねたわみ調整ナット 73 i のシリンダー軸方向（長手方向）の位置を適宜設定することができる。これにより、上記各実施形態の緩衝機構 13 におけるボルト孔 13 m 等と同様に、ばねたわみ量を可変調整することが可能であり、これによりばね 73 f からの圧力も可変調整可能であり、これに伴い上記各実施形態におけるローラー等の部材（14, 24, 35, 47, 53, 54）の支持圧力も可変調整可能となる。

【0171】

また、上記の緩衝機構 73 のように構成すれば、緩衝機構 13, 23, 33, 43 に比べ、ピストン部が揺れたりぶれるおそれはなくなり、より安定した緩衝作用を果たすことができる、という利点を有している。

【0172】

10

20

30

40

50

なお、本発明は、上記実施形態に限定されるものではない。上記各実施形態は、例示であり、本発明の特許請求の範囲に記載された技術的思想と実質的に同一な構成を有し、同様な作用効果を奏するものは、いかなるものであっても本発明の技術的範囲に包含される。

【0173】

例えば、上記各実施形態においては、緩衝機構（例えば13）として、圧縮ばね（例えば13f）を用いたものを例に挙げて説明したが、本発明はこれには限定されず、他の構成の緩衝機構、例えば、油圧、空圧、磁石等を利用した緩衝機構であってもよい。

【0174】

また、微小変位定圧機構の場合は、圧縮により反発力を発生する緩衝機構には限定されず、引張により力を発生するような緩衝機構、例えば引張ばねを用いた緩衝機構などであってもよい。このことは、図3，図5，図6の原理図において、作用力Fを図示とは逆の方向に作用させ、引張により力を発生するような緩衝機構を図のL3の部分に配置した場合にも、作用点の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化することから明らかである。

【0175】

また、ばねを用いる緩衝機構の場合、図1（B）に示した構成には限定されず、他の公知のばねの使用形態を利用した構成、例えば固定軸（例えば11b）の側をピストンとする構成、あるいはシリンダーの内部にばねを配置するのではなくピストンの周囲に巻き付けるようにばねが配置される（ばねが外部に露出する）構成等のほか種々の形態が適用可能である。

【0176】

また、ばねを用いる緩衝機構の場合、ばね13fのたわみ量をあらかじめセットしておくための機構についても、図1（B）に示した構成には限定されず、ばねたわみ量調整部材（例えば13h）は、他の公知の拘束機構、規制部材等が適用可能である。また、ばねたわみ量調整部材を固定する機構についても、ボルトとボルト孔以外に、他の公知の固定機構が適用可能である。

【0177】

また、上記した第5，6実施形態においては、第1ストッパー，第2ストッパーとして図示のような部材を用いた例について説明したが、本発明はこれには限定されず、他の構成の第1ストッパー，第2ストッパーでもよい。要は、第5，6実施形態に示すような作用を可能とするようにローラー支持金具の動きを規制する部材であればどのようなものであってもよいのである。

【0178】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明の微小変位定圧機構によれば、作用点での反力を、作用点の変位に対してほぼ一定又は緩やかな増加若しくは緩やかな減少となるように変化させるようにしたので、反力をほぼ一定にする必要がある機器や装置に好適である、という利点がある。

また、上記の微小変位定圧機構を転てつ減摩器に組込んだ場合には、ローラー高さの微小変位の設定を行う必要のある従来転てつ減摩器のような手間のかかる調整から免れることができ、人の目で可動レール転動支持機構が転動することを確認するような調整が可能となって調整が容易になるとともに、調整後に転てつ減摩器近傍のまくらぎが微小に沈むような変化があったり、可動レール底部の高さが微小変化しても、可動レールの押しつけ力が許容範囲であれば、可動レール転動支持機構の高さは補正されて適正な高さによる可動レール転動支持機構の転動が確保され、常に安定した減摩効果が得られる、という利点を有している。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図であり、図1（A）は転てつ減摩器の全体構成及び分岐器との配置関係を示す図を、図1（B）は図1（A）における緩衝機構のさらに詳細な構成を示す断面図を、それぞれ示している。

【図 2】図 1 に示す転てつ減摩器の作用を示す図であり、図 2 (A) はトングレーが基本レールに密着している状態を、図 2 (B) はトングレーが転換中の状態を、それぞれ示している。

【図 3】図 1 に示す転てつ減摩器の第 1 の原理モデルを説明する図である。

【図 4】図 1 に示す転てつ減摩器におけるローラーの高さとローラーの支持圧力との関係を示すグラフである。

【図 5】図 1 に示す転てつ減摩器の第 2 の原理モデルを説明する図である。

【図 6】本発明の第 2 実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す図であり、図 6 (A) はトングレーが基本レールに密着している状態を、図 6 (B) はトングレーが転換中の状態を、それぞれ示している。

10

【図 7】図 6 に示す転てつ減摩器の原理モデルを説明する図である。

【図 8】本発明の第 3 実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図である。

【図 9】本発明の第 4 実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図である。

【図 10】本発明の第 5 実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す第 1 の図である。

【図 11】本発明の第 5 実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す第 2 の図である。

【図 12】本発明の第 5 実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す第 3 の図である。

【図 13】本発明の第 5 実施形態である転てつ減摩器の構成と作用を示す第 4 の図である。

20

【図 14】本発明の第 6 実施形態である転てつ減摩器の構成を示す図である。

【図 15】本発明の各実施形態に用いる緩衝機構の他の例のさらに詳細な構成を示す図であり、図 15 (A) は断面図を、図 15 (B) は図 15 (A) に対し垂直な方向からの断面図を、図 15 (C) はばねが だけ圧縮された場合の図 15 (A) と同様な断面図を、それぞれ示している。

【図 16】従来の分岐器の構成を示す上面図である。

【図 17】従来の転てつ減摩器の一例の構成を示す図である。

【符号の説明】

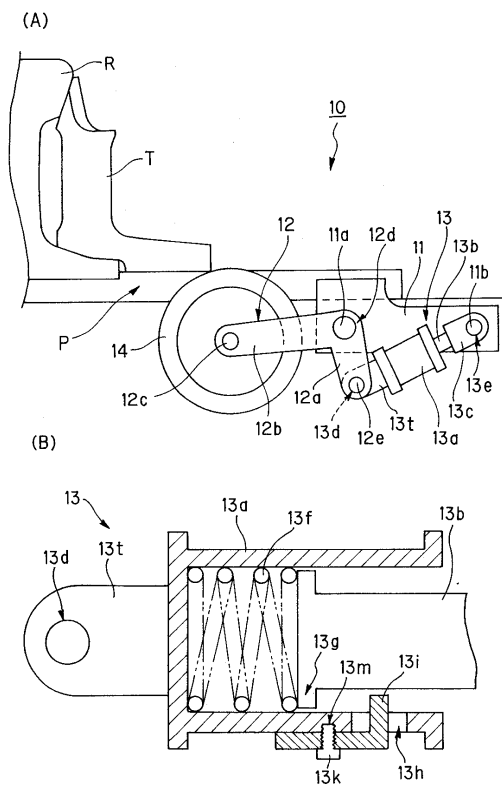
1 0	転てつ減摩器	30
1 1	きょう体	
1 1 a , 1 1 b	固定軸	
1 2	クランク	
1 2 a	第 1 アーム	
1 2 b	第 2 アーム	
1 2 c	ローラー軸	
1 2 d	固定軸用孔	
1 2 e	ピン軸	
1 3	緩衝機構	
1 3 a	シリンダー部	40
1 3 b	ピストン部	
1 3 c	固定軸接続部	
1 3 d	ピン軸用孔	
1 3 e	固定軸用孔	
1 3 f	ばね	
1 3 g	ばね押圧部	
1 3 h	長穴	
1 3 i	ばねたわみ量調整部材	
1 3 k	ボルト	
1 3 m	ボルト孔	50

1 3 t	ピン軸接続部	
1 4	ローラー	
2 0	転てつ減摩器	
2 1	きょう体	
2 1 a , 2 1 b	固定軸	
2 2	アーム	
2 2 d	固定軸用孔	
2 2 e	ローラー軸	
2 3	緩衝機構	
2 3 a	シリンダー部	10
2 3 b	ピストン部	
2 3 c	固定軸接続部	
2 3 d	ローラー軸用孔	
2 3 e	固定軸用孔	
2 3 t	ピン軸接続部	
2 4	ローラー	
3 0	転てつ減摩器	
3 1	きょう体	
3 1 a , 3 1 b	固定軸	
3 2	クランク	20
3 2 a	第1アーム	
3 2 b	第2アーム	
3 2 d	固定軸用孔	
3 2 e	ピン軸	
3 3	緩衝機構	
3 3 a	シリンダー部	
3 3 b	ピストン部	
3 3 c	固定軸接続部	
3 3 d	ピン軸用孔	
3 3 e	固定軸用孔	30
3 3 t	ピン軸接続部	
3 5	ボルト	
3 6	ナット	
4 0	転てつ減摩器	
4 1	きょう体	
4 1 a , 4 1 b	固定軸	
4 2	アーム	
4 2 d	固定軸用孔	
4 2 e	ローラー軸	
4 3	緩衝機構	40
4 3 a	シリンダー部	
4 3 b	ピストン部	
4 3 c	固定軸接続部	
4 3 d	ローラー軸用孔	
4 3 e	固定軸用孔	
4 3 t	ピン軸接続部	
4 7	中間ローラー	
5 0	転てつ減摩器	
5 1	きょう体	
5 1 a	金具軸	50

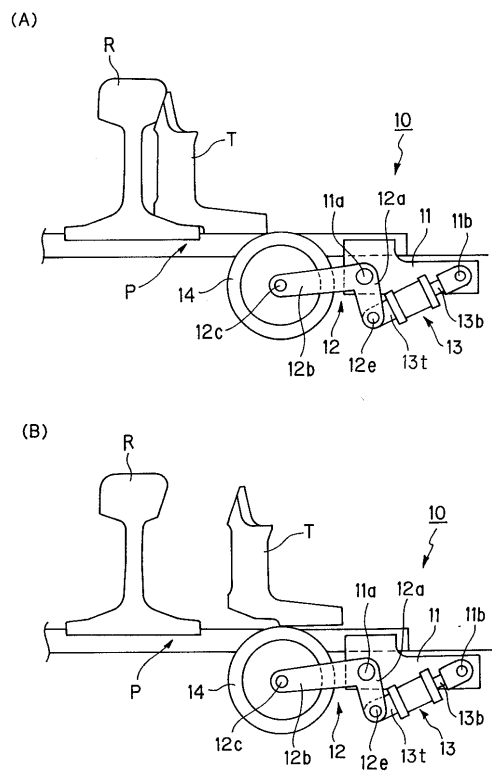
5 2	ローラー支持金具	
5 2 a	第 1 ローラー軸	
5 2 b	第 2 ローラー軸	
5 2 c	金具軸用孔	
5 3	第 1 ローラー	
5 3 a	第 1 ローラー軸用孔	
5 4	第 2 ローラー	
5 4 a	第 2 ローラー軸用孔	
5 5	第 1 ストッパー	
5 6	第 2 ストッパー	10
6 0	転てつ減摩器	
6 1 , 6 2	ガイド部	
7 3	緩衝機構	
7 3 a	シリンダー部	
7 3 b	ピストン部	
7 3 c	固定軸接続部	
7 3 d	ピン軸用孔	
7 3 e	固定軸用孔	
7 3 f	ばね	
7 3 g	ばね押圧部	20
7 3 i	ばねたわみ量調整ナット	
7 3 n	ばね押圧部	
7 3 p	シリンダー端部	
7 3 r	ピストン端部	
7 3 s	雄ネジ部	
7 3 t	ピン軸接続部	
1 0 0	分岐器	
1 0 1	電気転てつ機	
1 0 2	動作かん	
1 0 3 a ~ 1 0 3 f	リンク部材	30
1 0 4	エスケープクランク	
1 0 5	ロッド	
1 0 6	エスケープクランク	
1 0 7	ロッド	
1 0 8	伝動部	
1 0 9 , 1 1 0	転てつ棒	
2 0 1 ~ 2 0 4	転てつ減摩器	
2 1 0	本体	
2 1 0 a	軸	
2 1 1	ローラー支持金具	40
2 1 1 a	軸	
2 1 1 b	後端	
2 1 2	ローラー	
2 1 3	ボルト	
2 1 4	ナット	
2 1 5	ばね緩衝器	
2 1 6	ボルト	
2 1 7	ナット	
P	床板	
R , R 1 , R 2	基本レール	50

T, T₁, T₂ トングレール

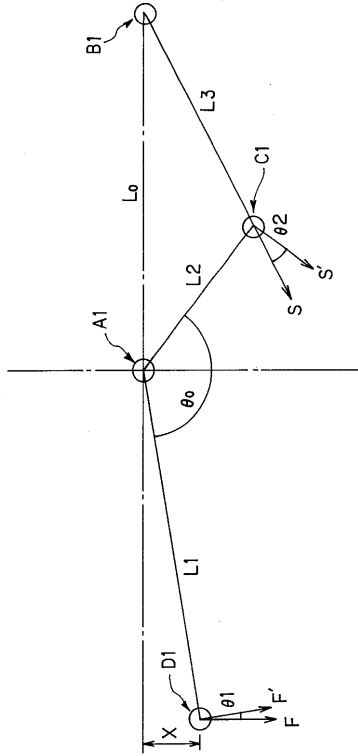
【図1】



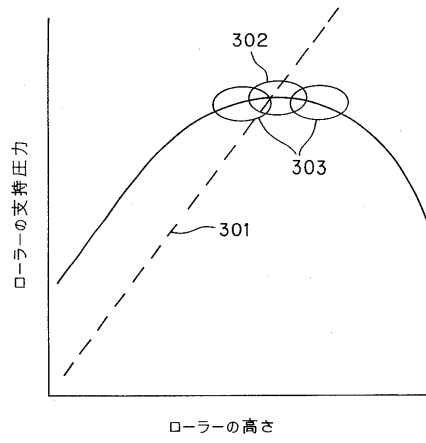
【図2】



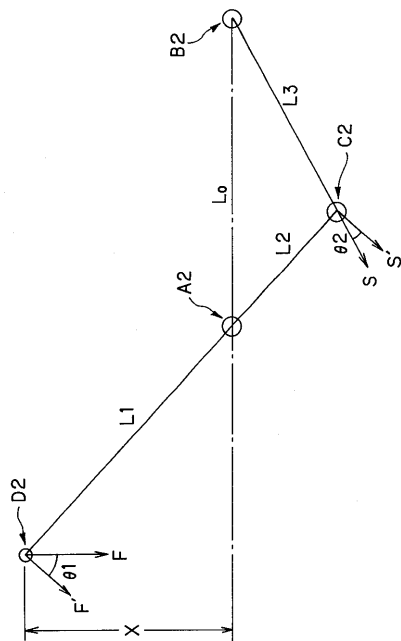
【 図 3 】



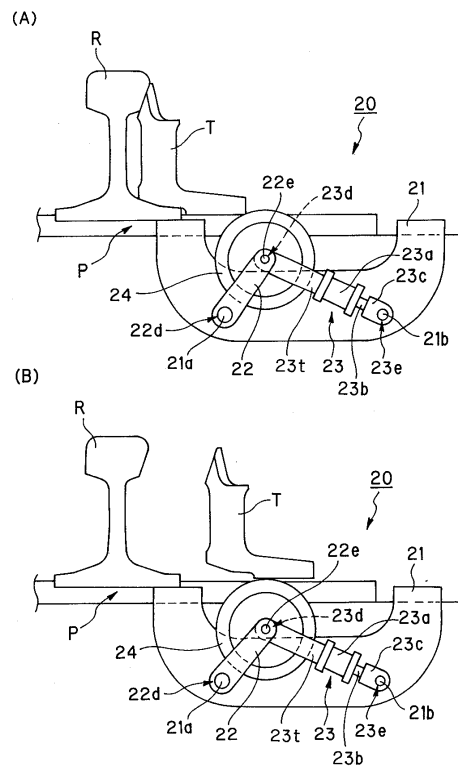
【 図 4 】



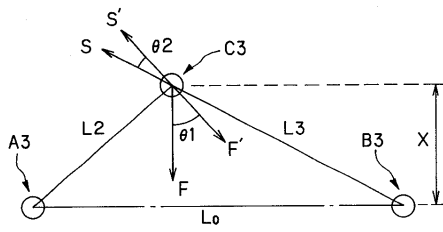
【 図 5 】



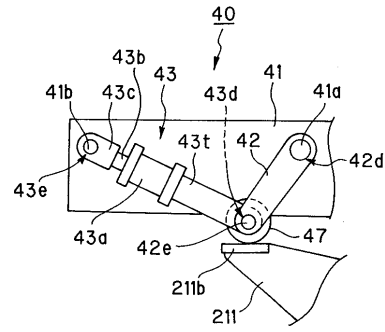
【 図 6 】



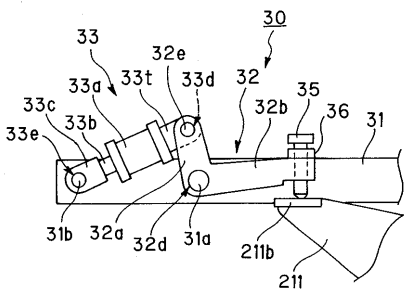
【 図 7 】



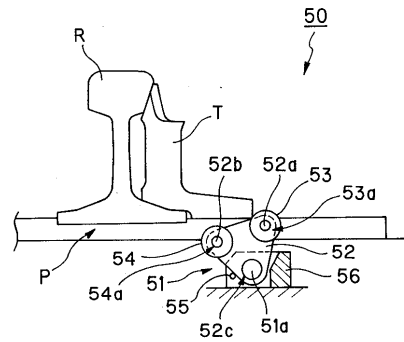
【 図 9 】



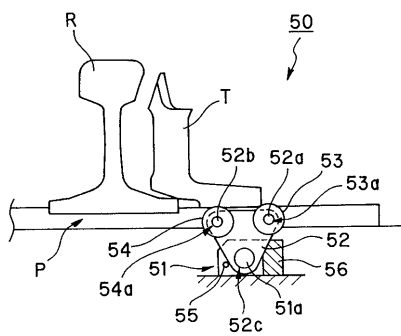
【 図 8 】



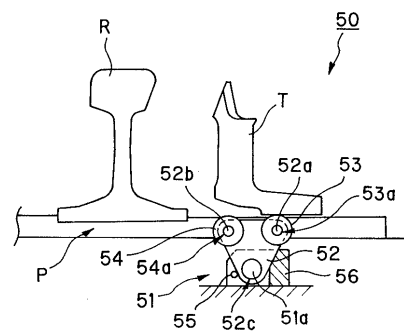
【 図 10 】



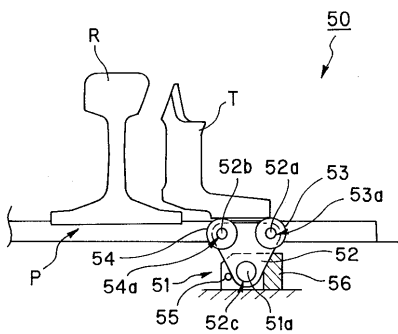
【 図 11 】



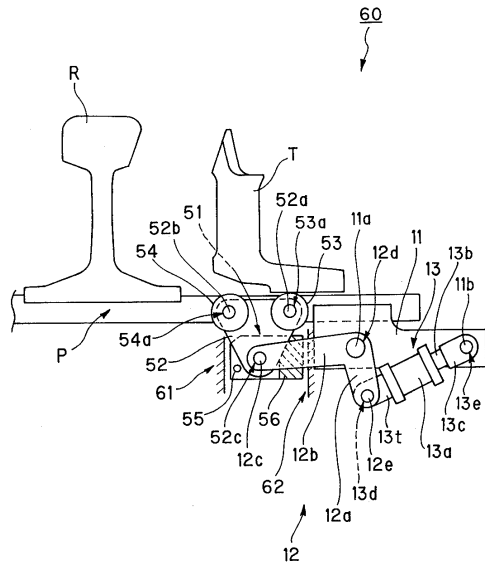
【 図 13 】



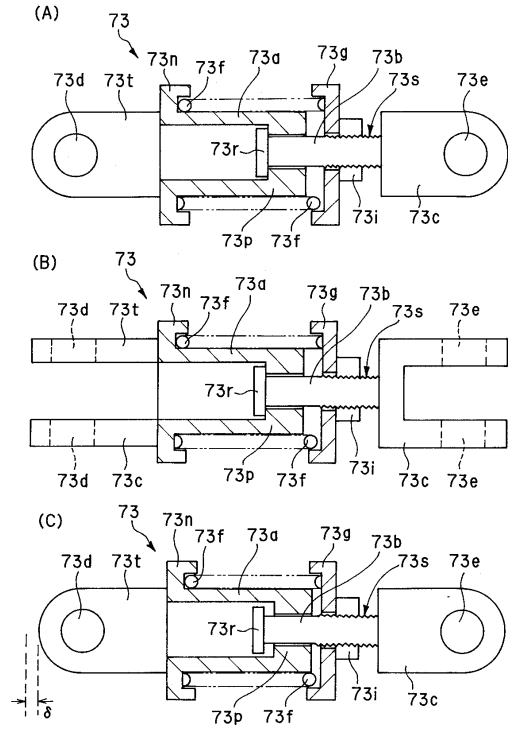
【 図 12 】



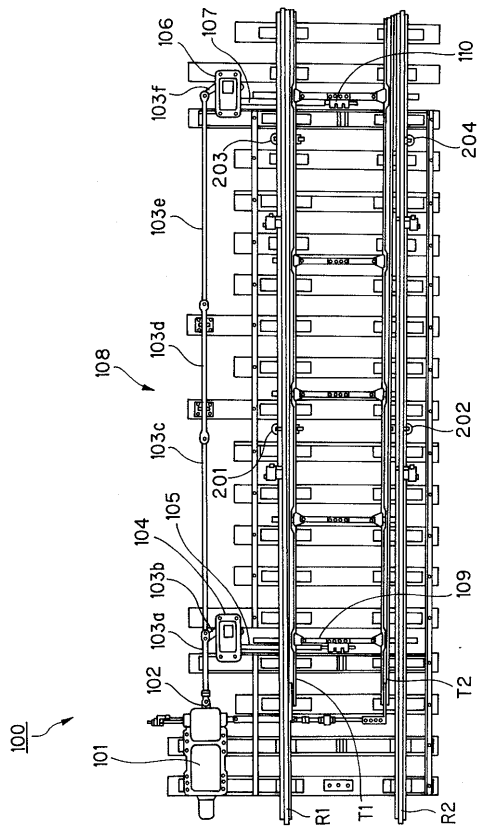
【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



【 図 1 7 】

