

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2006-151310

(P2006-151310A)

(43) 公開日 平成18年6月15日(2006.6.15)

(51) Int. Cl. F I テーマコード (参考)
B 6 1 F 5/00 (2006.01) B 6 1 F 5/00 Z
B 6 1 F 9/00 (2006.01) B 6 1 F 9/00

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2004-348194 (P2004-348194)
 (22) 出願日 平成16年12月1日 (2004. 12. 1)

(71) 出願人 000173784
 財団法人鉄道総合技術研究所
 東京都国分寺市光町2丁目8番地38
 (74) 代理人 100100413
 弁理士 渡部 温
 (72) 発明者 官本 岳史
 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
 (72) 発明者 前橋 栄一
 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

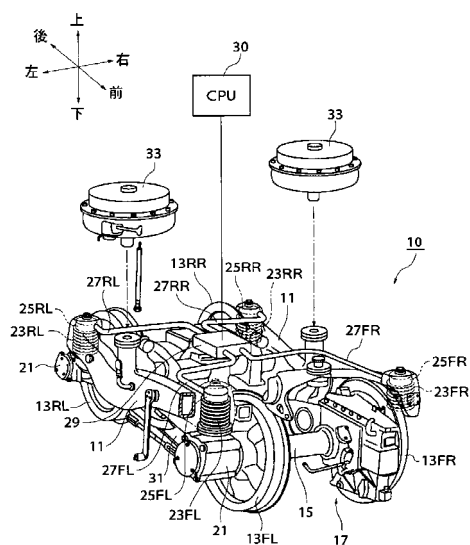
(54) 【発明の名称】 鉄道車両用台車

(57) 【要約】

【課題】 輪重アンバランスを抑制することのできる鉄道車両用台車を提供する。

【解決手段】 台車10の台車枠11と各軸バネ23の間には、各々油圧シリンダ25が設けられている。これら各々の油圧シリンダ25の受圧室間、連通配管27で繋がれており、合流点にはバルブ29が設けられている。この台車10によれば、輪重の大きい車輪に対応する油圧シリンダにおいては、他の車輪に対応する油圧シリンダよりも圧力が高くなるので、この油圧シリンダから流れ出た圧油が連通配管を介して他の油圧シリンダに流れ込み、各油圧シリンダの受圧室内の圧力が均一化される。そして、油圧シリンダを介して車輪が下方方向に押されるので、車輪の輪重抜けが補償される。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

台車枠と、
 鉄道車輪、車軸、軸受け及び軸箱を含む輪軸組立体と、
 前記台車枠と前記各軸箱との間に介装された軸バネと、
 を備える鉄道車両用台車であって、
 前記台車枠と前記各軸バネの間、又は、前記各軸箱と前記各軸バネの間に各々設けられた油圧シリンダと、
 これら各々の油圧シリンダの受圧室間を繋ぐ連通配管と、
 をさらに備えることを特徴とする鉄道車両用台車。

10

【請求項 2】

前記連通配管中に絞りが設けられていることを特徴とする請求項 1 記載の鉄道車両用台車。

【請求項 3】

前記輪軸組立体が、前記台車枠の前後に一組ずつ設けられており、
 前記油圧シリンダが、各輪軸組立体の左右に設けられており、
 前記連通配管が、前記油圧シリンダの各受圧室を各々連通するように繋がれていることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の鉄道車両用台車。

【請求項 4】

前記連通配管中に、前記油圧シリンダの各受圧室間の各連通ルートを切り換え可能な切
 換手段が設けられていることを特徴とする請求項 3 記載の鉄道車両用台車。

20

【請求項 5】

前記絞りが可変絞りであり、
 該可変絞りが、前記各油圧シリンダに対応して、前記連通配管中に各々設けられていることを特徴とする請求項 3 又は 4 記載の鉄道車両用台車。

【請求項 6】

前記切換手段の切り換えと前記可変絞りの絞り量の可変とを行う遠隔操作バルブが、前記連通配管の各連通ルートの合流点に設けられていることを特徴とする請求項 5 記載の鉄道車両用台車。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

本発明は、鉄道車体・荷重を支持してレール上を走行する鉄道車両用台車に関する。特には、輪重アンバランスを抑制することのできる鉄道車両用台車に関する。

【背景技術】

【0002】

まず、図 8 を参照して、一般的な鉄道車両の台車の曲線区間走行時の挙動について説明する。

図 8 (A) は一般的な鉄道車両が急な曲線区間を走行するときにおける台車と車輪の状態を模式的に示す平面図であり、図 8 (B) は出口側緩和曲線走行時の内外軌のレールと車輪との関係を模式的に示す側面図である。

40

図 8 (A) には、急な曲線区間 (内軌 R I ・外軌 R O) を矢印方向に走行する鉄道車両の台車 1 1 1 が模式的に示されている。ここに示す曲線区間は、入口側緩和曲線部 C 1 と、円曲線部 C 2 と、出口側緩和曲線部 C 3 とからなる。台車 1 1 1 は、入口側緩和曲線部 C 1 から円曲線部 C 2 を経て出口側緩和曲線部 C 3 へと走行する。

【0003】

ここで、緩和曲線においては、曲線出口に近づいて軌道の曲率半径が大きくなるに連れ、軌道のカント (内軌 R I から外軌 R O に向かう昇り傾斜) が小さくなるようになっており、軌道の捩れ (等価的な平面性の狂い) が存在する。そのため、台車 1 1 1 が出口側緩和曲線部 C 3 を走行する際には、図 8 (B) に示すように、外軌 R O 側の先頭車輪 1 1 5

50

FLがレール頂面から浮き上がり、他の3つの車輪115FR、115RL、115RRのみがレールに接した3車輪支持の状態が起こり易い。このような3車輪支持は、車輪のレールへの乗り上がり脱線を誘発し易い。

【0004】

このような3車輪支持の状態を抑制する対策として、従来は、例えば非特許文献1に記載されているようなつり合い梁式のイコライザーを台車に設けることもあった。このつり合い梁式のイコライザーは、台車の前後の軸箱間に架け渡すように取り付けられ、イコライザーと台車枠との間にはコイルバネ（軸バネ）が介装される。このようなつり合い梁式のイコライザーを設けると、台車の前後の車軸に荷重を分担させ、各車輪をレール頂面に追従させることができるので、走行安定性を改善することができる。

10

【0005】

【非特許文献1】伊原一夫著、『鉄道車両メカニズム図鑑』、第4章「台車のメカニズム」、219ページ、図L、グランプリ出版刊

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところが、前述したつり合い梁式のイコライザーを設けると、台車のバネ下荷重（コイルバネ（軸バネ）の下側の荷重）が重くなる。バネ下荷重が重くなると、車両走行時の車体振動が増える傾向にあるため、乗り心地の悪化等を招くおそれがある。そのため、現在の国内鉄道車両では、つり合い梁式のイコライザーはほとんど用いられておらず、その代替手段が求められている。

20

【0007】

本発明は、前記の課題に鑑みてなされたものであって、車両の出口側緩和曲線走行時における3車輪支持の状態等、輪重アンバランスを抑制することのできる鉄道車両用台車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】

【0008】

本発明の鉄道車両用台車は、台車枠と、鉄道車輪、車軸、軸受け及び軸箱を含む輪軸組立体と、前記台車枠と前記各軸箱との間に介装された軸バネと、を備える鉄道車両用台車であって、前記台車枠と前記各軸バネの間、又は、前記各軸箱と前記各軸バネの間

30

【0009】

この発明によれば、輪重の大きい車輪に対応する油圧シリンダにおいては、他の車輪に対応する油圧シリンダよりも圧力が高くなるので、この油圧シリンダから流れ出た圧油が連通配管を介して他の油圧シリンダに流れ込み、各油圧シリンダの受圧室内の圧力が均一化される。例えば、台車の走行中に輪重抜けが生じて、ある車輪がレール頂面から浮き上がった際、油圧シリンダを台車枠と各軸バネの間に設けた場合には、この浮き上がった車輪に対応した油圧シリンダの受圧室内に圧油が流れ込み、軸バネが押し下げられる。一方、油圧シリンダを各軸箱と各軸バネの間に設けた場合には、油圧シリンダで軸箱が下に押

40

【0010】

さらに、油圧シリンダを台車枠と各軸バネの間に設けた場合は、油圧シリンダの重量がバネ下荷重とはならないので、車体振動の増加等を引き起こさずに済む。なお、油圧シリンダを各軸箱と各軸バネの間に設けた場合も、バネ下荷重の増加は油圧シリンダ分のみであるので、前述したつり合い梁式のイコライザー等を用いる場合に比べて、バネ下荷重の増加は微々たるものである。

【0011】

本発明の鉄道車両用台車においては、前記連通配管中に絞りが設けられていることがで

50

きる。

この場合、絞りによって、各油圧シリンダの受圧室間差圧に応じて流れる圧油の高周波成分がカットされることとなる。そのため、例えばレール継ぎ目振動等により受圧室間で圧力差が生じた場合等は、各油圧シリンダの受圧室間で圧油の流れがほとんど起こらず、油圧シリンダが余分に動作することがない。

【0012】

本発明の鉄道車両用台車においては、前記輪軸組立体が、前記台車枠の前後に一組ずつ設けられており、前記油圧シリンダが、各輪軸組立体の左右に設けられており、前記連通配管が、前記油圧シリンダの各受圧室を各々連通するように繋がれているものとすることができる。

10

ここで、前後とは台車の走行するレールの長手方向（車両の進行方向前後）をいい、左右とは台車の幅方向左右をいう。

この場合、1台車中の4車輪のそれぞれについて、輪重抜けを補償することができる。

【0013】

本発明の鉄道車両用台車においては、前記連通配管中に、前記油圧シリンダの各受圧室間の各連通ルートを切り換え可能な切換手段が設けられていることができる。

実際の鉄道車両の台車においては、左右の輪重アンバランスが最も起こり易い。そこで、切換手段により適宜連通ルートを切り換えて、左右の連通状態のみを確保したとしても、十分な輪重抜け補償効果を得ることができる。

【0014】

本発明の鉄道車両用台車においては、前記絞りが可変絞りであり、該可変絞りが、前記各油圧シリンダに対応して、前記連通配管中に各々設けられていることができる。

20

この場合、各油圧シリンダに繋がる連通配管の絞り量をそれぞれ変えることができるので、圧油の流れ量をコントロールし易くなる。

【0015】

本発明の鉄道車両用台車においては、前記切換手段の切り換えと前記可変絞りの絞り量の可変とを行う遠隔操作バルブが、前記連通配管の各連通ルートの合流点に設けられていることができる。

この場合、遠隔操作バルブを用いることで、以下のような車両走行状態に応じた輪重抜け補償を実現することができる。

30

【0016】

・エンジンモーター付きの動力台車を備える車両の加速時には、台車の前側が浮き上がり易く、台車の後側の輪重が増加し易い。そこで、この場合は、前後方向の連通ルートに切り換え、可変絞りの絞り量を弱めることで、台車の後側から前側へと圧油が流れ易くなり、台車前後の輪重アンバランスを素早く補償できる。

・車両の力行時や制動時には前後方向の連通ルートの絞り量を弱め、カント付き軌道走行時には左右方向の連通ルートの絞り量を弱めることで、前述と同様に輪重アンバランスを適切に補償できる。

・振子式車両等に適用される台車は、地点情報に基づき、直線軌道の走行時には左右方向の連通ルートの絞り量を強め、曲線軌道の走行時には左右方向の連通ルートの絞り量を弱める。これにより、出口側緩和曲線部走行時の外軌側先頭車輪の浮き上がり等を抑制できる。

40

【発明の効果】

【0017】

本発明によれば、輪重アンバランスを抑制することのできる鉄道車両用台車を提供することができる。

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、本発明の実施の形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

まず、本発明に係る鉄道車両用台車の基本構造として、ボルスタレス台車を用いた場合

50

について述べる。

図 1 は、本発明の一実施の形態に係るボルスタレス台車を示す斜視図である。

図 2 (A) は本実施の形態に係る鉄道車両用台車の軸受け部分 (台車枠、油圧シリンダ、軸バネ、軸箱) を示す模式図であり、図 2 (B) は同軸受け部分の他の形態を示す模式図である。

図 3 及び図 4 は、同鉄道車両用台車のバルブの制御動作を示すフローチャートである。

図 5 (A) は車両加速時の台車の挙動を示す模式図であり、図 5 (B) は輪重アンバランス補償後の台車の状態を示す模式図である。

なお、以下の説明において、前後、上下、左右は、特に断らない限り図 1 における矢印方向を指すものとする。

10

【 0 0 1 9 】

図 1 に示すボルスタレス台車 1 0 は、台車枠 1 1 を備えている。この台車枠 1 1 の前後下部には、車輪 1 3 と車軸 1 5 からなる輪軸 1 7 が設けられている。車輪 1 3 (1 3 F L ・ 1 3 F R 、 1 3 R L ・ 1 3 R R) は、各車軸 1 5 の左右両側に圧入されて固定されている。各車輪 1 3 の外側において、車軸 1 5 の両端部には軸箱 (軸受けを含む) 2 1 が外嵌されている。各軸箱 2 1 上には、各々軸バネ 2 3 (2 3 F L 、 2 3 F R 、 2 3 R L 、 2 3 R R) が設けられている。そして、各軸バネ 2 3 F L 、 2 3 F R 、 2 3 R L 、 2 3 R R の上座と台車枠 1 1 の前後左右端部下面との間には、各々油圧シリンダ 2 5 F L 、 2 5 F R 、 2 5 R L 、 2 5 R R が設けられている。

【 0 0 2 0 】

図 2 (A) に示すように、各油圧シリンダ 2 5 は、シリンダ本体 2 5 a 上端が台車枠 1 1 の下面に固定されるとともに、ピストンロッド 2 5 b 下端が軸バネ 2 3 の上座に固定されている。なお、図 2 (B) に示すように、各油圧シリンダ 2 5 は、シリンダ本体 2 5 a 上端を軸バネ 2 3 の下座に固定するとともに、ピストンロッド 2 5 b 下端を軸箱 2 1 上端に固定し、各軸箱 2 1 と各軸バネ 2 3 との間に設けることもできる。図 2 (A) の場合は、油圧シリンダ 2 5 がバネ下荷重とはならないので、車体振動や軌道への衝撃振動を増加させずに済む利点がある。

20

【 0 0 2 1 】

図 1 に示すように、各油圧シリンダ 2 5 F L 、 2 5 F R 、 2 5 R L 、 2 5 R R の受圧室からは、各々連通配管 2 7 F L 、 2 7 F R 、 2 7 R L 、 2 7 R R が伸び出ている。これら連通配管 2 7 は台車枠 1 1 の中央部で合流しており、この合流点にはバルブ 2 9 が設けられている。このバルブ 2 9 は、各油圧シリンダ 2 5 の受圧室間の連通ルートを切り換える切替機能と、各連通配管 2 7 の絞り量を変える可変絞り機能とを兼ね備えている。バルブ 2 9 は、C P U 3 0 からの命令に基づく遠隔操作が可能である。この C P U 3 0 は、図 3 又は図 4 に示すフローチャートに基づき、バルブ 2 9 の切り換え・絞り量可変を制御する。

30

【 0 0 2 2 】

ここで、C P U 3 0 によるバルブ 2 9 の制御フローについて説明する。

図 3 に示すように、まずステップ S 1 で該当する台車がエンジンモーター付きの動力台車であるか否かが判定され、Y E S であればステップ S 2 へと移行し、N O であればステップ S 4 へと移行する。ステップ S 2 では、車両が加速時であるか否かが判定され、Y E S の場合はステップ S 3 へと移行し、N O の場合はステップ S 1 へと戻る。

40

【 0 0 2 3 】

ここで、図 5 (A) に示すように、エンジンモーター付きの動力台車を備える車両の加速時には、台車 1 1 の前側が浮き上がり易く、台車 1 1 の後側の車輪 1 3 R R (1 3 R L) の輪重が増加して、油圧シリンダ 2 5 R R (2 5 R L) の受圧室内の圧力が高くなり易い。これに対し、ステップ S 3 では、バルブ 2 9 を前後方向の連通ルート (2 7 F L 2 7 R L 、 2 7 F R 2 7 R R) のみに切り換え、可変絞りの絞り量を弱めて前後方向に圧油を流れ易くする。すると、圧力の高い後側の油圧シリンダ 2 5 R R (2 5 R L) の受圧室内から、圧力の低い前側の油圧シリンダ 2 5 F R (2 5 F L) 内へと圧油がより流れ易

50

くなる。その結果、圧油の流れ込んだ油圧シリンダ 25FR (25FL) で前側の軸バネ 23FR (23FL) が押し下げられ、車輪 13FR (13FL) が下方方向に押されることとなるので、図 5 (B) に示すように、台車 11 前後の輪重アンバランスを素早く補償できる。

【0024】

ステップ S 2 で NO と判定 (つまり該当する台車がエンジンモーター付きの動力台車ではない) されてステップ S 4 へと移行すると、ここでは車両が力行時又は制動時であるか否かが判定され、YES の場合はステップ S 3 へと移行し、NO の場合はステップ S 5 へと移行する。車両の力行時又は制動時には、図 5 (A) の場合とは逆に、台車 11 の前側の車輪 13FR (13FL) の輪重が増加しやすい。この場合は、前述したステップ S 3 10
の制御により、圧力の高い前側の油圧シリンダ 25FR (25FL) の受圧室内から、圧力の低い後側の油圧シリンダ 25RR (25RL) の受圧室内へと圧油がより流れ易くなる。その結果、圧油の流れ込んだ油圧シリンダ 25RR (25RL) で後側の軸バネ 23RR (23RL) が押し下げられ、車輪 13RR (13RL) が下方方向に押されることとなるので、図 5 (B) に示すように、台車 11 前後の輪重アンバランスを素早く補償できる。

【0025】

ステップ S 4 で NO と判定されてステップ S 5 へと移行すると、ここでは車両がカント付き軌道への進入時であるか否かが判定される。ステップ S 5 で YES の場合 (カント付き軌道への進入時である場合) はステップ S 6 と移行し、前後方向の連通ルート (27FL 27RL、27FR 27RR) の絞り量を強め、左右方向の連通ルート (27FL 27FR、27RL 27RR) の絞り量を弱める。カント付き軌道の走行時には、左右の車輪の輪重アンバランスが生じやすいが、ステップ S 6 の制御により、カント位置が低く輪重の大きい側の油圧シリンダの受圧室内から、カント位置が高く輪重の小さい側の油圧シリンダの受圧室内へと圧油が流れ易くなる。そのため、輪重の小さい側の車輪が下方方向に押され、台車 11 左右の輪重アンバランスを素早く補償できる。そして、左右の輪重アンバランスを補償できることで、図 8 を用いて前述したような、軌道の捩れ (等価的な平面性の狂い) に伴う 3 車輪支持の状態等も抑制することができる。

【0026】

一方、ステップ S 5 で NO の場合 (通常の直線軌道の走行時等の場合) はステップ S 7 30
へと移行し、前後左右の各連通ルートの絞り量を均一に強める。通常の直線軌道の走行時等、輪重アンバランスが起こり難い状況下では、強めの絞りによって各油圧シリンダ 25 間で流れる圧油の高周波成分がカットされる。そのため、レール継ぎ目振動等により各油圧シリンダ 25 の受圧室間で圧力差が生じた場合等には、各油圧シリンダ 25 の受圧室間で圧油の流れがほとんど起こらず、油圧シリンダ 25 が余分に動作することがない。

【0027】

さらに、いわゆる振子式車両等に適用される台車については、地点情報を用いることで、図 4 に示すような制御を行うこともできる。図 4 では、ステップ S 11 で地点情報を取り入れ、ステップ S 12 へと移行する。ステップ S 12 では、地点情報に基づき、曲線軌道の進入時であるか否かが判定され、YES の場合 (曲線軌道の場合) にはステップ S 1 40
3 で前後方向の連通ルート (27FL 27RL、27FR 27RR) の絞り量を強め、左右方向の連通ルート (27FL 27FR、27RL 27RR) の絞り量を弱める。これにより、前述のステップ S 6 (図 3) における制御と同様に、台車 11 左右の輪重アンバランスを素早く補償でき、3 車輪支持の状態等も抑制できる。一方、ステップ S 12 で NO の場合 (直線軌道の場合) は、ステップ S 14 で前後左右の各連通ルートの絞り量を均一に強める。これにより、前述のステップ S 7 (図 3) におけるのと同様に、油圧シリンダ 25 の余分な動作を抑制できる。

【0028】

図 1 に戻って、台車枠 11 と各軸箱 21 との間には、軸箱支持装置 31 が設けられている。台車枠 11 の左右上部には、この例では空気バネからなる枕バネ 33 が設けられてい 50

る。さらに、台車枠 11 の中央部において、両枕バネ 33 の間には、牽引装置（図示されず）が設けられている。ボルスタレス式台車 10 では、台車枠 11 上部の枕バネ 33 を介して直接車体が搭載され、車体荷重（車体自体の荷重及び車体内の積載荷重）は、左右の枕バネ 33 でそれぞれ約 50% ずつ均等に受け止められる。そして、このようなボルスタレス式台車 10 では、左右の枕バネ 33 のねじれにより、台車回転を許容する構造となっている。

【0029】

次に、ダイレクトマウント式ボルスタ付台車の場合について述べる。

図 6 は、本発明の一実施の形態に係るダイレクトマウント式ボルスタ付台車の側面部を主に示す斜視図である。

10

図 6 に示すダイレクトマウント式ボルスタ付台車 50 は、図 1 のボルスタレス式台車 10 と同様の機能を有する台車枠 51 や輪軸 57、軸箱 61、軸バネ 63、輪軸支持装置 71、枕バネ 73、牽引装置（図示されず）等を備えている。

【0030】

このダイレクトマウント式ボルスタ付台車 50 が前述のボルスタレス式台車 10 と比較して大きく異なる点は、台車枠 51 の前後方向中央部において、側受け（摺り板を含む）75 が設けられており、枕バネ 73 が揺れ装置（図示されず）上に搭載されており、さらに台車枠 51 に対して車体を留めるボルスタアンカ 79 が設けられていることである。ボルスタアンカ 79 により、車体と揺れ装置は台車枠 51 に対して同期回動可能となる。このダイレクトマウント式ボルスタ付台車 50 では、側受け 75 の摩擦抵抗やボルスタアンカ 79 の復元ばね特性等で、車両の蛇行動・ローリングの安定化が図られる。

20

【0031】

この台車 50 においても、各軸箱 61 上の軸バネ 63 上座と台車枠 51 の前後左右端部下面との間に、各々油圧シリンダ 65FL、65FR、65RL、65RR が設けられている。なお、この場合も前述した図 2（B）のように軸箱 61 と軸バネ 63 の間に各油圧シリンダ 65 を配置することができる。各油圧シリンダ 65FL、65FR、65RL、65RR の受圧室からは各々連通配管 67FL、67FR、67RL、67RR が延び出ており、これら連通配管 67 の合流点にはバルブ 69 が設けられている。このバルブ 69 は、CPU 70 からの命令（図 3 及び図 4 参照）に基づく遠隔操作が可能である。これら油圧シリンダ 65、連通配管 67、バルブ 69、CPU 70 は、前述したボルスタレス式台車 10 のものと同様の役割を果たす。

30

【0032】

次に、台車の軸箱がウイングバネ形式のものについて説明する。

図 7 は、本実施の形態に係るウイングバネ形式の軸箱付近の構成を示す側面図である。

図 7 に示すウイングバネ形式の軸箱 91 は、羽根状に張り出した一対のバネ座 92、92 を備えている。これらバネ座 92、92 は、軸箱 91 の下部から、図 7 中左右方向にそれぞれ張り出している。各バネ座 92、92 の上には各々軸バネ 23、23 が設けられており、各軸バネ 23、23 の上には各々油圧シリンダ 25、25 が設けられている。両油圧シリンダ 25、25 間は、配管 27 で連通接続されている。油圧シリンダ 25 には、さらに連通配管 27 が繋がっている。このように、ウイングバネ形式の軸箱 91 においては、各軸バネ 23、23 に対応して油圧シリンダ 25、25 を設け、これら両者間を配管 27 で連通接続する。

40

【0033】

図 6 のダイレクトマウント式ボルスタ付台車 50 や、図 7 のウイングバネ形式の軸箱 91 を備える台車の場合も、前述のボルスタレス式台車 10 と同様に、各車輪 53FL、53FR、53RL、53RR の輪重アンバランスを補償でき、3車輪支持の状態等を抑制できる。

【0034】

なお、通勤電車車両を例に採ると、車内が空の状態における車両の平均輪重は 1 輪当たり約 4 ton 程度であり、満員状態における車両の平均輪重は 1 輪当たり約 5.5 ton

50

程度である。そこで、通勤電車車両の台車に本発明を適用し、軸バネ 23 のバネ定数を一例で 1000 kgf / cm に設定すると、各油圧シリンダ 25 のストロークが 1 cm であっても 1 ton 程度の輪重補償が可能となる。したがって、本発明は、実用的に相当程度有効であるといえる。

【図面の簡単な説明】

【0035】

【図1】本発明の一実施の形態に係るボルスタレス台車を示す斜視図である。

【図2】図2(A)は本実施の形態に係る鉄道車両用台車の軸受け部分(台車枠、油圧シリンダ、軸バネ、軸箱)を示す模式図であり、図2(B)は同軸受け部分の他の形態を示す模式図である。

10

【図3】同鉄道車両用台車のバルブの制御動作を示すフローチャートである。

【図4】同鉄道車両用台車のバルブの制御動作を示すフローチャートである。

【図5】図5(A)は車両加速時の台車の挙動を示す模式図であり、図5(B)は輪重アンバランス補償後の台車の状態を示す模式図である。

【図6】本発明の一実施の形態に係るダイレクトマウント式ボルスタ付台車の側面部を主に示す斜視図である。

【図7】本実施の形態に係るウイングバネ形式の軸箱付近の構成を示す側面図である。

【図8】図8(A)は一般的な鉄道車両が急な曲線区間を走行するときにおける台車と車輪の状態を模式的に示す平面図であり、図8(B)は出口側緩和曲線走行時の内外軌のレールと車輪との関係を模式的に示す側面図である。

20

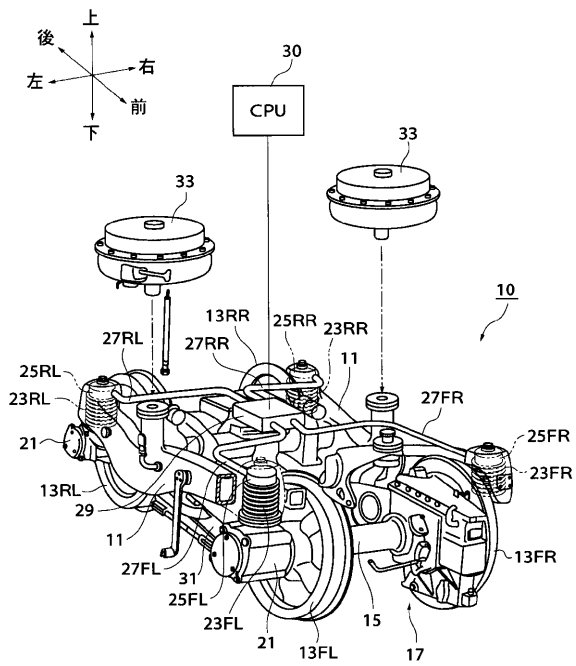
【符号の説明】

【0036】

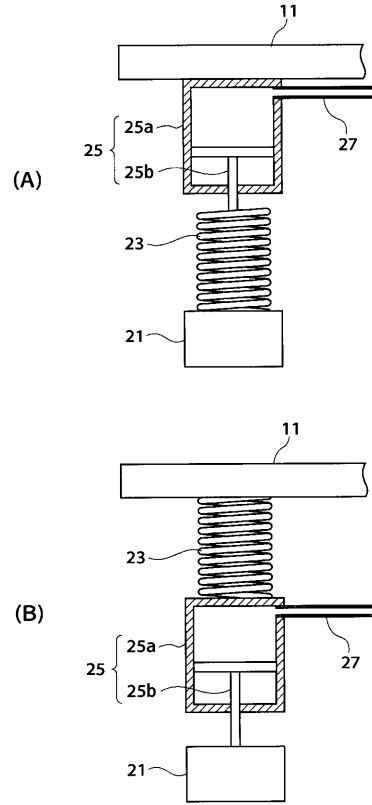
10	ボルスタレス台車	11	台車枠
13	(13FL・13FR、13RL・13RR)		車輪
15	車軸	17	輪軸
21	軸箱		
23	(23FL、23FR、23RL、23RR)		軸バネ
25	(25FL、25FR、25RL、25RR)		油圧シリンダ
25a	シリンダ本体	25b	ピストンロッド
27	(27FL、27FR、27RL、27RR)		連通配管
29	バルブ	30	CPU
50	ダイレクトマウント式ボルスタ付台車	51	台車枠
57	輪軸	61	軸箱
63	軸バネ		
65	(65FL、65FR、65RL、65RR)		油圧シリンダ
67	(67FL、67FR、67RL、67RR)		連通配管
69	バルブ	70	CPU
91	(ウイングバネ形式の)軸箱	92	、92
			バネ座

30

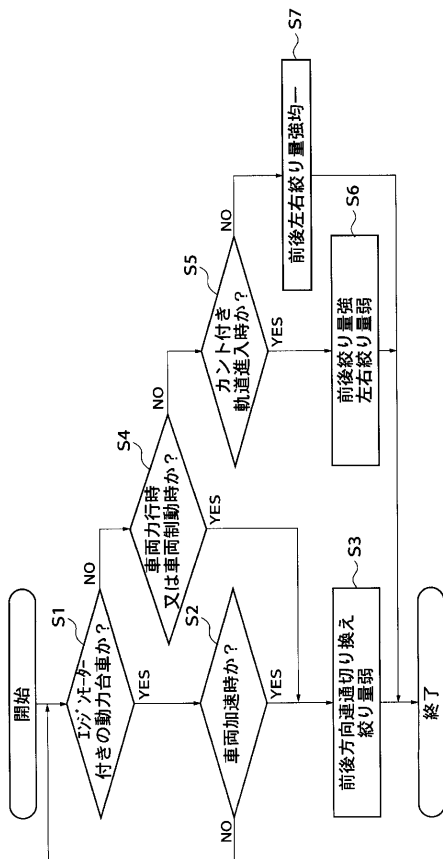
【 図 1 】



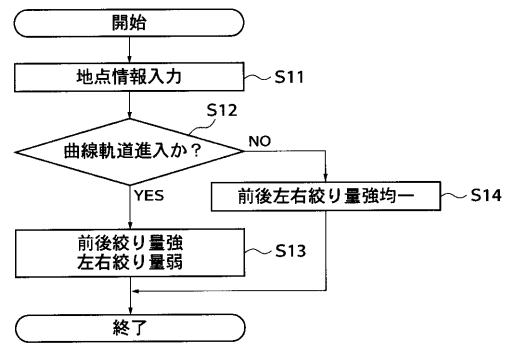
【 図 2 】



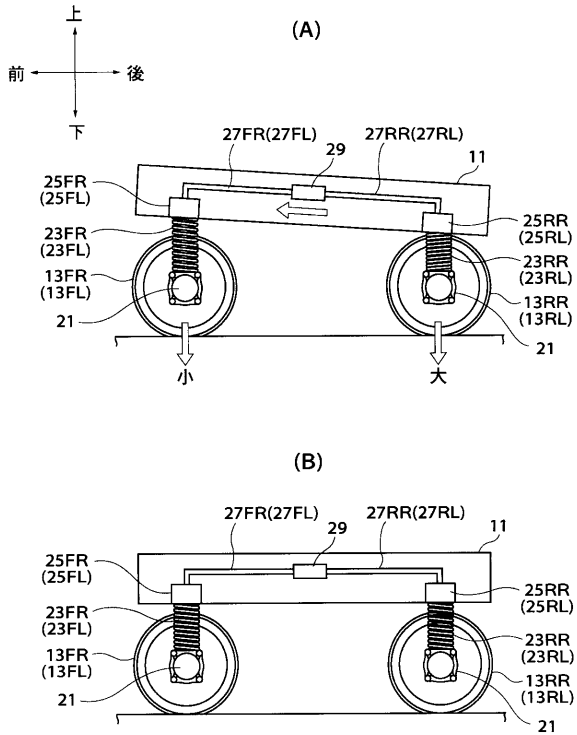
【 図 3 】



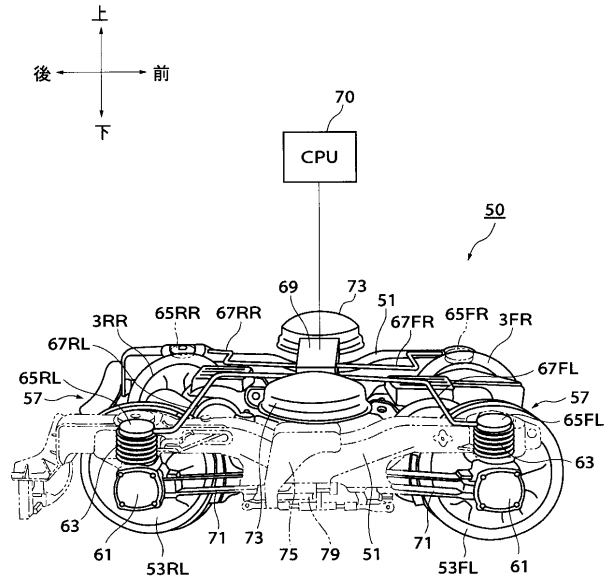
【 図 4 】



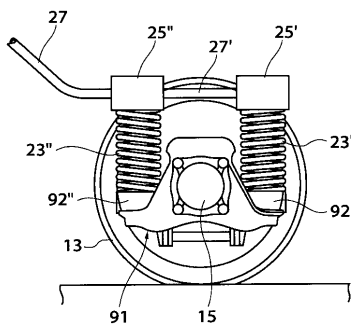
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】

