

(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2006-347350

(P2006-347350A)

(43) 公開日 平成18年12月28日(2006.12.28)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
B 6 1 C 9/12 (2006.01)	B 6 1 C 9/12	3 J 0 2 7
B 6 1 F 3/04 (2006.01)	B 6 1 F 3/04	
F 1 6 H 48/08 (2006.01)	F 1 6 H 48/08	Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2005-175711 (P2005-175711)	(71) 出願人	000004617 日本車輛製造株式会社 愛知県名古屋市熱田区三本松町1番1号
(22) 出願日	平成17年6月15日(2005.6.15)	(74) 代理人	100103045 弁理士 兼子 直久
		(74) 代理人	100127605 弁理士 伊藤 愛
		(74) 代理人	100129447 弁理士 橋本 努
		(72) 発明者	加藤 達名 名古屋市熱田区三本松町1番1号 日本車輛製造株式会 社内
		Fターム(参考)	3J027 FA17 FB01 HA05 HB07 HB11 HC29

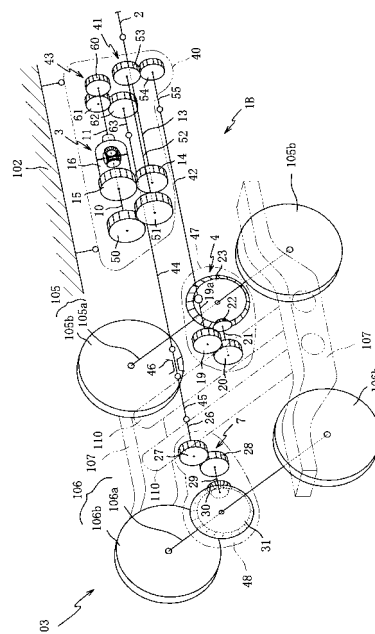
(54) 【発明の名称】 2輪軸動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 前後の車輪が車輪径差を有することによって生ずる弊害を抑制して、車輪径差を管理するための負担を軽減することができる2輪軸動力伝達装置を提供すること。

【解決手段】 車輪105bと車輪106bとの車輪径に差がある場合には、差動歯車機構3によって、車輪径が小さい方の車輪が車輪径が大きい方の車輪に比べて速く回転するので、どちらかの車輪に滑りが発生し、減速機を構成する歯車に過大な荷重がかかり、減速機が破損するという弊害が発生するのが抑制される。また、差動歯車機構3を収容ケース40を介して車体102に懸架させることで、台車103を構成する部材に差動歯車機構3を支持させる場合に比べて差動歯車機構3にかかる衝撃を緩和させる。

【選択図】 図6



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

1つの原動機から出力される回転力を1台の台車に備えられている第1輪軸と第2輪軸とに伝達する2輪軸動力伝達装置において、

前記第1輪軸と連結され回転速度を減じて前記第1輪軸に回転力を伝達する第1減速機と、

前記第2輪軸と連結され前記第1減速機と同じ減速比で回転速度を減じて前記第2輪軸に回転力を伝達する第2減速機と、

前記台車に支持される車体に懸架され前記第1輪軸の車輪径と前記第2輪軸の車輪径とに差がある場合に小さい方の車輪が大きい方の車輪よりも速く回転するように前記第1減速機構と前記第2減速機構とに回転力を分配して伝達する差動歯車機構とを備えていることを特徴とする2輪軸動力伝達装置。

10

【請求項 2】

前記1つの原動機から出力される回転力を前記差動歯車機構に伝達する第1推進軸を備え、

前記差動歯車機構は、前記第1推進軸と連結され前記第1推進軸から伝達される回転力を入力する入力軸と、前記第1減速機に伝達される回転力を出力する第1出力軸と、その第1出力軸が延出する方向とは反対方向に延出して前記第2減速機に伝達される回転力を出力する第2出力軸とを備え、前記第1出力軸と前記第2出力軸とが前記第1推進軸と略平行になるように配置されていることを特徴とする請求項1に記載の2輪軸動力伝達装置。

20

【請求項 3】

前記差動歯車機構は、前記第1出力軸と前記第2出力軸との中心軸が前記第1輪軸の車軸と前記第2輪軸の車軸とに対して略直交するように前記第2減速機との間に前記第1減速機を挟んで、且つ、前記台車と重複しない位置に配置されており、

前記第1出力軸と前記第2出力軸との少なくとも一方に連結され、前記第1出力軸または前記第2出力軸から出力される回転力を前記中心軸から離れる方向に伝達する中継歯車機構と、

前記中継歯車機構と前記第1出力軸とのいずれかと前記第1減速機とに連結され前記第1出力軸から伝達される回転力を前記第1減速機に伝達する第2推進軸と、

30

前記中継歯車機構と前記第2出力軸とのいずれかと前記第2減速機とに連結され前記第2出力軸から伝達される回転力を前記第2減速機に伝達する推進軸機構とを備えていることを特徴とする請求項2に記載の2輪軸動力伝達装置。

【請求項 4】

前記差動歯車機構は、前記第1出力軸と前記第2出力軸との中心軸と前記第1推進軸と前記第2推進軸との中心軸との高さが異なるように配置されており、

前記中継歯車機構は、前記第1出力軸と前記第2出力軸との両方に連結されており、その内少なくとも一方は、前記第1出力軸または前記第2出力軸に固設される第1歯車と、その第1歯車の回転軸に対して高さが異なる回転軸を有する少なくとも1以上の第2歯車とを噛み合わせて構成されていることを特徴とする請求項3に記載の2輪軸動力伝達装置。

40

【請求項 5】

前記中継歯車機構と前記差動歯車機構とは前記車体に取付けられている収容ケース内に一緒に収容されており、

前記差動歯車機構は、前記収容ケースを介して前記車体に懸架されていることを特徴とする請求項3又は4に記載の2輪軸動力伝達装置。

【請求項 6】

前記推進軸機構は、前記中継歯車機構と前記第2出力軸とのいずれかに連結され前記中継歯車機構と前記第2出力軸とのいずれかから伝達される回転力を前記第2減速機側に伝達する第3推進軸と、前記第2減速機と連結され前記第3推進軸側から伝達される回転力

50

を前記第2減速機に伝達する第4推進軸と、前記第3推進軸と前記第4推進軸とに連結され前記第3推進軸から伝達される回転力を前記第4推進軸に伝達する中継継手とを備え、

前記中継継手は、前記台車の台車枠または前記第1減速機に支持されていることを特徴とする請求項3から5のいずれかに記載の2輪軸動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、前後の車輪が車輪径差を有することによって生ずる弊害を抑制して、車輪径差を管理するための負担を軽減することができる2輪軸動力伝達装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来より、1の車体を各台車毎に2組の輪軸を備えた2台の台車によって支持して構成されるディーゼル動車が知られている。このタイプのディーゼル動車では、力行時の車輪の空転を防止するために1車両合計4組の輪軸のうち2組以上の輪軸を駆動する必要があった。

【0003】

2組以上の輪軸を駆動する方法としては、各台車の1輪軸だけを駆動する1輪軸駆動方式と、1の台車の2輪軸を駆動する2輪軸駆動方式とがある。1輪軸駆動方式はエンジンを含む動力装置が1車両につき2組使用され、2輪軸駆動方式は動力装置が1車両につき1組使用される。そのため、2輪軸駆動方式は、1輪軸駆動方式に比べ、エンジン出力を大きくとる必要はあるものの動力装置が1組だけですむので製造コストやメンテナンスコストを低減することができ、また、床下スペースにも余裕が出来るので、メンテナンス時のアクセススペースとして利用することができるという有利な点があった。

【0004】

この2輪軸駆動方式は、例えば、次の特許文献1に開示されているように、車体に取り付けられた1つのエンジンから第1推進軸、第1減速機を介して第1輪軸に回転力が伝達されるとともに、第1減速機に連結されている第2推進軸、第2減速機を介して第2輪軸に回転力が伝達される。

【0005】

一方、2輪軸駆動方式では、第1減速機を介して第1輪軸に伝達される回転数と、第2減速機を介して第2輪軸に伝達される回転数とは同じになるように構成されているので、2組の輪軸のうち一方の輪軸の車輪径と他方の輪軸の車輪径とに差がある場合には、どちらかの車輪に滑りが発生し、この滑りが大きくなると減速機を構成する歯車に過大な荷重がかかり、場合によっては破損に至る恐れがあった。そこで、車輪の車輪径差については特別に管理することが要求されており、日本では、一般的に車輪径差が1mm以内になるように管理されている。

【特許文献1】特開平9-323648号公報(第2頁, 図5, 図6, 図7等)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、2輪軸駆動方式を採用する上で、上述したように車輪径差を管理するのはメンテナンスにかかる負担を増大させるという問題点があった。尚、海外の鉄道会社では車輪径差を管理することが受け入れられない場合もあり、かかる場合には2輪軸駆動方式を採用することができず1輪軸駆動方式を採用せざるを得ないという状況があった。

【0007】

本発明は、上述した問題点を解決するためになされたものであり、前後の車輪が車輪径差を有することによって生ずる弊害を抑制して、車輪径差を管理するための負担を軽減することができる2輪軸動力伝達装置を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0008】

10

20

30

40

50

この目的を達成するために、請求項 1 記載の 2 輪軸動力伝達装置は、1 つの原動機から出力される回転力を 1 台の台車に備えられている第 1 輪軸と第 2 輪軸とに伝達するものであって、前記第 1 輪軸と連結され回転速度を減じて前記第 1 輪軸に回転力を伝達する第 1 減速機と、前記第 2 輪軸と連結され前記第 1 減速機と同じ減速比で回転速度を減じて前記第 2 輪軸に回転力を伝達する第 2 減速機と、前記台車に支持される車体に懸架され前記第 1 輪軸の車輪径と前記第 2 輪軸の車輪径とに差がある場合に小さい方の車輪が大きい方の車輪よりも速く回転するように前記第 1 減速機構と前記第 2 減速機構とに回転力を分配して伝達する差動歯車機構とを備えている。

【0009】

請求項 2 記載の 2 輪軸動力伝達装置は、請求項 1 記載の 2 輪軸動力伝達装置において、前記 1 つの原動機から出力される回転力を前記差動歯車機構に伝達する第 1 推進軸を備え、前記差動歯車機構は、前記第 1 推進軸と連結され前記第 1 推進軸から伝達される回転力を入力する入力軸と、前記第 1 減速機に伝達される回転力を出力する第 1 出力軸と、その第 1 出力軸が延出する方向とは反対方向に延出して前記第 2 減速機に伝達される回転力を出力する第 2 出力軸とを備え、前記第 1 出力軸と前記第 2 出力軸とが前記第 1 推進軸と略平行になるように配置されている。

10

【0010】

請求項 3 記載の 2 輪軸動力伝達装置は、請求項 2 に記載の 2 輪軸動力伝達装置において、前記差動歯車機構は、前記第 1 出力軸と前記第 2 出力軸との中心軸が前記第 1 輪軸の車軸と前記第 2 輪軸の車軸とに対して略直交するように前記第 2 減速機との間に前記第 1 減速機を挟んで配置されており、前記第 1 出力軸と前記第 2 出力軸との少なくとも一方に連結され、前記第 1 出力軸または前記第 2 出力軸から出力される回転力を前記中心軸から離れる方向に伝達する中継歯車機構と、前記中継歯車機構と前記第 1 出力軸とのいずれかと前記第 1 減速機とに連結され前記第 1 出力軸から伝達される回転力を前記第 1 減速機に伝達する第 2 推進軸と、前記中継歯車機構と前記第 2 出力軸とのいずれかと前記第 2 減速機とに連結され前記第 2 出力軸から伝達される回転力を前記第 2 減速機に伝達する推進軸機構とを備えている。

20

【0011】

請求項 4 記載の 2 輪軸動力伝達装置は、請求項 3 に記載の 2 輪軸動力伝達装置において、前記差動歯車機構は、前記第 1 出力軸と前記第 2 出力軸との中心軸と前記第 1 推進軸と前記第 2 推進軸との中心軸との高さが異なるように配置されており、前記中継歯車機構は、前記第 1 出力軸と前記第 2 出力軸との両方に連結されており、その内少なくとも一方は、前記第 1 出力軸または前記第 2 出力軸に固設される第 1 歯車と、その第 1 歯車の回転軸に対して高さが異なる回転軸を有する少なくとも 1 以上の第 2 歯車とを噛み合わせて構成されている。

30

【0012】

請求項 5 記載の 2 輪軸動力伝達装置は、請求項 3 又は 4 に記載の 2 輪軸動力伝達装置において、前記中継歯車機構と前記差動歯車機構とは前記車体に取付けられている収容ケース内に一緒に収容されており、前記差動歯車機構は、前記収容ケースを介して前記車体に懸架されている。

40

【0013】

請求項 6 記載の 2 輪軸動力伝達装置は、請求項 3 から 5 のいずれかに記載の 2 輪軸動力伝達装置において、前記推進軸機構は、前記中継歯車機構と前記第 2 出力軸とのいずれかに連結され前記中継歯車機構と前記第 2 出力軸とのいずれかから伝達される回転力を前記第 2 減速機側に伝達する第 3 推進軸と、前記第 2 減速機と連結され前記第 3 推進軸側から伝達される回転力を前記第 2 減速機に伝達する第 4 推進軸と、前記第 3 推進軸と前記第 4 推進軸とに連結され前記第 3 推進軸から伝達される回転力を前記第 4 推進軸に伝達する中継継手とを備え、前記中継継手は、前記台車の台車枠または前記第 1 減速機に支持されている。

【発明の効果】

50

【0014】

請求項1記載の2輪軸動力伝達装置によれば、第1輪軸の車輪径と第2輪軸の車輪径とに差がある場合、差動歯車機構によって、車輪径が小さい方の車輪が車輪径が大きい方の車輪よりも速く回転するので、車輪径差を有する場合であっても、どちらかの車輪に滑りが発生し、減速機を構成する歯車に過大な荷重がかかり、減速機が破損するという弊害が発生するのを抑制することができる。また、かかる弊害を抑制できる結果、車輪径差を厳密に管理する必要はなく、車輪径差に対する管理負担を軽減することができるという効果がある。更に、差動歯車機構は、台車に支持される車体に懸架されているので、台車を構成する部材に差動歯車を支持させる場合に比べて差動歯車機構にかかる衝撃を緩和させることができるという効果がある。

10

【0015】

請求項2記載の2輪軸動力伝達装置によれば、請求項1記載の2輪軸動力伝達装置の奏する効果に加え、差動歯車機構は、第1出力軸と第2出力軸とが第1推進軸と略平行になるように配置されているので、第1推進軸が延びる方向と交差する方向に装置が大型化するのを抑制することができるという効果がある。

【0016】

請求項3記載の2輪軸動力伝達装置によれば、請求項1又は2に記載の2輪軸動力伝達装置の奏する効果に加え、差動歯車機構は台車と重複しない位置に配置されているので、差動歯車機構を台車と重複する位置に配置する場合に比べてスペース的な余裕があり、差動歯車機構を配置する位置の設計の自由度を向上させることができるという効果がある。

20

また、差動歯車機構は、第1出力軸と第2出力軸との中心軸が第1輪軸の車軸と第2輪軸の車軸とに対して略直交するように第2減速機との間に第1減速機を挟んで配置されているので、第1出力軸と第1減速機とを第2推進軸により直接に連結すると共に、第2出力軸と第2減速機とを推進軸機構により直接に連結することはできないが、第1出力軸と第2出力軸との少なくとも一方には、第1出力軸または第2出力軸から出力される回転力を中心軸から離れる方向に伝達する中継歯車機構が連結されているので、中継歯車機構と第2推進軸とを介して第1出力軸と第1減速機とを連結したり、または、中継歯車機構と推進軸機構とを介して第2出力軸と第2減速機とを連結することができる。

【0017】

請求項4記載の2輪軸動力伝達装置によれば、請求項3に記載の2輪軸動力伝達装置の奏する効果に加え、前記第1出力軸と前記第2出力軸とに連結される中継歯車機構の内、少なくとも一方は、第1出力軸または第2出力軸に固設される第1歯車と、その第1歯車の回転軸に対して高さが異なる回転軸を有する少なくとも1以上の第2歯車とを噛み合わせて構成されているので、第1出力軸と第2推進軸との間隔または第2出力軸と推進軸機構との間隔を適切な位置に設計することができる。これにより、第1出力軸及び第2出力軸、第1推進軸、第2推進軸、推進軸機構の4本の異なる中心軸を各部の干渉を避け適切に配設することができ、差動歯車機構に対する第1推進軸の連結部の位置をレール方向で台車寄りとし、一方、第2推進軸及び推進軸機構の各々の連結部を反台車寄りとすることで、レール方向の装置全体の占有スペースを小さくすることができるという効果がある。

30

【0018】

請求項5記載の2輪軸動力伝達装置によれば、請求項4に記載の2輪軸動力伝達装置の奏する効果に加え、差動歯車機構は中継歯車機構と一緒に車体に取付けられている収容ケースに収容されているので、差動歯車機構と中継歯車機構とを別々に収容する場合に比べて部品点数を減少させることができ、装置の製造コストを低減することができるという効果がある。また、中継歯車機構についても収容ケースを介して車体に懸架させることができるので、台車を構成する部材に中継歯車機構を支持させる場合に比べて中継歯車機構にかかる衝撃を緩和させることができるという効果がある。

40

【0019】

請求項6記載の2輪軸動力伝達装置によれば、請求項3から5のいずれかに記載の2輪軸動力伝達装置の奏する効果に加え、中継歯車機構と第2出力軸とのいずれから出力される

50

回転力は第3推進軸、中継継手、第4推進軸を介して第2減速機に伝達され、中継継手は台車または第1減速機に支持されているので、中継継手と第4出力軸との台車または第1減速機に対する上下、左右の相対変位を規制することができる。例えば、第1輪軸の車軸と第2輪軸の車軸との間に各車軸と略平行に架け渡される枕梁と第2減速機との間に中継継手が配置され、第4推進軸が枕梁を貫通して中継継手と第2減速機とに連結される場合に、その第4推進軸を貫通させるために枕梁に空ける穴の大きさを小さくすることができる。台車の本来の構成が崩れるのを抑制することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0020】

以下、本発明の好ましい実施の形態について、添付図面を参照して説明する。まず、本発明の2輪軸動力伝達装置に関する第1実施例を図1乃至図4を参照して説明する。図1(a)はディーゼル動車100の外観を簡略化して示す側面図であり、図1(b)は図1(a)の矢印Ib方向視における平面図である。

10

【0021】

ディーゼル動車100は、ディーゼルエンジン101の出力を動力として走行する動車であり、主に、車体102と、車体102を支持する2台の台車103, 104とを備えている。台車103は、第1輪軸105(第1車軸105aおよび一对の第1車輪105b)と、第2輪軸106(第2車軸106aおよび一对の第2車輪106b)と、第1車軸105aと第2車軸106aとが架け渡されている一对の側梁107(台車枠の一部)とを備えている。

20

【0022】

また、ディーゼル動車100は、ディーゼルエンジン101の出力を第1輪軸105と、第2輪軸106とに伝達する動力伝達機構として、ディーゼルエンジン101と連結される液体変速機108と、液体変速機108と連結される第1推進軸2を含む2輪軸動力伝達装置1Aとを備えている。

【0023】

即ち、2輪軸動力伝達装置1Aは、ディーゼルエンジン101から液体変速機108を介して伝達される回転力を1台の台車103に備えられている第1輪軸105と第2輪軸106とに伝達する装置であり、特に、第1車輪105bと第2車輪106bとが車輪径差を有することによって生ずる弊害を抑制して、車輪径差を管理するための負担を軽減することができる装置である。

30

【0024】

次に、図2を参照して、2輪軸動力伝達装置1Aの主な構成について説明する。図2は2輪軸動力伝達1Aを模式的に示す斜視図である。2輪軸動力伝達装置1Aは、液体変速機108(図1参照)と連結される第1推進軸2と、第1推進軸2と連結される差動歯車機構3と、差動歯車機構3の第1出力軸10と連結される第1減速機4と、差動歯車機構3の第2出力軸11と連結される第2推進軸6と、第2推進軸6と連結される第2減速機7とを備えている。尚、差動歯車機構3と第1減速機4とは第1収容ケース8内に一緒に収容されており、第2減速機7は単独で第2収容ケース9に収容されている。

【0025】

第1推進軸2は、液体変速機108(図1参照)から伝達される回転力を差動歯車機構3に伝達するものである。差動歯車機構3は、第1車輪105bと第2車輪106bとの車輪径に差がある場合に小さい方の車輪が大きい方の車輪よりも速く回転するように第1推進軸2から伝達される回転力を第1減速機4と第2減速機7とに分配して伝達するものである。第1減速機4は、回転速度を減じて差動歯車機構3の第1出力軸10から伝達される回転力を第1輪軸105に伝達するものである。第2推進軸6は、差動歯車機構3の第2出力軸11から伝達される回転力を第2減速機7に伝達するものである。第2減速機7は、第1減速機4と同じ減速比で回転速度を減じて第2推進軸6から伝達される回転力を第2輪軸106に伝達するものである。

40

【0026】

50

次に、図3および図4を参照して、2輪軸動力伝達装置1Aについて具体的に説明する。図3(a)は、2輪軸動力伝達装置1Aの外観を示す平面図であり、図3(b)は、図3(a)に示す第1収容ケース8の内部構成を拡大して示す拡大平面図である。図4(a)は、図3(a)に示す矢印IVa方向視における側面図であり、図4(b)は図3(a)に示す断面線IVb-IVbの断面図である。尚、図4(b)では車体102(図1参照)の枕梁120を2点鎖線で示している。

【0027】

まず、2輪軸動力伝達装置1Aを囲む台車103について略述する。台車103は、上述した第1輪軸105と、第2輪軸106と、一对の側梁107(台車枠の一部)との他に次の構成を備えている。

【0028】

第1車軸105aと第2車軸106aとの間に側梁107, 107に架け渡される2本の横梁110(台車枠の一部)と、2本の横梁110の間であって側梁107に架け渡されて支持されている枕梁111と、枕梁111の両端に配置されている枕バネ113とを備えている。また、第1輪軸105と第2輪軸106とは軸受けを内包した軸箱114で支持され、軸バネ115を介して側梁107と係合されている。

【0029】

上述した台車103に対し、差動歯車機構3と第1減速機4とを収容する第1収容ケース8は、平面視において第2収容ケース9との間に枕梁111を挟んで配置されており、横梁110から突出するブラケット116に支持棒117を介して支持されている。第2推進軸6は、側梁107と略平行に枕梁111を貫通して配置されている。第2減速機7を収容する第2収容ケース9は、第1収容ケース8と同様に、横梁110から突出するブラケット118に支持棒119を介して支持されている。

【0030】

次に、差動歯車機構3と、第1減速機4と、第2減速機7とについて具体的に説明する。差動歯車機構3は、主に、図3(b)に示すように、第1減速機4に伝達される回転力を出力する第1出力軸10と、第1出力軸10と同軸線上であって第1出力軸10とは反対方向に延出して第2減速機7に伝達される回転力を出力する第2出力軸11と、第1出力軸10と第2出力軸11との各々に固設されて相互に対向する一对の第1傘歯車12, 12と、第1推進軸2から伝達される回転力を入力する入力軸13と、入力軸13に固設される第1平歯車14と、第1平歯車14と噛み合い第1出力軸10と第2出力軸11との中心軸線上を回転中心として第1出力軸10と第2出力軸11とに対して回転する第2平歯車15と、第2歯車15と一体に回転する差動ケース16と、差動ケース16に自転可能に支持される自転軸17と、自転軸17に対して回転可能に固設された一对の第1傘歯車12と噛み合う一对の第2傘歯車18, 18とを備えている。

【0031】

尚、平歯車14が固設されている側とは反対側の入力軸13の端部には第1推進軸2が連結され、第1傘歯車12が固設されている側とは反対側の第2出力軸11の端部には第2推進軸6が連結される。

【0032】

第1減速機4は、主に、図4(a)に示すように、第1傘歯車12が固設されている側とは反対側の第1出力軸10の端部に固設されている第1平歯車19と、第1平歯車19と噛み合う第2平歯車20と、第2平歯車20が固設されている側とは反対側の軸21の端部に固設されている小傘歯車22と、小傘歯車22と噛み合って車軸105bに固設されている大傘歯車23(図3(b)、図4(b))とを備えている。

【0033】

第2減速機7は、第1減速機4と同様に構成されているため具体的な図示は省略するが、図2において模式的に示すように、第2推進軸6と連結される軸26に固設されている第1平歯車27と、第1平歯車27と噛み合う第2平歯車28と、第2平歯車28が固設されている軸29の反対側端部に固設されている小傘歯車30と、小傘歯車30と噛み合

って車軸 106 a に固設されている大傘歯車 31 とを備えている。

【0034】

上述したように構成された 2 輪軸動力伝達装置 1 A によれば、図 2 に示すように、第 1 推進軸 2 から伝達される回転力によって入力軸 13、第 1 平歯車 14 が回転すると、第 1 平歯車 14 と噛み合っている第 2 平歯車 15 が回転する。

【0035】

ここで、車輪 105 b と車輪 106 b との車輪径が同じ（差がない）場合には、第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 とには同じ荷重がかかるので、差動ケース 16 内の 1 対の第 1 傘歯車 12、12 と、第 2 小傘歯車 18、18 とは噛み合ったまま一体化して第 2 平歯車 15 と差動ケース 16 と共に回転する。即ち、第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 とは同じ速度で回転することになる。

10

【0036】

一方、車輪 105 b と車輪 106 b との車輪径に差がある場合には、どちらかの車輪が大きな抵抗を受けるので、第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 とにかかる荷重が異なり、差動ケース 16 内の 1 対の第 1 傘歯車 12、12 と、第 2 小傘歯車 18、18 との噛み合い点で力の差が生じ、第 2 小傘歯車 18、18 は自転軸 17 を中心軸として自転するため第 1 小傘歯車 12、12 は互いに反対方向に回転し、第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 とは互いに反対方向に回転して、結果的に、車輪径が小さい方の車輪が車輪径が大きい方の車輪に比べて速く回転することになる。

【0037】

このように第 1 出力軸 10 が回転すると、第 1 出力軸 10 を介して第 1 減速機 4 に回転力が伝達され、第 1 平歯車 19、第 2 平歯車 20、軸 21、小傘歯車 22 が回転し、小傘歯車 22 と噛み合う大傘歯車 23 によって減速されて第 1 輪軸 105 が駆動する。

20

【0038】

一方、上述したように第 2 出力軸 11 が回転すると、第 2 出力軸 11 を介して第 2 減速機 7 に回転力が伝達され、第 1 平歯車 27、第 2 平歯車 28、軸 29、小傘歯車 30 が回転し、小傘歯車 30 と噛み合う大傘歯車 31 によって減速されて第 2 輪軸 106 が駆動する。

【0039】

上述したように、第 1 実施例の 2 輪軸動力伝達装置 1 A によれば、車輪 105 b と車輪 106 b との車輪径に差がある場合、差動歯車機構 3 によって、車輪径が小さい方の車輪が車輪径が大きい方の車輪に比べて速く回転することになるので、どちらかの車輪に滑りが発生し、減速機を構成する歯車に過大な荷重がかかり、減速機が破損するという弊害が発生するのを抑制することができる。

30

【0040】

次に、図 5 乃至図 9 を参照して第 2 実施例の 2 輪軸動力伝達装置 1 B について説明する。尚、上述した構成と共通する構成については、同一の符号を付してその説明を省略する。図 5 (a) はディーゼル動車 100 の外観を簡略化して示す側面図であり、図 5 (b) は図 5 (a) の矢印 V b 方向視における平面図である。

【0041】

第 2 実施例の 2 輪軸動力伝達装置 1 B は、第 1 実施例の 2 輪軸動力伝達装置 1 A と同様に、ディーゼルエンジン 101 から液体変速機 108 を介して伝達される回転力を 1 台の台車 103 に備えられている第 1 輪軸 105 と第 2 輪軸 106 とに伝達する装置であり、特に、第 1 車輪 105 b と第 2 車輪 106 b とが車輪径差を有することによって生ずる弊害を抑制して、車輪径差を管理するための負担を軽減することができる装置である。

40

【0042】

両者の主な相違点は、第 1 実施例の 2 輪軸動力伝達装置 1 A では、差動歯車機構 3 を第 1 減速機 4 と一緒に第 1 収容ケース 8 に収容し、その第 1 収容ケース 8 を台車 103 の横梁 110 で支持していたのに対し、第 2 実施例の 2 輪軸動力伝達装置 1 B は、車体 102 の底面に第 1 収容ケース 40 を取付け、その第 1 収容ケース 40 内に差動歯車機構 3 を収

50

容したものである。

【0043】

車体102に係る衝撃は第1輪軸105を構成する部材に係る衝撃より小さいので、差動歯車機構3を収容ケース40を介して車体102に懸架させることで、第1輪軸105を構成する部材に差動歯車機構3を支持させる場合に比べて差動歯車機構3にかかる衝撃を緩和させることができる。

【0044】

次に、図6を参照して、2輪軸動力伝達装置1Bの主な構成について説明する。図6は2輪軸動力伝達1Bを模式的に示す斜視図である。2輪軸動力伝達装置1Bは、液体変速機108（図5参照）と連結される第1推進軸2と、第1推進軸2と連結される差動歯車機構3と、差動歯車機構3の第1出力軸10と連結される第1中継歯車機構41と、第1中継歯車機構41と連結される第2推進軸42と、第2推進軸42と連結される第1減速機4と、差動歯車機構3の第2出力軸11と連結される第2中継歯車機構43と、第2中継歯車機構43と連結される推進軸機構（第3推進軸44、中継継手46、第4推進軸45）と、第4推進軸45と連結される第2減速機7とを備えている。

10

【0045】

尚、差動歯車機構3と第1中継歯車機構41と第2中継歯車機構43とは第1収容ケース40内に一緒に収容されており、第1減速機4と第2減速機7とは各々単独に第2収容ケース47、第3収容ケース48に収容されている。

【0046】

上述した構成の内、第1中継歯車機構41は、差動歯車機構3の第1出力軸10から出力される回転力を第2推進軸42に伝達する歯車機構である。第2中継歯車機構43は、差動歯車機構3の第2出力軸11から出力される回転力を第3推進軸44に伝達する歯車機構である。

20

【0047】

また、推進軸機構としての第3推進軸44は、第2中継歯車機構43と連結され第2中継歯車機構43から伝達される回転力を第2減速機7側に伝達するものであり、第4推進軸45は、第2減速機7と連結され第3推進軸44側から伝達される回転力を第2減速機7に伝達するものであり、中継継手46は、第3推進軸44と第4推進軸45とに連結され第3推進軸44から伝達される回転力を第4推進軸45に伝達するものである。尚、その他の構成は、上述したのと同様に構成されている。

30

【0048】

次に、図7乃至図9を参照して、2輪軸動力伝達装置1Bの各構成を具体的に説明する。図7は、2輪軸動力伝達装置1Bの外観を示す平面図である。図8(a)は、図7に示す矢印V I I I a方向視における側面図であり、図8(b)は図7に示す断面線V I I I b - V I I I bの断面図である。図8(c)は図7に示す断面線V I I I c - V I I I cの断面図である。図9(a)は第1収容ケース40の内部構成を展開して示す展開平面図である。図9(b)は、図7の矢印I X b方向視における第1収容ケース40の側面図である。

【0049】

尚、図7、図8(a)、図9(a)に示すA - A線は、第1収容ケース40に収容されている同軸上にある差動歯車機構3の第1出力軸10と第2出力軸11との中心軸を示している。また、図8(b)では車体側の枕梁120を一点鎖線で示している。

40

【0050】

第1収容ケース40は、第3収容ケース48との間に第2収容ケース47を挟むように台車103と重複しない位置に配置されている。即ち、第1収容ケース40に収容されている差動歯車機構3は、台車103と重複しない位置に配置されているので、差動歯車機構3を台車103と重複する位置に配置する場合に比べてスペース的な余裕ができ、差動歯車機構3を配置する位置の設計の自由度を向上させることができる。また、差動歯車機構3は第1出力軸10と第2出力軸11との軸芯A - A（図7参照）が第1車軸105 a

50

と第2車軸106bとに略直交するように配置されている。

【0051】

第2收容ケース47は、枕梁111と第1收容ケース40との間に配置されている。第2推進軸42は、第1收容ケース40と第2收容ケース47との間で延び、第2推進軸42の中心軸は、図7に示す平面視において、第1出力軸10と第2出力軸11との中心軸A-Aに対して横方にズレ、図8(a)に示す高さ方向においても第2推進軸42の中心軸の方が第1出力軸10と第2出力軸11との中心軸A-Aよりも下方になるよう配置されている。

【0052】

このようにして、第2推進軸42の中心軸の高さ位置を、第2收容ケース47に收容されている第1減速機4の入力軸19a(図6参照)の中心軸の高さ位置と合わせることができ、また、第1推進軸2に連結される第1收容ケース40に收容されている差動歯車機構3の入力軸13の高さを高くすることができる。

【0053】

第3收容ケース48は、第2收容ケース47との間に枕梁111を挟んで配置されている。第3推進軸44と第4推進軸45とは中継継手46を介して略直線状に連結されており、第1收容ケース40と第3收容ケース48との間を、第2推進軸42と略平行(図7参照)に同じ高さで延びている。また、第3推進軸44と第4推進軸45とは、図7に示す平面視において、第2推進軸42との間に第1出力軸10と第2出力軸11との中心軸A-Aを挟むように配置されている。尚、第4推進軸45は枕梁111を貫通して配置されている。

【0054】

中継継手46は、図7に示すように枕梁111と第3收容ケース48(第2減速機7)との間に配置されている。また、図8(c)に示すように、中継継手46は、第3推進軸44と第4推進軸45とに連結された回転軸46aと、回転軸46aを回転可能に支持する継手ケース46bとを備え、継手ケース46bは、横梁110から突出するブラケット116に固定されている。このように第3推進軸44と第4推進軸45とを連結する中継継手46をブラケット116を介して横梁110に固定することで、中継継手46と第4推進軸45との横梁110に対する上下、左右の相対変位を規制することができる。その結果、第4推進軸45を貫通させるために枕梁111に空ける穴の大きさを小さくすることができる、台車103の本来の構成が崩れるのを抑制することができる。

【0055】

次に、主に、図9を参照して、第1收容ケース40に收容されている差動歯車機構3と、第1中継歯車機構41と、第2中継歯車機構43との構成について説明する。尚、差動歯車機構3は、第1実施例で説明したのと略同様に構成されているので略述する。

【0056】

差動歯車機構3は、第1出力軸10と、第2出力軸11と、一对の第1傘歯車12, 12と、入力軸13と、第1平歯車14と、第2平歯車15と、差動ケース16と、自転軸17と、一对の第2傘歯車18, 18とを備えている。尚、図9(b)に示すように、本来は、第1平歯車14は第2平歯車15の下方に配置されており、入力軸13と、第1出力軸10とは上下に並んで配置されている。

【0057】

第1中継歯車機構41は、差動歯車機構3の第1出力軸10に固設されている第1平歯車50と、第1平歯車50と噛み合う第2平歯車51と、第2平歯車51を一端側に固設して第1出力軸10と略平行に延びる第1軸52と、第1軸52に固設されている第3平歯車53と、第3平歯車53と噛み合う第4平歯車54と、第4平歯車54が固設される第2軸55とを備えている。

【0058】

また、図9(b)からも判断できるように、第1中継歯車機構41では、第1平歯車50に対して第2平歯車51が斜め上方位置で噛み合うように、第2平歯車51の回転軸で

10

20

30

40

50

ある第1軸52が第1平歯車50の回転軸である第1出力軸10よりも上方に配置されている。また、第3平歯車53に対して第4平歯車54が斜め下方位置で噛み合うように、第4平歯車54の回転軸である第2軸55が第3平歯車53の回転軸である52よりも下方に配置されている。このように、第1中継歯車機構41を構成することで、第1出力軸10の中心軸と第2軸55の中心軸との間隔を適正な位置に設計することができ、第2軸55と連結される第2推進軸22と差動歯車連結機構3との干渉を避けることができる。

【0059】

第2中継歯車機構43は、第2出力軸11に固設されている第1平歯車60と、第1平歯車60と噛み合う第2平歯車61と、第2平歯車61と噛み合う第3平歯車62と、第3平歯車62が固設される第1軸63とを備えている。

10

【0060】

また、図9(b)からも判断できるように、第2中継歯車機構43では、第1平歯車60に対して第2平歯車61が斜め上方位置で噛み合うように、第2平歯車61の回転軸が第1平歯車60の回転軸である第2出力軸11よりも上方に配置されている。また、第2平歯車61に対して第3平歯車62が斜め下方位置で噛み合うように第3平歯車62の回転軸である第1軸63が第2平歯車61の回転軸よりも下方に配置されている。このように、第2中継歯車機構43を構成することで、第2出力軸10の中心軸と第1軸63の中心軸との間隔を適正な位置に設計することができ、第1軸63と連結される第3、第4推進軸44、45と差動歯車連結機構3との干渉を避けることができる。

【0061】

20

結局、この第1中継歯車機構41と、第2中継歯車機構43とを上述したように構成することで、第1出力軸10及び第2出力軸11、第1推進軸2、第2推進軸42、第3推進軸44および第4推進軸45(推進軸機構)の4本の異なる中心軸を各部の干渉を避け適切に配設することができ、差動歯車機構3に対する第1推進軸2の連結部の位置をレール方向で台車103寄りとし、一方、第2推進軸42及び第3推進軸44および第4推進軸45(推進軸機構)の各々の連結部を反台車寄りとすることで、レール方向の装置全体の占有スペースを小さくすることができる。

【0062】

上述したように構成された2輪軸動力伝達装置1Bによれば、図6に示すように、第1推進軸2から伝達される回転力が第1実施例で説明したのと同様に差動歯車機構3によって分配されて第1出力軸10が回転すると、第1中継歯車機構41に回転力が伝達され、第1平歯車50、第2平歯車51、第1軸52、第3平歯車53、第4平歯車54、第2軸55の経路を辿って回転力が伝達される。そして、第2推進軸42を介して第1減速機4に回転力が伝達され、上述したのと同様に、回転速度が減速されて第1輪軸105が駆動する。

30

【0063】

また、差動歯車機構3によって回転力が分配されて第2出力軸11が回転すると、第1中継歯車機構43に回転力が伝達され、第1平歯車60、第2平歯車61、第3平歯車62、第1軸63の経路を辿って回転力が伝達される。そして、第3推進軸44、第4推進軸45を介して第2減速機7に回転力が伝達され、上述したのと同様に、回転速度が減速されて第2輪軸106が駆動する。

40

【0064】

よって、第2実施例の2輪軸動力伝達装置1Bについても、第1実施例で説明したのと同様に、差動歯車機構3によって、車輪径が小さい方の車輪が車輪径が大きい方の車輪よりも速く回転することになるので、どちらかの車輪に滑りが発生するのを抑制することができる。

【0065】

次に、第3実施例の2輪軸動力伝達装置1Cについて説明する。図10は2輪軸動力伝達1Cを模式的に示す斜視図である。尚、上述した構成と共通する構成については、同一の符号を付してその説明を省略する。

50

【0066】

第3実施例の2輪軸動力伝達装置1Cは、上述した第1、第2実施例の2輪軸動力伝達装置1A、1Bと同様に、第1車輪105bと第2車輪106bとが車輪径差を有することによって生ずる弊害を抑制して、車輪径差を管理するための負担を軽減することができる装置である。

【0067】

第1実施例の2輪軸動力伝達装置1Aでは、差動歯車機構3を第1減速機4と一緒に第1収容ケース8に収容し、その第1収容ケース8を台車103の横梁110で支持していたのに対し、第3実施例の2輪軸動力伝達装置1Cは、差動歯車機構3を第1減速機4と第2減速機7とは別に横梁110に支持されている収容ケース70に収容したものである。

10

【0068】

2輪軸動力伝達装置1Cは、主に、第1推進軸2と、第1推進軸2と連結される差動歯車機構3と、差動歯車機構3の第1出力軸10側に連結される第1減速機4と、差動歯車機構3の第2出力軸11側に連結される第2減速機7とを備えている。

【0069】

差動歯車機構3と、差動歯車機構3の第1出力軸の端部に固設されている第1小傘歯車71と、その第1小傘歯車71と噛み合う第2小傘歯車72と、差動歯車機構3の第2出力軸11の端部に固設されている第3小傘歯車73と、第3小傘歯車73と噛み合う第4小傘歯車74とが第1収容ケース70内に収容されている。

20

【0070】

第1減速機4は、第1車軸105aに連結されている大平歯車75と、大平歯車75と噛み合う小平歯車76とを備え、それらは第2収容ケース78に収容されている。そして、小平歯車76が固設されている軸と第2小傘歯車72が固設されている軸とを自在継手77で連結している。

【0071】

第2減速機7は、第2車軸106aに連結されている大平歯車79と、大平歯車79と噛み合う小平歯車80とを備え、それらは第3収容ケース82に収容されている。そして、小平歯車80が固設されている軸と第4小傘歯車74が固設されている軸とを自在継手81で連結している。

30

【0072】

上述したように構成された2輪軸動力伝達装置1Cによれば、第1推進軸2から伝達される回転力が第1実施例で説明したのと同様に差動歯車機構3によって分配されて第1出力軸10が回転すると、第1小傘歯車71、第2小傘歯車72が回転し、回転力が自在継手77を介して第1減速機4に伝達される。第1減速機4では、小平歯車76を介して大平歯車75が回転し、大平歯車75によって回転速度が減速されて第1輪軸105が駆動する。

【0073】

また、差動歯車機構3によって回転力が分配されて第2出力軸11が回転すると、第3小傘歯車73、第4小傘歯車74が回転し、回転力が自在継手81を介して第2減速機7に伝達される。第2減速機7では、小平歯車80を介して大平歯車79が回転し、大平歯車79によって回転速度が減速されて第2輪軸106が駆動する。

40

【0074】

このように、第3実施例の2輪軸動力伝達装置1Cについても、上述したのと同様に、差動歯車機構3によって、差動歯車機構3によって、車輪径が小さい方の車輪が車輪径が大きい方の車輪よりも速く回転することになるので、どちらかの車輪に滑りが発生するのを抑制することができる。

【0075】

また、差動歯車機構3は、第1減速機4と第2減速機7とは別に横梁110に支持されている第1収容ケース70内に収容されているので、差動歯車機構3に係る衝撃を低減する

50

ことができる。即ち、横梁 110 は、図 4、図 8 に示すように、枕バネ 113 と軸バネ 115 との間の所謂バネ間の部品であり、軸バネ 115 よりも下の所謂バネ下の部品である第 1 輪軸 105、第 2 輪軸 106 とでは、第 1 輪軸 105、第 2 輪軸 106 の方が大きな衝撃がかかる。よって、差動歯車機構 3 を第 1 減速機 4 と第 2 減速機 7 とは別に横梁 110 に支持されている第 1 収容ケース 70 内に収容することで、第 1 減速機 4 や第 2 減速機 7 を介して差動歯車機構 3 に大きな衝撃が加わるのを抑制することができる。

【0076】

以上、実施の形態に基づき本発明を説明したが、本発明は上記実施の形態に何ら限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で種々の改良変形が可能であることは容易に推察できるものである。

10

【0077】

例えば、上記第 1 実施例では、差動歯車機構 3 の第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 の回転中心軸を図 2 の位置から、第 1 減速機 4 の小傘歯車 21 の回転中心軸及び第 2 減速機 9 の小傘歯車 30 の回転中心軸と同軸となるように変更することで、第 1 減速機 4 の第 1 平歯車 19、第 2 平歯車 20 及び軸 21、並びに第 2 減速機 7 の第 1 平歯車 27、第 2 平歯車 28 及び軸 29 を廃止し、差動歯車機構 3 の第 1 出力軸 10 と小傘歯車 22 を直接固設し、また差動歯車機構 3 の第 2 出力軸 11 に連結される第 2 推進軸 6 にさらに連結される軸 26 と小傘歯車 30 を直接固設することで部品点数を減らしたシンプルな構成とすることもできる。ただしその場合は台車の横梁 110 と差動歯車機構 3 の干渉を避ける為、一般的には枕梁 111 を廃止して空いたスペースに横梁 110 を曲げて配設する必要がある

20

【0078】

また、上記第 1 実施例では、第 1 減速機 4 と、差動歯車機構 3 とを一緒に第 1 収容ケース 8 に収容する場合について説明したが、差動歯車機構 3 だけを専用の収容ケースに収容し、その収容した収容ケースを台車 103 と重複する車体 102 に懸架するようにしても良い。かかる場合には、差動歯車機構 3 にかかる衝撃を緩和することができる。また、台車 103 と重複する領域において車体 102 に懸架することで、台車 103 と重複しない部分を有効利用することができる。

【0079】

また、上記第 2 実施例では、第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 との中心軸 A - A を挟んで第 2 推進軸 42 と、第 3、第 4 推進軸 44、45 とが延びているが、例えば、第 1 出力軸 10 と第 2 出力軸 11 との中心軸 A - A の延長線上の略真下に第 2 推進軸 42 が延びるように第 1 減速機 4 を配置することで、第 1 出力軸 10 と、第 2 推進軸 42 とは、上述した第 2 実施例のように第 1 中継歯車機構 41 によって幅方向と高さ方向とを調節する必要はなく、高さ方向だけを調節して連結することができ、第 2 実施例の場合に比べて部品点数を減らしたシンプルな構成とすることもできる。

30

【0080】

また、上記第 3 実施例では、第 1 収容ケース 70 を横梁 110 に支持する場合について説明したが、第 1 収容ケース 70 を支持させる部位としては、横梁 110 に限定されるものではなく、例えば、側梁 107 等であっても良い。

40

【図面の簡単な説明】

【0081】

【図 1】(a) はディーゼル動車の外観を簡略化して示す側面図であり、(b) は図 1 (a) の矢印 I b 方向視における平面図である。

【図 2】第 1 実施例の 2 輪軸動力伝達を模式的に示す斜視図である。

【図 3】(a) は、2 輪軸動力伝達装置の外観を示す平面図であり、(b) は、図 3 (a) に示す第 1 収容ケースの内部構成を拡大して示す拡大平面図である。

【図 4】(a) は、図 3 (a) に示す矢印 I v a 方向視における側面図であり、(b) は図 3 (a) に示す断面線 I v b - I v b の断面図である。

【図 5】(a) はディーゼル動車の外観を簡略化して示す側面図であり、(b) は図 5 (

50

a) の矢印 V b 方向視における平面図である。

【図 6】第 2 実施例の 2 輪軸動力伝達を模式的に示す斜視図である。

【図 7】第 2 実施例の 2 輪軸動力伝達装置の外観を示す平面図である。

【図 8】(a) は、図 7 に示す矢印 V I I I a 方向視における側面図であり、(b) は図 7 に示す断面線 V I I I b - V I I I b の断面図である。(c) は図 7 に示す断面線 V I I I c - V I I I c の断面図である。

【図 9】(a) は第 1 収容ケースの内部構成を展開して示す展開平面図である。(b) は、図 7 (a) の矢印 I X b 方向視における第 1 収容ケースの側面図である。

【図 10】第 3 実施例の 2 輪軸動力伝達を模式的に示す斜視図である。

【符号の説明】

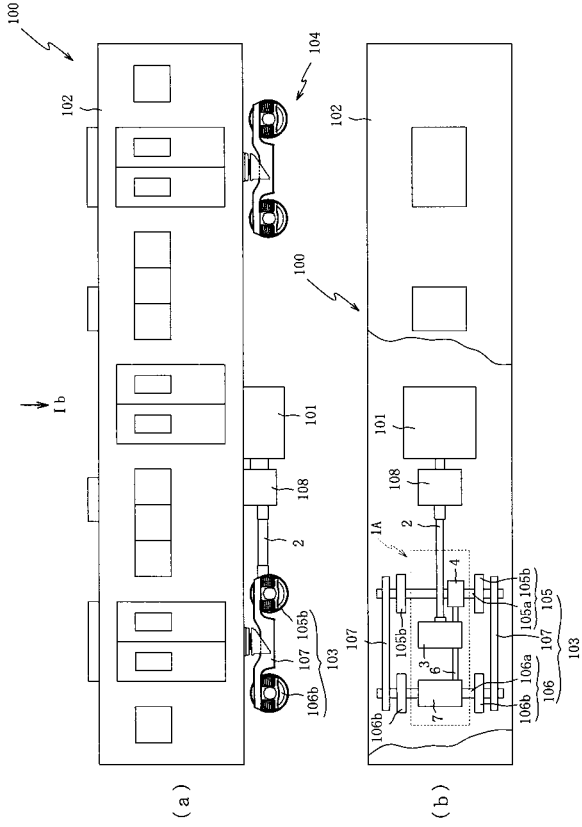
10

【 0 0 8 2 】

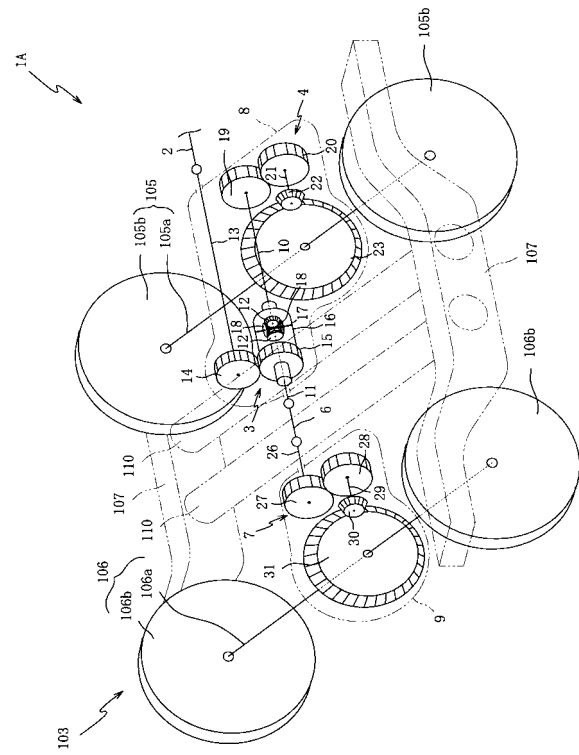
1 B	2 輪軸動力伝達装置
2	第 1 推進軸
3	差動歯車伝達機構
4	第 1 減速機
7	第 2 減速機
1 0	第 1 出力軸
1 1	第 2 出力軸
1 3	入力軸
4 1	第 1 中継歯車機構 (中継歯車機構)
4 2	第 2 推進軸
4 3	第 2 中継歯車機構 (中継歯車機構)
4 4	第 3 推進軸 (推進軸機構の一部)
4 5	第 4 推進軸 (推進軸機構の一部)
4 6	中継継手 (推進軸機構の一部)
1 0 1	ディーゼルエンジン (原動機)
1 0 2	車体
1 0 5	第 1 輪軸
1 0 6	第 2 輪軸

20

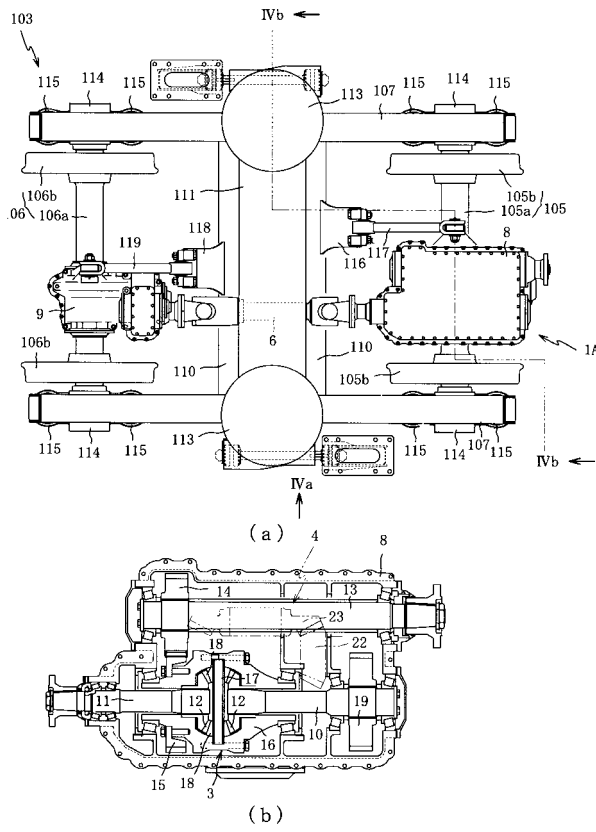
【図 1】



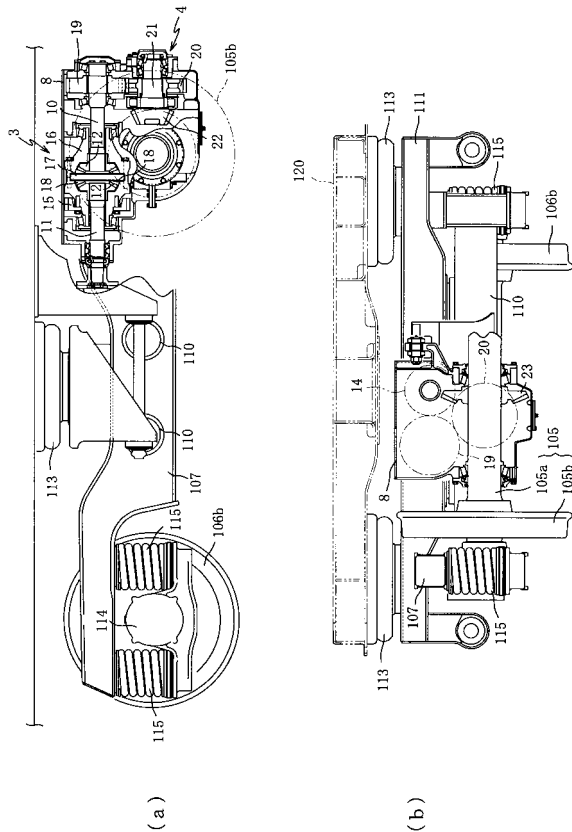
【図 2】



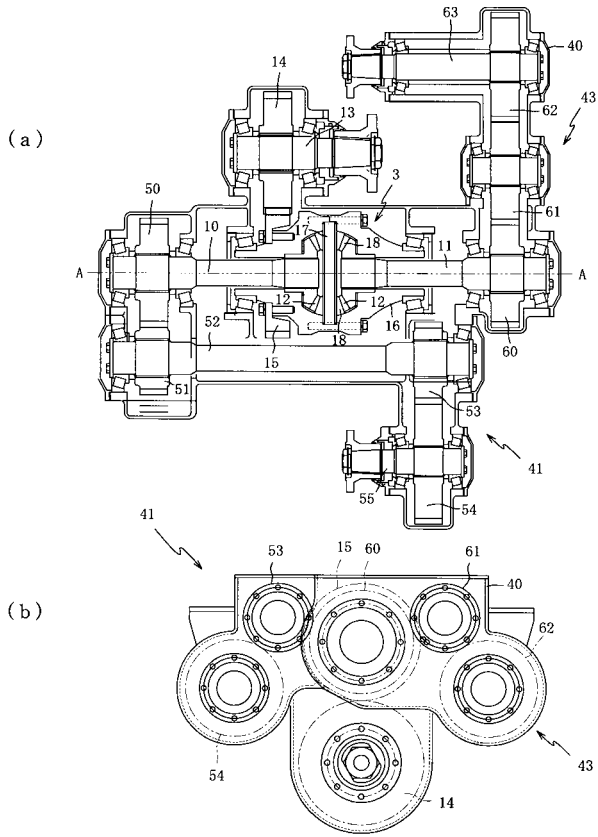
【図 3】



【図 4】



【 図 9 】



【 図 10 】

